

UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO
CENTRO TECNOLÓGICO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

CIRO COLONNA RIBEIRO

**DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE INFORMAÇÃO
PARA MONITORAMENTO E DIAGNÓSTICO DE
DESEMPENHO TERMODINÂMICO DE UMA CENTRAL
TERMELÉTRICA COM MOTORES DE COMBUSTÃO
INTERNA**

Autor: **Ciro Colonna Ribeiro**

Orientador: **Prof. Dr. José Joaquim Conceição Soares Santos**

Co-orientador: **Prof. Dr. João Luiz Marcon Donatelli**

Vitória, Outubro de 2014

UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO
CENTRO TECNOLÓGICO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

CIRO COLONNA RIBEIRO

**DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE INFORMAÇÃO
PARA MONITORAMENTO E DIAGNÓSTICO DE
DESEMPENHO TERMODINÂMICO DE UMA CENTRAL
TERMELÉTRICA COM MOTORES DE COMBUSTÃO
INTERNA**

Autor: **Ciro Colonna Ribeiro**

Orientador: **Prof. Dr. José Joaquim Conceição Soares Santos**

Co-orientador: **Prof. Dr. João Luiz Marcon Donatelli**

Curso: **Mestrado em Engenharia Mecânica**

Área de Concentração: **Ciências Mecânicas**

Dissertação submetida ao Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Espírito Santo como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Vitória, Outubro de 2014

UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO
CENTRO TECNOLÓGICO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

CIRO COLONNA RIBEIRO

**DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE INFORMAÇÃO
PARA MONITORAMENTO E DIAGNÓSTICO DE
DESEMPENHO TERMODINÂMICO DE UMA CENTRAL
TERMELÉTRICA COM MOTORES DE COMBUSTÃO
INTERNA**

Autor: **Ciro Colonna Ribeiro**

Orientador: **Prof. Dr. José Joaquim Conceição Soares Santos**

Co-orientador: **Prof. Dr. João Luiz Marcon Donatelli**

Composição da banca Examinadora:

Prof. Dr. Osvaldo José Venturini - IEM/UNIFEI

Prof. Dr. Márcio Ferreira Martins - DEM/UFES

Prof. Dr. José Joaquim Conceição Soares Santos - DEM/UFES

Prof. Dr. João Luiz Marcon Donatelli - DEM/UFES

Vitória, Outubro de 2014

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho aos meus familiares e amigos que sempre estiveram comigo ao longo desta caminhada.

AGRADECIMENTOS

Agradeço o apoio financeiro da Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis – ANP –, da Financiadora de Estudos e Projetos – FINEP – e do Ministério da Ciência, Tecnologia e Inovação – MCTI, por meio do Programa de Recursos Humanos da ANP para o Setor Petróleo e Gás – PRH-ANP/MCTI, bem como da Petrobras.

Faço um agradecimento especial ao meu orientador José Joaquim e ao meu co-orientador João Luiz Donatelli por depositarem em mim a confiança necessária para a realização deste trabalho. Também sou grato aos meus mestres pelos inúmeros conselhos que me fizeram perceber a importância de administrar conflitos profissionais e pessoais de modo a aprender, dia após dia, uma forma de conciliar os diferentes pontos de vista.

“Ninguém é tão grande que não possa aprender, nem tão pequeno que não possa ensinar.”

Esopo

RESUMO

RIBEIRO, C. C. (2014), *Desenvolvimento de um Sistema de Informação para Monitoramento e Diagnóstico de Desempenho Termodinâmico de uma Central Termelétrica com Motores de Combustão Interna*, Vitória, 181p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Centro Tecnológico, Universidade Federal do Espírito Santo.

Um sistema de informação para o monitoramento e diagnóstico de desempenho de centrais termelétricas é uma ferramenta capaz de auxiliar no gerenciamento das atividades de manutenção. Portanto, esta dissertação tem por objetivo desenvolver um sistema de informação para o monitoramento e diagnóstico de desempenho termodinâmico em uma central termelétrica equipada com motores de combustão interna, sistema este capaz de ser implementado em uma aplicação em ambiente MS Windows. Neste trabalho, a condição de referência é estabelecida nas condições ISO com base em testes realizados na planta em operação, além de informações técnicas adicionais. Conseqüentemente, para o diagnóstico, o estado real é corrigido para a condição ISO. Mesmo assim, além do estado de referência definido, para maior confiabilidade dos resultados foi considerada outra base de comparação em função das informações do fabricante. Além disso, como a central termelétrica possui 20 unidades motogeradoras iguais, o sistema de informação desenvolvido mostrou-se prático comparar os parâmetros operacionais entre duas unidades quaisquer, visando uma análise independente da qualidade do modelo de referência.

Palavras-chave

Diagnóstico. Monitoramento. Desempenho. Geração Termelétrica. Estado de Referência

ABSTRACT

RIBEIRO, C. C. (2014), *Development of an Information System for Monitoring and Diagnosis of Thermodynamic Performance of a Thermo Power Plant with Internal Combustion Engines*, Vitoria, 181p. M.Sc. Thesis – Technological Center, Federal University of Espirito Santo.

An information system for monitoring and diagnosing performance of thermoelectric power plants is a tool to assist in the management of maintenance activities. Therefore, this thesis aims to develop an information system for monitoring and diagnosing thermodynamic performance in a thermoelectric power plant equipped with internal combustion engines, this system can be implemented in an application in MS Windows. In this work, the reference condition is established at ISO conditions based on tests conducted at the plant in operation, and additional technical information. Consequently, for the diagnosis, the actual condition is corrected to ISO conditions. Nevertheless, beyond the reference state defined, for increased reliability of the results was considered another basis for comparison on the basis of information from the manufacturer. Moreover, as the central thermal motogeradoras has 20 equal units, the information system developed proved practical to compare the operating parameters between any two units, seeking an independent analysis of the quality of the reference model.

Keywords

Diagnosis. Monitoring. Performance. Thermoelectric Generation. State Reference

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Faixa de rendimento típico para diversas tecnologias de geração termelétrica.....	19
Figura 1.2 - Custo de geração elétrica em diferentes tipos de centrais termelétricas.....	20
Figura 2. 1 - Evolução do heat rate ao longo da vida útil de uma instalação.....	30
Figura 2. 2 - Representação do fluxo mássico por um compressor.....	41
Figura 3. 1 - Representação esquemática do motor W20V32 dentro da casa de máquinas.....	53
Figura 3. 2 - Visão geral dos equipamentos auxiliares e subsistemas do motor.	55
Figura 3. 3 - Representação esquemática do sistema de admissão de ar.....	59
Figura 3. 4 - Representação esquemática do sistema de exaustão de gases.....	60
Figura 3. 5 - Representação esquemática de uma caldeira auxiliar.....	67
Figura 3. 6 - Representação esquemática do sistema de aquecimento da central termelétrica.	72
Figura 3.7 - Representação esquemática do sistema de ar de partida das unidades motogeradoras.	73
Figura 3.8 - Apresentação de uma das telas que compõe o sistema supervisorio da central termelétrica.	74
Figura 4.1 - Modelo de simulação de uma unidade motogeradora com caldeira de recuperação de calor desenvolvido no Thermoflex®.....	78
Figura 4.2 - Principais subsistemas energéticos que compõe um motor de combustão interna.....	89
Figura 4.3 - Modelo de simulação de uma unidade motogeradora com caldeira de recuperação de calor desenvolvido no Thermoflex® para o segundo ajuste.	94
Figura 4.4 - Representação gráfica do consumo específico de combustível informado pelo fabricante e do modelo de referência.	97
Figura 4.5 - Comparação da vazão de gases de exaustão obtida no segundo ajuste no Thermoflex® com os valores de maior e menor tolerância definido pela ISO 15550.....	99
Figura 4.6 - Comparação da temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina obtida no segundo ajuste no Thermoflex® com os valores de maior e menor tolerância definido pela ISO 15550.....	100
Figura 5.1 - Representação esquemática de uma caldeira de recuperação de calor.	110
Figura 5.2 - Curva representado o comportamento do fator de projeção em função da carga.....	115
Figura 5.3 - Representação gráfica qualitativa do procedimento que permite calcular a economia de combustível.	117
Figura 5.4 - Representação gráfica qualitativa do procedimento que permite calcular a redução no consumo específico de combustível.	121
Figura 6.1 - Gráfico obtido a partir da função de diagnóstico Consumo Específico de Combustível.	124
Figura 6.2 - Gráfico obtido a partir da função de diagnóstico Carga Real.....	125

Figura 6.3 - Gráfico obtido a partir da função de diagnóstico Comparação dos Fluxos de Calor entre Unidades Motogeradoras - Condição Operacional.	127
Figura 6.4 - Gráfico obtido a partir da função de diagnóstico Comparação dos Fluxos de Calor entre Unidades Motogeradoras - Condição ISSO.	128
Figura 6.5 - Gráfico obtido a partir da função de diagnóstico Uso da Capacidade de Geração de Energia Elétrica.	129
Figura 6.6 - Gráfico obtido a partir da função de diagnóstico Avaliação dos Parâmetros - Pressão no Coletor de Ar do Motores.	130
Figura 6.7 - Gráfico obtido a partir da função de diagnóstico Derating e Desvio de Potência.	130
Figura 6.8 - Gráfico obtido a partir da função de diagnóstico Diferenças de Temperatura no Resfriador de Ar de Baixa Temperatura.	132
Figura 6.9 - Gráfico obtido a partir da função de diagnóstico Demanda Interna de Energia Elétrica na Usina - Termos Físicos.	134
Figura 6.10 - Gráfico obtido a partir da função de diagnóstico Demanda Interna de Energia Elétrica na Usina - Termos Percentuais.	134
Figura 6.11 - Gráfico obtido a partir da função de diagnóstico Avaliação de Parâmetros - Eficiência Isentrópica dos Compressores.	135
Figura 6.12 - Gráfico obtido a partir da função de diagnóstico Avaliação de Parâmetros - Eficiência Isentrópica da Turbina A.	136
Figura 6.13 - Gráfico obtido a partir da função de diagnóstico Avaliação de Parâmetros - Eficiência Isentrópica da Turbina B.	137
Figura 6.14 - Gráfico obtido a partir da função de diagnóstico Avaliação de Parâmetros - Temperatura dos Gases de Exaustão na entrada e na Saída da Turbina B.	138
Figura 6.15 - Gráfico obtido a partir da função de diagnóstico Coeficiente Global de Transferência de calor.	140
Figura 6.16 - Gráfico obtido a partir da função de diagnóstico Perda de Carga no Lado Gás.	140
Figura 6.17 - Gráfico obtido a partir da função de diagnóstico Uso dos Gases de Exaustão para Geração de Vapor.	141
Figura 6.18 - Gráfico obtido a partir da função de prognóstico Redução no Consumo de Combustível Operacional.	142
Figura 6.19 - Gráfico obtido a partir da função de prognóstico Redução Combinada no Consumo Específico de Combustível Operacional Elétrico.	143
Figura 6.20 - Gráfico obtido a partir da função de prognóstico Reserva e Desvio de Potência.	147

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. 1 - Parâmetros técnico-econômicos de diferentes tipos de centrais termelétricas.....	21
Tabela 2. 1 - Técnicas disponíveis para aplicação em ferramentas de diagnóstico.....	31
Tabela 2. 2 - Características das técnicas de diagnóstico termodinâmico.....	49
Tabela 2.3 - Características das técnicas de diagnóstico termodinâmico aplicando inteligência artificial.	50
Tabela 3. 1 - Valores médios de eficiência do gerador.	52
Tabela 3. 2 - Parâmetros de desempenho do motor W20V32 nas condições ISO.	54
Tabela 3. 3 - Balanço de energia do motor W20V32 operando no modo alta eficiência.....	56
Tabela 3. 4 - Balanço de energia do motor W20V32 operando no modo baixa emissão.....	56
Tabela 3. 5 - Parâmetros operacionais do circuito de água no radiador.....	65
Tabela 3. 6 - Parâmetros operacionais do circuito ar no radiador.....	65
Tabela 3. 7 - Parâmetros de projeto das caldeiras auxiliares.....	67
Tabela 3. 8 - Parâmetros de dimensionamento e operacionais das caldeiras de recuperação de calor .	69
Tabela 4.1 - Médias e desvios padrões dos diversos parâmetros monitorados no teste de desempenho na unidade motogeradora 08 para 100 e 75% de carga.....	80
Tabela 4.2 - Médias e desvios padrões dos diversos parâmetros monitorados no teste de desempenho na unidade motogeradora 08 para 50 e 25% de carga.....	81
Tabela 4.3 - Valores médios dos parâmetros monitorados no teste de desempenho na caldeira de recuperação de calor da UG16 para 100 e 75% de carga.....	84
Tabela 4.4 - Valores médios dos parâmetros monitorados no teste de desempenho na caldeira de recuperação de calor da UG16 para 50 e 25% de carga.....	86
Tabela 4.5 - Vazão média de água de resfriamento do motor na tubulação de retorno do radiador.	88
Tabela 4.6- Comparação da distribuição de calor em cada subsistema energético em função dos dados do fabricante e do ajuste no Thermoflex®.....	91
Tabela 4.7 - Distribuição de calor informada pelo fabricante e percentual de energia empregada para novo ajuste no simulador.....	92
Tabela 4.8 - Comparação ente os parâmetros termodinâmicos obtidos no segundo ajuste no Thermoflex® com os resultados do teste de desempenho.	95
Tabela 5.1 - Descrição dos parâmetros utilizados no cálculo do consumo específico de combustível.105	
Tabela 5.2 - Consumos específicos de combustível e fatores de projeção.....	114
Tabela 6.1 - Parâmetros individuais das unidades motogeradoras obtidos no sistema supervisório da usina.	123
Tabela 6.2 - Parâmetros gerais da usina obtidos no sistema supervisório.....	124
Tabela 6.3 - Consumo específico de combustível operacional projetado para 100% de carga.....	126

Tabela 6.4 - Temperaturas de orvalho obtida no sistema supervisório e calculadas por modelagem própria.	132
Tabela 6.5 - Conjunto de parâmetros operacionais utilizados para obtenção dos índices de desempenho das caldeiras.	139
Tabela 6.6 - Ganho total na planta em termos de economia no consumo de combustível.	142
Tabela 6.7 - Ganho total na planta em termos da redução combinada no consumo específico de combustível operacional elétrico.	143
Tabela 6.8 - Ganho total na planta calculado pela função de prognóstico Reserva e Desvio de Potência.	148
Tabela A. 1 - Parâmetros da UG01 obtidos no sistema supervisório da usina.	162
Tabela A. 2 - Parâmetros da UG02 obtidos no sistema supervisório da usina.	163
Tabela A. 3 - Parâmetros da UG03 obtidos no sistema supervisório da usina.	164
Tabela A. 4 - Parâmetros da UG04 obtidos no sistema supervisório da usina.	165
Tabela A. 5 - Parâmetros da UG05 obtidos no sistema supervisório da usina.	166
Tabela A. 6 - Parâmetros da UG06 obtidos no sistema supervisório da usina.	167
Tabela A. 7 - Parâmetros da UG07 obtidos no sistema supervisório da usina.	168
Tabela A. 8 - Parâmetros da UG08 obtidos no sistema supervisório da usina.	169
Tabela A. 9 - Parâmetros da UG09 obtidos no sistema supervisório da usina.	170
Tabela A. 10 - Parâmetros da UG10 obtidos no sistema supervisório da usina.	171
Tabela A. 11 - Parâmetros da UG11 obtidos no sistema supervisório da usina.	172
Tabela A. 12 - Parâmetros da UG12 obtidos no sistema supervisório da usina.	173
Tabela A. 13 - Parâmetros da UG13 obtidos no sistema supervisório da usina.	174
Tabela A. 14 - Parâmetros da UG14 obtidos no sistema supervisório da usina.	175
Tabela A. 15 - Parâmetros da UG15 obtidos no sistema supervisório da usina.	176
Tabela A. 16 - Parâmetros da UG16 obtidos no sistema supervisório da usina.	177
Tabela A. 17 - Parâmetros da UG17 obtidos no sistema supervisório da usina.	178
Tabela A. 18 - Parâmetros da UG18 obtidos no sistema supervisório da usina.	179
Tabela A. 19 - Parâmetros da UG19 obtidos no sistema supervisório da usina.	180
Tabela A. 20 - Parâmetros da UG20 obtidos no sistema supervisório da usina.	181

SIMBOLOGIA

Siglas e Abreviaturas

A	Área Total de Troca Térmica na Caldeira
ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
ANP	Agência Nacional de Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis
ASME	Sociedade Americana de Engenheiros Mecânicos
C	Carga
CAC	Resfriador de ar
CESP	Consumo Específico de Combustível
DTML	Diferença de Temperatura Média Logarítmica
EC	Redução no Consumo de Combustível Operacional
ECESP	Redução no Consumo Específico de Combustível Operacional Elétrico
ECOS	International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems
ENCIT	Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciência Térmicas
FP	Fator de Projeção
HT	Alta Temperatura
IAEA	Agência Internacional de Energia Atômica
IAEE	International Association for Energy and Economics
ISO	International Organization for Standardization
LOC	Resfriador de Óleo Lubrificante
LT	Baixa Temperatura
MCI	Motor de Combustão Interna
OCB1	Óleo Combustível de Baixo Teor de Enxofre
P	Potência
p	Pressão
P&D&I	Pesquisa, Desenvolvimento e Inovação
PCI	Poder Calorífico Inferior
RP	Reserva de Potência
S	Tempo
SNPTEE	Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica

T	Temperatura
TADEUS	Thermoeconomic Approach to the Diagnosis of Energy Utility Systems
U	Coeficiente Global de Transferência de Calor
UG	Unidade Motogeradora

Símbolos

c_p	Calor Específico
η_{mec}	Eficiência Mecânica
α	Fator de Ajuste de Potência
α_c	Fator de Correção de Potência
\dot{Q}	Fluxo de Calor
θ	Parâmetro Interno
Δp	Perda de Carga no Lado Gás
ΔT	Variação de Temperatura
\dot{m}	Vazão Mássica
K	Razão de Potência Indicada

Subscritos

100%	Carga do Motor de 100%
50%	Carga do Motor de 50%
75%	Carga do Motor de 75%
bloco	Bloco do Motor
CAC,HT	Resfriador de Ar de Alta Temperatura
CAC,LT	Resfriador de Ar de Baixa Temperatura
caldeira	Caldeiras de Recuperação de Calor
comb	Combustível
corrigida	Referente á Potência de Eixo Máxima Corrigida
cr	Referentes às Condições da Água de Resfriamento

design	Referente ao ponto de projeto
e	Entrada
ele	Elétrica
fab	Fabricante
gases	Gases de Exaustão
ISO	Referente à condição ISO
máx	Máxima
melhorUG	Referente à Unidade Motogeradora com o menor Consumo Específico de Combustível Projetado para 100% de carga
óleo,lub	Óleo Lubrificante
op	Operacional
permitida	Referente à Potência Elétrica Máxima Permitida Calculada por Modelagem Própria
proj	Projetado
R&C	Radiação e Convecção
ra	Referente às Condições Atmosféricas
ref	Referência
s	Saída
set	Definido Diretamente no Sistema Supervisório da Usina
SP	Sistema Supervisório
x	Referente ao Teste

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	viii
LISTA DE TABELAS	x
SIMBOLOGIA	xii
Capítulo 1	19
INTRODUÇÃO	19
1.1 JUSTIFICATIVA E MOTIVAÇÃO	22
1.2 OBJETIVO E ALCANCE.....	23
1.3 CARACTERÍSTICAS DO SISTEMA DESENVOLVIDO.....	24
1.4 ESCOPO	26
Capítulo 2	27
REVISÃO BIBLIOGRÁFICA SOBRE MONITORAMENTO E DIAGNÓSTICO TERMODINÂMICO DE CENTRAIS TERMELÉTRICAS	28
2.1 MONITORAMENTO DE CENTRAIS TERMELÉTRICAS.....	28
2.2 DIAGNÓSTICO TERMODINÂMICO DE CENTRAIS TERMELÉTRICAS.....	30
2.2.1 Método Termoeconômico.....	31
2.2.2 Método da Reconciliação	36
2.2.3 Método da Análise Quantitativa da Causalidade.....	39
2.2.4 Método da Temperatura de Dissipação	40
2.2.5 Método da Termocaracterização	41
2.2.6 Redes Neurais	43
2.2.7 Lógica Fuzzy	45
2.2.8 Filtro de Kalman.....	46
2.2.9 Rede Bayesian	46
2.2.10 Algoritmos Genéticos	47

2.3 COMPARAÇÃO DOS MÉTODOS DE DIAGNÓSTICO DE CENTRAIS TERMELÉTRICAS	48
Capítulo 3	51
DESCRIÇÃO DA CENTRAL TERMELÉTRICA ESTUDADA.....	51
3.1 GERADOR.....	51
3.2 MOTOR.....	52
3.3 SUBSISTEMAS	54
3.2.1 Sistema de Óleo Combustível.....	56
.2.1.1 Óleo Combustível de Baixo Teor de Enxofre – OCB 1	57
3.2.2 Sistema de Óleo Lubrificante	57
3.2.2.1 Descrição do Sistema de Óleo Lubrificante	58
3.2.3 Sistema de Admissão de Ar e Exaustão de Gases	59
3.2.3.1 Filtro de Ar	60
3.2.3.2 Silenciador de Ar.....	60
3.2.3.3 Coletor de Gases.....	61
3.2.3.4 Turbocompressor	61
3.2.3.5 Damper da Caldeira da Recuperação.....	61
3.2.3.6 Chaminé.....	61
3.2.4 Sistema de Água de Resfriamento.....	62
3.2.4.1 Bombas de Água de Resfriamento	63
3.2.4.2 Resfriadores de Ar de Baixa e de Alta Temperatura e Resfriador de Óleo Lubrificante	64
3.2.4.3 Radiadores	64
3.2.4.4 Válvulas Termostáticas	66
3.2.5 Sistema de Produção de Vapor.....	66
3.2.5.2 Caldeiras de Recuperação de Calor.....	67
3.3 ASPECTOS GERAIS SOBRE OUTROS SUBSISTEMAS AUXILIARES PARA OPERAÇÃO DOS MOTORES W20V32.....	70

3.3.1 Sistema de Monitoramento de Condições Ambientais.....	70
3.3.2 Sistema de Aquecimento da Planta	71
3.3.3 Sistema de Partida das Unidades Motogeradoras.....	72
3.3.4 Sistema Supervisório	73
Capítulo 4	75
DEFINIÇÃO DO ESTADO DE REFERÊNCIA	75
4.1 CONSIDERAÇÕES GERAIS.....	75
4.2 TESTES DE DESEMPENHO.....	77
4.2.1 Teste de uma Unidade Motogeradora sem Caldeira de Recuperação de Calor... 79	
4.2.2 Teste de uma Unidade Motogeradora com Caldeira de Recuperação de Calor .. 82	
4.2.3 Teste para Medição de Vazão de Água de Resfriamento no Circuito de Baixa Temperatura.....	88
4.3 AJUSTE INICIAL NO THERMOFLEX	89
4.3.1 Modelo no Thermoflex.....	90
4.3.2 Validação dos Resultados do Ajuste Inicial	90
4.4 SEGUNDO AJUSTE NO THERMOFLEX®.....	91
4.4.1 Considerações Adicionais Necessárias para Modelagem e Simulação do Segundo Ajuste no Thermoflex®.....	93
4.4.2 Validação dos Resultados Obtidos por Meio do Segundo Ajuste	94
4.5 ESTADO DE REFERÊNCIA PARA AS CALDEIRAS DE RECUPERAÇÃO DE CALOR.....	101
4.6 CONSIDERAÇÕES SOBRE A CONDIÇÃO DE REFERÊNCIA ADOTADA	101
Capítulo 5	103
MODELAGENS DAS FUNÇÕES DE DIAGNÓSTICO E PROGNÓSTICO	103
5.1 FUNÇÕES DE DIAGNÓSTICO	103
5.1.1 Consumo Específico de Combustível.....	104
5.1.2 Uso da Capacidade de Geração de Energia Elétrica.....	105
5.1.3 Carga Real	106

5.1.4 Derating e Desvio de Potência	107
5.1.5 Demanda Interna de Energia Elétrica na Usina.....	107
5.1.6 Diferenças de Temperatura no Resfriador de Ar de Baixa Temperatura	107
5.1.7 Comparação da Distribuição dos Fluxos de Calor entre Unidades Motogeradoras ou com as Referências	108
5.1.8 Avaliação dos Parâmetros	108
5.1.9 Coeficiente Global de Transferência de Calor	109
5.1.10 Perda de Carga no Lado Gás	110
5.1.9 Uso dos Gases de Exaustão para a Geração de vapor	110
5.1.11 Análise de Tendência	111
5.2 FUNÇÕES DE PROGNÓSTICO.....	111
5.2.1 Reserva e Desvio de Potência.....	112
5.2.2 Redução no Consumo de Combustível Operacional	113
5.2.3 Redução Combinada no Consumo Específico de Combustível Operacional Elétrico	118
Capítulo 6	122
RESULTADOS E DISCUSSÃO	122
6.1 RESULTADOS DO DIAGNÓSTICO	122
6.1.1 Unidades Motogeradoras e Usina Geral.....	124
6.1.2 Caldeiras de Recuperação de Calor	139
6.2 RESULTADOS DO PROGNÓSTICO	141
Capítulo 7	149
COMENTÁRIOS FINAIS E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	149
7.1 COMENTÁRIOS FINAIS	149
7.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	152
Referências Bibliográficas	155
Apêndice A - Parâmetros Termodinâmicos das Unidades Motogeradoras Obtidos no Sistema Supervisório da Central Termelétrica.....	161

Capítulo 1

INTRODUÇÃO

Um sistema de monitoramento e diagnóstico de desempenho representa uma ferramenta que auxilia na escolha das melhores manobras operacionais e no gerenciamento das atividades de manutenção de uma central termelétrica. Inúmeros trabalhos relacionados ao desenvolvimento de um sistema de informação para Monitoramento e Diagnóstico de Desempenho já foram realizados em centrais termelétricas de ciclo combinado. Essas centrais termelétricas são as plantas de geração de potência que apresentam uma capacidade e de geração muito alta associada a rendimentos superiores aos demais tipos de centrais termelétricas. Na Fig. (1.1) são mostradas as faixas de rendimentos típicos para centrais de geração termelétrica de ciclo combinado além de outras tecnologias de geração de potência.

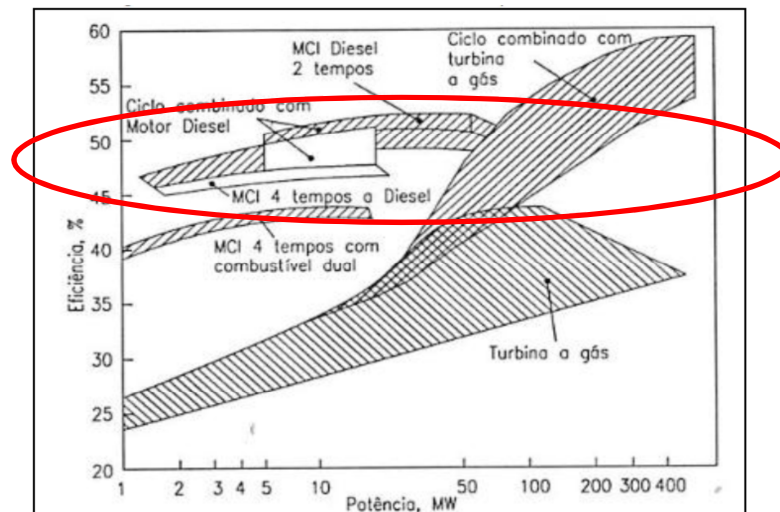


Figura 1. 1 - Faixa de rendimento típico para diversas tecnologias de geração termelétrica. Fonte: Grone e Hellmann, 1997 apud Lora e Nascimento, 2004b, p.458.

Por meio de uma análise minuciosa na Fig. (1.1), dá-se um destaque para o fato das centrais termelétricas que venham a ser equipadas com motores de combustão interna (MCI) também apresentar um rendimento comparável às centrais termelétrica de ciclo combinado, na faixa de 45% a 50% por unidade geradora, obviamente que para uma capacidade de geração inferior. É válido destacar que o ciclo a vapor não consegue alcançar essa eficiência.

Apesar de uma capacidade de geração modesta por unidade geradora, as centrais termelétricas com motores de combustão interna apresentam certas características que as tornam mais competitivas no cenário de geração termelétrica.

- Instalações com MCI podem ser concebidas por meio de uma estrutura modular. Ou seja, pequenos módulos de geração independente, que quando agrupados correspondem a uma geração alta;
- A concepção modular tem a grande vantagem de permitir uma operação sempre com alto desempenho em cada um de seus módulos, de modo que o desempenho global também será elevado;
- Caso a demanda de energia seja pequena apenas alguns módulos, ou mesmo alguns motores podem ser mantidos em operação. Neste caso os demais módulos ou motores ainda funcionam como equipamento reserva;
- Centrais termelétricas com motores de combustão interna são de rápido acionamento, sendo ideais para atender demandas de pico.

Mesmo diante do grande potencial que as centrais termelétricas equipadas com motores de combustão interna apresentam, o custo do MWh gerado ainda é muito alto quando comparado às tecnologias de geração elétrica em usinas nucleares, térmicas movidas a carvão ou gás natural, usinas eólicas e usinas hidrelétricas. A Fig. (1.2) mostra o custo de geração para diversos tipos de centrais termelétricas equipadas com diferentes tecnologias de geração.

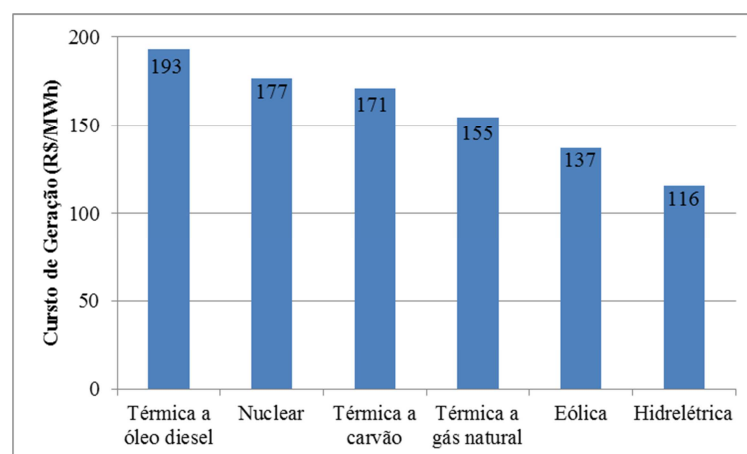


Figura 1. 2 - Custo de geração elétrica em diferentes tipos de centrais termelétricas. Fonte: Sakate e Daltro, (2013).

Outros parâmetros técnico-econômicos, gerais, para cada tipo de usina também são mostrados conforme a Tab. 1.1. Lora e Nascimento (2004b) destaca que para uma análise mais detalhada do desempenho de diferentes centrais termelétricas deve-se incluir as informações sobre os parâmetros do fluido de trabalho (gás ou vapor), além da consideração do tipo de combustível utilizado.

Tabela 1.1 - Parâmetros técnico-econômicos de diferentes tipos de centrais termelétricas. Fonte: Lora e Nascimento (2004b).

Parâmetro	Tipo de Central Termelétrica			
	Central a vapor	Turbina a Gás	Ciclo Combinado	Motores de Combustão Interna
Potência nominal por unidade (MW)	20 – 1200	0,5 - 340	7 - 800	Até 100
Custo específico (US\$/kW)	600 – 1400	300 - 350	400 - 800	580 - 800
Tipo de combustível	Sólido, Líquido ou Gasoso	Diesel Especial ou Gás Natural	Diesel Especial ou Gás Natural	Diesel ou Gás Natural
Rendimento (%)	42 - 44,5	36 - 37	55 - 60	50
Tempo de vida (h)	100.000	100.000	100.000	-
Tempo de montagem (meses)	40	10	20	10
Heat Rate (kJ/kWh)	7531 – 8081	9730 - 10000	6100 - 6300	7200

No Brasil algumas centrais termelétricas equipadas com motores de combustão interna, principalmente aquelas do sistema interligado, são feitas para ficar *stand-by* e operar apenas em casos emergenciais. Assim, não se imagina que este tipo de termelétrica seja acionada para operar continuamente na base. Talvez seja esse o motivo principal para que as ferramentas de diagnóstico ainda não tenham alcançado grande destaque neste tipo específico de instalação. O custo para o desenvolvimento desse tipo de ferramenta, que na verdade é um investimento, pode não ser viável quando levado em conta o tempo efetivo de operação da central termelétrica.

O distanciamento entre o desenvolvimento de ferramentas de diagnóstico de desempenho termodinâmico e a sua aplicação nas centrais termelétricas com MCI também está relacionado às limitações técnicas encontradas para analisar e modelar o ciclo termodinâmico dos

equipamentos de geração de potência da instalação. Um termo muito representativo e que casa perfeitamente na análise dos motores de combustão interna da central termelétrica utilizado no estudo de caso proposto neste trabalho é a designação “caixa preta”. Ou seja, entra ar e combustível e sai potência. Esse tipo de adversidade se desencadeia como um risco para o desenvolvimento de uma ferramenta de diagnóstico termodinâmico.

Na revisão bibliográfica consultada para o desenvolvimento deste trabalho não foram encontrados relatos de trabalhos que visem o desenvolvimento de um sistema de monitoramento e diagnóstico de desempenho termodinâmico para centrais termelétricas com motores de combustão interna. Muitas dificuldades relacionadas ao fato dos motores receberem um tratamento de “caixa preta” foram enfrentadas no desenvolvimento deste trabalho de mestrado. Apesar das dificuldades encontradas o sistema foi desenvolvido utilizando todos os recursos que foram disponibilizados.

1.1 JUSTIFICATIVA E MOTIVAÇÃO

Este trabalho é consequência do desenvolvimento de um projeto de pesquisa aprovado pela Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL) intitulado como “Desenvolvimento de um Sistema para Monitoramento e Diagnóstico de Desempenho de Unidades Termelétricas com Motor de Combustão Interna”. Ou seja, esta dissertação de mestrado representa apenas uma parte dos produtos obtidos por meio da execução do referido projeto de pesquisa.

A justificativa deste trabalho está relacionada ao fato de um sistema de monitoramento e diagnóstico de desempenho representar uma ferramenta que pode auxiliar na escolha das melhores manobras operacionais e no gerenciamento das atividades de manutenção de uma central termelétrica. Diante do atual aumento no uso combustíveis de origem fóssil na geração de eletricidade no país, o monitoramento e diagnóstico de desempenho termodinâmico surge como uma ferramenta muito útil para identificar e quantificar o ganho que pode ser obtido em uma central termelétrica pela eliminação das anomalias presentes nos componentes de subsistemas energéticos.

A motivação para a realização deste trabalho está relacionada ao processo contínuo de pesquisa, desenvolvimento e inovação (P&D&I) que é imprescindível para promover a racionalização do uso de fontes energéticas e a otimização do tempo de manutenção. Ainda relacionado às atividades de P&D&I é importante destacar que as vantagens obtidas por meio

da racionalização do uso de combustível e da otimização do tempo de manutenção são refletidas na redução do custo operacional da planta.

Os aspectos construtivos e termodinâmicos das unidades motogeradoras também representam um grande desafio para se desenvolver os modelos termodinâmicos que representem o funcionamento dos motores W20V32. Os processos termodinâmicos de maior importância para a geração de potência, o processo de combustão e a conversão da energia química em energia mecânica no eixo do motor, ocorrem em um mesmo local, os cilindros do motor. Além disso, os processos de turbocompressão e rejeição de calor ocorrem confinados no bloco do motor. Enfim, a possibilidade de desenvolver e propor modelos termodinâmicos que permitam analisar individualmente alguns equipamentos ou subsistemas energéticos do motor também é um fator motivador para realizar este trabalho.

Dentro do contexto de identificação dos aspectos que motivam o desenvolvimento deste trabalho também é válido ressaltar o incentivo dado pelo Governo Federal para realização de investimentos em pesquisa, desenvolvimento e eficiência energética por parte das empresas concessionárias, permissionárias e autorizadas do setor de energia elétrica por meio da Lei 9.991 de julho de 2000, com base no Art. 2º. A Lei diz que as concessionárias de geração e empresas autorizadas à produção independente de energia elétrica ficam obrigadas a aplicar, anualmente, o montante de, no mínimo, 1% de sua receita operacional líquida em pesquisa e desenvolvimento do setor elétrico, excluindo-se, por isenção, as empresas que gerem energia exclusivamente a partir de instalações eólica, solar, biomassa, pequenas centrais hidrelétricas e cogeração.

1.2 OBJETIVO E ALCANCE

O objetivo deste trabalho é desenvolver um sistema de informação para o monitoramento e diagnóstico de desempenho termodinâmico em centrais termelétricas equipadas com motores de combustão interna. Esse sistema é implementado em ambiente MS Windows. Tal sistema deve ser capaz de receber dados do sistema supervisor da usina e leituras manuais realizadas em campo e transformá-las em informações/índices de desempenho que criem subsídios para a tomada de decisão gerencial.

O alcance deste trabalho é constituir uma ferramenta computacional para auxiliar no diagnóstico termodinâmico de uma central termelétrica com motores de combustão interna. Para o desenvolvimento desse sistema de diagnóstico considera-se que o menor subsistema

presente na planta é uma unidade motogeradora. Outra característica do sistema de diagnóstico desenvolvido é o fato dos índices de desempenho ser comparados nas condições ISO, visto que não foi disponibilizado na documentação técnica informações referentes às curvas de desempenho dos motores em função das condições ambientes.

Apesar de considerar que a unidade motogeradora é um subsistema único, criadas algumas funções e/ou índices de desempenho que podem auxiliar o analista na identificação de algum componente individual que opera com ineficiência. Essas funções permitem comparar, ao mesmo tempo, parâmetros termodinâmicos de todas as unidades motogeradoras ou caldeiras de recuperação de calor que não são acompanhados no sistema supervisório.

1.3 CARACTERÍSTICAS DO SISTEMA DESENVOLVIDO

Geralmente os sistemas de informações realizam o diagnóstico comparando o estado real de operação com o estado de referência. O estado real é obtido com base em medições realizadas na planta diretamente ou através do sistema supervisório. O estado de referência é obtido a partir dos dados fornecidos pelos fabricantes de todos os equipamentos e subsistemas na operação no ponto e projeto e fora do ponto de projeto, ou seja, o ponto chave do diagnóstico é a definição do estado de referência.

Para este trabalho não foram disponibilizadas a riqueza de informações que é necessária para o estabelecimento do estado de referência com base no modelo dinâmico da planta que represente o seu comportamento em função das condições de contorno: carga, condições ambientais e combustível. Isto inviabilizou o desenvolvimento de um modelo termodinâmico para simulação do estado de referência, utilizou-se o simulador comercial Thermoflex® apenas para alguns ajustes que serão detalhados no *Capítulo 4 Definição do Estado Referência*.

Alternativamente, para a definição da condição de referência foram realizados testes de campo, na condição de operação e sem controle das condições ambientais, que foram utilizados como base de informação para se definir o estado de referência das unidades motogeradoras. O estado de referência é obtido considerando as condições ambientais definidas pela norma ISO 15550. O fato da condição ISO ser utilizada como referência está relacionada à necessidade de se realizar a comparação entre os índices de desempenho do estado real/operacional e o estado de referência em uma mesma base.

Por ter consciência de que a forma como foi definida a condição de referência não é a mais apropriada para o desenvolvimento de um sistema de monitoramento e diagnóstico de desempenho a comparação entre os resultados de alguns índices pode ser feita entre duas unidades motogeradoras quaisquer. Isso permite comparar cada uma das unidades motogeradoras com a de melhor desempenho operacional. Essa outra possibilidade de análise de resultados tem o intuito de fornecer ao analista mais uma fonte de informação para identificar possíveis ineficiências operacionais.

Seguindo a linha de raciocínio de fornecer ao analista subsídios que permitam identificar os subsistemas e/ou causas de ineficiências, também é possível comparar os parâmetros operacionais tais como temperatura, pressão e eficiência isentrópica de compressores e turbinas de qualquer unidade motogeradora com a unidade motogeradora de melhor desempenho. É possível ainda verificar o comportamento de parâmetros operacionais para todas as vinte unidades motogeradoras ao mesmo tempo, o que nem mesmo o sistema supervisor da usina é capaz de mostrar.

Apesar da metodologia de diagnóstico deste trabalho não ser rigorosamente signatária de nenhum método tradicional de diagnóstico termodinâmico (método termoeconômico, método da reconciliação, análise quantitativa da causalidade, dissipação da temperatura, termocaracterização, dentre outros) é possível atingir o objetivo do diagnóstico por meio dos mecanismos de análises dos resultados que aqui são propostos.

Na avaliação do prognóstico, tradicionalmente se leva um equipamento/subsistema de cada vez para condição ideal de operação, ou seja, as ineficiências de um equipamento são corrigidas, e verifica-se o ganho total que essa melhoria causa no sistema. No caso deste trabalho os subsistemas são independentes entre si, em outras palavras a ineficiência de um subsistema não interfere o desempenho de outro subsistema. Portanto não se analisará ganhos individuais promovidos por recuperar o desempenho de um determinado equipamento do subsistema.

O ganho obtido na central termelétrica utilizada como estudo de caso é calculado sempre considerando que o subsistema que apresente alguma ineficiência volte a operar completamente nas condições de referência. Dentro do sistema de monitoramento de desempenho desenvolvido, os resultados de prognóstico utilizam três bases de comparação (referências) diferentes para se mensurar o ganho da planta. Uma base de comparação é dada

pela própria condição de referência definida com base nos testes de desempenho, outra base de comparação tem como base os dados informados pelo fabricante e a última base de comparação leva em conta o comportamento da unidade motogeradora com melhor desempenho operacional. Para qualquer uma das bases de comparação é mostrado o ganho individual de cada subsistema e o ganho total da planta.

1.4 ESCOPO

Além deste capítulo introdutório onde foram apresentadas a motivação e justificativa deste trabalho, o objetivo e alcance e a metodologia utilizada para obter os resultados, esta dissertação conta com seis outros capítulos que integram o corpo deste trabalho. Além desses capítulos, há ainda as Referências Bibliográficas e o Apêndice A.

No Capítulo 2 é feita a revisão bibliográfica visando mostrar o estado da arte no que diz respeito ao Monitoramento e Diagnóstico de Desempenho em Centrais Termelétricas.

No capítulo 3 é feita a descrição detalhada dos principais equipamentos e sistemas operacionais que fazem parte da central termelétrica utilizada para se realizar o estudo de caso proposto neste trabalho.

No capítulo 4 é descrito detalhadamente todo o esforço despendido na definição do estado de referência a partir de testes de desempenho realizados na central termelétrica. O estado de referência é um ponto chave no contexto de diagnóstico, com base na relevância do estado de referência para o processo de diagnóstico e prognóstico sua definição merece ser tratada em um capítulo específico.

No capítulo 5 é apresentada toda a modelagem matemática desenvolvida para realizar os cálculos dos índices de diagnóstico e de prognóstico. O detalhamento do modelo matemático de cálculo é apresentado individualmente para cada índice criado, seja este um índice obtido em uma função de diagnóstico ou em uma função de prognóstico.

No capítulo 6 são apresentados os resultados de diagnóstico e prognóstico obtidos para o estudo de caso realizado. De modo a fornecer uma análise completa dos resultados é feita uma série de comentários visando discutir os resultados obtidos. Assim, a análise realizada por meio do processo de diagnóstico se torna completa e eficaz.

No capítulo 7 é feito o fechamento do trabalho com a apresentação dos comentários finais e as sugestões para trabalhos futuros de modo a colaborar e aperfeiçoar o trabalho aqui proposto e realizado.

O Apêndice A contém os parâmetros termodinâmicos de todas as unidades motogeradoras que foram utilizados para gerar os resultados de diagnóstico e prognóstico obtidos neste trabalho.

Capítulo 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA SOBRE MONITORAMENTO E DIAGNÓSTICO TERMODINÂMICO DE CENTRAIS TERMELÉTRICAS

Nas últimas duas décadas o monitoramento de desempenho de centrais termelétricas foi adquirindo cada vez mais importância no contexto de geração de energia elétrica em todo o mundo. O surgimento de empresas e produtos destinados especificamente aos testes de desempenho e aos sistemas de monitoramento em tempo real em centrais termelétricas são evidências claras de uma nova visão estratégica voltada para o desenvolvimento do setor energético.

Um grande marco nessa trajetória de desenvolvimento foi a publicação da norma ASME PTC-PM (1993), revisada pela ASME PTC-PM (2010), da Sociedade Americana de Engenheiros Mecânicos (ASME) voltada para o monitoramento do funcionamento de plantas de potência com ciclo a vapor, porém as indicações oriundas de tal documentação podem ser aplicadas para o desenvolvimento de sistemas de monitoramento de desempenho de centrais termelétricas com outros tipos de ciclos de geração de potência, conforme aponta Arrieta (2006). O mesmo autor acrescenta que o meio acadêmico também abriu novos horizontes para o desenvolvimento dessa linha de pesquisa, congressos internacionais consagrados na grande área de engenharia térmica abriram seções específicas para tratar do assunto. Como por exemplo: SNPTEE (Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica), ENCIT (Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas), ASME Power Conference, IAEE International Conference e ECOS.

Esse capítulo abordará o estado da arte no que diz respeito às principais definições e conceitos que norteiam o tema de monitoramento e diagnóstico de desempenho. Além disso, apresenta uma profunda avaliação dos vários métodos de diagnóstico termodinâmico difundidos no meio científico, bem como os vários trabalhos já realizados no âmbito acadêmico ou então em plantas industriais onde essa poderosa ferramenta já foi aplicada.

2.1 MONITORAMENTO DE CENTRAIS TERMELÉTRICAS

Orozco (2013) define monitoramento do desempenho como o processo de avaliar continuamente a capacidade de geração e a eficiência de uma usina termelétrica e seus

componentes em um período de tempo determinado usando os dados medidos na planta. Em termos mais gerais, outra definição válida é reconhecer o monitoramento do desempenho como um esforço global para manter e melhorar a eficiência térmica, capacidade de geração e manutenção da planta no longo prazo.

O objetivo do monitoramento de desempenho, segundo Gay et al. (2004), é avaliar continuamente a degradação da planta e seus equipamentos. O monitoramento deve fornecer aos operadores da planta informações adicionais que lhes permitam identificar os problemas, melhorar o desempenho e tomar as melhores decisões a respeito do cronograma de manutenção, melhorando assim a operação da planta.

Um sistema de monitoramento de desempenho adequado pode dizer o quanto o desempenho da planta variou com o tempo e quanto cada equipamento contribuiu para essa variação. Esta informação torna o operador capaz de localizar problemas relacionados ao desempenho e estimar o custo operacional relacionado à diminuição do desempenho, conforme informam os trabalhos de Silva (2009) e Orozco (2013).

Um sistema de monitoramento é tido como uma ferramenta genérica e pode ser aplicado em qualquer sistema de geração de potência. Os benefícios do monitoramento de desempenho térmico, por exemplo, em centrais nucleares, tem sido abordados inclusive em publicações da Agência Internacional de Energia Atômica (IAEA) e pela ASME. Na ASME 2012 Power Conference alguns trabalhos também destacaram o uso dessa ferramenta no mesmo tipo de centrais nucleares, é o caso de Miller et al. (2012), Raj (2012) e Morgan (2012). No ano de 2013 a IAEA lançou uma nova publicação a cerca de técnicas de vigilância, monitoramento e prognóstico de estruturas, sistemas e componentes de centrais nucleares.

Algumas características são fundamentais à implementação da ferramenta de diagnóstico em qualquer unidade de geração de energia, Arrieta (2006) destaca as seguintes:

- Qualificação do pessoal - corpo técnico e gerencial;
- Instrumentação disponível;
- Forma de aquisição de dados;
- Técnicas de tratamento e análise dos dados;
- Definição clara dos objetivos do monitoramento para a planta;
- Os resultados do diagnóstico devem ser consistentes com as medidas disponíveis;
- O diagnóstico deve ser em tempo real de modo que a manutenção seja rápida.

O desempenho de uma central termelétrica pode desviar daquele que era previsto inicialmente devido a várias causas, algumas delas são controláveis enquanto outras não. É natural que com o passar dos anos o desempenho da planta venha a se reduzir, visto que a depreciação dos equipamentos mecânicos é inerente ao processo que desempenham. Arrieta (2006) apresenta a tendência de evolução da taxa de calor (*heat rate*) ao longo da vida útil de uma instalação conforme mostra a Fig. (2.1). O exemplo da taxa de calor é interessante, visto que o aumento desse parâmetro leva ao aumento do custo de geração, afetando diretamente a competitividade econômica da instalação.

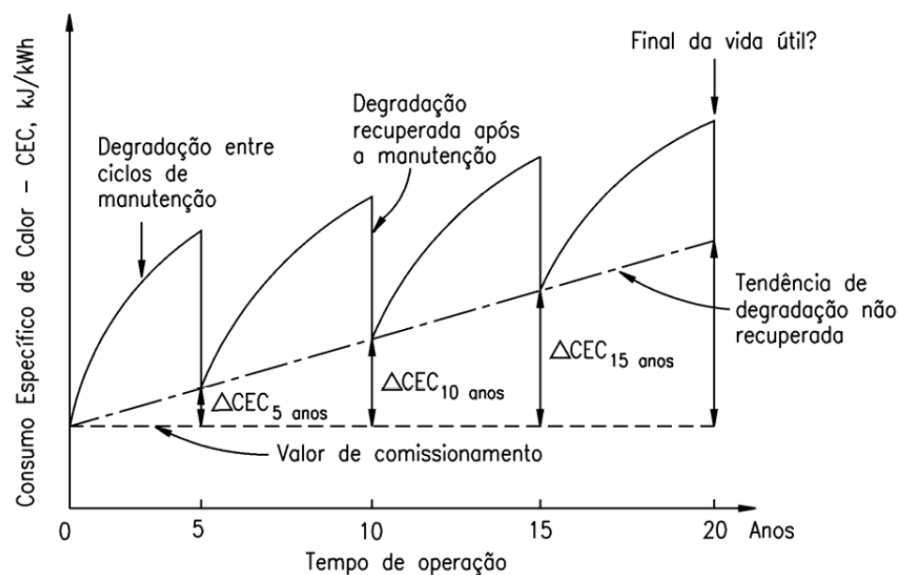


Figura 2. 1 - Evolução do heat rate ao longo da vida útil de uma instalação. Fonte: Arrieta (2006).

2.2 DIAGNÓSTICO TERMODINÂMICO DE CENTRAIS TERMELÉTRICAS

Diagnóstico é a arte de descobrir anomalias nas condições de operação de sistemas de energia e segundo Valero et al. (2002) o diagnóstico termodinâmico de sistemas energéticos faz parte das estratégias de manutenção corretiva. Caso o diagnóstico esteja associado a um sistema de prognóstico é indicado, também, o ganho nos indicadores de desempenho do ciclo para cada anomalia eliminada. Ibarra (2011) segue essa mesma tendência, identificando a necessidade da implantação de um diagnóstico operacional, independentemente de qual método é utilizado, ser realizada em conjunto com um sistema de prognóstico. Os principais pontos a serem avaliados por sistemas de diagnóstico para Usón et al. (2010) são:

- O monitoramento da eficiência do sistema;
- Detecção de degradação de componentes;
- Variações na qualidade do combustível e condições ambientais;
- Quantificação da influência que cada causa identificada tem sobre a instalação como um todo.

Na Tab. (2.1) é possível observar o enquadramento do diagnóstico termodinâmico dentro de um contexto global de técnicas disponíveis para aplicação da ferramenta de diagnóstico.

Tabela 2. 1 - Técnicas disponíveis para aplicação em ferramentas de diagnóstico. Fonte: Pacheco Ibarra (2011).

Diagnóstico	Em operação	Com instrumentação completa	Mecânico
			Termodinâmico - Econômico
			Sistema de Controle e Proteção
		Instrumentação de controle	Mecânicos
	Termodinâmico - Limitado		
	Sistema de Controle e Proteção		
	Fora de operação	Com equipamento fechado	Inspeção Visual
			Verificação de Instrumentos
		Em equipamento aberto	Inspeção Visual
			Vida útil (Metalografia)
Erosão, aspereza, sedimentos, selos, folgas, etc.			

Como exposto, o diagnóstico termodinâmico é apenas uma ferramenta dentre várias disponíveis, ainda assim existem vários métodos que permitem elaborar um diagnóstico em centrais termelétricas. Os trabalhos de Arrieta (2006), Silva (2009), Mendes (2012), Paulino (2012) e Orozco (2013) detalham diversos métodos que permitem desenvolver um diagnóstico termodinâmico.

2.2.1 Método Termoeconômico

A termoeconomia é uma ciência que combina os conceitos da área termodinâmica com os conceitos de economia para prover soluções a diversos problemas. Nesse contexto surge um método de diagnóstico termodinâmico definido como método termoeconômico, cujos primeiros trabalhos relativos a essa área foram desenvolvidos por Valero no início da década

de 80. O diagnóstico termoeconômico clássico, segundo Verda (2004), consiste na comparação de duas condições de operação, a condições de operação real e a condição de operação de referência. Para observância de resultados consistentes é imprescindível que determinadas restrições sejam obedecidas, trata-se do fornecimento de insumos (combustível, energia mecânica ou elétrica, etc.) de mesma qualidade, mesmas condições ambientais e mesmo produto.

O principal objetivo do diagnóstico termoeconômico é detectar o desvio da eficiência na operação de sistemas energéticos, determinando suas causas e quantificando o efeito de cada uma delas no consumo de recursos adicionais, como aponta Valero et al. (2004). O mesmo autor ainda acrescenta que a análise termoeconômica permite a obtenção de resultados satisfatórios para sistemas térmicos, sem muitas dificuldades nos cálculos. Usón e Valero (2011) destacam que as principais causas da diminuição na eficiência podem estar relacionadas à degradação de componentes, estratégias de operação, qualidade do combustível e condições ambientais.

O método termoeconômico permiti a quantificação racional dos efeitos enquanto outros procedimentos se restringem a identificar avarias. A quantificação desses efeitos é feita com base na elaboração de uma estrutura produtiva, onde cada componente (ou subsistema) é definido de acordo com a função que desempenha no ciclo (produto) e com os recursos que consomem (insumos) para exercer sua função. É consenso entre os estudiosos da área que a definição dos fluxos de insumos e produtos devam ser expressos em termos de exergia, o que permite avaliar irreversibilidades presentes nos subsistemas produtivos, ou seja, os componentes reais da planta.

A teoria estrutural do diagnóstico termoeconômico foi introduzida por Torres et al. (2002) combinando as técnicas de termoeconomia no impacto do consumo de combustível e análise exegética. Dentro do método termoeconômico Silva (2009) destaca alguns conceitos fundamentais como malfunção, malfunção intrínseca, malfunção induzida e disfunção.

A malfunção (anomalia) é o produto entre a variação no consumo exergético unitário para um componente do ciclo entre o estado de referência e o estado atual, Δk , e o produto do componente no estado de referência, P_{ref} , representado na Eq. (2.1).

$$MF = \Delta k \cdot P_{ref} \quad (2.1)$$

O consumo exergético unitário é definido como a razão entre o insumo exergético, E , e o produto exergético, P , para uma mesma componente, ambos tomados em uma estrutura produtiva definida com base na função que cada subsistema desempenha no ciclo, conforme mostrado na Eq. (2.2).

$$k = \frac{E}{P} \quad (2.2)$$

A malfuncção intrínseca (anomalia intrínseca) é causada pela deterioração do rendimento de um equipamento devido à presença de uma anomalia. A malfuncção induzida (anomalia induzida) é causada pela variação de insumo em um componente, ou seja, pela sua operação fora do ponto de projeto. Por fim, a disfunção é decorrente da operação fora do ponto de projeto sem queda no desempenho do componente. O produto é alterado devido somente à variação no insumo, porém sem perda de rendimento.

Dentro do contexto de diagnóstico termodinâmico, utilizando o método termoeconômico, são apresentados na sequência uma série de estudos desenvolvidos ao longo do tempo. Os trabalhos de Valero et al. (1996) e Torres et al. (2002) utilizam os princípios da termoeconomia para determinar o impacto no consumo de combustível que ocorre em função de alguns equipamentos estarem operando com mal funcionamento. O ponto central dos estudos é o tratamento dado a fim de se determinar o peso das anomalias intrínsecas e induzidas no consumo de combustível de uma planta térmica.

Verda e Valero (2002) propuseram uma abordagem para o diagnóstico de sistemas de energia mais complexos. A formulação baseia-se na subdivisão inicial em macrocomponentes seguida de uma análise detalhada somente daqueles subconjuntos que apresentam anomalias. O princípio de aplicação dessa metodologia é fundamentado em eliminar as contribuições das principais anomalias decorrentes da mudança de desempenho de acordo com as condições de operação ou mesmo daquelas decorrentes da intervenção do sistema de controle.

Verda (2004) propôs uma abordagem mais completa para o diagnóstico termodinâmico, estendendo-o para a realização do prognóstico. O autor propôs ainda aplicar técnicas específicas para separar as anomalias induzidas pelo sistema de controle das anomalias induzidas no estado livre.

Lazzaretto e Toffolo (2006) apresentam uma ampla discussão sobre as potencialidades e os limites de procedimentos de diagnósticos propostos na literatura para distinguir os efeitos

induzidos por anomalias em outros componentes daqueles que são gerados intrinsecamente. O que é considerado como sendo a principal tarefa para localizar, efetivamente, as causas das anomalias em sistemas de energia.

A avaliação das anomalias induzidas é a principal dificuldade no uso da fórmula do impacto do combustível no diagnóstico termoeconômico, por isso um grande esforço foi concentrado em desenvolver procedimentos para localizar e quantificar as anomalias induzidas. Nesse ponto o problema TADEUS (Thermoeconomic Approach to the Diagnosis of Energy Utility Systems), iniciado em 2001, apresentava como objetivo aplicar procedimentos de diferentes grupos de pesquisa na análise termoeconômica para o diagnóstico de anomalias e ineficiências de sistemas energéticos, estabelecer conceitos comuns e nomenclaturas, comparar resultados e evidenciar as principais características de cada abordagem.

Verda et al. (2003) foca nas características que deveria ter o sistema de diagnóstico em uma planta térmica e o conceito de condição de referência, em outros trabalhos o autor aplica diferentes tratamentos para o mesmo problema. Valero et al. (2004a) fornece as características de operação, propriedades termodinâmicas de projeto e estratégia de controle para um ciclo combinado. Possíveis falhas de componentes e principais aspectos teóricos da abordagem termoeconômica são apresentadas por Valero et al. (2004b) para a mesma planta.

Vários outros autores se basearam na proposta de Valero et al. (2004a) e Valero et al. (2004b) para apresentar suas metodologias, dentre os quais destacam-se os trabalhos de Zaleta et al. (2004b), Reini e Tacani (2004), Correias (2004) e Lazzareto et al. (2006).

Verda (2006) analisou as informações obtidas por meio do diagnóstico termoeconômico, em uma central de ciclo combinado, considerando níveis de precisão. O primeiro nível se dá pela simples comparação entre o estado de referência e o estado real. O segundo nível baseia-se na comparação do estado de referência com o estado real com filtragem das variações do sistema de controle. O terceiro nível compara o estado de referência com o estado real com filtragem de todas as variações induzidas.

Silva et al. (2009a) efetuaram um estudo baseado nos princípios da análise termoeconômica para realizar o diagnóstico de desempenho em ciclo combinado de cogeração simulando algumas anomalias na planta. O trabalho apresenta um sistema de diagnóstico termoeconômico com base na definição de uma estrutura produtiva que utiliza entalpia e

neguentropia como componente da exergia física e se mostrou uma ferramenta eficaz no diagnóstico de sistemas térmicos.

Cafaro et al. (2010) desenvolveu um trabalho de monitoramento e de desempenho termoeconômico em uma planta de ciclo combinado. O objetivo era encontrar resultados preliminares que permitissem fornecer procedimentos e ferramentas de suporte de manutenção ao cliente a partir dos cálculos de índices termoeconômicos que fossem capazes de representar a degradação da planta.

Verda e Baccino (2012) realizaram uma abordagem termoeconômica para análise do sistema de controle de usinas de energia a fim de investigar os efeitos desse sistema sobre o consumo de energia primária (combustível) e a economia sobre os custos dos produtos. A abordagem associa um custo exergético e um custo termoeconômico para a operação do sistema de controle. No caso específico que os autores analisaram foram obtidas reduções de cerca de 8% no consumo de combustível e redução de 5% nos custos totais.

Em Orozco (2013) é feito um modelo computacional para monitoramento e diagnóstico do desempenho de centrais termelétricas de ciclo combinado por meio da metodologia termoeconômica. O sistema permite calcular os impactos causados pelas variáveis operacionais e climáticas sobre o comportamento do sistema além de permitir a realização do prognóstico.

Algumas vantagens do uso de descrições termodinâmicas na aplicação do diagnóstico são identificadas por Usón e Valero (2010), são elas:

- As variáveis utilizadas são amplamente aceitas na prática industrial (pressão temperatura, eficiência isentrópica, efetividade de um trocador de calor);
- Possibilidade de minimização de efeitos com a técnica proposta;
- Considera-se no estudo as condições ambientes de operação e a qualidade do combustível.

Por outro lado, os mesmo autores chamam a atenção para o fato dos métodos baseados em indicadores exergéticos e termoeconômicos serem gerais. Assim em alguns casos além da utilização de filtros no sistema poderá ser necessária a presença de pessoal especializado para analisar os resultados, o que de certa forma permite introduzir subjetividade no processo. Além disso, um dos principais problemas no diagnóstico termoeconômico que é a separação

de anomalias intrínsecas das anomalias induzidas devido à atuação da malha de controle que atua para reestabelecer a operação em patamares considerados normais.

2.2.2 Método da Reconciliação

Essa técnica é muitas vezes reportada como um método termoeconômico, porém como ela não apresenta as características inerentes ao grupo termoeconômico, tais como estrutura produtiva, fluxos exergéticos e definição de custos exergéticos ela será apresentada separadamente a fim de observarmos melhor as suas peculiaridades.

Segundo Zaleta et al. (2004b), para o desenvolvimento de um sistema de reconciliação são necessários as seguintes considerações:

- Definição de um estado de referência;
- Definição de um modelo analítico para os componentes do ciclo;
- Determinação de variáveis livres;
- Definição de uma condição de operação;
- Desenvolvimento do módulo de reconciliação.

O módulo de reconciliação desenvolvido determinará quais são as causas que impactam nos indicadores de desempenho da planta, que pode ser, por exemplo: a taxa de calor, a potência produzida, o consumo específico de combustível ou o rendimento global da instalação. Pode-se entender melhor esse processo partindo-se do princípio de que a planta em análise estaria sendo reparada de uma condição de operação real ou de teste para uma condição de referência. Nesse processo cada anomalia seria corrigida individualmente avaliando-se, na sequência, qual o ganho que seria obtido em cada indicador de desempenho analisado.

Os métodos de diagnóstico propostos anteriormente apresentavam uma tendência para a resolução de problemas através de equações analíticas baseadas em linearizações, como é o caso da fórmula de impacto no combustível ou em conceitos da teoria estrutural. Já Zaleta et al. (2004b) utiliza a técnica de reconciliação como metodologia de diagnóstico de centrais térmicas, aplicando-a para o problema TADEUS, porém sua aplicação difere dos demais autores tendo em vista a metodologia não se basear em linearização de equações.

Zaleta et al. (2004b) acrescentam que uma etapa importante de desenvolvimento de um diagnóstico por reconciliação é a construção de um modelo que represente bem o funcionamento da instalação fora do ponto de projeto, de modo a evitar as linearizações para determinação dos indicadores de desempenho. Haja vista que a cada anomalia recuperada haverá uma nova condição de operação definida com novos parâmetros de funcionamento, estabelecidos em uma condição de operação fora do ponto de projeto e que conseqüentemente trará variações no desempenho de outros componentes.

Santaló (2007), seguindo essa mesma linha de raciocínio, alerta que para uma correta avaliação sobre o ganho nos indicadores de desempenho da planta pela eliminação de uma anomalia, deve-se considerar, em conjunto, o impacto da eliminação das anomalias intrínsecas e o impacto causado pela eliminação das anomalias induzidas.

Já estando definido o que é, como funciona e quais são as principais características do método de reconciliação, o esforço concentra-se agora na definição clara e objetiva do que é a condição de referência para o modelo. Trata-se de uma parte fundamental da metodologia, visto que todas as comparações necessárias ao acompanhamento dos índices de desempenho serão correlacionadas a esta condição.

Usón e Valero (2011) definem o estado de referência como a faixa de operação das condições termodinâmicas, tanto intensivas como extensivas (com carga total ou parcial), garantidas pelo fabricante, quando não há anomalias intrínsecas nem anomalias induzida no componente.

A condição de referência não é única, pois apresenta uma dependência de informações, do alcance e da utilidade a que se destinará o próprio diagnóstico. Destacam-se adiante as seguintes opções, conforme Arrieta (2006):

- Teste de aceitação fornecido pelo próprio fabricante, adaptado às condições ambientes do dia de realização do teste;
- Teste de desempenho efetuado após a entrada em operação, adaptados às condições predefinidas para a realização do mesmo;
- Para um teste de desempenho após uma parada programada para inspeção e reparos, deve-se tomar como referência o último teste de desempenho realizado antes da parada;

- No caso de avaliação de operação em cargas parciais pode-se definir um teste anterior considerado ótimo ou a utilização de um simulador de processos capaz de representar a operação em condições fora do projeto.

Ainda de acordo com essa metodologia a condição de operação ou teste é baseada nos dados medidos na planta (instrumentação local) e em dados obtidos por modelos termodinâmicos que utilizem os dados medidos.

O chamado estado de referência dinâmico foi definido por Zaleta et al. (2007) como uma forma eficiente de modelagem para o estado de referência no diagnóstico por reconciliação. Nesse estado dinâmico, variáveis externas são definidas como as mesmas da condição atual a fim de eliminar variações das mesmas na comparação dos estados. O grande problema na aplicação do estado de referência dinâmico é a grande variação destes fatores externos em curtos períodos de tempo. Além de requerer a utilização de filtros para controle da aquisição de dados da planta.

Chávez et al. (2006) desenvolveram o uso da metodologia Seis Sigma aplicada ao diagnóstico por reconciliação. Sua Principal finalidade era evitar o extenso cálculo numérico-analítico utilizado pelo método de reconciliação originariamente concebido. Essa metodologia representa uma tentativa de determinar quais os parâmetros mais importantes a se analisar e que permitam alcançar os objetivos em um estudo dessa natureza.

Ibarra et al. (2010) apresentaram um estudo propondo uma metodologia termodinâmica híbrida baseada nos conceitos da fórmula de impacto do combustível e um método de reconciliação analítica. Tal método é capaz de detectar, isolar e quantificar individualmente o impacto de cada anomalia sobre o consumo de combustível. Uma central termelétrica de ciclo combinado é utilizada para validar o modelo matemático. Os autores avaliam que a grande vantagem desse método híbrido está relacionada à possibilidade de diagnosticar diversas anomalias ao mesmo tempo.

Silva et al. (2009b), (2009c) e (2011) apresentaram trabalhos correlacionados ao desenvolvimento de um sistema de informação para o diagnóstico e prognóstico em uma central termelétrica. O sistema é baseado em uma abordagem analítica que informa a condição termodinâmica atual de todos os componentes do ciclo, bem como a melhoria que pode ser obtida no desempenho do ciclo através da eliminação das anomalias detectadas.

2.2.3 Método da Análise Quantitativa da Causalidade

Esse método analisa o comportamento de um sistema térmico a partir de uma abordagem matemática que considera em sua formulação a presença de variáveis dependentes e independentes presentes no sistema, a princípio o índice de desempenho acompanhado pode ser qualquer um, desde que esse guarde para si a possibilidade de ser definido em termos termodinâmicos.

Essa abordagem pretende determinar o valor de uma função objetivo para um parâmetro definido, que para dar sentido ao resultado do diagnóstico, tal parâmetro deve ser representativo do comportamento global do sistema, por exemplo: eficiência térmica, potência produzida, custo específico de geração, consumo específico de combustível, dentre outros. Todos esses parâmetros têm sua formulação baseada em expressões termodinâmicas em função de variáveis de entrada (PCI, condições ambientes, eficiência de componentes, set points da malha de controle, etc.) ou saída (potência gerada, pressões, temperaturas, vazões, etc.) do sistema.

Em análise mais criteriosa, como faz Arrieta (2006), trata-se de uma metodologia de diagnóstico que pretende estabelecer relações quantitativas entre um valor, o desvio da variável dependente e um conjunto de valores formados por relações que se estabelecem entre o desvio da variável independente com relação a dependente (anomalia induzida), e o desvio da variável dependente em relação a ela mesma (anomalia intrínseca).

Em outras palavras, está se dizendo que a mudança de uma variável afeta outras do ciclo em escalas diferente e, seguindo um efeito cascata, essas variações serão transferidas uma a uma para outras variáveis até que se estabeleça um novo regime permanente de operação termodinâmica.

Nessa nova condição a variável de decisão possuirá um valor cuja diferença, entre ela e o valor de referencia, foi estabelecida pela mudança de uma variável qualquer. Essa dinâmica de variação no parâmetro de desempenho avaliado é traduzida matematicamente por uma série de Taylor e pode ser calculada caso o sistema seja modelado a partir de curvas de desempenho dos equipamentos, visto que elas permitem descrever o comportamento dos mesmos operando fora do ponto de projeto.

A principal dificuldade na determinação do consumo adicional causado pelas falhas em cada uma dos componentes é a presença de anomalias induzidas, pois os consumos unitários de

exergia não são verdadeiramente correlacionados com as variáveis independentes. A análise quantitativa de causalidade é um método baseado na linearização do modelo termodinâmico do sistema. A precisão do método é demonstrada por meio da quantificação do erro produzido no diagnóstico de uma grande quantidade de pontos de um exemplo real (MENDES, 2012).

Úson et al. (2006), (2007), (2009) e Úson e Valero (2011) fazem uma série de estudos complementares acerca do diagnóstico termodinâmico em uma planta de potência a carvão, com dados representativos de um período de mais de 6 anos de operação. Os resultados obtidos com a utilização do método da análise quantitativa da causalidade são comparados com outras duas metodologias: a primeira é baseada em técnicas de regressão linear enquanto a segunda em técnicas de redes neurais. Os resultados mostram que a análise quantitativa da causalidade é capaz de quantificar os efeitos de todas as variáveis, enquanto as duas outras técnicas só são adequadas para avaliar as variáveis de maior influência.

2.2.4 Método da Temperatura de Dissipação

O método da temperatura de dissipação define um parâmetro interno para os componentes de um ciclo de potência conforme a Eq. (2.3), denominado θ . Esse parâmetro deve estar relacionado a algum índice de desempenho, como rendimento, efetividade, relação de pressão, etc. de algum equipamento. As variações de entalpia e entropia contidas nesse parâmetro são dadas para um mesmo fluxo de massa, o mesmo quando visto em um plano h-s refletirá a presença de alguma anomalia nos componentes analisados, Essa metodologia foi proposta por Royo et al. (1997).

$$\theta_{es} = \left(\frac{h_e - h_s}{s_e - s_s} \right) \quad (2.3)$$

Na Fig. (2.2) está sendo representado o comportamento dos fluxos mássicos que passam por um compressor nas condições normais de operação (linha cheia) e em uma condição onde está presente alguma avaria (linha tracejada).

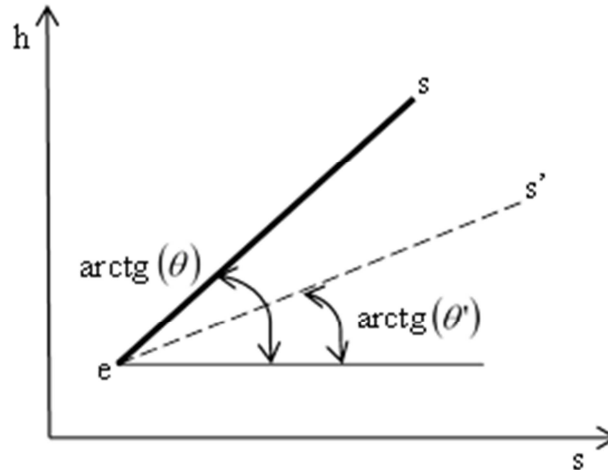


Figura 2. 2 - Representação do fluxo mássico por um compressor. Fonte: Adaptado de Rojo et al. (1997).

Essa metodologia considera variações pequenas o suficiente na condição de entrada, de tal modo que θ pode ser considerado constante ($\theta = \theta'$) em um componente onde há presença de anomalias induzidas. Essa hipótese é interpretada como se para pequenas variações nos insumos de um componente, seu rendimento permanece constante, conforme Silva (2009).

Conhecendo-se as novas condições de entrada e saída é possível conhecer a variação diferencial do parâmetro θ . A inclinação dessa linha possui dimensões de temperatura e foi chamada de temperatura de dissipação.

Assim é possível conhecer os pontos com anomalias intrínsecas por meio do parâmetro θ e avaliá-las por meio da temperatura de dissipação. Porém esse método está limitado há pequenas variações nos fluxos de entrada dos componentes, haja vista que para grandes variações nesses parâmetros a hipótese de que o desempenho de cada componente permanece constante não é válida.

2.2.5 Método da Termocaracterização

O método da termocaracterização foi proposto por Zaleta et al. (2004a). Nessa abordagem define-se o estado de referência de um determinado componente a partir da análise de um volume de controle traçado em torno do referido equipamento. Assim os fluxos de entrada e saída de entalpia, entropia e a fração de vazão mássica (MFR) são utilizados para se

determinar uma curva de desempenho para o equipamento em uma condição de referência definida.

As equações que determinam a análise dos fluxos de entalpia, entropia e vazão mássica através do volume de controle são, respectivamente, as Eqs. (2.4), (2.5) e (2.6). O termo \dot{m}_{design} representa a vazão mássica de projeto.

$$\Delta h = h_e - h_s \quad (2.4)$$

$$\Delta s = s_e - s_s \quad (2.5)$$

$$MFR = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_{design}} \quad (2.6)$$

Com essas definições, cada componente do ciclo pode ter seu comportamento mapeado e representado em uma curva. A presença de um ponto fora da curva pode ser interpretada como uma anomalia que poderá ser intrínseca ou induzida como já definidas. A classificação dessas variáveis irá depender das variáveis que forem modificadas em associação com algum modelo termodinâmico.

O estudo de Zaleta et al. (2004a) foi aplicado para um ciclo a vapor. A temperatura de entrada e a pressão de saída foram consideradas como variáveis que causam anomalias induzidas dado que elas não dependem da turbina a vapor, mas causam variação no seu desempenho, já as variações de rendimento e pressão de entrada foram consideradas anomalias intrínsecas.

Zaleta et al. (2010) faz uma crítica relacionada ao fato das teorias anteriores, baseadas em modelos analíticos ou análises exergoeconômica, não permitir uma distinção clara entre anomalias intrínsecas e induzidas em sistemas mais complexos. Nesse trabalho o autor apresenta as premissas nas quais se baseia a metodologia de diagnóstico por termocaracterização, que estão listadas abaixo:

1. **Desagregação:** Qualquer sistema de energia pode ser desagregado em 'n' subsistemas ou componentes, cada um delimitado por um volume de controle estrategicamente definido;
2. **Processos Locais:** As mudanças de estado termodinâmicas dos fluxos de energia na entrada e saída de um componente durante um processo qualquer podem ser caracterizadas conforme as Eqs. (2.5), (2.6) e (2.7);

3. **Estado de Referência para Diferentes Cargas e Modos de Operação:** Os sistemas de energia são projetados para trabalhar de modo diferente em função de cargas parciais ou modos de operação. Isto é feito através do controle dos fluxos mássicos ou volumétricos de alguns componentes e estabelecendo set-points para certos parâmetros de controle;
4. **Efeitos das Anomalias:** As anomalias podem ser identificadas por critérios de projeto ou operação e também pelo cálculo de variáveis livres por um simulador termodinâmico;
5. **Teste de Desempenho:** O teste de desempenho tem como objetivo a obtenção das magnitudes de várias propriedades termodinâmicas do sistema global. O que permitirá a identificar e quantificar as anomalias no sistema;
6. **Reconciliação das Anomalias Locais:** Consiste na avaliação do impacto das anomalias nos subsistemas onde elas ocorrem;
7. **Impacto Global:** É a avaliação do impacto causado por todas as anomalias em um parâmetro de desempenho em avaliação, como exemplo clássico o consumo de combustível.

Seguindo as premissas citadas anteriormente Olivares-Arriaga et al. (2012) propuseram um diagnóstico exergoeconômico baseado na caracterização das irreversibilidades dos componentes de um ciclo térmico - Exergocaracterização. Nesse diagnóstico é introduzido um novo parâmetro que representará o total de irreversibilidades obtidas para um subsistema ou componentes nas condições de projeto e fora de projeto. A confiabilidade desse método foi testada em uma usina de ciclo combinado. Os resultados do estudo se mostraram úteis para detectar desvios em termos das irreversibilidades dos componentes.

2.2.6 Redes Neurais

Uma rede neural pode ser interpretada como um esquema de processamento capaz de armazenar conhecimento baseado em aprendizagem (experiência) e disponibilizar este conhecimento para uma aplicação específica. Uma característica peculiar às redes neurais é o fato delas estimarem funções entrada-saída sem a necessidade de conhecer a modelagem matemática que relaciona as variáveis de entrada com as de saída. Outro ponto de destaque, segundo Arrieta (2006) é o fato dessa técnica ser baseada em registros antigos de operação da

planta, no que diz respeito à aplicação do diagnóstico, como consequência disso pode-se obter resultados ruins quando analisadas situações inéditas de operação na planta.

Hassan et al. (2003 apud ARRIETA, 2006, p. 75) compara o desempenho de cinco arquiteturas de redes neurais diferentes aplicadas ao diagnóstico. As arquiteturas de rede incluem a rede neural percebedora, a rede neural filtro linear, a rede neural feed-forward, a rede neural de auto-organização e a rede neural de quantização do vetor de aprendizagem. Esse estudo apresenta uma análise crítica do desempenho de cada rede em um equipamento de teste com diferentes falhas. O autor demonstra que as arquiteturas de redes neurais percebedora e redes neurais de quantização do vetor de aprendizagem apresentam os melhores resultados quando se trata da aplicação em um sistema de diagnóstico.

Arranz et al. (2008) desenvolveu um sistema inteligente capaz de realizar diagnóstico e detectar anomalias on-line, o mais rapidamente possível, na evolução dinâmica do comportamento de uma central termelétrica de ciclo combinado com turbina a gás. Fast e Palmé (2010), também utilizando técnicas de redes neurais, criaram um sistema on-line de monitoramento e diagnóstico da produção de potência e calor em uma planta real. Os modelos de redes neurais foram treinados com dados operacionais dos componentes da planta e permitiam avaliar anomalias e falhas presentes na operação.

Os trabalhos de Barelli et al. (2009a), (2009b), (2011) e (2013) tratam do desenvolvimento do sistema de diagnóstico para uma planta de cogeração com motor de combustão interna. Os modelos desenvolvidos eram capazes de simular a degradação de desempenho nos componentes do motor instalado na faculdade de engenharia da Universidade de Perugia - Itália. A primeira etapa consistia na coleta e no tratamento de dados experimentais com o intuito de individualizar os parâmetros característicos do motor. Em uma segunda fase um simulador de lógica neural foi desenvolvido, com base nos dados experimentais a carga nominal, para mapear o comportamento dos componentes como, por exemplo, o turbocompressor, conforme os parâmetros característicos iam variando. Por fim os autores desenvolveram um sistema neural capaz de reproduzir os comandos de regulação do motor em função de cada patamar de potência definido.

Wu et al. (2010) também estudaram o uso de redes neurais artificiais no diagnóstico de falhas em motores de combustão interna. Neste trabalho os autores propõem realizar o diagnóstico de falhas em um motor utilizando o sinal de pressão do coletor de ar de admissão do motor

em conjunto com a técnica de redes neurais. O sinal de pressão foi escolhido devido ao fato dessa variável estar correlacionada à eficiência volumétrica do compressor, ao consumo de combustível e ao desempenho do motor de combustão interna.

2.2.7 Lógica Fuzzy

A lógica Fuzzy é uma técnica de inteligência artificial que consiste em aproximar a decisão computacional da decisão humana, tornando os equipamentos e instalações mais eficientes em suas funções (Mendes, 2012). A lógica Fuzzy tem como objetivo determinar uma saída lógica a partir de entradas imprecisas, nas quais estejam presentes incertezas. Tal técnica é capaz de prover mecanismos de solução de problema nas áreas de controle e tomada de decisão na geração termelétrica.

No diagnóstico de falhas em centrais termelétricas algumas fontes de incertezas e de dados ambíguos são encontrados no mapeamento das causas de anomalias ou até mesmo no histórico operacional de dados coletados de equipamentos que trabalhavam sob diferentes condições de desempenho, conforme mostra Zhang et al. (2010).

A Lógica Fuzzy pode ser considerada uma extensão da lógica Booleana, visto que é possível a atribuição de valores lógicos diferentes de “verdadeiro” (1) ou “falso” (0). Segundo Zhang et al. (2010) a teoria dos conjuntos Fuzzy estende a teoria dos conjuntos tradicionais, sendo inseridos novos rótulos linguísticos tais como “pequeno”, “médio”, “grande” para os quais os elementos do conjunto serão caracterizados.

De acordo com Cox (1994), o sistema Fuzzy consiste de três operações básicas:

- **Fuzzificação:** O problema é analisado e os dados de entrada são transformados em variáveis linguísticas. Neste momento é de extrema importância que todos os dados de imprecisão e incerteza sejam considerados e transformados nessas variáveis;
- **Interferência:** É o momento em que serão criadas as regras ou proposições através da associação das variáveis já criadas. As proposições são geradas do relacionamento entre as variáveis do modelo e a região Fuzzy. Essas regras resultantes das associações podem ser condicionais ou não condicionais. Esta fase do sistema lógico Fuzzy pode ser dividida em dois componentes: *Agregação* (definição da validade das regras) e *Composição* (definição do resultado obtido através da interferência);

- **Desfuzzificação:** É a etapa em que os valores Fuzzy são convertidos em números reais tendo assim um conjunto de saída matematicamente definido.

A literatura reporta outros trabalhos desenvolvidos utilizando essa técnica como mecanismo de diagnóstico de falhas, Ogaji et al. (2005a) e Verma et al. (2006) estudaram aplicação de Lógica Fuzzy para análise de diagnóstico em turbinas a gás aeronáuticas. Celik e Bayir (2007) relataram a detecção de falhas em motores de combustão interna utilizando essa técnica. Por meio do sistema de diagnóstico de falhas desenvolvido os autores diagnosticaram 10 tipos de falhas em tempo real.

2.2.8 Filtro de Kalman

O filtro de Kalman é um algoritmo recursivo muito eficiente. Ele minimiza o erro médio quadrático de uma variável de estado a partir de um histórico completo de feedback sensorial recebido durante determinada atividade cuja leituras sofrem a perturbação de algum ruído (incerteza).

A característica fundamental de um Filtro de Kalman é a sua capacidade de combinar as estimativas geradas internamente com estimativas obtidas a partir do feedback sensorial. Portanto, um modelo que disponha de um feedback com confiabilidade em suas informações, pode ter associados a ele um filtro Kalman permitindo o estimativa de índices on-line em um sistema de diagnóstico. Dewallef e Leonard (2003 apud ARRIETA, 2006, p. 86) realizaram um estudo de diagnóstico e monitoramento de desempenho online utilizando técnicas de filtragem Kalman.

Quando o modelo é linear e os ruídos (incertezas) seguem o comportamento de uma curva gaussiana a melhor estratégia para análise dos inputs é o filtro de Kalman. Essa técnica tem forte potencial de aplicação em modelos de tomada de decisão, aponta Denève et al. (2007).

2.2.9 Rede Bayesian

Uma rede de Bayesian é uma forma de representar graficamente o conhecimento de um domínio onde não se tem certeza de todas as variáveis presentes. Ou seja, ela representa um

resumo das possíveis circunstâncias envolvidas em um domínio. Através de análises probabilísticas serão obtidas respostas para o problema em análise

O uso de uma rede Bayesiana dentro do diagnóstico termodinâmico pode ser verificado a partir do momento em que as anomalias, e a as causas a elas relacionadas, passam a ser representadas por probabilidades. Desse ponto em diante um tratamento estatístico baseado na elaboração de uma rede Bayesian permitirá determinar a probabilidade de ocorrência de uma anomalia qualquer.

O grande atrativo das redes bayesianas está relacionado ao fato delas permitem analisar grandes quantidades de dados, o que é grande valia para o diagnóstico em sistemas de geração termelétrica, uma vez que essas plantas contam com vários pontos de aquisição de dados para controle e operação do sistema. Porém, dentro desse mesmo contexto, Silva (2009) chama a atenção para o fato desse método normalmente não permitir a diferenciação das anomalias induzidas das intrínsecas.

2.2.10 Algoritmos Genéticos

Os algoritmos genéticos são ferramentas computacionais que utilizam conceitos provenientes do princípio de seleção natural para abordar uma série ampla de problemas, em especial os de otimização. Robustos, genéricos e de fácil adaptação, consistem de uma técnica amplamente estudada e utilizada em diversas áreas, inclusive no diagnóstico de sistemas térmicos. Estudos a cerca de diagnóstico de desempenho em turbinas a gás já foram desenvolvidos com base nessa técnica, por exemplo, Ogaji et al. (2005b). Análise do uso de algoritmos genéticos aplicados ao diagnóstico de falhas em motores pode ser visto em Sampath et al. (2002).

Esta metodologia permitiu uma nova abordagem para o tratamento de ruídos (incertezas) e comportamentos não lineares em comparação às técnicas de redes neurais e lógica fuzzy. Os algoritmos genéticos são indicados para a solução de problemas que envolvem um grande número de variáveis. Por outro lado o grande número de iterações requeridas para uma convergência adequada, em virtude da grande quantidade de dados processados, implica em alto esforço computacional. Adicionalmente, o alto de complexidade envolvido em determinadas aplicações pode se tornar uma desvantagem.

2.3 COMPARAÇÃO DOS MÉTODOS DE DIAGNÓSTICO DE CENTRAIS TERMELÉTRICAS

Mendes (2012) elaborou um resumo que abrange muito bem as características principais, condições necessárias, dificuldades e parâmetros definidos de alguns dos métodos de diagnóstico citados anteriormente, as tabelas Tabs. (2.2) e (2.3) reproduzem essa descrição.

Tabela 2. 2 - Características das técnicas de diagnóstico termodinâmico. Fonte: Mendes (2012).

Método	Características Principais	Condições Necessárias	Dificuldades	Parâmetros Definidos
Termoeconômico	-Modelagem de cada elemento de acordo com sua função, expressa em termos de exergia.	-Estado de referência do sistema. Mesmo Insumo, produto e condições ambientais.	-Conexões entre os componentes e à dependência da eficiência das condições de funcionamento.	-Insumo exergético: E; -Produto exergético: P; -Consumo exergético unitário: $k=E/P$. E variação Δk ; -Anomalia: $MF = \Delta k \cdot P_{ref}$
Reconciliação	-Faz parte dos métodos termoeconômicos. -As equações analíticas baseadas em linearização. -O modelo implementado de dados determina quais são as causas que impactam no “Heat Rate” e ou no produto total produzido pela instalação.	-Estado de referência do sistema que pode ser o balanço térmico do ciclo. - Pode-se nessa técnica utilizar a metodologia Seis Sigma. - Modelo que estabeleça condições fora do ponto de projeto.	-Estabelecer estado de referência Dinâmico.	- Condição de Operação em Teste; - Condição de Referência Operacional; - “Heat Rate”
Análise Quantitativa da Causalidade	-Descreve o sistema térmico matematicamente com variáveis presentes no mesmo. - Possuem como metas, rendimento e consumo específico em função das variáveis independentes e dependentes. -Baseada diretamente na representação termodinâmica do sistema térmico.	-Estado de referência do sistema. -Linearização do modelo termodinâmico do sistema. -Variáveis são suficientes para caracterizar os fluxos do sistema.	-Presença de Anomalias induzidas, que aparecem porque consumo unitário de exergia não são verdadeiramente correlacionados com as variáveis independentes.	
Termo-caracterização	Estabelece uma análise de entropia e entalpia em volume de controle que envolva um dado componente. Elabora-se uma curva de desempenho para o componente analisado com Δh e Δs em função de MFR.	-Estado de referência do sistema. -Volume de controle. - Vazão mássica de projeto.	-Classificação das falhas.	- Variação de entropia: Δs ; - Variação de entalpia: Δh ; - Fração de vazão mássica: $MFR = \frac{\dot{m}_e}{m_{design}}$ - Vazão mássica atual: \dot{m}_e .
Temperatura de Dissipação	-Presença de um parâmetro interno θ , relacionado ao desempenho, rendimento e razão de pressão. -Variações de entalpia e entropia dadas para o mesmo fluxo de massa. -Parâmetro θ visto em um plano h-s demonstra a presença de falhas.	-Variações de entalpia e entropia devem ser dadas para o mesmo fluxo de massa.	-Necessidade de informações sobre o fluxo de saída. -Não caracterização para grandes variações do fluxo de entrada.	- Parâmetro $\theta = \frac{h_e - h_s}{s_e - s_s}$; -Temperatura de dissipação:

Tabela 2.3 - Características das técnicas de diagnóstico termodinâmico aplicando inteligência artificial. Fonte: Mendes (2012).

Método	Características Principais	Condições Necessárias	Dificuldades
Métodos Baseados em Inteligência Artificial	-Trabalha com ocorrências passadas, o sistema de diagnóstico precisa ser treinado com situações já experimentadas pela instalação.	-Necessitam de uma quantidade de dados para treinar o sistema de diagnóstico.	-Dificuldades de gerar bons resultados em situações que ainda não foram experimentadas pela planta. -Normalmente não conseguem diferenciar as anomalias induzidas das intrínsecas.
Lógica Fuzzy		-Resolve paradoxos gerados a partir da classificação “falsa ou verdadeira”. Na Lógica Fuzzy, varia em grau de verdade de “0” a “1”, o que leva a existirem classificações entre “absolutamente verdadeiro” e “absolutamente falso”.	-Em métodos baseados em sua metodologia deve-se treinar um algoritmo de aprendizagem para ajustar os parâmetros modificáveis, fazendo com que a saída coincida com os dados de treinamento.
Filtro de Kalman		-É um eficiente filtro para ruídos das medições.	-Habilidade de combinar as estimativas geradas internamente com estimativas obtidas a partir de feedbacks sensoriais.
Rede Bayesian		-É uma representação gráfica de relações dentro de um domínio do problema. Consiste de um conjunto de variáveis, uma interface gráfica estruturada que conecta essas variáveis, e um conjunto local condicional de distribuições probabilísticas.	-Uma rede bayesiana é comumente representada como um gráfico, que é um conjunto de vértices e arestas. Os vértices, ou nós, representam as variáveis e as bordas ou arcos representam as dependências condicionais no modelo.
Algoritmos Genéticos		-Normalmente são vistos como otimizadores de funções, embora a quantidade de problemas para o qual os algoritmos Genéticos se aplicam seja bastante abrangente.	-Permitem simplificação na formulação e solução de problemas de otimização. É indicado para a solução de problemas de otimização complexos, que envolvem um grande número de variáveis.

Capítulo 3

DESCRIÇÃO DA CENTRAL TERMELÉTRICA ESTUDADA

Esse capítulo se destina a descrever a central termelétrica utilizada como estudo de caso enfatizando apenas os sistemas e subsistemas que tem relação com o sistema de diagnóstico. Essa planta foi fundada em 2007 pela Wärtsilä com o intuito de construir, operar e explorar uma planta de geração termelétrica de energia a partir de unidades motogeradoras, ciclo Diesel, à óleo combustível de baixa viscosidade e baixo teor de enxofre – OCB1.

A central termelétrica dispõe de 20 unidades motogeradoras (UG's) constituídas por motores alternativos Wärtsilä W20V32 de 9.000 kW e geradores trifásicos síncronos AvK Cummins modelo DIG 167g/10, 13,8 kV – 10.913kVA. Cada motor é capaz de produzir 8.730 kW de potência elétrica totalizando uma capacidade instalada de 174,6 MW. A planta conta ainda com 5 caldeiras de recuperação de calor e duas caldeiras auxiliares para fornecimento de vapor demandado nos processos de aquecimento e pré-aquecimento em determinados subsistemas da planta.

Como o objetivo desse trabalho é o desenvolvimento de um sistema de monitoramento e diagnóstico termodinâmico da central termelétrica, os próximos tópicos darão uma ênfase maior à descrição dos subsistemas associados ao motor. Demais equipamentos/subsistemas que integram a usina termelétrica também serão apresentados, porém seguindo uma visão mais informativa dos processos.

3.1 GERADOR

O projeto dos geradores foi desenvolvido focando à otimização da eficiência e a alta estabilidade de operação, bem como uma maior vida útil. Seu design mecânico foi concebido de forma a propiciar um alto grau de flexibilidade na sua utilização em termos de aplicação e tipos de encapsulamento. Estes geradores se constituem de uma máquina principal de polos internos e polos externos de excitação. Para a alimentação do regulador automático de tensão os alternadores são equipamentos com enrolamentos auxiliares de cobre, cujas extremidades e fiações são apoiadas por elementos adequados de fixação e firmemente ligados entre si por

meios mecânicos para proteção contra as cargas eletrodinâmicas devidas às correntes. O rotor consiste do eixo e do campo principal rotativo.

Um parâmetro importantíssimo na descrição do gerador é a curva de eficiência deste equipamento. O comportamento da eficiência do gerador é definido a partir dos valores médios obtidos pela análise dos protocolos de teste de comissionamentos de cada uma das unidades geradoras, protocolos estes que são assinados pelo fabricante. Assume-se que a eficiência do gerador não é afetada pelas condições ambientais nem pelo tipo de combustível que está sendo utilizado. A Tab. (3.1) mostra os resultados que caracterizam a eficiência do gerador.

Tabela 3. 1 - Valores médios de eficiência do gerador. Fonte: Wärtsilä (2009b).

Potência de Eixo (kW)	Potência Elétrica (kW)	Eficiência do Gerador (%)
9000	8822	98,02
6750	6606	97,87
4500	4374	97,20
2250	2152	95,66

3.2 MOTOR

O Wärtsilä W20V32 é um motor turbo aspirado com pós-arrefecimento (aftercooled), ciclo Diesel de quatro tempos com injeção direta de combustível. A partida do motor é feita com ar comprimido a uma pressão mínima de 15 bar e máxima de 30 bar. A nomenclatura se dá pelo número de cilindro (20), pelo diâmetro dos cilindros (320 mm) e pela montagem em “V” dos mesmos. O curso de cada cilindro é de 400 mm o que representa um volume deslocado de 32,17 l a cada ciclo. O bloco do motor é fundido em uma peça única.

O motor está acoplado ao gerador sobre um mesmo “*skid*”, esse conjunto completo apresenta 12535 mm de comprimento, 3670 mm de altura, 4333 mm de largura e um peso total de 136337 kg. A armação é montada de forma flexível sobre uma fundação utilizando molas de aço, toda armação é montada, nivelada e alinhada de fábrica. Os motores são alinhados lado a lado dentro da casa de máquinas. O sistema de arrefecimento da casa de máquinas é feito com auxílio de exaustores e ventiladores. A Fig. (3.1) exhibe esquematicamente a montagem do motogerador dentro da casa de máquinas.

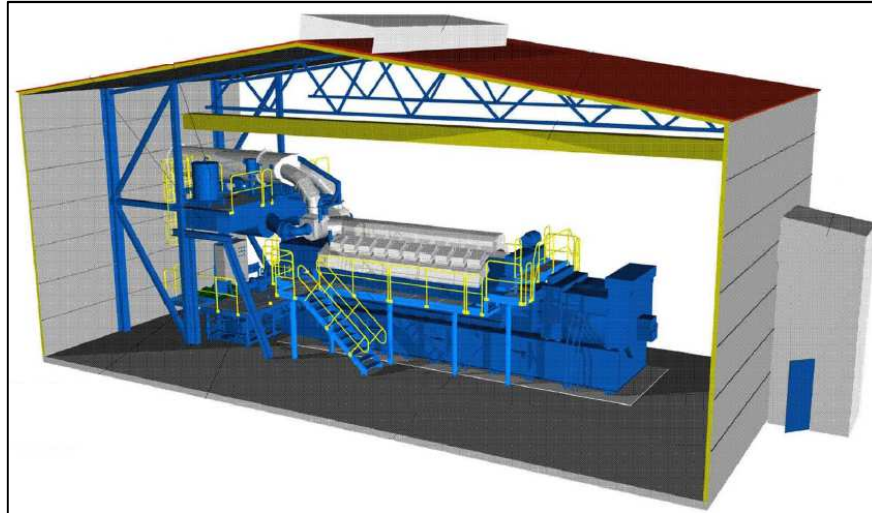


Figura 3. 1 - Representação esquemática do motor W20V32 dentro da casa de máquinas. Fonte: Wärtsilä (2009a).

O sistema de arrefecimento dos motores é feito através de água desmineralizada e aditivada em circuito fechado. O sistema de lubrificação conta com uma bomba de parafuso acionada diretamente pelo motor, um filtro de óleo automático e um filtro de óleo centrífugo. Os gases de exaustão podem ou não passar totalmente pelas caldeiras de recuperação antes de serem lançados na atmosfera por meio das chaminés. Os motores foram projetados com uma bomba de injeção para cada cilindro. Cada bomba injetora está equipada com um cilindro de parada de emergência acoplado a um sistema eletropneumático de proteção contra excesso de velocidade.

Esse tipo de motor é projetado para trabalhar em dois modos de operação distintos, um de alta eficiência energética e o outro minimizando a emissão de poluentes. O sistema de fechamento variável da válvula de admissão de combustível oferece a flexibilidade de antecipar o fechamento da válvula de admissão sob condições de carga elevada para níveis mais baixos de emissão de NO_x e de consumo de combustível.

No que tange ao desempenho dessas máquinas a Tab. (3.2) fornece informações acerca de alguns parâmetros do motor, informados pelo fabricante, conforme condições estabelecidas pela ISO 3046-1.

Tabela 3. 2 - Parâmetros de desempenho do motor W20V32 nas condições ISO. Fonte: Wärtsilä (2009a).

Rotação (Hz / RPM)	60 / 720	
Emissão de NO _x (ppm)	710	970
Consumo Específico (g/kWh)	189	183
Velocidade Média do Pistão (m/s)	9,6	
Pressão Média Efetiva (bar)	23,3	
Combustível	Óleo Pesado - OCB1	
Potência de Eixo (kW)	9000	
Potência Elétrica (kW)	8730	
Heat Rate (kJ/kWh)	8071	7818
Eficiência Elétrica (%)	44,6	46

3.3 SUBSISTEMAS

Nessa seção serão descritos os parâmetros dos sistemas auxiliares dos motores da usina termelétrica. A separação de cada subsistema é feita com o intuito de caracterizar individualmente cada um deles permitindo, dessa forma, observar equipamentos, malhas de controle, set-points e parâmetros de ajustes particularizados. Na prática o funcionamento da planta é complexo, pois envolve a operação conjunta dos sistemas de óleo combustível, óleo lubrificante, admissão e exaustão de ar, água de resfriamento e recuperação de calor. O que torna a descrição da planta inviável de ser realizada analisando todos eles de uma única vez.

Não faz parte do objetivo desse capítulo descrever, rigorosamente, todos os componentes de cada um desses subsistemas. Algumas válvulas, sensores de temperatura e pressão que não irão contribuir efetivamente para o melhor entendimento dos processos que ocorrem durante a operação da usina, terão suas características técnicas e/ou operacionais omitidas, sem prejuízo à compreensão da operação da planta. Essa mesma observação será mantida para componentes que não estão diretamente correlacionadas aos fins do diagnóstico termodinâmico que o trabalho, como um todo, se propõe a realizar. A Fig. (3.2) mostra uma visão geral dos equipamentos auxiliares do motor.

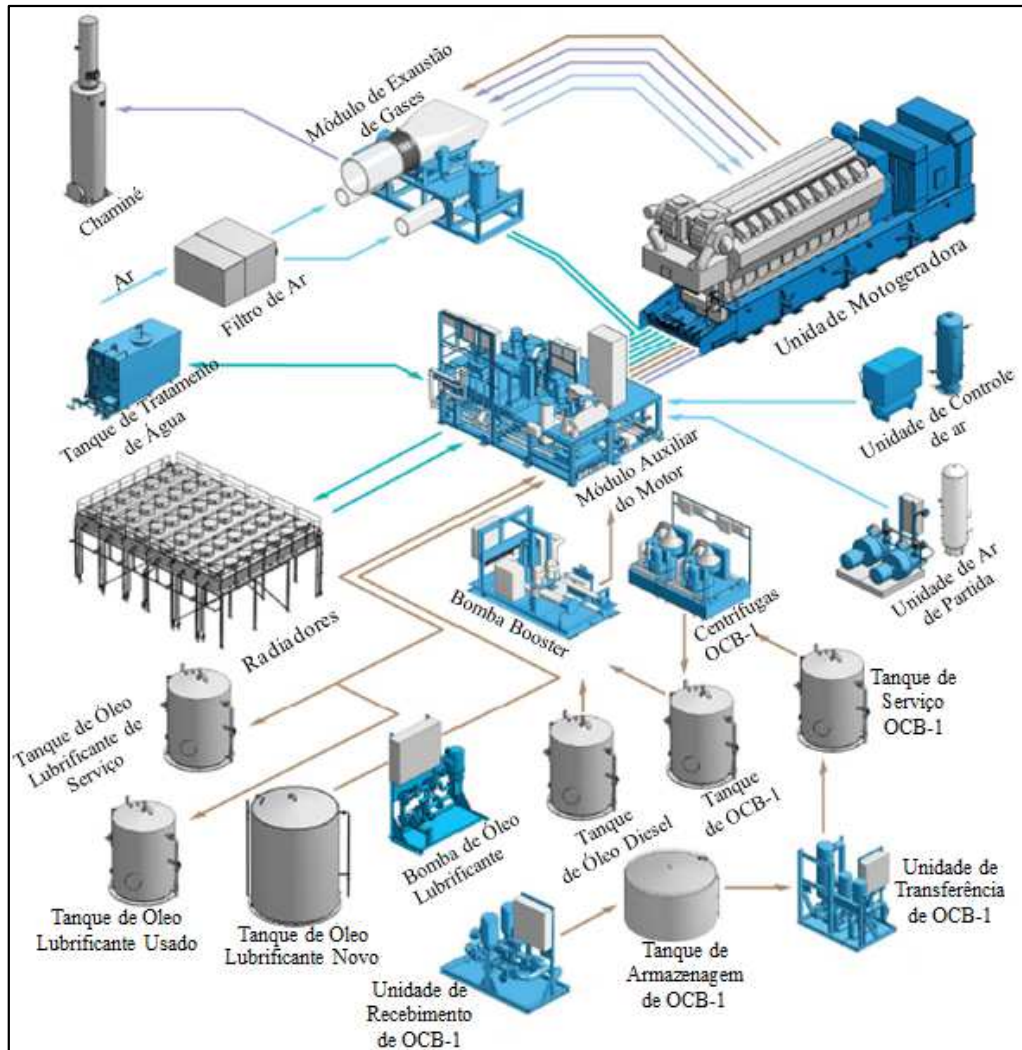


Figura 3. 2 - Visão geral dos equipamentos auxiliares e subsistemas do motor. Fonte: Adaptado de Wärtsilä (2009a)

Os equipamentos auxiliares são agrupados em subsistemas do motogerador. No caso dos motores W20V32 quatro subsistemas são destacados, são eles:

- Sistema de Óleo Combustível;
- Sistema de Admissão de Ar e Exaustão de Gases;
- Sistema de Água de Resfriamento;
- Sistema de Produção de Vapor;

Os equipamentos auxiliares, agrupados em subsistemas, também podem ser descritos como subsistemas energéticos. As Tabs. (3.3) e (3.4) apresentam os balanços de energia

característicos do W20V32 para cada um desses subsistemas energéticos conforme o modo de operação ao qual a máquina está configurada para operar: alta eficiência ou baixa emissão.

Tabela 3. 3 - Balanço de energia do motor W20V32 operando no modo alta eficiência. Fonte: Wärtsilä (2009a).

Carga (%)	100	90	75	50
Potência de Eixo (kW)	9000	8100	6575	4500
Bloco do Motor (kW)	1333	1167	1000	817
Resfriador de Ar HT (kW)	1417	1076	583	225
Resfriador de Ar LT (kW)	1250	1117	908	770
Resfriador de Óleo (kW)	1067	1033	917	867
Gases de Exaustão (kW)	5600	5183	4590	3305
Radiação e Convecção (kW)	225	225	225	225
Vazão Gases de Exaustão (kg/s)	16,7	15,3	13,1	8,9
Temperatura de Gases de Exaustão (°C)	345	348	360	380

Tabela 3. 4 - Balanço de energia do motor W20V32 operando no modo baixa emissão. Fonte: Wärtsilä (2009a).

Carga (%)	100	90	75	50
Potência de Eixo (kW)	9000	8100	6575	4500
Bloco do Motor (kW)	1333	1217	1033	850
Resfriador de Ar HT (kW)	1517	1150	617	217
Resfriador de Ar LT (kW)	1350	1183	925	762
Resfriador de Óleo (kW)	1117	1050	933	900
Gases de Exaustão (kW)	5874	5443	4813	3467
Radiação e Convecção (kW)	225	225	225	225
Vazão Gases de Exaustão (kg/s)	17,5	16,1	13,7	9,3
Temperatura de Gases de Exaustão (°C)	345	348	360	380

3.2.1 Sistema de Óleo Combustível

O combustível utilizado na usina termelétrica é o óleo combustível OCB-1. A usina conta, também, com estoque de óleo diesel para acendimento das caldeiras auxiliares de aquecimento de óleo combustível na partida da planta e para limpeza do circuito de alimentação dos motores ao término de uma campanha de geração. Em emergência, o diesel

pode, ainda, ser utilizando como uma reserva adicional para a manutenção da geração em operação por algumas horas.

O sistema de óleo combustível pode ser dividido em cinco diferentes partes, a saber:

- Sistema de descarregamento;
- Sistema de Armazenamento;
- Sistema de Transferência;
- Sistema de Tratamento;
- Sistema de Alimentação.

.2.1.1 Óleo Combustível de Baixo Teor de Enxofre – OCB 1

O óleo combustível OCB-1 é um óleo residual de alta viscosidade, obtido a partir do refino do petróleo ou através da mistura de destilados pesados com óleo residuais de refinaria. O OCB-1 é largamente utilizado como combustível pela indústria, de um modo geral em equipamentos destinados à geração de calor, tais como: fornos, caldeiras e secadores ou diretamente em equipamentos destinados a produzir trabalho a partir de uma fonte térmica, como é o caso de um motor de combustão interna.

Como características gerais o OCB-1 deve ser homogêneo, livres de ácidos inorgânicos e isento, tanto quanto possível, de partículas sólidas ou fibrosas, pois é a presença destas que determinarão a frequência de limpeza ou troca dos filtros de combustível.

Uma caracterização mais detalhada desse combustível é descrito no Regulamento Técnico nº 003/99 aprovado pela Portaria Agência Nacional de Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (ANP) nº 80/99.

3.2.2 Sistema de Óleo Lubrificante

O sistema de óleo lubrificante é de fundamental importância no que diz respeito ao funcionamento dos motores, pois desempenha o seu papel intrínseco de lubrificações dos componentes mecânicos, minimizando as perdas por atrito nas regiões onde há movimento relativo entre duas superfícies, além de atuar como fluido de resfriamento em determinadas

regiões do motor. Desse modo fica clara a necessidade da utilização de óleos aprovados pelo fabricante nesse tipo de motor durante sua vida útil, bem como um rígido controle de qualidade para aferição das propriedades requeridas para um determinado óleo. Nesse sentido algumas medidas para fins de manutenção e controle do óleo lubrificante são destacadas a seguir:

- Centrifugação do sistema de óleo lubrificante;
- Coleta de amostras para análise em laboratório;
- Definição de limite máximo e mínimo para a viscosidade;
- Definição de limite mínimo para do ponto de inflamação;
- Definição de limite máximo Teor de água;
- Definição de limite máximo para o teor de insolúveis;
- Reposição de óleo lubrificante.

3.2.2.1 Descrição do Sistema de Óleo Lubrificante

O sistema de óleo lubrificante inclui tanques de armazenamento de óleo novo e usado, bombas para o enchimento e esvaziamento dos tanques e bombas para circulação do lubrificante pelo motor. O arrefecimento do óleo lubrificante é feito por meio de água em um trocador de calor de baixa temperatura (resfriador de óleo lubrificante - LOC). O tanque de óleo novo armazena lubrificante para mudança de óleo no circuito ou para reposição de óleo consumido. O tanque de óleo usado armazena lubrificante para descarga enquanto o tanque de serviço armazena óleo lubrificante, temporariamente, para reutilização.

A unidade de bombeamento consiste de um sistema de sucção, filtros, uma bomba de óleo lubrificante acionada diretamente pelo motor (há a possibilidade de operar, com motor elétrico, uma bomba adicional instalada em paralelo no sistema), válvulas e painel de controle. A bomba de pré-lubrificação é de acionamento elétrico e está integrada ao alojamento da bomba principal, desempenhando as seguintes funções:

- Encher o sistema de lubrificação do motor antes da partida;
- Pré-lubrificação contínua do motor parado;
- Pré-lubrificação do motor em stand-by.

Durante a operação nominal o óleo lubrificante fica contaminado por partículas ou resíduos de combustão, sendo necessária a limpeza do óleo lubrificante em períodos determinados. A limpeza do óleo é dividida em dois sistemas paralelos: o sistema separador e o filtro automático.

- **Sistema Separador:** Está constantemente removendo partículas e água do óleo lubrificante. É instalado paralelamente ao fluxo principal de óleo para o motor. A principal função do separador é manter as condições do óleo lubrificante;
- **Filtro Automático:** O filtro automático realiza a limpeza do óleo antes que ele entre no motor, removendo possíveis partículas remanescentes da separadora.

3.2.3 Sistema de Admissão de Ar e Exaustão de Gases

O sistema de admissão de ar de combustão é composto por um filtro de admissão, silenciadores, compressores, válvulas de by-pass e resfriadores de ar. Na entrada o ar passa pelos filtros de admissão e em seguida pelo silenciador, logo após o ar é comprimido pelos compressores e posteriormente resfriados, à água, no resfriador de alta temperatura e baixa temperatura (HT e LT). Por fim o fluxo ar é direcionado para o coletor de ar do motor de onde será injetado nos cilindros, a Fig. (3.3) representa a descrição feita anteriormente.

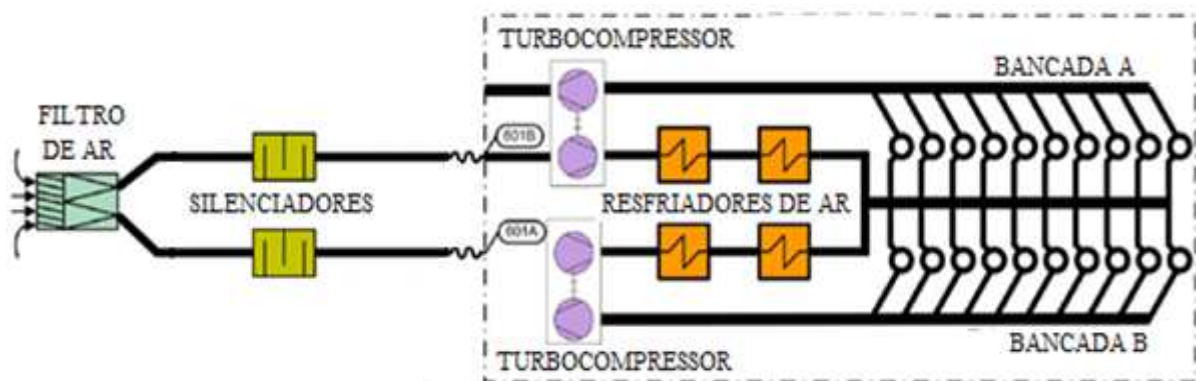


Figura 3.3 - Representação esquemática do sistema de admissão de ar. Fonte: Adaptado de Wärtsilä (2009a).

Há também um sistema de admissão de ar para resfriamento da casa de máquinas e resfriamento do gerador. Nesse caso a sucção de ar se dá dos dois lados da casa de máquinas, após passar pelo filtro o ar é insuflado na casa de máquinas e sua exaustão se dá pelo telhado na instalação. Os dois casos aqui exemplificados não serão detalhados, visto que o objetivo desse tópico é analisar o sistema de admissão de ar de combustão.

O sistema de exaustão de gases começa a ser analisado após a saída de gases dos cilindros do motor. Esse sistema compreende o coletor de gases, turbinas, damper da caldeira de recuperação de calor, silenciador de gases, chaminé e dreno. Além desses equipamentos o sistema de exaustão de gases também compreende outros subsistemas como, por exemplo, as caldeiras de recuperação de calor. Uma visão geral do sistema de exaustão de gases está representada na Fig. (3.4).

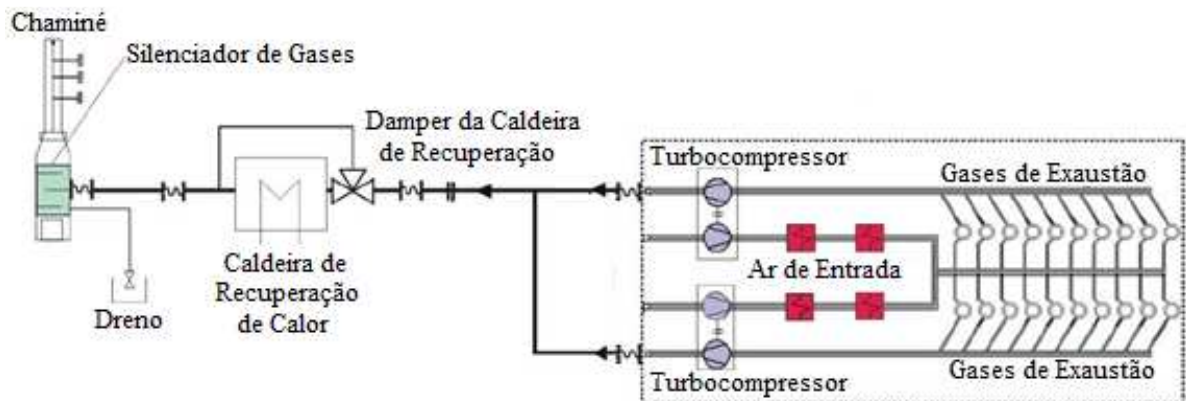


Figura 3.4 - Representação esquemática do sistema de exaustão de gases. Fonte: Adaptado de Wärtsilä (2009a).

3.2.3.1 Filtro de Ar

A função do filtro de ar é impedir a entrada de impurezas no sistema de admissão de ar. Material particulado pode danificar as palhetas do compressor, reduzindo sua eficiência e, assim, acentuando a degradação do desempenho do motor. O filtro comumente utilizado na planta é do tipo seco. Esses filtros são estáticos e devem ser regularmente substituídos.

3.2.3.2 Silenciador de Ar

O nível de pressão sonora na entrada é tipicamente na faixa de 120 dB, portanto faz-se necessário a instalação de um silenciador. Esse equipamento tem como fabricante a JTK Power. Seu princípio de funcionamento se baseia na redução do ruído por absorção.

3.2.3.3 Coletor de Gases

O sistema de escape é uma combinação de sistema pulsante e de sistema de pressão constante, confinando a energia cinética dos gases de exaustão em um tubo de escape simples de pressão constante. Os gases de exaustão são conduzidos para dois coletores que direcionam o fluxo para as turbinas, as seções tubulares tem um fole em cada extremidade para evitar deformações térmicas. O coletor de gases está confinado dentro de uma caixa isoladora.

3.2.3.4 Turbocompressor

O modelo de turbocompressor utilizado nos motores W20V32 é do tipo ABB TPL67-C34, projetado para velocidade média avançada em motores diesel de quatro tempos. Cada motor possui dois turbocompressores, um em cada banco da extremidade livre. A energia dos gases de exaustão é utilizada para acionar a turbina, essa por sua vez toca o compressor que é responsável por comprimir o ar de sobre alimentação na pressão adequada ao motor, aumentando a eficiência da combustão. Os turbocompressores possuem uma turbina do tipo axial que está conectada a um compressor centrífugo por um eixo. Os turbocompressores estão equipados com mancais maciços e estão ligados ao sistema de lubrificação do motor.

Esses equipamentos também são equipados com um sistema de lavagem que pode ser utilizado durante a operação conforme o tempo de funcionamento. A formação de depósitos sobre as palhetas de compressor e turbina diminuem a eficiência do turbocompressor com o passar do tempo. Sendo assim a limpeza dessas máquinas é de vital importância para o bom funcionamento do sistema.

3.2.3.5 Damper da Caldeira da Recuperação

O damper da caldeira de recuperação de calor nada mais é do que uma válvula, operada pneumaticamente ou em modo manual, que permite direcionar determinado fluxo de gases de exaustão para cada caldeira de acordo com sua posição.

3.2.3.6 Chaminé

A principal função da chaminé é conduzir os gases de exaustão a uma altura tal que as emissões medidas para uma área específica estejam de acordo com as regulamentações

ambientais locais. A altura da chaminé depende da dispersão das emissões, que dependem do projeto da chaminé, topografia, condições do vento e do número de motores na planta.

As chaminés são equipadas com silenciadores de gases e drenos. Elas devem ser projetadas para que a velocidade dos gases na parte superior seja entre 20 e 30 m/s. O projeto deve considerar levar em conta que a temperatura da superfície interior da chaminé não fique abaixo da temperatura de ponto de orvalho dos gases de exaustão, pois nesse caso há risco de condensação e corrosão na tubulação. A temperatura mínima de dos gases de escape está intimamente relacionada ao teor de enxofre no combustível, geralmente essa temperatura gira em torno de 180°C no caso do óleo pesado.

3.2.4 Sistema de Água de Resfriamento

O sistema de resfriamento das unidades motogeradoras é feito por meio de água desmineralizada e aditivada em circuito fechado de baixa temperatura (circuito LT) e de alta temperatura (circuito HT), apresentando baixíssimo consumo durante a operação. O calor removido do ar de combustão nos trocadores de alta e baixa temperatura, do resfriador de óleo e do bloco do motor deve ser dissipado por em um sistema de arrefecimento a fim de permitir o fechamento do circuito. No caso da central termelétrica o método de resfriamento adotado, em função das condições ambientais, disponibilidade de água, requisitos ambientais, etc. é o uso de um banco de radiadores. Sendo que cada conjunto motogerador conta com dois radiadores.

Ambos os circuitos estão equipados com válvulas termostáticas para monitoramento e controle desse sistema. A seguir serão descritos os principais equipamentos encontrados nos circuitos LT e HT bem como o relato de como funciona cada um deles.

- Circuito de alta temperatura (HT)

O circuito HT é responsável pelo arrefecimento do bloco do motor, isso inclui os cilindros e a cabeça dos cilindros. Uma bomba centrífuga faz a água circular por todo sistema. Uma bomba instalada nesse circuito faz com que a água seja conduzida para as duas bancadas que existem no motor (bancadas A e B) onde estão posicionados os cilindros e daí para as peças de união das cabeças de onde é obrigada a fluir em volta dos bicos e das sedes das válvulas de escape. Finalmente, o fluxo de água é conduzido para o coletor múltiplo e em seguida é direcionado para uma válvula termostática responsável por manter a temperatura da água na saída do

bloco do motor no patamar correto, por meio de recirculação. Nesse caso essa temperatura é de 96°C. Esse controle de temperatura é importante pois impede que o bloco do motor fique sujeito a choques térmicos, dada a diferença de temperatura entre os fluxos de água de resfriamento de entrada e saída.

A ventilação do circuito de água HT, devido à infiltração de ar ou entrada indevida de gases de exaustão na linha, é feita por meio de suspiros ligados ao tanque de expansão, esse tanque está conectado ao tubo de admissão das bombas por onde a água pode retornar ao circuito. O controle de pressão deve ser capaz de garantir uma pressão estática mínima de 0,7 a 1,5 bar, segundo o fabricante, para a entrada da bomba. Portanto, o tanque de expansão deve estar localizado a uma cota conveniente.

- Circuito de baixa temperatura (LT)

O circuito de baixa temperatura é composto pelos dois trocadores de calor do ar de combustão, o trocador de calor de óleo lubrificante. Uma bomba semelhante àquela do circuito HT bombeia água pelo circuito. A água que retorna dos radiadores é bombeada para o trocador de calor do ar de combustão de baixa temperatura, em seguida vai para o trocador de calor de óleo lubrificante e finalmente retorna para o trocador de calor de ar de alta temperatura. A temperatura do circuito é comandada por uma válvula termostática que, por meio de recirculação, controla a temperatura da água na entrada do trocador de calor de ar de baixa temperatura em função do ponto de orvalho do ar para as condições, pressão e temperatura, em que ele se encontra no coletor de ar do motor. O objetivo é evitar a formação de condensado na saída do trocador de calor, o que pode ocasionar danos devido aos processos de corrosão ou mesmo o arraste de água para dentro dos cilindros.

3.2.4.1 Bombas de Água de Resfriamento

Duas bombas centrífugas acionadas diretamente pelo eixo do motor, por um mecanismo de engrenagens na extremidade livre, fazem a circulação da água de resfriamento pelo bloco do motor e pelo circuito que leva a água ao radiador. O eixo da bomba é fabricado em aço resistente ao ataque de ácidos e os demais componentes em ferro fundido. O eixo está montado sobre dois rolamentos do tipo esfera que são lubrificados por óleo pressurizado. Os elementos de vedação impedem a fuga de óleo e, ao mesmo tempo, a entrada de sujeira e as fugas de água.

3.2.4.2 Resfriadores de Ar de Baixa e de Alta Temperatura e Resfriador de Óleo Lubrificante

O resfriador do ar de admissão é do tipo autoportante. A caixa com os trocadores de baixa (circuito LT) e alta temperatura (circuito HT) é aparafusada diretamente no bloco do motor. O trocador de calor é uma unidade de tubos com aletas de resfriamento montadas nos tubos. A água passa pelos tubos enquanto o ar de combustão passa entre as aletas localizadas por fora dos tubos. O trocador de calor de óleo lubrificante é externo à caixa com os resfriadores de ar. O fluxo de água passa pelo trocador de calor LT, sai da caixa e passa pelo resfriador de óleo lubrificante (LOC), retorna à caixa e passa pelo trocador de calor HT e em seguida é direcionado ao bloco do motor.

É essencial que a área de troca térmica desses equipamentos esteja sempre livre de sujeira, isso é indispensável para garantir o funcionamento sem problemas do motor. O arrefecimento do ar de entrada no motor mantém o regime de operação da máquina em uma condição estável, na qual o consumo e os custos de operação ficam em patamares baixos.

Um aumento contínuo na queda de pressão do lado gás nesse trocador de calor contribui para piorar o desempenho do motor, fazendo com que haja um aumento no consumo de óleo combustível. Nesse sentido, a limpeza desse equipamento deve ser feita com base no acompanhamento da queda de pressão (Δp) ou em intervalos periódicos, conforme recomendação do fabricante.

3.2.4.3 Radiadores

Nos radiadores os ventiladores fazem o ar escoar em torno de um feixe de tubos por onde circula a água de resfriamento, sua função é dissipar o calor absorvido pela água nos trocadores de calor de ar de alimentação LT e HT, do trocador de calor de óleo lubrificante e o calor rejeitado no bloco do motor. Os radiadores estão instalados ao ar livre com espaço suficiente para garantir o fluxo de ar adequado e possuem drenos integrados à sua carcaça.

Os parâmetros primários para a elaboração de seu projeto consistem da carga de calor de arrefecimento e as condições ambientais. Outros parâmetros que tem impacto significativo sobre o projeto do radiador estão correlacionados à emissão de ruído, ambiente corrosivo, altitude local, dentre outros. Esses parâmetros determinarão o tamanho do radiador, o número de radiadores por motor e o número de ventiladores por radiador.

No planta em estudo, os motores W20V32 estão equipados com dois radiadores modelo FBLGE-1260-7-6/8-158DN100D da Fincoil. Cada radiador possui acoplado a si 6 ventiladores. O fluido de trabalho é a água de resfriamento e o escoamento de ar é induzido, ou seja, os ventiladores estão montados acima do trocador de calor e o escoamento de ar ocorre na ascendente. Os tubos e o coletor de água são feitos em cobre, as aletas são de alumínio e a caixa é de chapas de aço galvanizado. Informações adicionais para alguns parâmetros de projeto dos radiadores estão listadas na Tabs. (3.5) e (3.6).

Tabela 3. 5 - Parâmetros operacionais do circuito de água no radiador. Fonte: Fincoil (2008).

Dados do Circuito de Água no Radiador		
Parâmetro	Valor	Unidade
Fluido	Água	-
Vazão	135	m ³ /h
Vazão por radiador	67,5	m ³ /h
Queda de pressão	0,4	bar
Temperatura de entrada	78,4	°C
Temperatura de saída	41,4	°C
Capacidade por radiador	2823	kW
Capacidade total	5646	kW

Tabela 3. 6 - Parâmetros operacionais do circuito ar no radiador. Fonte: Fincoil (2008).

Dados do Circuito de Ar no radiador		
Parâmetro	Valor	Unidade
Temperatura de entrada	35	°C
Temperatura de saída	62	°C
Vazão por ventilador	17,5	kg/h
Vazão por radiador	~105	kg/h
Altitude	90	M

Os motores elétricos que acionam os ventiladores são equipados com inversores de frequência, porém estes dispositivos só atuam durante a partida dos radiadores. Durante todo o período que a central termelétrica está despachando a rotação dos ventiladores é mantida na carga nominal, independentemente da condição ambiental que é registrada.

Ao regular a operação dos ventiladores por meio de um controle de velocidade variável é possível obter uma redução considerável no nível médio de ruído e, muito mais importante

que isso, uma redução do consumo interno de energia. A redução do consumo é um dos objetivos que se busca insistentemente quando a usina está operando, pois, nesse caso, a unidade utilizará a energia que ela está gerando para o acionamento de auxiliares (como é o caso dos radiadores), e vale salientar que o custo do MWh produzido por uma usina térmica com motor de combustão interna representa um valor extremamente elevado.

3.2.4.4 Válvulas Termostáticas

Existem duas válvulas termostáticas empregadas para o controle de temperatura nos circuitos LT e HT. A válvula do circuito HT está montada na cobertura da bomba na extremidade livre do motor, visando manter a temperatura da água na saída do bloco do motor. Quando o motor é ligado e está frio, a válvula faz com que toda a água seja desviada para um by-pass diretamente para a bomba, de modo a tornar o sistema de aquecimento o mais rápido possível.

Depois de aquecida a quantidade correta de água é derivada e misturada automaticamente com a água proveniente do circuito LT para fornecer a temperatura adequada na saída do circuito HT. A ação de três vias da válvula permite um fluxo de água constante pela bomba e pelo motor. A válvula HT possui seis elementos, no caso de motores V. Quando os elementos são aquecidos a força resultante é transmitida ao pistão, deslocando assim a válvula de deslizamento em direção a sede, para a posição de derivação (by-pass) fechada. Essa força é contrariada a de uma mola que conduz a válvula de deslizamento à posição fechada do permutador térmico, quando os elementos estão arrefecidos. A válvula HT não necessita de nenhum ajuste, uma vez que a temperatura já vem ajustada de fábrica.

3.2.5 Sistema de Produção de Vapor

É necessário produzir vapor para realizar o aquecimento do óleo combustível, até atingir uma viscosidade ideal, para ser injetado nos cilindros do motor. Para tanto, estão presentes na planta da central termelétrica duas caldeiras auxiliares e cinco caldeiras de recuperação de calor que aproveitam a energia residual disponível nos gases de exaustão dos motores para a geração de vapor. O estudo das caldeiras auxiliares não será extenso, uma vez que esses equipamentos operam apenas na partida da unidade. Tão logo o regime de operação esteja estável as caldeiras auxiliares são desativadas e entram em operação as caldeiras recuperativas.

3.2.5.1 Caldeiras Auxiliares

As caldeiras auxiliares são fabricadas pela Aalborg Industries, modelo UNEX BH 3000L. São caldeiras flamotubulares horizontais com dois passes, construídas sem refratários. A eficiência da série UNEX BH é na faixa de 85%. O queimador é do tipo RP-300 M XH o combustível utilizado nas caldeiras é o óleo diesel. A Fig. (3.5) traz uma representação esquemática desse modelo de caldeira, enquanto a Tab. (3.7) apresenta outros parâmetros de projeto da mesma.

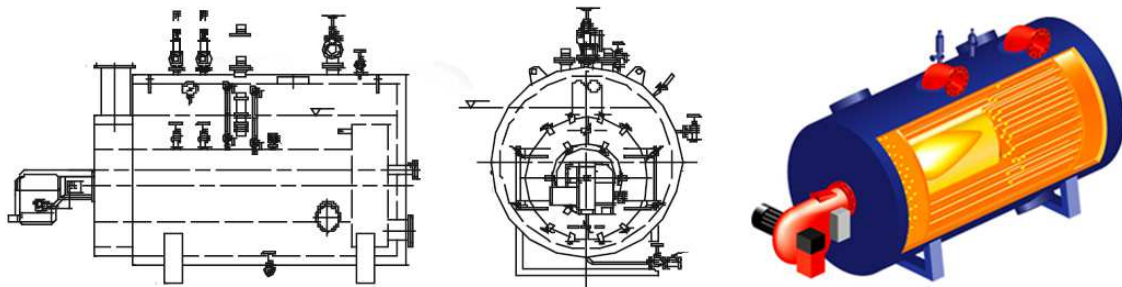


Figura 3.5 - Representação esquemática de uma caldeira auxiliar. Fonte: Aalborg Industries (2009).

Tabela 3.7 - Parâmetros de projeto das caldeiras auxiliares. Fonte: Aalborg Industries (2009).

Principais dimensões: comprimento x largura x altura / diâmetro	4700x2100x2500 mm / $\phi = 1950$ mm
Peso: operação - máximo – seco	11800 - 12200 - 6800 kg
Volume de água: operação – máximo	4,8 - 5,4 m ³
Temperatura no tanque de alimentação de água	95 °C
Capacidade	3000 kg/h
Pressão/Temperatura de operação	7 bar / 170 °C
Pressão/Temperatura de projeto	10 bar / 180 °C
Pressão de teste	16,7 bar
Alarme de alta pressão	9,5 bar

3.2.5.2 Caldeiras de Recuperação de Calor

Localizado na parte externa da casa de máquinas, encontra-se o sistema de recuperação de calor da unidade termelétrica. Tal sistema é constituído de cinco caldeiras de recuperação de calor, cada uma associada a um conjunto motogerador. Na central termelétrica os conjuntos que contém caldeira de recuperação são as unidades geradoras 01, 05, 06, 15 e 16. Um damper é responsável por direcionar o fluxo de gases para a caldeira ou então para o *by-pass*

da mesma, após escoar por um dessas duas rotas os gases são enviados para a chaminé e na sequência lançados na atmosfera.

As caldeiras recuperativas são fabricadas pela Aalborg Industries, modelo UNEX H. São caldeiras flamotubulares de um único passe e foram desenvolvidas para recuperação de calor dos gases de escape em motores diesel com a função de gerar vapor saturado. A superfície de transferência de calor área útil de aquecimento de 266 m². A caldeira está equipada com um dispositivo manual que permite soprar a fuligem acumulada no interior dos tubos utilizando vapor. A limpeza e a inspeção visual são feita por meio de aberturas de serviço localizadas no lado gás.

As cinco caldeiras atendem a demanda das 20 unidades motogeradoras presentes na planta, a Tab. (3.8) mostra os principais parâmetros de dimensionamento e operacionais dessas caldeiras. Na sequência, também são citados outros equipamentos que complementam o sistema de recuperação de calor da central termelétrica.

- Cinco válvulas de controle de água de alimentação;
- Dois coletores de vapor;
- Um tanque de água de alimentação;
- Uma unidade de bombeamento, pré-aquecimento e filtragem (modelo HB-800 R1 S).

Tabela 3. 8 - Parâmetros de dimensionamento e operacionais das caldeiras de recuperação de calor. Fonte: Aalborg Industries (2009).

Parâmetros de Dimensionamento	
Temperatura de entrada dos gases de exaustão	355 °C
Temperatura de saída dos gases de exaustão	240 °C
Vazão de gases de exaustão	17,1 kg/s
Temperatura no tanque de água de alimentação	90~95 °C
Temperatura de retorno do condensado	90 °C
Retorno de condensado	90 %
Temperatura da água de reposição	20 °C
Capacidade	2550 kg/h / 1700 kW
Pressão de projeto	10 bar
Temperatura de projeto	184 °C
Queda de pressão no lado gás (limpo)	1200 kPa
Parâmetros de Operação	
Temperatura de entrada dos gases de exaustão	335 °C
Temperatura de saída dos gases de exaustão	240 °C
Pressão	7 bar
Temperatura	170 °C

O funcionamento básico do sistema de recuperação de calor é caracterizado da seguinte maneira, em se considerando a planta já operando em condições estáveis: O condensado de retorno é dirigido para o tanque de condensado, passando antes por uma unidade detectora de óleo. Do tanque de condensado a água é bombeada até o tanque de água de alimentação. Água de reposição pode ser adicionada ao tanque de alimentação dependendo da qualidade ou quantidade de condensado, podendo ocorrer, aqui, tratamento químico. Para possibilitar a remoção de oxigênio dissolvido na água do tanque de alimentação é necessário manter a temperatura em torno de 90~95 °C nesse local. Do tanque de alimentação a água é bombeada para a caldeira de recuperação, onde ocorre a mudança de fase do fluido de trabalho.

A bomba de alimentação da caldeira funciona continuamente com capacidade constante e o fluxo para cada caldeira é controlado por válvulas individuais, conforme o sinal de nível de água em cada caldeira. A unidade de bombeamento é composta por duas bombas, uma em operação e outra reserva.

Para evitar uma elevada concentração de sais dissolvidos e impurezas, a água deve ser soprada regularmente para fora das caldeiras abrindo-se válvulas manuais de sopro. A capacidade da caldeira é controlada pelas válvulas de by-pass dos gases de exaustão.

O vapor produzido é direcionado para dois coletores de vapor, a partir dos quais é encaminhado para os aquecedores da usina e uma pequena parte é utilizada para limpeza da caldeira por meio de sopradores de fuligem de vapor manuais, esta última opção representa um método de limpeza secundário e *on-line* utilizando para prolongar o intervalo de limpeza manual, o que é feito *off-line*.

3.3 ASPECTOS GERAIS SOBRE OUTROS SUBSISTEMAS AUXILIARES PARA OPERAÇÃO DOS MOTORES W20V32

3.3.1 Sistema de Monitoramento de Condições Ambientais

O monitoramento das condições ambientais na central termelétrica é feito por meio de uma estação meteorológica capaz de monitorar os seguintes parâmetros:

- Direção do vento;
- Velocidade média do vento;
- Velocidade máxima do vento;
- Temperatura do ar;
- Umidade Relativa;
- Pressão do ar;
- Intensidade de chuva.

Há ainda um ponto de medição de temperatura e umidade absoluta, localizado próximo à sala de controle da usina. O acompanhamento das condições ambientais do ar é extremamente importante para a operação dos motores, visto que alguns subsistemas apresentados anteriormente estão diretamente relacionados à essas condições, como é o caso do sistema de admissão de ar de combustão e os processos de troca de calor, nos radiadores da usina, do circuito de água de resfriamento.

O monitoramento das condições ambientais também é importante devido ao fato do motor estar operando com *derating*, que significa, de acordo com o fabricante, uma redução

temporária ou permanente da potência máxima de saída com o intuito de proteger o motor de sobrecarga. Esse ajuste de potência feito pelo sistema de controle das unidades motogeradoras visa manter as cargas térmicas e mecânicas nos componentes críticos do motor no máximo possível, mas abaixo dos limites de tolerância, protegendo-se assim o motor de falhas. Os valores limites máximos para o acionamento de *derating* são definidos pelo fabricante em Wärtsilä (2009a) e estão apresentados a seguir:

- Pressão barométrica: 100 kPa;
- Temperatura do ar: 35 °C;
- Umidade relativa: 30%;
- Temperatura da água de resfriamento na entrada do resfriador de ar de baixa temperatura: 45 °C;
- Somatório da perda de carga do ar de entrada e da contrapressão gases de exaustão na saída da turbina: ≤ 5 kPa.

3.3.2 Sistema de Aquecimento da Planta

O processo de aquecimento da planta para partida das unidades motogeradoras inicia-se com o aquecimento do óleo combustível armazenado no tanque de trabalho e no tanque reserva por meio de serpentinas de transferência de calor, que funcionam à vapor saturado, instaladas em sua extremidade inferior. O tanque de trabalho é mantido com 50% de sua capacidade de armazenamento enquanto o tanque reserva é plenamente abastecido. Essa estratégia minimiza o tempo necessário para iniciar a geração.

Essa transferência tem início quando a temperatura no tanque reserva atinge 38°C, tornando possível o seu bombeamento através das centrífugas (separadoras de água e óleo) da estação de tratamento de óleo combustível, em um primeiro momento com retorno para o próprio tanque reserva e no momento seguinte para o tanque de trabalho. Durante o processo de bombeamento através da estação de tratamento, o óleo combustível, que no início está a 38°C, ganha calor e sai a uma temperatura em torno de 80°C. Essa massa de óleo combustível aquecida é depositada na parte superior do tanque para o qual é direcionada.

Quando o óleo combustível armazenado no tanque de trabalho atinge uma temperatura superior a 60°C é possível iniciar a rampa de carga das unidades motogeradoras, utilizando uma mistura óleo combustível/óleo diesel. De modo a manter uma quantidade de ar suficiente para realizar a combustão completa de todo combustível injetado, a taxa de carregamento do

motor deve ser controlada. O aumento da carga é feito por meio do sistema de controle da planta.

Terminada a rampa de tomada de carga de todas as unidades motogeradoras, as quais foram dadas partida, e estabilizado o sistema, o circuito de vapor é redirecionado para o aquecimento dos grandes tanques de óleo combustível que em virtude dos mecanismos de aquecimento ali instalados permite o bombeamento de óleo combustível para o taque reserva cerca de 4 horas após o início do processo de aquecimento. Uma visão geral do sistema de aquecimento da planta está representada na Fig. (3.6).

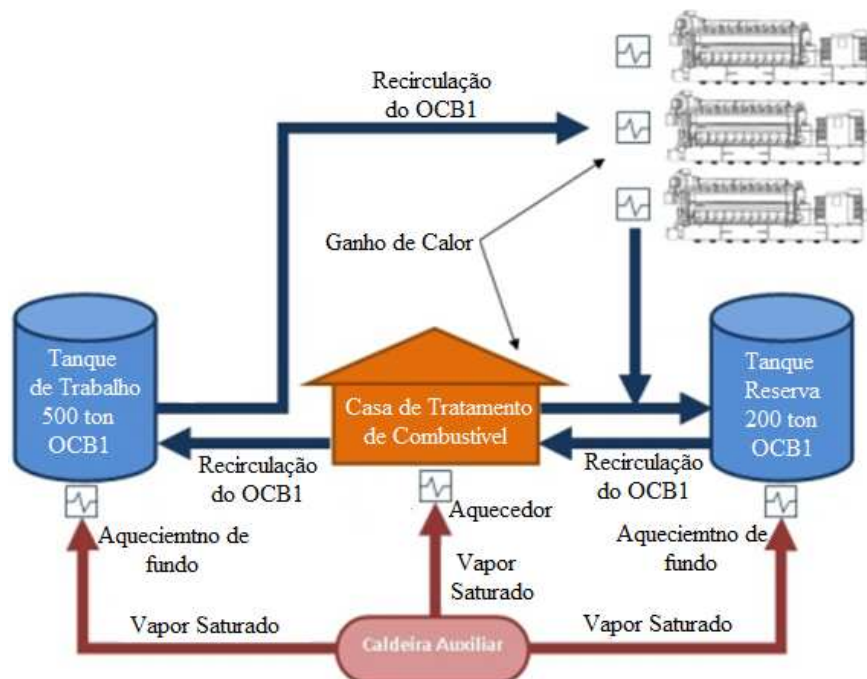


Figura 3. 6 - Representação esquemática do sistema de aquecimento da central termelétrica. Fonte: Sena (2011).

3.3.3 Sistema de Partida das Unidades Motogeradoras

A partida das unidades motogeradoras é feita com ar comprimido a uma pressão máxima de 30 bar e a uma pressão mínima de 15 bar. O fornecimento de ar é garantido por meio de um subsistema de compressão de ar que dispõe de dois compressores. Além de ar para o arranque dos motores o mesmo subsistema fornece ar de instrumentação, a uma pressão de 7 bar, para os dispositivos de acionamento pneumático nos motores e nos demais subsistemas descritos anteriormente. Para assegurar um bom funcionamento dos componentes do sistema de ar comprimido é necessário que o ar esteja seco, livre de partículas sólidas e de óleo. O dimensionamento dos vasos de pressão e a capacidade requerida das unidades de arranque dependem do tempo de partida da planta, no caso dos motores W20V32 o consumo de ar de

partida para cada máquina é de 5Nm^3 por tentativa. A Fig. 3.7 mostra, esquematicamente, o subsistema de compressão de ar identificando o ramal de ar que segue para a partida dos motores e o ramal de ar de instrumentação.

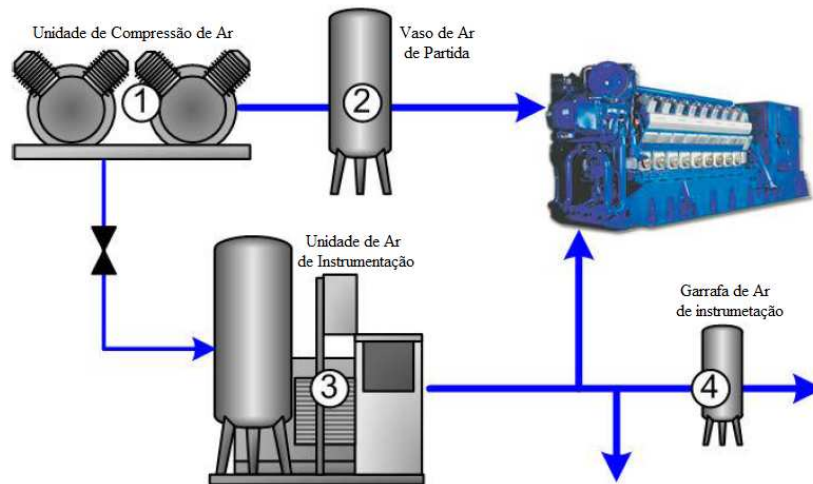


Figura 3.7 - Representação esquemática do sistema de ar de partida das unidades motogeradoras. Fonte: Wärtsilä (2009a).

3.3.4 Sistema Supervisório

O sistema supervisório da usina é uma interface gráfica por meio da qual o operador pode monitorar a planta e tomar ações, como dar a partida ou parar determinada motogeradora, alterar os valores de *setpoints* para ajustar a operação conforme uma determinada condição. O sistema permite ainda supervisionar os principais dados da planta, tais como diferentes temperaturas, pressões, vazões, etc. bem como medidas de variáveis elétricas, por exemplo, a produção de cada motogerador, tensão e frequência.

O sistema supervisório da usina conta, ainda, com várias telas que permitem acompanhar qualquer processo que se desenvolve em uma unidade geradora, em um grupo motogerador ou em qualquer equipamento que compõe algum dos subsistemas apresentados nesse capítulo, desde que os sinais sejam enviados para a sala de controle. É possível gerar relatórios instantâneos, gráficos com tendências de processos, emitir listas com os alertas de alarme, verificar o nível dos reservatórios de óleo combustível, quantificar as horas de operação dos turbocompressores, monitorar a viscosidade do óleo lubrificante e outras tantas atividades por meio do sistema supervisório.

Trata-se do cérebro da central termelétrica, porém sua descrição se limita a apresentação dos aspectos gerais desse sistema, uma vez que para atender os objetivos desse estudo não se faz necessário destrinchar todas as potencialidades do sistema supervisório. A Fig. (3.8) ilustra apenas uma das telas do referido sistema supervisório, onde é possível acompanhar o consumo de combustível e a produção de energia elétrica em dez unidades motogeradoras.

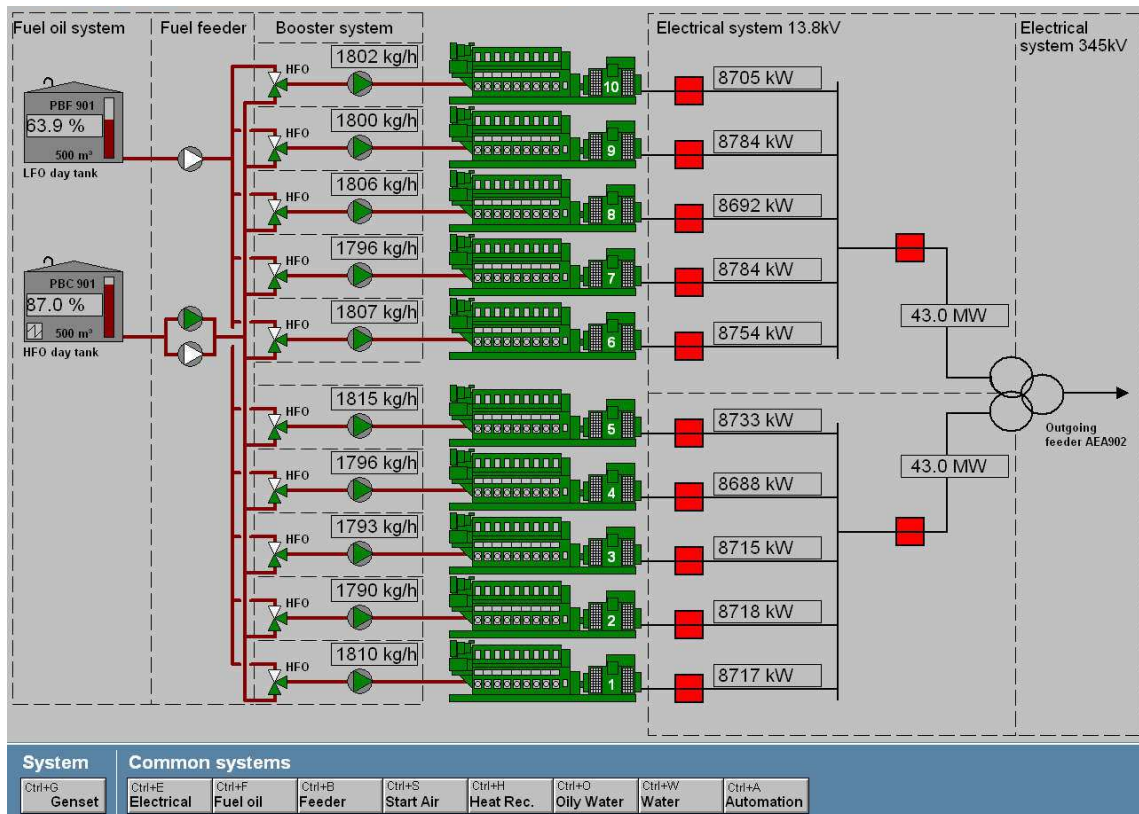


Figura 3.8 - Apresentação de uma das telas que compõe o sistema supervisório da central termelétrica.

Capítulo 4

DEFINIÇÃO DO ESTADO DE REFERÊNCIA

Este capítulo aborda a definição do estado de referência das unidades motogeradoras e caldeiras de recuperação de calor da central termelétrica utilizada como estudo de caso para realização do diagnóstico termodinâmico.

Inicialmente esperava-se obter os principais parâmetros que definissem a condição de referência por meio da análise da documentação técnica da central termelétrica. Como os dados levantados na documentação não representavam um conjunto completo de informações, outros caminhos foram percorridos em busca da obtenção de um novo conjunto de dados que permitissem a definição de uma referência com base em um processo metódico. Diante da importância que essa tarefa representa dentro do contexto de diagnóstico é necessário elaborar um capítulo específico para descrever toda a metodologia proposta, bem como a avaliação dos resultados fornecidos por ela.

4.1 CONSIDERAÇÕES GERAIS

Diagnóstico é a identificação dos sistemas ou subsistemas de uma central que estão operando com desempenho abaixo do esperado. Este processo é baseado na comparação entre o estado real de operação e o estado de referência. O estado real é definido a partir de dados disponíveis pelo sistema supervisor da central. Já o estado de referência é definido por meio de um modelo termodinâmico desenvolvido para determinar o desempenho esperado com base nas curvas de desempenho dos sistemas e subsistemas da central.

É evidente que a qualidade do diagnóstico depende da quantidade e qualidade das informações e curvas de desempenho dos sistemas e subsistemas que são disponibilizadas. Tais informações permitem desenvolver um modelo termodinâmico capaz de simular o comportamento esperado para a planta no ponto de projeto e fora do ponto de projeto devido a variação das condições de contorno, como: demandas, combustível e variáveis ambientais.

O ideal é que o modelo termodinâmico para a definição da condição de referência responda às variações de carga, qualidade do combustível e condições ambientais (temperatura, pressão e umidade relativa). Neste trabalho a condição de referência responde apenas às variações de carga. Como a condição de referência não responde às condições ambientais, o estado de referência é definido nas condições ISO.

Habitualmente a condição de referência é definida por meio dos testes de aceitação/comissionamento cujos dados de projeto são garantidos pelo fabricante e corrigidos às condições ambientais do dia de realização dos testes. Neste trabalho não foi possível se definir a condição de referência com base nos testes de aceitação, visto que não havia disponível, nos protocolos de teste, um conjunto de dados completos que permitissem caracterizar o desempenho das unidades motogeradoras operando em cargas parciais. Nesse sentido optou-se por definir a condição de referência com base em teste de desempenho de campo, a partir do qual é obtido um conjunto de dados mais completo que seja representativo da operação em cargas parciais.

Um ponto de destaque na definição do estado de referência das unidades motogeradoras com base no teste de desempenho está relacionado ao fato de que não foram feitos testes em cada uma das vinte unidades que compõe a central termelétrica. O teste realizado em uma unidade motogeradora sem caldeira de recuperação de calor será utilizado para definir um estado de referência geral, este será utilizado no processo de diagnóstico como referência para as demais unidades motogeradoras da central termelétrica.

É perfeitamente possível que as unidades motogeradoras tenham comportamentos distintos uns dos outros e que a condição de referência definida possa não ser a mais representativa para alguma unidade específica. O mais apropriado seria definir uma condição de referência para cada unidade motogeradora garantindo, assim, uma maior confiabilidade nos resultados do diagnóstico.

Foi com base nos resultados obtidos por meio do teste de desempenho de campo, com a instrumentação local, que um modelo de simulação foi desenvolvido no simulador de processos Thermoflex® para definir o estado de referência a partir dos balanços de massa e energia das unidades motogeradoras na condição nominal de operação. Por se tratar de um teste com instrumentação limitada, alguns parâmetros não puderam ser monitorados, nesse sentido o simulador de processos foi fundamental para estimar tais parâmetros. Além disso, informações obtidas nos dados técnicos informados pelo fabricante e recomendações normativas estabelecidas na ISO 15550 e ISO 4046-1 também alimentam determinados parâmetros de simulação permitindo fechar o conjunto de dados para as diversas cargas.

4.2 TESTES DE DESEMPENHO

Nesta seção estão apresentados os resultados obtidos por meio de cada um dos testes de desempenho realizados em campo, que no final totalizaram-se em três. O primeiro em uma unidade motogeradora sem caldeira de recuperação de calor, realizado na unidade motogeradora número 08 (UG08). O segundo teste foi realizado em uma unidade motogeradora com caldeira de recuperação de calor, neste caso a UG16. Contudo, o objetivo deste segundo teste era avaliar o desempenho operacional da caldeira. O terceiro teste foi realizado com o objetivo de se determinar a vazão de água de resfriamento no motor. Este teste também foi realizado em uma unidade geradora com caldeira de recuperação de calor, mas neste caso trata-se da UG15.

De um modo geral, a metodologia aplicada em cada um dos testes de desempenho é muito similar. As particularidades observadas em cada teste são devido aos objetivos específicos que cada um deve alcançar. A referida metodologia baseava-se em manter a unidade motogeradora operando em um patamar específico de potência elétrica definido no sistema supervisório da usina (100, 75, 50 e 25%) durante um intervalo pré-definido de tempo de no mínimo 20 minutos. Ao término da rampa de carga os dados disponíveis por meio das leituras da instrumentação local são obtidos no sistema supervisório da usina.

A coleta de dados do sistema supervisório é feita exportando-se as leituras registradas, em intervalos de 1 em 1 segundo. Nesse processo são calculados os valores de média simples e desvio padrão para cada parâmetro em cada patamar específico de potência elétrica definida no sistema supervisório da usina. Por fim, o valor médio obtido se torna a magnitude que representa o comportamento de determinado parâmetro (temperatura, pressão, etc.) já o desvio padrão se torna um indicador que permite verificar se o valor médio calculado é ou não representativo de uma condição de operação em regime permanente.

O valor médio representativo de cada parâmetro termodinâmico é utilizado para alimentar um modelo no software de simulação de processos Thermoflex®, a Fig. (4.1) mostra a estrutura deste modelo. Nesta mesma figura também está representada a localização da instrumentação conectada ao sistema supervisório da usina, bem como a instrumentação local de campo que precisa ser registrada manualmente. A instrumentação de campo é relacionada às caldeiras de recuperação de calor, enquanto a instrumentação das unidades motogeradoras pode ser toda obtida no sistema supervisório.

O simulador de processos foi utilizado para fechar os balanços de massa e energia por meio de ajustes em alguns parâmetros, como as relações de pressão e eficiência isentrópica do compressor e a turbina, a vazão de gases de exaustão e, conseqüentemente, a vazão de ar de admissão, as vazões de recirculação de água de resfriamento nos circuitos de alta e baixa temperatura, bem como os valores de variação terminal de temperatura nos trocadores de calor de alta e baixa temperatura. Enfim, parâmetros que não foram nem puderam ser medidos durante o teste de desempenho.

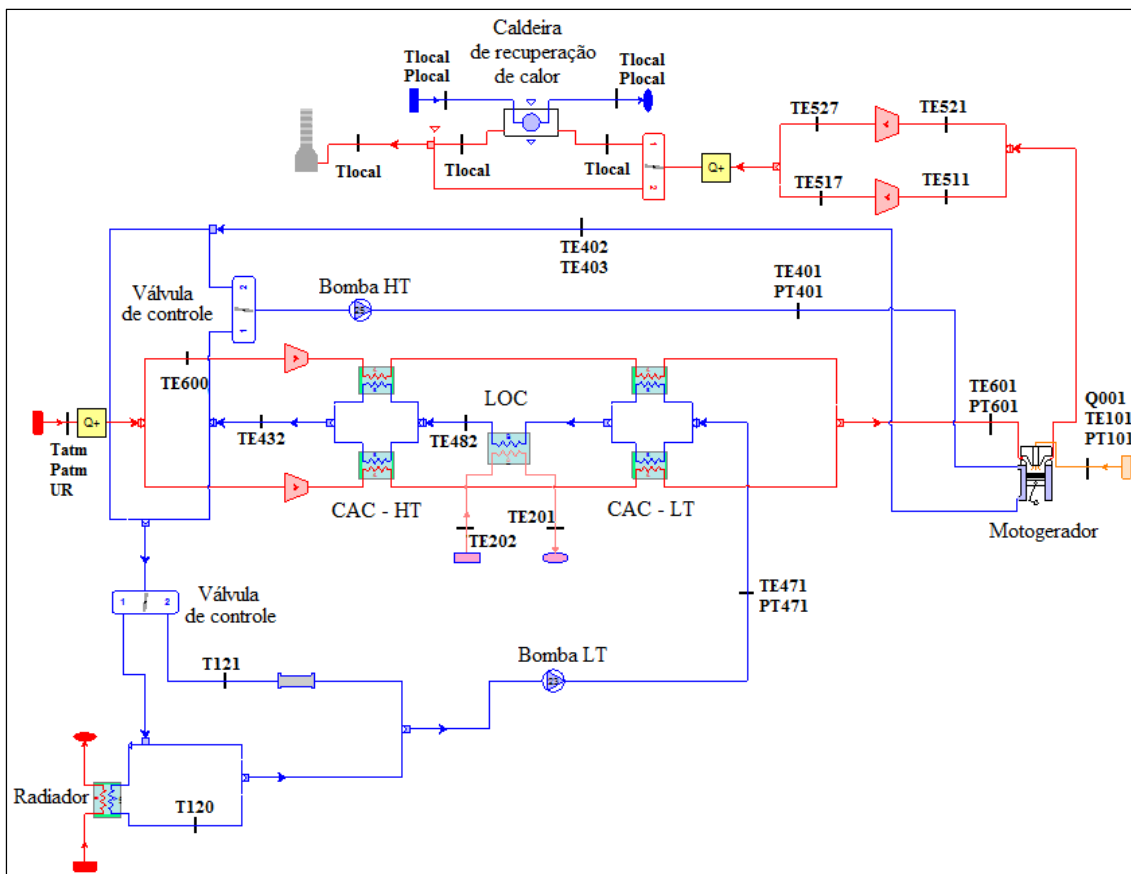


Figura 4. 1 - Modelo de simulação de uma unidade motogeradora com caldeira de recuperação de calor desenvolvido no Thermoflex®.

Na Fig. (4.1) estão representados os principais equipamentos que compõe uma unidade motogeradora além da caldeira que está associada a esta UG. Esse modelo, criado para simular uma unidade motogeradora e uma caldeira de recuperação e calor é genérico, vale para qualquer uma das 20 UGs e das 5 caldeiras presentes na planta. Todos os equipamentos apresentados na Fig. (4.1) estão localizados internamente à unidade motogeradora, com exceção dos radiadores e caldeiras. Essa forma de representar fisicamente a unidade motogeradora e a caldeira de recuperação de calor é que permite uma análise termodinâmica mais detalhada de determinados equipamentos, por exemplo, os compressores e as turbinas.

4.2.1 Teste de uma Unidade Motogeradora sem Caldeira de Recuperação de Calor

O teste de desempenho realizado na UG08 ocorreu antes da parada para manutenção de 4000h de operação desta unidade motogeradora. Dessa forma foi feita uma rampa carga para se avaliar o desempenho desta UG em diversos patamares de carga. Os dados provenientes desta rampa de descida de carga foram utilizados para se definir a condição de referência das unidades motogeradoras. Apesar do teste de desempenho ter sido realizado apenas na UG08, a condição de referência que é obtida a partir desse teste é utilizada para todas as demais UGs que compõe a planta.

Após a parada para manutenção também foi feito o acompanhamento da rampa de subida de carga da UG08. É natural imaginar que após realizados os procedimentos de manutenção o desempenho desta UG fosse superior àquele obtido antes da parada. Sendo assim, também é correto imaginar que esta nova rampa de carga é que deveria ser utilizada como base para definição da condição de referência, visto que a mesma fornece uma representação mais próxima da operação limpa da máquina. Contudo, por algum motivo a expectativa não correspondeu aos resultados práticos da análise de desempenho da UG08 antes e depois da parada para manutenção.

Não foi percebida nenhuma redução significativa no consumo específico da unidade motogeradora 08 após a manutenção, inclusive para alguns patamares de carga o consumo específico após a parada foi superior àquele obtido antes da parada. É importante mencionar que a condição de regime permanente de alguns parâmetros termodinâmicos não foi plenamente obtida durante o intervalo de tempo definido para o motor operar em cada patamar carga.

Dessa forma a opção de se utilizar a rampa de descida de carga (teste de desempenho anterior à parada para manutenção) como fonte de dados para se definir a condição de referência é considerada a mais apropriada diante das particularidades descritas. Apesar das literaturas científicas pesquisadas recomendarem a utilização de um teste posterior a uma parada para que se estabeleça o estado de referência, no caso deste trabalho a aplicabilidade dessa premissa tornaria os resultados mais distantes da realidade.

As Tabs. (4.1) e (4.2) mostram os dados tratados (média e desvio padrão) que foram obtidos durante a rampa de descida de carga da UG08. A Tab. (4.1) apresenta os resultados para 100 e 75% de carga, enquanto a Tab. (4.2) apresenta os resultados para 50 e 25% de carga.

Tabela 4. 1 - Médias e desvios padrões dos diversos parâmetros monitorados no teste de desempenho na unidade motogeradora 08 para 100 e 75% de carga.

Parâmetros	Potência Elétrica Setada (% , kW)			
	100	-	75	-
	8730	DesPad	6548	DesPad
Potência Elétrica Gerada (kW)	8722	26,08	6571	19,62
Vazão de óleo combustível (kg/h) [Q 001]	1807	0	1374	3,96
Temperatura do óleo combustível antes do aquecedor (°C) [TE002]	99	0,1	98	0,4
Temperatura do óleo combustível após o aquecedor (°C) [TE005]	110	0,05	109	0,41
Temperatura do óleo combustível no bico de injeção (°C) [TE101]	119	0	119	0,48
Pressão de injeção do óleo combustível (bar) [PT101]	7,93	0,05	8,22	0,04
Temperatura do óleo combustível que retorna do motor (°C) [T012]	101	0,05	100	0,57
Temperatura do ar na entrada do compressor (°C) [TE 600]	25	0,24	25	0,37
Temperatura do ar após o resfriador (°C) [TE 601]	55	0	51	0,54
Pressão do ar após o resfriador (bar) [PT 601]	3,41	0,00	2,53	0,02
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina-A (°C) [TE 511]	536	0	487	1,53
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina-B (°C) [TE 521]	527	0	481	0,87
Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina -A (°C) [TE 517]	345	0	329	1,55
Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina -B (°C) [TE 527]	333	0,48	319	1,99
Temperatura do óleo lubrificante na saída do resfriador de óleo (°C) [TE 201]	61	0,05	60	0,57
Temperatura do óleo lubrificante na entrada do resfriador de óleo (°C) [TE202]	80	0	79	0,86
Pressão da água de resfriamento do circuito de alta temperatura (bar) [PT 401]	2,62	0,10	2,72	0,04
Temperatura da água de resfriamento na entrada do bloco do motor (°C) [TE 401]	88	0,53	89	1,34
Temperatura da água de resfriamento na saída do bloco do motor -A (°C) [TE 402]	96	0,5	96	1,1
Temperatura da água de resfriamento na saída do bloco do motor -B (°C) [TE 403]	96	0,52	95	1,18
Temperatura da água de resfriamento na saída no resfriador de ar de alta temperatura (°C) [TE 432]	73	0	63	0,56
Pressão da água de resfriamento no circuito de baixa temperatura (bar) [PT471]	2,8	0,01	2,8	0,02
Temperatura da água de resfriamento na saída do resfriador de óleo lubrificante (°C) [TE 482]	54	0,05	49	0,45
Temperatura da água de resfriamento na entrada do resfriador de ar de baixa temperatura (°C) [TE 471]	41	0,05	38	0,26
Temperatura da água de resfriamento na entrada do radiador (°C) [TE 121]	83	0,47	71	1,43
Temperatura da água de resfriamento na saída do radiador (°C) [TE 120]	33	0,19	31	0,78
Condições Ambientais				
Temperatura ambiente (°C)	19,2	-	20	-
Umidade relativa (%)	89,3	-	87,2	-
Umidade absoluta (g/kg)	12,7	-	12,9	-
Pressão (kPa)	101,21	-	101,2	-

Tabela 4. 2 - Médias e desvios padrões dos diversos parâmetros monitorados no teste de desempenho na unidade motogeradora 08 para 50 e 25% de carga.

Parâmetros	Potência Elétrica Setada (% , kW)			
	50	-	25	-
	4365	DesvPad	2183	DesvPad
Potência Elétrica Gerada (kW)	4408	39,67	2215	23,85
Vazão de óleo combustível (kg/h) [Q 001]	967	5,28	570	2,24
Temperatura do óleo combustível antes do aquecedor (°C) [TE002]	96	0,6	94	0,88
Temperatura do óleo combustível após o aquecedor (°C) [TE005]	107	0,79	104	1,21
Temperatura do óleo combustível no bico de injeção (°C) [TE101]	117	0,78	114	1,33
Pressão de injeção do óleo combustível (bar) [PT101]	8,47	0,04	8,69	0
Temperatura do óleo combustível que retorna do motor (°C) [T012]	99	0,75	96	1,24
Temperatura do ar na entrada do compressor (°C) [TE 600]	24	0,62	24	0,25
Temperatura do ar após o resfriador (°C) [TE 601]	49	0,13	49	0,38
Pressão do ar após o resfriador (bar) [PT 601]	1,44	0,01	0,42	0,01
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina-A (°C) [TE 511]	474	0	469	2,75
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina-B (°C) [TE 521]	471	1,63	462	2,62
Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina -A (°C) [TE 517]	358	3,84	406	7,92
Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina -B (°C) [TE 527]	350	4,26	397	7,5
Temperatura do óleo lubrificante na saída do resfriador de óleo (°C) [TE 201]	59	0,31	58	0,19
Temperatura do óleo lubrificante na entrada do resfriador de óleo (°C) [TE202]	77	0,8	75	0,7
Pressão da água de resfriamento do circuito de alta temperatura (bar) [PT 401]	2,59	0,07	2,49	0,05
Temperatura da água de resfriamento na entrada do bloco do motor (°C) [TE 401]	91	1,02	92	0,65
Temperatura da água de resfriamento na saída do bloco do motor -A (°C) [TE 402]	96	0,64	96	0,43
Temperatura da água de resfriamento na saída do bloco do motor -B (°C) [TE 403]	96	0,74	96	0,47
Temperatura da água de resfriamento na saída no resfriador de ar de alta temperatura (°C) [TE 432]	53	0,85	46	0,6
Pressão da água de resfriamento no circuito de baixa temperatura (bar) [PT471]	2,8	0	2,8	0,03
Temperatura da água de resfriamento na saída do resfriador de óleo lubrificante (°C) [TE 482]	46	0,45	44	0,38
Temperatura da água de resfriamento na entrada do resfriador de ar de baixa temperatura (°C) [TE 471]	38	0,38	38	0,43
Temperatura da água de resfriamento na entrada do radiador (°C) [TE 121]	59	2,22	51	1,35
Temperatura da água de resfriamento na saída do radiador (°C) [TE 120]	28	1,16	26	0,62
Condições Ambientais				
Temperatura ambiente (°C)	21	-	22	-
Umidade relativa (%)	83,4	-	76,8	-
Umidade absoluta (g/kg)	13,3	-	13,3	-
Pressão (kPa)	101,21	-	101,23	-

4.2.2 Teste de uma Unidade Motogeradora com Caldeira de Recuperação de Calor

O teste de desempenho realizado na UG16 teve como objetivo levantar o comportamento da caldeira de recuperação de calor dessa unidade motogeradora para utilizá-lo como referência para o diagnóstico das demais caldeiras recuperativas.

Em função desse objetivo, a metodologia desenvolvida para a realização desse teste envolve a definição de patamares específicos de potência elétrica definida no sistema supervisório: 100, 75, 50 e 25%. Para cada um desses patamares foi feito, ainda, o ajuste manual da posição da válvula que direciona o fluxo de gases de exaustão para a caldeira, 100% de abertura para a caldeira depois 75%, 50% e 25% de abertura para a caldeira.

Para cada patamar de potência elétrica definida no sistema de controle da usina eram feitos 4 conjuntos de leituras de toda a instrumentação da caldeira, cada conjunto corresponde a um valor específico de posição da válvula que direciona os gases de exaustão. Ao término da leitura do 4º conjunto foi, então, estabelecido um novo patamar de potência elétrica e seguiu-se novamente o ajuste manual da posição da válvula (damper). O conjunto de informações anotado manualmente permite fechar o balanço de energia no volume de controle da caldeira. Ao final do teste de desempenho os parâmetros operacionais referentes à unidade motogeradora, que são os mesmos do teste realizado em uma UG08, foram coletados no sistema supervisório da central termelétrica.

É importante se destacar que o teste realizado na caldeira da unidade geradora 16 foi feito, basicamente, a partir de leituras de instrumentação de campo. Visando a obtenção de um conjunto de informações que permitissem fechar um balanço de energia nesse componente foi solicitada a instalação de um termômetro na chaminé da UG16. Esse instrumento foi devidamente instalado em um ponto da chaminé de modo que o mesmo propicia a obtenção da temperatura dos gases após a mistura da corrente de gases de exaustão que escoam pelo interior da caldeira e da corrente de gases de exaustão que é conduzida pelo *by-pass* da mesma.

A temperatura dos gases de exaustão na chaminé é fundamental para o fechamento do balanço de energia, visto que com o auxílio desta é possível obter vazão mássica de gases de exaustão que escoam pelo interior da caldeira de recuperação de calor, por consequência obtém-se também a vazão de gases que passam pelo *by-pass* da caldeira, dada uma posição do damper que direciona a corrente de gases de exaustão para um dos dois caminhos.

O tratamento dos dados brutos correlacionados a UG16 é o mesmo que foi descrito para o teste de desempenho da UG08. Já para os dados de campo referentes à caldeira de recuperação de calor, os valores lidos na instrumentação já são considerados o próprio valor médio para o período de tempo no qual o teste desenvolveu, visto que foi feita apenas uma leitura nos instrumentos de campo instalados na caldeira.

As Tabs. (4.3) e (4.4) apresentam os resultados dos parâmetros lidos em campo referentes à caldeira de recuperação de calor e os dados coletados no sistema supervisor da usina, estes já tratados estatisticamente, para os parâmetros referentes à UG16.

Tabela 4.3 - Valores médios dos parâmetros monitorados no teste de desempenho na caldeira de recuperação de calor da UG16 para 100 e 75% de carga.

Parâmetros	Potência Elétrica Setada (% , kW)							
	100				75			
	8730				6548			
Potência elétrica gerada (kW)	8722				6560			
Posição do damper da caldeira (%)	100	75	50	25	100	75	50	25
Pressão no coletor de vapor 1 (RDA901) (bar)	7,4	7,3	7,0	6,8	7,0	7,1	7,0	6,9
Pressão no coletor de vapor 2 (RDA902) (bar)	7,5	7,4	7,1	6,09	7,1	7,2	7,1	7,0
Temperatura da água no tanque de alimentação das caldeiras RBA901 (°C)	101	101	102	101	100	101	101	101
Pressão da água de alimentação na entrada da bomba (bar)	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45
Pressão da água de alimentação na saída da bomba (bar)	12,7	12,7	12,7	12,7	12,7	12,7	12,7	12,7
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da caldeira (°C)	335	330	330	330	320	315	313	308
Temperatura dos gases de exaustão na saída da caldeira (°C)	265	255	245	220	250	245	233	210
Temperatura dos gases de exaustão na chaminé (°C)	273	285	300	315	255	263	280	295
Pressão do vapor no corpo da caldeira (bar)	7,7	7,5	7,3	7	7,35	7,25	7,3	7,1
Temperatura do vapor no corpo da caldeira (°C)	171,5	171	172	170	170	170	170	169
Queda de pressão dos gases de exaustão (mmH ₂ O)	146	117	75	83	87	73	65	60
Vazão de óleo combustível (kg/h) [Q 001]	1813				1365			
Temperatura do óleo combustível antes do aquecedor (°C) [TE002]	102				101			
Temperatura do óleo combustível após o aquecedor (°C) [TE005]	143				144			
Temperatura do óleo combustível no bico de injeção (°C) [TE101]	152				153			
Pressão de injeção do óleo combustível (bar) [PT101]	8,2				8,2			
Temperatura do combustível que retorna do motor (°C) [T012]	145				146			
Temperatura do ar na entrada do compressor (°C) [TE 600]	29				28			
Temperatura do ar após o resfriador (°C) [TE 601]	54				51			
Pressão do ar após o resfriador (bar) [PT 601]	3,46				2,56			

Tabela 4.3 - Valores médios dos parâmetros monitorados no teste de desempenho na caldeira de recuperação de calor da UG16 para 100 e 75% de carga (continuação).

Parâmetros	Potência Elétrica Setada (% , kW)	
	100	75
	8730	6548
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina-A (°C) [TE 511]	541	491
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina-B (°C) [TE 521]	539	487
Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina -A (°C) [TE 517]	353	335
Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina -B (°C) [TE 527]	348	329
Temperatura do óleo lubrificante na saída do resfriador de óleo (°C) [TE 201]	61	60
Temperatura do óleo lubrificante na entrada do resfriador de óleo (°C) [TE202]	78	76
Pressão da água de resfriamento do circuito de alta temperatura (bar) [PT 401]	3,1	2,94
Temperatura da água de resfriamento na entrada do bloco do motor (°C) [TE 401]	89	91
Temperatura da água de resfriamento na saída do bloco do motor -A (°C) [TE 402]	96	96
Temperatura da água de resfriamento na saída do bloco do motor -B (°C) [TE 403]	96	96
Temperatura da água de resfriamento na saída no resfriador de ar de alta temperatura (°C) [TE 432]	73	63
Pressão da água de resfriamento no circuito de baixa temperatura (bar) [PT471]	2,97	2,99
Temperatura da água de resfriamento na saída do resfriador de óleo lubrificante (°C) [TE 482]	54	50
Temperatura da água de resfriamento na entrada do resfriador de ar de baixa temperatura (°C) [TE 471]	39	38
Temperatura da água de resfriamento na entrada do radiador (°C) [TE 121]	82	70
Temperatura da água de resfriamento na saída do radiador (°C) [TE 120]	34	33
Condições Ambientais		
Temperatura Ambiente (°C)	22,9	23,3
Umidade Relativa (%)	64,4	61,6
Umidade Absoluta (g/kg)	11,6	11,1
Pressão (kPa)	102,04	101,96

Tabela 4.4 - Valores médios dos parâmetros monitorados no teste de desempenho na caldeira de recuperação de calor da UG16 para 50 e 25% de carga.

Parâmetros	Potência Elétrica Setada (% , kW)							
	50				25			
	4365				2183			
Potência elétrica gerada (kW)	4382				2210			
Posição do damper da caldeira (%)	100	75	50	25	100	75	50	25
Pressão no coletor de vapor 1 (RDA901) (bar)	7,4	7,3	7,2	7,0	7,1	6,9	6,9	6,9
Pressão no coletor de vapor 2 (RDA902) (bar)	7,5	7,4	7,3	7,1	7,2	7,0	7,0	7,0
Temperatura da água no tanque de alimentação das caldeiras RBA901 (°C)	101	101	101	101	101	101	101	101
Pressão da água de alimentação na entrada da bomba (bar)	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45
Pressão da água de alimentação na saída da bomba (bar)	12,7	12,7	12,7	12,7	12,7	12,7	12,7	12,7
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da caldeira (°C)	335	335	325	313	352	367	360	347
Temperatura dos gases de exaustão na saída da caldeira (°C)	250	243	235	203	243	237	227	205
Temperatura dos gases de exaustão na chaminé (°C)	260	265	285	310	250	260	282	338
Pressão do vapor no corpo da caldeira (bar)	7,5	7,4	7,2	7,0	7,4	7,1	7,0	7,0
Temperatura do vapor no corpo da caldeira (°C)	173	171	171	170	170	170	170	169
Queda de pressão dos gases de exaustão (mmH ₂ O)	39	203	13	15	22	8	4	22
Vazão de óleo combustível (kg/h) [Q 001]	957				555			
Temperatura do óleo combustível antes do aquecedor (°C) [TE002]	99				97			
Temperatura do óleo combustível após o aquecedor (°C) [TE005]	144				146			
Temperatura do óleo combustível no bico de injeção (°C) [TE101]	153				155			
Pressão de injeção do óleo combustível (bar) [PT101]	8,5				8,7			
Temperatura do combustível que retorna do motor (°C) [T012]	145				14			
Temperatura do ar na entrada do compressor (°C) [TE 600]	27				26			
Temperatura do ar após o resfriador (°C) [TE 601]	49				49			
Pressão do ar após o resfriador (bar) [PT 601]	1,47				0,43			

Tabela 4.4 - Valores médios dos parâmetros monitorados no teste de desempenho na caldeira de recuperação de calor da UG16 para 50 e 25% de carga (continuação).

Temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina-A (°C) [TE 511]	483	484
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina-B (°C) [TE 521]	473	458
Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina -A (°C) [TE 517]	369	423
Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina -B (°C) [TE 527]	358	400
Temperatura do óleo lubrificante na saída do resfriador de óleo (°C) [TE 201]	59	58
Temperatura do óleo lubrificante na entrada do resfriador de óleo (°C) [TE202]	74	72
Pressão da água de resfriamento do circuito de alta temperatura (bar) [PT 401]	2,81	2,81
Temperatura da água de resfriamento na entrada do bloco do motor (°C) [TE 401]	92	93
Temperatura da água de resfriamento na saída do bloco do motor -A (°C) [TE 402]	96	96
Temperatura da água de resfriamento na saída do bloco do motor -B (°C) [TE 403]	96	96
Temperatura da água de resfriamento na saída no resfriador de ar de alta temperatura (°C) [TE 432]	52	45
Pressão da água de resfriamento no circuito de baixa temperatura (bar) [PT471]	2,94	2,9
Temperatura da água de resfriamento na saída do resfriador de óleo lubrificante (°C) [TE 482]	47	45
Temperatura da água de resfriamento na entrada do resfriador de ar de baixa temperatura (°C) [TE 471]	38	38
Temperatura da água de resfriamento na entrada do radiador (°C) [TE 121]	58	50
Temperatura da água de resfriamento na saída do radiador (°C) [TE 120]	29	26
Condições Ambientais		
Temperatura Ambiente (°C)	22,2	23,4
Umidade Relativa (%)	67,9	61,9
Umidade Absoluta (g/kg)	11,6	11,4
Pressão (kPa)	101,89	101,82

4.2.3 Teste para Medição de Vazão de Água de Resfriamento no Circuito de Baixa Temperatura

Uma empresa contratada pela gerência da central termelétrica prestou o serviço de medição de vazão de água de resfriamento em alguns pontos pré-definidos pela equipe de pesquisa.

A metodologia de teste é a mesma apresentada nos testes anteriores, para cada patamar de potência elétrica definida no sistema supervisorio da central termelétrica (100, 75, 50 e 25%) efetuavam-se os registros de medição de vazão, de 15 em 15 segundos. Foi utilizado um medidor de vazão por ultrassom, GE Panametrics modelo PT 878 – Portable Liquid Ultrasonic Flowmeter, com precisão de +/- 2 a 5% do valor lido. Ao final do teste os valores eram descarregados e a média das medições obtidas para aquele patamar de potência era o valor designado para representar o parâmetro de vazão de água de resfriamento.

Os resultados mostrados na Tab. (4.5) são referentes apenas aos valores médios de vazão registrados pelo medidor, conforme os patamares de potência elétrica definida no sistema supervisorio da usina. É válido ressaltar que o mesmo conjunto de dados obtidos no sistema supervisorio da planta nos testes da UG08 e UG16 também foi coletado no teste da UG15.

Tabela 4. 5 - Vazão média de água de resfriamento do motor na tubulação de retorno do radiador.

Período	Temperatura da Água (°C)	Potência Elétrica Definida no Sistema Supervisorio (kW)	Vazão Média (m ³ /h)
14:28h a 16:12h	41	8730	99,66
16:12h a 16:30h	41	6548	100,16
16:30h a 17:05h	41	4365	92,48
17:05h a 17:20h	32	2183	83,44

Para as potências elétricas setadas de 8730 e 6548 kW, percebe-se que a vazão de água de resfriamento é praticamente constante, porém com a redução da carga do motor esse valor tende a se reduzir.

O teste para obter a vazão de água de resfriamento apresentava certa relevância dentro da busca por informações para a obtenção de um conjunto completo de dados operacionais. A partir dessa informação outros parâmetros que não eram medidos poderiam ser estimados, como é o caso da vazão de gases de exaustão, a vazão de ar de combustão e a vazão de água de resfriamento no circuito de alta temperatura. Porém como o teste não foi realizado da

forma que havia sido concebido, por motivos técnicos correlatos ao equipamento de medição de vazão (medição de vazão em um ponto de cada vez e a limitação da temperatura máxima e diâmetro mínimo dos tubos que permitissem que o aparelho pudesse funcionar), a determinação da vazão de água de resfriamento representou apenas um acréscimo de informação técnica para o trabalho.

4.3 AJUSTE INICIAL NO THERMOFLEX

As principais perdas que ocorrem em centrais termelétricas que utilizam motores de combustão interna como acionadores podem ser mapeadas. Somente uma parte da energia liberada pela queima do combustível será efetivamente utilizada para gerar energia elétrica, uma parcela significativa será perdida sob a forma de calor em outros subsistemas, conforme ilustra a Fig. (4.2).

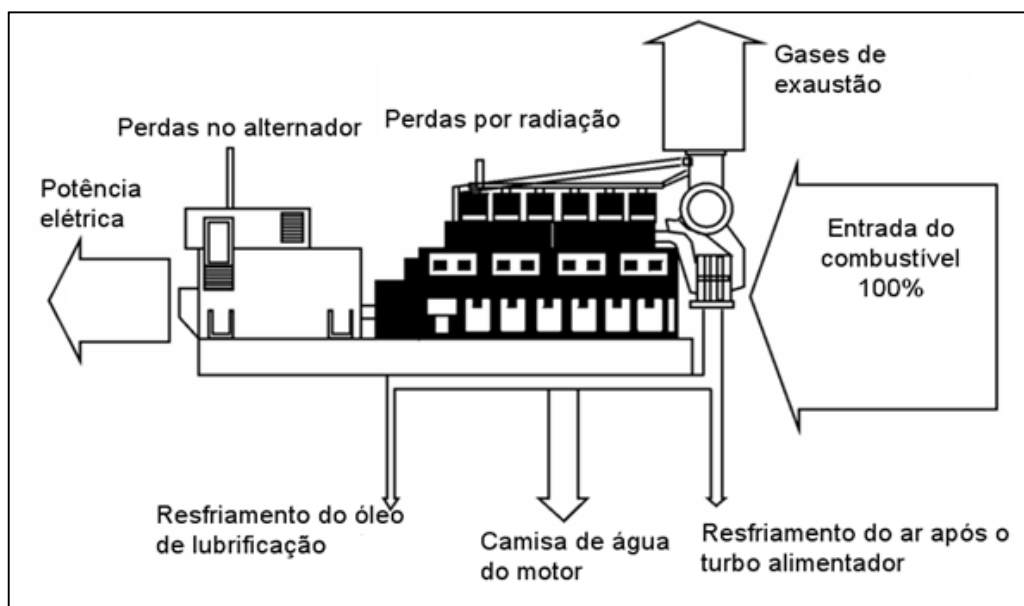


Figura 4. 2 - Principais subsistemas energéticos que compõe um motor de combustão interna. Fonte: Adaptado de Lora e Nascimento (2004a).

A metodologia proposta para essa abordagem consiste em fazer ajustes no modelo de simulação visando reproduzir, com a maior fidelidade possível, as leituras feitas pela instrumentação de campo durante o teste de desempenho. Ou seja, os parâmetros que não foram medidos no teste podiam variar livremente para que os valores dos parâmetros que foram medidos pudessem ser alcançados. Por meio dessa proposição pretende-se definir as curvas de conversão e perdas de energia em cada um dos subsistemas que integram o volume de controle do motor, usando o conjunto de dados do teste de desempenho como fonte

principal de informação para alimentar o modelo de simulação. Os resultados obtidos serão validados por meio de um comparativo entre as curvas de conversão e perdas de energia informadas pelo fabricante com aquelas obtidas por meio da simulação.

4.3.1 Modelo no Thermoflex

O modelo desenvolvido no Thermoflex® para simular a unidade motogeradora bem como a caldeira de recuperação de calor foi mostrado na Fig. (4.1) juntamente localização das principais instrumentações da planta utilizadas para monitorar parâmetros termodinâmicos (temperatura e pressão) nos testes de desempenho. Vale ressaltar que a estrutura de simulação é praticamente a mesma para as 20 unidades motogeradoras, visto que os módulos de geração são “gêmeos”. A pequena diferença está relacionada às 5 unidades motogeradoras apresentam caldeira de recuperação de calor. Nas outras 15 unidades os gases que deixam o motor são levados diretamente para as chaminés e lançados na atmosfera.

4.3.2 Validação dos Resultados do Ajuste Inicial

Os resultados obtidos para as curvas de conversão e perda de energia no motor devem ser comparados às informações dadas pelo fabricante. Um ponto de destaque no que tange ao modelo de simulação desenvolvido no Thermoflex®, está relacionado ao fato de que para o patamar de 25% de carga não foi desenvolvida nenhuma simulação. Apesar do teste de desempenho ter sido planejado para varrer os patamares de 100, 75, 50 e 25% de carga, o fato de não haver, na documentação técnica disponível, dados do fabricante referentes às curvas de conversão e perda de energia do motor W20V32 para 25% de carga, impossibilita a validação do ajuste no caso fosse criado um modelo de simulação para este cenário.

A Tab. (4.6) mostra os resultados obtidos, no ajuste inicial, em cada subsistema energético do motor além dos valores utilizados para validação, estes últimos são os valores informados pelo fabricante. Na mesma tabela apresenta-se o desvio relativo, em %, entre os resultados obtidos por meio da simulação com relação aos dados de validação para os mesmos patamares de carga.

Tabela 4. 6- Comparação da distribuição de calor em cada subsistema energético em função dos dados do fabricante e do ajuste no Thermoflex®.

Subsistemas Energéticos	Wärtsilä (kW)			Resultados do Ajuste (kW)			Desvio Relativo		
Potência do motor	9.000	6.750	4.500	8.903	6.685	4.477	-1%	-1%	-1%
Bloco do Motor	1.333	1.000	817	1.361	1.304,3	1.140	2%	30%	40%
Resfriador de ar de baixa temperatura	1.250	908	770	2.102	1.396	637	68%	54%	-17%
Resfriador de ar de alta temperatura	1.417	583	225	917,2	491,4	131,2	-35%	-16%	-42%
Resfriador de óleo lubrificante	1.067	917	867	600,5	703,4	661	-44%	-23%	-24%
Gases de exaustão	5.600	4.590	3.305	5.592,8	4.031	3.135,5	0%	-12%	-5%
Radiação e Convecção	225	225	225	1.086,5	1.022,9	823,3	383%	355%	266%

Os resultados obtidos por meio do ajuste inicial se mostraram, em termos de uma análise qualitativa, coerentes com os dados fornecidos pelo fabricante. Porém, uma análise quantitativa, que é a avaliação dos desvios relativos, revelou que os resultados obtidos estão muito distantes dos dados de validação para o modelo proposto, as grandes variações percentuais tanto para mais quanto para menos balizam essa análise. Dessa forma, os resultados obtidos nesse primeiro ajuste não foram considerados representativos o suficiente a ponto de adotá-los na definição do estado de referência das unidades motogeradoras, assim a metodologia proposta para este primeiro ajuste foi descartada na definição do estado de referência dos motores W20V32.

Nesse ponto surge a necessidade de se realizar um segundo ajuste de dados no Thermoflex® com o mesmo objetivo do ajuste inicial, que é a obtenção de um estado de referência representativo para as unidades motogeradoras. A metodologia utilizada nesse novo ajuste bem como as considerações pertinentes para elaboração do modelo de simulação é apresentada no tópico subsequente.

4.4 SEGUNDO AJUSTE NO THERMOFLEX®

O segundo ajuste no Thermoflex® tem por objetivo propor uma modelagem alternativa visando à definição do estado de referência das unidades motogeradoras da central termelétrica. O ponto central dessa abordagem está relacionado à utilização dos dados informados pelo fabricante, referentes às curvas de conversão e perdas de energia no motor W20V32 na condição ISO, para a definição de uma distribuição de calor racional, em termos percentuais, que será aplicada ao teste de desempenho realizado e com o auxílio do simulador

de processos um conjunto de parâmetros termodinâmicos mais coerentes serão obtidos, caracterizando assim o chamado estado de referência.

O que se propõe realizar no segundo ajuste é o caminho oposto àquele efetuado no primeiro, ao invés de se obter as curvas de conversão e perdas de energia nos diversos subsistemas energéticos do motor, a ideia agora é que a partir de uma distribuição racional de energia nos diversos subsistemas do motor, elaborada com base nos dados informados pelo fabricante na condição ISO, obtenha-se o conjunto de parâmetros termodinâmicos que caracterizaram a condição de referência.

Os termos percentuais de distribuição de energia nos subsistemas do motor levam em conta que o montante de energia a ser distribuído é aquele proveniente da queima do combustível (\dot{Q}_{comb}) descontando-se a potência de eixo (P_{eixo}). Uma vez que a potência elétrica é um parâmetro medido e a curva do gerador também é conhecida, a potência de eixo é um parâmetro que pode ser calculado, portanto, não precisa ser estimado.

A Tab. (4.7) mostra os resultados obtidos para da cada um dos subsistemas citados anteriormente para as cargas de 100% (9000 kW), 75% (6750 kW) e 50% (4500 kW).

Tabela 4.7 - Distribuição de calor informada pelo fabricante e percentual de energia empregada para novo ajuste no simulador.

Subsistemas Energéticos	Distribuição Energética (kW) / Termos Percentuais					
	Potência de Eixo	9.000	-	6.750	-	4.500
Bloco do Motor	1.333	12%	1.000	12%	817	13%
Resfriador de ar de baixa temperatura	1.250	11%	908	11%	770	12%
Resfriador de ar de alta temperatura	1.417	13%	583	7%	225	4%
Resfriador de óleo lubrificante	1.067	10%	917	11%	867	14%
Gases de exaustão	5.600	51%	4.590	56%	3.305	53%
Radiação e Convecção	225	2%	225	3%	225	4%

A Eq. (4.1) mostra sobre que montante energético ($\dot{Q}_{rateio,ISO}$) os termos percentuais apresentados na Tab. (4.7) são aplicados. Alguns dos termos apresentados na referida equação são calculados a partir de dados provenientes do sistema supervisório da usina (como é o caso da potência de eixo, P_{eixo} , e da vazão de combustível na condição ISO, $\dot{m}_{comb,ISO}$), parâmetros informados na norma ISO 15550 (PCI_{ISO} , $T_{ref,ISO}$) além do calor específico do combustível ($c_{p,comb}$), parâmetro definido com base na literatura técnica.

$$\dot{Q}_{rateio,ISO} = \dot{Q}_{comb,ISO} - P_{eixo} = \dot{m}_{comb,ISO} \cdot [PCI_{ISO} + c_{p,comb} \cdot (T_{comb} - T_{ref,ISO})] - P_{eixo} \quad (4.1)$$

4.4.1 Considerações Adicionais Necessárias para Modelagem e Simulação do Segundo Ajuste no Thermoflex®

O modelo de simulação apresentado na Fig. (4.1) sofreu duas pequenas alterações para ser aplicado ao segundo ajuste de dados. A primeira modificação fica por conta da substituição de um trocador de calor que representa o resfriador de óleo lubrificante, por um componente chamado “Add”, que nada mais é do que um dispositivo que adiciona ou retira calor de um fluxo. A segunda modificação é a retirada de um “Add” do fluxo de ar de admissão no motor.

Como no segundo ajuste de dados os trabalhos são voltados para a definição do fluxo de calor relacionado a um subsistema energético, notou-se que a utilização de um “Add” propiciaria a caracterização do estado de entrada e saída da água de resfriamento no resfriador de óleo sem a necessidade de se trabalhar com os parâmetros térmicos do óleo lubrificante. A função do “Add” no fluxo de ar de admissão do motor é a de promover o ganho de calor sensível do ar do ponto de sucção até a entrada do compressor, tal funcionalidade não será mais requerida, visto que a condição do ar na entrada do compressor é dada pelas condições ambientais ISO. A composição final do novo modelo de simulação está mostrada na Fig. (4.3), com destaque para o componente que substitui o trocador de calor que fazia às vezes do resfriador de óleo lubrificante.

Na Fig. (4.3) pode-se perceber que os fluxos referentes ao óleo lubrificante não são mais necessários na simulação, simplificando o modelo. O mesmo não se fez com os resfriadores de ar alta e de baixa temperatura, pois é de interesse conhecer o comportamento termodinâmico do ar de combustão desde a entrada do compressor até a injeção nos cilindros. O conhecimento das características deste fluxo termodinâmico permitirá avaliar o desempenho dos compressores. Neste caso a simplificação resultaria em uma perda de informação significativa dentro do processo de diagnóstico, como por exemplo, a estimativa da eficiência isentrópica dos compressores.

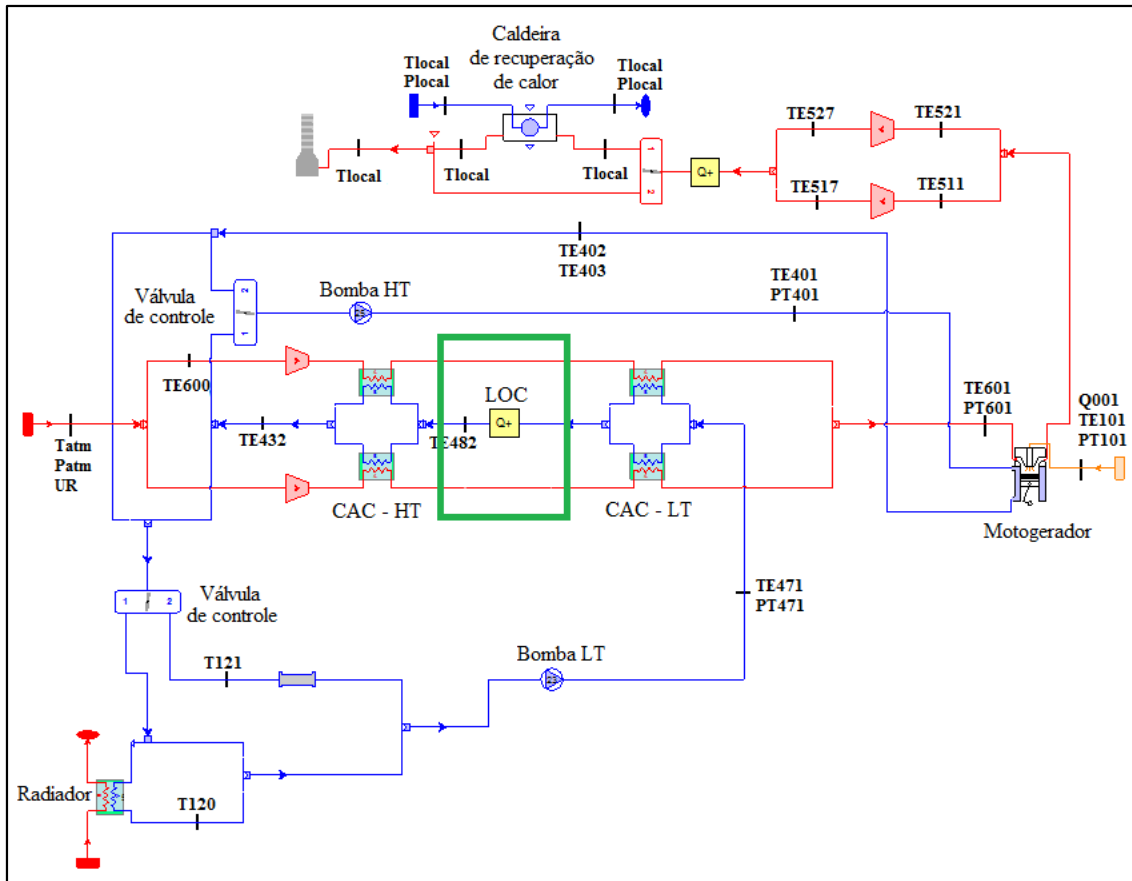


Figura 4.3 - Modelo de simulação de uma unidade motogeradora com caldeira de recuperação de calor desenvolvido no Thermoflex® para o segundo ajuste.

4.4.2 Validação dos Resultados Obtidos por Meio do Segundo Ajuste

Com exceção dos parâmetros definidos por norma, pelo fabricante ou mantidos iguais aos do teste de desempenho todos os demais foram sendo ajustados para se chegar à distribuição de calor que foi determinada com base nos termos percentuais da Tab. (4.7) e na Eq. (4.1). A validação dos resultados é feita a partir da comparação dos valores obtidos por meio do segundo ajuste com os valores obtidos para os mesmos parâmetros no teste de desempenho da UG08.

Em alguns casos isolados determinados parâmetros ajustados apresentam informações do fabricante acerca de seu valor de referência, neste caso os resultados obtidos pelo segundo ajuste foram analisados em conjunto com as tolerâncias informadas na norma ISO 15550.

Os resultados obtidos no segundo ajuste também fornecem informações acerca de parâmetros que não puderam ser medidos no teste de desempenho, é o caso da temperatura do ar na saída do compressor, da temperatura do ar na saída do resfriador de ar de alta temperatura, da

temperatura da água de resfriamento na entrada do resfriador de óleo lubrificante e das estimativas das vazões de gases de exaustão ar de admissão. Na Tab. (4.8) estão mostrados os resultados obtidos no teste de desempenho, os obtidos no segundo ajuste de dados e os valores do desvio relativo de cada parâmetro ajustado em relação ao valor do teste de desempenho.

Tabela 4. 8 - Comparação ente os parâmetros termodinâmicos obtidos no segundo ajuste no Thermoflex® com os resultados do teste de desempenho.

Parâmetros do Motor	Teste de Desempenho			Resultados do Segundo Ajuste			Desvio Relativo (%)		
Potência Elétrica Gerada (kW)	8722	6571	4408	8722	6571	4408	0	0	0
Vazão de óleo combustível (kg/h)	1807	1374	967	1723	1311	922	-5	-5	-5
Consumo específico de combustível (g/kWh)	193,6	195,2	203,6	193,6	195,2	203,6	0	0	0
Temperatura do óleo combustível no bico de injeção (°C)	119	119	117	40	40	40	-66	-66	-66
Pressão do óleo combustível no bico de injeção(bar)	7,93	8,22	8,47	7,5	7,5	7,5	-5	-9	-11
Temperatura do ar na entrada do compressor (°C)	25	25	24	25	25	25	0	0	4
Temperatura do ar na saída do compressor (°C)	-	-	-	222,4	171	154,5	-	-	-
Temperatura do ar após o resfriador de ar de alta temperatura (°C)	-	-	-	134	125,2	129,5	-	-	-
Temperatura do ar de após o resfriador (°C)	55	51	49	55,38	53,34	43,53	1	5	-11
Pressão do ar após o resfriador (°C)	3,423	2,543	1,443	4,509	3,603	2,502	3	2	3
Vazão de ar (kg/s)	-	-	-	16,52	13,34	9,084	-	-	-
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina - bancada A (°C)	536	487	474	530	495	485	-1	2	2
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina - bancada B (°C)	527	481	471	530	495	485	1	3	3
Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina - bancada A (°C)	345	329	358	355,3	365,4	370,2	3	11	3
Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina - bancada B (°C)	333	319	350	355,3	365,4	370,2	7	15	6
Vazão dos gases de exaustão (kg/s)	-	-	-	17,0	13,7	9,34	-	-	-
Pressão da água de resfriamento do circuito de alta temperatura (bar)	3,633	3,733	3,603	3,633	3,733	3,633	0	0	1
Temperatura da água de resfriamento na entrada do bloco do motor (°C)	88	89	91	89,27	90,88	91,97	1	2	1
Temperatura da água de resfriamento na saída do bloco do motor - bancada A (°C)	96	96	96	96	96	96	0	0	0
Temperatura da água de resfriamento na saída do bloco do motor - bancada B (°C)	96	95	96	96	96	96	0	1	0
Temperatura da água de resfriamento na saída do resfriador de ar de alta temperatura (°C)	73	63	53	67,99	56,94	51,3	-7	-10	-3
Pressão da água de resfriamento circuito de baixa temperatura (bar)	3,813	3,813	3,813	3,813	3,813	3,833	0	0	0
Temperatura da água de resfriamento na entrada do resfriador de óleo lubrificante (°C)	-	-	-	46,07	43,28	41,79	-	-	-
Temperatura da água de resfriamento na saída do resfriador de óleo lubrificante (°C)	54	49	46	55,49	51,63	49,33	-15	-12	-9

Tabela 4.8 - Comparação entre os parâmetros termodinâmicos obtidos no segundo ajuste no Thermoflex® com os resultados do teste de desempenho (continuação).

Parâmetros do Motor	Teste de Desempenho			Resultados do Segundo Ajuste			Desvio Relativo (%)		
Temperatura da água de resfriamento na entrada do resfriador de ar de baixa temperatura (°C)	41	38	38	35,04	35,01	35,1	-15	-8	-8
Temperatura da água de resfriamento na entrada do radiador (°C)	83	71	59	79,8	66,1	58,47	-4	-7	-1
Temperatura da água de resfriamento na saída do radiador (°C)	33	31	28	33	31	28	0	0	0
Vazão de água de resfriamento no circuito de baixa temperatura (°C)	-	-	-	28,74	28,76	28,46	-	-	-
Vazão de água de resfriamento no circuito de alta temperatura (°C)	-	-	-	50,1	50,04	49,98	-	-	-

Um parâmetro que chama a atenção na Tab. (4.8) é a temperatura do óleo combustível no bico de injeção, que foi mantida em 40°C para cada patamar de potência elétrica. As informações termodinâmicas deste fluxo de combustível não foi disponibilizada na documentação técnica dos motores W20V32, nesse sentido recorreu-se à norma ISO 15550 que diz que na ausência da especificação por parte do fabricante a temperatura pode ser considerada de 313K (40°C) para combustíveis destilados.

O consumo específico de combustível de referência, nas condições ISO, calculado para o teste de desempenho, que representa o mesmo consumo utilizado no segundo ajuste de dados, é sem dúvida o parâmetro mais importante para os fins de diagnóstico. A curva de tendência desse parâmetro, em função da potência de eixo, representa o resultado que será utilizado como referência para todos os as unidades motogeradoras da planta.

A partir dos valores calculados para cada um dos patamares de carga simulados juntamente com o software Nplot foi possível determinar uma expressão matemática para o consumo específico de combustível de referência ($CESP_{ref}$). A Eq. (4.2) mostra a relação matemática entre consumo específico e a potência de eixo.

$$CESP_{ref} = -2,447 \times 10^{-10} \times P_{eixo}^3 + 5,643 \times 10^{-6} \times P_{eixo}^2 - 4,379 \times 10^{-2} \times P_{eixo} + 308,894 \quad (4.2)$$

A Eq. (4.2) foi obtida a partir de quatro pontos, seus resultados são coerentes no intervalo de potência de eixo compreendido entre 2.315 e 8.897kW (25 a 100% de carga), portanto abrange um faixa de operação significativo. O fabricante informa os seus valores de consumo

específico de combustível para os patamares de carga de 100, 75 e 50%, esses valores são de, respectivamente, 178; 180 e 194 g/kWh.

Não foi possível reproduzir tais valores informados pelo fabricante no simulador de processos por falta de um conjunto completo de informações termodinâmicas, além de limitações do próprio Thermoflex®, no que tange a customização do motor. Apesar disso a curva de tendência do consumo específico informado pelo fabricante foi aproximada por uma “interpolação cúbica”. A expressão matemática do consumo específico do fabricante ($CESP_{fab}$) está representada na Eq. (4.3).

$$CESP_{fab} = -2,926 \times 10^{-10} \times P_{eixo}^3 + 7,139 \times 10^{-6} \times P_{eixo}^2 - 5,846 \times 10^{-2} \times P_{eixo} + 339,114 \quad (4.3)$$

Na Fig. (4.4) está representado, de forma gráfica, o comportamento do consumo específico de combustível informado pelo fabricante e o valor encontrado no modelo de referência em função da potência de eixo. O comportamento das curvas segue o padrão esperado para um motor que opera com rotação constante, o consumo específico reduz com o aumento da carga. Qualitativamente verifica-se que os resultados encontrados para o modelo de referência são compatíveis com os dados informados pelo fabricante.

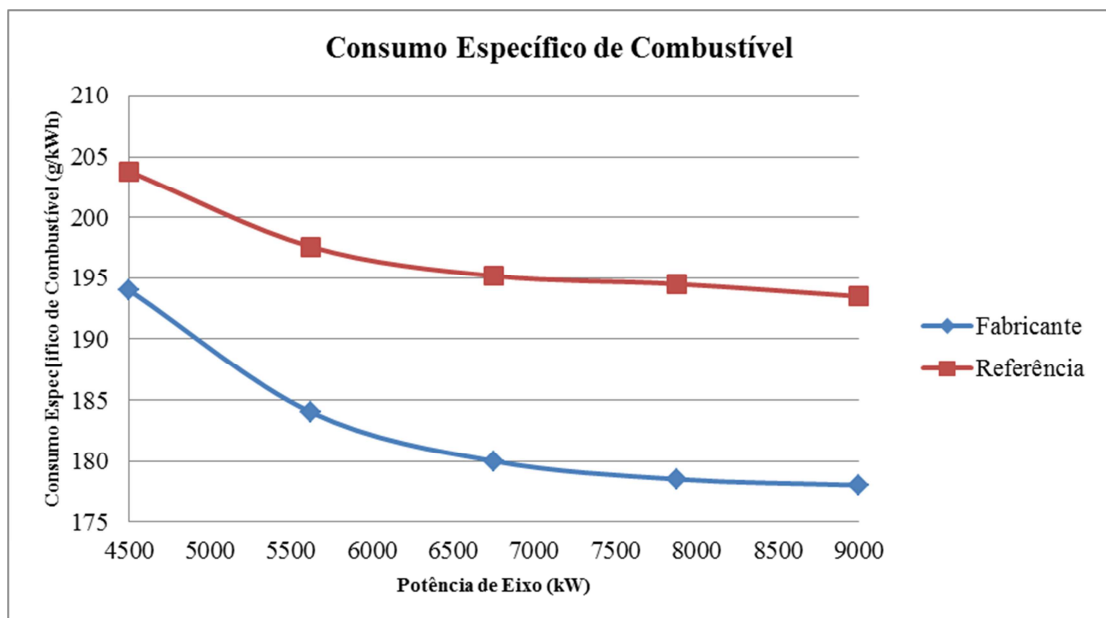


Figura 4.4 - Representação gráfica do consumo específico de combustível informado pelo fabricante e do modelo de referência.

Outros parâmetros também puderam ser estimados, com o uso do simulador de processos, como é o caso da eficiência elétrica e o Heat Rate das unidades motogeradoras. Os resultados

encontrados para cada um dos dois parâmetros citados na condição de referência são, respectivamente, 42,66% e 8.438,7 kJ/kWh. Os valores informados pelo fabricante para esses mesmos parâmetros na condição ISO são de 46% de eficiência elétrica e 7.818 kJ/kWh de Heat Rate.

O fato dos valores informados pelo fabricante estarem diferentes daqueles obtidos para a condição de referência que está sendo definida passa por várias análises. A principal delas é a potência máxima utilizada no teste de desempenho não corresponde a carga nominal do motor. Além disso, o tempo de uso dos motores também contribui para a degradação do desempenho das máquinas. Ou seja, é natural que haja uma piora em tais índices quando comparados ao motor saindo de fábrica.

Outro importante resultado que foi obtido por meio desse segundo ajuste de dados está relacionado à estimativa de determinados parâmetros que não foram medidos no teste de desempenho. Conforme se pode observar na Tab. (4.8), para tais parâmetros não foram calculados desvios relativos. Para que esses resultados não sejam apenas apresentados numericamente e fique faltando um valor de referência que permita realizar uma análise de sensibilidade para verificar se os mesmos parâmetros são ou não razoáveis, um comparativo utilizando os dados fornecidos pelo fabricante, para alguns desses parâmetros, e as tolerâncias estipuladas na norma ISO 15550 é realizado.

A primeira análise é feita para a vazão de ar que conforme informa o fabricante, para a condição nominal de operação do motor a qual é de 16,2 kg/s. O valor ajustado no Thermoflex® para essa grandeza foi de 16,52 kg/s. A norma estabelece uma tolerância de $\pm 5\%$ para essa medida, portanto obtido por meio do ajuste está contemplado dentro da faixa de valores permitidos.

No que diz respeito à vazão dos gases de exaustão a norma não especifica uma tolerância para tal parâmetro. Porém o fabricante informa os valores de referência para esse parâmetro como sendo 16,7; 13,1 e 8,9 kg/s para as cargas de 100, 75 e 50%, respectivamente. Além disso, o fabricante também informa um valor de tolerância de $\pm 5\%$ para tais vazões. Neste caso plotou-se a curva da vazão de gases de exaustão, em função da carga, considerando-se os valores do fabricante nas condições de menor e maior tolerância e a curva da vazão de gases de exaustão com os valores obtidos por meio do ajuste. O resultado é apresentado na Fig. (4.5).

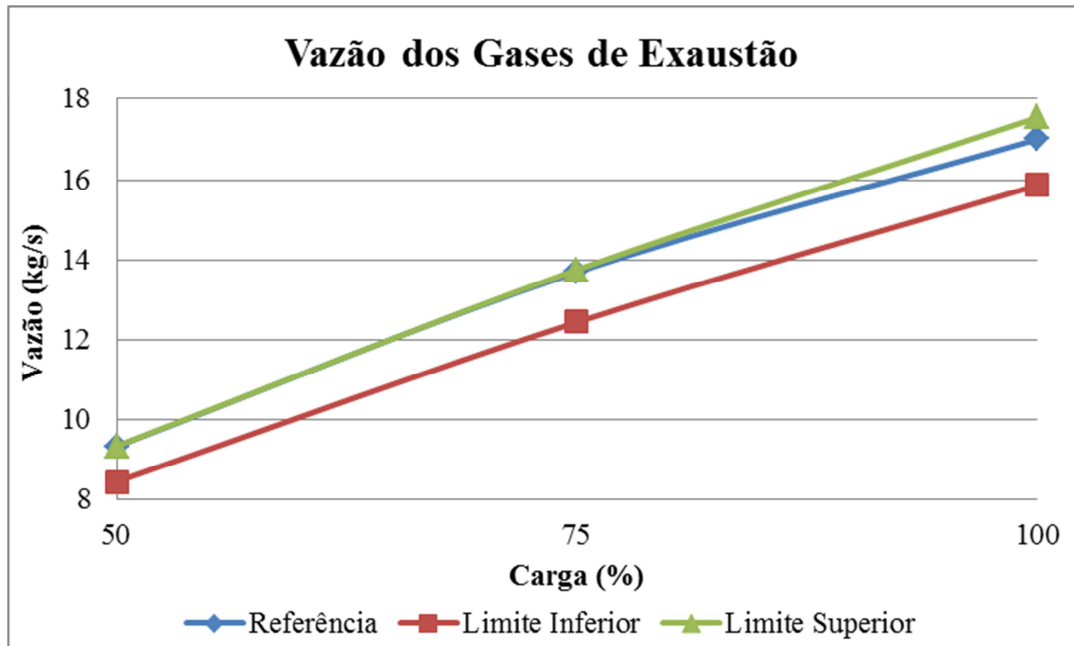


Figura 4.5 - Comparação da vazão de gases de exaustão obtida no segundo ajuste no Thermoflex® com os valores de maior e menor tolerância definido pela ISO 15550.

Ainda que os valores ajustados não correspondam efetivamente às carga de 100, 75 e 50%, tratam-se de valores aproximados, o fato da curva ajustada estar compreendida dentro dos limites de tolerância (inferior e superior) dada pelo fabricante, percebe-se há uma tendência de compatibilidade com os dados informados para a condição ISO (dados informados pelo fabricante).

No caso da temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina, é feita a mesma análise traçada para os gases de exaustão, a grande diferença é que a ISO 15550 define uma tolerância de $\pm 15K$ ($15^{\circ}C$) para esse parâmetro. A Fig.(4.6) mostra o comportamento gráfico da temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina em função da carga.

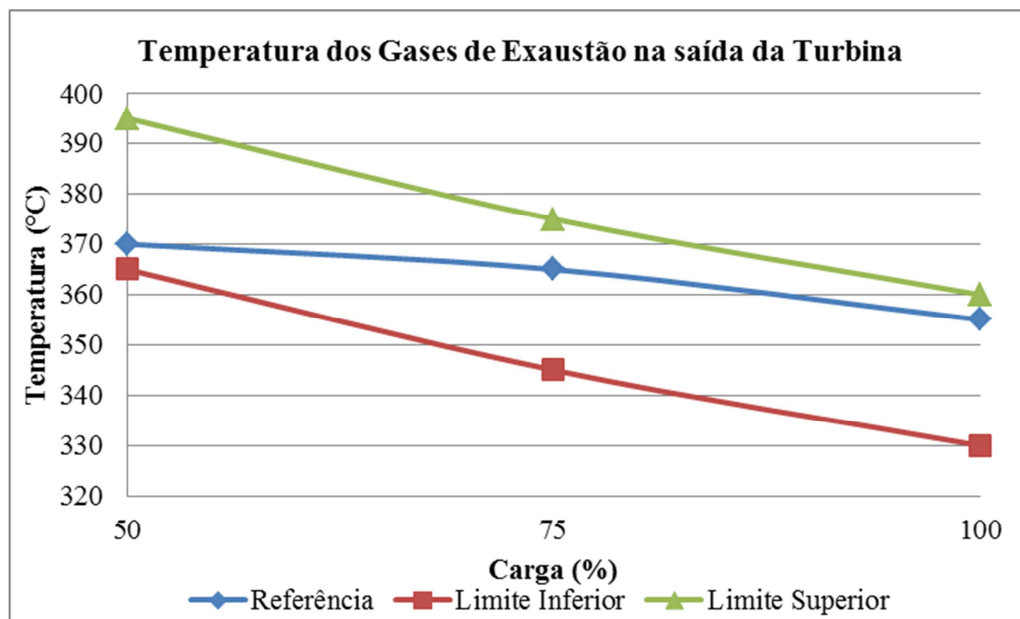


Figura 4.6 - Comparação da temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina obtida no segundo ajuste no Thermoflex® com os valores de maior e menor tolerância definido pela ISO 15550.

Os resultados encontrados para a temperatura dos gases de exaustão se encontram dentro dos limites de tolerância (inferior e superior) estabelecida pela norma, o que corrobora as análises já apresentadas para outros parâmetros ajustados com base na metodologia de utilização de uma distribuição racional de calor, nas condições ISO, pelos subsistemas do motor.

Analisando-se os dados referentes à temperatura do ar após o resfriador, é o fabricante que informa o valor de tal parâmetro nas condições ISO para o motor operando em plena carga, 55°C. Em cargas parciais tal valor não é informado pelo fabricante. Esse mesmo valor foi obtido no teste de desempenho da UG08, já no ajuste de dados esse parâmetro teve seu valor estimado em 55,38°C, estando de acordo com a documentação do fabricante. É válido ressaltar que a norma ISO 15550 estipula tolerância de $\pm 4K$.

Ainda no tocante à temperatura do ar de admissão a norma estabelece uma tolerância de $\pm 4K$ após o compressor. Novamente o fabricante só informa o valor da temperatura do ar na saída do compressor para a operação em carga nominal, e neste caso o valor é de 215°C. No ajuste de dados o valor encontrado para o referido parâmetro é de 222,4°C, ou seja, ainda que se considerem as tolerâncias previstas na norma este parâmetro ficou fora da faixa permitida. No momento não é possível definir precisamente o motivo pelo qual ocorreu esse problema, mas como a diferença entre o valor informado pelo fabricante e o encontrado por meio do ajuste é bem pequena (cerca de 3°C) o resultado encontrado também é considerado coerente.

4.5 ESTADO DE REFERÊNCIA PARA AS CALDEIRAS DE RECUPERAÇÃO DE CALOR

No tocante às caldeiras de recuperação de calor não há metodologias para se definir um estado de referência para esses componentes do mesmo modo como foi feito para os motores. Desta forma, o teste de desempenho realizado na caldeira recuperativa da UG16, cujos resultados podem ser vistos na Tabs. (4.3) e (4.4), representará por si só a condição de referência para todas as caldeiras recuperativas que estão instaladas na planta.

Basicamente os valores registrados para as temperaturas e pressões, tanto do lado da água quanto do lado do gás, além da perda de cargas no lado gás forneceram uma base de informações que permitirá definir o comportamento de alguns índices de desempenho em função da variação de carga do motor e do posicionamento do damper que direciona o fluxo de gases de exaustão para a caldeira. Assim, mesmo que a condição de referência das caldeiras esteja baseada apenas no teste de campo, será possível realizar o diagnóstico termodinâmico nestes equipamentos com base nos índices que serão calculados e estabelecidos como referência.

A definição de todos os índices de desempenho, chamados neste trabalho de funções de diagnóstico, que forneceram os resultados para realização do diagnóstico termodinâmico da central termelétrica bem como a metodologia para realização do prognóstico será detalhada no próximo capítulo.

4.6 CONSIDERAÇÕES SOBRE A CONDIÇÃO DE REFERÊNCIA ADOTADA

Na metodologia proposta no item 4.3, o objetivo era se chegar a uma distribuição de energia pelos subsistemas energéticos do motor, partindo do teste de desempenho realizado em uma das unidades motogeradoras. Ao se avaliar os ajustes realizados para se atingir temperaturas e pressões do teste, estimativa de parâmetros desconhecidos e, o mais importante, os fluxos de calor em cada subsistema, os resultados não foram considerados satisfatórios, conforme a pode ser verificado pelo alto desvio relativo em vários fluxos de calor mostrado Tab. (4.6).

Toda análise efetuada com base nos resultados obtidos por meio do segundo ajuste no Thermoflex® (Item 4.4) mostrou mais eficiente no que tange a definição de um conjunto de informações que designarão o estado de referência dos motores W20V32. A definição do estado de referência fundamentada em uma metodologia que visa distribuir, por meio de

porcentagens estipuladas com base em informações do fabricante, as conversões e perdas de calor em cada subsistema do motor se mostrou consistente. Os resultados obtidos por meio dos ajustes no simulador de processos se enquadraram dentro das informações encontradas nos manuais do fabricante e nas tolerâncias da norma ISO 15550. Portanto, as diversas curvas de desempenho que definem o comportamento de referência das 20 unidades motogeradoras são baseadas na metodologia apresentada no item 4.4.

Os maiores desvios relativos, apresentados na Tab. (4.8) obtidos para alguns dos parâmetros lidos no teste podem ser justificados pelas considerações que foram realizadas durante a simulação do modelo. Adicionalmente vale destacar que os dados lidos no sistema supervisor são considerados dados brutos e não é realizado nenhum tratamento estatístico de reconciliação de dados que permita identificar possíveis erros grosseiros na instrumentação.

Ciente de que a condição de referência aqui definida pode não ser a que melhor represente o desempenho operacional das 20 unidades motogeradoras da central termelétrica, também se propôs a criação de duas outras bases de comparação dos resultados operacionais para a realização do diagnóstico e do prognóstico. Uma é a comparação entre os resultados de qualquer unidade motogeradora com aquela de melhor desempenho operacional identificada. A outra é a comparação entre os resultados das 20 unidades motogeradoras com os dados informados pelo fabricante. Essa forma alternativa de se realizar o diagnóstico e o prognóstico visa aumentar a sensibilidade de quem realiza a análise dos resultados, de modo que sejam fornecidos cada vez mais subsídios que auxiliem uma possível tomada de decisão.

Capítulo 5

MODELAGENS DAS FUNÇÕES DE DIAGNÓSTICO E PROGNÓSTICO

Neste capítulo são apresentadas as modelagens das funções de diagnóstico e prognóstico do sistema de informação desenvolvido neste trabalho. Nessas modelagens as expressões para o cálculo dos índices de desempenho, tanto para a condição operacional quanto para a condição de referência, são elaboradas e comentadas nos vários itens deste capítulo. Também são abordadas as expressões usadas para correção de alguns índices das condições operacionais para a condição ISO e vice-versa.

Os cálculos dos diversos índices de diagnóstico e prognóstico são realizados em uma planilha do MS Excel. Esta planilha recebe os dados tratados de um banco de dados, ou seja, as médias e os desvios padrões dos parâmetros obtidos no sistema supervisão e dos parâmetros obtidos pelas leituras de campo. Estes dados tratados que são enviados à planilha de Excel correspondem a um lote de dados obtido durante uma hora de leitura. Conseqüentemente todos os índices de desempenho calculados são representativos de uma hora de operação das unidades motogeradoras e caldeiras de recuperação.

Para auxiliar na modelagem dos índices de referência de diagnóstico e prognóstico o Thermoflex® foi utilizado para fornecer os valores dos parâmetros para 50, 75 e 100% de carga. Porém o software não responde às variações de parâmetros ambientais, motivo que reitera a importância de se definir a referência com base nas condições ISO. Desta forma, não foi possível obter informações do comportamento da central em função das variáveis ambientais. Contudo, os valores obtidos no Thermoflex® e a utilização do NPlot, um software livre que permite gerar gráficos e curvas de tendência, permitiu obter as equações das curvas dos índices de desempenho de referência em função da potência de eixo. Essas curvas estão embutidas na planilha do Excel, onde os diversos índices de diagnóstico e prognóstico são calculados.

5.1 FUNÇÕES DE DIAGNÓSTICO

As equações apresentadas nos itens de 5.1.1 a 5.1.11, as quais são usadas para calcular os índices de desempenho referentes às diversas funções de diagnóstico idealizadas, utilizam

basicamente os dados provenientes do sistema supervisorio (leituras de instrumentação), como apresentado a seguir. Algumas dessas equações também utilizam dados obtidos a partir de instrumentação de campo.

5.1.1 Consumo Específico de Combustível

O consumo específico de combustível é o principal índice de desempenho das unidades motogeradoras, sendo calculado basicamente pela divisão do consumo de combustível pela potência de eixo gerada, assumindo a unidade de g/kWh .

A potência de eixo, que não é medida diretamente, deve ser determinada a partir da potência elétrica nos bornes do gerador conforme a Eq. (5.1). Desta forma, a eficiência de conversão de energia no gerador é função apenas da potência elétrica, não sofrendo alterações com as condições ambientais e também não sendo monitorada.

$$P_{eixo} = 3,067245 \times 10^{-7} \cdot P_{ele,gerada}^2 + 1,008232 \cdot P_{ele,gerada} + 80,18165 \quad (5.1)$$

A norma ISO 3046-1 designa que o fabricante deve informar a metodologia de cálculo do consumo específico de combustível. Portanto, neste trabalho se utilizou as expressões usadas pelo fabricante nos protocolos de teste de comissionamento dos motores, conforme mostrado na Eq. (5.2). Nesta equação o termo S , que representa o tempo, conforme os dados utilizados assume o valor de 3600s. Enquanto o termo MLS , que representa o retorno de combustível não utilizado, é considerado 0,411985% da vazão de combustível, baseando-se em informações disponíveis nos testes de comissionamento.

$$CESP_{op} = \frac{1000 \times \left[M - S \cdot \left(\frac{MLS}{3600} \right) \right]}{P_{eixo}} \cdot \frac{3600}{S} \quad (5.2)$$

O consumo específico de combustível nas condições operacionais deve ser corrigido para a condição ISO, conforme as Eqs. (5.3), (5.4) e (5.5), também provenientes do protocolo de teste de comissionamento, o qual está em conformidade com as normas ISO 3046-1 e ISO 15550. Todos os termos utilizados neste item estão definidos na Tab. (5.1).

$$CESP_{ISO} = \frac{\alpha}{K} \cdot \frac{PCI_{teste}}{PCI_{ISO}} \cdot CESP_{op} - EDP \quad (5.3)$$

$$K = \left(\frac{P_x}{P_{ra}} \right)^m \cdot \left(\frac{T_{ra}}{P_x} \right)^n \cdot \left(\frac{T_{cr}}{P_{cx}} \right)^s \quad (5.4)$$

$$\alpha = K - 0,7 \times (1 - K) \cdot \left(\frac{1}{\eta_{mec}} - 1 \right) \quad (5.5)$$

Tabela 5. 1 - Descrição dos parâmetros utilizados no cálculo do consumo específico de combustível.

Parâmetros	Descrição	Valor de Referência
K	Razão de potência indicada	Eq. (5.4)
α	Fator de ajuste de potência	Eq. (5.5)
P_x	Pressão barométrica durante teste [hPa]	-
P_{ra}	Pressão barométrica na referência padrão [hPa]	1.000
m	Expoente	0,7
T_{ra}	Temperatura do ar de referência [K]	298
T_x	Temperatura do ar durante teste [K]	-
n	Expoente	1,2
T_{cr}	Temperatura de referência do ar de admissão [K]	298
T_{cx}	Temperatura do ar de admissão durante teste [K]	-
s	Expoente	1
η_{mec}	Eficiência mecânica	0,8
$CESP_{op}$	Consumo de óleo combustível operacional [g/kWh]	-
$CESP_{ISO}$	Consumo de óleo combustível operacional corrigido para as condições ISO	-
M	Massa de combustível [kg]	-
S	Tempo [s]	3600
MLS	Vazão de óleo combustível que retorna [kg/h]	-
P_{eixo}	Potência de eixo [kW]	-
PCI_{teste}	PCI do OCB1 [kJ/kg]	40.785
PCI_{ISO}	PCI do combustível (ISO) [kJ/kg]	42.700
EDP	Consumo devido as bombas movidas pelo motor [g/kWh]	0

5.1.2 Uso da Capacidade de Geração de Energia Elétrica

Na operação da usina foi verificado que a potência elétrica de 8730 kW é usada como a potência elétrica máxima permitida pelo sistema operacional, independente das condições ambientais. Entretanto, conforme as normas ISO 3046-1 e 15550, a capacidade dos motores é influenciada pelas condições ambientais. Desta forma, nesta função de diagnóstico, a potência elétrica máxima é determinada para ser confrontada com a potência elétrica gerada.

Na metodologia de cálculo desenvolvida neste item a potência de eixo nominal, informada pelo fabricante, na condição ISO, é igual a 9000 kW. A seguir esta potência é corrigida para as condições ambientais, de acordo com a Eq. (5.6). Esta equação é proveniente das normas ISO 3046-1 e 15550.

$$P_{ISO} = \alpha_c \cdot P_{op} \quad (5.6)$$

Onde:

P_{ISO} – potência de eixo nas condições ISO;

α_c – fator de correção de potência;

P_{op} – potência de eixo nas condições de teste ou operacionais.

Na Eq. (5.6) P_{ISO} representa a potência de eixo máxima ($P_{ISO} = 9000kW$). Já P_{op} representa a potência de eixo máxima corrigida para as condições ambientais, denominada $P_{eixo,max,corrigida}$. O termo α_c é calculado em função de vários parâmetros, como condições ambientais e dados técnicos do motor, conforme descrito na norma ISO 15550.

Por fim, a potência elétrica máxima permitida ($P_{ele,max,permitida}$) é calculada a partir da potência de eixo corrigida para as condições ambientais ($P_{eixo,max,corrigida}$), conforme a Eq. (5.7), que representa a curva do gerador.

$$P_{ele,max,permitida} = 1,94709 \times 10^{-6} \cdot P_{eixo,max,corrigida}^2 + 0,9646095 \cdot P_{eixo,max,corrigida} - 9,085714 \quad (5.7)$$

5.1.3 Carga Real

Essa função de diagnóstico é, de certa forma, correlata à função anterior. Aqui o carga real do motor é determinada dividindo-se a potência de eixo corrigida para a condição ISO pela capacidade nominal do motor, que é de 9000 kW na condição ISO.

A metodologia básica de cálculos da carga real prevê a conversão da potência elétrica gerada ($P_{ele,gerada}$) em potência de eixo (P_{eixo}), utilizando-se a Eq. (5.1). Em seguida é feita a correção da potência de eixo operacional das condições ambientes para a potência de eixo na condição ISO. Sendo finalmente calculada a razão da potência de eixo operacional corrigida para a condição ISO com a potência de eixo máxima de 9000 kW.

5.1.4 Derating e Desvio de Potência

Nesta função de diagnóstico o *derating* é obtido a partir da diferença de dois parâmetros obtidos no sistema supervisorio, que são a potência elétrica setada ($P_{ele,set}$) e a potência elétrica máxima permitida pelo sistema supervisorio ($P_{ele,máxima-SP}$), conforme mostrado na Eq. (5.8). Os parâmetros que influenciam no *derating* são: temperatura do ar atmosférico, temperatura da água de resfriamento na entrada do resfriador de ar de baixa temperatura, altitude e a soma da contrapressão dos gases de exaustão com a queda de pressão do ar de combustão. Cabe comentar que o *derating* não é calculado por modelagem própria, pois alguns destes parâmetros não são disponibilizados pelo sistema supervisorio.

$$Derating = P_{ele,set} - P_{ele,máxima-SP} \quad (5.8)$$

O desvio de potência é determinado pela diferença entre a potência elétrica gerada ($P_{ele,gerada}$) e a potência elétrica setada ($P_{ele,set}$) no sistema supervisorio, conforme mostra a Eq. (5.9). Esse índice está relacionado ao funcionamento da malha de controle da central termelétrica.

$$Desvio \ de \ Potência = P_{ele,gerada} - P_{ele,set} \quad (5.9)$$

5.1.5 Demanda Interna de Energia Elétrica na Usina

A demanda de energia elétrica na própria usina é informada pelo sistema supervisorio, cujos percentuais em relação à capacidade instalada e à potência gerada, são calculados para serem comparados com um valor de referência. O valor de referência informado pela gerência operacional da central termelétrica é em torno de 2,1% da potência gerada.

A potência elétrica demandada internamente está basicamente correlacionada com a energia gasta para acionar diversos equipamentos de subsistema auxiliares das unidades motogeradoras, além de alguns equipamentos que funcionam no sistema de utilidades da central termelétrica.

5.1.6 Diferenças de Temperatura no Resfriador de Ar de Baixa Temperatura

Nesta função de diagnóstico o funcionamento do sistema de resfriamento do ar de admissão no resfriador de ar de baixa temperatura das unidades motogeradoras é monitorado quanto a sua normalidade. A temperatura do ar de admissão no coletor do motor deve ser a menor

possível, mas evitando a condensação do vapor de água do ar na saída do resfriador de ar de baixa temperatura por meio do controle da temperatura da água de resfriamento.

Do ponto de vista de resultados, propriamente ditos, são calculadas duas diferenças de temperatura, ΔT_1 e ΔT_2 . A primeira representa a diferença entre a temperatura desse ar no coletor do motor e a temperatura de ponto de orvalho do ar calculada pelo sistema supervisório da usina. A segunda representa a diferença entre a temperatura de ponto de orvalho calculada no sistema supervisório e a temperatura da água de resfriamento na entrada do resfriador de ar de baixa temperatura, que deve ser mantida em 2 °C.

Nesta função de diagnóstico também é calculada a temperatura de ponto de orvalho do ar utilizando-se uma modelagem que considera que o ar tem o comportamento de um gás ideal. O valor encontrado para esse parâmetro pode ser comparado com aquele obtido no sistema supervisório da usina.

5.1.7 Comparação da Distribuição dos Fluxos de Calor entre Unidades Motogeradoras ou com as Referências

Nesta função de diagnóstico os fluxos de calor são determinados, sendo a sua distribuição comparada entre duas unidades motogeradoras quaisquer na condição operacional. Essa comparação também pode ser feita entre a distribuição dos fluxos de calor de uma determinada unidade motogeradora, corrigidos para a condição ISO, com os fluxos de calor de referência e também com a distribuição dos fluxos de calor informados pelo fabricante, ambos também na condição ISO.

Os fluxos de calor a que se refere esta função são os seguintes: Calor rejeitado no bloco do motor (\dot{Q}_{bloco}); Calor rejeitado no resfriador de ar de alta temperatura ($\dot{Q}_{CAC,HT}$); Calor rejeitado no resfriador de óleo lubrificante ($\dot{Q}_{\acute{o}leo\ lub}$); Calor rejeitado no resfriador de ar de baixa temperatura ($\dot{Q}_{CAC,LT}$); Calor rejeitado nos gases de exaustão (\dot{Q}_{gases}) e Calor rejeitado por radiação e convecção ($\dot{Q}_{R\&C}$).

5.1.8 Avaliação dos Parâmetros

Nesta função de diagnóstico, idealizada inicialmente para ser usada em conjunto com as demais funções de diagnóstico, tem-se o objetivo de identificar anormalidades nos parâmetros provenientes normalmente da instrumentação. Assim quando se identifica resultados absurdos

nas demais funções de diagnóstico pode-se analisar a normalidade do conjunto de parâmetros utilizados no cálculo de desempenho daquelas funções.

Outra finalidade desta função de diagnóstico, talvez a mais importante, é a possibilidade de fazer uma comparação, parâmetro a parâmetro, entre duas unidades motogeradoras, o que permite, em princípio, identificar causas específicas de diferentes desempenhos. Assim é possível entender, por exemplo, a causa de diferentes consumos específicos entre duas unidades motogeradoras que operam nas mesmas condições ambientais e cargas semelhantes.

Existem duas opções básicas para essa comparação. Na primeira se compara os valores de um determinado parâmetro para as 20 unidades motogeradoras. Na segunda se calcula o desvio relativo de um ou mais parâmetros entre duas unidades geradoras quaisquer, sendo uma definida como base.

Os parâmetros passíveis de comparação englobam os dados provenientes do sistema supervisorio da usina, os dados complementares (instrumentação de campo relacionada às caldeiras de recuperação de calor), além de alguns parâmetros calculados na modelagem própria.

5.1.9 Coeficiente Global de Transferência de Calor

Nesta função de diagnóstico é calculado o coeficiente global de transferência de calor das caldeiras de recuperação de calor da central termelétrica. Este índice de desempenho permite monitorar a eficiência de transferência de calor que ocorre nas caldeiras.

Na Fig. (5.1) é mostrado de forma esquemática o circuito de gases de exaustão e água/vapor que ocorre nas caldeiras de recuperação de calor. Desta forma, conhecendo-se a composição típica dos gases de exaustão, a área de troca térmica da caldeira (266 m²) e leituras de campo nas caldeiras que indicam temperaturas e pressões em vários pontos, é possível determinar o coeficiente global de transferência de calor pela Eq. (5.10). O calor trocado na caldeira ($\dot{Q}_{caldeira}$) foi determinado pelos balanços de massa e energia enquanto o DTML foi calculado conhecendo-se as temperaturas de entrada e saída dos gases de exaustão e da água.

$$\dot{Q}_{caldeira} = U \times A \times DTML \rightarrow U = \frac{\dot{Q}_{caldeira}}{A \times DTML} \quad (5.10)$$

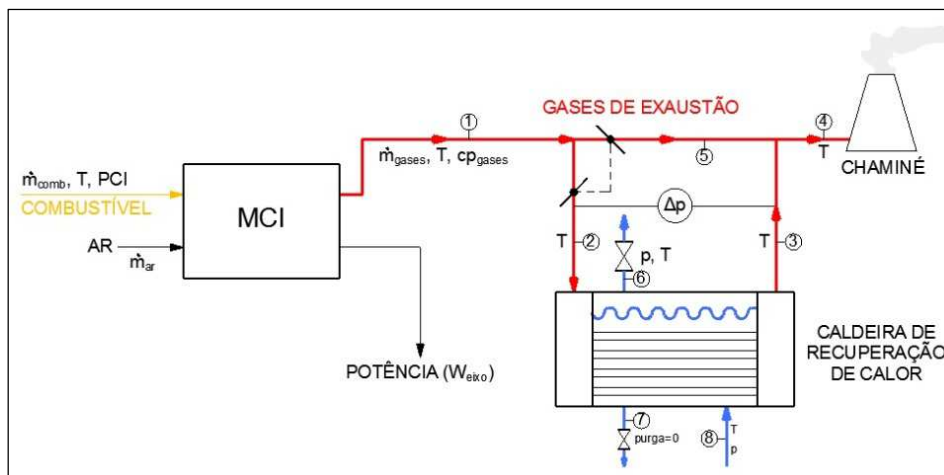


Figura 5.1 - Representação esquemática de uma caldeira de recuperação de calor.

Os coeficientes globais de transferência de calor calculados são então comparados com um valor de referência para cada caldeira. Pois o modelo de referência baseia-se nos resultados do teste de desempenho que foi realizado na caldeira de recuperação de calor da unidade motogeradora 16.

5.1.10 Perda de Carga no Lado Gás

Nesta função de diagnóstico a perda de carga no lado gás, que é obtida por leitura direta (de campo) em um manômetro diferencial localizado no corpo da caldeira, essa leitura é diretamente comparada com o valor de referência para cada caldeira. Este valor de referência foi obtido por meio do teste de desempenho realizado na caldeira de recuperação da unidade motogeradora 16. O objetivo deste índice de desempenho, combinado com o índice do item anterior, é fornecer uma informação que está relacionada à necessidade de uma limpeza nos tubos das caldeiras, visto que a evolução do depósito de fuligem nos tubos provoca um aumento da perda de carga no lado gás e também uma diminuição no coeficiente global de transferência de calor.

5.1.9 Uso dos Gases de Exaustão para a Geração de vapor

Nesta função de diagnóstico o objetivo é confrontar a geração operacional de vapor nas caldeiras de recuperação com a geração de vapor máxima que seria possível com o fluxo de gases de exaustão disponibilizado pelo motor. A soma dessas diferenças indica o potencial de geração de vapor adicional que poderia ser utilizado para diversos fins.

A geração de vapor operacional (\dot{m}_{vapor}), embora não medida, é calculada por meio de balanço de massa e energia na caldeira conforme mostrado na Eq. (5.11).

$$\dot{Q}_{\text{caldeira}} = \dot{m}_{\text{vapor}} \cdot (h_6 - h_8) \rightarrow \dot{m}_{\text{vapor}} = \frac{\dot{Q}_{\text{caldeira}}}{(h_6 - h_8)} \quad (5.11)$$

A produção máxima de vapor na caldeira é calculada considerando que a vazão de gases de exaustão, que é disponibilizada pelo motor na condição operacional, escoada integralmente pela caldeira (*damper* 100% aberto) e juntamente com as leituras de temperatura em vários pontos da caldeira permitem alimentar a modelagem desenvolvida que calcula a referida produção máxima de vapor.

5.1.11 Análise de Tendência

Nesta função de diagnóstico são calculados os mesmos índices de desempenho de todas as funções de diagnóstico comentadas, com exceção de duas. Não faz sentido realizar análise de tendência para a comparação da distribuição dos fluxos de calor de uma unidade motogeradora na condição de referência com a distribuição dos fluxos de calor obtidos por modelagem própria e também com a distribuição dos fluxos de calor informados pelo fabricante. Também não faz sentido realizar a análise de tendência no caso do desvio relativo de parâmetros entre duas unidades motogeradoras, pois a análise de tendência é feita para uma única unidade motogeradora enquanto que para o cálculo do desvio relativo se faz necessário a escolher duas unidades motogeradoras para se analisar.

Na análise de tendência os cálculos dos índices de desempenho são realizados para todos os lotes de dados que compõem um determinado período de tempo escolhido para esta análise. Assim é possível analisar a evolução ao longo do tempo dos valores dos diversos índices de desempenho e parâmetros.

5.2 FUNÇÕES DE PROGNÓSTICO

Um sistema de monitoramento e diagnóstico de desempenho é desenvolvido exclusivamente para uma planta. No caso da central termelétrica que serve de estudo de caso para este trabalho, várias particularidades fizeram com que o prognóstico da planta possuísse características próprias.

Uma dessas características particulares ao sistema de monitoramento e diagnóstico de desempenho termodinâmico desenvolvido neste trabalho está na metodologia utilizada para quantificar os ganhos obtidos na planta por meio do processo de prognóstico. O modo tradicional para se quantificar os ganhos que são obtidos está baseado na comparação entre os resultados operacionais e uma condição de referência. Porém, neste trabalho, além da condição de referência, também serão utilizadas outras duas bases para se avaliar as funções de prognóstico a serem comentadas na sequência.

Uma dessas bases é caracterizada pelos resultados apresentados pela unidade motogeradora de melhor desempenho operacional. A outra base é caracterizada pelos dados informados pelo fabricante dos motores. Outra característica peculiar do sistema de prognóstico aqui desenvolvido é que ele é capaz de avaliar o ganho obtido na planta pela correção simultânea de todas as ineficiências que afetam cada unidade motogeradora, e não o ganho obtido pela correção de uma anomalia específica de cada vez e de cada subsistema (o sistema de informação desenvolvido não tem capacidade de identificar anomalias específicas em um determinado equipamento da unidade motogeradora). Mesmo assim é evidenciado o ganho total em cada unidade motogeradora.

Nos itens de 5.2.1 a 5.2.3 são apresentadas as funções de prognóstico propostas neste trabalho. A primeira tem a função de quantificar o ganho na geração de potência elétrica que pode ser obtido caso o *set point* de geração fosse definido com base nas condições ambientes e não fixado em 8730 kW. A segunda visa quantificar o ganho obtido, em termos de redução da vazão de combustível, caso cada motor estivesse operando a plena carga e mantendo o seu desempenho operacional. Por fim, a terceira função de prognóstico visa quantificar o ganho operacional que a planta obteria, em termos de redução de consumo específico de combustível, caso cada motor estivesse operando a plena carga com o desempenho operacional do melhor motor identificado.

5.2.1 Reserva e Desvio de Potência

Nesta função de prognóstico o objetivo é determinar o quanto a planta deixou de produzir em termos de potência elétrica devido ao *set point* deste parâmetro não ser definido em função das condições ambientais locais, e sim mantido fixo em 8.730 kW. Os resultados apresentados neste índice não requerem o cálculo de nenhum parâmetro específico. A reserva de potência

(RP) é calcula como sendo a diferença entre a potência elétrica máxima permitida ($P_{ele,máx,permitida}$) e a potência elétrica gerada ($P_{ele,gerada}$), conforme a Eq. (5.12).

$$RP = P_{ele,máx,permitida} - P_{ele,gerada} \quad (5.12)$$

Juntamente com o resultado da reserva de potência também é apresentado o Desvio de Potência, já calculado conforme a Eq. (5.9). Um ponto de destaque na aplicação e na obtenção dos resultados das funções de prognóstico é que elas são definidas individualmente para cada unidade motogeradora. Porém, tendo em vista o desejo de se avaliar o ganho total na usina, os resultados também são apresentados considerando todas as unidades motogeradoras.

Ressalta-se que as funções de prognóstico são analisadas em intervalos horários de dados. Para realizar o processo de prognóstico para um período de tempo qualquer contendo vários lotes de dados, um mecanismo de análise de tendência similar ao que foi feito para o diagnóstico foi desenvolvido. Desta forma a cada lote de dados processado os resultados são guardados e somados aos resultados do lote subsequente, tanto para cada unidade motogeradora quanto para o ganho total na planta. Essa função de análise de tendência aqui desenvolvida é disponibilizada para todas as funções de prognóstico.

5.2.2 Redução no Consumo de Combustível Operacional

A segunda função de prognóstico tem o objetivo de mesurar qual o ganho na planta, em termos de redução no consumo de combustível, caso todas as unidades motogeradoras estivessem operando com 100% de carga e mantendo o seu desempenho operacional.

Para iniciar a análise da modelagem desta função de prognóstico é necessário compreender como o consumo específico de combustível pode ser avaliado na carga nominal, visto que as unidades motogeradoras não operam, efetivamente, à plena carga. Nesse sentido, o consumo específico de combustível é utilizado como um parâmetro chave, dado que seu comportamento é conhecido pelas informações do fabricante.

Inicialmente o consumo específico de combustível de cada uma das 20 unidades motogeradoras é projetado para 100% de carga. Essa projeção é feita considerando que cada unidade motogeradora mantém o seu desempenho operacional, independentemente de outros parâmetros. Para avaliar como é feita tal projeção é fundamental entender como se comporta o consumo específico em função da carga dos motores. A Tab. (5.2) mostra esse

comportamento tanto em termos físicos (g/kWh), nas condições ISO, quanto em termos adimensionais. Nesta tabela também são apresentados dois pontos (carga de 87,5 e 62,5%) obtidos por interpolação “cúbica” para melhorar o ajuste da curva do consumo específico de combustível em função da carga.

Tabela 5. 2 - Consumos específicos de combustível e fatores de projeção.

Carga (%)	Consumo Específico de Combustível (g/kWh)	Fator de Projeção do Consumo Específico de Combustível
100	178	1,00
87,5	178,5	1,002809
75	180	1,011236
62,5	184	1,033708
50	194	1,089888

Por sua vez, o fator de projeção do consumo específico de combustível (FP) mostrado na Tab. (5.2) é que permite estabelecer uma relação matemática para projetar o consumo específico de combustível para a carga nominal. Para a carga nominal o valor do fator de projeção é definido como sendo a unidade ($FP_{100\%} = 1$), para as demais cargas esse valor é calculado por meio de um fator multiplicativo aplicado ao valor da carga nominal. As equações (5.13), (5.14), (5.15) e (5.16) mostram o cálculo que define os fatores de projeção para as cargas de 75e 50%, respectivamente.

$$FP_{87,5\%} = FP_{100\%} \times \frac{178,5}{178} = 1 \times \frac{178,5}{178} = 1,002809 \quad (5.13)$$

$$FP_{75\%} = FP_{100\%} \times \frac{180}{178} = 1 \times \frac{180}{178} = 1,011236 \quad (5.14)$$

$$FP_{62,5\%} = FP_{100\%} \times \frac{184}{178} = 1 \times \frac{184}{178} = 1,033708 \quad (5.15)$$

$$FP_{50\%} = FP_{100\%} \times \frac{194}{178} = 1 \times \frac{194}{178} = 1,089888 \quad (5.16)$$

A Fig. (5.2) apresenta de forma gráfica a relação entre a carga do motor e o fator de projeção do consumo específico de combustível.

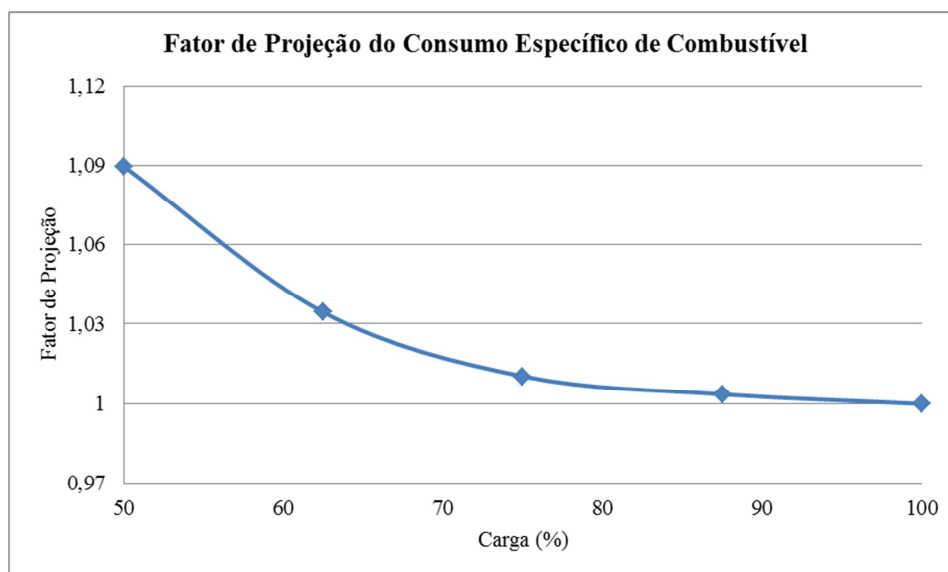


Figura 5.2 - Curva representado o comportamento do fator de projeção em função da carga.

A equação (5.17) é a representação matemática da curva mostrada Fig (5.2), e que permite calcular o fator de projeção para quaisquer outras cargas, sendo válida para o intervalo $50\% \leq \text{Carga} \leq 100\%$, nesta equação a o termo C representa a carga do motor.

$$FP = -1,198508 \times 10^{-6} \cdot (C)^3 + 3,248777 \times 10^{-4} \cdot (C)^2 - 2,955559 \times 10^{-2} \cdot (C) + 1,905128 \quad (5.17)$$

Dada a carga que o motor está operando basta utilizar a Eq. (5.17) para determinar o fator de projeção que será utilizado para projetar o consumo específico de combustível operacional para 100% de carga ($CESP_{op,proj,100}$). Tal projeção é definida como sendo a razão entre o consumo específico de combustível operacional e o fator de projeção, conforme a Eq. (5.18).

$$CESP_{op,proj,100} = \frac{CESP_{op}}{FP} \quad (5.18)$$

Por meio da modelagem descrita os consumos específicos de combustível operacionais dos 20 motores podem ser projetados para a carga nominal. Com essa mesma modelagem o valor do consumo específico de combustível operacional de referência, aquele obtido por meio de um teste de desempenho, também é projetado para 100% de carga, denotado aqui como sendo $CESP_{ref,op,proj,100}$.

Para os dados do fabricante não há de se falar em projeção para carga nominal, uma vez que o consumo específico de combustível informado para os motores W20V32 é referente à capacidade nominal da máquina. Porém, trata-se de um valor de consumo específico de

combustível calculado na condição ISO, ou seja, faz-se necessário corrigi-lo para a condição operacional (condição ambiente / *on site*), o que é feito em conformidade com as normas ISO 3046-1 e 15550, como mostrado na Eq. (5.19).

$$CESP_{fab,ISO,op} = \frac{K}{\alpha} \cdot \frac{PCI_{ISO}}{PCI_{teste}} \cdot (CESP_{fab,ISO} + EDP) \quad (5.19)$$

Uma vez que os consumos específicos de combustível de cada motor estão projetados para a carga nominal, torna-se possível realizar todos os cálculos pertinentes a fim de se determinar o ganho da planta, em termos de redução de consumo de combustível.

O primeiro resultado calculado está relacionado ao ganho da planta quando se estabelece a comparação entre cada uma das 20 unidades motogeradoras com a unidade motogeradora de melhor desempenho operacional. A unidade motogeradora com melhor desempenho operacional é aquela identificada com o menor consumo específico de combustível operacional projetado para 100% de carga ($CESP_{op,proj,100}$).

O ganho, dado pela redução no consumo de combustível (EC) em cada unidade motogeradora, é definido como o produto da potência de eixo máxima corrigida ($P_{eixo,max,corrigida,UGi}$) pela diferença entre o consumo específico de combustível operacional projetado para 100% de uma unidade motogeradora qualquer e o menor consumo específico operacional projetado para 100% de carga. O ganho total na planta é o somatório do ganho individual em cada unidade motogeradora. O ganho individual, por sua vez, que reflete a economia de combustível (EC), é calculado conforme mostra a Eq. (5.20).

$$(EC_{melhorUG})_{UGi} = (CESP_{op,proj,100,UGi} - (CESP_{op,proj,100})_{melhorUG}) \cdot P_{eixo,max,corrigida,UGi} \quad (5.20)$$

O segundo resultado calculado está relacionado ao ganho da planta quando se estabelece a comparação de cada uma das 20 unidades motogeradoras com a condição de referência que foi definida.

A economia de combustível (EC) para cada unidade motogeradora e para a planta como um todo é determinada de modo similar ao que foi feito para o primeiro. A Eq. (5.21) mostra como é efetuado o cálculo da economia de combustível, nesta nova base de comparação.

$$(EC_{refer\acute{e}ncia})_{UGi} = (CESP_{op,proj,100} - CESP_{ref,op,proj,100})_{UGi} \cdot P_{eixo,max,corrigida,UGi} \quad (5.21)$$

O último resultado calculado para esta função de prognóstico está relacionado ao ganho da planta quando se estabelece a comparação de cada uma das 20 unidades motogeradoras com a informação dada pelo fabricante. A economia gerada pela redução no consumo de combustível (kg/h), tanto para cada unidade motogeradora quanto para o ganho total na planta, é análogo aos resultados já calculados. A Eq. (5.22) mostra como é efetuado o cálculo nesta nova base de comparação.

$$(EC_{fabricante})_{UGi} = (CESP_{op,proj,100,UGi} - CESP_{fab,ISO,op}) \cdot P_{eixo,max,corrigida,UGi} \quad (5.22)$$

Na Fig. (5.3) é representado de forma gráfica e qualitativa o procedimento de avaliação de economia de combustível descrito anteriormente. Nesta figura as letras “E” e “F” representam, respectivamente, a economia de combustível que é obtida, para uma unidade motogeradora genérica, caso a mesma estivesse operando a carga nominal, em relação a uma unidade geradora de melhor desempenho e em relação ao desempenho operacional declarado pelo fabricante.

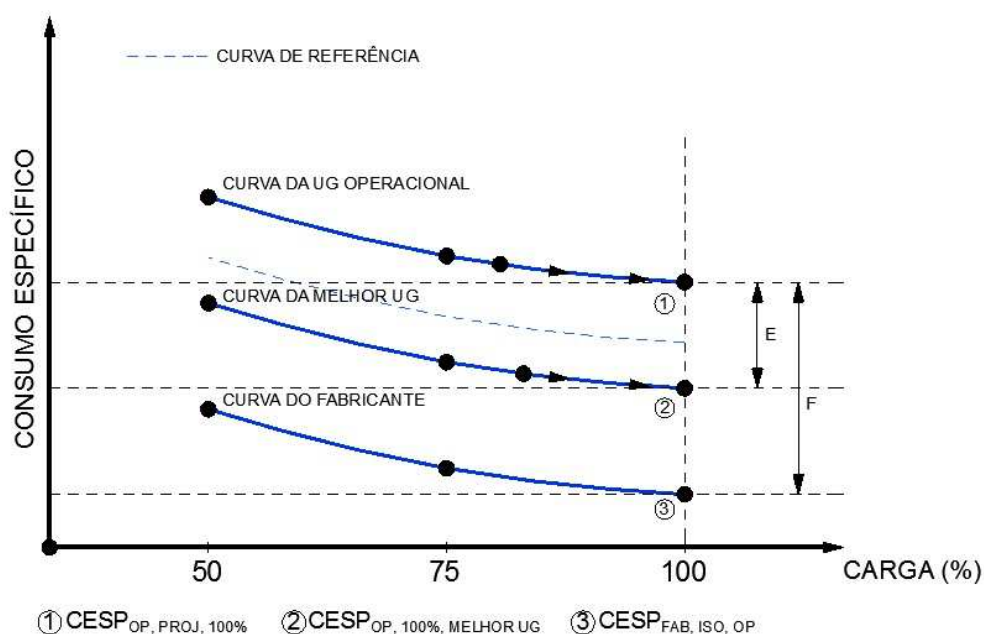


Figura 5.3 - Representação gráfica qualitativa do procedimento que permite calcular a economia de combustível.

5.2.3 Redução Combinada no Consumo Específico de Combustível Operacional Elétrico

A terceira função de prognóstico tem o objetivo de mesurar qual o ganho da planta, em termos de redução no consumo específico de combustível operacional elétrico, caso todas as unidades motogeradoras estivessem operando com 100% de carga e com o melhor desempenho operacional possível. O melhor desempenho operacional é função de qual base de comparação está sendo utilizada para obtenção dos resultados: condição de referência, unidade motogeradora de melhor desempenho operacional e dados do fabricante.

Para dar início à análise da modelagem desta função de prognóstico é importante destacar que o consumo específico de combustível operacional utilizado nos cálculos é calculado em função da potência elétrica gerada ($P_{ele,gerada}$) em cada conjunto motogerador, conforme mostrado na Eq. (5.23).

$$CESP_{op,ele} = \frac{1000 \times \left[M - S \cdot \left(\frac{MLS}{3600} \right) \right]}{P_{ele,gerada}} \cdot \frac{3600}{S} \quad (5.23)$$

Essa mesma equação será utilizada para calcular o consumo específico operacional elétrico das unidades motogeradoras bem como o consumo específico de referência elétrico. Porém, a Eq. (5.23) não é utilizada para analisar os dados informados pelo fabricante. Neste caso, onde já é fornecido o consumo específico para condição ISO (em função da potência de eixo), é feita a conversão desse valor para um valor de consumo específico operacional elétrico ($CESP_{fab,ISO,op,ele}$). A conversão citada é feita como mostra a Eq. (5.24).

$$CESP_{fab,ISO,op,ele} = \frac{K}{\alpha} \cdot \frac{PCI_{ISO}}{PCI_{teste}} \cdot \left(CESP_{fab,ISO} \times \frac{9000}{8822} + EDP \right) \quad (5.24)$$

Na Eq. (5.24) deve-se ressaltar que o termo multiplicativo $(9000/8822)$, nada mais é do que a razão entra a potência de eixo nominal pela potência elétrica nominal, aplicado sobre o $CESP_{fab,ISO}$ e tem a função de transformar o consumo específico em consumo específico elétrico. Já o termo multiplicativo $((K/\alpha)/(PCI_{ISO}/PCI_{teste}))$ tem a função de converter o consumo específico elétrico da condição ISO para a condição operacional.

Estando definido como é realizado o cálculo do consumo específico de combustível operacional elétrico, que é o parâmetro chave utilizado na análise desta função de

prognóstico, tanto para as condições operacionais e de referência, bem como para os dados do fabricante, o próximo passo na análise da modelagem desta função é determinar qual é o valor desse parâmetro caso as unidades geradoras estivessem operando na carga nominal. Em outras palavras o que está sendo proposto é a projeção do consumo específico de combustível operacional elétrico para 100% de carga.

A projeção do consumo específico operacional elétrico para carga nominal segue a metodologia já detalhada no item 5.2.2. Resumidamente, o procedimento realizado segue a sequência seguinte:

1. Definição da carga real de operação da unidade motogeradora, conforme modelagem descrita no item 5.1.3;
2. Cálculo do fator de projeção do consumo específico de combustível, ver Eq. (5.17) no item 5.2.2.;
3. Cálculo do consumo específico de combustível operacional elétrico projetado para 100% de carga, de modo análogo à Eq. (5.18) no item 5.2.2.

Na função de prognóstico Redução Combinada no Consumo Específico de Combustível Operacional Elétrico existem dois ganhos sendo avaliados. O primeiro é a redução no consumo específico de combustível pelo fato de se considerar que a unidade motogeradora está assumindo um desempenho operacional melhor. O segundo ganho é devido ao fato da mesma unidade motogeradora passar a operar na carga nominal, já com o desempenho melhorado. Esses dois ganhos, entretanto, não são calculados separadamente, a modelagem desenvolvida neste trabalho já mostra o ganho total que cada unidade motogeradora obtém em termos de economia de consumo específico de combustível operacional elétrico (*ECESP*).

Analogamente à função de prognóstico Redução no Consumo de Combustível Operacional as equação que permitem calcular a economia no consumo específico de combustível operacional elétrico, para cada unidade motogeradora e o total na planta, serão apresentadas conforme o base de comparação utilizada.

A primeira base de comparação deste índice de prognóstico é aquela feita em relação à unidade motogeradora de melhor desempenho operacional. Sabendo como são calculados os valores de consumo específico de combustível operacional elétrico para todas as unidades motogeradoras, o ganho em cada uma, em termo da redução no consumo específico de

combustível operacional elétrico, considerando que a unidade opera na carga nominal e com o desempenho operacional da melhor unidade motogeradora, é definido pela Eq. (5.25).

$$\left(ECESP_{MelhorUG} \right)_{UGi} = CESP_{op,ele,UGi} - \left(CESP_{op,ele,proj,100} \right)_{melhorUG} \quad (5.25)$$

Neste mesmo cenário de comparação o ganho total na central termelétrica não é dado mais pela soma direta da economia no consumo específico de combustível de cada unidade motogeradora, mas sim pela realização de uma média ponderada desta economia no consumo específico de combustível em função da potência elétrica máxima permitida. Conforme está mostrado na Eq. (5.26).

$$\left(ECESP_{melhorUG} \right)_{U \sin a}^{Total} = \frac{\sum_{i=1}^{20} \left\{ \left(ECESP_{MelhorUG} \right)_{UGi} \cdot P_{ele,máx,permitida,UGi} \right\}}{\sum_{i=1}^{20} P_{ele,máx,permitida,UGi}} \quad (5.26)$$

Para as outras duas bases de comparação a metodologia é a mesma, as equações para quantificar o ganho individual de cada unidade motogeradora e o ganho total na planta são apresentadas seguindo a mesma lógica das Eqs. (5.25) e (5.26).

No caso de se estabelecer uma comparação visando obter o ganho no consumo específico de combustível com base na condição de referência, as expressões que permitem calcular o ganho individual em uma unidade motogeradora analisada e ganho total na usina são mostradas, respectivamente, nas Eqs. (5.27) e (5.28).

$$\left(ECESP_{referência} \right)_{UGi} = \left(CESP_{op,ele} - CESP_{ref,op,ele,proj,100} \right)_{UGi} \quad (5.27)$$

$$\left(ECESP_{referência} \right)_{U \sin a}^{Total} = \frac{\sum_{i=1}^{20} \left\{ \left(ECESP_{referência} \right)_{UGi} \cdot P_{ele,máx,permitida,UGi} \right\}}{\sum_{i=1}^{20} P_{ele,máx,permitida,UGi}} \quad (5.28)$$

Em se tratando da obtenção do ganho no consumo específico de combustível com base nos dados informados pelo fabricante, as expressões que permitem calcular o ganho individual em uma unidade motogeradora analisada e ganho total na usina são mostradas, respectivamente, nas Eqs. (5.29) e (5.30).

$$\left(ECESP_{fabricante} \right)_{UGi} = CESP_{op,ele,UGi} - CESP_{fab,ISO,op,ele} \quad (5.29)$$

$$(ECESP_{fabricante})_{U \sin a}^{Total} = \frac{\sum_{i=1}^{20} \{ (ECESP_{fabricante})_{UGi} \cdot P_{ele,m\acute{a}x,permitida,UGi} \}}{\sum_{i=1}^{20} P_{ele,m\acute{a}x,permitida,UGi}} \quad (5.30)$$

Na Fig. (5.4) é representado de forma gratica e qualitativa o procedimento de avaliaçao de reduao no consumo específico de combustível operacional elétrico descrito anteriormente. Nesta figura as letras “A” e “B” representam, respectivamente, a reduao no consumo específico de combustível em funao da unidade motogeradora passar a operar com o desempenho melhor (neste exemplo o desempenho do fabricante) e a reduao no consumo específico de combustível devido à unidade motogeradora, já operando com um desempenho superior, passar a operar com 100% de carga. Esse mesmo resultado é também é representado pela letra “C”, neste caso os ganhos “A” e “B” já estão somados.

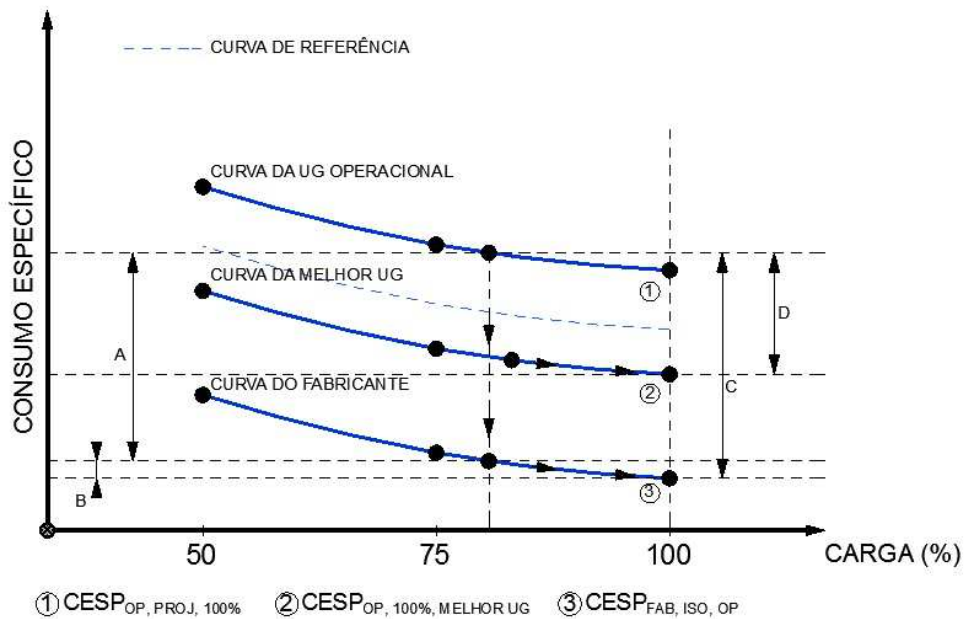


Figura 5. 4 - Representaao gratica qualitativa do procedimento que permite calcular a reduao no consumo específico de combustível.

Capítulo 6

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo são apresentados e discutidos os resultados obtidos no estudo de caso realizado neste trabalho, isto é, os resultados de diagnóstico e prognóstico. A massa de dados utilizada no diagnóstico e prognóstico das vinte unidades motogeradoras e também da usina como um todo foi obtida junto ao sistema supervisorio no dia 08/02/2014 para um período de uma hora, entre 08:00h e 09:00h. Portanto, na geração dos resultados aqui analisados é utilizado apenas um lote de dados composto das médias horárias. A análise dos resultados de diagnóstico das caldeiras de recuperação de calor também é abordada neste capítulo.

6.1 RESULTADOS DO DIAGNÓSTICO

Neste item são apresentados os resultados de diagnóstico relacionados à análise das unidades motogeradoras, usina geral e caldeiras de recuperação de calor. No primeiro momento são analisados os resultados referentes às 20 unidades motogeradoras e à usina geral. No segundo momento se analisa, em um item específico, os resultados de diagnóstico relacionado às cinco caldeiras de recuperação de calor.

De modo a explicitar todos os parâmetros obtidos no sistema supervisorio da usina, que direta ou indiretamente são utilizados nas funções de diagnóstico e prognóstico são apresentadas as Tabs. (6.1) e (6.2.). Na Tab (6.1) estão os parâmetros individuais das unidades motogeradoras e na Tab. (6.2) estão os parâmetros gerais da usina, no caso dos parâmetros individuais das unidades motogeradoras são apresentadas as médias e desvios padrões obtidos para a UG01. As médias e desvios padrões também são apresentados para os parâmetros gerais da usina.

Ressalta-se que o mesmo conjunto de parâmetros também foi obtido para todas as demais unidades motogeradoras para obtenção dos resultados apresentados neste capítulo, tais parâmetros podem ser analisados no *Apêndice A - Parâmetros Termodinâmicos das Unidades Motogeradoras Obtidos no Sistema Supervisorio da Central Termelétrica.*

Tabela 6. 1 - Parâmetros individuais das unidades motogeradoras obtidos no sistema supervisorio da usina.

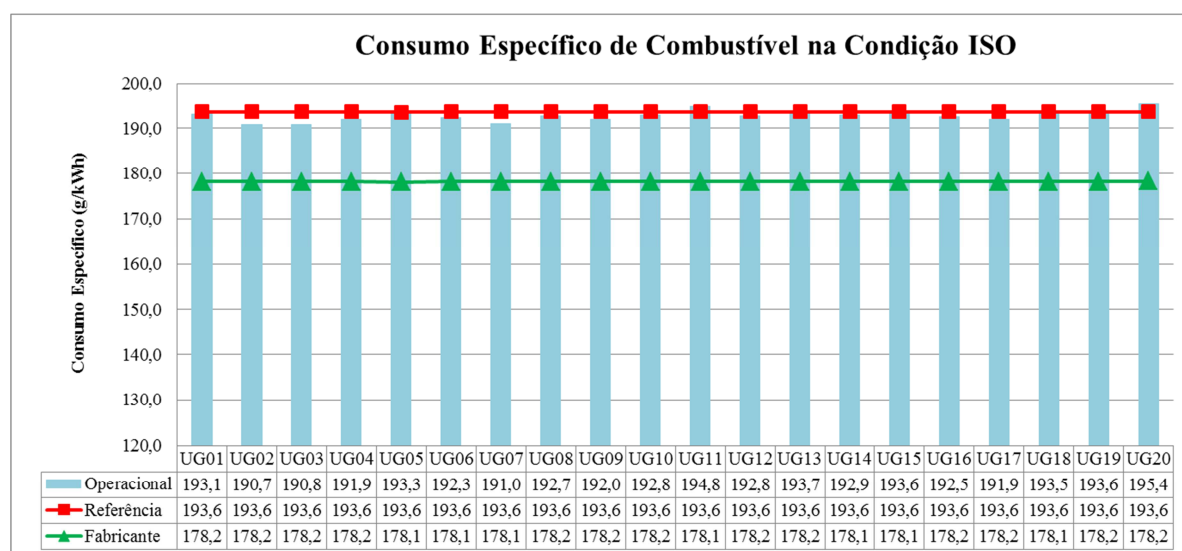
Parâmetros	UG01	
	Média	Desvio Padrão
Potência Elétrica Gerada (kW)	8724,65	21,44
Potência Elétrica Setada (kW)	8730,00	0,00
Potência Elétrica Máxima (kW)	8730,00	0,00
Temperatura do óleo lubrificante na saída do resfriador de óleo (°C) [TE 201]	62,29	0,16
Temperatura do óleo lubrificante na entrada do resfriador de óleo (°C) [TE202]	81,52	0,08
Pressão do óleo lubrificante (bar) [PT201]	4,80	0,00
Pressão da água de resfriamento no circuito de alta temperatura (°C) [PT40]	3,23	0,04
Temperatura da água de resfriamento na entrada do bloco do motor (°C) [TE 401]	84,75	0,13
Temperatura da água de resfriamento na saída do bloco do motor-A (°C) [TE 402]	91,98	0,09
Temperatura da água de resfriamento na saída do bloco do motor-B (°C) [TE 403]	91,71	0,08
Temperatura da água de resfriamento na saída do resfriador de ar de alta temperatura (°C) [TE 432]	79,18	0,18
Pressão da água de resfriamento no circuito de baixa temperatura (°C) [PT471]	2,83	0,05
Temperatura da água de resfriamento na entrada do resfriador de baixa temperatura (°C) [TE471]	45,22	0,48
Temperatura da água de resfriamento na saída do resfriador de óleo lubrificante (°C) [TE482]	58,84	0,36
Temperatura da água de resfriamento na saída do radiador (°C) [T120]	36,73	0,83
Temperatura da água de resfriamento na entrada do radiador (°C) [T121]	86,81	0,17
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina-A (°C) [TE 511]	536,32	1,26
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina-B (°C) [TE521]	535,42	1,65
Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina-A (°C) [TE 517]	344,70	1,42
Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina-B (°C) [TE 527]	338,37	1,30
Velocidade do Radiador [%]	95,13	3,04
Potência do Radiador [%]	52,16	3,88
Rotação Turbocompressor-A [RPM]	27013,44	8,58
Rotação Turbocompressor-B [RPM]	27055,87	9,70
Pressão de injeção do óleo combustível (bar) [PT 101]	8,20	0,00
Temperatura do óleo combustível no bico de injeção (°C) [TE101]	123,78	0,17
Temperatura do óleo combustível antes do aquecedor (°C) [T002]	90,68	0,27
Temperatura do óleo combustível após o aquecedor (°C) [T005]	116,63	0,09
Temperatura do óleo combustível que retorna do motor (°C) [T012]	120,88	0,04
Vazão de óleo combustível (kg/h) [Q001]	1817,88	1,20
Pressão do ar após o resfriador (bar) [PT 601]	3,46	0,01
Temperatura do ar após o resfriador (°C) [TE 601]	59,68	0,27
Temperatura do ar na entrada do compressor (°C) [TE 600]	28,78	1,09
Set point da temperatura da água na entrada do resfriador de ar de baixa temperatura (°C)	45,19	0,29
Abertura da válvula termostática do circuito de baixa temperatura (%)	6,00	1,24
Set point da temperatura da água na saída do bloco do motor (°C)	92,00	0,00
Abertura da válvula termostática do circuito de alta temperatura (%)	54,79	1,23
Gradiente de temperatura (°C)	2,00	0,00
Temperatura de ponto de orvalho (°C)	47,19	0,29
Vazão de óleo combustível de retorno dos motores (l/h)	1,40	0,00
Vazão Média de óleo combustível de retorno dos motores (l/h)	1,40	0,00
Posição do damper das caldeiras (%)	97,32	2,53

Tabela 6. 2 - Parâmetros gerais da usina obtidos no sistema supervisório.

Parâmetros	Média	Desvio Padrão
Temperatura exterior (°C)	27,03	0,70
Umidade absoluta (g/kg)	15,22	0,33
Pressão no coletor de vapor 1 (bar)	0,00	0,00
Pressão no coletor de vapor 2 (bar)	7,10	0,00
Vazão total de combustível (kg/h)	35984,91	41,65
Temperatura ambiente (°C)	26,97	0,74
Umidade relativa (%)	65,37	3,95
Pressão atmosférica (hPa)	1008,29	0,12
Potência ativa grupo no motogerador 3 (MW)	43,13	0,14
Potência ativa no grupo motogerador 4 (MW)	42,89	0,08
Consumo de potência no grupo motogerador 3 (kW)	544,08	15,51
Consumo de potência no grupo motogerador 4 (kW)	735,42	24,64
Potência ativa no grupo motogerador 1 (MW)	42,94	0,10
Potência ativa no grupo motogerador 2 (MW)	43,11	0,08
Consumo de potência no grupo motogerador 1 (kW)	671,35	22,65
Consumo de potência no grupo motogerador 2 (kW)	486,85	24,68

6.1.1 Unidades Motogeradoras e Usina Geral

O consumo específico de combustível é considerado o principal índice de desempenho analisado da central termelétrica. Por meio deste índice é possível identificar as unidades motogeradoras que apresentam um consumo específico anormal quando comparado ao consumo específico de referência e ao consumo específico declarado pelo fabricante. As análises são feitas em uma mesma base de comparação, que é a condição ISO. A Fig. (6.1) mostra os valores de consumo específico das vinte unidades motogeradoras.

**Figura 6. 1** - Gráfico obtido a partir da função de diagnóstico Consumo Específico de Combustível.

A análise do consumo específico de combustível deve ser feita concomitantemente à análise da carga na qual o motor está operando, visto que esses dois índices de desempenho estão inter-relacionados. A Fig. (6.2) mostra os resultados da carga real para que cada um dos 20 motores.

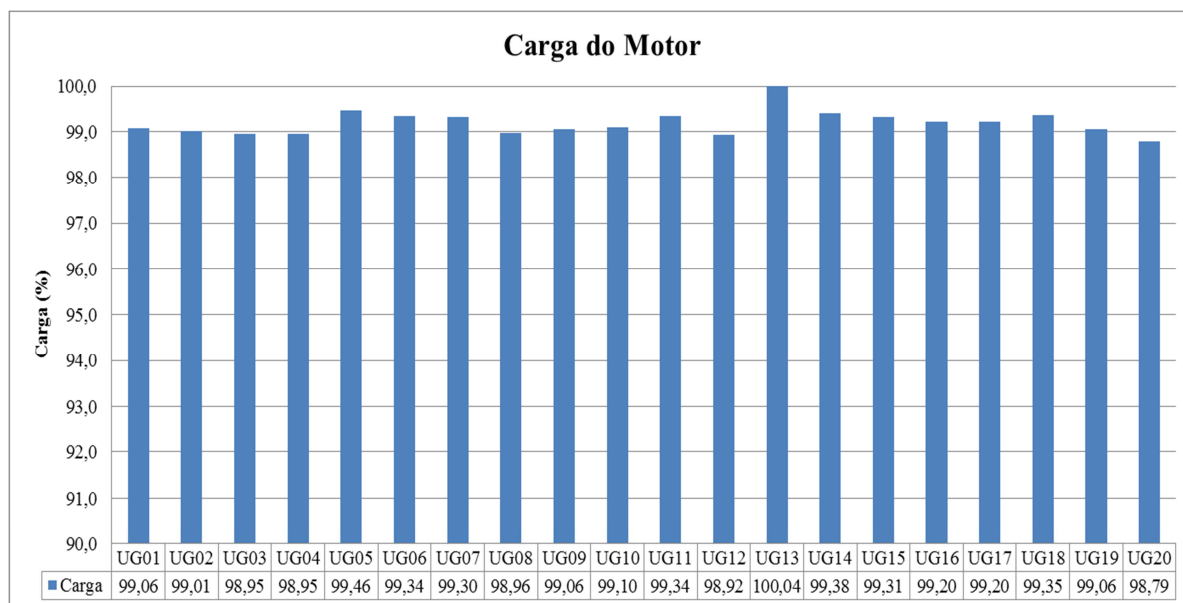


Figura 6. 2 - Gráfico obtido a partir da função de diagnóstico Carga Real.

Uma avaliação das Figs. (6.1) e (6.2) permite observar algumas características relacionadas a seguir:

1. O consumo específico das unidades motogeradoras apresenta um valor consideravelmente alto quando comparado aos valores do fabricante;
2. O consumo específico de combustível operacional corrigido para a condição ISO das 20 unidades motogeradoras apresenta pequenas variações, indicando desempenhos semelhantes. No estudo de caso feito neste trabalho as cargas dos motores estão muito próximas e essa comparação se torna válida, caso as cargas fossem muito distintas a comparação entre os consumos específicos das unidades motogeradoras não é correto;
3. Os consumos específicos operacionais de todas as unidades motogeradoras, com exceção da UG11 e UG20, estão abaixo do valor de referência. Em outras palavras, as unidades motogeradoras estão operando com melhor desempenho quando comparadas à condição de referência;
4. A carga operacional da UG13 está acima de 100%, ou seja, o motor está produzindo mais potência do que o máximo que ele pode produzir. Isso é um resultado que precisa ser melhor investigado;

Algumas das características observadas anteriormente não permitem uma análise imediata de suas causas, sendo necessário avançar no processo de diagnóstico para apontar as possíveis explicações que justificam os resultados encontrados.

A análise direta dos consumos específicos requer a projeção desses valores para 100% de carga. Assim, uma vez que o consumo específico é comparado em uma mesma carga, a elimina-se a influência da mesma nos resultados. Nesse sentido, a Tab. (6.3) mostra a relação de cada uma das 20 unidades motogeradoras e seu respectivo consumo específico de combustível operacional projetado para 100% de carga.

Tabela 6. 3 - Consumo específico de combustível operacional projetado para 100% de carga.

Unidade Motogeradora	UG01	UG02	UG03	UG04	UG05	UG06	UG07	UG08	UG09	UG10
	203,35	200,93	200,97	202,04	203,66	202,61	201,21	202,97	202,27	203,10
Unidade Motogeradora	UG11	UG12	UG13	UG14	UG15	UG16	UG17	UG18	UG19	UG20
	204,63	203,06	203,45	202,97	203,43	202,74	202,15	203,68	203,86	205,75

As unidades motogeradoras com menor e maior consumo específico de combustível operacional projetado para 100% de carga, tanto na Fig. (6.1) quanto na Tab. (6.3), são a UG02 e a UG20, respectivamente. A concordância nos resultados é devido às cargas de todas as unidades motogeradoras estarem próximas de 100%. No caso de cargas muito diferentes os resultados poderiam ser diferentes.

Após a identificação da melhor e pior unidade motogeradora foi feita uma análise comparativa da distribuição dos fluxos de calor que ocorrem em cada uma dessas unidades motogeradoras. A Fig. (6.3) mostra essa distribuição dos fluxos de calor em função da condição operacional.

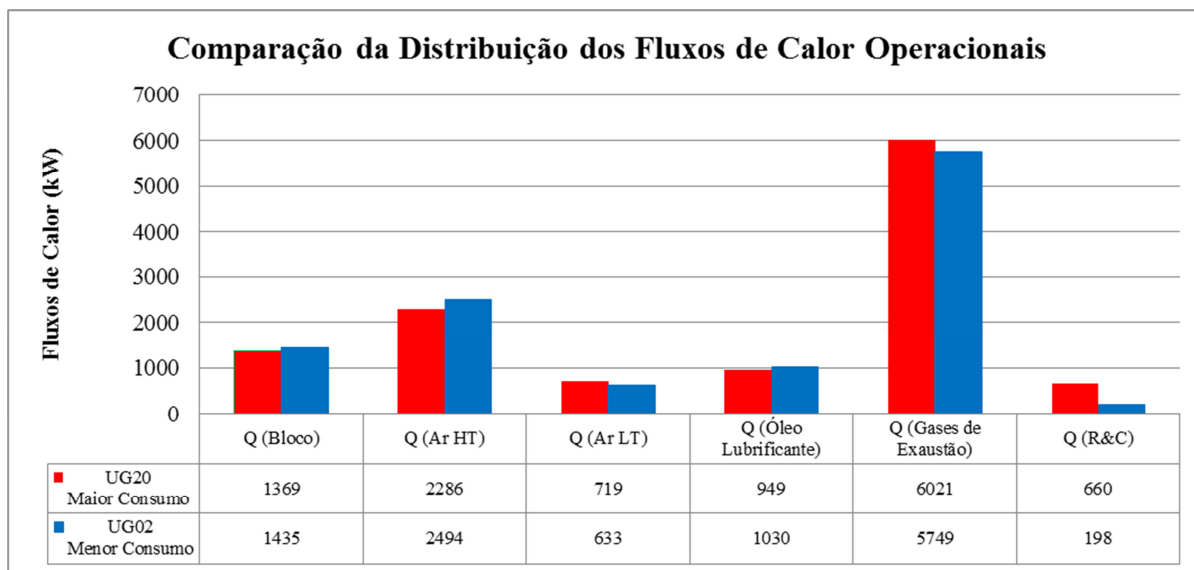


Figura 6.3 - Gráfico obtido a partir da função de diagnóstico Comparação dos Fluxos de Calor entre Unidades Motogeradoras - Condição Operacional.

As maiores variações na distribuição dos fluxos de calor, em valores absolutos, são encontradas no calor rejeitado para a água de resfriamento do resfriador de ar de alta temperatura \dot{Q} (Ar HT) – 208 kW, no calor perdido nos gases de exaustão \dot{Q} (Gases de Exaustão) – 272 kW e o calor perdido pela forma de radiação e convecção \dot{Q} (R&C) – 462 kW.

Essas diferenças por si só não permitem identificar quais os fatores que as causam, podendo estar relacionadas desde a faixa de precisão da leitura dos instrumentos de medição às considerações feitas, e necessárias, para realizar o fechamento dos balanços de massa energia nos subsistemas do motor.

A Fig. (6.4) mostra o gráfico comparativo da distribuição dos fluxos de calor da UG20 corrigidos para a condição ISO, em relação à condição de referência e também em relação aos dados do fabricante. A ideia de se avaliar a unidade motogeradora com o pior desempenho é verificar o quão afastado estão os resultados encontrados para esta unidade motogeradora em relação aos valores de referência e aos dados do fabricante. A comparação é estabelecida na condição ISO, pois essa é a única base na qual os dados do fabricante são conhecidos.

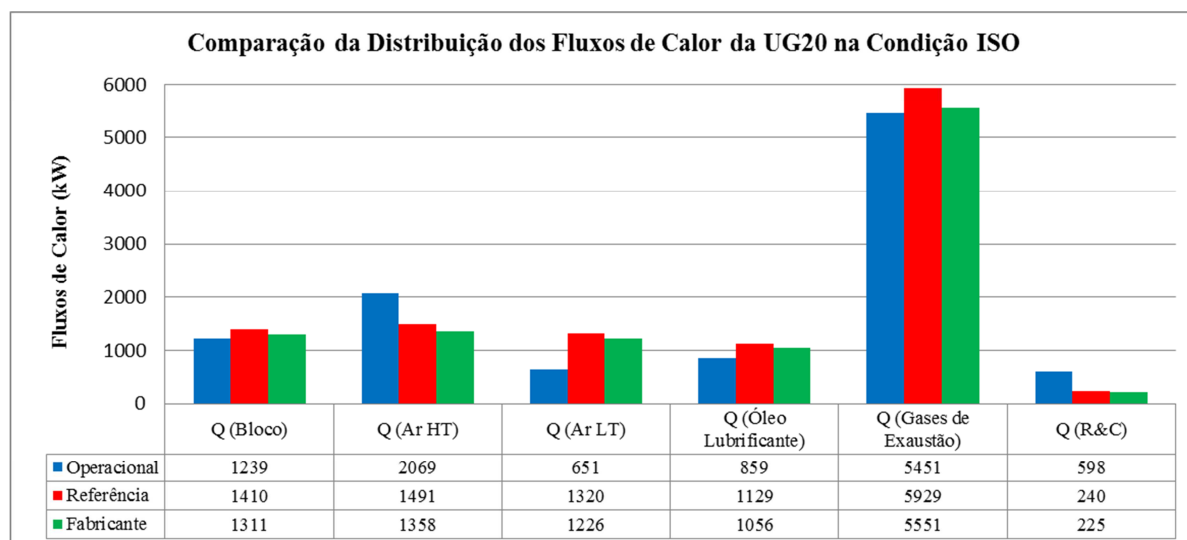


Figura 6.4 - Gráfico obtido a partir da função de diagnóstico Comparação dos Fluxos de Calor entre Unidades Motogeradoras - Condição ISSO.

Na Fig. (6.4) novamente os três fluxos de calor, \dot{Q} (Ar HT), \dot{Q} (Gases de Exaustão) e \dot{Q} (R&C), mencionados na análise da Fig. (6.3), também apresentam a maior discordância de valores. Constatou-se para todas as outras unidades motogeradoras a mesma discrepância no fluxo de calor \dot{Q} (Ar HT) em relação à referência e aos dados do fabricante. Outra discrepância recorrente está nos valores do fluxo de calor \dot{Q} (R&C) que é explicada pelo fato do calor perdido por radiação e convecção ser determinado por fechamento de balanço de energia. Desta forma este fluxo de calor arca com possíveis inconsistências decorrentes de imprecisões nos cálculos dos demais fluxos de calor.

Apesar das discrepâncias de valores de valores entre os fluxos de calor mostrados na Fig. (6.4), quando se avalia a quantidade total e energia perdida em cada uma das condições analisadas (Operacional, Referência e Fabricante) os resultados são coerentes. A maior perda de energia ocorre na condição de Referência, 11520 kW, a segunda maior perda de energia é verificada para a condição Operacional, 10867 kW, e, como esperado, a menor perda de energia é observada para os dados informados pelo Fabricante, 10727 kW.

A potência elétrica máxima permitida que cada unidade motogeradora é determinada a partir das condições ambientais locais e da pressão do ar de admissão no coletor do motor. Na Fig. (6.5) a potência elétrica máxima permitida é comparada com a potência elétrica gerada em cada unidade motogeradora, permitindo visualizar a oportunidade de se gerar mais energia elétrica.

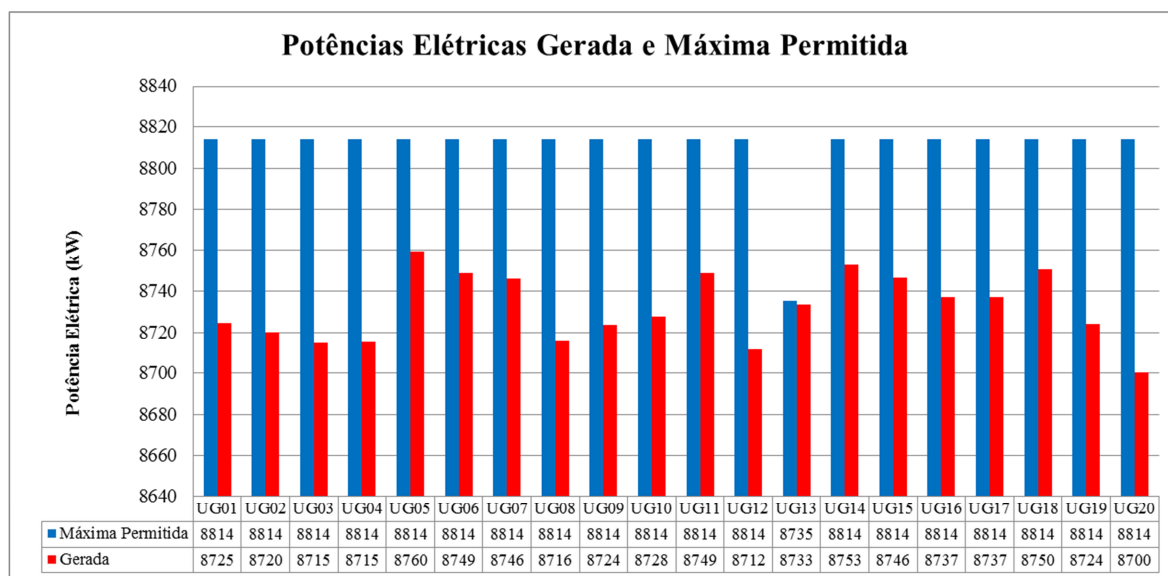


Figura 6.5 - Gráfico obtido a partir da função de diagnóstico Uso da Capacidade de Geração de Energia Elétrica.

A UG13, com carga operacional superior a 100% (Figura 7.2), apresenta um valor de potência gerada de 8733 kW, o que significa que esta unidade motogeradora não está operando com sobrecarga, visto que a potência definida no sistema supervisorio da usina é de 8730 kW. Portanto, o fato da carga da UG13 ser superior a 100% está relacionado a outro fator que deve ser investigado.

A análise da Fig. (6.5) também permite observar que a potência elétrica máxima permitida da UG13 apresenta um valor menor que o calculado para as demais unidades motogeradoras. Sendo as condições ambientais as mesmas para todas as unidades motogeradoras a única explicação possível para essa incoerência nos resultados recai sobre o parâmetro operacional (pressão do ar no coletor do motor) usado no cálculo da potência elétrica máxima permitida.

Isso é evidenciado na Fig. (6.6), que mostra que a pressão de ar no coletor do motor da UG13 está zerada. Cabe mencionar que a pressão do ar no coletor do motor também influencia no cálculo da carga, assim a justificativa para encontrar uma carga superior a 100% para esta unidade motogeradora está associado a alguma falha na instrumentação de controle das unidades motogeradoras.

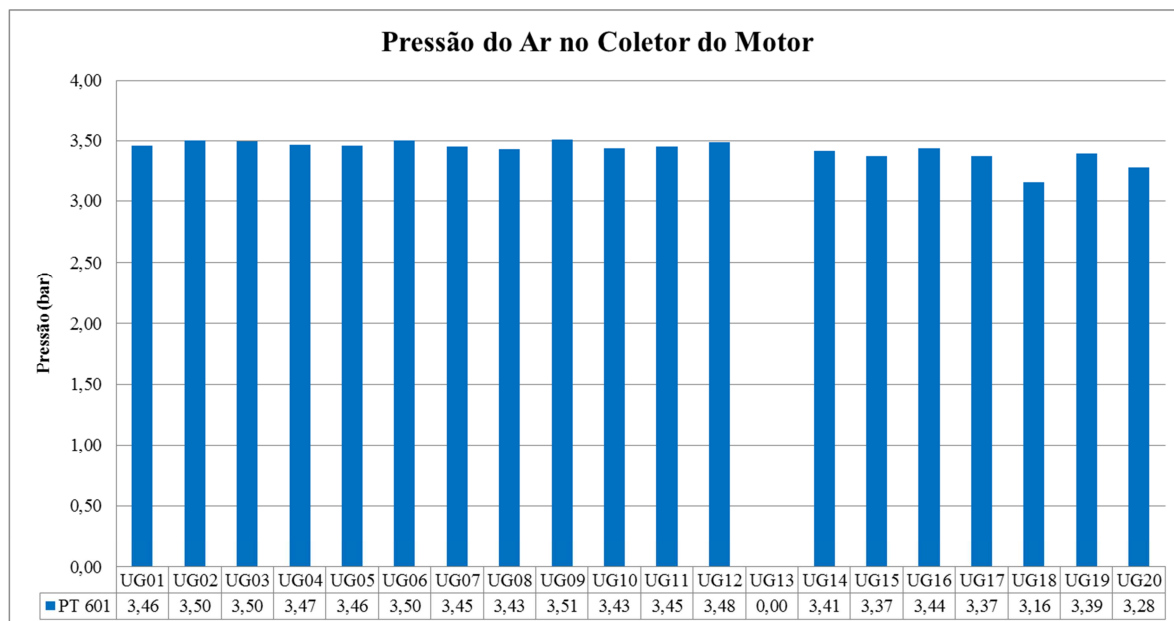


Figura 6.6 - Gráfico obtido a partir da função de diagnóstico Avaliação dos Parâmetros - Pressão no Coletor de Ar do Motores.

O *derating* não pode ser calculado por modelagem própria, visto que os parâmetros necessários para tal cálculo não são disponibilizados pelo sistema supervisor da usina. Porém sabe-se que esses parâmetros são medidos e usados internamente ao referido sistema supervisor para determinar o *derating*. Contudo, foi possível determinar o *derating* como a diferença entre a potência elétrica máxima permitida pelo sistema supervisor e a potência elétrica definida no sistema de controle, as quais são disponibilizadas para aquisição externa. A Fig. (6.7) mostra o *derating* e o desvio de potência em cada uma das 20 unidades motogeradoras.

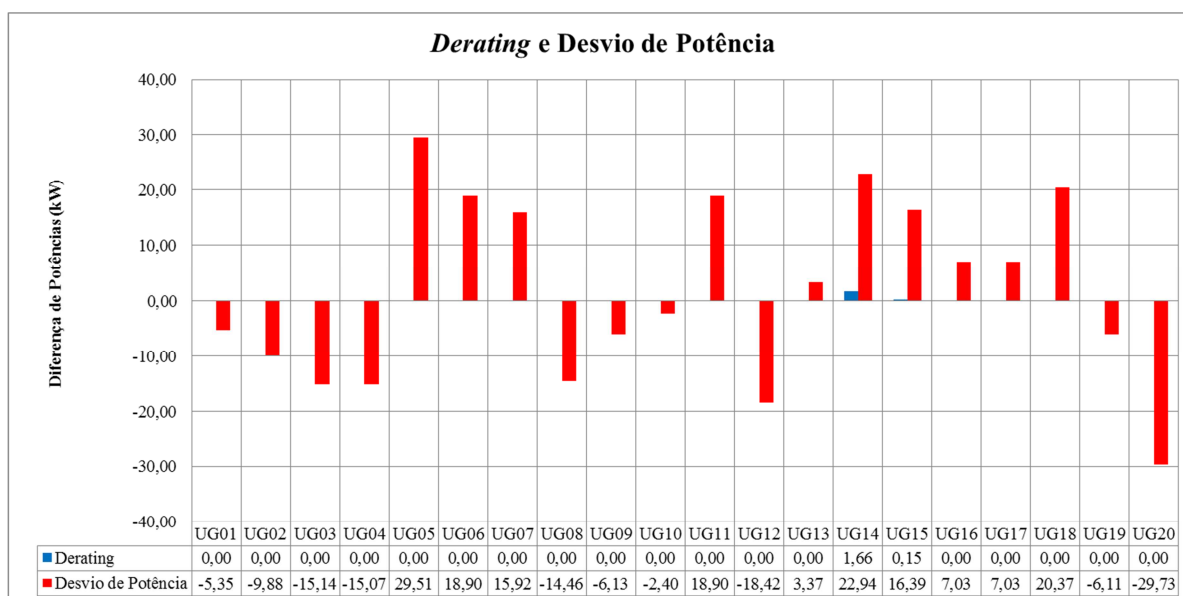


Figura 6.7 - Gráfico obtido a partir da função de diagnóstico Derating e Desvio de Potência.

Conforme mostra a Fig. (6.7) a UG14 e a UG15 estão com o *derating* acionado no período analisado. As condições ambientais são as mesmas para todas as 20 unidades motogeradoras da central termelétrica, ou seja, o *derating* não foi acionado por uma condição ambiental, pois se assim tivesse ocorrido todas as unidades motogeradoras deveriam operar com limitação de potência.

A justificativa para a ocorrência do *derating* nas unidades motogeradoras mencionadas está relacionada aos parâmetros operacionais em cada um desses motogeradores. Porém, não é possível identificar quais parâmetros estão acionando o mecanismo de *derating*, visto que o sistema supervisor da usina apenas informa quais são os parâmetros que determinam o mesmo, mas não dá acesso a todos eles.

Quanto ao desvio de potência a ideia desse índice de desempenho é permitir a avaliação da malha de controle do sistema de geração de potência. A geração das unidades motogeradoras é flutuante, ora acima do valor definido no sistema de controle, ora abaixo deste valor. A maior variação positiva no desvio de potência foi identificada na UG05, enquanto a maior variação negativa no desvio de potência foi identificada na UG20. Isso significa, que no o período de tempo em que se fez a análise dos dados, a UG05 gerou mais potência do que foi definido (0,338%) enquanto a UG20 obteve uma geração inferior àquela que foi definida para a unidade motogeradora.

O interesse maior é entender porque a UG20 não atingiu a geração definida no sistema de controle, afinal isso representa uma perda para a central termelétrica. Analisando o desvio de potência da referida unidade motogeradora, tem-se que este valor representa 0,341% do valor de geração definido (8730 kW). Em uma análise preliminar esse percentual é pequeno, portanto não chegar a configurar uma falha no sistema de controle. Cabe lembrar ainda que a potência elétrica gerada é calculada por média aritmética de valores instantâneos, o que também pode explicar essas pequenas divergências.

As diferenças de temperatura no resfriador de ar de baixa temperatura conforme mostrado na Fig. (6.8) permitem observar o comportamento de $\Delta T1$ (diferença entre a temperatura no coletor de ar e a temperatura de orvalho do sistema supervisor) e $\Delta T2$ (diferença entre a temperatura de orvalho do sistema de controle e a temperatura da água na entrada do resfriador de ar de baixa temperatura).

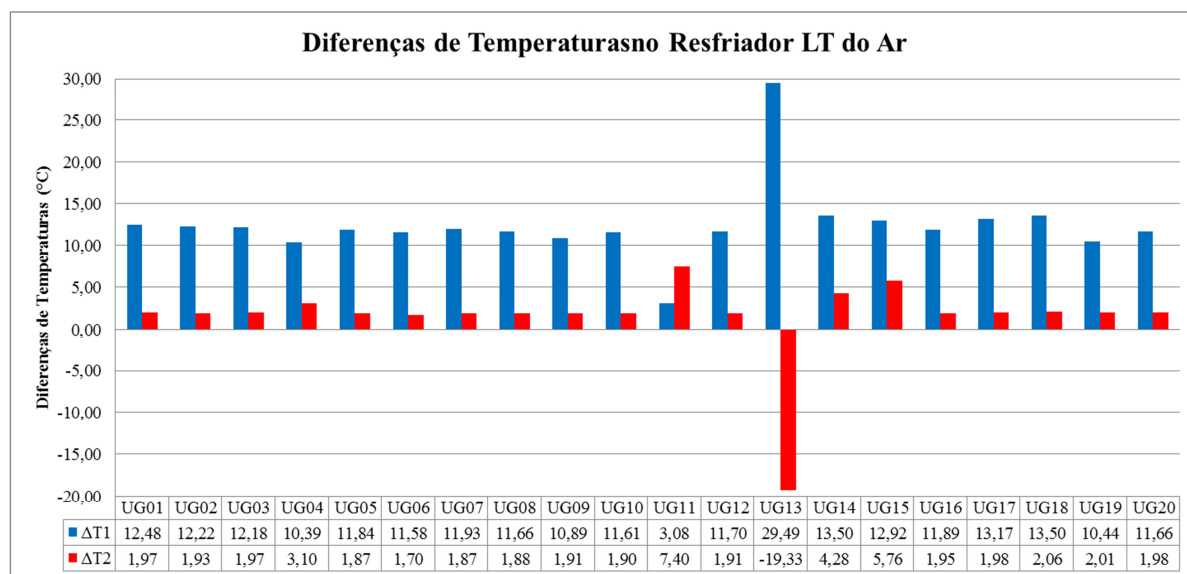


Figura 6. 8 - Gráfico obtido a partir da função de diagnóstico Diferenças de Temperatura no Resfriador de Ar de Baixa Temperatura.

Para complementar o entendimento da Fig. (6.8) também é apresentada a Tab. (6.4), nesta tabela está mostrada a temperatura de orvalho do ar no coletor do motor calculada pelo sistema supervisor e temperatura de orvalho calculada por modelagem própria.

Tabela 6. 4 - Temperaturas de orvalho obtida no sistema supervisor e calculadas por modelagem própria.

Unidade Motogeradora	UG01	UG02	UG03	UG04	UG05	UG06	UG07	UG08	UG09	UG10
Temperatura de Orvalho do Sistema Supervisor (°C)	47,19	47,36	47,34	47,24	47,18	47,38	47,21	47,11	47,43	47,11
Temperatura de Orvalho Calculada (°C)	47,16	47,36	47,34	47,20	47,15	47,38	47,12	47,02	47,41	47,03
Unidade Motogeradora	UG11	UG12	UG13	UG14	UG15	UG16	UG17	UG18	UG19	UG20
Temperatura de Orvalho do Sistema Supervisor (°C)	47,25	47,36	20,56	47,05	46,78	47,14	46,86	45,90	46,94	46,45
Temperatura de Orvalho Calculada (°C)	47,12	47,28	24,72	46,93	46,73	47,04	46,74	45,63	46,83	46,27

Uma avaliação geral dos resultados apresentados na Tab. (6.4) permite concluir que os resultados obtidos por meio do cálculo da temperatura de orvalho, utilizando a modelagem de gás ideal para analisar o comportamento do ar nas condições operacionais no coletor do motor, são extremamente satisfatórios. Apesar da pressão do ar no coletor do motor ser cerca de 4 a 4,5 vezes maior que a pressão atmosférica, o modelo de gás ideal se mostrou adequado para o cálculo da temperatura de ponto de orvalho.

Da análise conjunta da Fig. (6.8) e Tab. (6.4) se observa resultados discrepantes na UG13, em virtude do sensor de pressão do ar no coletor do motor estar defeituoso, como pode ser visto na Fig. (6.6).

Na Fig. (6.8) nota-se, também, que os resultados obtidos para o índice $\Delta T1$ tendem a ficar em uma faixa ligeiramente superior aos 10°C. Este índice é útil para se avaliar a qualidade do processo de resfriamento do ar no resfriador de ar. Teoricamente a temperatura mínima que o ar pode chegar ao coletor do motor corresponde à menor temperatura que não causa a condensação do vapor de água contido no ar na saída do resfriador de ar de baixa temperatura. Portanto quanto menor o valor de $\Delta T1$ melhor pode ser considerado o processo de resfriamento do ar.

Já o índice $\Delta T2$ está relacionado à malha de controle do sistema de água de resfriamento do motor. A diferença representada por $\Delta T2$ é definida no sistema supervisório em 2°C, deste modo o sistema supervisório modela a abertura das válvulas de recirculação de água no circuito de baixa temperatura para que esse set point seja alcançado. Em grande parte das unidades motogeradoras é possível verificar que esse set point está em plena conformidade com o resultado operacional, já na UG11, UG14 e UG15 esse valor foi superior aos 2°C.

Essa diferença pode estar relacionada a alguma manobra operacional que tenha sido realizada pela equipe de operação (uma vez que o controle do sistema de resfriamento também pode ser feito em modo manual) e não tenha havido tempo suficiente para que a inércia térmica do sistema de água de resfriamento já estivesse sido estabilizada de modo a configurar o patamar de operação desejado. De qualquer forma os resultados que ficaram um pouco fora do esperado não permitem indicar que esteja havendo qualquer tipo de degradação de desempenho, tanto nas unidades motogeradoras, quando no sistema de água de resfriamento. Também não há como identificar por meio destes resultados alguma evidência que permita dizer que a malha de controle do sistema de água de resfriamento não opera de forma correta.

A demanda de potência elétrica na própria planta é analisada conforme mostrados nas Figs. (6.9) e (6.10), mesmo não estando diretamente relacionada ao desempenho termodinâmico das unidades motogeradoras. Quando a usina está em operação a demanda interna de potência diminui a produção líquida da usina provocando uma redução no faturamento da central termelétrica, visto que ela está consumindo energia ao invés de vendê-la. Assim, analisar essa demanda interna é de grande interesse prático. Cabe ainda mencionar que quando a usina está

em operação o custo dessa energia consumida internamente é relativamente alto e quando a usina está parada essa energia é recebida da rede a um custo menor.

Nas Fig. (6.9) é mostrada a demanda interna de potência elétrica separada por grupos motogeradores e o total da planta, enquanto na Fig. (6.10) se compara a demanda interna em relação à da geração útil, à capacidade instalada e um valor de referência informado pela gerência operacional da usina.

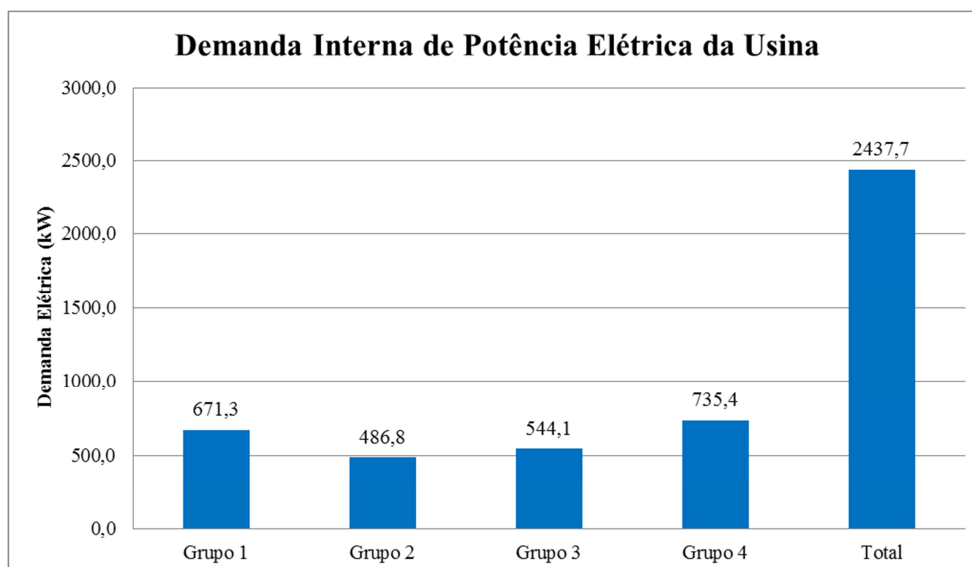


Figura 6. 9 - Gráfico obtido a partir da função de diagnóstico Demanda Interna de Energia Elétrica na Usina - Termos Físicos.

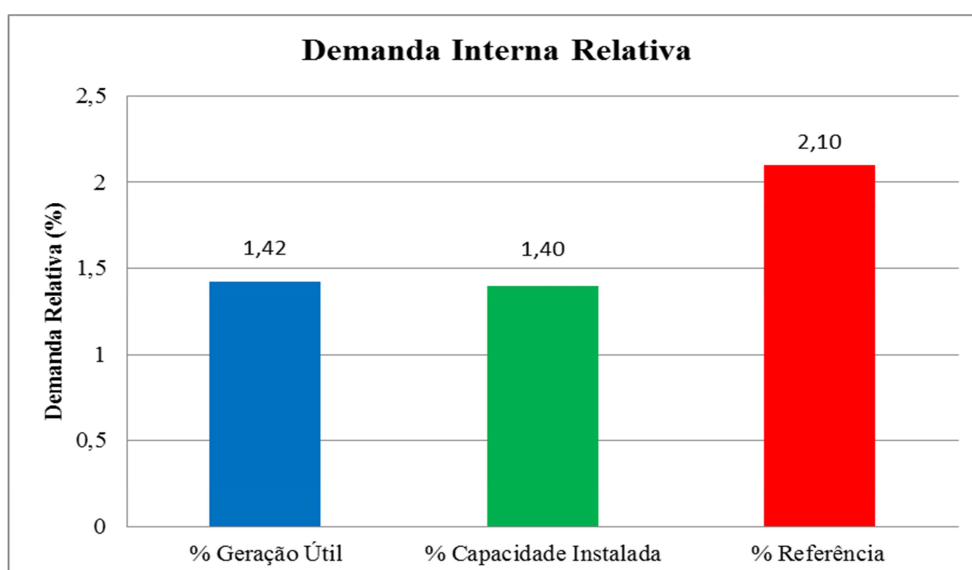


Figura 6. 10 - Gráfico obtido a partir da função de diagnóstico Demanda Interna de Energia Elétrica na Usina - Termos Percentuais.

Dentre os vários índices de diagnóstico que podem ser obtidos existem alguns que foram estimados com base nas informações do sistema supervisor e da utilização do software de simulação Thermoflex®. Índices como a eficiência isentrópica dos compressores e das turbinas, que não estão disponíveis na documentação técnica da central termelétrica, puderam ser estimados para fins de análises preliminares. A Fig. (6.11) mostra o comportamento da eficiência isentrópica dos compressores localizados nas bancadas A e B das 20 unidades motogeradoras.

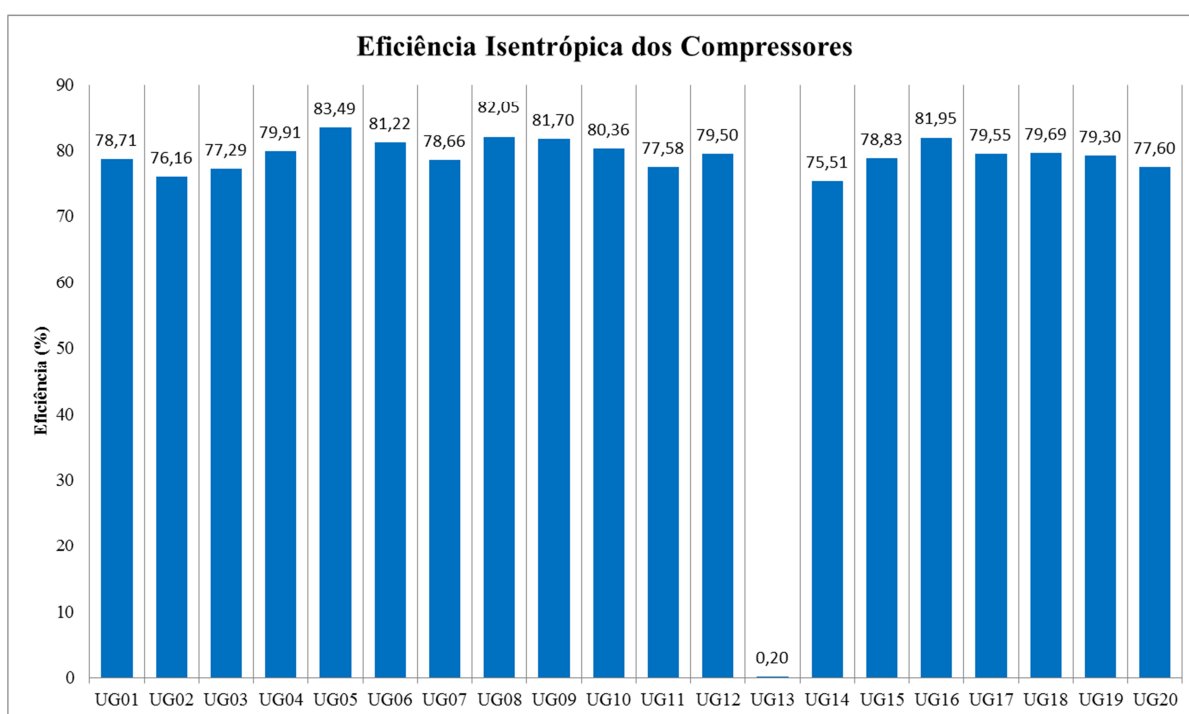


Figura 6. 11 - Gráfico obtido a partir da função de diagnóstico Avaliação de Parâmetros - Eficiência Isentrópica dos Compressores.

Os resultados obtidos para a estimativa da eficiência isentrópica dos compressores mostram que mesmo ao utilizar um valor de calor específico do ar constante (o valor de calor específico foi avaliado entre as temperaturas de entrada e saída do compressor), o modelo de cálculo elaborado para determinar o parâmetro apresentado na Fig. (6.11) parece ser suficientemente adequado. Os resultados encontrados estão dentro de uma faixa esperada de eficiência para este tipo de equipamento. A eficiência isentrópica obtida para os compressores da UG13 apresenta um resultado discrepante devido ao fato do sensor de pressão no coletor de ar do motor desta unidade motogeradora não estar funcionando corretamente, como já foi visto a leitura deste instrumento é de 0 bar (Figura 6.6).

No caso das turbinas existe instrumentação para medir a temperatura dos gases de exaustão na entrada e na saída de cada uma delas, tanto na bancada A quanto na bancada B. A pressão na

entrada das turbinas continua sendo definida com base em uma porcentagem de pressão do ar no coletor do motor, e a pressão na saída é a pressão barométrica do ar mais a contrapressão promovida pelos gases de exaustão. A Fig. (6.12) mostra os resultados do índice de eficiência isentrópica para as turbinas da bancada A, enquanto a Fig. (6.13) mostra o resultado para o índice de eficiência isentrópica para as turbinas da bancada B.

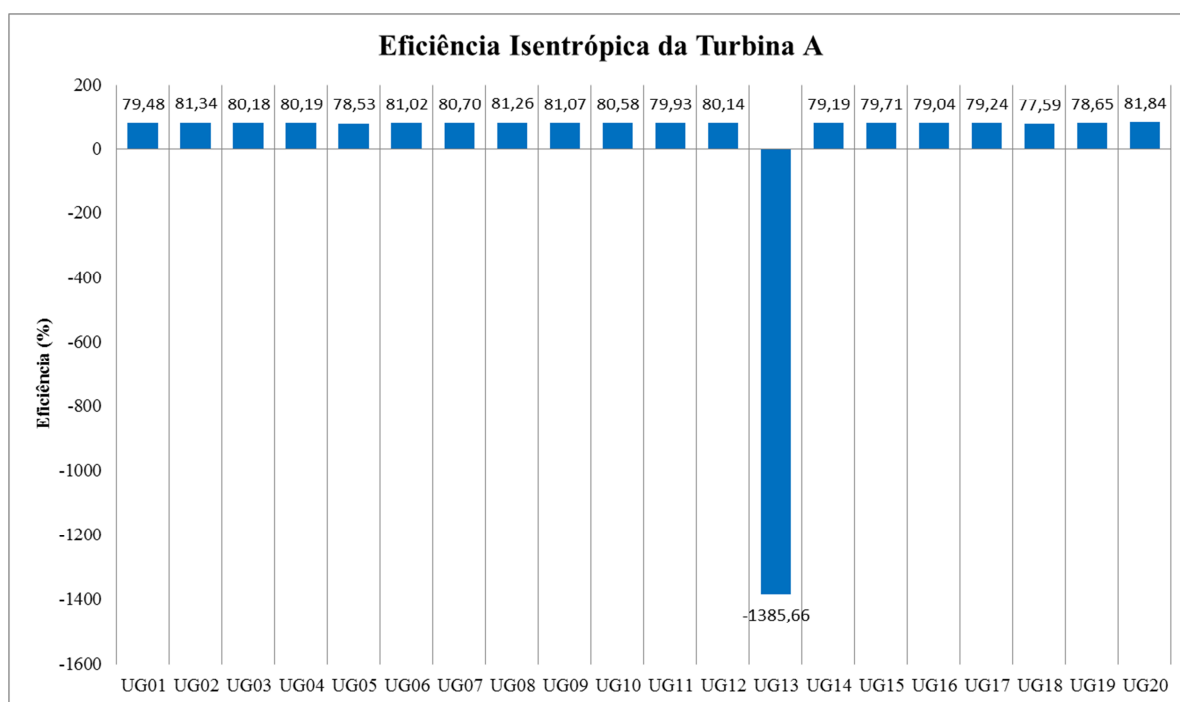


Figura 6. 12 - Gráfico obtido a partir da função de diagnóstico Avaliação de Parâmetros - Eficiência Isentrópica da Turbina A.

No caso da eficiência isentrópica da turbina localizada na bancada A de cada uma das 20 unidades motogeradoras, mostrada na Fig. (6.12), os resultados também estão agrupados em uma faixa de valores típicos para a análise de uma turbina, a exceção novamente é o resultado da UG13. Visto que a pressão na entrada da turbina não é um parâmetro medido, mas sim definido como sendo uma porcentagem do valor da pressão do ar no coletor do motor, a falha identificada no manômetro da UG13 é transmitida para os cálculos de eficiência desta turbina. Ou seja, a relação de pressão na turbina A também assume o valor nulo, com isso o resultado obtido para a eficiência da turbina A da UG13 não será coerente.

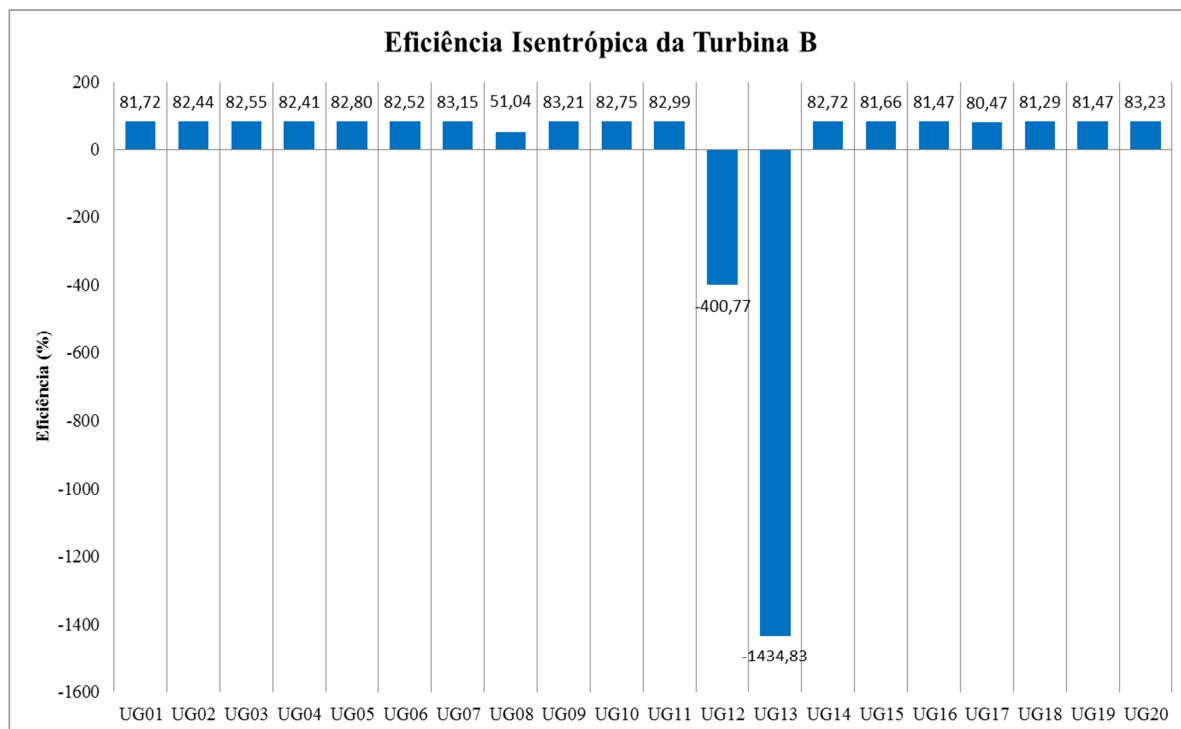


Figura 6. 13 - Gráfico obtido a partir da função de diagnóstico Avaliação de Parâmetros - Eficiência Isentrópica da Turbina B.

No caso do resultado obtido para a eficiência isentrópica da turbina B da UG13 a explicação está relacionada ao sensor de pressão já identificado com defeito. A UG12 também apresenta um resultado discrepante, já a UG08 apresenta um resultado muito fora da faixa típica de eficiência que tais equipamentos deveriam apresentar. Os demais resultados, similarmente ao caso dos compressores e das turbinas localizadas na bancada A, mostram que apesar das considerações feitas para elaboração da modelagem matemática (principalmente no que diz respeito à definição da relação de pressão e, composição dos gases de exaustão) a estimativa da eficiência isentrópica forneceu um resultado adequado.

Ainda está pendente uma explicação para o resultado encontrado para a UG12. O cálculo da eficiência isentrópica é feito a partir do conhecimento de pressões e temperaturas. Já foi identificada que quanto à pressão não há nada de errado com a UG12 (Figura 6.6), resta analisar as temperaturas de entrada e saída dessa turbina. A Fig. (6.14) mostra a temperatura dos gases de exaustão na entrada (TE 521) e saída (TE 527) de cada turbina localizada na bancada B em cada uma das 20 unidades motogeradoras.

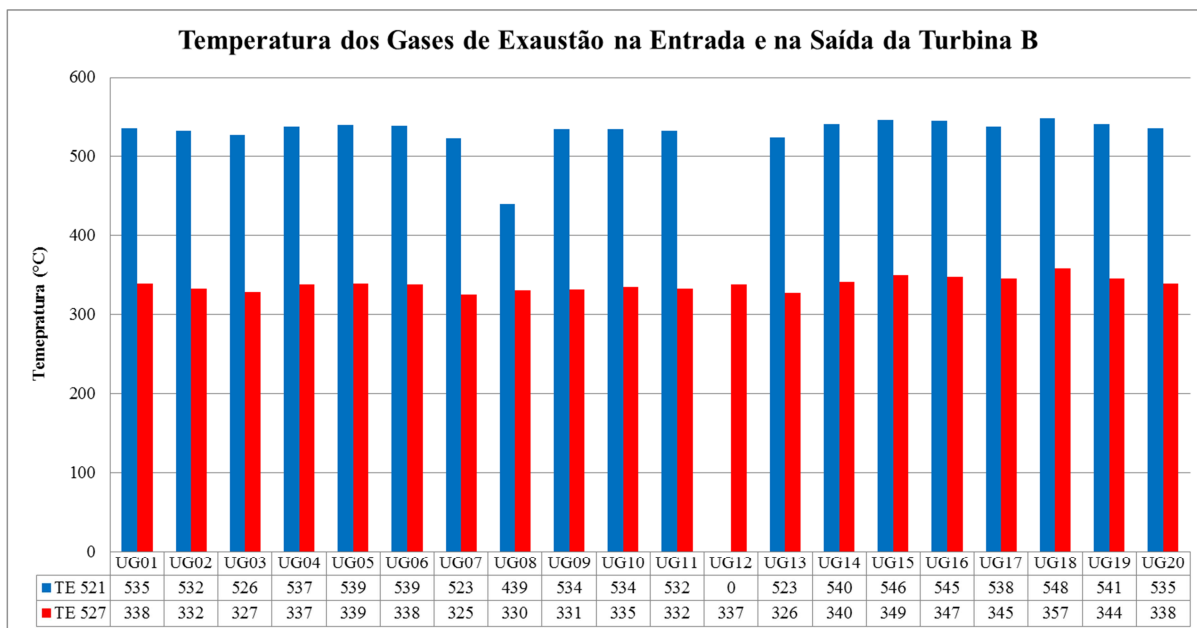


Figura 6. 14 - Gráfico obtido a partir da função de diagnóstico Avaliação de Parâmetros - Temperatura dos Gases de Exaustão na entrada e na Saída da Turbina B.

Pela análise da Fig. (6.14) é possível encontrar a explicação para o caso apontado de resultado discrepante para a UG12 e o resultado fora da faixa típica para a UG08. No caso da UG12 o sensor de temperatura na entrada da turbina não está funcionando, uma vez que a unidade motogeradora está funcionando e o termômetro está registrando a temperatura de 0 °C. Isso faz com que o cálculo de eficiência isentrópica resulte no valor completamente absurdo que foi encontrado.

No caso da UG08 o valor da temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina está muito abaixo do valor esperado, enquanto nas outras unidades motogeradoras esse valor gira em torno de 530°C na UG08 o mesmo valor está em 439°C. Não é possível identificar por que motivo essa temperatura está abaixo do valor esperado, mas de fato esse é o motivo pelo qual o valor de eficiência isentrópica está muito baixo.

As Figs. (6.12), (6.13) e (6.14) mostraram as eficiências isentrópicas dos compressores e das turbinas, na documentação técnica disponibilizada pela central termelétrica não há nenhuma informação sobre o desempenho desses componentes. Dessa forma, a estimativa de desempenho que é calculada por meio do sistema de monitoração e diagnóstico de desempenho é um resultado extremamente valioso para fins de análise da planta. É importante destacar que este tipo de informação, geralmente dada pelo mapa de desempenho do turbocompressor, nem sempre é divulgado pelo fabricante, conforme Venson (2007).

6.1.2 Caldeiras de Recuperação de Calor

Na análise dos índices de desempenho das caldeiras de recuperação de calor da central termelétrica foi utilizado um conjunto de dados que não pertence ao lote de dados usados nos itens anteriores (dia 12/02/2014 das 08:00h às 09:00h). Isso se deve a não existência de instrumentação adequada nas caldeiras, além de medições erradas nos termômetros existentes, como o registro de temperatura de saída maior do que a temperatura de entrada.

O fechamento dos balanços de massa e energia nas caldeiras necessita da instalação de um termômetro na chaminé, o qual originalmente não existia. A instalação de tal termômetro foi feita apenas na caldeira associada à UG16.

Visando apresentar como seria uma análise das caldeiras no sistema de informação foi proposto um conjunto de dados, apresentado na Tab. (6.5), que são baseados principalmente no teste de desempenho da UG16, realizada no dia 04/07/2013 das 10:50 às 13:50h, complementados com valores típicos de alguns parâmetros provenientes do teste do dia 12/02/2014. Como pode ser observado na Tab. (6.5) a caldeira da UG15 não está em operação.

Tabela 6. 5 - Conjunto de parâmetros operacionais utilizados para obtenção dos índices de desempenho das caldeiras.

DESCRIÇÃO DO PARÂMETRO	UG01	UG05	UG06	UG15	UG16
Temperatura da Água no Tanque de Alimentação (°C)	101				
Pressão da Água na Entrada da Bomba de Alimentação (bar)	0,45				
Pressão da Água na Saída da Bomba de Alimentação (bar)	12,7				
Pressão da Água na Saída da Bomba de Alimentação (bar)	0				
Temperatura dos Gases de Exaustão na Entrada da Caldeira (°C)	320	325	345	330	335
Temperatura dos Gases de Exaustão na Saída da Caldeira (°C)	260	270	275	277	263
Temperatura dos Gases de Exaustão na Chaminé (°C)	270	281	282	327	273
Pressão do Vapor Produzido (bar)	7,1	7,2	7,7	0	7,7
Temperatura do Vapor Produzido (°C)	171,5	172	172	0	171,5
Queda de Pressão dos Gases de Exaustão na Caldeira (mmH ₂ O)	130	125	138	0	146
Posição do Damper da Caldeira (%)	72	63	100	0	100

O diagnóstico das caldeiras de recuperação de calor é apresentado nas Figs. (6.15), (6.16) e (6.17) que permitem analisar o coeficiente global de transferência de calor, a perda de carga

no lado gás e a geração adicional de vapor, que é determinada pela diferença entre a geração máxima de vapor possível e a geração operacional, respectivamente.

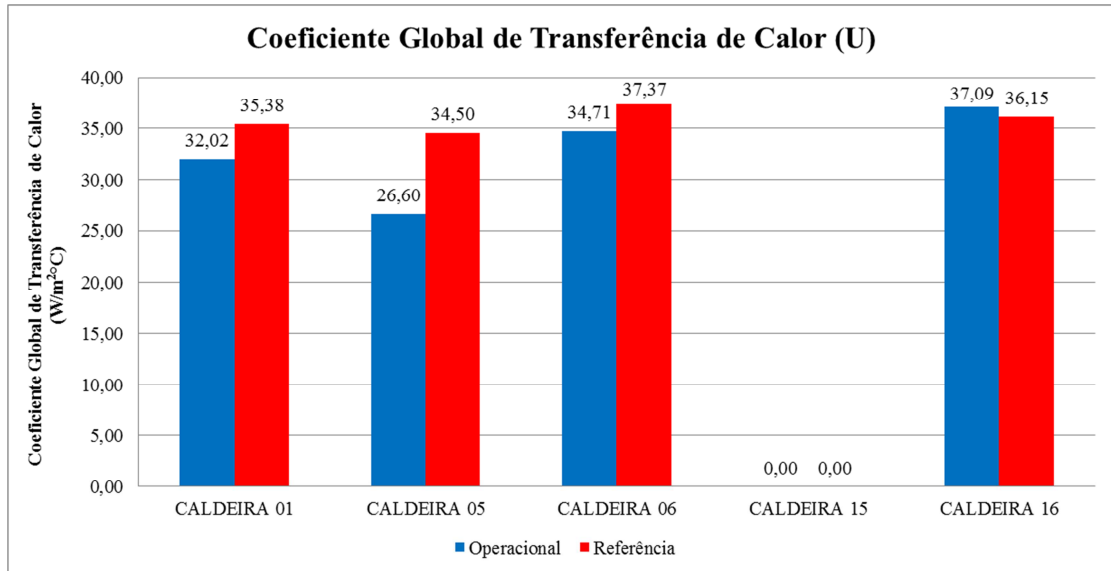


Figura 6. 15 - Gráfico obtido a partir da função de diagnóstico Coeficiente Global de Transferência de calor.

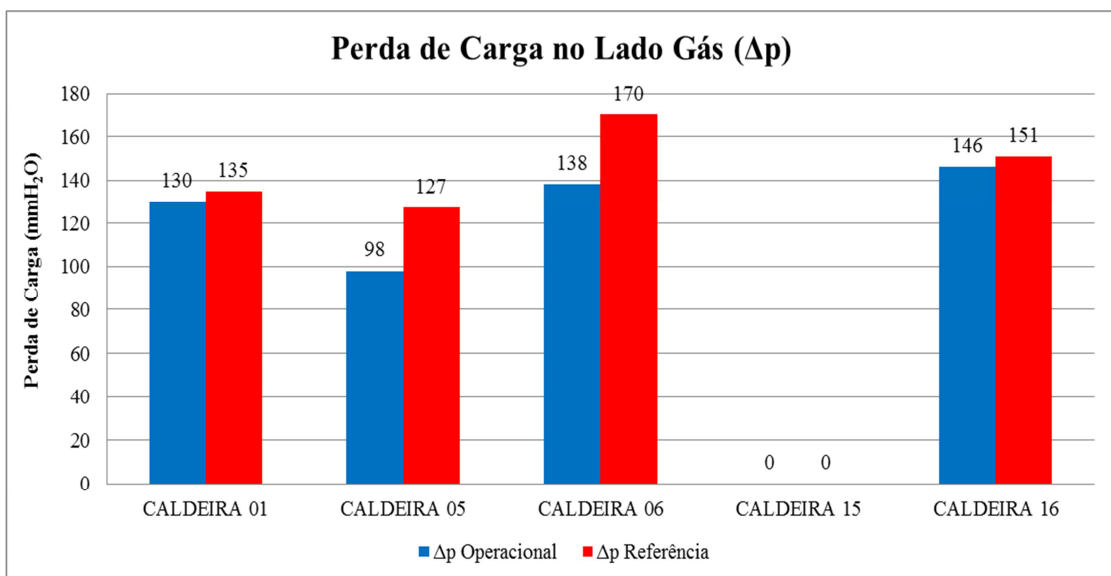


Figura 6. 16 - Gráfico obtido a partir da função de diagnóstico Perda de Carga no Lado Gás.

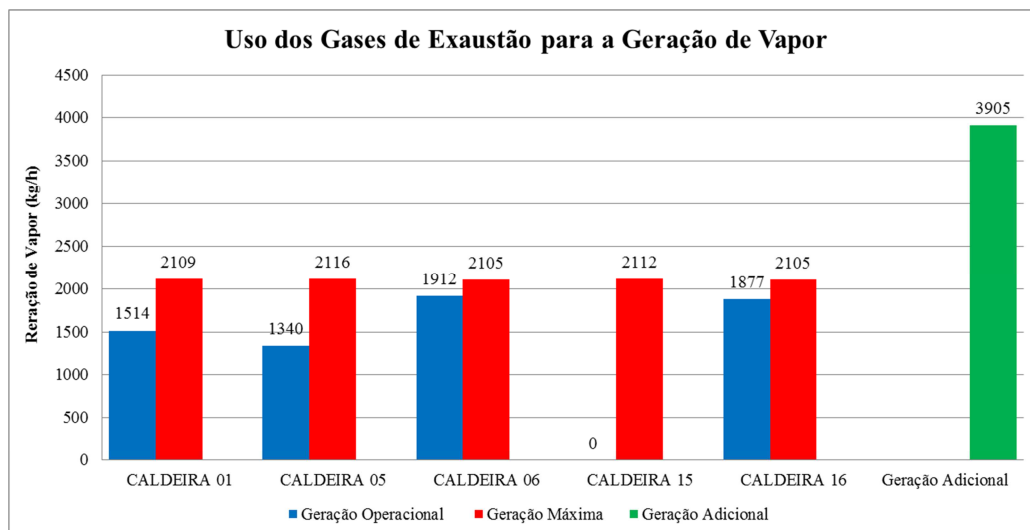


Figura 6. 17 - Gráfico obtido a partir da função de diagnóstico Uso dos Gases de Exaustão para Geração de Vapor.

Na Fig. (6.17), pode ser observado que mesmo com a caldeira da UG15 fora de operação existe a possibilidade de geração de vapor, visto que a referida unidade motogeradora estava funcionando e gerando gases quentes. De fato a caldeira da UG15 não estava gerando vapor, pois o damper da mesma estava totalmente fechado desviando todo o fluxo de gases diretamente para chaminé.

Os índices de desempenho das caldeiras comentados acima sugerem um acompanhamento de sua evolução ao longo do tempo, o que pode ser feito com a utilização da função de diagnóstico de análise de tendência. Contudo, considerando que os dados da caldeira são coletados manualmente, em instrumentação de campo, essa tarefa não é fácil de ser realizada.

Um aspecto relevante na análise dos índices de diagnóstico das caldeiras está relacionado aos valores de referência usados. Esses valores foram definidos com base no teste de desempenho somente na caldeira da UG16. Neste teste as únicas variáveis controladas foram potência elétrica setada e posição do damper que direciona o fluxo de gases de exaustão para a caldeira. A partir desses resultados foram ajustadas as curvas (equações) dos índices de desempenho tomados como referência para todas as caldeiras.

6.2 RESULTADOS DO PROGNÓSTICO

A análise dos resultados de prognóstico é bem direta. Neste estudo de caso não é possível realizar o processo de prognóstico avaliando o ganho na usina promovido pela eliminação individual de cada anomalia existente. Na verdade, o ganho é calculado considerando a

eliminação de todas as anomalias que as unidades motogeradoras possam apresentar. Alternativamente, para tornar a análise dos resultados mais próxima de um entendimento operacional, o ganho na planta também é calculado tomando-se como base para análise a unidade motogeradoras que apresente o melhor desempenho operacional.

O primeiro resultado de prognóstico apresentado é a economia de combustível operacional (kg/h) que pode ser obtida na planta caso todas as unidades motogeradoras estivessem operando na carga nominal mantendo o seu desempenho operacional. São utilizadas três bases de comparação: a unidade motogeradora de melhor desempenho operacional, a condição de referência definida pelo teste de desempenho e dados do fabricante. A unidade motogeradora de melhor desempenho é aquela que apresenta o menor consumo específico de combustível projetado para 100% de carga, que conforme mostrado na Tab. (6.3) é a UG02. A Fig. (6.18) mostra os resultados obtidos para a economia de combustível em cada uma das unidades motogeradoras. Na sequência a Tab. (6.6) mostra os resultados integralizados de modo a expor o ganho total na planta

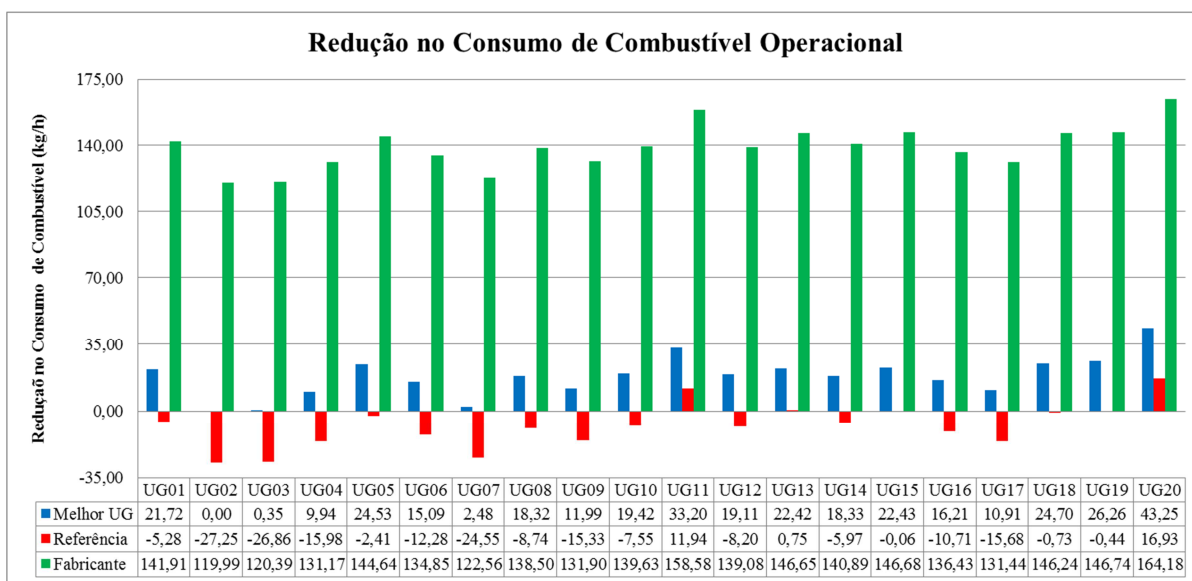


Figura 6. 18 - Gráfico obtido a partir da função de prognóstico Redução no Consumo de Combustível Operacional.

Tabela 6. 6 - Ganho total na planta em termos de economia no consumo de combustível.

Base de Comparação	Redução no Consumo de Combustível Operacional (kg/h)
Melhor UG	363,07
Referência	-158,32
Fabricante	2767,26

O segundo resultado de prognóstico é a redução do consumo específico de combustível operacional elétrico (g/kWh) que pode ser obtido na planta caso todas as unidades motogeradoras estivessem operando na carga nominal e com o desempenho operacional da melhor unidade motogeradora. São utilizadas as mesmas bases de comparação usadas na primeira análise de prognóstico. A Fig. (6.19) mostra os resultados obtidos para a redução do consumo específico de combustível em cada uma das unidades motogeradoras. Na sequência a Tab. (6.7) mostra os resultados integralizados de modo a expor o ganho total na planta.

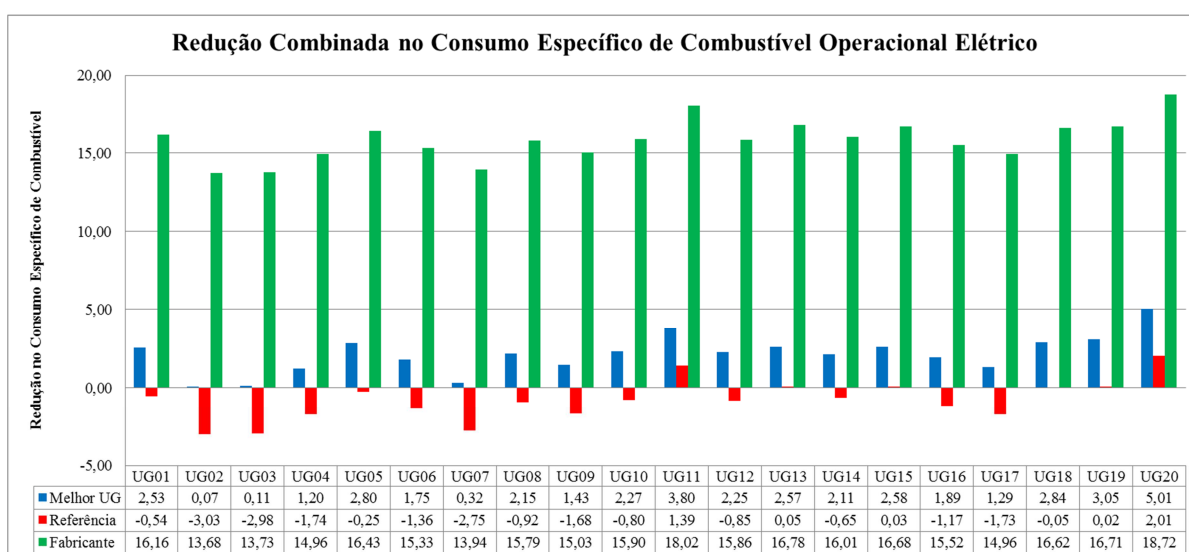


Figura 6. 19 - Gráfico obtido a partir da função de prognóstico Redução Combinada no Consumo Específico de Combustível Operacional Elétrico.

Tabela 6. 7 - Ganho total na planta em termos da redução combinada no consumo específico de combustível operacional elétrico.

Base de Comparação	Redução Combinada no Consumo Específico de Combustível Operacional Elétrico (g/kWh)
Melhor UG	2,20
Referência	-0,76
Fabricante	15,84

Os resultados negativos para a economia de combustível e na redução do consumo específico de combustível operacional elétrico quando comparados à referência, conforme pode ser visto nas figuras e tabelas anteriores, merecem ser comentados. Assim como em relação aos valores

consideravelmente altos quando a comparação dos resultados é feita com base nos dados do fabricante.

A questão da obtenção de resultados negativos é uma particularidade da base de comparação com a condição de referência. No capítulo 4 a obtenção do estado de referência foi detalhadamente apresentada, contudo alguns pontos aqui serão retomados de modo a propiciar o entendimento destes resultados de prognóstico, são eles:

- O estado de referência utilizado neste estudo de caso foi obtido com base em um teste de desempenho realizado sem o controle das condições ambientais, o único parâmetro controlado foi a potência elétrica setada;
- O teste de desempenho foi realizado em uma única unidade motogeradora, a UG08, independentemente da condição operacional da mesma. Tal unidade motogeradora foi escolhida seguindo uma restrição de parada operacional da central termelétrica;
- O teste de desempenho foi feito em uma unidade motogeradora, aproveitando a sua parada para uma manutenção de 4000 horas de funcionamento. Isso permite inferir que o desempenho desta unidade motogeradora é passível de ter sofrido degradações inerentes ao próprio processo operacional decorrente do seu tempo de operação;
- Apesar do teste de desempenho ter sido realizado em uma única máquina, os índices de desempenho levantados na definição do estado de referência foram utilizados como base de comparação para todas as 20 unidades motogeradoras.

Retornando para a interpretação dos resultados negativos, os mesmo significam que está havendo o seguinte: As unidades motogeradora estão operando com um desempenho melhor que o desempenho obtido para a condição de referência. Diante dos pontos levantados anteriormente a respeito da definição do estado de referência, a constatação de que existem unidades motogeradoras com desempenho melhor que o de referência é perfeitamente possível e até mesmo desejável. A condição de referência definida neste trabalho apresenta essa peculiaridade.

Todas as unidades motogeradoras que integram a central termelétrica passaram pela manutenção de 4000 horas, um dos objetivos deste procedimento de manutenção é recuperar o desempenho das máquinas. Evidentemente que tal desempenho jamais retornará ao patamar do motor novo, porém os planos de manutenção executados corretamente garantem uma operação com um patamar de eficiência mínima durante a vida útil dos motores. Se o

desempenho dos motores, sob o ponto de vista de consumo de combustível, está em um patamar acima da referência, abre-se margem para suspeitar que os procedimentos de manutenção não estão atingindo o seu objetivo.

Também por meio das Figs. (6.18) e (6.19) nota-se que as UGs 11, 13, 15, 18, 19 e 20 estão com um desempenho pior do que aquele obtido para a condição de referência. As demais unidades motogeradoras apresentam um desempenho melhor em relação à referência, contudo em um patamar muito próximo deste aos valores de referência. É necessário compreender o que ocorreu na usina no período compreendido entre o teste de desempenho e a coleta dos dados utilizados para realizar este estudo de caso (período entre 13/06/2013 e 12/02/2014). O objetivo dessa avaliação é encontrar algum motivo que possa levar a degradação de desempenho das unidades motogeradoras. A própria operação em si colabora para a degradação do desempenho, mas é necessário se certificar se as intervenções operacionais realizadas nos motores estão sendo eficazes para minimizar a queda de eficiência.

Em resumo, a central termelétrica analisada na data de 12/02/2014 apresenta um desempenho ligeiramente melhor do que aquele identificado no dia 13/06/2013. Entretanto as possíveis melhorias operacionais obtidas pela parada para manutenção de 4000 horas já estão praticamente sendo vencidas pela degradação de desempenho decorrente da operação da central termelétrica no período citado. A questão de interesse é identificar se essa perda de desempenho é normal (por exemplo, já está chegando a hora de uma nova parada para manutenção) ou se está havendo um fator operacional extra que contribui para a perda de desempenho.

Quanto ao ponto abordado em relação ao valor relativamente alto de economia no consumo de combustível e redução no consumo específico de combustível em relação aos dados do fabricante, não há meios de para se chegar a uma conclusão definitiva sobre este questionamento. As informações disponibilizadas pela gerência operacional da central termelétrica não são suficientes para se chegar a um parecer exato. A obtenção de um novo conjunto de informações junto ao fabricante, o mais completo possível, é de grande valia para a execução desta análise.

Uma forma de visualizar a como os resultados dos índices de prognóstico apresentam valores muito altos em relação aos dados do fabricante pode ser feita analisando a Tab. (6.4). A economia no consumo de combustível em relação aos dados do fabricante é de 2767,26 kg/h,

com tal economia seria possível manter em operação, a plena carga, uma nova unidade motogeradora na central termelétrica. Esse valor de economia de combustível também representa 13,12% do consumo total de combustível na planta no período em que foi realizado este estudo de caso.

Apenas algumas observações sobre quais são os possíveis motivos que podem levar a esta discrepância entre os resultados operacionais e os dados do fabricante são feitas a seguir:

1. Somente o regime de operação das unidades motogeradoras fez com que a degradação do desempenho fosse tão alta assim?
2. Todos os procedimentos de manutenção indicados pelo fabricante foram feitos corretamente?

No caso da observação relativa aos procedimentos de manutenção, há de se considerar que a correta realização dos mesmos é uma exigência básica para que o fabricante possa atender aos termos de garantia de seus equipamentos. Portanto, não há muita lógica em imaginar que algum procedimento de manutenção exigido pelo fabricante não tenha sido realizado, sob a pena de se perder a garantia das máquinas. O que ainda pode ser alvo de algum questionamento é qualidade com a qual foi feito um determinado procedimento de manutenção, porém essa avaliação está fora do escopo proposto neste estudo de caso.

Cabe então uma análise mais incisiva sobre a degradação de desempenho das unidades motogeradoras decorrentes do próprio tempo de operação. Algum motivo está levando a perda de desempenho acentuada das unidades motogeradoras. O sistema de monitoração e diagnóstico de desempenho desenvolvido não tem potencial para identificar o que está levando e esta degradação de desempenho com base apenas em uma análise pontual de um único lote de dados. A ferramenta de diagnóstico possibilita a identificação de problemas na central termelétrica em um caráter generalista, que se acompanhado de alguma análise mais particularizada, com o uso de uma documentação técnica apropriada, permite avançar de um ambiente macro para uma direção mais específica de avaliação.

Neste ponto reforça-se a importância da função de análise de tendência, desenvolvida neste trabalho, para analisar todos os índices de diagnóstico e prognóstico. Essa função permite acompanhar o comportamento histórico de um determinado índice, de modo que se torna possível identificar em que momento/período começa-se a observar um comportamento fora do esperado para uma unidade motogeradora. Essa identificação pode indicar ao analista que

se torna necessária alguma intervenção em determinada máquina, a fim de recuperar o seu desempenho operacional.

Uma forma alternativa de comparar os resultados é feita utilizando-se uma base de comparação definida em relação à unidade motogeradora de melhor desempenho operacional. Esta base de comparação não está formalizada com base nas bibliografias científicas a respeito diagnóstico termodinâmico. Apesar disso, a obtenção dos resultados de prognóstico com base na unidade motogeradora de melhor desempenho apresenta uma grande vantagem para o operador do sistema, que é a possibilidade de visualizar resultados extremamente próximos da condição operacional da planta. Essa comparação é interessante tendo em vista que ela permitirá investigar porque unidades motogeradoras que são, em tese, “gêmeas” estão apresentando desempenhos diferentes, ainda que estejam operando sobre as mesmas condições ambientais e os mesmos regimes de manutenção.

Por fim, o último índice de desempenho proposto para avaliação dos resultados de prognóstico está relacionado ao quanto de energia a central termelétrica está deixando de produzir em virtude das unidades motogeradoras estarem definidas em uma potência elétrica máxima de 8730 kW, independentemente das condições ambientais. A Fig. (6.20) apresenta o resultado descrito anteriormente bem como o desvio de potência para cada uma das 20 unidades motogeradoras. Na sequência a Tab. (6.8) apresenta os resultados integralizados mostrando qual seria o ganho total na planta.

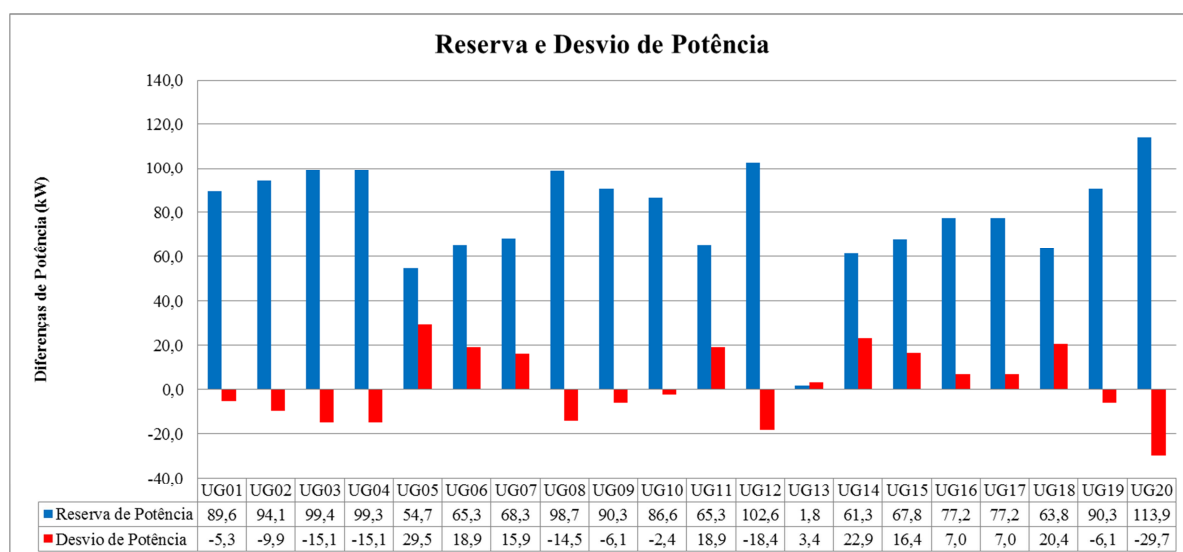


Figura 6. 20 - Gráfico obtido a partir da função de prognóstico Reserva e Desvio de Potência.

Tabela 6. 8 - Ganho total na planta calculado pela função de prognóstico Reserva e Desvio de Potência.

Parâmetro	Total (kW)
Reserva de Potência	1435,6
Desvio de Potência	37,7

Da análise da Fig. (6.20) destaca-se que o resultado apresentado pela UG13 está discrepante devido ao fato do sensor de pressão localizado no coletor de ar do motor efetuar uma leitura de 0 bar. Como esta leitura é utilizada nos cálculos deste índice de prognóstico o erro do instrumento é transmitido para o resultado final.

No caso deste último índice de prognóstico, a sua grande utilidade está relacionada à possibilidade de despertar na gerência operacional da central termelétrica uma questionamento no sentido de compreender melhor o porquê da limitação da potência elétrica em 8730 kW e não em função das condições ambientais e configurações operacionais. A síntese dos resultados mostra que se houvesse um controle mais dinâmico do set point de geração elétrica de cada unidade motogeradora, em função das condições ambientes e operacionais, 1435,6 kW de potência poderiam ter sido gerados a mais apenas no período horário que foi analisado neste estudo de caso.

Capítulo 7

COMENTÁRIOS FINAIS E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Este capítulo engloba os comentários finais que fazem o fechamento do trabalho, tais comentários estão relacionados a alguns pontos bem específicos que demandaram um esforço muito além daquele que havia sido previsto inicialmente. Os comentários finais também contemplam aspectos relacionados à definição da condição de referência, visto a grande importância que esta atividade ganhou dentro do desenvolvimento do trabalho. Alguns comentários relacionados aos resultados obtidos por meio do sistema de diagnóstico e monitoração de desempenho que foi desenvolvido finalizam o conjunto de comentários finais feitos neste capítulo.

Por sua vez as sugestões para trabalhos futuros se baseiam em propostas que visam melhorar a qualidade das informações técnicas disponibilizadas para a realização deste trabalho. As sugestões para trabalhos futuros estão basicamente relacionadas à obtenção de um conjunto de dados mais completos e precisos visando à definição do estado de referência. Também é feita uma proposta de trabalho futuro que vise realizar a modelagem das funções de diagnóstico e prognóstico em algum software diferente do MS Excel.

7.1 COMENTÁRIOS FINAIS

O objetivo proposto neste trabalho, que é o desenvolvimento de um sistema de informação para monitoramento e diagnóstico de desempenho termodinâmico de uma central termelétrica com motores de combustão interna, foi totalmente atingido. A sistemática de funcionamento do processo de diagnóstico e prognóstico se baseia na inserção de uma massa de dados no banco de dados do sistema, da escolha do período em que se deseja realizar determinada análise, do acionamento da modelagem matemática para o cálculo de todos os índices de diagnóstico e prognóstico e da visualização dos resultados obtidos para central termelétrica. Todos os resultados visualizados no sistema desenvolvido podem ser exportados no formato de relatórios em arquivos .pdf ou em arquivo de texto no formato .csv. A informatização desse sistema foi realizada por meio da prestação de serviço de uma *software house*.

O projeto de pesquisa que originou esta dissertação de mestrado foi muito ousado ao definir um objetivo abrangente e complexo sem ter a ciência real da quantidade e qualidade das

informações técnicas que seriam disponibilizadas para que todos os objetivos fossem alcançados. O sistema foi concebido de modo prático e isso é uma conquista do esforço despendido ao longo do tempo de trabalho, as adversidades existiram, mas foram propostos mecanismos para contornadas. A realização de algumas considerações e simplificações necessárias para o desenvolvimento do sistema de informação não reduz o mérito do trabalho desenvolvido.

Imaginava-se que a condição de referência seria obtida na documentação técnica da central termelétrica e não por meio da realização de testes de desempenho. Em virtude das restrições enfrentadas para a definição da condição de referência, essa atividade tomou grau de importância extremamente alto durante o desenvolvimento do trabalho. Com isso a metodologia que foi utilizada para se definir a condição de referência passou a ser uma das contribuições deixadas por este trabalho.

Ainda relacionado à condição de referência, pode-se dizer que a mesma não representa a referência ideal, visto que ela foi definida como sendo a mesma para as 20 unidades motogeradoras, apesar de ter sido obtida com base no teste de desempenho de uma única unidade motogeradora. O fato do teste ser realizado em uma unidade geradora que seria submetida a uma parada para manutenção de 4000h de operação, faz com que a condição de referência seja na verdade um limite superior para o principal índice de desempenho levantado na planta, o consumo específico de combustível.

Para o modelo de referência estabelecido neste trabalho quanto mais distante, para menos, os resultados desse índice estiverem do valor de referência, significa que o desempenho operacional é melhor que o desempenho da unidade motogeradora que originou a condição de referência. Por sua vez, o consumo específico declarado pelo fabricante funciona como um limite mínimo para o mesmo índice de desempenho.

Uma importante iniciativa que foi tomada neste trabalho é a possibilidade de se analisar os resultados de diagnóstico e prognóstico utilizando como base de comparação a unidade motogeradora com melhor desempenho operacional. Esta comparação trás os resultados obtidos para uma determinada análise muito próximos do dia a dia operacional da planta. Essa base de comparação minimiza o efeito das considerações e simplificações adotadas durante a definição do estado de referência e também não representa uma análise de natureza teórica

como aquela que é feita ao se comparar os resultados com os valores informados pelo fabricante.

Ainda falando de iniciativas que permitem obter resultados práticos, destaca-se também a criação da função de Análise de Parâmetros. Esta função permite visualizar em um mesmo relatório o comportamento, em termos físicos, de um determinado parâmetro para todas as unidades motogeradoras. Deste modo é possível identificar rapidamente qualquer erro relacionado à instrumentação das unidades motogeradoras. Outra aplicação de grande importância desta função de diagnóstico é permitir uma análise comparativa de diversos parâmetros de uma unidade motogeradora qualquer com a de melhor desempenho da planta. Com isso a análise dos resultados pode ser direcionada em cima daqueles parâmetros que apresentem as maiores discrepâncias.

Em se tratando dos resultados práticos fornecidos por meio da modelagem matemática desenvolvida para o cálculo de índices de diagnóstico, destacam-se as informações referentes à estimativa das eficiências isentrópicas das turbinas e dos compressores. Esse tipo de informação é fundamental para o acompanhamento do desempenho global das unidades motogeradoras. Estes índices de eficiência, apesar de serem de alta importância, até então não eram monitorados pela gerência operacional de central termelétrica.

Além dos índices que não são monitorados pelo sistema supervisor da usina, a modelagem matemática desenvolvida também permite estimar parâmetros que até então não eram de conhecimento da gerência operacional. Este é o caso do coeficiente global de transferência de calor e do uso dos gases de exaustão para a geração de vapor, ambos correlacionados à análise das caldeiras de recuperação de calor. Apesar de hoje não haver instrumentação instalada em todas as caldeiras, o sistema já está preparado para realizar estes cálculos quando estes equipamentos estiverem devidamente instrumentados. Uma análise importante e que tornaria a modelagem ainda mais robusta seria a análise dos gases de exaustão.

A contribuição acadêmica deixada por este trabalho engloba a metodologia que foi proposta para se definir a condição de referência para a central termelétrica, a modelagem matemática desenvolvida para calcular os índices de desempenho e a forma alternativa que foi proposta para se analisar os resultados de diagnóstico e prognóstico, que é a comparação dos resultados de uma unidade motogeradora qualquer com aquela que apresenta o melhor desempenho

operacional. Porém, o cálculo por si só destes índices não representa nada se os resultados não forem analisados e interpretados com o devido rigor técnico exigido do analista.

7.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Este trabalho não se encerra por aqui, muito pelo contrário, ele marca o início de atividades no respeito à concepção de um sistema de diagnóstico e monitoramento de desempenho em centrais termelétricas com motores de combustão interna. Portanto algumas contribuições adicionais podem e devem ser feitas para tonar o sistema inicialmente concebido mais robusto para os fins de sua aplicação.

A principal sugestão de trabalhos futuros consiste em atualizar a modelagem do cálculo dos indicadores de desempenho de referência e/ou informados pelo fabricante, conforme seja obtido um conjunto de dados operacionais mais completos e fidedignos à operação da central termelétrica.

Uma análise fundamental para a central termelétrica que é capaz de fornecer dados de extrema importância e, além disso, que possibilita a definição de novos índices de desempenho para o sistema de monitoramento e diagnóstico de desempenho é a análise do processo de combustão por meio do monitoramento e análise dos gases de exaustão. A principal conversão energética que ocorre na central termelétrica é a conversão da energia química liberada pela queima do combustível em potência mecânica no eixo do motor.

Apesar do processo de conversão da energia química em potência de eixo ser o mais importante da usina, não existe nenhum mecanismo de análise contínua dos gases de exaustão. Nesse sentido, não há muita nenhuma sensibilidade para realizar avaliações conclusivas a respeito da qualidade do processo de combustão que ocorre nos cilindros dos motores. Não é possível avaliar se está ocorrendo a queima completa do combustível ou se está presente, no processo de combustão, alguma anomalia que se reflita em um processo de queima incompleta do combustível. Não é possível avaliar se o excesso de ar utilizado na combustão é aquele que otimiza a relação ar/combustível.

Para o sistema de monitoração e diagnóstico de desempenho a composição dos gases de exaustão e a determinação do excesso de ar seriam informações extremamente valiosas, pois assim não seria necessário utilizar uma composição fixa para os gases nos diversas funções de diagnóstico que foram criadas e fazem o uso dessa informação.

Finalizando as possibilidades de obtenção de um conjunto mais completo de dados para a atualização da modelagem de cálculos dos diversos índices de diagnóstico, tem-se mais três sugestões que são:

1. Solicitar junto ao fabricante das unidades motogeradoras o mapa de desempenho completo das máquinas, incluindo não apenas o consumo específico de combustível, mas também as temperaturas, pressões e vazões em todos os pontos do circuito de combustível, ar, gases de exaustão, água e vapor de processo para os diversos patamares de carga operacional;
2. Proceder a instrumentação completa (de modo que se possibilite a obtenção dos dados no sistema supervisório da usina) de uma unidade motogeradora e de uma caldeira de recuperação calor a fim de se realizar um novo teste de desempenho operacional, também faz parte dessa instrumentação a instalação de medidores de vazão em alguns pontos específicos do circuito de água de resfriamento. Com toda a instrumentação devidamente instalada, é possível levantar as curvas de desempenho do motor e dos componentes que integram os diversos subsistemas energéticos coexistentes em uma unidade motogeradora.
3. Na impossibilidade de se realizar a instrumentação completa de uma unidade motogeradora, o ideal é realizar um teste de desempenho, com a instrumentação disponível, em cada uma das 20 unidades motogeradoras. Foi observado nos resultados do estudo de caso que as unidades motogeradoras apresentam comportamentos distintos e utilizar somente o teste de desempenho da UG08 como referência para todas as outras unidades motogeradoras pode não ser a melhor comparação para fins de análise comparativa.

Outra sugestão para trabalhos futuros está relacionada à implementação das funções que calculam os índices de diagnóstico e prognóstico utilizando um *software* diferente do MS Excel. A ideia com a implementação do sistema em uma nova plataforma é aumentar a performance do sistema na análise dos resultados, ou seja, reduzir o tempo de processamento dos dados, e conseqüentemente dos cálculos dos diversos índices de desempenho, principalmente quando se tratar de uma grande massa de dados em análise.

Aproveitando o gancho da implementação das funções de diagnóstico e prognóstico em outra plataforma de desenvolvimento, também se propõe interligar este novo modelo computacional ao sistema de controle da central termelétrica, em outras palavras, coloca-se como sugestão

para trabalhos futuros o desenvolvimento de um sistema de informação online. O que permitirá ao usuário acompanhar os índices de desempenho das unidades motogeradoras em tempo real.

A última sugestão para trabalhos futuros está relacionada ao desenvolvimento de um módulo de reconciliação de dados e detecção de erros grosseiros para o tratamento dos dados brutos obtidos no sistema supervisorio da usina. O módulo de reconciliação tem o papel de garantir a consistência destes dados por meio da utilização de redundâncias das variáveis medidas e de um modelo estatístico das medições. Com isso um sistema de informação mais robusto será construído, e permitirá analisar os resultados sem a preocupação de obtenção valores discrepantes, como aqueles que ocorrem para alguns índices de desempenho da UG13 e UG12, em função da instrumentação apresentar erros grosseiros.

Referências Bibliográficas

- AALBORG INDUSTRIES (2009). *Sistema de Recuperação de Calor da Wärtsilä Finland OY - Operação e Manutenção*. Livros 1/4 e 2/4. Rauma, Finlândia.
- ARRANZ, A.; CRUZ, A.; SANZ-BOBI, M.A.; RUÍZ, P.; COUTINHO, J. (2008). *DADICC: Intelligent system for anomaly detection in a combined cycle gas turbine plant*. Expert Systems with Applications, vol 34, pp 2267 - 2277.
- ARRIETA, F. R. P. (2006). *Simulação do Esquema térmico de centrais termelétricas para estudos paramétricos, monitoração e Diagnóstico preliminar do desempenho*. Tese de doutorado, IEM, UNIFEI, pp. 242.
- ASME PTC PM (2010). *Performance monitoring guidelines for steam power plants. Performance Test Codes*. American Society of Mechanical Engineers. New York. 2010.
- BARELLI, L.; BIDINI, G.; BONUCCI, F. (2009a). *Development of the regulation mapping of 1 MW internal combustion engine for diagnostic scopes*. Applied Energy, n. 86, pp 1087 - 1104.
- BARELLI, L.; BIDINI, G.; BONUCCI, F. (2009a). *Diagnosis methodology for the turbocharger groups installed on a 1 MW internal combustion engine*. Applied Energy, n. 86, pp 2721 - 2730.
- BARELLI, L.; BARLUZZI, E.; BIDINI, G. (2011). *Modeling of a 1 MW cogenerative internal combustion engine for diagnostic scopes*. Applied Energy, n. 88, pp 2702 - 2712.
- BARELLI, L.; BIDINI, G.; BONUCCI, F. (2013). *Diagnosis of a turbocharging system of 1 MW internal combustion engine*. Energy Conversion and Management, n. 68, pp 28 - 39.
- CAFARO, S.; NAPOLI, L.; TRAVERSO, A.; MASSARDO, A.F. (2010). *Monitoring of the thermoeconomic performance in an actual combined cycle power plant bottoming cycle*. Energy, n. 35, pp 902 - 910.
- CELIK, M. B.; BAYIR, R. (2007). *Fault detection in internal combustion engines using fuzzy logic*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D – Journal of Automobile Engineering, 221(D5), 579–587.
- CHÁVEZ, V.; ZALETA, A.; VERDA, V.; LEDESMA, E.; PACHECO, I.; RANGEL, V.; GARCIA, O. (2006). *SIX SIGMA methodology applied to the thermoeconomic diagnosis of a power plant*. ECOS. Department of Mechanical Engineering, University of Guanajuato, Mexico. Department of Energy Engineering, Politecnico di Torino, Italy. pp 775-782.
- CORREAS, L. (2004). *On the Thermoeconomic Approach to the Diagnosis of Energy System Malfunctions*. Int. J. Thermodynamics. Vol.7, n. 2, pp 85-94.
- COX, E. (1994). *The Fuzzy Systems Handbook: a practitioner's guide to building, using, and maintaining fuzzy systems*. Academic Press Limited. ISBN 0-12-194270-8.

DENÈVE, S.; DUHAMEL, J.; POUGET, A. (2007). *Optimal Sensorimotor Integration in Recurrent Cortical Networks: A Neural Implementation of Kalman Filters*. The Journal of Neuroscience, Vol. 27(21), pp. 5744–5756.

FAST, M.; PALMÈ, T. (2010). *Application of artificial neural networks to the condition monitoring and diagnosis of a combined heat and power plant*. Energy, n. 35, pp 1114 - 1120.

FINCOIL®, (2008). *Radiator Design Data Sheet For W20V32 Engine*.

GAY, R. R.; PALMER, C. A.; ERBES, M. R. (2004), *Power Plant Performance Monitoring*, RSquared Publishing.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION - ISO. ISO 15550 Internal combustion engines – Determination and method for the measurement of engine power – General requirements. 5ª edição. Suíça, 2002.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION - ISO. ISO 3046-1 *Reciprocating internal combustion engines – Performance – Part 1: Declarations of power, fuel and lubricating oil consumptions, and test methods – Additional requirements for engines for general use*. 5ª edição, Suíça, 2002.

LAZZARETTO, A.; TOFFOLO, A.; REINI, M.; TACCANI, R.; ZALETÀ, A.; RANGEL, V.; VERDA, V. (2006). *Four approaches compared on the TADEUS (Thermoeconomic approach to the diagnosis of energy utility systems) test case*. Energy, n. 31. pp 1586-1613.

LAZZARETTO, A.; TOFFOLO, A. (2006). *A critical review of the thermoeconomic diagnosis methodologies for the location of the causes of malfunctions in energy systems*. J Energy Resource Technology 128(4). pp 335–342.

BRASIL LEI nº 9.991, de 24 de julho de 2000. Casa Civil. Subchefia de Assuntos Jurídicos. Disponível em: < http://www.planalto.gov.br/ccivil_03/leis/19991.htm>. Acesso em: 01 de outubro de 2014, às 14:00h.

LORA, E.E.S.; NASCIMENTO, M.A.R. do. (2004a). *Geração Termelétrica: Planejamento, Projeto e Operação*. Volume 1, pp. 631. Rio de Janeiro. Editora Interciência. ISBN 85-7193-105-4.

LORA, E.E.S.; NASCIMENTO, M.A.R. do. (2004b). *Geração Termelétrica: Planejamento, Projeto e Operação*. Volume 2, pp. 634. Rio de Janeiro. Editora Interciência. ISBN 85-7193-105-4.

MENDES, T. (2012). *Diagnóstico Termodinâmico Aplicado a um Sistema de Refrigeração por Compressão de Vapor*. Dissertação de Mestrado, IEM, UNIFEI, pp 204.

MILLER, J.S.; STAKENBORGH, B.; TSAI, R.W. (2012). *Improving Nuclear Power Plant's Operational Efficiencies in the USA*. In ASME 2012 Power Conference - 20th International Conference on Nuclear Engineering. July 30 - August 3, Anaheim, California, USA. Proceedings of ASME 2012 Power Conference, ICONE20-POWER2012-54027.

MORGAN, M.L. (2012). *A Method for Incorporating Thermal Performance Characterization Tools with Real-Time and Historic Plant Data*. In ASME 2012 Power Conference - 20th International Conference on Nuclear Engineering. July 30 - August 3, Anaheim, California, USA. Proceedings of ASME 2012 Power Conference, ICONE20-POWER2012-54189.

- OGAJI, S.O.T.; MARINAI, L.; SAMPATH, S.; SINGH, R.; PROBER, S.D. (2005). *Gas-turbine fault diagnostics: a fuzzy-logic approach*. Applied Energy, n. 82, pp 81-89.
- OGAJI, S.O.T.; SAMPATH, S.; MARINAI, L.; SINGH, R.; PROBERT, S.D. (2005b). *Evolution strategy for gas-turbine fault-diagnoses*. Applied Energy, n.81, pp 222-230.
- OLIVARES, A.; ZALETA, A.; HERNADÉZ, V.; FLORES, J.M.B. (2012). *Exergoeconomic Diagnosis: a Thermocharacterization Method by Irreversibility Analysis*. In ECOS 2012 - 25th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, 2012, Perugia, Italy. Proceedings of ECOS 2012.
- OROZCO, D.J.R. (2013). *Desenvolvimento de um Modelo Computacional para Monitoração e Diagnóstico de Centrais Termelétricas de Ciclo Combinado Utilizando o Método Termoeconômico*. Dissertação de Mestrado, IEM, UNIFEI, pp 247.
- IBARRA, J.J.P.; (2011). *Metodologías de diagnóstico termoeconómico de sistemas energéticos (diagnostico de plantas de potencia)*. LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH&Co, Editorial Académica Española. ISBN: 978-3-8465-6157-7.
- IBARRA, J.J.P.; HERNANDÉZ, V.H.R.; ZALETA, A.; VALERO, A. (2010). *Hybrid Fuel Impact Reconciliation Method: An integral tool for thermoeconomic diagnosis*. Energy, n. 35, pp 2079-2087.
- PAULINO, T.F. (2012). *Avaliação de Diagnóstico da Performance Térmica em Turbinas a Gás*. Dissertação de Mestrado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PUC-MG, pp 132.
- BRASIL PORTARIA ANP nº 80, de 30 de abril de 1999. DOU 05 de maio de 1999. Disponível em: < http://www.sindtrr.com.br/download/arq_184.pdf>. Acesso em: 01 de outubro de 2014, às 14:10h.
- RAJ, K.S. (2012). *Developing a Thermal Performance Monitoring System Specification on for a Nuclear Power Plant – a Case Study*. In ASME 2012 Power Conference - 20th International Conference on Nuclear Engineering. July 30 - August 3, Anaheim, California, USA. Proceedings of ASME 2012 Power Conference, ICONE20-POWER2012-54352.
- REINI, M.; TACCANI, R. (2004). *On the thermoeconomic approach to the diagnosis of energy system malfunctions – The role of the fuel impact formula*. Int. J. Thermodynamics, Vol.7, n. 2, pp 61-72.
- ROYO, J.; VALERO, A.; ZALETA, A. (1997). *The dissipation temperature: a tool for the analysis of malfunctions in thermomechanical systems*. Department of Mechanical Engineering, University of Zaragoza, Maria de Luna, Zaragoza Spain. Energy Convers. Vol. 38, n. 15-17, pp 1557-1566.
- SAKATE, M.; DALTRO, A.L. (2013). *As Térmicas a Todo Vapor*. Revista VEJA, edição 2305, pp. 58-61. Editora Abril.
- SAMPATH, S.; OGAI, S.; SINGH, R.; PROBER, D. (2002). *Engine-fault diagnostics: an optimisation procedure*. Applied Energy, n.73, p. 47-70.
- SANTALÓ, J. M. G., LOPEZ M., DIAZ, G. (2007). *Diagnosis of the operation of power plants*. ECOS. Instituto de Investigaciones Electricas, Mechanical System Division, Cuernavaca, Morelos, México.

SENA, C.J. (2011). *Relatório do Ensaio de Desempenho*. pp 155. Viana, ES.

SILVA, J.A.M. (2009). *Sistema de Informação para a Monitoração e Diagnóstico de Desempenho de Unidades Termelétricas de Ciclo Combinado*. Dissertação de Mestrado. IEM, UNIFEI, pp 183.

SILVA, J.A.M.; VENTURINI, O.J; LORA, E.E.S; NASCIMENTO, M.A.R.; SANTO, J.J.C. (2009a). *Thermoeconomic Daignosis System Using Negetropy as an Exergy Component Flow*. In ECOS 2009 - 22nd International Conference on Efficiency, Cost, Optimization Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, 2009, Foz do Iguaçu, Paraná, Brazil. Proceeding of ECOS 2009.

SILVA, J.A.M.; VENTURINI, O.J; LORA, E.E.S; NASCIMENTO, M.A.R.; SANTO, J.J.C.; PINHO, A.F. (2009b). *Thermodynamic Diagnosis and Prognosis System of s Gas Turbine Combined Cycle*. In ECOS 2009 - 22nd International Conference on Efficiency, Cost, Optimization Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, 2009, Foz do Iguaçu, Paraná, Brazil. Proceeding of ECOS 2009.

SILVA, J.A.M.; VENTURINI, O.J; LORA, E.E.S; NASCIMENTO, M.A.R.; SANTO, J.J.C.; PINHO, A.F. (2009c). *Relevant Points for Thermodynamic Diagnosis Application Using The Reconciliation Method*. In ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea and Air. June 8-12, Orlando, Florida, USA. Proceedings of ASME Turbo Expo 2009, GT2009-59633.

SILVA, J.A.M.; VENTURINI, O.J; LORA, E.E.S; NASCIMENTO, M.A.R.; PINHO, A.F.; SANTO, J.J.C. (2011). *Thermodynamic information system for diagnosis and prognosis of power plant operation condition*. Energy, n. 36, pp 4072-4079.

TORRES, C.; VALERO, A.; SERRA, L.; ROYO, J. (2002). *Structural theory and thermoeconomic diagnosis Part I. On malfunction and dysfunction analysis*. Department of Mechanical Engineering, CIRCE, University of Zaragoza, CPS de Ingenieros, C/ Mariade Luna 3, 50015 Zaragoza, Spain. Energy. pp.1503-1518.

USÓN, S.; VALERO, A. (2011). *Thermoeconomic diagnosis for improving the operation of energy intensive systems: Comparison of methods*. Applied Energy. Vol. 88, pp. 699–711.

USÓN, S.; CORREAS. L.; VALERO, A. (2006). *Anamnesis for Improving Thermoeconomic Diagnosis. The Case of a 3x350 MW coal-fired Power Plant*. CIRCE – Centre of Research for Energy Resources and Consumptions, Maria de Luna St. Zaragoza, Spain.

USÓN, S.; VALERO, A.; CORREAS, L. (2009). *Quantitative causality analysis for the diagnosis of energy systems*. Int. J. Thermodynamics, Vol 12, n. 1, pp. 9–16. ISSN 1301-9724.

USÓN, S.; VALERO, A.; CORREAS, L.; VERDA, V. (2007). *Quantitative causality analysis for the diagnosis of energy system*. ECOS. CIRCE –Centre of Research of Energy Resources and Consumptions, University of Zaragoza, Zaragoza, Spain.

USÓN, S.; VALERO, A.; CORREAS, L. (2010). *Energy efficiency assessment and improvement in energy intensive systems through thermoeconomic diagnosis of the operation*. Applied Energy 87, n. 6, pp 1989–1995.

VALERO, A.; LOZANO, M.A.; BARTOLOMÉ, J.L (1996). *On-Line Monitoring of Power Plant Performance, Using Exergetic Cost Techniques*. Applied Thermal Engineering, Vol 16, n. 12 pp 933-948.

VALERO, A.; LERCH, F.; SERRA, L.; ROYO, J. (2002). *Structural theory and thermoeconomic diagnosis Part II. Application to an actual power plant*. Department of Mechanical Engineering, CIRCE, University of Zaragoza, CPS de Ingenieros, C/ Maria de Luna 3, 50015 Zaragoza, Spain. Energy. pp.1503-1518.

VALERO, A., CORREAS, L., ZALETA, A., LAZZARETO, A., VERDA, V., REINI, M., RANGEL, V., (2004a), *On the thermoeconomic approach to the diagnosis of energy system malfunctions Part 1: the TADEUS problem*. Energy. Vol. 29. 2004a. p. 1875-1887.

VALERO, A., CORREAS, L., ZALETA, A., LAZZARETO, A., VERDA, V., REINI, M., RANGEL, V. (2004b). *On the thermoeconomic approach to the diagnosis of energy system malfunctions Part 2: malfunction definition and assessment*. Energy. Vol. 29. 2004b. p. 1889-1907.

VENSON, G.G. (2007). *Desenvolvimento de um banco de Ensaios e da Metodologia Experimental para o levantamento das Características Operacionais de Turbocompressores Utilizando Gás Quente*. Dissertação de Mestrado. Escola de Engenharia da UFMG, pp 134.

VERDA, V. (2004). *Thermoeconomic Analysis and Diagnosis of Energy Utility Systems – From Diagnosis to Prognosis*. Int. J. Thermodynamics, Vol. 7, n. 2, pp. 73-83.

VERDA, V.; BACCINO, G. (2012). Thermoeconomic approach for the analysis of control system of energy plants. Energy, n. 41, pp 38-47.

VERDA, V.; VALERO, A. (2002). *Zooming Procedure for the Thermoeconomic Diagnosis of Highly Complex Energy Systems*. Int. J. Applied Thermodynamica, Vol. 5, n.02, pp 75-83. ISSN1301-9724.

VERDA, V.; VALERO, A.; SERRA, L.; RANGEL, V.; ZALETA, A.; LAZZARETO, A.; TOFFOLO, A.; REINI, M.; TACCANI, R.; DONATINI, F.; TRUCATO, E. (2003). *On the Thermoeconomic Approach the Diagnosis of Energy System Malfunctions: Part-3 Approaches to the Diagnosis problem*. ECOS 2003, Copenhagen, Denmark, June 30 – July 2. Proceedings of ECOS 2003.

VERDA, V. (2006). *Accuracy level in thermoeconomic diagnosis of energy systems*. Energy, n. 31, pp 3248-3260.

VERMA, R.; ROY, N.; GANGULI, R. (2006). *Gas turbine diagnostics using a soft computing approach*. Applied Mathematics and Computation. n.172, p. 1342-1363.

WÄRTSILÄ™ (2009a). *Protocolos de teste das Unidades Motogeradoras*.

WÄRTSILÄ™ (2009b). *Wärtsila 32 Power Plants Product Guide*. Bock's Office, Finland.

WU, J.D.; HUANG, C.K.; CHANG, Y.W.; SHIAO, Y.J. (2010). *Fault diagnosis for internal combustion engines using intake manifold pressure and artificial neural network*. Expert Systems with Applications, n. 37, pp 949-958.

ZALETA, A.; ROYO, A.; RANGEL, V.; REYES, E.; (2004a). *Thermo-characterization of power systems components: a tool to diagnose their malfuncions*. Department of mechanical engineering, university of Guanajuato, Mexico. CIRCE – Department of mechanical engineering, university of Zaragoza, Spain. Research Scientific Institute, University of Guanajuato, Mexico. *Energy*, n. 29, pp 361-377.

ZALETA, A.; MUÑOZ, G.; RANGEL, V.; VALERO, A. (2004b). *A reconciliation method based on a module simulator, an approach to the diagnosis of energy system malfuncions*. Department of mechanical engineering, university of Guanajuato, Mexico. CIRCE – Department of mechanical engineering, university of Zaragoza, Spain. *Int. J. Thermodynamics*. pp 51-60.

ZALETA, A.; CHAVEZ, J.P.; PACHECO, J.J; SANTOS, A.; CAMPOS, A.; GALLEGOS, A. (2007). *Concepts on dynamic reference state, acceptable performance tests, and the equalized reconciliation method as a strategy for a reliable on-line thermoeconomic monitoring and diagnosis*. *Energy*, n. 32, pp 499-507.

ZALETA, A.A.; DOMINGUÉZ, R.V.; OLIVARES, A.A.; RANGEL, V.H.; PACHECO, J.J.P.; GALLEGOS, A.M.; BELMAN, J.F. (2010). *Thermoeconomic Diagnosis Theory Based on Thermo-characterization*. Department of Mechanical Engineering, University of Guanajuato, Mexico. Superior Polytechnic Centre, University of Zaragoza, Spain. *Int. J. of Thermodynamics*. Vol. 13 (N° 4), pp 143-152.

Zhang, L., Xiong, G., Liu, H., Zou, H., Guo W. (2010). *Bearing Fault Diagnosis Using Multi-scale Entropy and Adaptive Neuro-fuzzy Inference*. *Expert Systems with Applications*, Vol.37, pp. 6077–6085.

Apêndice A - Parâmetros Termodinâmicos das Unidades Motogeradoras Obtidos no Sistema Supervisório da Central Termelétrica

Neste apêndice são apresentados os dados (média e desvio padrão) de todas as unidades motogeradoras que foram utilizados para gerar os resultados de diagnóstico e prognóstico obtidos no estudo de caso desenvolvido neste trabalho.

Tabela A. 1 - Parâmetros da UG01 obtidos no sistema supervisor da usina.

Parâmetros	UG01	
	Média	Desvio Padrão
Potência Elétrica Gerada (kW)	8724,65	21,44
Potência Elétrica Setada (kW)	8730,00	0,00
Potência Elétrica Máxima (kW)	8730,00	0,00
Temperatura do óleo lubrificante na saída do resfriador de óleo (°C) [TE 201]	62,29	0,16
Temperatura do óleo lubrificante na entrada do resfriador de óleo (°C) [TE202]	81,52	0,08
Pressão do óleo lubrificante (bar) [PT201]	4,80	0,00
Pressão da água de resfriamento no circuito de alta temperatura (°C) [PT40]	3,23	0,04
Temperatura da água de resfriamento na entrada do bloco do motor (°C) [TE 401]	84,75	0,13
Temperatura da água de resfriamento na saída do bloco do motor-A (°C) [TE 402]	91,98	0,09
Temperatura da água de resfriamento na saída do bloco do motor-B (°C) [TE 403]	91,71	0,08
Temperatura da água de resfriamento na saída do resfriador de ar de alta temperatura (°C) [TE 432]	79,18	0,18
Pressão da água de resfriamento no circuito de baixa temperatura (°C) [PT471]	2,83	0,05
Temperatura da água de resfriamento na entrada do resfriador de baixa temperatura (°C) [TE471]	45,22	0,48
Temperatura da água de resfriamento na saída do resfriador de óleo lubrificante (°C) [TE482]	58,84	0,36
Temperatura da água de resfriamento na saída do radiador (°C) [T120]	36,73	0,83
Temperatura da água de resfriamento na entrada do radiador (°C) [T121]	86,81	0,17
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina-A (°C) [TE 511]	536,32	1,26
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina-B (°C) [TE521]	535,42	1,65
Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina-A (°C) [TE 517]	344,70	1,42
Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina-B (°C) [TE 527]	338,37	1,30
Velocidade do Radiador [%]	95,13	3,04
Potência do Radiador [%]	52,16	3,88
Rotação Turbocompressor-A [RPM]	27013,44	8,58
Rotação Turbocompressor-B [RPM]	27055,87	9,70
Pressão de injeção do óleo combustível (bar) [PT 101]	8,20	0,00
Temperatura do óleo combustível no bico de injeção (°C) [TE101]	123,78	0,17
Temperatura do óleo combustível antes do aquecedor (°C) [T002]	90,68	0,27
Temperatura do óleo combustível após o aquecedor (°C) [T005]	116,63	0,09
Temperatura do óleo combustível que retorna do motor (°C) [T012]	120,88	0,04
Vazão de óleo combustível (kg/h) [Q001]	1817,88	1,20
Pressão do ar após o resfriador (bar) [PT 601]	3,46	0,01
Temperatura do ar após o resfriador (°C) [TE 601]	59,68	0,27
Temperatura do ar na entrada do compressor (°C) [TE 600]	28,78	1,09
Set point da temperatura da água na entrada do resfriador de ar de baixa temperatura (°C)	45,19	0,29
Abertura da válvula termostática do circuito de baixa temperatura (%)	6,00	1,24
Set point da temperatura da água na saída do bloco do motor (°C)	92,00	0,00
Abertura da válvula termostática do circuito de alta temperatura (%)	54,79	1,23
Gradiente de temperatura (°C)	2,00	0,00
Temperatura de ponto de orvalho (°C)	47,19	0,29
Vazão de óleo combustível de retorno dos motores (l/h)	1,40	0,00
Vazão Média de óleo combustível de retorno dos motores (l/h)	1,40	0,00
Posição do damper das caldeiras (%)	97,32	2,53

Tabela A. 2 - Parâmetros da UG02 obtidos no sistema supervisório da usina.

Parâmetros	UG02	
	Média	Desvio Padrão
Potência Elétrica Gerada (kW)	8720,12	29,92
Potência Elétrica Setada (kW)	8730,00	0,00
Potência Elétrica Máxima (kW)	8730,00	0,00
Temperatura do óleo lubrificante na saída do resfriador de óleo (°C) [TE 201]	62,46	0,17
Temperatura do óleo lubrificante na entrada do resfriador de óleo (°C) [TE202]	80,98	0,07
Pressão do óleo lubrificante (bar) [PT201]	5,00	0,00
Pressão da água de resfriamento no circuito de alta temperatura (°C) [PT40]	3,29	0,06
Temperatura da água de resfriamento na entrada do bloco do motor (°C) [TE 401]	85,05	0,18
Temperatura da água de resfriamento na saída do bloco do motor-A (°C) [TE 402]	91,79	0,17
Temperatura da água de resfriamento na saída do bloco do motor-B (°C) [TE 403]	92,01	0,16
Temperatura da água de resfriamento na saída do resfriador de ar de alta temperatura (°C) [TE 432]	80,06	0,19
Pressão da água de resfriamento no circuito de baixa temperatura (°C) [PT471]	2,81	0,03
Temperatura da água de resfriamento na entrada do resfriador de baixa temperatura (°C) [TE471]	45,00	0,40
Temperatura da água de resfriamento na saída do resfriador de óleo lubrificante (°C) [TE482]	59,29	0,32
Temperatura da água de resfriamento na saída do radiador (°C) [T120]	40,70	1,49
Temperatura da água de resfriamento na entrada do radiador (°C) [T121]	89,31	0,33
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina-A (°C) [TE 511]	519,15	1,08
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina-B (°C) [TE521]	531,92	1,44
Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina-A (°C) [TE 517]	324,82	1,07
Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina-B (°C) [TE 527]	332,15	1,08
Velocidade do Radiador [%]	99,88	0,32
Potência do Radiador [%]	47,66	0,40
Rotação Turbocompressor-A [RPM]	27114,84	10,43
Rotação Turbocompressor-B [RPM]	27179,36	10,09
Pressão de injeção do óleo combustível (bar) [PT 101]	8,40	0,00
Temperatura do óleo combustível no bico de injeção (°C) [TE101]	122,27	0,37
Temperatura do óleo combustível antes do aquecedor (°C) [T002]	95,78	0,14
Temperatura do óleo combustível após o aquecedor (°C) [T005]	116,60	0,24
Temperatura do óleo combustível que retorna do motor (°C) [T012]	109,19	0,11
Vazão de óleo combustível (kg/h) [Q001]	1795,38	3,73
Pressão do ar após o resfriador (bar) [PT 601]	3,50	0,01
Temperatura do ar após o resfriador (°C) [TE 601]	59,58	0,21
Temperatura do ar na entrada do compressor (°C) [TE 600]	29,12	1,04
Set point da temperatura da água na entrada do resfriador de ar de baixa temperatura (°C)	45,37	0,29
Abertura da válvula termostática do circuito de baixa temperatura (%)	7,60	2,43
Set point da temperatura da água na saída do bloco do motor (°C)	92,00	0,00
Abertura da válvula termostática do circuito de alta temperatura (%)	41,78	1,28
Gradiente de temperatura (°C)	2,00	0,00
Temperatura de ponto de orvalho (°C)	47,36	0,30
Vazão de óleo combustível de retorno dos motores (l/h)	1,40	0,00
Vazão Média de óleo combustível de retorno dos motores (l/h)	1,40	0,00
Posição do damper das caldeiras (%)	-	-

Tabela A. 3 - Parâmetros da UG03 obtidos no sistema supervisório da usina.

Parâmetros	UG03	
	Média	Desvio Padrão
Potência Elétrica Gerada (kW)	8714,86	37,58
Potência Elétrica Setada (kW)	8730,00	0,00
Potência Elétrica Máxima (kW)	8730,00	0,00
Temperatura do óleo lubrificante na saída do resfriador de óleo (°C) [TE 201]	63,21	0,18
Temperatura do óleo lubrificante na entrada do resfriador de óleo (°C) [TE202]	81,44	0,08
Pressão do óleo lubrificante (bar) [PT201]	5,00	0,00
Pressão da água de resfriamento no circuito de alta temperatura (°C) [PT40]	2,76	0,11
Temperatura da água de resfriamento na entrada do bloco do motor (°C) [TE 401]	83,88	0,24
Temperatura da água de resfriamento na saída do bloco do motor-A (°C) [TE 402]	91,79	0,24
Temperatura da água de resfriamento na saída do bloco do motor-B (°C) [TE 403]	92,02	0,23
Temperatura da água de resfriamento na saída do resfriador de ar de alta temperatura (°C) [TE 432]	79,36	0,30
Pressão da água de resfriamento no circuito de baixa temperatura (°C) [PT471]	2,99	0,04
Temperatura da água de resfriamento na entrada do resfriador de baixa temperatura (°C) [TE471]	45,00	0,48
Temperatura da água de resfriamento na saída do resfriador de óleo lubrificante (°C) [TE482]	59,47	0,35
Temperatura da água de resfriamento na saída do radiador (°C) [T120]	36,75	1,17
Temperatura da água de resfriamento na entrada do radiador (°C) [T121]	89,28	0,47
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina-A (°C) [TE 511]	530,32	0,96
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina-B (°C) [TE521]	526,20	0,98
Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina-A (°C) [TE 517]	336,70	1,29
Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina-B (°C) [TE 527]	327,49	0,76
Velocidade do Radiador [%]	94,27	2,97
Potência do Radiador [%]	49,99	4,02
Rotação Turbocompressor-A [RPM]	27019,01	9,75
Rotação Turbocompressor-B [RPM]	26954,57	9,97
Pressão de injeção do óleo combustível (bar) [PT 101]	8,40	0,00
Temperatura do óleo combustível no bico de injeção (°C) [TE101]	120,05	0,44
Temperatura do óleo combustível antes do aquecedor (°C) [T002]	95,84	0,12
Temperatura do óleo combustível após o aquecedor (°C) [T005]	116,46	0,10
Temperatura do óleo combustível que retorna do motor (°C) [T012]	112,13	0,07
Vazão de óleo combustível (kg/h) [Q001]	1794,71	7,29
Pressão do ar após o resfriador (bar) [PT 601]	3,50	0,02
Temperatura do ar após o resfriador (°C) [TE 601]	59,52	0,23
Temperatura do ar na entrada do compressor (°C) [TE 600]	28,95	0,91
Set point da temperatura da água na entrada do resfriador de ar de baixa temperatura (°C)	45,35	0,28
Abertura da válvula termostática do circuito de baixa temperatura (%)	10,92	1,42
Set point da temperatura da água na saída do bloco do motor (°C)	92,00	0,00
Abertura da válvula termostática do circuito de alta temperatura (%)	54,67	0,98
Gradiente de temperatura (°C)	2,00	0,00
Temperatura de ponto de orvalho (°C)	47,34	0,28
Vazão de óleo combustível de retorno dos motores (l/h)	1,20	0,00
Vazão Média de óleo combustível de retorno dos motores (l/h)	1,20	0,00
Posição do damper das caldeiras (%)	-	-

Tabela A. 4 - Parâmetros da UG04 obtidos no sistema supervisor da usina.

Parâmetros	UG04	
	Média	Desvio Padrão
Potência Elétrica Gerada (kW)	8714,92	44,06
Potência Elétrica Setada (kW)	8730,00	0,00
Potência Elétrica Máxima (kW)	8730,00	0,00
Temperatura do óleo lubrificante na saída do resfriador de óleo (°C) [TE 201]	62,55	0,39
Temperatura do óleo lubrificante na entrada do resfriador de óleo (°C) [TE202]	81,25	0,65
Pressão do óleo lubrificante (bar) [PT201]	4,80	0,00
Pressão da água de resfriamento no circuito de alta temperatura (°C) [PT40]	3,28	0,06
Temperatura da água de resfriamento na entrada do bloco do motor (°C) [TE 401]	84,94	0,30
Temperatura da água de resfriamento na saída do bloco do motor-A (°C) [TE 402]	91,38	0,25
Temperatura da água de resfriamento na saída do bloco do motor-B (°C) [TE 403]	92,02	0,28
Temperatura da água de resfriamento na saída do resfriador de ar de alta temperatura (°C) [TE 432]	77,58	0,66
Pressão da água de resfriamento no circuito de baixa temperatura (°C) [PT471]	2,92	0,04
Temperatura da água de resfriamento na entrada do resfriador de baixa temperatura (°C) [TE471]	44,15	0,44
Temperatura da água de resfriamento na saída do resfriador de óleo lubrificante (°C) [TE482]	57,35	0,43
Temperatura da água de resfriamento na saída do radiador (°C) [T120]	39,59	1,97
Temperatura da água de resfriamento na entrada do radiador (°C) [T121]	87,54	0,80
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina-A (°C) [TE 511]	523,03	1,91
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina-B (°C) [TE521]	536,76	2,13
Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina-A (°C) [TE 517]	331,57	2,09
Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina-B (°C) [TE 527]	336,90	1,43
Velocidade do Radiador [%]	99,38	1,81
Potência do Radiador [%]	50,56	1,97
Rotação Turbocompressor-A [RPM]	27083,49	20,76
Rotação Turbocompressor-B [RPM]	27420,65	23,38
Pressão de injeção do óleo combustível (bar) [PT 101]	7,94	0,05
Temperatura do óleo combustível no bico de injeção (°C) [TE101]	121,51	0,64
Temperatura do óleo combustível antes do aquecedor (°C) [T002]	93,53	0,40
Temperatura do óleo combustível após o aquecedor (°C) [T005]	116,51	0,40
Temperatura do óleo combustível que retorna do motor (°C) [T012]	111,37	0,37
Vazão de óleo combustível (kg/h) [Q001]	1804,25	4,73
Pressão do ar após o resfriador (bar) [PT 601]	3,47	0,01
Temperatura do ar após o resfriador (°C) [TE 601]	57,64	0,28
Temperatura do ar na entrada do compressor (°C) [TE 600]	28,75	1,13
Set point da temperatura da água na entrada do resfriador de ar de baixa temperatura (°C)	44,00	0,00
Abertura da válvula termostática do circuito de baixa temperatura (%)	10,88	3,29
Set point da temperatura da água na saída do bloco do motor (°C)	92,00	0,00
Abertura da válvula termostática do circuito de alta temperatura (%)	46,20	1,43
Gradiente de temperatura (°C)	2,00	0,00
Temperatura de ponto de orvalho (°C)	47,24	0,27
Vazão de óleo combustível de retorno dos motores (l/h)	1,40	0,00
Vazão Média de óleo combustível de retorno dos motores (l/h)	1,40	0,00
Posição do damper das caldeiras (%)	-	-

Tabela A. 5 - Parâmetros da UG05 obtidos no sistema supervisor da usina.

Parâmetros	UG05	
	Média	Desvio Padrão
Potência Elétrica Gerada (kW)	8759,50	31,69
Potência Elétrica Setada (kW)	8730,00	0,00
Potência Elétrica Máxima (kW)	8730,00	0,00
Temperatura do óleo lubrificante na saída do resfriador de óleo (°C) [TE 201]	62,71	0,19
Temperatura do óleo lubrificante na entrada do resfriador de óleo (°C) [TE202]	81,73	0,05
Pressão do óleo lubrificante (bar) [PT201]	4,70	0,00
Pressão da água de resfriamento no circuito de alta temperatura (°C) [PT40]	3,30	0,06
Temperatura da água de resfriamento na entrada do bloco do motor (°C) [TE 401]	79,38	0,41
Temperatura da água de resfriamento na saída do bloco do motor-A (°C) [TE 402]	87,04	0,37
Temperatura da água de resfriamento na saída do bloco do motor-B (°C) [TE 403]	86,67	0,38
Temperatura da água de resfriamento na saída do resfriador de ar de alta temperatura (°C) [TE 432]	77,61	0,39
Pressão da água de resfriamento no circuito de baixa temperatura (°C) [PT471]	2,89	0,03
Temperatura da água de resfriamento na entrada do resfriador de baixa temperatura (°C) [TE471]	45,31	0,47
Temperatura da água de resfriamento na saída do resfriador de óleo lubrificante (°C) [TE482]	58,03	0,36
Temperatura da água de resfriamento na saída do radiador (°C) [T120]	38,09	2,21
Temperatura da água de resfriamento na entrada do radiador (°C) [T121]	87,43	0,08
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina-A (°C) [TE 511]	542,67	2,13
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina-B (°C) [TE521]	539,27	2,14
Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina-A (°C) [TE 517]	352,25	1,09
Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina-B (°C) [TE 527]	338,75	1,23
Velocidade do Radiador [%]	96,88	2,80
Potência do Radiador [%]	52,83	3,68
Rotação Turbocompressor-A [RPM]	27070,49	16,64
Rotação Turbocompressor-B [RPM]	27124,68	17,78
Pressão de injeção do óleo combustível (bar) [PT 101]	8,30	0,00
Temperatura do óleo combustível no bico de injeção (°C) [TE101]	127,00	0,22
Temperatura do óleo combustível antes do aquecedor (°C) [T002]	90,30	0,23
Temperatura do óleo combustível após o aquecedor (°C) [T005]	116,59	0,09
Temperatura do óleo combustível que retorna do motor (°C) [T012]	121,75	0,26
Vazão de óleo combustível (kg/h) [Q001]	1827,55	1,12
Pressão do ar após o resfriador (bar) [PT 601]	3,46	0,02
Temperatura do ar após o resfriador (°C) [TE 601]	59,01	0,20
Temperatura do ar na entrada do compressor (°C) [TE 600]	28,67	1,16
Set point da temperatura da água na entrada do resfriador de ar de baixa temperatura (°C)	45,20	0,27
Abertura da válvula termostática do circuito de baixa temperatura (%)	9,68	3,25
Set point da temperatura da água na saída do bloco do motor (°C)	85,00	0,00
Abertura da válvula termostática do circuito de alta temperatura (%)	0,00	0,00
Gradiente de temperatura (°C)	2,00	0,00
Temperatura de ponto de orvalho (°C)	47,18	0,27
Vazão de óleo combustível de retorno dos motores (l/h)	1,50	0,00
Vazão Média de óleo combustível de retorno dos motores (l/h)	1,50	0,00
Posição do damper das caldeiras (%)	0,11	0,02

Tabela A. 6 - Parâmetros da UG06 obtidos no sistema supervisório da usina.

Parâmetros	UG06	
	Média	Desvio Padrão
Potência Elétrica Gerada (kW)	8748,91	19,28
Potência Elétrica Setada (kW)	8730,00	0,00
Potência Elétrica Máxima (kW)	8730,00	0,00
Temperatura do óleo lubrificante na saída do resfriador de óleo (°C) [TE 201]	63,00	0,19
Temperatura do óleo lubrificante na entrada do resfriador de óleo (°C) [TE202]	81,28	0,09
Pressão do óleo lubrificante (bar) [PT201]	0,12	0,78
Pressão da água de resfriamento no circuito de alta temperatura (°C) [PT40]	3,26	0,05
Temperatura da água de resfriamento na entrada do bloco do motor (°C) [TE 401]	84,91	0,17
Temperatura da água de resfriamento na saída do bloco do motor-A (°C) [TE 402]	91,64	0,12
Temperatura da água de resfriamento na saída do bloco do motor-B (°C) [TE 403]	91,98	0,15
Temperatura da água de resfriamento na saída do resfriador de ar de alta temperatura (°C) [TE 432]	78,75	0,46
Pressão da água de resfriamento no circuito de baixa temperatura (°C) [PT471]	2,99	0,03
Temperatura da água de resfriamento na entrada do resfriador de baixa temperatura (°C) [TE471]	45,68	0,48
Temperatura da água de resfriamento na saída do resfriador de óleo lubrificante (°C) [TE482]	58,69	0,40
Temperatura da água de resfriamento na saída do radiador (°C) [T120]	38,04	1,94
Temperatura da água de resfriamento na entrada do radiador (°C) [T121]	87,75	0,37
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina-A (°C) [TE 511]	537,10	1,82
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina-B (°C) [TE521]	538,56	2,23
Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina-A (°C) [TE 517]	340,31	1,88
Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina-B (°C) [TE 527]	337,64	1,22
Velocidade do Radiador [%]	96,95	2,77
Potência do Radiador [%]	54,28	3,87
Rotação Turbocompressor-A [RPM]	27334,37	18,98
Rotação Turbocompressor-B [RPM]	27041,68	12,99
Pressão de injeção do óleo combustível (bar) [PT 101]	8,64	0,05
Temperatura do óleo combustível no bico de injeção (°C) [TE101]	125,70	0,13
Temperatura do óleo combustível antes do aquecedor (°C) [T002]	94,78	0,19
Temperatura do óleo combustível após o aquecedor (°C) [T005]	116,62	0,04
Temperatura do óleo combustível que retorna do motor (°C) [T012]	115,09	0,13
Vazão de óleo combustível (kg/h) [Q001]	1816,05	2,80
Pressão do ar após o resfriador (bar) [PT 601]	3,50	0,02
Temperatura do ar após o resfriador (°C) [TE 601]	58,96	0,21
Temperatura do ar na entrada do compressor (°C) [TE 600]	29,52	1,33
Set point da temperatura da água na entrada do resfriador de ar de baixa temperatura (°C)	45,40	0,27
Abertura da válvula termostática do circuito de baixa temperatura (%)	4,33	2,25
Set point da temperatura da água na saída do bloco do motor (°C)	92,00	0,00
Abertura da válvula termostática do circuito de alta temperatura (%)	55,96	0,76
Gradiente de temperatura (°C)	2,00	0,00
Temperatura de ponto de orvalho (°C)	47,38	0,27
Vazão de óleo combustível de retorno dos motores (l/h)	1,60	0,00
Vazão Média de óleo combustível de retorno dos motores (l/h)	1,60	0,00
Posição do damper das caldeiras (%)	100,00	0,00

Tabela A. 7 - Parâmetros da UG07 obtidos no sistema supervisório da usina.

Parâmetros	UG07	
	Média	Desvio Padrão
Potência Elétrica Gerada (kW)	8745,91	14,42
Potência Elétrica Setada (kW)	8730,00	0,00
Potência Elétrica Máxima (kW)	8730,00	0,00
Temperatura do óleo lubrificante na saída do resfriador de óleo (°C) [TE 201]	63,06	0,16
Temperatura do óleo lubrificante na entrada do resfriador de óleo (°C) [TE202]	80,56	0,05
Pressão do óleo lubrificante (bar) [PT201]	4,80	0,02
Pressão da água de resfriamento no circuito de alta temperatura (°C) [PT40]	3,23	0,05
Temperatura da água de resfriamento na entrada do bloco do motor (°C) [TE 401]	81,21	0,21
Temperatura da água de resfriamento na saída do bloco do motor-A (°C) [TE 402]	87,10	0,17
Temperatura da água de resfriamento na saída do bloco do motor-B (°C) [TE 403]	87,83	0,12
Temperatura da água de resfriamento na saída do resfriador de ar de alta temperatura (°C) [TE 432]	78,73	0,20
Pressão da água de resfriamento no circuito de baixa temperatura (°C) [PT471]	2,99	0,03
Temperatura da água de resfriamento na entrada do resfriador de baixa temperatura (°C) [TE471]	45,34	0,41
Temperatura da água de resfriamento na saída do resfriador de óleo lubrificante (°C) [TE482]	58,51	0,31
Temperatura da água de resfriamento na saída do radiador (°C) [T120]	37,83	2,03
Temperatura da água de resfriamento na entrada do radiador (°C) [T121]	88,69	0,07
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina-A (°C) [TE 511]	528,50	2,04
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina-B (°C) [TE521]	522,98	1,82
Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina-A (°C) [TE 517]	335,09	1,44
Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina-B (°C) [TE 527]	324,59	1,19
Velocidade do Radiador [%]	100,00	0,00
Potência do Radiador [%]	56,67	0,57
Rotação Turbocompressor-A [RPM]	27100,80	15,91
Rotação Turbocompressor-B [RPM]	27166,64	18,24
Pressão de injeção do óleo combustível (bar) [PT 101]	7,78	0,04
Temperatura do óleo combustível no bico de injeção (°C) [TE101]	114,06	0,08
Temperatura do óleo combustível antes do aquecedor (°C) [T002]	93,35	0,21
Temperatura do óleo combustível após o aquecedor (°C) [T005]	102,54	0,21
Temperatura do óleo combustível que retorna do motor (°C) [T012]	97,83	0,27
Vazão de óleo combustível (kg/h) [Q001]	1802,88	0,73
Pressão do ar após o resfriador (bar) [PT 601]	3,45	0,02
Temperatura do ar após o resfriador (°C) [TE 601]	59,14	0,19
Temperatura do ar na entrada do compressor (°C) [TE 600]	30,53	1,28
Set point da temperatura da água na entrada do resfriador de ar de baixa temperatura (°C)	45,21	0,29
Abertura da válvula termostática do circuito de baixa temperatura (%)	7,37	2,78
Set point da temperatura da água na saída do bloco do motor (°C)	85,00	0,00
Abertura da válvula termostática do circuito de alta temperatura (%)	0,00	0,00
Gradiente de temperatura (°C)	2,00	0,00
Temperatura de ponto de orvalho (°C)	47,21	0,29
Vazão de óleo combustível de retorno dos motores (l/h)	1,20	0,00
Vazão Média de óleo combustível de retorno dos motores (l/h)	1,20	0,00
Posição do damper das caldeiras (%)	-	-

Tabela A. 8 - Parâmetros da UG08 obtidos no sistema supervisor da usina.

Parâmetros	UG08	
	Média	Desvio Padrão
Potência Elétrica Gerada (kW)	8715,56	39,23
Potência Elétrica Setada (kW)	8730,00	0,00
Potência Elétrica Máxima (kW)	8730,00	0,00
Temperatura do óleo lubrificante na saída do resfriador de óleo (°C) [TE 201]	62,54	0,16
Temperatura do óleo lubrificante na entrada do resfriador de óleo (°C) [TE202]	81,42	0,05
Pressão do óleo lubrificante (bar) [PT201]	4,93	0,05
Pressão da água de resfriamento no circuito de alta temperatura (°C) [PT40]	3,16	0,06
Temperatura da água de resfriamento na entrada do bloco do motor (°C) [TE 401]	82,55	0,21
Temperatura da água de resfriamento na saída do bloco do motor-A (°C) [TE 402]	91,07	0,19
Temperatura da água de resfriamento na saída do bloco do motor-B (°C) [TE 403]	90,55	0,22
Temperatura da água de resfriamento na saída do resfriador de ar de alta temperatura (°C) [TE 432]	79,19	0,20
Pressão da água de resfriamento no circuito de baixa temperatura (°C) [PT471]	2,80	0,01
Temperatura da água de resfriamento na entrada do resfriador de baixa temperatura (°C) [TE471]	45,23	0,47
Temperatura da água de resfriamento na saída do resfriador de óleo lubrificante (°C) [TE482]	58,30	0,30
Temperatura da água de resfriamento na saída do radiador (°C) [T120]	38,14	1,64
Temperatura da água de resfriamento na entrada do radiador (°C) [T121]	86,69	0,10
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina-A (°C) [TE 511]	537,76	2,25
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina-B (°C) [TE521]	438,54	1,34
Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina-A (°C) [TE 517]	341,59	1,44
Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina-B (°C) [TE 527]	329,92	1,38
Velocidade do Radiador [%]	98,00	2,84
Potência do Radiador [%]	55,42	3,67
Rotação Turbocompressor-A [RPM]	27442,85	18,08
Rotação Turbocompressor-B [RPM]	27768,06	22,50
Pressão de injeção do óleo combustível (bar) [PT 101]	8,51	0,03
Temperatura do óleo combustível no bico de injeção (°C) [TE101]	126,11	0,14
Temperatura do óleo combustível antes do aquecedor (°C) [T002]	91,12	0,25
Temperatura do óleo combustível após o aquecedor (°C) [T005]	116,65	0,05
Temperatura do óleo combustível que retorna do motor (°C) [T012]	109,54	0,13
Vazão de óleo combustível (kg/h) [Q001]	1812,70	1,07
Pressão do ar após o resfriador (bar) [PT 601]	3,43	0,02
Temperatura do ar após o resfriador (°C) [TE 601]	58,77	0,22
Temperatura do ar na entrada do compressor (°C) [TE 600]	30,60	1,39
Set point da temperatura da água na entrada do resfriador de ar de baixa temperatura (°C)	45,10	0,30
Abertura da válvula termostática do circuito de baixa temperatura (%)	6,45	2,43
Set point da temperatura da água na saída do bloco do motor (°C)	91,00	0,00
Abertura da válvula termostática do circuito de alta temperatura (%)	45,10	1,18
Gradiente de temperatura (°C)	2,00	0,00
Temperatura de ponto de orvalho (°C)	47,11	0,29
Vazão de óleo combustível de retorno dos motores (l/h)	1,50	0,00
Vazão Média de óleo combustível de retorno dos motores (l/h)	1,50	0,00
Posição do damper das caldeiras (%)	-	-

Tabela A. 9 - Parâmetros da UG09 obtidos no sistema supervisório da usina.

Parâmetros	UG09	
	Média	Desvio Padrão
Potência Elétrica Gerada (kW)	8723,88	19,23
Potência Elétrica Setada (kW)	8730,00	0,00
Potência Elétrica Máxima (kW)	8730,00	0,00
Temperatura do óleo lubrificante na saída do resfriador de óleo (°C) [TE 201]	61,66	0,18
Temperatura do óleo lubrificante na entrada do resfriador de óleo (°C) [TE202]	80,81	0,07
Pressão do óleo lubrificante (bar) [PT201]	4,71	0,04
Pressão da água de resfriamento no circuito de alta temperatura (°C) [PT40]	3,15	0,06
Temperatura da água de resfriamento na entrada do bloco do motor (°C) [TE 401]	89,48	0,12
Temperatura da água de resfriamento na saída do bloco do motor-A (°C) [TE 402]	95,96	0,08
Temperatura da água de resfriamento na saída do bloco do motor-B (°C) [TE 403]	95,56	0,11
Temperatura da água de resfriamento na saída do resfriador de ar de alta temperatura (°C) [TE 432]	78,83	0,22
Pressão da água de resfriamento no circuito de baixa temperatura (°C) [PT471]	2,88	0,04
Temperatura da água de resfriamento na entrada do resfriador de baixa temperatura (°C) [TE471]	45,52	0,53
Temperatura da água de resfriamento na saída do resfriador de óleo lubrificante (°C) [TE482]	58,06	0,33
Temperatura da água de resfriamento na saída do radiador (°C) [T120]	37,75	1,64
Temperatura da água de resfriamento na entrada do radiador (°C) [T121]	88,76	0,07
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina-A (°C) [TE 511]	525,59	2,37
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina-B (°C) [TE521]	533,92	2,51
Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina-A (°C) [TE 517]	330,30	1,78
Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina-B (°C) [TE 527]	331,47	1,80
Velocidade do Radiador [%]	96,99	3,28
Potência do Radiador [%]	53,76	4,51
Rotação Turbocompressor-A [RPM]	27393,46	17,76
Rotação Turbocompressor-B [RPM]	27429,86	21,12
Pressão de injeção do óleo combustível (bar) [PT 101]	8,29	0,08
Temperatura do óleo combustível no bico de injeção (°C) [TE101]	126,75	2,58
Temperatura do óleo combustível antes do aquecedor (°C) [T002]	93,51	0,25
Temperatura do óleo combustível após o aquecedor (°C) [T005]	118,09	1,09
Temperatura do óleo combustível que retorna do motor (°C) [T012]	111,37	0,11
Vazão de óleo combustível (kg/h) [Q001]	1808,05	32,56
Pressão do ar após o resfriador (bar) [PT 601]	3,51	0,02
Temperatura do ar após o resfriador (°C) [TE 601]	58,31	0,25
Temperatura do ar na entrada do compressor (°C) [TE 600]	29,39	1,50
Set point da temperatura da água na entrada do resfriador de ar de baixa temperatura (°C)	45,43	0,31
Abertura da válvula termostática do circuito de baixa temperatura (%)	12,77	2,09
Set point da temperatura da água na saída do bloco do motor (°C)	96,00	0,00
Abertura da válvula termostática do circuito de alta temperatura (%)	48,29	0,55
Gradiente de temperatura (°C)	2,00	0,00
Temperatura de ponto de orvalho (°C)	47,43	0,31
Vazão de óleo combustível de retorno dos motores (l/h)	1,60	0,00
Vazão Média de óleo combustível de retorno dos motores (l/h)	1,70	0,00
Posição do damper das caldeiras (%)	-	-

Tabela A. 10 - Parâmetros da UG10 obtidos no sistema supervisorio da usina.

Parâmetros	UG10	
	Média	Desvio Padrão
Potência Elétrica Gerada (kW)	8727,59	15,68
Potência Elétrica Setada (kW)	8730,00	0,00
Potência Elétrica Máxima (kW)	8730,00	0,00
Temperatura do óleo lubrificante na saída do resfriador de óleo (°C) [TE 201]	62,51	0,15
Temperatura do óleo lubrificante na entrada do resfriador de óleo (°C) [TE202]	81,53	0,05
Pressão do óleo lubrificante (bar) [PT201]	4,80	0,01
Pressão da água de resfriamento no circuito de alta temperatura (°C) [PT40]	3,32	0,04
Temperatura da água de resfriamento na entrada do bloco do motor (°C) [TE 401]	89,47	0,23
Temperatura da água de resfriamento na saída do bloco do motor-A (°C) [TE 402]	96,01	0,07
Temperatura da água de resfriamento na saída do bloco do motor-B (°C) [TE 403]	95,76	0,06
Temperatura da água de resfriamento na saída do resfriador de ar de alta temperatura (°C) [TE 432]	78,89	0,22
Pressão da água de resfriamento no circuito de baixa temperatura (°C) [PT471]	2,90	0,02
Temperatura da água de resfriamento na entrada do resfriador de baixa temperatura (°C) [TE471]	45,22	0,47
Temperatura da água de resfriamento na saída do resfriador de óleo lubrificante (°C) [TE482]	58,41	0,28
Temperatura da água de resfriamento na saída do radiador (°C) [T120]	37,77	1,98
Temperatura da água de resfriamento na entrada do radiador (°C) [T121]	88,42	0,27
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina-A (°C) [TE 511]	538,56	2,35
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina-B (°C) [TE521]	533,77	2,17
Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina-A (°C) [TE 517]	343,86	2,04
Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina-B (°C) [TE 527]	334,57	2,16
Velocidade do Radiador [%]	96,47	3,84
Potência do Radiador [%]	51,50	4,60
Rotação Turbocompressor-A [RPM]	27225,27	20,50
Rotação Turbocompressor-B [RPM]	27154,90	24,31
Pressão de injeção do óleo combustível (bar) [PT 101]	8,13	0,05
Temperatura do óleo combustível no bico de injeção (°C) [TE101]	126,47	1,18
Temperatura do óleo combustível antes do aquecedor (°C) [T002]	96,42	0,24
Temperatura do óleo combustível após o aquecedor (°C) [T005]	116,43	0,76
Temperatura do óleo combustível que retorna do motor (°C) [T012]	109,45	0,22
Vazão de óleo combustível (kg/h) [Q001]	1816,18	12,17
Pressão do ar após o resfriador (bar) [PT 601]	3,43	0,02
Temperatura do ar após o resfriador (°C) [TE 601]	58,72	0,21
Temperatura do ar na entrada do compressor (°C) [TE 600]	30,65	1,50
Set point da temperatura da água na entrada do resfriador de ar de baixa temperatura (°C)	45,11	0,32
Abertura da válvula termostática do circuito de baixa temperatura (%)	7,76	2,86
Set point da temperatura da água na saída do bloco do motor (°C)	96,00	0,00
Abertura da válvula termostática do circuito de alta temperatura (%)	38,75	0,69
Gradiente de temperatura (°C)	2,00	0,00
Temperatura de ponto de orvalho (°C)	47,11	0,33
Vazão de óleo combustível de retorno dos motores (l/h)	5,80	0,00
Vazão Média de óleo combustível de retorno dos motores (l/h)	1,90	0,00
Posição do damper das caldeiras (%)	-	-

Tabela A. 11 - Parâmetros da UG11 obtidos no sistema supervisorio da usina.

Parâmetros	UG11	
	Média	Desvio Padrão
Potência Elétrica Gerada (kW)	8748,90	32,01
Potência Elétrica Setada (kW)	8730,00	0,00
Potência Elétrica Máxima (kW)	8730,00	0,00
Temperatura do óleo lubrificante na saída do resfriador de óleo (°C) [TE 201]	60,63	0,54
Temperatura do óleo lubrificante na entrada do resfriador de óleo (°C) [TE202]	78,05	0,28
Pressão do óleo lubrificante (bar) [PT201]	5,20	0,00
Pressão da água de resfriamento no circuito de alta temperatura (°C) [PT40]	3,32	0,05
Temperatura da água de resfriamento na entrada do bloco do motor (°C) [TE 401]	85,49	0,26
Temperatura da água de resfriamento na saída do bloco do motor-A (°C) [TE 402]	92,06	0,19
Temperatura da água de resfriamento na saída do bloco do motor-B (°C) [TE 403]	91,67	0,20
Temperatura da água de resfriamento na saída do resfriador de ar de alta temperatura (°C) [TE 432]	75,50	1,83
Pressão da água de resfriamento no circuito de baixa temperatura (°C) [PT471]	2,81	0,02
Temperatura da água de resfriamento na entrada do resfriador de baixa temperatura (°C) [TE471]	39,85	2,09
Temperatura da água de resfriamento na saída do resfriador de óleo lubrificante (°C) [TE482]	54,08	1,72
Temperatura da água de resfriamento na saída do radiador (°C) [T120]	39,48	2,31
Temperatura da água de resfriamento na entrada do radiador (°C) [T121]	76,49	3,69
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina-A (°C) [TE 511]	521,10	4,01
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina-B (°C) [TE521]	532,10	4,09
Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina-A (°C) [TE 517]	331,09	3,07
Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina-B (°C) [TE 527]	332,16	3,02
Velocidade do Radiador [%]	99,10	1,59
Potência do Radiador [%]	56,64	2,38
Rotação Turbocompressor-A [RPM]	27053,79	43,07
Rotação Turbocompressor-B [RPM]	27177,27	41,11
Pressão de injeção do óleo combustível (bar) [PT 101]	8,50	0,00
Temperatura do óleo combustível no bico de injeção (°C) [TE101]	128,81	0,21
Temperatura do óleo combustível antes do aquecedor (°C) [T002]	88,50	0,43
Temperatura do óleo combustível após o aquecedor (°C) [T005]	116,62	0,04
Temperatura do óleo combustível que retorna do motor (°C) [T012]	131,90	0,18
Vazão de óleo combustível (kg/h) [Q001]	1834,12	2,23
Pressão do ar após o resfriador (bar) [PT 601]	3,45	0,02
Temperatura do ar após o resfriador (°C) [TE 601]	50,33	1,52
Temperatura do ar na entrada do compressor (°C) [TE 600]	31,23	1,93
Set point da temperatura da água na entrada do resfriador de ar de baixa temperatura (°C)	38,00	0,00
Abertura da válvula termostática do circuito de baixa temperatura (%)	2,80	4,75
Set point da temperatura da água na saída do bloco do motor (°C)	92,00	0,00
Abertura da válvula termostática do circuito de alta temperatura (%)	50,99	2,42
Gradiente de temperatura (°C)	2,00	0,00
Temperatura de ponto de orvalho (°C)	47,25	0,45
Vazão de óleo combustível de retorno dos motores (l/h)	5,20	0,00
Vazão Média de óleo combustível de retorno dos motores (l/h)	1,70	0,00
Posição do damper das caldeiras (%)	-	-

Tabela A. 12 - Parâmetros da UG12 obtidos no sistema supervisor da usina.

Parâmetros	UG12	
	Média	Desvio Padrão
Potência Elétrica Gerada (kW)	8711,57	29,81
Potência Elétrica Setada (kW)	8730,00	0,00
Potência Elétrica Máxima (kW)	8730,00	0,00
Temperatura do óleo lubrificante na saída do resfriador de óleo (°C) [TE 201]	62,84	0,15
Temperatura do óleo lubrificante na entrada do resfriador de óleo (°C) [TE202]	80,92	0,04
Pressão do óleo lubrificante (bar) [PT201]	5,10	0,00
Pressão da água de resfriamento no circuito de alta temperatura (°C) [PT40]	3,22	0,05
Temperatura da água de resfriamento na entrada do bloco do motor (°C) [TE 401]	85,44	0,25
Temperatura da água de resfriamento na saída do bloco do motor-A (°C) [TE 402]	92,03	0,24
Temperatura da água de resfriamento na saída do bloco do motor-B (°C) [TE 403]	91,70	0,27
Temperatura da água de resfriamento na saída do resfriador de ar de alta temperatura (°C) [TE 432]	79,21	0,33
Pressão da água de resfriamento no circuito de baixa temperatura (°C) [PT471]	2,80	0,01
Temperatura da água de resfriamento na entrada do resfriador de baixa temperatura (°C) [TE471]	45,46	0,40
Temperatura da água de resfriamento na saída do resfriador de óleo lubrificante (°C) [TE482]	58,99	0,32
Temperatura da água de resfriamento na saída do radiador (°C) [T120]	37,54	2,33
Temperatura da água de resfriamento na entrada do radiador (°C) [T121]	87,82	0,33
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina-A (°C) [TE 511]	533,51	3,28
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina-B (°C) [TE521]	0,00	0,00
Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina-A (°C) [TE 517]	339,65	2,83
Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina-B (°C) [TE 527]	337,35	2,57
Velocidade do Radiador [%]	95,05	3,58
Potência do Radiador [%]	51,96	4,86
Rotação Turbocompressor-A [RPM]	27145,76	24,01
Rotação Turbocompressor-B [RPM]	27157,62	25,00
Pressão de injeção do óleo combustível (bar) [PT 101]	8,52	0,04
Temperatura do óleo combustível no bico de injeção (°C) [TE101]	125,84	0,15
Temperatura do óleo combustível antes do aquecedor (°C) [T002]	93,53	0,26
Temperatura do óleo combustível após o aquecedor (°C) [T005]	116,61	0,03
Temperatura do óleo combustível que retorna do motor (°C) [T012]	132,75	0,11
Vazão de óleo combustível (kg/h) [Q001]	1812,71	1,62
Pressão do ar após o resfriador (bar) [PT 601]	3,48	0,03
Temperatura do ar após o resfriador (°C) [TE 601]	59,07	0,17
Temperatura do ar na entrada do compressor (°C) [TE 600]	30,65	1,91
Set point da temperatura da água na entrada do resfriador de ar de baixa temperatura (°C)	45,36	0,50
Abertura da válvula termostática do circuito de baixa temperatura (%)	15,28	3,47
Set point da temperatura da água na saída do bloco do motor (°C)	92,00	0,00
Abertura da válvula termostática do circuito de alta temperatura (%)	37,47	2,06
Gradiente de temperatura (°C)	2,00	0,00
Temperatura de ponto de orvalho (°C)	47,36	0,50
Vazão de óleo combustível de retorno dos motores (l/h)	0,00	0,00
Vazão Média de óleo combustível de retorno dos motores (l/h)	0,00	0,00
Posição do damper das caldeiras (%)	-	-

Tabela A. 13 - Parâmetros da UG13 obtidos no sistema supervisorio da usina.

Parâmetros	UG13	
	Média	Desvio Padrão
Potência Elétrica Gerada (kW)	8733,37	24,14
Potência Elétrica Setada (kW)	8730,00	0,00
Potência Elétrica Máxima (kW)	8730,00	0,00
Temperatura do óleo lubrificante na saída do resfriador de óleo (°C) [TE 201]	60,41	0,66
Temperatura do óleo lubrificante na entrada do resfriador de óleo (°C) [TE202]	78,58	0,36
Pressão do óleo lubrificante (bar) [PT201]	5,20	0,00
Pressão da água de resfriamento no circuito de alta temperatura (°C) [PT40]	3,34	0,05
Temperatura da água de resfriamento na entrada do bloco do motor (°C) [TE 401]	76,66	1,75
Temperatura da água de resfriamento na saída do bloco do motor-A (°C) [TE 402]	83,79	1,66
Temperatura da água de resfriamento na saída do bloco do motor-B (°C) [TE 403]	83,46	1,65
Temperatura da água de resfriamento na saída do resfriador de ar de alta temperatura (°C) [TE 432]	74,66	1,92
Pressão da água de resfriamento no circuito de baixa temperatura (°C) [PT471]	4,62	0,04
Temperatura da água de resfriamento na entrada do resfriador de baixa temperatura (°C) [TE471]	39,89	2,24
Temperatura da água de resfriamento na saída do resfriador de óleo lubrificante (°C) [TE482]	53,07	1,87
Temperatura da água de resfriamento na saída do radiador (°C) [T120]	39,13	2,24
Temperatura da água de resfriamento na entrada do radiador (°C) [T121]	64,18	0,63
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina-A (°C) [TE 511]	529,00	4,63
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina-B (°C) [TE521]	523,11	4,78
Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina-A (°C) [TE 517]	338,14	3,63
Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina-B (°C) [TE 527]	326,37	3,63
Velocidade do Radiador [%]	99,15	1,59
Potência do Radiador [%]	55,77	2,11
Rotação Turbocompressor-A [RPM]	27039,18	52,60
Rotação Turbocompressor-B [RPM]	27012,10	54,65
Pressão de injeção do óleo combustível (bar) [PT 101]	8,46	0,05
Temperatura do óleo combustível no bico de injeção (°C) [TE101]	123,26	0,65
Temperatura do óleo combustível antes do aquecedor (°C) [T002]	94,43	0,30
Temperatura do óleo combustível após o aquecedor (°C) [T005]	116,58	0,43
Temperatura do óleo combustível que retorna do motor (°C) [T012]	126,43	0,19
Vazão de óleo combustível (kg/h) [Q001]	1820,02	7,00
Pressão do ar após o resfriador (bar) [PT 601]	0,00	0,00
Temperatura do ar após o resfriador (°C) [TE 601]	50,06	1,93
Temperatura do ar na entrada do compressor (°C) [TE 600]	29,81	1,89
Set point da temperatura da água na entrada do resfriador de ar de baixa temperatura (°C)	38,00	0,00
Abertura da válvula termostática do circuito de baixa temperatura (%)	0,00	0,00
Set point da temperatura da água na saída do bloco do motor (°C)	92,00	0,00
Abertura da válvula termostática do circuito de alta temperatura (%)	0,00	0,00
Gradiente de temperatura (°C)	2,00	0,00
Temperatura de ponto de orvalho (°C)	20,56	0,34
Vazão de óleo combustível de retorno dos motores (l/h)	0,00	0,00
Vazão Média de óleo combustível de retorno dos motores (l/h)	0,00	0,00
Posição do damper das caldeiras (%)	-	-

Tabela A. 14 - Parâmetros da UG14 obtidos no sistema supervisorio da usina.

Parâmetros	UG14	
	Média	Desvio Padrão
Potência Elétrica Gerada (kW)	8752,90	25,56
Potência Elétrica Setada (kW)	8730,00	0,00
Potência Elétrica Máxima (kW)	8728,34	5,81
Temperatura do óleo lubrificante na saída do resfriador de óleo (°C) [TE 201]	61,31	0,63
Temperatura do óleo lubrificante na entrada do resfriador de óleo (°C) [TE202]	78,98	0,25
Pressão do óleo lubrificante (bar) [PT201]	5,20	0,00
Pressão da água de resfriamento no circuito de alta temperatura (°C) [PT40]	3,31	0,04
Temperatura da água de resfriamento na entrada do bloco do motor (°C) [TE 401]	85,13	0,22
Temperatura da água de resfriamento na saída do bloco do motor-A (°C) [TE 402]	92,08	0,22
Temperatura da água de resfriamento na saída do bloco do motor-B (°C) [TE 403]	91,64	0,19
Temperatura da água de resfriamento na saída do resfriador de ar de alta temperatura (°C) [TE 432]	77,15	1,53
Pressão da água de resfriamento no circuito de baixa temperatura (°C) [PT471]	2,85	0,05
Temperatura da água de resfriamento na entrada do resfriador de baixa temperatura (°C) [TE471]	42,77	1,73
Temperatura da água de resfriamento na saída do resfriador de óleo lubrificante (°C) [TE482]	56,05	1,49
Temperatura da água de resfriamento na saída do radiador (°C) [T120]	39,28	3,03
Temperatura da água de resfriamento na entrada do radiador (°C) [T121]	86,31	0,57
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina-A (°C) [TE 511]	531,52	3,83
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina-B (°C) [TE521]	540,28	3,95
Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina-A (°C) [TE 517]	342,25	2,91
Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina-B (°C) [TE 527]	340,38	3,10
Velocidade do Radiador [%]	98,37	2,30
Potência do Radiador [%]	53,08	2,86
Rotação Turbocompressor-A [RPM]	0,00	0,00
Rotação Turbocompressor-B [RPM]	0,00	0,00
Pressão de injeção do óleo combustível (bar) [PT 101]	8,75	0,05
Temperatura do óleo combustível no bico de injeção (°C) [TE101]	116,25	0,11
Temperatura do óleo combustível antes do aquecedor (°C) [T002]	95,34	0,23
Temperatura do óleo combustível após o aquecedor (°C) [T005]	108,53	0,29
Temperatura do óleo combustível que retorna do motor (°C) [T012]	120,48	0,13
Vazão de óleo combustível (kg/h) [Q001]	1820,07	1,85
Pressão do ar após o resfriador (bar) [PT 601]	3,41	0,02
Temperatura do ar após o resfriador (°C) [TE 601]	60,55	1,20
Temperatura do ar na entrada do compressor (°C) [TE 600]	30,09	1,87
Set point da temperatura da água na entrada do resfriador de ar de baixa temperatura (°C)	42,00	0,00
Abertura da válvula termostática do circuito de baixa temperatura (%)	11,74	5,17
Set point da temperatura da água na saída do bloco do motor (°C)	92,00	0,00
Abertura da válvula termostática do circuito de alta temperatura (%)	45,69	2,78
Gradiente de temperatura (°C)	2,00	0,00
Temperatura de ponto de orvalho (°C)	47,05	0,45
Vazão de óleo combustível de retorno dos motores (l/h)	5,50	0,00
Vazão Média de óleo combustível de retorno dos motores (l/h)	1,80	0,00
Posição do damper das caldeiras (%)	-	-

Tabela A. 15 - Parâmetros da UG15 obtidos no sistema supervisorio da usina.

Parâmetros	UG15	
	Média	Desvio Padrão
Potência Elétrica Gerada (kW)	8746,36	18,10
Potência Elétrica Setada (kW)	8730,00	0,00
Potência Elétrica Máxima (kW)	8729,85	0,53
Temperatura do óleo lubrificante na saída do resfriador de óleo (°C) [TE 201]	62,22	0,46
Temperatura do óleo lubrificante na entrada do resfriador de óleo (°C) [TE202]	79,34	0,22
Pressão do óleo lubrificante (bar) [PT201]	5,08	0,04
Pressão da água de resfriamento no circuito de alta temperatura (°C) [PT40]	3,39	0,03
Temperatura da água de resfriamento na entrada do bloco do motor (°C) [TE 401]	85,96	0,30
Temperatura da água de resfriamento na saída do bloco do motor-A (°C) [TE 402]	92,01	0,25
Temperatura da água de resfriamento na saída do bloco do motor-B (°C) [TE 403]	85,49	0,23
Temperatura da água de resfriamento na saída do resfriador de ar de alta temperatura (°C) [TE 432]	73,84	1,85
Pressão da água de resfriamento no circuito de baixa temperatura (°C) [PT471]	2,90	0,00
Temperatura da água de resfriamento na entrada do resfriador de baixa temperatura (°C) [TE471]	41,01	2,16
Temperatura da água de resfriamento na saída do resfriador de óleo lubrificante (°C) [TE482]	54,49	1,90
Temperatura da água de resfriamento na saída do radiador (°C) [T120]	39,07	2,82
Temperatura da água de resfriamento na entrada do radiador (°C) [T121]	83,90	1,46
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina-A (°C) [TE 511]	532,76	4,02
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina-B (°C) [TE521]	546,05	4,08
Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina-A (°C) [TE 517]	343,50	3,48
Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina-B (°C) [TE 527]	349,25	3,08
Velocidade do Radiador [%]	98,19	2,11
Potência do Radiador [%]	55,69	3,04
Rotação Turbocompressor-A [RPM]	26809,44	40,80
Rotação Turbocompressor-B [RPM]	26924,42	41,95
Pressão de injeção do óleo combustível (bar) [PT 101]	8,45	0,05
Temperatura do óleo combustível no bico de injeção (°C) [TE101]	125,66	0,19
Temperatura do óleo combustível antes do aquecedor (°C) [T002]	94,25	0,25
Temperatura do óleo combustível após o aquecedor (°C) [T005]	116,58	0,08
Temperatura do óleo combustível que retorna do motor (°C) [T012]	128,57	0,15
Vazão de óleo combustível (kg/h) [Q001]	1822,87	2,09
Pressão do ar após o resfriador (bar) [PT 601]	3,37	0,02
Temperatura do ar após o resfriador (°C) [TE 601]	59,70	1,58
Temperatura do ar na entrada do compressor (°C) [TE 600]	30,18	1,95
Set point da temperatura da água na entrada do resfriador de ar de baixa temperatura (°C)	40,00	0,00
Abertura da válvula termostática do circuito de baixa temperatura (%)	13,17	5,93
Set point da temperatura da água na saída do bloco do motor (°C)	92,00	0,00
Abertura da válvula termostática do circuito de alta temperatura (%)	43,51	2,83
Gradiente de temperatura (°C)	2,00	0,00
Temperatura de ponto de orvalho (°C)	46,78	0,31
Vazão de óleo combustível de retorno dos motores (l/h)	0,00	0,00
Vazão Média de óleo combustível de retorno dos motores (l/h)	0,00	0,00
Posição do damper das caldeiras (%)	71,50	0,00

Tabela A. 16 - Parâmetros da UG16 obtidos no sistema supervisorio da usina.

Parâmetros	UG16	
	Média	Desvio Padrão
Potência Elétrica Gerada (kW)	8737,04	16,04
Potência Elétrica Setada (kW)	8730,00	0,00
Potência Elétrica Máxima (kW)	8730,00	0,00
Temperatura do óleo lubrificante na saída do resfriador de óleo (°C) [TE 201]	62,37	0,18
Temperatura do óleo lubrificante na entrada do resfriador de óleo (°C) [TE202]	79,73	0,04
Pressão do óleo lubrificante (bar) [PT201]	4,81	0,02
Pressão da água de resfriamento no circuito de alta temperatura (°C) [PT40]	3,11	0,08
Temperatura da água de resfriamento na entrada do bloco do motor (°C) [TE 401]	84,89	0,16
Temperatura da água de resfriamento na saída do bloco do motor-A (°C) [TE 402]	91,84	0,11
Temperatura da água de resfriamento na saída do bloco do motor-B (°C) [TE 403]	92,02	0,11
Temperatura da água de resfriamento na saída do resfriador de ar de alta temperatura (°C) [TE 432]	78,58	0,26
Pressão da água de resfriamento no circuito de baixa temperatura (°C) [PT471]	2,87	0,05
Temperatura da água de resfriamento na entrada do resfriador de baixa temperatura (°C) [TE471]	45,19	0,43
Temperatura da água de resfriamento na saída do resfriador de óleo lubrificante (°C) [TE482]	58,81	0,30
Temperatura da água de resfriamento na saída do radiador (°C) [T120]	37,47	1,89
Temperatura da água de resfriamento na entrada do radiador (°C) [T121]	87,50	0,23
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina-A (°C) [TE 511]	539,01	3,06
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina-B (°C) [TE521]	544,72	3,31
Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina-A (°C) [TE 517]	348,60	2,74
Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina-B (°C) [TE 527]	347,01	2,65
Velocidade do Radiador [%]	95,78	3,27
Potência do Radiador [%]	51,19	4,19
Rotação Turbocompressor-A [RPM]	26920,56	29,59
Rotação Turbocompressor-B [RPM]	27038,20	35,39
Pressão de injeção do óleo combustível (bar) [PT 101]	8,40	0,00
Temperatura do óleo combustível no bico de injeção (°C) [TE101]	123,45	0,64
Temperatura do óleo combustível antes do aquecedor (°C) [T002]	94,28	0,25
Temperatura do óleo combustível após o aquecedor (°C) [T005]	116,72	0,32
Temperatura do óleo combustível que retorna do motor (°C) [T012]	121,55	0,15
Vazão de óleo combustível (kg/h) [Q001]	1814,83	7,08
Pressão do ar após o resfriador (bar) [PT 601]	3,44	0,02
Temperatura do ar após o resfriador (°C) [TE 601]	59,03	0,19
Temperatura do ar na entrada do compressor (°C) [TE 600]	35,36	1,98
Set point da temperatura da água na entrada do resfriador de ar de baixa temperatura (°C)	45,14	0,51
Abertura da válvula termostática do circuito de baixa temperatura (%)	16,59	2,71
Set point da temperatura da água na saída do bloco do motor (°C)	92,00	0,00
Abertura da válvula termostática do circuito de alta temperatura (%)	38,45	0,61
Gradiente de temperatura (°C)	2,00	0,00
Temperatura de ponto de orvalho (°C)	47,14	0,51
Vazão de óleo combustível de retorno dos motores (l/h)	0,00	0,00
Vazão Média de óleo combustível de retorno dos motores (l/h)	0,00	0,00
Posição do damper das caldeiras (%)	42,44	2,60

Tabela A. 17 - Parâmetros da UG17 obtidos no sistema supervisor da usina.

Parâmetros	UG17	
	Média	Desvio Padrão
Potência Elétrica Gerada (kW)	8737,03	34,70
Potência Elétrica Setada (kW)	8730,00	0,00
Potência Elétrica Máxima (kW)	8730,00	0,00
Temperatura do óleo lubrificante na saída do resfriador de óleo (°C) [TE 201]	60,55	0,15
Temperatura do óleo lubrificante na entrada do resfriador de óleo (°C) [TE202]	77,35	0,05
Pressão do óleo lubrificante (bar) [PT201]	5,20	0,02
Pressão da água de resfriamento no circuito de alta temperatura (°C) [PT40]	3,29	0,06
Temperatura da água de resfriamento na entrada do bloco do motor (°C) [TE 401]	86,55	0,10
Temperatura da água de resfriamento na saída do bloco do motor-A (°C) [TE 402]	93,97	0,08
Temperatura da água de resfriamento na saída do bloco do motor-B (°C) [TE 403]	93,87	0,10
Temperatura da água de resfriamento na saída do resfriador de ar de alta temperatura (°C) [TE 432]	77,28	0,35
Pressão da água de resfriamento no circuito de baixa temperatura (°C) [PT471]	0,00	0,00
Temperatura da água de resfriamento na entrada do resfriador de baixa temperatura (°C) [TE471]	44,88	0,47
Temperatura da água de resfriamento na saída do resfriador de óleo lubrificante (°C) [TE482]	59,98	0,26
Temperatura da água de resfriamento na saída do radiador (°C) [T120]	38,92	2,14
Temperatura da água de resfriamento na entrada do radiador (°C) [T121]	90,21	0,16
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina-A (°C) [TE 511]	540,77	2,38
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina-B (°C) [TE521]	537,51	2,88
Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina-A (°C) [TE 517]	350,53	1,91
Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina-B (°C) [TE 527]	344,86	2,35
Velocidade do Radiador [%]	98,85	2,25
Potência do Radiador [%]	50,88	2,65
Rotação Turbocompressor-A [RPM]	26929,44	50,61
Rotação Turbocompressor-B [RPM]	4,00	0,00
Pressão de injeção do óleo combustível (bar) [PT 101]	8,48	0,04
Temperatura do óleo combustível no bico de injeção (°C) [TE101]	120,82	0,84
Temperatura do óleo combustível antes do aquecedor (°C) [T002]	89,37	0,41
Temperatura do óleo combustível após o aquecedor (°C) [T005]	116,87	0,53
Temperatura do óleo combustível que retorna do motor (°C) [T012]	121,35	0,12
Vazão de óleo combustível (kg/h) [Q001]	1809,55	6,08
Pressão do ar após o resfriador (bar) [PT 601]	3,37	0,02
Temperatura do ar após o resfriador (°C) [TE 601]	60,02	0,19
Temperatura do ar na entrada do compressor (°C) [TE 600]	31,18	2,12
Set point da temperatura da água na entrada do resfriador de ar de baixa temperatura (°C)	44,87	0,49
Abertura da válvula termostática do circuito de baixa temperatura (%)	21,55	2,91
Set point da temperatura da água na saída do bloco do motor (°C)	94,00	0,00
Abertura da válvula termostática do circuito de alta temperatura (%)	37,54	0,60
Gradiente de temperatura (°C)	2,00	0,00
Temperatura de ponto de orvalho (°C)	46,86	0,50
Vazão de óleo combustível de retorno dos motores (l/h)	6,30	0,00
Vazão Média de óleo combustível de retorno dos motores (l/h)	2,10	0,00
Posição do damper das caldeiras (%)	-	-

Tabela A. 18 - Parâmetros da UG18 obtidos no sistema supervisorio da usina.

Parâmetros	UG18	
	Média	Desvio Padrão
Potência Elétrica Gerada (kW)	8750,37	23,39
Potência Elétrica Setada (kW)	8730,00	0,00
Potência Elétrica Máxima (kW)	8730,00	0,00
Temperatura do óleo lubrificante na saída do resfriador de óleo (°C) [TE 201]	60,42	0,19
Temperatura do óleo lubrificante na entrada do resfriador de óleo (°C) [TE202]	79,30	0,06
Pressão do óleo lubrificante (bar) [PT201]	4,70	0,00
Pressão da água de resfriamento no circuito de alta temperatura (°C) [PT40]	2,99	0,09
Temperatura da água de resfriamento na entrada do bloco do motor (°C) [TE 401]	84,01	0,17
Temperatura da água de resfriamento na saída do bloco do motor-A (°C) [TE 402]	91,08	0,13
Temperatura da água de resfriamento na saída do bloco do motor-B (°C) [TE 403]	92,04	0,12
Temperatura da água de resfriamento na saída do resfriador de ar de alta temperatura (°C) [TE 432]	75,91	0,24
Pressão da água de resfriamento no circuito de baixa temperatura (°C) [PT471]	2,90	0,02
Temperatura da água de resfriamento na entrada do resfriador de baixa temperatura (°C) [TE471]	43,83	0,43
Temperatura da água de resfriamento na saída do resfriador de óleo lubrificante (°C) [TE482]	59,76	0,37
Temperatura da água de resfriamento na saída do radiador (°C) [T120]	36,66	1,72
Temperatura da água de resfriamento na entrada do radiador (°C) [T121]	85,91	0,29
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina-A (°C) [TE 511]	537,25	2,94
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina-B (°C) [TE521]	547,86	3,76
Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina-A (°C) [TE 517]	357,51	2,88
Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina-B (°C) [TE 527]	357,09	2,97
Velocidade do Radiador [%]	93,44	4,22
Potência do Radiador [%]	51,67	5,28
Rotação Turbocompressor-A [RPM]	26205,88	32,45
Rotação Turbocompressor-B [RPM]	26376,07	29,71
Pressão de injeção do óleo combustível (bar) [PT 101]	8,44	0,05
Temperatura do óleo combustível no bico de injeção (°C) [TE101]	120,90	0,66
Temperatura do óleo combustível antes do aquecedor (°C) [T002]	90,34	0,39
Temperatura do óleo combustível após o aquecedor (°C) [T005]	116,59	0,39
Temperatura do óleo combustível que retorna do motor (°C) [T012]	118,48	0,17
Vazão de óleo combustível (kg/h) [Q001]	1825,93	6,17
Pressão do ar após o resfriador (bar) [PT 601]	3,16	0,03
Temperatura do ar após o resfriador (°C) [TE 601]	59,39	0,24
Temperatura do ar na entrada do compressor (°C) [TE 600]	29,80	2,26
Set point da temperatura da água na entrada do resfriador de ar de baixa temperatura (°C)	43,89	0,51
Abertura da válvula termostática do circuito de baixa temperatura (%)	24,17	2,00
Set point da temperatura da água na saída do bloco do motor (°C)	92,00	0,00
Abertura da válvula termostática do circuito de alta temperatura (%)	44,62	0,54
Gradiente de temperatura (°C)	2,00	0,00
Temperatura de ponto de orvalho (°C)	45,90	0,51
Vazão de óleo combustível de retorno dos motores (l/h)	0,00	0,00
Vazão Média de óleo combustível de retorno dos motores (l/h)	0,00	0,00
Posição do damper das caldeiras (%)	-	-

Tabela A. 19 - Parâmetros da UG19 obtidos no sistema supervisor da usina.

Parâmetros	UG19	
	Média	Desvio Padrão
Potência Elétrica Gerada (kW)	8723,89	28,22
Potência Elétrica Setada (kW)	8730,00	0,00
Potência Elétrica Máxima (kW)	8730,00	0,00
Temperatura do óleo lubrificante na saída do resfriador de óleo (°C) [TE 201]	60,09	0,19
Temperatura do óleo lubrificante na entrada do resfriador de óleo (°C) [TE202]	78,82	0,04
Pressão do óleo lubrificante (bar) [PT201]	4,91	0,03
Pressão da água de resfriamento no circuito de alta temperatura (°C) [PT40]	3,12	0,04
Temperatura da água de resfriamento na entrada do bloco do motor (°C) [TE 401]	81,31	0,23
Temperatura da água de resfriamento na saída do bloco do motor-A (°C) [TE 402]	88,69	0,10
Temperatura da água de resfriamento na saída do bloco do motor-B (°C) [TE 403]	88,49	0,10
Temperatura da água de resfriamento na saída do resfriador de ar de alta temperatura (°C) [TE 432]	78,01	0,19
Pressão da água de resfriamento no circuito de baixa temperatura (°C) [PT471]	2,90	0,01
Temperatura da água de resfriamento na entrada do resfriador de baixa temperatura (°C) [TE471]	44,93	0,47
Temperatura da água de resfriamento na saída do resfriador de óleo lubrificante (°C) [TE482]	58,11	0,34
Temperatura da água de resfriamento na saída do radiador (°C) [T120]	35,45	1,48
Temperatura da água de resfriamento na entrada do radiador (°C) [T121]	88,19	0,22
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina-A (°C) [TE 511]	536,51	2,70
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina-B (°C) [TE521]	540,55	3,31
Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina-A (°C) [TE 517]	348,10	2,32
Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina-B (°C) [TE 527]	344,27	2,27
Velocidade do Radiador [%]	89,80	5,03
Potência do Radiador [%]	45,67	6,13
Rotação Turbocompressor-A [RPM]	26745,53	31,41
Rotação Turbocompressor-B [RPM]	26820,44	26,24
Pressão de injeção do óleo combustível (bar) [PT 101]	8,50	0,00
Temperatura do óleo combustível no bico de injeção (°C) [TE101]	123,25	0,32
Temperatura do óleo combustível antes do aquecedor (°C) [T002]	91,86	0,40
Temperatura do óleo combustível após o aquecedor (°C) [T005]	116,62	0,09
Temperatura do óleo combustível que retorna do motor (°C) [T012]	117,92	0,08
Vazão de óleo combustível (kg/h) [Q001]	1822,25	2,76
Pressão do ar após o resfriador (bar) [PT 601]	3,39	0,02
Temperatura do ar após o resfriador (°C) [TE 601]	57,38	0,27
Temperatura do ar na entrada do compressor (°C) [TE 600]	27,09	2,08
Set point da temperatura da água na entrada do resfriador de ar de baixa temperatura (°C)	44,96	0,50
Abertura da válvula termostática do circuito de baixa temperatura (%)	22,77	2,01
Set point da temperatura da água na saída do bloco do motor (°C)	92,00	0,00
Abertura da válvula termostática do circuito de alta temperatura (%)	99,00	0,00
Gradiente de temperatura (°C)	2,00	0,00
Temperatura de ponto de orvalho (°C)	46,94	0,50
Vazão de óleo combustível de retorno dos motores (l/h)	0,00	0,00
Vazão Média de óleo combustível de retorno dos motores (l/h)	0,00	0,00
Posição do damper das caldeiras (%)	-	-

Tabela A. 20 - Parâmetros da UG20 obtidos no sistema supervisorio da usina.

Parâmetros	UG20	
	Média	Desvio Padrão
Potência Elétrica Gerada (kW)	8700,28	28,86
Potência Elétrica Setada (kW)	8730,00	0,00
Potência Elétrica Máxima (kW)	8730,00	0,00
Temperatura do óleo lubrificante na saída do resfriador de óleo (°C) [TE 201]	62,19	0,32
Temperatura do óleo lubrificante na entrada do resfriador de óleo (°C) [TE202]	79,28	0,07
Pressão do óleo lubrificante (bar) [PT201]	5,18	0,05
Pressão da água de resfriamento no circuito de alta temperatura (°C) [PT40]	3,36	0,06
Temperatura da água de resfriamento na entrada do bloco do motor (°C) [TE 401]	85,30	0,26
Temperatura da água de resfriamento na saída do bloco do motor-A (°C) [TE 402]	91,70	0,09
Temperatura da água de resfriamento na saída do bloco do motor-B (°C) [TE 403]	91,97	0,07
Temperatura da água de resfriamento na saída do resfriador de ar de alta temperatura (°C) [TE 432]	77,40	0,55
Pressão da água de resfriamento no circuito de baixa temperatura (°C) [PT471]	2,98	0,04
Temperatura da água de resfriamento na entrada do resfriador de baixa temperatura (°C) [TE471]	44,47	1,18
Temperatura da água de resfriamento na saída do resfriador de óleo lubrificante (°C) [TE482]	58,36	0,72
Temperatura da água de resfriamento na saída do radiador (°C) [T120]	37,03	1,74
Temperatura da água de resfriamento na entrada do radiador (°C) [T121]	84,20	0,46
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina-A (°C) [TE 511]	523,60	2,42
Temperatura dos gases de exaustão na entrada da turbina-B (°C) [TE521]	534,60	2,42
Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina-A (°C) [TE 517]	332,86	2,04
Temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina-B (°C) [TE 527]	338,19	2,12
Velocidade do Radiador [%]	94,52	3,76
Potência do Radiador [%]	52,04	4,55
Rotação Turbocompressor-A [RPM]	26938,64	26,24
Rotação Turbocompressor-B [RPM]	26939,48	23,08
Pressão de injeção do óleo combustível (bar) [PT 101]	8,50	0,00
Temperatura do óleo combustível no bico de injeção (°C) [TE101]	122,31	0,82
Temperatura do óleo combustível antes do aquecedor (°C) [T002]	95,06	0,23
Temperatura do óleo combustível após o aquecedor (°C) [T005]	116,90	0,69
Temperatura do óleo combustível que retorna do motor (°C) [T012]	116,15	0,21
Vazão de óleo combustível (kg/h) [Q001]	1834,44	8,53
Pressão do ar após o resfriador (bar) [PT 601]	3,28	0,12
Temperatura do ar após o resfriador (°C) [TE 601]	58,10	0,23
Temperatura do ar na entrada do compressor (°C) [TE 600]	29,05	1,91
Set point da temperatura da água na entrada do resfriador de ar de baixa temperatura (°C)	44,20	0,57
Abertura da válvula termostática do circuito de baixa temperatura (%)	22,03	6,41
Set point da temperatura da água na saída do bloco do motor (°C)	92,00	0,00
Abertura da válvula termostática do circuito de alta temperatura (%)	50,83	0,37
Gradiente de temperatura (°C)	2,00	0,00
Temperatura de ponto de orvalho (°C)	46,45	0,98
Vazão de óleo combustível de retorno dos motores (l/h)	0,00	0,00
Vazão Média de óleo combustível de retorno dos motores (l/h)	0,00	0,00
Posição do damper das caldeiras (%)	-	-