

**UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO
CENTRO TECNOLÓGICO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO**

**ALLAN SOARES VALIATI
OSVALDO FERNANDES MENDES JUNIOR**

**MODELAGEM E SIMULAÇÃO DA USINA TERMELÉTRICA DE VIANA
VISANDO O DIAGNÓSTICO TERMODINÂMICO.**

**VITÓRIA
2013**

**ALLAN SOARES VALIATI
OSVALDO FERNANDES MENDES JUNIOR**

**MODELAGEM E SIMULAÇÃO DA USINA TERMELÉTRICA DE VIANA
VISANDO O DIAGNÓSTICO TERMODINÂMICO.**

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado ao Departamento de
Engenharia Mecânica do Centro
Tecnológico da Universidade Federal do
Espírito Santo, como requisito parcial
para obtenção do grau de Engenheiro
Mecânico.

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

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

VITÓRIA

2013

**ALLAN SOARES VALIATI
OSVALDO FERNANDES MENDES JUNIOR**

**MODELAGEM E SIMULAÇÃO DA USINA TERMELÉTRICA DE VIANA
VISANDO O DIAGNÓSTICO TERMODINÂMICO.**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica do Centro Tecnológico da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito parcial para obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

Aprovado em 13 de Setembro de 2013.

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dr. José Joaquim Conceição Soares Santos
UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO
Orientador

Prof. Dr. João Luiz Marcon Donatelli
UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO
Co-orientador

Prof. MSc. Elias Antônio Dalvi
UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO
Examinador

Eng. Ciro Colonna Ribeiro
UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO
Examinador

AGRADECIMENTOS

Agradecemos primeiramente a Deus por ter nos dado condições intelectuais e físicas para a realização desse projeto. Aos nossos pais, amigos e familiares, pelo apoio, torcida e ajuda em todos os momentos, nos dando uma excelente base, possibilitando-nos a dedicação exclusiva de nosso tempo ao crescimento acadêmico. Aos nossos orientadores, por toda dedicação, paciência e disposição em nos ajudar a concluir esse projeto. Foi de grande valia poder trabalhar com pessoas tão qualificadas e competentes.

RESUMO

A maior parte da energia utilizada no mundo é oriunda das usinas termelétricas. O Brasil é uma exceção, pois as hidrelétricas são as principais responsáveis pelo suprimento da demanda, dada a grande capacidade instalada. Entretanto, na última década, as fontes térmicas vêm ganhando espaço pela necessidade de garantia do suprimento de energia e pela flexibilidade quanto a localização das instalações. Entretanto, com seu crescente aumento do custo operacional (dado principalmente pelo aumento no preço dos combustíveis) torna-se cada vez mais importante a realização de ações que visem o aumento da eficiência energética.

O diagnóstico termodinâmico é uma ferramenta de grande valia na detecção de equipamentos que apresentam anomalias no funcionamento, na escolha de manobras operacionais e na gerência da manutenção visando a redução de custos e o aumento do desempenho global do sistema.

Para que o diagnóstico seja realizado é fundamental modelar o sistema. Desta forma é possível conhecer o desempenho nominal dos componentes e da usina em carga total e parcial. Logo, este projeto tem como objetivo realizar a modelagem e a simulação da Usina Termelétrica de Viana no simulador de processos Thermoflex®, como parte de um sistema de monitoramento e diagnóstico de desempenho de termelétricas com motor de combustão interna a ser desenvolvido.

Palavras-Chave: Modelagem, Simulação, Usinas Termelétricas, Motores de combustão interna.

ABSTRACT

Most of the world's electricity is produced at thermal power plants. Brazil is an exception because hydropower is the main responsible for achieving the demand's requirements, given the installed capacity. However, in the last decade thermal energy sources have been gaining participation by the need to guarantee the energy supply and the flexibility in the location of facilities. With the increase of operational costs (mainly by the fuel rising prices) actions aimed to improve plants efficiency became more important.

The thermodynamic diagnosis is a valuable tool for identifying malfunctioning equipment, for choosing operational strategies and maintenance management aimed at reducing costs and increasing overall system performance.

Modeling the system is fundamental for the diagnosis. With the system model is possible to obtain the components and plant performance at full and partial loads. Thus, the objective of this project is to model and simulate the UTE-Viana power plant in the process simulator Thermoflex®, as part of an monitoring an diagnosis system for thermal power plants with internal combustion engines which is being developed.

Keywords: Modeling, Simulation, Thermal Power Plants, Internal Combustion Engines.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Fontes de energia pelo mundo	13
Figura 2 - Oferta de energia elétrica pelo mundo	14
Figura 3 - Evolução da geração de eletricidade e geração termelétrica entre os anos de 2005 e 2009	15
Figura 4 - Matriz energética brasileira 1980/2010	16
Figura 5 - Matriz da oferta de energia Mundo x Brasil	17
Figura 6 - Oferta de energia elétrica por fonte no Brasil	18
Figura 7 - Oferta de energia elétrica por fonte, Brasil x Mundo.	19
Figura 8 - Centrais elétricas de serviços públicos (GW)	21
Figura 9 - Vista aérea da TEVISA.....	28
Figura 10 - Motor W20V32	30
Figura 11 - Redução na eficiência do compressor devido a sujidades (operatingturbochargers / Turbo Magazine 2/1992).....	32
Figura 12 - Turbo Compressor modelo ABB TPL67-C34	33
Figura 13 - Sistema de Lubrificação	34
Figura 14 - Imagem do sistema supervisório: Sistema de água de resfriamento	35
Figura 15 - Radiador Fincoil da série FBLGE	37
Figura 16 - Imagem do sistema supervisório: Sistema de admissão de ar e exaustão de gases.....	38
Figura 17 - Filtro de ar do sistema de ar de alimentação e sua instrumentação local.	39
Figura 18 - Silenciador do sistema de ar de admissão.	39
Figura 19 - Sistema de escape "SPEX", motores em V.....	41
Figura 20 - GeradorAvKCummins DIG 167g/10	42
Figura 21 - Caldeira recuperativa tipo 2 da série UNEX H	43
Figura 22 - Sistema de recuperação de calor	45
Figura 23 - Coleta de dados em campo.....	47
Figura 24 - Imagens do Sistema WOIS, mostrando o sistema geral, temperaturas do conjunto moto-gerador e uma janela com o comportamento de uma variável no tempo.....	49

Figura 25 - Pontos de instrumentação do sistema supervisório utilizados na modelagem.....	51
Figura 26 - Sistema modelado.....	55
Figura 27 - Motor com seus fluxos de entrada e saída.....	56
Figura 28 - Volume de controle do conjunto moto-gerador.....	57
Figura 29 - Parâmetros de entrada do motor.....	58
Figura 30 - Parâmetros de entrada do motor.....	59
Figura 31 - Parâmetros de entrada do motor definido pelo usuário.....	62
Figura 32–Parâmetros para modelagem do motor definido pelo usuário.	64
Figura 33 - Aba de parâmetros do motor.....	65
Figura 34 - Trocadores de calor do Thermoflex.....	66
Figura 35 - Parâmetros de entrada do trocador de calor General HX-S.....	67
Figura 36 - Ícones da turbina e do compressor.	69
Figura 37 - Parâmetros de entrada do controlador.....	69
Figura 38 -Parâmetros de entrada do evaporador.....	71
Figura 39 - Perdas de calor do motor W20V32 de acordo com o fabricante.	76
Figura 40 - Dados do fabricante	77
Figura 41 - Resultados obtidos	77
Figura 42 - Balanço de energia.	81
Figura 43 - Comportamento da caldeira recuperativa em diferentes cargas e posições do damper.	82

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Elasticidade-Renda do consumo de energia elétrica.....	12
Tabela 2 - Capacidade instalada de geração térmica no mundo entre 2005 e 2009 (GW)	20
Tabela 4 - Capacidade instalada de geração de energia por região em %	22
Tabela 5 - Capacidade instalada de geração elétrica da região sudeste em MW ...	22
Tabela 6 - Usinas térmicas em operação no Espírito Santo	24
Tabela 7 - Principais obras energéticas do programa PAC 2	26
Tabela 8 - Parâmetros técnicos de diferentes tipos de centrais termelétricas	27
Tabela 9 - Dados do motor W20V32	30
Tabela 10 - Sistema de combustível.....	31
Tabela 11-Parâmetros do circuito de água de resfriamento AT	36
Tabela 12-Parâmetros do circuito de água de resfriamento BT	36
Tabela 13- Dados do circuito de água do radiador	37
Tabela 14 - Dados do fluxo de ar.....	38
Tabela 15 - Dados do Sistema de admissão de ar	41
Tabela 16 - Dados do Sistema de exaustão de gases	41
Tabela 17 - Dados para o dimensionamento da caldeira	46
Tabela 18 - Dados de placa do equipamento	46
Tabela 19 - Balanço de energia do motor W20V32	48
Tabela 20 - Tags das variáveis monitoradas da planta de geração.	50
Tabela 21 - Monitoramento das condições ambientais.....	51
Tabela 22 - Parâmetros medidos para a rampa de descida e subida do motor sem caldeira	53
Tabela 23 - Resultados obtidos para o compressor.	72
Tabela 24- Resultados obtidos para a turbina.	73
Tabela 25 - Resultados obtidos para o trocador de calor de água de resfriamento de alta temperatura.....	73
Tabela 26 - Resultados obtidos para o trocador de calor de água de resfriamento de baixa temperatura.....	74
Tabela 27 - Resultados obtidos para o trocador de óleo lubrificante.	74
Tabela 28 - Resultados obtidos para o conjunto gerador.	75

Tabela 29 - Resultados obtidos para cada unidade do radiador	75
Tabela 30 - Resultados obtidos para o compressor da UG-16.....	78
Tabela 31 - Resultados obtidos para a turbina da UG-16.....	78
Tabela 32 - Resultados para o trocador de alta temperatura da UG-16.....	79
Tabela 33 - Resultado da simulação para o trocador de baixa temperatura da UG-16.....	79
Tabela 34 - Resultados para o trocador de calor de óleo lubrificante da UG-16.	79
Tabela 35 - Resultados obtidos para o conjunto gerador da UG-16.....	80
Tabela 36 - Resultados obtidos para o radiador da UG-16.	80
Tabela 37 - Resultados da caldeira recuperativa da UG-16.	81

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	10
1.1 MOTIVAÇÃO	10
1.2 OBJETIVO	10
1.3 METODOLOGIA	11
1.4 ESCOPO	11
 2. CENÁRIO ENERGÉTICO	12
2.1 ENERGIA NO MUNDO CONTEMPORÂNEO.....	13
2.2 CONTEXTO ENERGÉTICO BRASILEIRO	16
2.3 CAPACIDADE TERMELÉTRICA DO BRASIL	20
2.4 CAPACIDADE TERMELÉTRICA DO ESPÍRITO SANTO.....	23
2.5 PERSPECTIVA DE NOVAS INSTALAÇÕES TERMELÉTRICAS NO ESPÍRITO SANTO	25
2.6 TIPOS DE CENTRAIS TERMELÉTRICAS	26
 3. DESCRIÇÃO DA UTE VIANA.....	28
3.1 O CONJUNTO MOTO-GERADOR	29
3.2 O MOTOR W20V32	29
3.3 O TURBOCOMPRESSOR.....	31
3.4 SISTEMA DE LUBRIFICAÇÃO	33
3.5 SISTEMA DE ÁGUA DE RESFRIAMENTO.....	34
3.6 RADIADORES	36
3.7 SISTEMA DE ADMISSÃO DE AR E EXAUSTÃO DE GASES	38
3.8 GERADOR.....	42
3.9 SISTEMA DE RECUPERAÇÃO DE CALOR	43
3.9.1 Descrição do funcionamento	44
3.9.2 Dados disponíveis.....	46
3.10 BALANÇO DE ENERGIADO MOTOR E DO SISTEMA DE RESFRIAMENTO	47
3.11 SISTEMA SUPERVISÓRIO	48
3.12 TESTES REALIZADOS PARA OBTENÇÃO DE DADOS	51

4. MODELAGEM E SIMULAÇÃO NO THERMOFLEX.....	54
4.1 ESTRUTURA DA SIMULAÇÃO	54
4.2 MODELO DO MOTOR.....	55
4.2.1 O volume de controle do motor	56
4.2.2 Parâmetros de entrada do motor	58
4.2.3 Modelo de motor definido pelo usuário	61
4.2.4 A modelagem do motor W20V32 no Thermoflex	62
4.3 MODELO DOS TROCADORES DE CALOR	65
4.4 MODELO DO AFTERCOOLER	68
4.5 MODELO DO RADIADOR	68
4.6 MODELO DA TURBINA E DO COMPRESSOR	68
4.7 MODELO DO CONTROLADOR	69
4.8 MODELO DA CALDEIRA RECUPERATIVA.....	70
5. ANÁLISE DE RESULTADOS	72
5.1 RESULTADOS PARA A RAMPA DE DESCIDA DO CONJUNTO	
GERADOR SEM CALDEIRA RECUPERATIVA	72
5.2 RESULTADOS PARA A RAMPA DE DESCIDA DO CONJUNTO	
GERADOR COM CALDEIRA RECUPERATIVA.....	77
6. COMENTÁRIOS FINAIS	83
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	84

1. INTRODUÇÃO

Devido ao cumprimento da Lei 9991 de 24 de julho de 2000, onde se determina o investimento de 0,05% da sua receita operacional líquida em pesquisa e desenvolvimento do setor elétrico e, no mínimo, vinte e cinco centésimos por cento em programas de eficiência energética no uso final, foi aprovado pela ANEEL o projeto para o desenvolvimento de um sistema de monitoramento e diagnóstico de desempenho de unidades termelétricas com motor de combustão interna, firmado entre a Universidade Federal do Espírito Santo (UFES) e a Usina termelétrica de Viana (UTE-Viana) TEVISA.

1.1 MOTIVAÇÃO

A simulação do sistema é parte fundamental do diagnóstico termodinâmico. Seu objetivo primário é a obtenção do estado real e do estado de referência com base nos dados coletados mediante instrumentação instalada e informações das curvas operacionais fornecidas pelo fabricante. Entretanto, verificou-se a insuficiência de dados nos documentos fornecidos. Parâmetros importantes como os mapas de funcionamento do motor e do turbocompressor levaram à necessidade de realização de testes nos equipamentos para a elaboração da modelagem. Assim a simulação tomou uma importância ainda maior neste projeto, a de obter as curvas operacionais dos equipamentos com base nas informações existentes e naquelas levantadas durante os testes.

1.2 OBJETIVO

O objetivo deste trabalho consiste em realizar a modelagem da usina termelétrica UTE – Viana (TEVISA) de modo a obter as curvas dos equipamentos que a compõe e as propriedades dos fluxos de ar, água, combustível e gases exaustão para diversos patamares de carga.

1.3 METODOLOGIA

A metodologia inicialmente proposta consistia de três etapas: o levantamento de dados dos equipamentos, a construção dos modelos dos mesmos no Thermoflex e a simulação com base em parâmetros medidos durante a operação da usina termelétrica para a obtenção das propriedades dos fluxos que não possuem instrumentação, tanto em condições ambiente quanto em condições ISO.

Devido a não disponibilidade das curvas completas dos equipamentos a metodologia aplicada consistiu no levantamento de dados parciais, realização de testes complementares em dois conjuntos geradores (um com caldeira recuperativa e outro sem) e a simulação do sistema no Thermoflex com considerações adicionais para a obtenção das curvas dos equipamentos.

1.4 ESCOPO

Além deste capítulo introdutório, este trabalho contém mais seis capítulos.

O segundo aborda o tema geração termelétrica, partindo do cenário global até a situação atual do estado do Espírito Santo, dando ênfase em sua conclusão nos motores de combustão interna.

No terceiro capítulo é descrita a UTE Viana e seus principais equipamentos.

O quarto capítulo aborda a simulação dos equipamentos da planta no simulador de processos Thermoflex.

No quinto capítulo são apresentados os resultados mais relevantes da simulação.

O sexto capítulo relata as conclusões do trabalho e as sugestões para futuros trabalhos.

2. CENÁRIO ENERGÉTICO

O cenário econômico mundial vem apresentando um crescimento elevado, principalmente se essa análise estiver voltada mais especificamente para os países emergentes, em especial, a China.

Quanto melhor for a economia, maior será o poder de compra da população, acarretando em um crescimento do consumo, que por sua vez precisa ser suportado pelo desenvolvimento das indústrias, necessitando cada vez mais de energia.

Uma relação entre o Produto Interno Bruto (PIB), consumo de energia e o valor pago por Quilowatt-hora (kWh) é apresentado na Tabela 1.

Tabela 1 - Elasticidade-Renda do consumo de energia elétrica

Ano	Consumo (TWh)	PIB (R\$[2010])	Intensidade (kWh/R\$[2010])
2012	500,1	3.956	0,126
2016	619,0	4.717	0,131
2021	773,8	6.021	0,129

Fonte: Adaptado de MME (2012).

Como pode ser observado pela Tabela 1, entre os anos de 2012 e 2021, o consumo de energia elétrica e o PIB estão estimados em obter um crescimento de 35% e 34%, respectivamente, enquanto que o valor que se paga por kWh não tende a variar significativamente. Pode-se concluir também que o aumento do poder de compra da população interfere diretamente no crescimento do consumo de energia elétrica.

Uma vez que há uma perspectiva do crescimento da economia mundial, que por sua vez influenciará um maior consumo de energia, torna-se importante analisar se o atual cenário de geração de energia elétrica nos grandes polos de consumo atenderá a crescente demanda. No Brasil, comparando os anos de 2010 e 2011, houve um crescimento da oferta interna de energia de 1,3%, enquanto que o consumo final de energia elétrica teve uma alta de 3,6% (BEN, 2012).

2.1 ENERGIA NO MUNDO CONTEMPORÂNEO

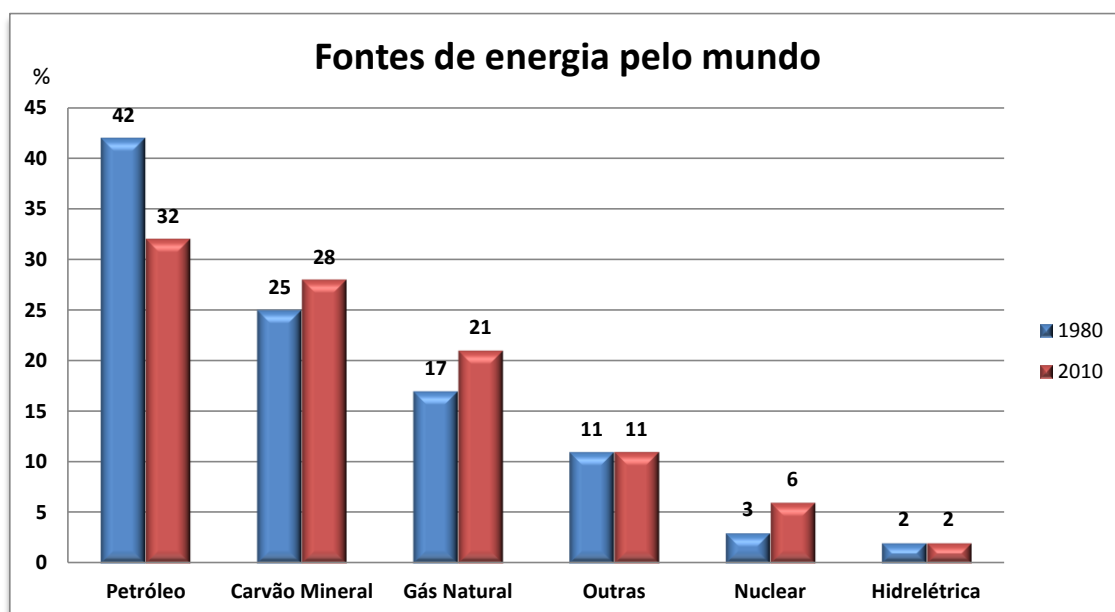
A maior parte da energia elétrica gerada no mundo (80,2%) é produzida a partir de usinas termelétricas, incluindo as usinas nucleares (MME, 2012).

Existem várias formas de se obter energia, das quais as principais fontes primárias são à base de carvão, petróleo, gás natural, nuclear e hidroeletricidade. As quatro primeiras são fontes não renováveis, enquanto a quinta depende da oferta natural do país, que se encontra em quantidade limitada.

A oferta mundial de energia está distribuída percentualmente por fonte energética do seguinte modo: petróleo (32,0%), carvão mineral (28,0%), gás natural (21,0%), nuclear (6,0%), hidrelétrica (2,0%) e outras (11%) (MME, 2012).

Através da Figura 1, observa-se um gráfico contendo a distribuição percentual das fontes de energia pelo mundo, entre os anos de 1980 e 2010.

Figura 1 - Fontes de energia pelo mundo



Fonte: Adaptado de EIA/MME (2012).

Um fator importante que pode ser analisado pela Figura 1 é a considerável queda percentual da utilização de petróleo, apresentando uma baixa de 10% em um

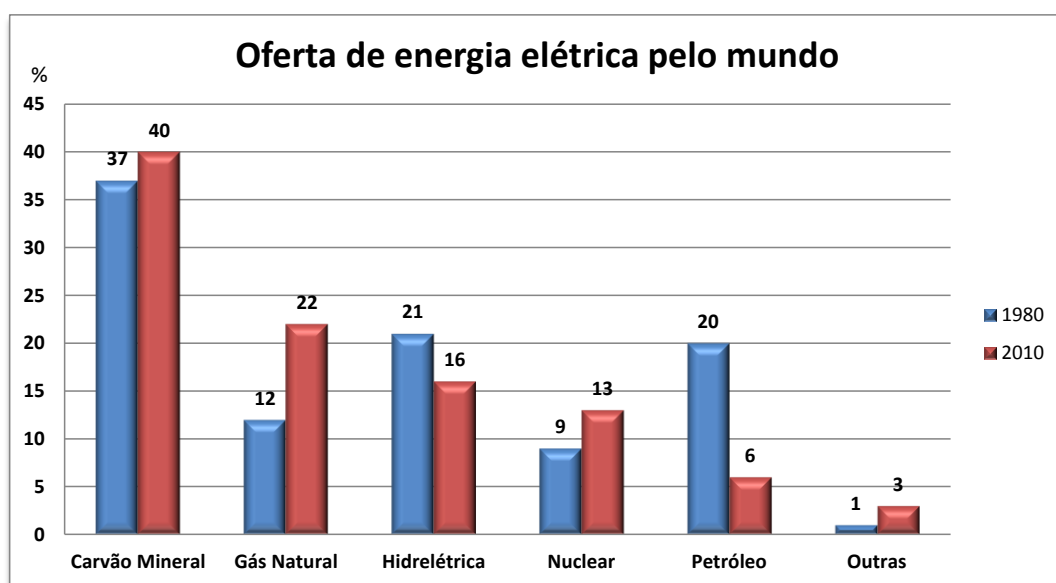
período de três décadas, além do crescimento da energia nuclear, que dobrou sua oferta.

Do ponto de vista ambiental, houve uma melhora da utilização dos combustíveis devido à troca de geração de energia a base de petróleo (42% para 32%), pelo gás natural (17% para 21%), sendo esta fonte menos poluente, impactando menos no meio ambiente.

A utilização da energia nuclear, que dobrou nesses 30 anos de análise, contribui para diminuir a utilização dos combustíveis fósseis, mesmo sendo uma fonte de energia com maior risco ambiental, uma vez que erros na utilização desse meio podem acarretar em desastres de difíceis recuperações. Já a hidroeletricidade manteve-se percentualmente constante ao longo desses anos, podendo-se concluir que esta é uma fonte de energia de pequeno porte a nível global. Esta última fonte de energia comentada é renovável e agride menos o meio ambiente, uma vez já instalada e funcionando, mas depende das condições naturais para ser utilizada.

É importante também destacar a oferta de energia elétrica por fonte ao redor do mundo. A Figura 2 retrata, graficamente, o percentual dessas ofertas.

Figura 2 - Oferta de energia elétrica pelo mundo



Fonte: Adaptado de MME (2012).

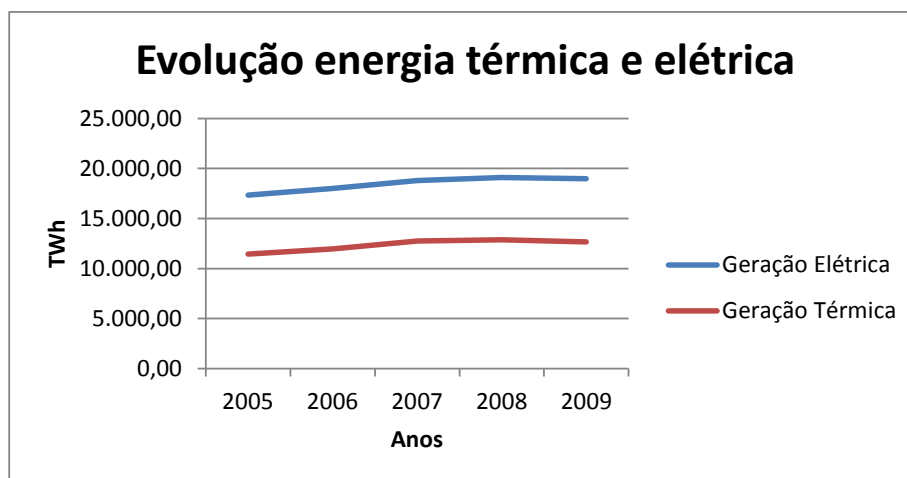
Nesse momento será analisada a matriz de energia elétrica, também a nível mundial. Dessa forma, pretende-se observar quais as fontes de energia que mais contribui para geração de eletricidade.

Conforme pode ser observada pela Figura 2, a maior parte da oferta de energia elétrica a nível mundial é oriunda do carvão mineral, com uma participação de 40%; em sequência, vem o gás natural, com 22%, a hidroeletricidade, com 16%, a nuclear, com 13% e finalmente o petróleo e derivados, com 6%.

O esforço internacional para reduzir a utilização do petróleo e derivados na produção de energia elétrica (de 20% para 6%) foi bem sucedido. Isto foi possível devido a três razões principais: a competitividade econômica desfavorável do petróleo e derivados para produzir eletricidade, a existência de usos mais “nobres e eficientes” para estes combustíveis, fora do setor elétrico, e a disponibilidade de outras fontes energéticas “mais adequadas” para a produção de energia elétrica, como o gás natural e a nuclear (FILHO, 2009).

Uma análise da utilização das termelétricas a nível mundial foi divulgada pela IEA e está sendo demonstrado na Figura 3, onde pode ser observado que a oferta de energia por essa fonte acompanhou a oferta de energia elétrica como um todo.

Figura 3 - Evolução da geração de eletricidade e geração termelétrica entre os anos de 2005 e 2009



Fonte: Adaptado de EIA (2009).

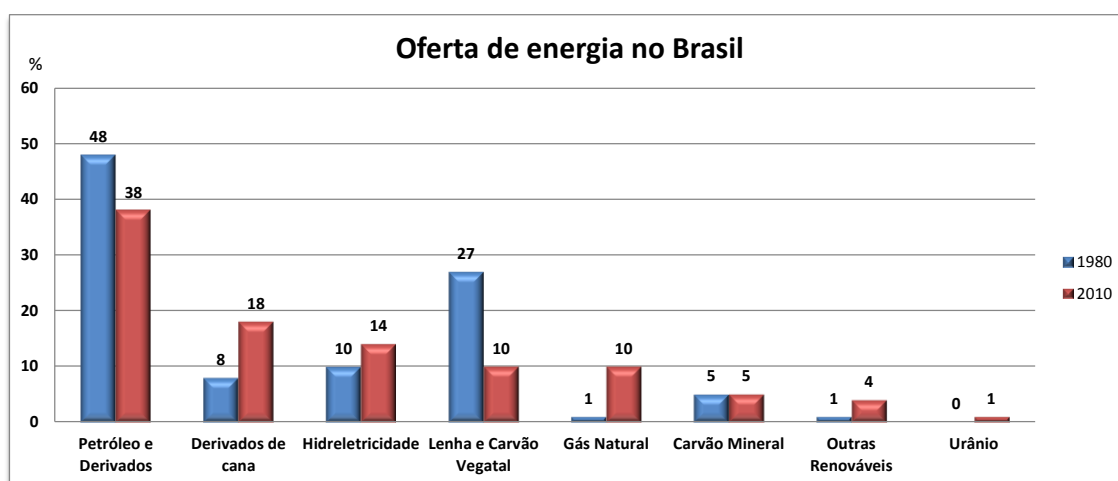
Conclui-se que a maior parte da energia elétrica utilizada pelo mundo é oriunda de fontes térmicas, destacando também a considerável queda percentual da oferta de energia elétrica oriunda do petróleo, caindo de 20% para 5% entre 1980 e 2010.

2.2 CONTEXTO ENERGÉTICO BRASILEIRO

A matriz de energia nacional, no período de 30 anos, ao contrário do mundo, passou por modificações importantes, quanto à utilização das distintas fontes energéticas. Assim, além de manter uma participação elevada das fontes renováveis, ocorreu uma redução significativa da lenha e do carvão vegetal (de 27% para 10%), com aumento de eficiência e benefícios ambientais. A participação dos derivados da cana-de-açúcar, por outro lado, no período, evoluiu de 8% para 18%. A hidroeletricidade também foi priorizada, alcançando uma participação elevada de 14%, no ano de 2010, algo único no mundo (FILHO, 2009).

A Figura 4 retrata a distribuição da oferta de energia por fonte no Brasil. Posteriormente, ao longo do trabalho, será apresentada uma análise da oferta de energia elétrica no Brasil, informando quais são as principais fontes que abastecem o país.

Figura 4 - Matriz energética brasileira 1980/2010



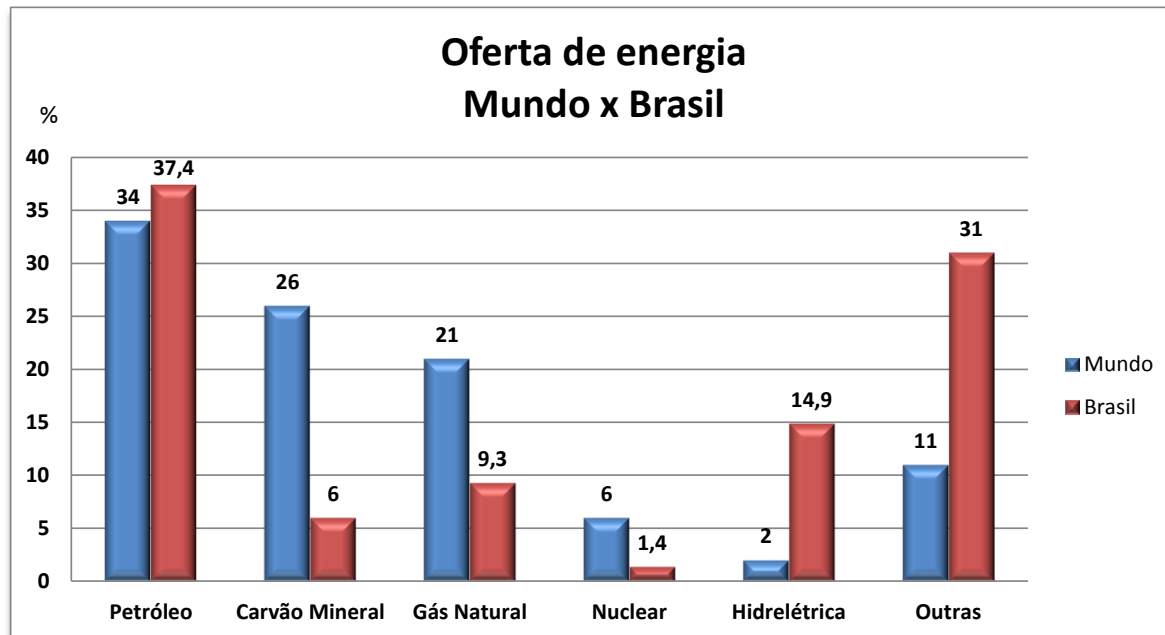
Fonte: Adaptado de MME (2012).

Segundo a matriz de energia brasileira apresentada na Figura 4, o Brasil possui um cenário distinto do restante do mundo, uma vez que houve um aumento significativo das fontes renováveis de energia (hidroelétricas e derivados da cana de açúcar). Esse aumento reflete as políticas energéticas adotadas para a agro energia e a hidroeletricidade.

A principal fonte energética no Brasil, em termos quantitativos, é o petróleo e derivados, como ocorre, em geral, na maioria dos países do mundo; a segunda é a de derivados da cana-de-açúcar e a terceira a da hidroeletricidade, estas duas últimas renováveis, algo que não ocorre em nenhum outro país de mesmo porte no mundo (FILHO, 2009).

Na Figura 5, são comparados os percentuais de oferta de energia por fonte do Brasil com o restante do mundo.

Figura 5 - Matriz da oferta de energia Mundo x Brasil



Fonte: Adaptado de EIA e BEN (2009).

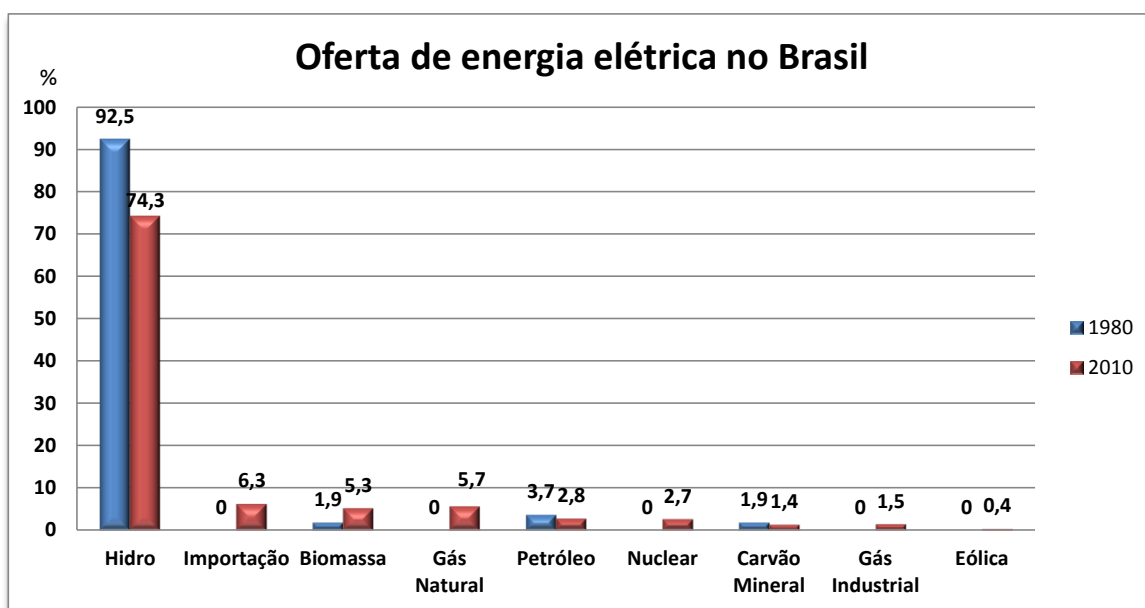
O que chama a atenção nesse gráfico comparativo é a significativa diferença da utilização das hidrelétricas e outras fontes de energia renováveis, evidenciando que

o Brasil é um país privilegiado em termos de condições para obter energia através das águas.

Um aspecto importante que diferencia em muito o Brasil da grande maioria dos países do mundo, refere-se ao fato do país ser praticamente autossuficiente quanto ao suprimento das suas demandas energéticas. A participação das fontes nacionais alcança patamares superiores a 90%, com a importação restrita a parcela paraguaia da usina hidroelétrica binacional de Itaipu, ao gás natural da Bolívia, ao carvão mineral para a siderurgia e alguns pequenos intercâmbios elétricos nas fronteiras com os países vizinhos sul-americanos (FILHO, 2009).

A Figura 6 mostra um comparativo entre os anos de 1980 e 2010 da oferta de energia elétrica no Brasil, mostrando as modificações ocorridas na matriz brasileira ao longo desses anos.

Figura 6 - Oferta de energia elétrica por fonte no Brasil



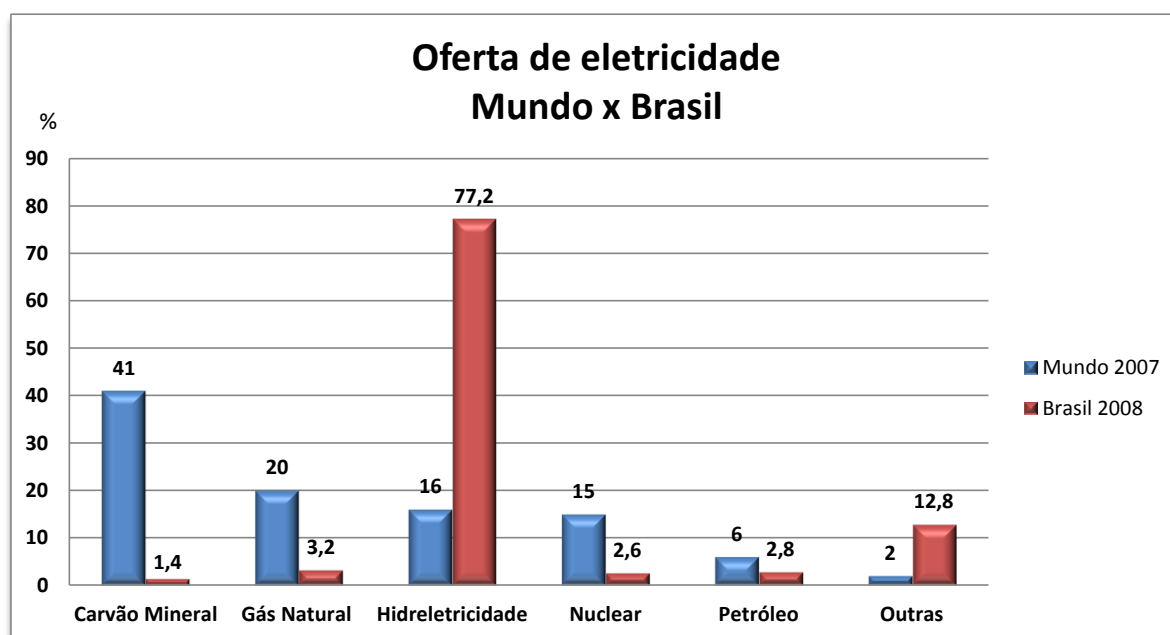
Fonte: Adaptado de MME (2012).

A matriz de energia elétrica brasileira conforme é apresentado na Figura 6, comprova que mesmo com a queda percentual da utilização da energia das hidrelétricas entre 1980 e 2010, o Brasil continua dependendo de suas hidrelétricas

para geração de eletricidade. Ao contrário do que acontece no mundo, pouco se utiliza da energia elétrica fornecida pelas termelétricas.

Para ter uma melhor visão das fontes de energia elétrica do Brasil em relação ao mundo, a Figura 7 é apresentada. Observa-se que há uma grande discrepância da utilização das hidrelétricas no Brasil com o restante do mundo.

Figura 7 - Oferta de energia elétrica por fonte, Brasil x Mundo.



Fonte: Adaptado de IEA e BEN (2010).

No Brasil, diferentemente da maior parte do mundo, existe pouca oferta de energia elétrica originada de fontes térmicas.

Até meados de 1990, as hidrelétricas atendiam perfeitamente ao consumo energético brasileiro, mas o quadro mudou quando, nessa época, o setor foi privatizado e nenhum investimento de grande porte foi realizado.

Em 2004, o governo criou a Empresa de Pesquisa Energética (EPE) responsável pelo planejamento do setor. Esse órgão apresentou em 2007 um Plano Nacional de Energia, previsto para até o ano de 2030, com propostas para toda a matriz energética, considerando todas as fontes e aplicações. Neste plano, a EPE indica

que a opção de hidroeletricidade se tornará altamente escassa a partir do ano de 2020, sendo necessário diversificar a matriz energética com outras fontes. Observado esse cenário, as fontes térmicas podem aparecer como uma excelente alternativa.

Note que, analisando a Tabela 2, pode-se observar um considerável crescimento da capacidade de geração térmica no Brasil desde 2005. Mesmo assim, o país está bem abaixo de outros, como os EUA, que possui sua capacidade energética praticamente totalizada nas termelétricas.

Tabela 2 - Capacidade instalada de geração térmica no mundo entre 2005 e 2009 (GW)

	2005	2006	2007	2008	2009	$\Delta\%$ (2009/08)	Part. % (2009)
Mundo	2.749,6	2.884,3	3.002,4	3.099,4	3.210,0	3,6	100,0
Estados Unidos	757,1	761,6	764,0	770,2	774,3	0,5	24,1
China	391,4	484,1	554,5	601,3	652,1	8,4	20,3
Japão	175,8	176,3	176,9	179,3	181,7	1,3	5,7
Rússia	149,2	151,5	153,3	152,7	153,8	0,7	4,8
Índia	103,7	107,8	117,8	121,9	132,4	8,6	4,1
Alemanha	72,9	74,8	72,9	74,5	74,1	-0,5	2,3
Itália	60,8	64,3	67,5	71,0	71,1	0,3	2,2
Reino Unido	63,1	64,8	64,8	65,0	66,3	2,1	2,1
Coreia do Sul	45,3	46,5	49,8	55,8	56,3	0,9	1,8
Irã	39,3	41,1	43,7	45,2	48,4	7,0	1,5
Outros	891,1	911,5	937,2	962,5	999,4	3,8	31,1
Brasil	20,3	21,0	21,3	23,8	24,4	2,5	0,8

Fonte: Adaptado EIA/BEN (2012).

O Brasil teve um aumento de 2,5% em sua capacidade instalada de geração térmica entre os anos de 2008 e 2009, perdendo apenas para China e Índia, que tiveram um crescimento superior ao longo desses anos. Mesmo assim, se compararmos com o crescimento do restante do mundo, a geração térmica brasileira corresponde a apenas 0,8% da geração mundial.

2.3 CAPACIDADE TERMELÉTRICA DO BRASIL

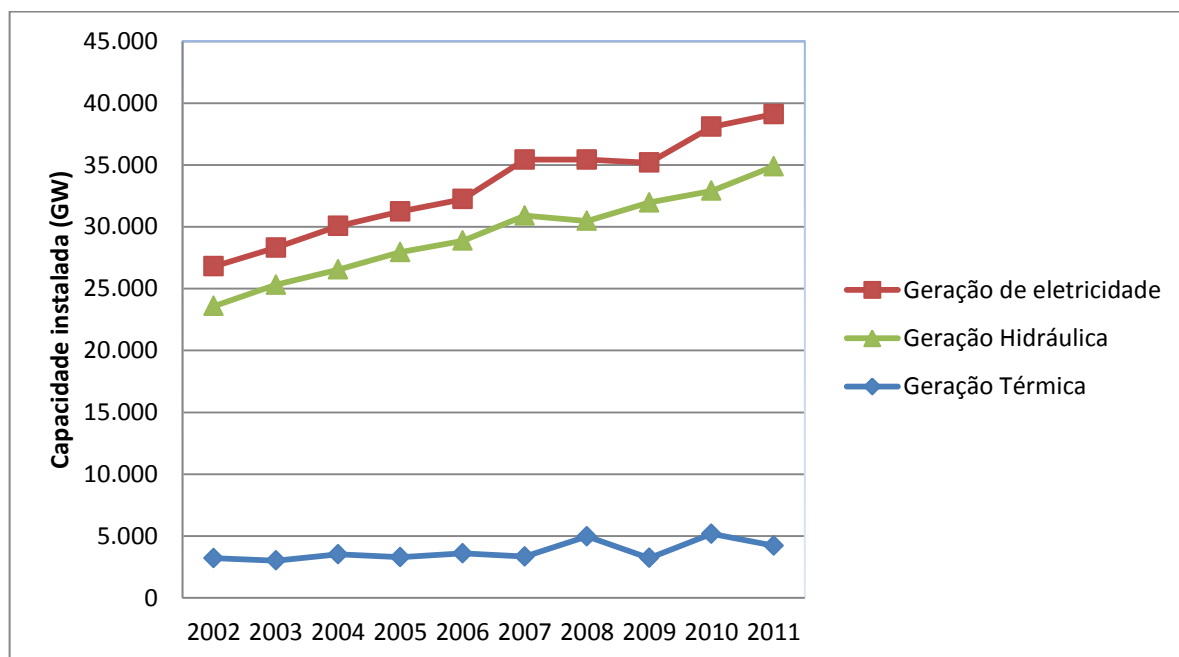
O Brasil, diferentemente da maioria dos países do mundo, não possui suas termelétricas como principal fonte de energia elétrica, sendo as hidroelétricas as

mais utilizadas. Mas esse quadro tem sido gradativamente alterado devido a novos projetos para construção de termelétricas.

Em 2011, com acréscimo de aproximadamente 5 GW, a capacidade instalada das centrais de geração de energia elétrica do Brasil alcançou aproximadamente 117 GW, na soma das centrais de serviço público (SP) e autoprodutoras (APE). Deste total, o acréscimo em centrais hidráulicas correspondeu a 37,1%, ao passo que centrais térmicas responderam por 52,4% da capacidade adicionada. Por fim, as usinas eólicas foram responsáveis pelos 10,5% restantes de aumento do grid nacional. (BEN, 2012).

Como pode ser analisado na Figura 8, houve um significativo crescimento da geração térmica entre os anos de 2002 e 2011.

Figura 8 - Centrais elétricas de serviços públicos (GW)



Fonte: Adaptado de BEN (2012)

Como era de se esperar, devido ao maior consumo de energia ser na região sudeste, é nessa região que se encontra a maior quantidade de usinas térmicas, com 34,9% das instalações nacionais, conforme pode ser visto na Tabela 4.

Tabela 3 - Capacidade instalada de geração de energia por região em %

Região	Hidro			Termo			Eólica			Nuclear		Total	
	SP	APE	Total	SP	APE	Total	SP	APE	Total	SP	SP	APE	Total
Total	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0
Norte	14,6	3,2	14,0	20,3	3,0	12,9	59,8	-	59,8	-	15,1	3,1	13,3
Nordeste	14,2	6,6	13,8	21,5	15,2	18,8	2,1	-	2,0	-	15,9	13,1	15,5
Sudeste	28,9	46,1	29,9	34,0	60,7	45,5	38,2	-	38,2	100,0	30,9	57,0	34,9
Sul	28,1	36,2	28,5	17,2	8,9	13,6	-	-	-	-	25,7	15,6	24,1
Centro-Oeste	14,2	7,8	13,8	7,0	12,2	9,3	-	-	-	-	12,4	11,1	12,2

Fonte: BEN (2012)

A Tabela 4 detalha a capacidade instalada de geração elétrica na região sudeste, analisando os setores hidro, termo e eólica. Observa-se que São Paulo é o estado com maior capacidade instalada de geração elétrica utilizando a fonte térmica, seguida do Rio de Janeiro, Minas Gerais e Espírito Santo.

Tabela 4 - Capacidade instalada de geração elétrica da região sudeste em MW

Região	Hidro			Termo			Eólica			Nuclear		Total	
	SP	APE	Total	SP	APE	Total	SP	APE	Total	SP	SP	APE	Total
Sudeste	22.583	2.046	24.629	6.040	8.171	14.211	28	0	28	2.007	30.678	10.211	40.889
Minas Gerais	10.574	1.319	11.893	309	1.402	1.711	0	0	0	0	10.829	2.716	13.545
Espírito Santo	417	110	527	375	700	1.074	0	0	0	0	794	810	1.604
Rio de Janeiro	1.172	15	1.187	4.144	913	5.057	28	0	28	2.007	7.451	930	8.380
São Paulo	10.420	602	11.022	1.213	5.156	6.369	0	0	0	0	11.604	5.756	17.360

Fonte: BEN (2012)

O Brasil possui no total 2.848 empreendimentos de geração de energia em operação, gerando cerca de 123 GW de potência. Está prevista para os próximos anos uma adição de 42,6 GW na capacidade de geração do País, proveniente

dos 156 empreendimentos atualmente em construção e mais 551 outorgadas (ANEEL, 2013).

Dos empreendimentos em operação, 64,94% utilizam as Usinas hidrelétricas (UHE) como fonte de energia, sendo responsável pela geração de 82,4 GW de potência. Atualmente, existem 11 empreendimentos hidrelétricos em construção pelo Brasil, que acrescentará 18,3 GW de potência de energia. As termelétricas estão em segundo lugar em geração de potência no país, sendo responsável por 36,8 GW, possuindo 1.673 empreendimentos instalados. Atualmente existem 20 unidades termelétricas em construção, o que acrescentará 2,3 GW de potência (ANEEL, 2013).

2.4 CAPACIDADE TERMELÉTRICA DO ESPÍRITO SANTO

O estado do Espírito Santo possui 1,9 GW de capacidade energética, representando 1,51% da capacidade brasileira, estando prevista uma adição de aproximadamente 224 MW na capacidade de geração do estado, proveniente de um empreendimento atualmente em construção em Nova Venécia e mais seis com sua outorga assinada (ANEEL, 2013).

No estado em questão, acontece algo diferente da maioria dos outros estados brasileiros. A maior parte da geração de energia é proveniente das usinas termelétricas (UTE), sendo 52,94% da geração. Em segundo lugar encontram-se as usinas hidrelétricas (UHE), com 35,03%, seguida das pequenas centrais hidrelétricas (PCH) e das centrais geradoras hidrelétricas (CGH), com 11,93% e 0,10% da capacidade, respectivamente.

Dos seis empreendimentos com outorga assinada, quatro serão usinas térmicas com instalações nos municípios de Vila Velha e Serra, que utilizarão gás natural como combustível, João Neiva, que utilizará gás de alto forno e em Vitória, que usará óleo diesel.

As maiores termelétricas do estado encontram-se nas grandes empresas capixabas, sendo a usina da Arcelor Mittal, a maior, com potência instalada de aproximadamente 225 MW, seguida da usina de Aracruz (FIBRIA), com capacidade em torno de 210 MW. A UTE Viana, que se localiza na cidade de Viana, está dentre as maiores termelétricas do estado, com capacidade de gerar até 174 MW de potência.

No estado, existem 16 usinas termelétricas que estão detalhadas na Tabela 5.

Tabela 5 - Usinas térmicas em operação no Espírito Santo

Usina	Potência (kW)	Destino da Energia	Município	Combustível	Classe Combustível
Aracruz	210.400	APE	Aracruz	Licor Negro	Biomassa
CST	225.100	PIE	Serra	Gás Siderúrgico	Outros
Paineiras	3.200	REG	Itapemirim	Bagaço de Cana de Açúcar	Biomassa
Vitória Apart Hospital	2.100	REG	Serra	Gás Natural	Fóssil
Lasa	3.200	REG	Linhares	Bagaço de Cana de Açúcar	Biomassa
Alcon	11.200	PIE	Conceição da Barra	Bagaço de Cana de Açúcar	Biomassa
Ceisa	5.500	PIE	Conceição da Barra	Bagaço de Cana de Açúcar	Biomassa
Sol	147.300	PIE	Serra	Efluentes Gasoso	Outros
Wal Mart Sams Vitória	640	REG	Vitória	Óleo Diesel	Fóssil
Viana	174.600	PIE	Viana	Óleo Combustível	Fóssil
Shopping Praia da Costa	1.800	REG	Vila Velha	Óleo Diesel	Fóssil
Fibrasa Embalagens	1.100	REG	Serra	Óleo Diesel	Fóssil
Linhares	204.000	PIE	Linhares	Óleo Diesel	Fóssil
Fibrasa Sudeste	560	REG	Serra	Óleo Diesel	Fóssil
Auto Serviço Faé	347	REG	Vila Velha	Óleo Diesel	Fóssil
Laticínios Rezende	347	REG	Montanha	Óleo Diesel	Fóssil
Total : 16 Usinas termelétricas					

Legenda: APE - Autoprodução de Energia, PIE - Produção Independente de Energia, REG – Registro.

Fonte: ANEEL (2013)

2.5 PERSPECTIVA DE NOVAS INSTALAÇÕES TERMELÉTRICAS NO ESPÍRITO SANTO

Ao iniciar o Programa de Aceleração do Crescimento (PAC), em 2007, o governo brasileiro assumiu o compromisso de fazer com que o Brasil crescesse de forma ordenada e sustentada.

Pela primeira vez em décadas, o país teria um plano estratégico para construir a infraestrutura necessária para sustentar o crescimento do Brasil. Os investimentos executados pelo programa chegaram a R\$ 619 bilhões até 31 de dezembro de 2010 e o Espírito Santo também fazia parte desse plano de crescimento.

Em 2011 foi criado o PAC 2, com o objetivo de dar continuidade ao programa que acelerou o crescimento do Brasil. O primeiro ano do PAC 2 teve um desempenho vigoroso, com R\$ 204,4 bilhões executados, o que representa 21% do previsto para 2011-2014, R\$ 955 bilhões. Os dados revelam que o ritmo do PAC 2 acelerou 136% no segundo semestre de 2011 em relação aos seus primeiros seis meses.

O plano prevê um investimento total de R\$ 71,00 bilhões para o estado do Espírito Santo, sendo R\$ 30,66 bilhões entre os anos de 2011 a 2014 e o restante do valor será investido no estado após o ano de 2014.

Só para o setor de energia, o programa prevê destinar mais de 22 bilhões de reais para empreendimentos exclusivos do estado e aproximadamente 2 bilhões de reais em empreendimentos de caráter regional, que abrangem mais de um estado. Segue a

Tabela 6 com as principais obras voltadas para o setor energético do estado.

Tabela 6 - Principais obras energéticas do programa PAC 2

Tipo	Subtipo	Empreendimento	Investimento 2011 a 2014 (R\$ milhões)	Investimento após 2014 (R\$ milhões)	Estágio
Geração de Energia Elétrica	Usina Termelétrica a Gás Natural	Cacimbaes	144,84	-	Em licitação de obra
Geração de Energia Elétrica	Usina Termelétrica a Gás Natural	Escolha	646,24	-	Em licitação de obra
Geração de Energia Elétrica	Usina Termelétrica a Óleo	Cauhyra I	296,00	-	Em licitação de obra
Geração de Energia Elétrica	Usina Termelétrica a Óleo	Iconha	368,00	-	Em licitação de obra
Geração de Energia Elétrica	Usina Termelétrica a Óleo	Nova Venécia 2	352,00	-	Em licitação de obra
Petróleo e Gás Natural	Base de Apoio	Base de Apoio – Base portuária do Esp. Santo	509,00	727,60	Ação preparatória
Petróleo e Gás Natural	Campos e Plataformas	Baleia Azul	3.003,90	-	Em obras

Fonte: PAC 2

Após as informações mencionadas acima do programa de crescimento do país, fica claro que o setor energético espírito santense vem passando e continuará passando por um crescimento considerável, dando mais opções de se extrair energia para suprir as necessidades do povo capixaba, não ficando restritas apenas as fontes hídricas.

2.6 TIPOS DE CENTRAIS TERMELÉTRICAS

Centrais termelétricas são instalações que produzem energia elétrica a partir da queima de um determinado combustível, seja ele carvão, óleo combustível ou gás natural, etc.

Lora e Nascimento (2004) classifica as centrais termelétricas da seguinte forma:

- Central termelétrica de geração com ciclo a vapor: Tem como máquina térmica uma turbina a vapor, com objetivo único de produzir energia elétrica. Nesse tipo de termelétrica, pode-se utilizar qualquer tipo de combustível e possuem a vantagem de gerarem potências elevadas.
- Central termelétrica de cogeração: Correspondem as termelétricas que geram energia elétrica e térmica utilizando um mesmo combustível. São conhecidas por apresentarem uma alta eficiência.

- Central termelétrica de turbina a gás em ciclo simples: Tem como objetivo a geração de energia elétrica, utilizando uma turbina a gás. Possuem eficiência energética inferior que a das termelétricas a vapor.
- Central de ciclo combinado: Utiliza um ciclo de turbina a gás sobreposto a um ciclo com turbina a vapor, sendo considerado o sistema mais moderno e eficiente, tendo como combustível principal o gás natural.
- Central nuclear: Operam segundo um ciclo Rankine, sendo o fluido de trabalho o vapor de água, utilizando como máquina térmica uma turbina a vapor.
- Central de motores de combustão interna: É o modelo estudado neste trabalho. Utiliza motores de ciclo Diesel ou Otto a gás natural para a geração de potência

Percebe-se que as centrais termelétricas de ciclo combinado gera uma potência nominal por unidade alta e um elevado rendimento. A principal desvantagem na utilização desse sistema é sua limitação em relação ao tipo de combustível, sendo possível apenas a utilização de gás natural ou diesel especial, encarecendo e muitas vezes inviabilizando o processo. A Tabela 7 detalha a diferença entre os tipos de centrais termelétricas.

Tabela 7 - Parâmetros técnicos de diferentes tipos de centrais termelétricas

Parâmetro	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
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 (horas)	100.000	100.000	100.000	-
Tempo de montagem (meses)	40	10	20	10
Taxa de calor (KJ/KWh)	7531 - 8018	9730 - 10000	6100 - 6300	7200

Fonte: Lora e Nascimento (2004)

3. DESCRIÇÃO DA UTE VIANA

A Termelétrica Viana S.A (TEVISA) entrou em operação comercial em 6 de janeiro de 2010. Possui 20 conjuntos moto-geradores com capacidade de geração de 8,73MW cada, sendo cinco deles com caldeira de recuperação de calor. As instalações estão localizadas no Distrito Industrial do município de Viana, a 62 metros de altitude sobre o nível do mar, com temperatura ambiente média em torno de 24,2°C e nível de umidade de 70%. Uma foto aérea da TEVISA pode ser vista na Figura 9.

Figura 9 - Vista aérea da TEVISA



Fonte: TEVISA (2013).

3.1 O CONJUNTO MOTO-GERADOR

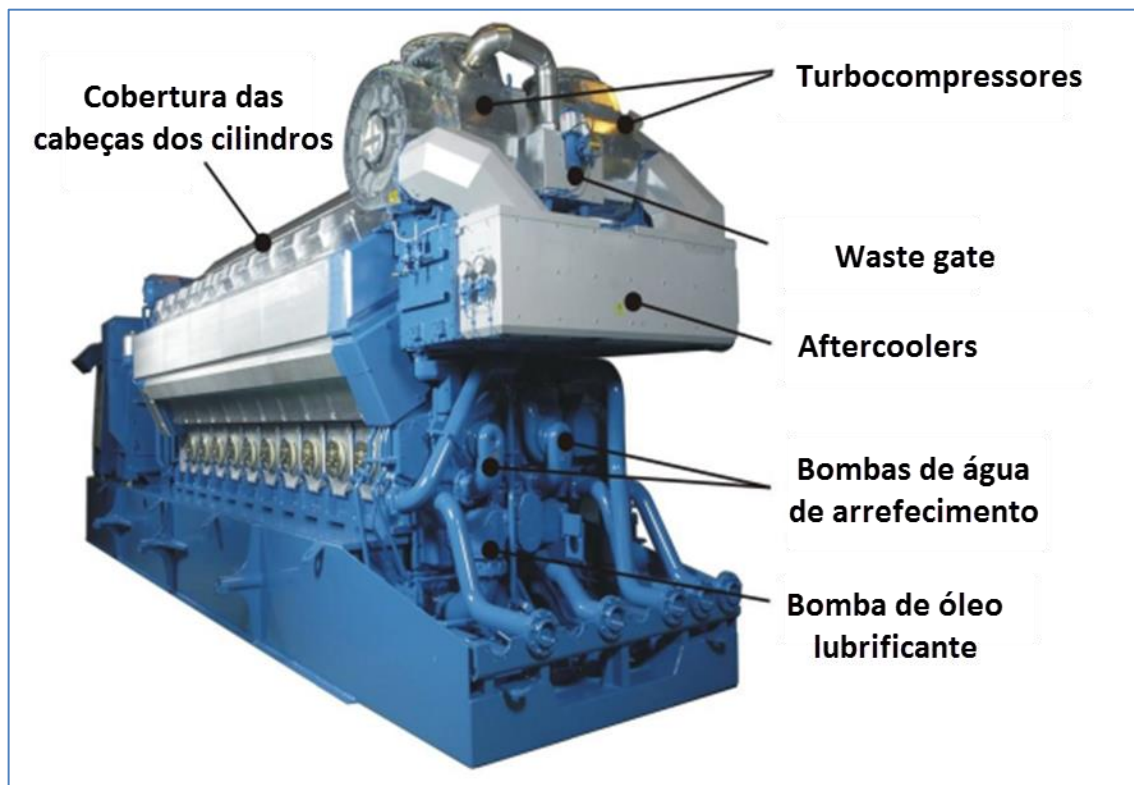
O conjunto moto-gerador utilizado é composto por motores alternativos Wärtsilä W20V32 e geradores trifásicos síncronos AvK Cummins modelo DIG 167g 13,8 kV – 10.913 kVA.

3.2 O MOTOR W20V32

O Wärtsilä W20V32 é um motor turbo aspirado, ciclo Diesel de quatro tempos com injeção direta. Sua partida se dá com a utilização de ar comprimido. A nomenclatura se dá pelo número de cilindros (20), pelo diâmetro (320mm) e pela montagem em “V” dos mesmos. Segundo o fabricante o motor pode ser ajustado com dois tipos de otimização, uma visando minimizar a emissão de poluentes e a outra visando a eficiência energética. A segunda opção foi adotada pelo operador da usina em questão. São quatro válvulas por cilindro, duas para admissão e duas para exaustão. O sistema de injeção é do tipo “multihousing” onde há uma bomba de injeção por cilindro. Na Figura 10 pode ser observado um exemplo do motor W20V32, e na Tabela 8 os dados desse equipamento. A

Tabela 9 mostra alguns dados do sistema de combustível.

Figura 10 - Motor W20V32



Fonte: Wärtsilä (2009)

Tabela 8 - Dados do motor W20V32

Parâmetros	Valores	Unidades
Número de cilindros	20	
Rotação	720	rpm
Potência de eixo	9000	kW
Diâmetro do pistão	320	mm
Curso	400	mm
Pressão média efetiva	2,32	Mpa
Velocidade média do pistão	9,6	m/s
Eficiência mecânica	0,9	
Razão de compressão	16,0:1	

Fonte: Wärtsilä (2009)

Tabela 9 - Sistema de combustível

Parâmetros	Valores	Unidades
Pressão nominal antes das bombas de injeção	700 ± 50	kPa
Consumo de combustível a 100% de carga	178	g/kWh
Consumo de combustível a 75% de carga	180	g/kWh
Consumo de combustível a 50% de carga	194	g/kWh

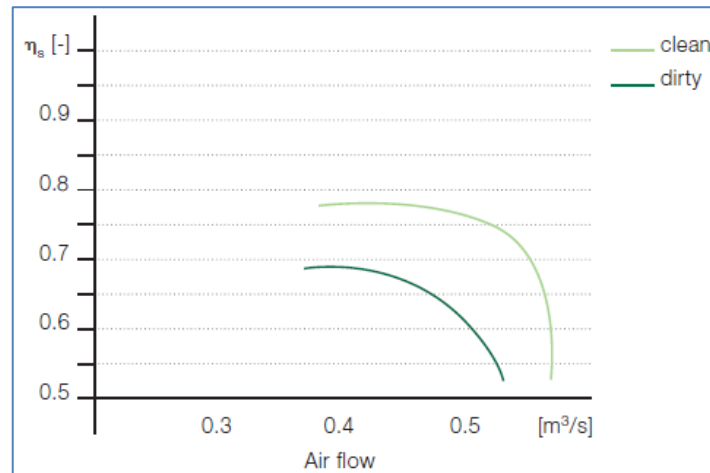
Fonte: Wärtsilä (2009)

3.3 O TURBOCOMPRESSOR

Cada motor possui dois turbocompressores, um em cada banco na extremidade livre. A energia dos gases de exaustão é utilizada para fornecer o ar de alimentação na pressão adequada ao motor. Os turbocompressores são do tipo axial, cada um com uma turbina movida pelos gases de exaustão acoplada no mesmo eixo a um compressor centrífugo.

São também equipados com um sistema de lavagem que pode ser utilizado durante a operação. A formação de depósitos decorrente das sujidades existentes no ar diminui a eficiência do equipamento com o tempo, sendo assim tal operação vital para o bom funcionamento do sistema. A diferença entre a eficiência entre um compressor sujo (em verde escuro) e um limpo (em verde claro) pode ser observada na Figura 11.

Figura 11 - Redução na eficiência do compressor devido a sujidades

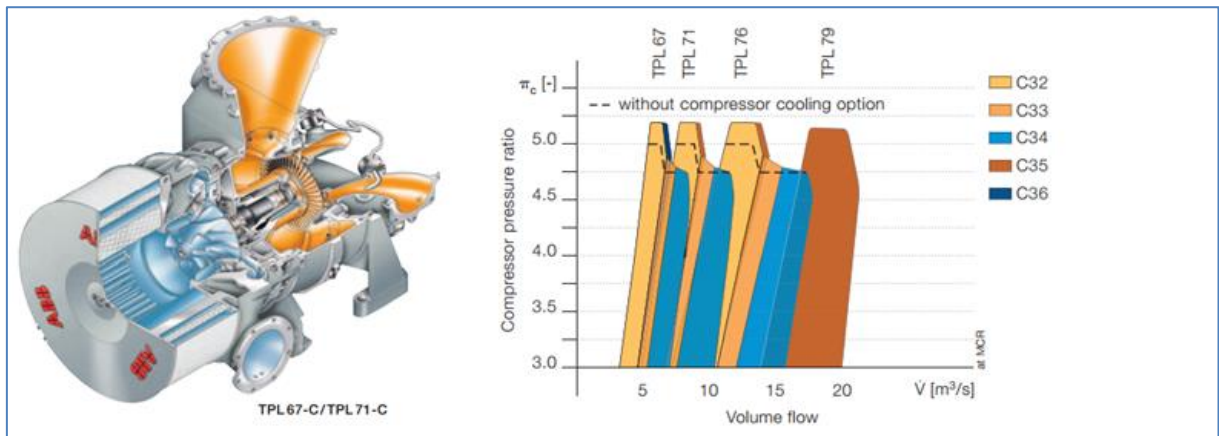


O modelo utilizado é o ABB TPL67-C34, projetado para velocidade média avançada em motores diesel de quatro tempos numa faixa de potência entre 3000kW a 10000 kW por turbocompressor.

As informações obtidas acerca dos turbocompressores são as temperaturas de entrada e saída da turbina, a temperatura do ar de admissão do compressor e a pressão após o sistema de resfriamento do ar de admissão. Estes valores puderam ser obtidos nos protocolos de testes de comissionamento do fabricante, e durante o teste no sistema supervisório. No site do fabricante foi possível obter um mapa que relaciona a razão de compressão com a vazão volumétrica para diversos modelos, conforme ilustrado na Figura 12.

Entretanto, não foi possível obter os mapas de desempenho do mesmo, nem a variação da eficiência com o número de lavagens ao decorrer do tempo.

Figura 12 - Turbo Compressor modelo ABB TPL67-C34

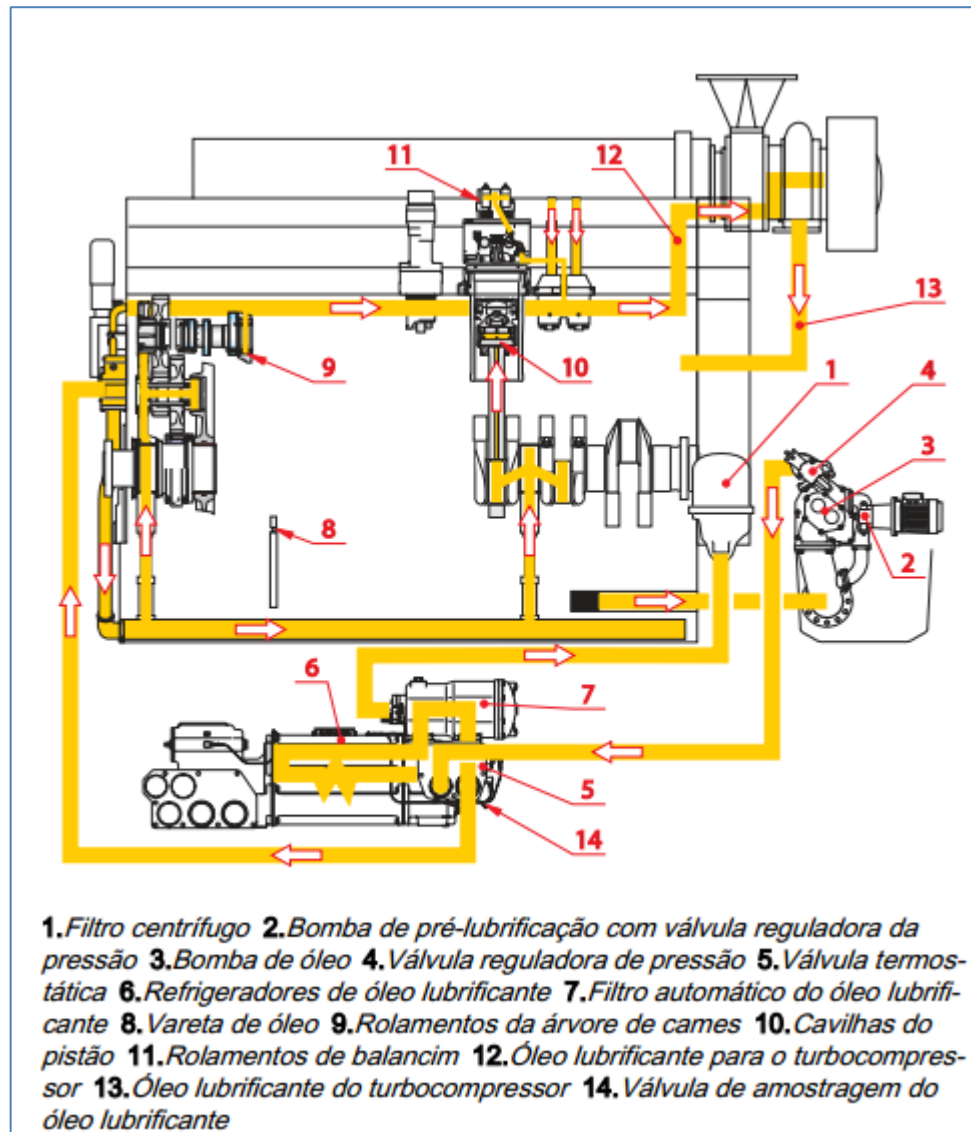


Fonte: Catálogo da ABB

3.4 SISTEMA DE LUBRIFICAÇÃO

O sistema de óleo lubrificante (Figura 13) é responsável pela correta lubrificação dos mancais, das linhas dos cilindros e pelo resfriamento do motor. A circulação se dá por uma bomba de engrenagens acionada pelo motor. O sistema de filtragem inclui um filtro de óleo automático e um filtro centrífugo para a limpeza de óleo sujo oriundo do filtro automático.

Figura 13 - Sistema de Lubrificação



Fonte: Wärtsilä (2009)

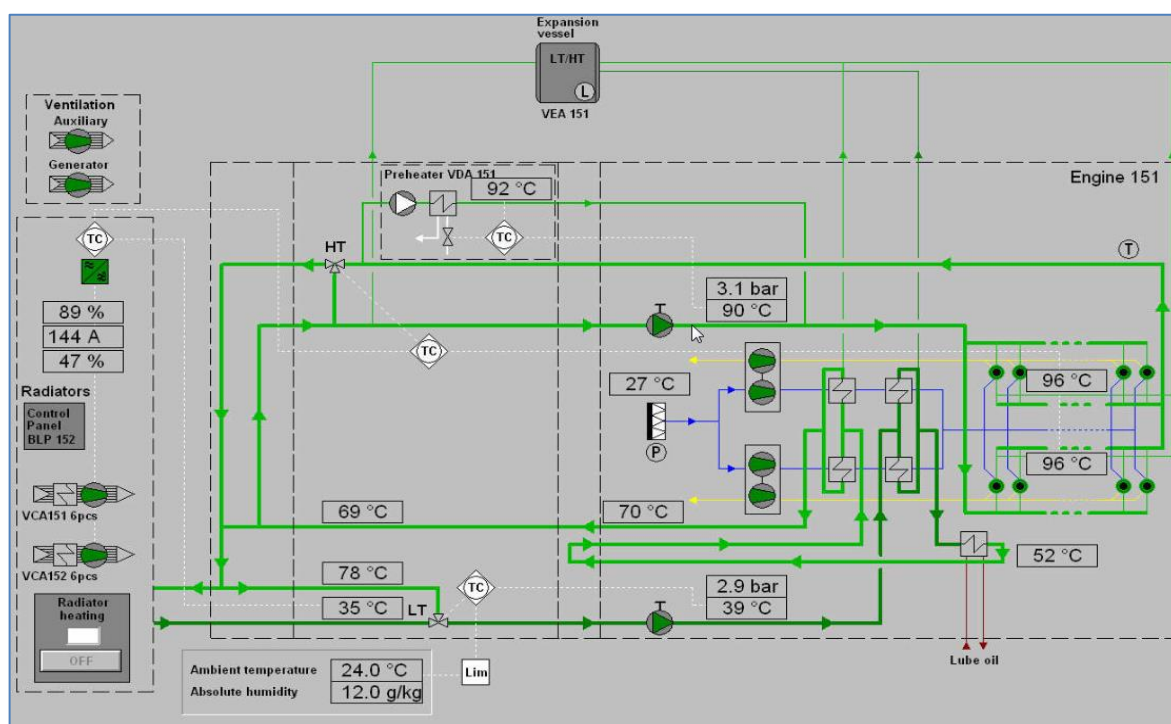
3.5 SISTEMA DE ÁGUA DE RESFRIAMENTO

O sistema água de resfriamento do motor é realizado em circuito fechado, com um circuito de alta temperatura (AT) e um de baixa temperatura (BT). O circuito AT arrefece os cilindros e suas cabeças. A água é impelida por uma bomba centrífuga acionada pelo motor.

O circuito BT é composto pelo sistema de resfriamento de ar de admissão (aftercooler), por um refrigerador de óleo lubrificante, pelo radiador e por uma bomba

centrífuga semelhante à do circuito de alta temperatura. O aftercooler possui dois passes. No primeiro a água resfia o ar de admissão antes da admissão no motor. A água sai do equipamento e refrigera o óleo lubrificante. Após o trocador de calor de óleo lubrificante a água retorna ao aftercooler para resfriar o ar de admissão logo após a saída do compressor. A Figura 14 mostra esquematicamente o sistema descrito.

Figura 14 - Imagem do sistema supervisório: Sistema de água de resfriamento



Fonte: Elaborado pelos autores

Também está integrado no circuito de água de resfriamento um pré-aquecedor que utiliza o vapor do sistema de recuperação de calor (preheater VDA 151). Um tanque de expansão está conectado a ambos os circuitos AT e BT para compensar a dilatação térmica da água e para prover a pressão estática requerida pelas bombas. Os dados relevantes para o dimensionamento fornecidos pelo fabricante estão ilustrados na Tabela 11 e 12.

Tabela 10–Parâmetros do circuito de água de resfriamento AT

Parâmetros	Valor	Unidade
Pressão no motor, após a bomba, nominal (PT401)	250+estática	kPa
Temperatura antes dos cilindros, aproximada (TE401)	85	°C
Temperatura após os cilindros, nominal (TE402)	96	°C
Temperatura após o aftercooler, nominal (TE432)	96	°C
Capacidade nominal da bomba acionada pelo motor	180	m³/h
Queda de pressão no motor, nominal	150	kPa
Altura manométrica da bomba reserva (excluindo a pressão estática)	250	kPa
Volume de água no motor	0,94	m³

Fonte: Wärtsilä (2009)

Tabela 11–Parâmetros do circuito de água de resfriamento BT

Parâmetros	Valor	Unidade
Pressão no motor, após a bomba, nominal	250+estática	kPa
Temperatura após o resfriador de óleo lubrificante, nominal	47	°C
Capacidade da bomba acionada pelo motor, nominal	180	m³/h
Queda de pressão no trocador de calor do óleo lubrificante	20	kPa
Altura manométrica da bomba reserva (excluindo a pressão estática)	250	kPa
Volume de água no motor	0,31	m³
Queda de pressão no aftercooler (cada estágio)	35	kPa

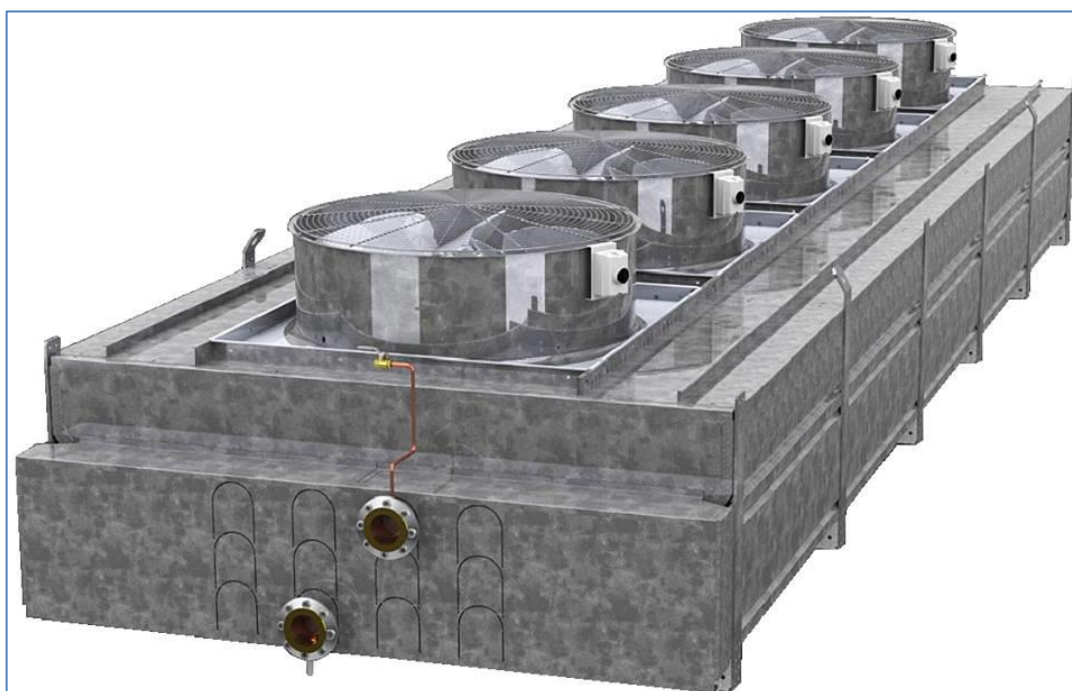
Fonte: Wärtsilä (2009)

3.6 RADIADORES

O radiador utilizado é o FBLGE-1260-7-6/8-158DN100D da Fincoil. Cada motor possui seu próprio conjunto de radiadores, composto por duas unidades e seis ventiladores em cada unidade. O fluido de trabalho é a água e o tipo de escoamento é induzido, ou seja, com o ventilador montado acima do trocador de calor e o escoamento ocorrendo para cima. A velocidade nominal é de 860 rpm. Um exemplo do ilustrativo do radiador da série pode ser visto na Figura 15.

Os tubos e o coletor de água são feitos de cobre, as aletas são de alumínio, e caixa de chapas de alumínio de aço galvanizado. Sua função é realizar o resfriamento da água utilizada para resfriar motor e ar de admissão.

Figura 15 - Radiador Fincoil da série FBLGE



Fonte: Alfa Laval(2013)

Foram fornecidos pelo fabricante apenas as informações de projeto, não constando informações sobre mapas de desempenho do equipamento nem dos ventiladores, como pode ser visto na Tabela 12, Tabela 13.

Tabela 12– Dados do circuito de água do radiador

Dados do Circuito de água do radiador		
Parâmetros	Valor	Unidade
Fluido	Água	-
Vazão	135	m³/h
Fluxo por radiador	67,5	m³/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 (2 peças)	5645	kW

Fonte: Fincoil (2008)

Tabela 13 - Dados do fluxo de ar

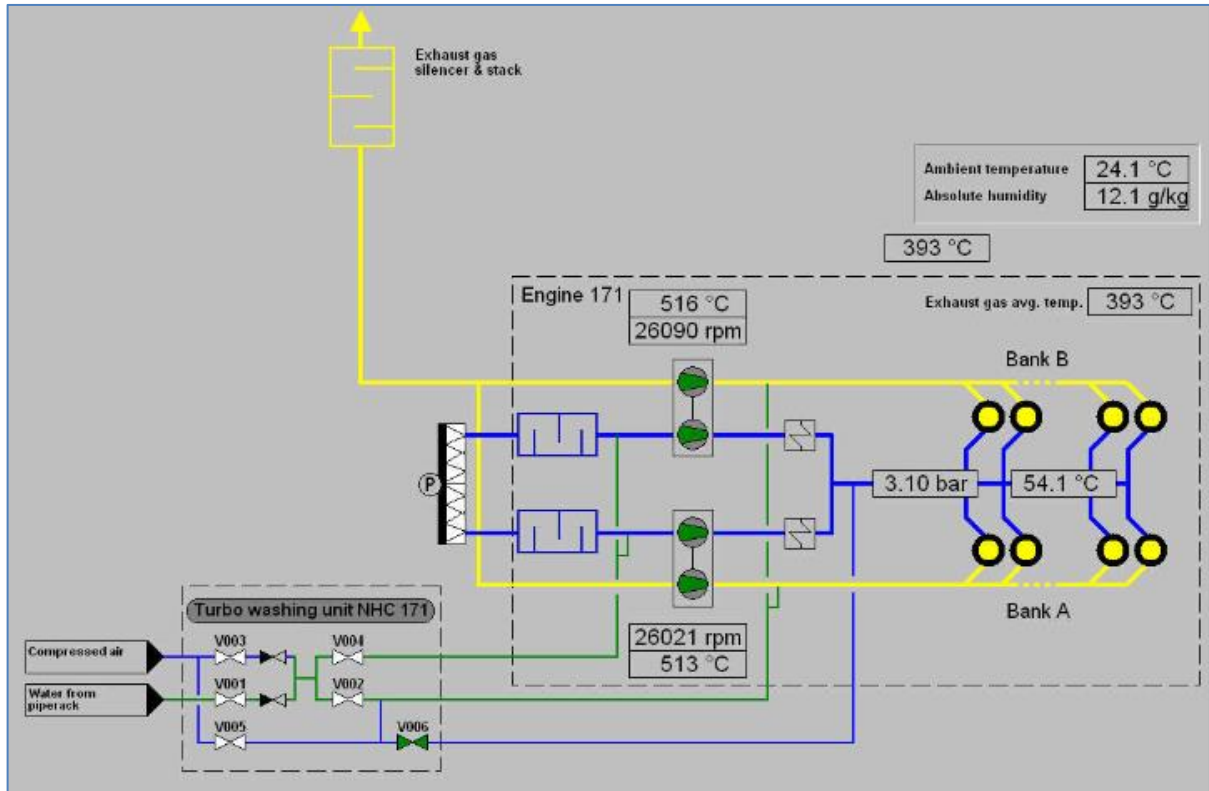
Dados do fluxo de ar		
Parâmetros	Valores	Unidades
Temperatura de entrada	35	°C
Temperatura de saída	62	°C
Fluxo por ventilador	17,5	kg/s
Fluxo por radiador	~105	kg/s
Altitude em relação ao nível do mar	90	m

Fonte: Fincoil (2008)

3.7 SISTEMA DE ADMISSÃO DE AR E EXAUSTÃO DE GASES

O sistema de admissão de ar é composto por um filtro de admissão, silenciadores, compressor e resfriadores de ar. O circuito está representado em azul na Figura 16.

Figura 16 - Imagem do sistema supervisorio: Sistema de admissão de ar e exaustão de gases



Fonte: Sistema WOIS

Na entrada, o ar passa pelos filtros de admissão, seguindo para um silenciador, sendo então comprimido pelos compressores e posteriormente resfriado para ser admitido pelo motor. A perda de carga do filtro de admissão possui instrumentação digital e analógica para verificação local, conforme ilustrado na Figura 16. Entretanto, o sistema supervisório não exibe os valores monitorados e a instrumentação local encontra-se desativada.

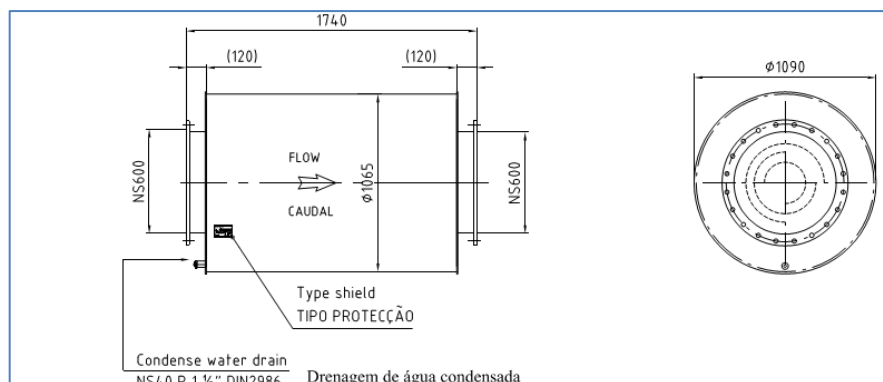
O silencioso do filtro de ar tem como Fabricante a JTK Power. Seu princípio de funcionamento se baseia no silenciamento por absorção e o equipamento está representado na Figura 17

Figura 17 - Filtro de ar do sistema de ar de alimentação e sua instrumentação local.



Fonte: Elaborado pelos autores

Figura 18 - Silenciador do sistema de ar de admissão.



Os parâmetros monitorados do sistema de admissão de ar são: a rotação do turbo compressor, a pressão e a temperatura do ar de admissão após o aftercooler. Também há uma estação meteorológica que monitora as condições do ar.

O sistema de exaustão de gases está destacado em amarelo na Figura 16. Ao sair dos cilindros os gases de exaustão passam por um coletor e são direcionados à turbina do turbocompressor para então serem liberados na atmosfera pela chaminé. Dependendo da unidade geradora podem passar antes por uma caldeira recuperativa para então seguirem para a chaminé.

O sistema de escape “SPEX” (Figura 19) é uma combinação de sistema pulsante e de pressão constante, confinando a energia cinética dos gases de escape num tubo de escape simples, de pressão constante. Assim, em forma de pulsos, gases de exaustão de cada banco são conduzidos para os respectivos coletores e ligados aos turbos compressores.

Dados do sistema de admissão de ar e de exaustão de gases são apresentados pela Tabela 14 e Tabela 15, respectivamente.

Tabela 14 - Dados do Sistema de admissão de ar

Sistema de admissão de ar		
Variáveis	Unidades	Valores
Vazão de ar a 100% de carga	kg/s	16,2
Temperatura nominal após o aftercooler	°C	55
Temperatura nominal antes do aftercooler	°C	215

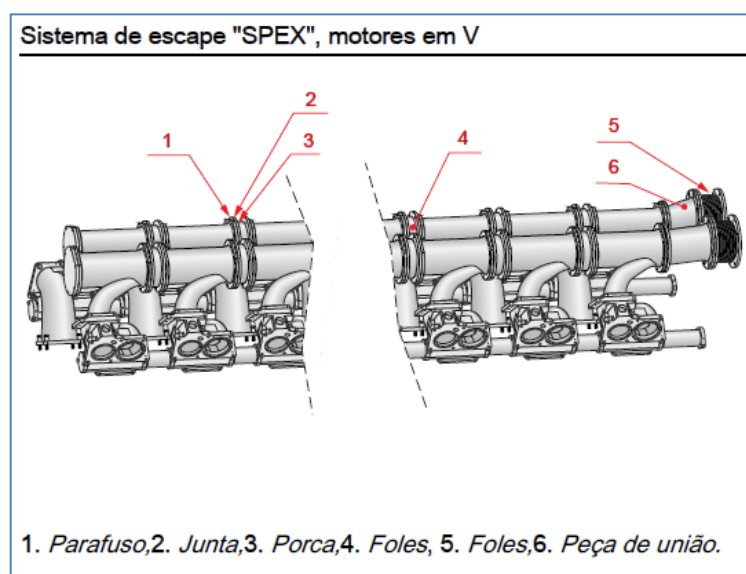
Fonte: Wärtsilä (2009)

Tabela 15 - Dados do Sistema de exaustão de gases

Sistema de exaustão de gases		
Variáveis	Unidades	Valores
Vazão a 100% de carga	kg/s	16,7
Vazão a 75% de carga	kg/s	13,1
Vazão a 50% de carga	kg/s	8,9
Temperatura após o turbo compressor a 100% de carga (TE517)	°C	345
Temperatura após o turbo compressor a 75% de carga (TE517)	°C	360
Temperatura após o turbo compressor a 50% de carga (TE517)	°C	380

Fonte: Wärtsilä (2009)

Figura 19 - Sistema de escape "SPEX", motores em V.



Fonte: Wärtsilä, (2009)

3.8 GERADOR

O gerador AvK Cummins DIG 167g/10 foi desenvolvido focando a otimização da eficiência, a alta estabilidade da operação e a maior vida útil. Seu design mecânico foi concebido de forma a proporcionar um alto grau de flexibilidade na sua utilização em termos de aplicação e tipos de encapsulamento.

São constituídos por uma máquina principal de polos internos e polos externos de excitação. Para a alimentação do regulador automático de tensão, os alternadores são equipados com enrolamentos auxiliares. O núcleo do estator consiste de laminações dínamo de baixa perda, hidraulicamente prensadas contra o seu alojamento através de pratos de pressão de forma a constituir uma unidade compacta. Esta técnica assegura uma construção robusta e adequada para condições de operação especiais para conjuntos de geração diesel. O rotor consiste do eixo e do campo principal rotativo. As eficiências do gerador foram obtidas a partir dos protocolos de teste fornecidos pelo fabricante. Através da Figura 20 é possível visualizar um tipo do gerador utilizado na usina.

Figura 20 - Gerador AvK Cummins DIG 167g/10



Fonte: Site AvK (2013)

3.9 SISTEMA DE RECUPERAÇÃO DE CALOR

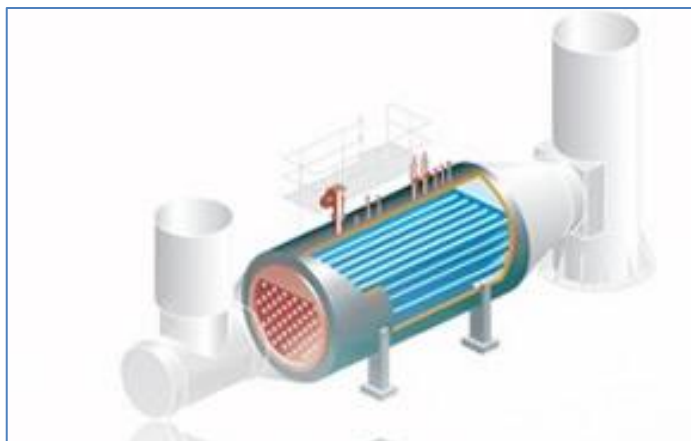
Localizado no pátio exterior ao galpão dos conjuntos moto-geradores encontra-se o sistema de recuperação de calor que é instalado apenas em cinco dos grupos geradores.

A caldeira recuperativa Aalborg UNEX H é do tipo flamotubular horizontal, utilizando os gases de exaustão dos motores da usina para gerar vapor saturado. A superfície de transferência de calor consiste de tubos de aço submersos em água, possuindo uma superfície de aquecimento totalizando 264 m². A caldeira ainda conta um dispositivo manual para soprar a fuligem para fora da mesma utilizando vapor. O sistema para geração de vapor utilizado para os vinte motores é composto de:

- Cinco caldeiras recuperativas, cada uma com uma válvula de by-pass operada eletricamente.
- 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.
- Duas caldeiras auxiliares (utilizadas para a realização da partida da usina)

Um exemplo de caldeira recuperativa usado no sistema da termelétrica pode ser visto na Figura 21.

Figura 21 - Caldeira recuperativa tipo 2 da série UNEX H



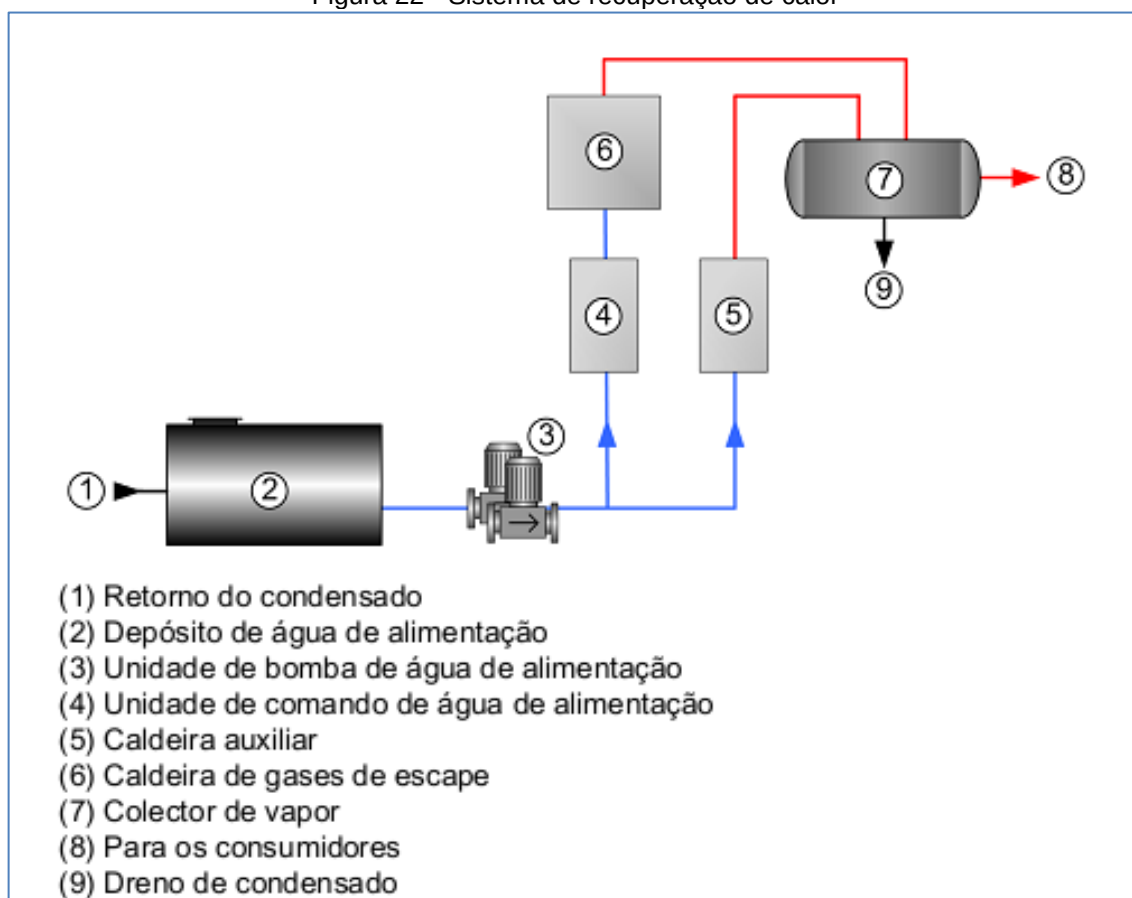
Fonte: Site Alfa Laval (2013)

3.9.1 Descrição do funcionamento

O condensado de retorno é dirigido ao tanque de condensado, passando antes por uma unidade detectora de óleo. Do tanque de condensado ocorre o bombeamento até o tanque de água de alimentação. Água de reposição (água doce tratada e suavizada) pode ser adicionada ao tanque dependendo da qualidade ou quantidade de condensado, podendo também ocorrer aqui dosagem química. A temperatura do tanque de água de alimentação é controlada para que esteja entre 90°C e 95°C possibilitando a remoção do oxigênio dissolvido. Do tanque, a água é bombeada até a caldeira recuperativa. A bomba de água de alimentação funciona continuamente com capacidade constante e o fluxo para as caldeiras recuperativas é controlado por válvulas individuais, controladas pelo sinal do nível de água de cada caldeira.

A unidade de bombeamento é composta por duas bombas, uma de operação e outra reserva, conforme pode ser visto no sistema de recuperação de calor da Figura 22. Na caldeira recuperativa a água é evaporada e o vapor saturado é conduzido para os coletores de vapor de onde é direcionado para os aquecedores da usina.

Figura 22 - Sistema de recuperação de calor



Fonte: Wärtsilä (2009)

Para evitar uma elevada concentração de sais dissolvidos e impurezas a água deve ser soprada regularmente para fora das caldeiras, abrindo-se as válvulas manuais de sopro.

A função das válvulas de by-pass é de controlar a capacidade da caldeira e funciona de acordo com a pressão na mesma. O ponto de medição de tal pressão é no coletor de vapor.

As informações obtidas sobre as caldeiras recuperativas são os dados de dimensionamento e a placa do equipamento que podem ser observados pela Tabela 17 e pela Tabela 18.

Tabela 16 - Dados para o dimensionamento da caldeira

Dados de Dimensionamento		
Parâmetros	Valor	Unidade
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 do condensado	90	°C
Retorno do condensado	90	%
Temperatura da água de reposição	20	°C
Capacidade	2550 / 1700	kg/h / kW
Pressão de operação	7	bar
Temperatura de operação	170	°C
Queda de pressão dos gases de exaustão	1200	Pa

Fonte: AALBORG INDUSTRIES (2009)

Tabela 17 - Dados de placa do equipamento

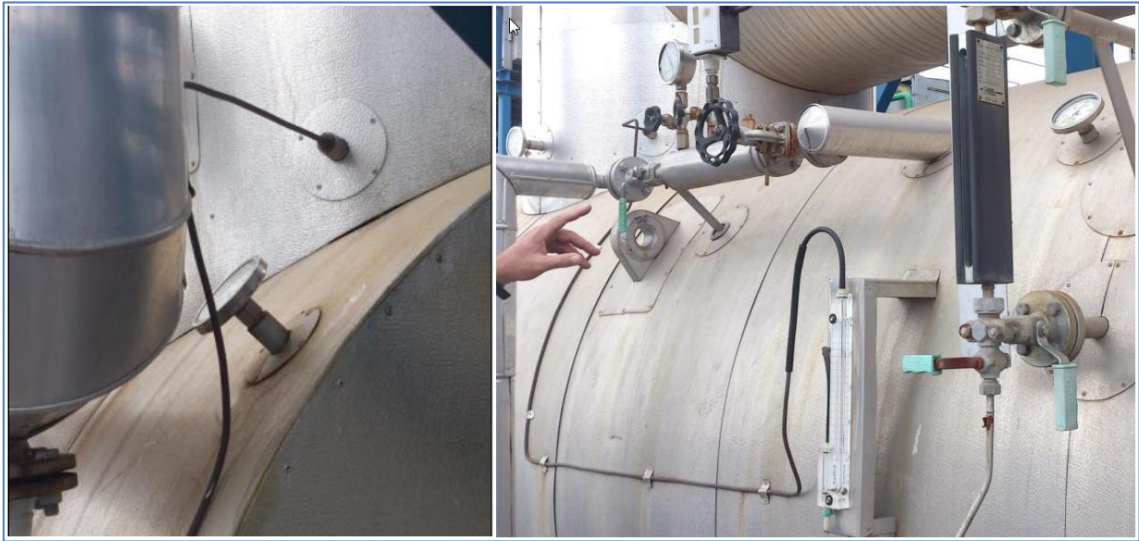
Placa do equipamento		
Parâmetros	Valor	Unidade
Área de troca térmica	266	m ²
Pressão de operação	7	bar
Temperatura de operação	170	°C
Volume	7,82	m ³
Capacidade	1700	kW
Produção	2,55	Ton/h
Modelo	H1-2A	-

Fonte: AALBORG INDUSTRIES (2009)

3.9.2 Dados disponíveis

Embora o sistema de recuperação de calor possua controle automático, poucos dados estão disponíveis no sistema supervisório. As informações disponibilizadas de maneira automatizada são a posição do damper dos gases de exaustão, a pressão no coletor de vapor e a informação sobre quais equipamentos encontram-se ativados ou desativados. Assim, foi necessária a coleta de dados em campo, como pode ser visto na Figura 23.

Figura 23 - Coleta de dados em campo



Fonte: Elaborado pelos autores.

A instrumentação analógica existente na caldeira consiste em termômetros para a leitura das temperaturas de entrada e saída dos gases de exaustão, manômetro e termômetro para leitura de pressão e temperatura do vapor no corpo da caldeira, além de um manômetro diferencial para medir a perda de carga dos gases através da caldeira. Também foi instalado um termômetro após o by-pass de gases de exaustão para que fosse possível realizar o balanço energético.

3.10 BALANÇO DE ENERGIADO MOTOR E DO SISTEMA DE RESFRIAMENTO

Foram fornecidos pelo fabricante os balanços de energia do motor e do sistema resfriamento. Tais informações foram de grande valia na interpretação dos resultados dos testes e no norteamto do estudo do comportamento do sistema.

Os valores descritos na Tabela 19 são para o motor W20V32 em 720 rpm, otimizado para economia de óleo combustível e diesel, e também para emissões em diesel.

Tabela 18 - Balanço de energia do motor W20V32

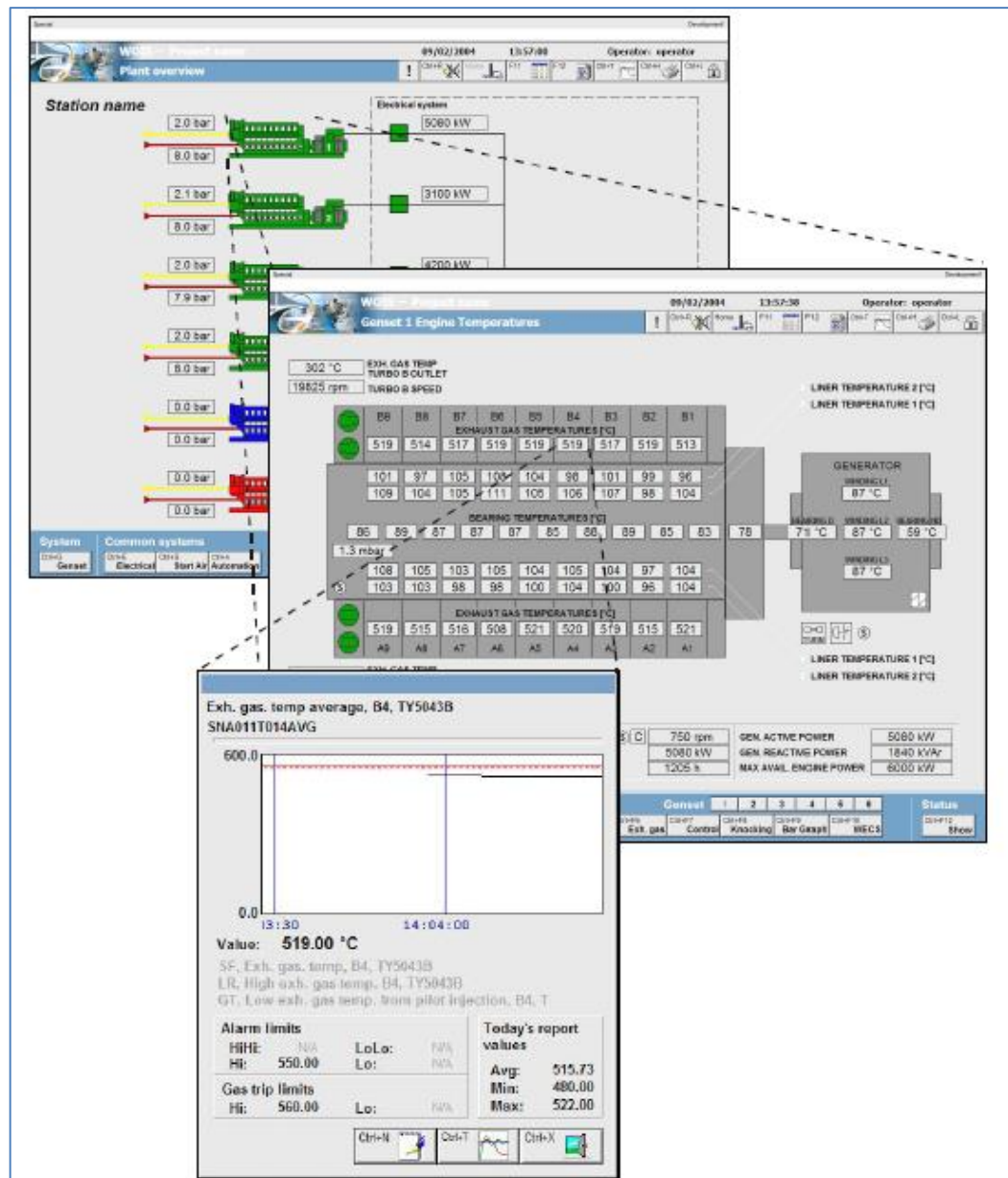
Carga	Unidade	100%	90%	75%	50%
Potência nominal do motor	kW	9000			
Potência de eixo	kW	9000	8100	6750	4500
Circuito AT - Total	kW	2750	2233	1583	1042
Camisas dos cilindros - AT	kW	1333	1167	1000	817
Ar de alimentação - AT	kW	1417	1067	583	225
Circuito BT – Total	kW	2317	2150	1825	1637
Ar de alimentação - BT	kW	1250	1117	908	770
Óleo lubrificante - BT	kW	1067	1033	917	867
Gases de exaustão	kW	5600	5183	4590	3305
Radiação	kW	225	225	225	225
Vazão de gases de exaustão	kg/s	16,7	15,3	13,1	8,9
Temperatura dos gases de exaustão após o turbocompressor	°C	345	348	360	380

Fonte: Wärtsilä (2009)

3.11 SISTEMA SUPERVISÓRIO

O sistema de trabalho utilizado para a coleta de dados e estudo do comportamento dos equipamentos foi o WOIS (Wärtsilä Operator Interface Station) que é uma interface gráfica para supervisionar e controlar a planta. Existe ainda o sistema WISE (Wärtsilä Information System Enviroment) que lida com o armazenamento de dados e funções de relatório. O sistema WOIS está ilustrado na Figura 24.

Figura 24 - Imagens do Sistema WOIS, mostrando o sistema geral, temperaturas do conjunto moto-gerador e uma janela com o comportamento de uma variável no tempo



Fonte: Wärtsilä (2009)

Foram monitoradas diversas variáveis da planta de geração, como pode ser visto na Tabela 19. A escolha se deu com o intuito de obter os requisitos mínimos para a modelagem do sistema e o monitoramento da variação de determinados parâmetros com a mudança da carga do sistema para o entendimento de seu funcionamento.

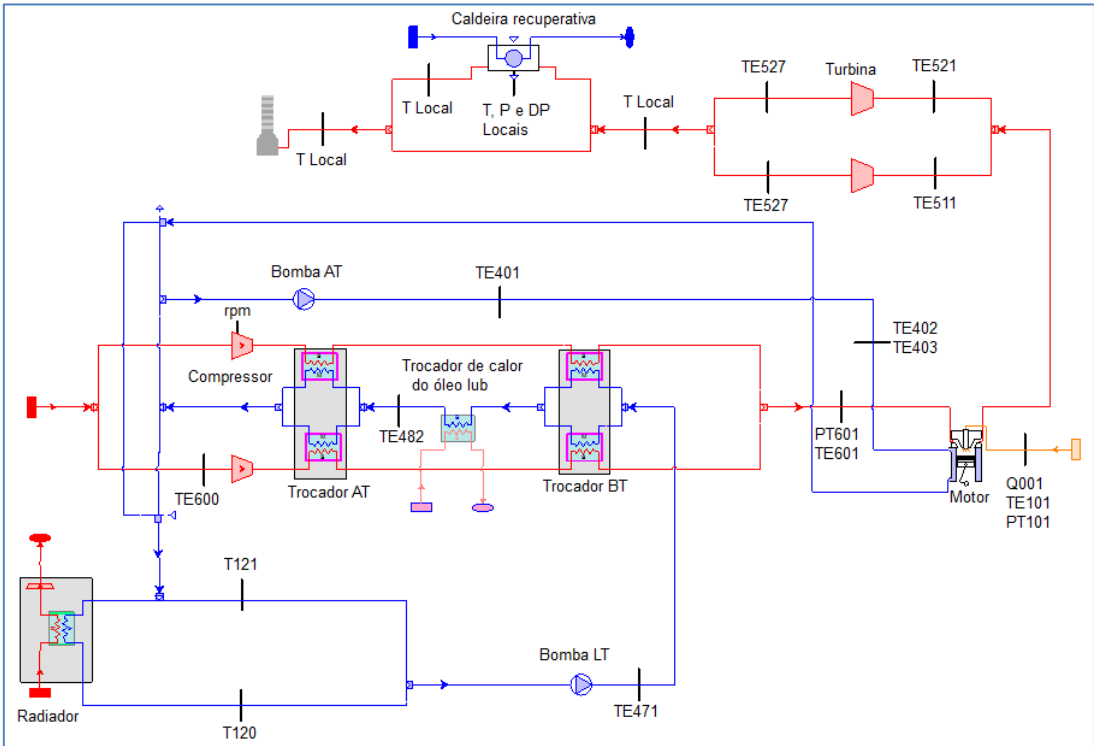
Tabela 19 - Tags das variáveis monitoradas da planta de geração.

Parâmetros	Unidade	Tag
Potência elétrica nos bornes do gerador	kW	
Consumo de óleo combustível	kg/h	Q001
Temperatura do óleo combustível antes do aquecedor	°C	TE002
Temperatura do óleo combustível após o aquecedor	°C	TE005
Temperatura de entrada do óleo combustível	°C	TE101
Pressão de entrada do óleo combustível	bar	PT101
Temperatura do óleo combustível oriundo do motor	°C	T102
Temperatura do ar de admissão na entrada do turbo compressor - banco A	°C	TE600
Temperatura do ar de admissão após o Inter resfriamento	°C	TE601
Pressão do ar de admissão após o Inter resfriamento	°C	PT602
Temperatura dos gases de exaustão na entrada do turbo compressor - banco A	°C	TE511
Temperatura dos gases de exaustão na entrada do turbo compressor - banco B	°C	TE521
Temperatura dos gases de exaustão após o turbo compressor - banco A	°C	TE517
Temperatura dos gases de exaustão após o turbo compressor - banco B	°C	TE527
Pressão de entrada do óleo lubrificante	bar	PT201
Temperatura do óleo lubrificante antes dos mancais	°C	TE201
Temperatura do óleo lubrificante após o motor	°C	TE202
Pressão da água de resfriamento do circuito HT após a bomba	bar	PT401
Temperatura da água de resfriamento do circuito HT antes do motor/cilindros	°C	TE401
Temperatura da água de resfriamento do circuito HT antes do motor/cilindros - banco A	°C	TE402
Temperatura da água de resfriamento do circuito HT antes do motor/cilindros - Banco B	°C	TE403
Temperatura da água de resfriamento do circuito HT após o Inter resfriamento	°C	TE432
Pressão da água do circuito LT após a bomba	bar	PT471
Temperatura da água do circuito LT após trocador de óleo lubrificante	°C	TE482
Temperatura da água do circuito LT após a bomba	°C	TE471
Temperatura da água de resfriamento na entrada do radiador	°C	TE121
Temperatura da água de resfriamento após o radiador	°C	TE120

Fonte: Sistema WOIS

Também foram monitoradas as condições ambiente (Tabela 20). Sua principal utilização é no equacionamento da correção de potência e consumo específico de combustível. Os pontos de instrumentação passíveis de serem utilizados na modelagem estão ilustrados na Figura 25.

Figura 25 - Pontos de instrumentação do sistema supervisorio utilizados na modelagem.



Fonte:

Elaborado pelos autores.

Tabela 20 - Monitoramento das condições ambientais

Condição ambiente	Unidade
Pressão	kPa
Temperatura na sucção do motor	°C
Umidade relativa	%
Temperatura na estação metereológica	°C
Umidade absoluta na estação metereológica	g/kg

Fonte: Sistema WOIS

3.12 TESTES REALIZADOS PARA OBTENÇÃO DE DADOS

Dada a insuficiência de dados disponibilizada pelo fabricante foi especificada instrumentação adicional para que fosse possível o fechamento dos balanços de massa e energia do sistema, principalmente pela ausência de medidores de vazão dos circuitos de água de resfriamento e óleo lubrificante. Entretanto a proposta foi negada, com a exceção da instalação de um termômetro adicional na saída dos gases de exaustão da caldeira recuperativa (após o by-pass). Assim foram

realizados testes com duas unidades geradoras (UG) antes das paradas de manutenção. As unidades testadas foram a UG-08 (que não possui caldeira recuperativa) e a UG-16 (que possui caldeira recuperativa). Os parâmetros monitorados estão ilustrados na Tabela 19 e na Tabela 20.

O teste da UG-08 foi realizado em duas partes, uma antes e outra depois da parada de manutenção de 4000 horas. O procedimento adotado foi a realização de uma rampa de descida em patamares de 25% de carga a partir da carga de 100% (8730kW) até a parada do motor. De acordo com o tempo disponibilizado pelo operador da usina, procurou-se obter os dados em regime permanente realizando leituras em cada patamar de carga, sendo estipulado um limite de 20 minutos para cada leitura. Assim, no dia 13 de junho de 2013, às 06h55min, foi feita a primeira coleta de dados com o motor a carga total. Deve-se notar que o mesmo já se encontrava em tal condição de operação.

Observou-se neste teste que a temperatura do óleo combustível não atingiu o regime permanente, possivelmente devido à inércia do sistema de geração de vapor para o pré-aquecimento de combustível.

Os parâmetros medidos para a rampa de descida e subida do motor sem caldeira (UG-08) estão representados na Tabela 21.

Tabela 21 - Parâmetros medidos para a rampa de descida e subida do motor sem caldeira

Tag	Unidade	100%	75%	50%	25%	25%	50%	75%	100%
-	kW	8722	6548	4408	2215	2139	4318	6505	8688
Q001	kg	1807	1374	967	570	557	987	1345	1793
TE002	°C	99	98	96	94	94	96	98	99
TE005	°C	110	109	107	104	73	91	101	106
TE101	°C	119	119	117	114	80	99	109	115
PT101	bar	7,93	8,22	8,47	8,69	10,2	9,28	8,77	8,4
T102	°C	101	100	99	96	62	82	92	98
TE600	°C	25	25	24	24	30	28	26	26
TE601	°C	55	51	49	49	49	48	51	56
PT602	°C	3,41	2,53	1,44	0,42	0,3	1,33	2,43	3,35
TE511	°C	536	487	474	469	458	475	487	533
TE521	°C	527	481	471	462	444	483	486	530
TE517	°C	345	329	358	406	385	360	330	344
TE 527	°C	333	319	350	397	369	366	327	336
PT201	bar	5	5,1	5,1	5,3	5,4	5,2	5,2	5,1
TE201	°C	61	60	59	58	58	59	60	62
TE202	°C	80	79	77	75	72	74	77	79
PT401	bar	2,62	2,72	2,59	2,49	2,67	2,7	2,78	2,76
TE401	°C	88	89	91	92	89	91	90	88
TE402	°C	96	96	96	96	93	96	96	96
TE403	°C	96	95	96	96	93	96	96	96
TE432	°C	73	63	53	46	45	52	63	75
PT471	bar	2,8	2,8	2,8	2,8	2,76	2,8	2,8	2,8
TE482	°C	54	49	46	44	43	46	50	57
TE471	°C	41	38	38	38	38	39	40	45
TE121	°C	83	71	59	51	49	50	70	84
TE120	°C	33	31	28	26	27	29	32	33

Fonte: Elaborado pelos autores.

4. MODELAGEM E SIMULAÇÃO NO THERMOFLEX

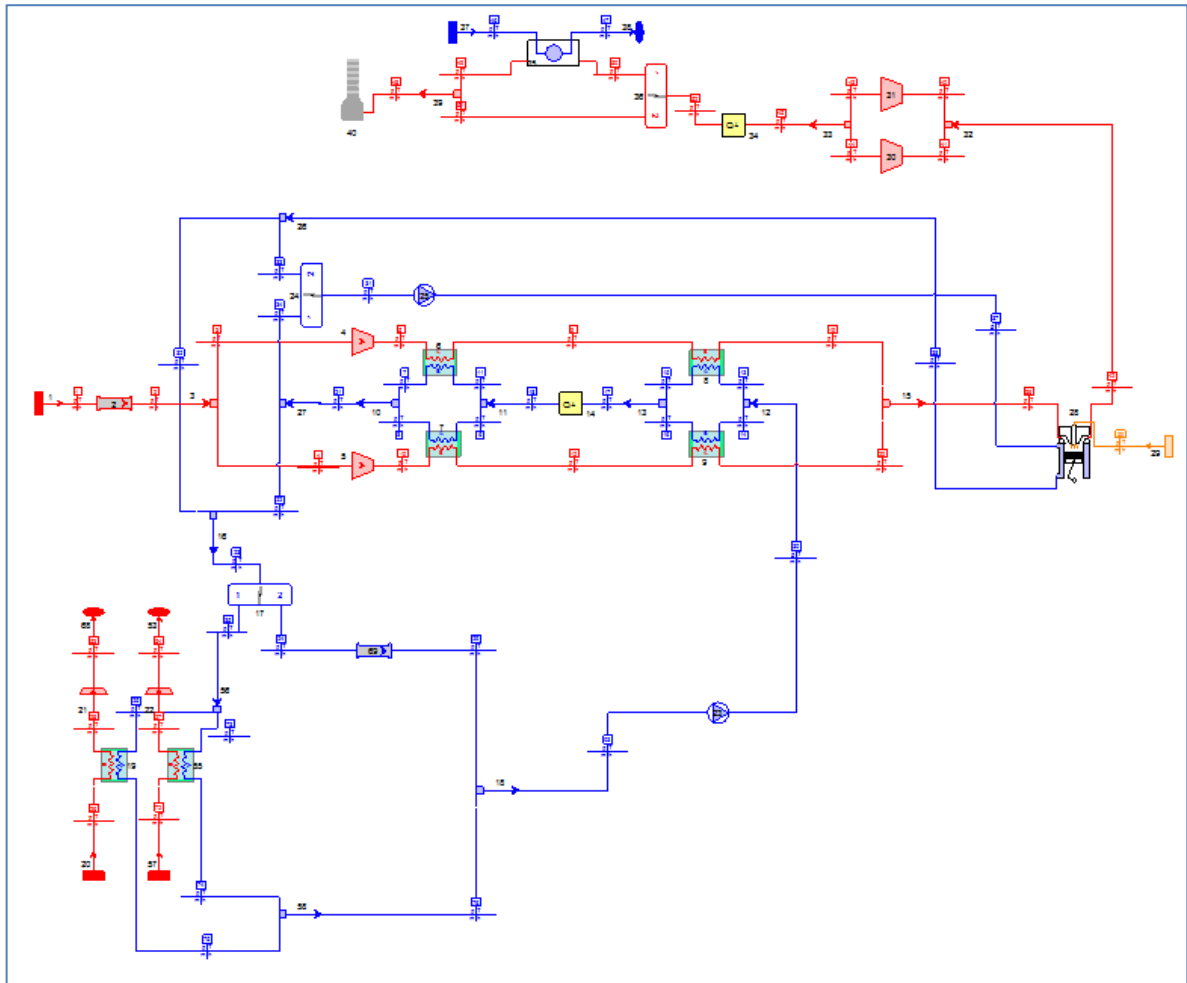
4.1 ESTRUTURA DA SIMULAÇÃO

Os subsistemas considerados de maior relevância para o diagnóstico termodinâmico foram modelados no simulador de processos Thermoflex®. Assim foram modelados o motor e os subsistemas de maior impacto na sua eficiência. Os sistemas modelados são:

- Moto-gerador: Composto pelo motor e gerador elétrico
- Entrada de combustível;
- Sistema de admissão de ar;
- Turbocompressores;
- Sistema de exaustão de gases;
- Sistema de recuperação de calor;
- Sistema de resfriamento do ar de alimentação;
- Radiadores;
- Bombas dos circuitos de água de baixa e alta temperatura;

Assim, a partir dos dados técnicos levantados, o sistema foi representado conforme ilustrado na Figura 26. O objetivo da modelagem é obter o comportamento do sistema dado às condições de operação da usina para diversas condições de operação. Os dados de entrada são os dados medidos pela instrumentação existente e as informações disponibilizadas pelo fabricante. A metodologia utilizada foi a variação da vazão mássica de água de resfriamento até que as temperaturas medidas nos testes fossem obtidas. Como não foram fornecidas informações suficientes para a modelagem do óleo lubrificante o seu trocador foi considerado como sendo uma adição de calor até que a temperatura de saída da água do mesmo medida durante o teste fosse atingida.

Figura 26 - Sistema modelado



Fonte: Elaborado pelos autores.

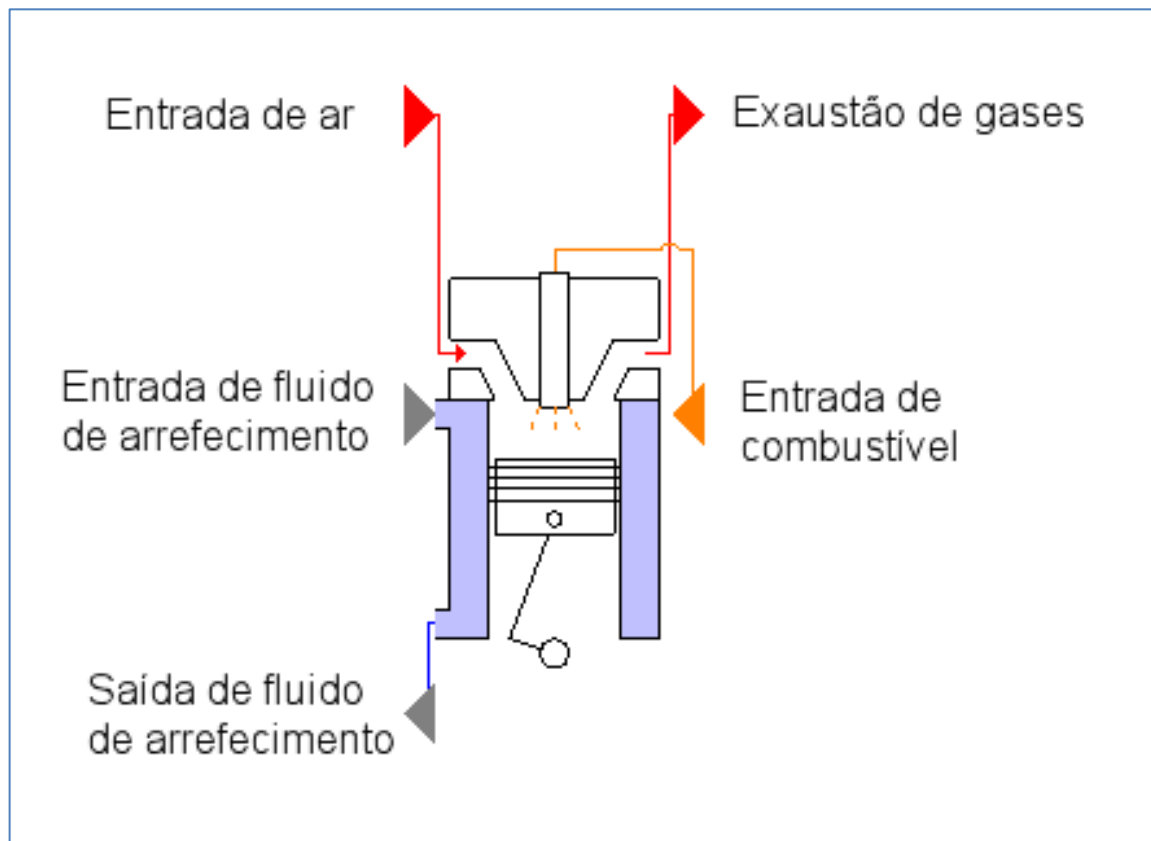
4.2 MODELO DO MOTOR

O modelo de motor à combustão interna no Thermoflex® (Reciprocating Engine Set) pode ser usado em sistemas de cogeração, com recuperação de calor a partir dos gases de exaustão e da água de resfriamento das camisas dos pistões. O ícone possui cinco portas, onde todas necessitam estar conectadas, sendo elas: a entrada de ar, saídas de gases de exaustão, entrada de fluido de resfriamento, saída de fluido de resfriamento e entrada de combustível conforme ilustrado na Figura 27. O fluido de resfriamento pode ser tanto água quanto fluido de transferência de calor.

O modelo do motor e a potência gerada definem as vazões de ar, combustível e gases de exaustão. Além disso, tais vazões são impostas ao sistema. O modelo

também define a taxa de rejeição de calor das camisas do motor. O fluxo de fluido de resfriamento pode ser imposto pelo sistema ou imposto pelo modelo do motor para produzir um aumento ou definir a temperatura de saída, dada à necessidade do usuário.

Figura 27 - Motor com seus fluxos de entrada e saída.



Fonte: Elaborado pelos autores.

4.2.1 O volume de controle do motor

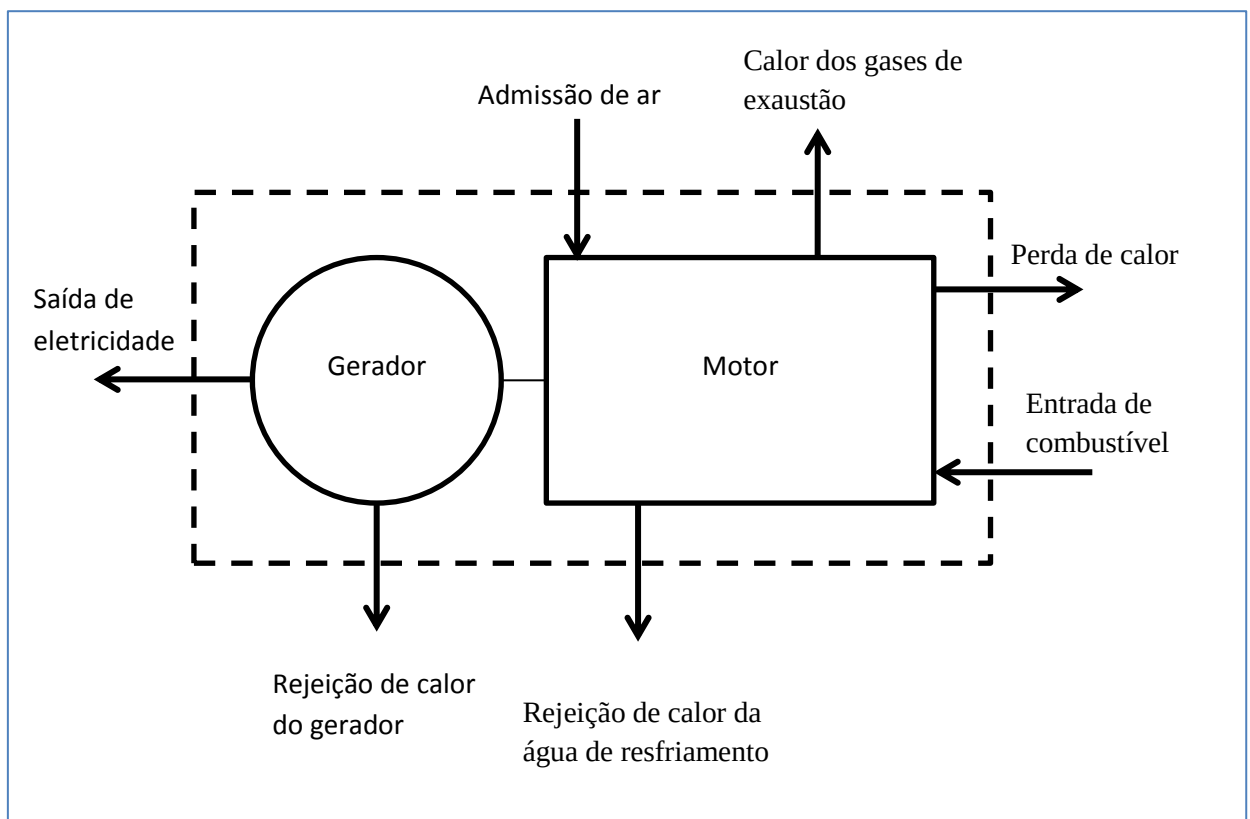
Ao editar os parâmetros de entrada do motor é importante notar que todos os parâmetros de performance são baseados no conjunto moto-gerador (motor e gerador) como um todo. Assim, ao definir a potência de saída define-se a potência elétrica gerada pelo gerador e não a potência de eixo. Ao definir a entrada de combustível define-se a entrada de energia para o motor. Logo, ao definir essas duas quantidades, o usuário está definindo a eficiência (e logo o consumo específico) do conjunto gerador como um todo. Ambos os dados (potência elétrica gerada e consumo de combustível do motor) estão disponíveis no sistema

supervisório da usina. Deve-se ressaltar a importância destes parâmetros, pois, com este volume, se o usuário define o gerador elétrico como menos eficiente ele está implicando que o motor é mais eficiente pois a potência elétrica gerada e a admissão de combustível são constantes.

Logo os seguintes fluxos são considerados no balanço de energia do motor conforme ilustrado na Figura 28.

- Potência elétrica gerada
- Admissão de ar
- Calor dos gases de exaustão
- Perdas de calor (radiação e convecção)
- Entrada de combustível
- Rejeição de calor pela água de resfriamento
- Rejeição de calor do gerador

Figura 28 - Volume de controle do conjunto moto-gerador



Fonte: Elaborado pelos autores.

4.2.2 Parâmetros de entrada do motor

Os parâmetros de entrada do motor são compostos por três abas conforme ilustrado na Figura 29. Na aba “Main” define-se se o motor está ou não em operação e é determinada a potência a ser gerado pelo conjunto moto-gerador. Na aba “Engine Parameters” é selecionado o método de avaliação do sistema de resfriamento, é determinado a temperatura dos gases de exaustão para diversos patamares de carga e é definida a curva de eficiência do gerador. A terceira aba “User-defined Engine” é utilizada para a especificação de um motor pelo usuário e foi acrescentada dado que o motor W20V32 não constava na base de dados do programa.

Figura 29 - Parâmetros de entrada do motor.

The screenshot displays the 'Main' tab of a software interface for engine parameters. On the left, a schematic diagram shows a vertical engine component with various ports and connections. Red arrows indicate exhaust flow, blue arrows indicate fuel or air intake, and an orange arrow indicates a specific input or output. On the right, a 'Component Status' section has radio buttons for 'Working' (selected) and 'Out-of-service'. Below this, a 'Reselect Engine' button is present. The main area lists the following specifications:

- Power rating: 8730 kW
- Desired power: 8730 kW
- WAR 20V32(User-defined engine)
- Fuel type: Diesel
- Natural Aspiration
- Operation Mode: Continuous
- 720 RPM
- Full load exhaust flow: 16,7 (kg/s)
- Full load exhaust temperature: 531,5 (C)
- Fuel consumption @ 100% load: 571,6 (gph)
- Fuel consumption @ 75% load: 434,6 (gph)
- Fuel consumption @ 50% load: 305,9 (gph)
- Fuel consumption @ 25% load: 180,3 (gph)
- Overall length: 12,54 (m)
- Overall height: 4,33 (m)
- Overall width: 3,67 (m)
- Overall weight: 130337 (kg)

Fonte: Elaborado pelos autores.

Para o correto balanço de energia do conjunto gerador deve-se atentar para o método de cálculo da água de resfriamento, uma vez que é um parâmetro de entrada do modelo. Existem três opções:

- Calcular o estado de saída
- Especificar o estado de saída e calcular a vazão de água de resfriamento
- Especificar o aumento de temperatura da água de resfriamento e computar sua vazão.

Figura 30 - Parâmetros de entrada do motor.

The screenshot shows the 'Input Menu - Edit Mode' window for 'Recipro Engine Set[1]'. The 'Engine Parameters' tab is selected. The window contains several input fields and tables for defining engine and cooling water parameters.

Cooling Water Computation Method:

- ☒ Compute outlet state
- ☐ Specify outlet state & compute CW flow
- ☐ Specify CW temperature rise & compute CW flow

Cooling Water Outlet Phase:

- ☒ Subcooled liquid
- ☐ Saturated (2-phase)
- ☐ Superheated vapor

Cooling Water Parameters:

- Cooling water temperature rise: 6 C
- Cooling water outlet temperature: 96 C
- Cooling water outlet quality: 0
- Cooling water path dP/P: 42,7 %
- Engine non-recoverable heat losses dQ/Q fuel: 19,99 %

Efficiency Tables:

Exhaust Temperature		Generator Efficiency		Genset LHV Efficiency		Engine LHV Efficiency	
100 % Load	340	100 % Load	98,05 %	100 % Load	42,64 %	100 % Load	43,49 %
75 % Load	324	75 % Load	97,95 %	75 % Load	42,06 %	75 % Load	42,94 %
50 % Load	354	50 % Load	97,5 %	50 % Load	39,84 %	50 % Load	40,86 %
25 % Load	402	25 % Load	96,27 %	25 % Load	33,79 %	25 % Load	35,1 %

Notes: [Dropdown arrow]

Fonte: Elaborado pelos autores.

A primeira opção (calcular o estado de saída) impõe que a vazão do fluido de resfriamento seja determinada pelo sistema e a vazão de saída da água de resfriamento é computada a partir da condição de entrada e da rejeição de calor do motor. Assim, dada à consideração de que a vazão de água de resfriamento será

sempre a nominal, tem-se que esta é a opção mais adequada para a modelagem do conjunto gerador.

Na segunda opção (especificar o estado de saída e calcular a vazão de água de resfriamento) o estado de saída do fluido de resfriamento é especificado pela temperatura de saída, determinada na caixa Cooling water outlet temperature.

O estado de entrada é determinado pelo sistema, logo a vazão do fluido de resfriamento é avaliada pela rejeição de calor e pelo aumento da entalpia específica (entalpia por unidade de massa). Entretanto o estado de saída desejado não será respeitado pelo Thermoflex® caso se tenha um aumento da entalpia específica menor que 5Btu/lb (11.63 kJ/kg).

A terceira opção (especificar o aumento de temperatura da água de resfriamento e computar sua vazão) especifica que o aumento na temperatura do fluido de resfriamento é especificada pela caixa coolingwatertemperaturerise, sendo a vazão calculada pela rejeição de calor e o aumento de entalpia específica. Assim, é de extrema importância a correta avaliação da rejeição de calor do motor, dado que estará diretamente relacionado com a correta obtenção da temperatura de saída da água de resfriamento do motor, deve-se lembrar de que o intuito é obter um modelo onde as temperaturas de entrada e saída coincidam com os valores indicados nos testes.

A perda de calor não recuperável do motor (engine non-recoverable heat losses Q/Q_{fuel}) é a porcentagem da energia de entrada do combustível que é perdida e não recuperável para cogeração pelo circuito de água de resfriamento. De maneira geral, os fabricantes de motores fornecem dados para consumo de combustível, temperatura e vazão dos gases de exaustão. Assim, é possível avaliar a vazão do ar de admissão, a relação ar combustível, composição dos gases de exaustão e logo sua entalpia. Também é comum obter informações sobre o calor recuperável da água de resfriamento e eficiência do gerador (que também permite avaliar suas perdas por calor). Assim todos os fluxos de energia que entram e saem do conjunto

gerador estão definidos, exceto pelas perdas de calor não recuperáveis, que incluem:

- Transferência por radiação, convecção, condução do conjunto gerador para fora do volume de controle.
- Rejeição de calor do óleo lubrificante que não é trocada com a água de resfriamento
- Rejeição de calor turbocompressor e do aftercooler não absorvidas pela água de resfriamento

4.2.3 Modelo de motor definido pelo usuário

Como o motor W20V32 não consta na base de dados do Thermoflex 22, foi necessário definir um motor personalizado com base nos dados fornecidos pelo fabricante.

Figura 31 - Parâmetros de entrada do motor definido pelo usuário.

Input Menu - Edit Mode

File GTP/GTM/STM Economics & Regional Costs

Site Menu Components Miscellaneous Fix Flow OK Cancel

Recipro Engine Set[1]

Main

Engine Specification

Engine ID: 0

Manufacturer: WAR

Model number: 20V32

Engine RPM: 720

Full load: 8730 kW

Full load generator eff.: 98,05 %

Full load exhaust temp.: 340 C

Full load exhaust flow: 16,7 kg/s

Stack temperature: 340 C

CW heat recovery rate: 1840 kW

Non-recoverable heat loss: 19,99 % Q fuel input (LHV)

Overall Size & Weight

Overall length: 12535 mm

Overall width: 3670 mm

Overall height: 4330 mm

Overall weight: 130337 kg

Engine Parameters

Genset Fuel Consumption

Rating LHV: 40785 kJ/kg

☐ Estimate part load data

100 % Load: 20471 kW (LHV)

75 % Load: 15566 kW (LHV)

50 % Load: 10955 kW (LHV)

25 % Load: 6458 kW (LHV)

Genset LHV Efficiency

100 % Load: 42,64 %

75 % Load: 42,06 %

50 % Load: 39,84 %

25 % Load: 33,79 %

Engine LHV Efficiency

100 % Load: 43,49 %

75 % Load: 42,94 %

50 % Load: 40,86 %

25 % Load: 35,1 %

User-defined Engine

Fuel Type: ☐ Gas ☒ Diesel

Frequency: ☐ 50 Hz ☒ 60 Hz

Rating: ☐ Prime ☒ Continuous

Nox Level: ☒ Unknown ☐ < 250 mg/Nm3 ☐ < 500 mg/Nm3 ☐ > 500 mg/Nm3

Aspiration: ☐ Turbocharged ☒ Turbocharged/Aftercooled ☐ Naturally aspirated

Fonte: Elaborado pelos autores.

A temperatura na chaminé (stacktemperature) é dada como sendo a temperatura após a recuperação de calor dos gases de exaustão. O calor recuperado será computado com base nos trocadores de calor que o usuário inserir no circuito dos gases de exaustão até o sumidouro. Assim, no motor sem caldeira recuperativa a temperatura na chaminé será a temperatura após o turbocompressor e no motor com caldeira a temperatura será aquela após a caldeira recuperativa.

4.2.4 A modelagem do motor W20V32 no Thermoflex

A modelagem do motor no Thermoflex teve como intuito obter uma curva de performance, dado que a mesma não foi fornecida pelo fabricante. Assim foram

feitas três modelagens em modo design, cada uma em um patamar de carga distinto para a obtenção de dados e posterior agrupamento em um único modelo off design.

Primeiro, e de grande importância, é a definição do poder calorífico do combustível e o consumo energético do motor nas cargas parciais. Para a definição do PCI foram utilizados dados de análise do combustível contidos no Relatório de Ensaio de Desempenho da UTE Viana (Sena, 2011) enviado à ANEEL.

O laboratório utilizado para a realização do ensaio foi o DNV Petroleum Services, da Noruega. Adotou-se então como padrão o valor médio de 40785 kJ/kg. O consumo energético do motor em cada patamar foi considerado com base no consumo de combustível observado durante os testes.

Figura 32–Parâmetros para modelagem do motor definido pelo usuário.

Main		Engine Pa	
Engine Specification Engine ID: 0 Manufacturer: WAB Model number: 20V32 Engine RPM: 720 Full load: 8730 kW Full load generator eff.: 98,05 % Full load exhaust temp.: 531,5 C Full load exhaust flow: 16,7 kg/s Stack temperature: 350 C CW heat recovery rate: 1333 kW Non-recoverable heat loss: 5,142 % Q fuel input (LHV)		Genset Fuel Consumption Rating LHV: 40785 kJ/kg ☐ Estimate part load data 100 % Load: 20563 kW (LHV) 75 % Load: 15634 kW (LHV) 50 % Load: 11005 kW (LHV) 25 % Load: 6484 kW (LHV)	
		Genset LHV Efficiency 100 % Load: 42,45 % 75 % Load: 41,87 % 50 % Load: 39,66 % 25 % Load: 33,65 %	Engine LHV Efficiency 100 % Load: 43,29 % 75 % Load: 42,75 % 50 % Load: 40,68 % 25 % Load: 34,96 %
Overall Size & Weight Overall length: 12535 mm Overall width: 3670 mm Overall height: 4330 mm Overall weight: 130337 kg			
Fuel Type ☐ Gas ☒ Diesel	Frequency ☐ 50 Hz ☒ 60 Hz	Rating ☐ Prime ☒ Continuous	Nox Level ☒ Unknown ☐ < 250 mg/Nm3 ☐ < 500 mg/Nm3 ☐ > 500 mg/Nm3
Aspiration ☐ Turbocharged ☐ Turbocharged/Aftercooled ☒ Naturally aspirated			
Comments			

Fonte: Elaborado pelos autores.

A rotação foi definida em 720 rpm conforme característica do equipamento. A carga máxima foi definida como sendo a de 8730 kW elétricos ao invés dos 8829 kW nominais. Tal consideração é devida a uma medida adotada pela operação, onde o motor sempre opera sob a condição de “derating”. As eficiências do gerador, vazão de gases de exaustão e dimensões foram obtidos nos manuais do fabricante.

A temperatura de exaustão a carga máxima e na chaminé foram determinadas com base nos valores de teste. A taxa de recuperação de calor da água de resfriamento não foi fornecida pelo fabricante, e como não existe instrumentação para medir a vazão do circuito de água do motor definiu-se um valor de modo a fechar o balanço de energia. Considerou-se o motor como sendo naturalmente aspirado para evitar

redundância no efeito do turbo compressor e interresfriador, que foram externados do motor na modelagem.

Na aba “engineparameters” definiu-se o método de cálculo da água de resfriamento como “especificar o estado de saída e computar vazão da água de resfriamento”. Assim, por tratar-se de um circuito fechado, o motor determinará a vazão de água e os controladores farão o controle das temperaturas no sistema com base nesta vazão. A temperatura de saída da água de resfriamento no valor de 96° não só foi fornecida pelo fabricante, mas também se observou como sendo estritamente respeitada pelo sistema.

Para a determinação da curva de eficiência do gerador elétrico foram utilizados os dados fornecidos pelo fabricante nos protocolos de testes de comissionamento.

Figura 33 - Aba de parâmetros do motor.

Cooling Water Computation Method	
☐ Compute outlet state	☒ Specify outlet state & compute CW flow
☐ Specify CW temperature rise & compute CW flow	

Cooling Water Outlet Phase	
☒ Subcooled liquid	☐ Saturated (2-phase)
☐ Superheated vapor	

Cooling water temperature rise	10 C
Cooling water outlet temperature	96 C
Cooling water outlet quality	0
Cooling water path dP/P	42.7 %
Engine non-recoverable heat losses dQ/Q fuel	5.142 %

Exhaust Temperature	
100 % Load	531.5 C
75 % Load	484 C
50 % Load	472.5 C
25 % Load	465.5 C

Generator Efficiency	
100 % Load	98.05 %
75 % Load	97.95 %
50 % Load	97.5 %
25 % Load	96.27 %

Genset LHV Efficiency	
100 % Load	42.45 %
75 % Load	41.87 %
50 % Load	39.66 %
25 % Load	33.65 %

Engine LHV Efficiency	
100 % Load	43.29 %
75 % Load	42.75 %
50 % Load	40.68 %
25 % Load	34.96 %

Fonte: Elaborado pelos autores.

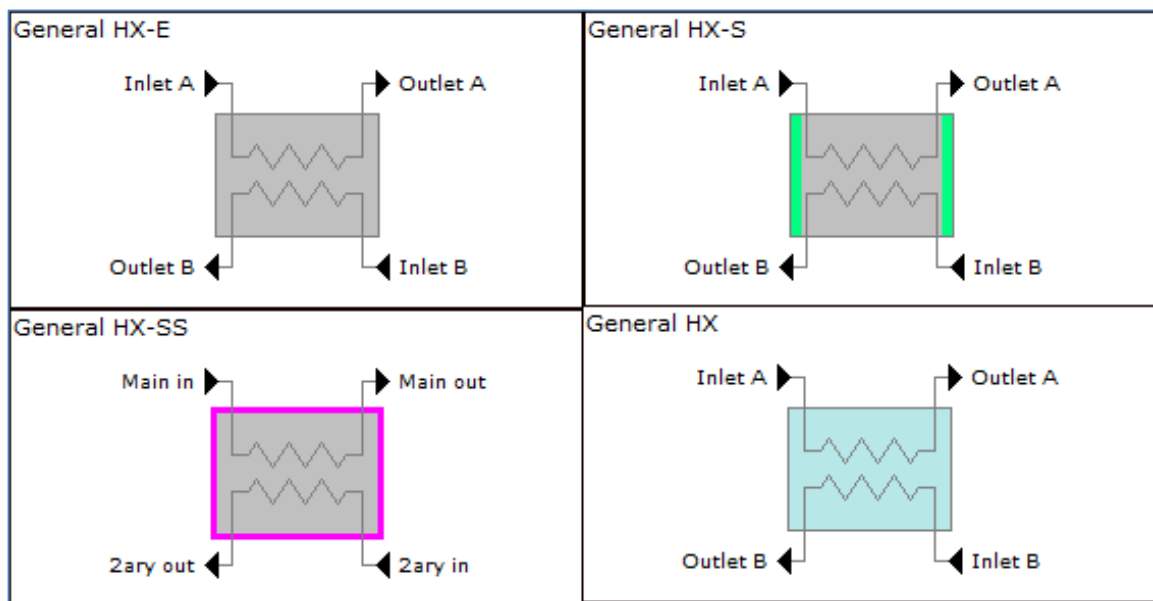
4.3 MODELO DOS TROCADORES DE CALOR

No Thermoflex estão disponíveis vários tipos de trocadores de calor, que transferem calor entre dois fluidos em contra corrente. Existe também trocadores com propósito

específico tal como o economizador, evaporador, superaquecedor e aquecedor de água de alimentação que pressupõem tipos de fluido e fases para cada fluxo.

Apesar de suas limitações intrínsecas, oferecem opções específicas e definições mais convenientes, além de uma maior velocidade de cálculo.

Figura 34 - Trocadores de calor do Thermoflex



Fonte: Elaborado pelos autores.

Suas diferenças estão basicamente na seleção de quais serão os parâmetros de entrada e quais serão os de saída.

- General HX: Ícone que engloba os outros três trocadores de calor.
- General HX-E: A letra “E” refere-se a efetividade. As características de ambos os fluxos são determinadas pelas entradas dos fluidos, tanto no modo design quanto no offdesign. No modo design, entra-se com o valor da efetividade que é usada para calcular a transferência de calor entre os dois fluxos, seus estados de saída, entre outros. É útil para modelar trocadores onde são desconhecidos a priori os estados de entrada.
- General HX-S: Um “S” refere-se a um estado de saída especificado. As vazões mássicas de ambos os circuitos são determinadas pelas entradas. No modo design o usuário especifica o estado de saída de um dos circuitos. Esta especificação é utilizada para calcular a transferência de calor, o estado de saída de um dos fluxos e para dimensionar o trocador encontrado seu “UA”.

- General HX-SS: A nomenclatura “SS” refere-se a especificação de dois estados de saída, ou ainda a especificação de um estado de saída e da transferência de calor de um circuito para outro. Este modo de especificação é útil quando um circuito de aquecimento ou resfriamento é esperado a alcançar um estado em particular, mas o fluxo de cada circuito ainda não foi determinado.

O modelo utilizado para todos os trocadores é o General HX-S, dado que as vazões mássicas dos fluidos são determinadas pelo motor e não são conhecidas os valores de transferência de calor de antemão. Seus parâmetros de entrada são a perda de calor normalizada, o pinch mínimo, o estado de saída de um dos fluxos e as perdas de carga dos circuitos de ar e água, conforme ilustrado na Figura 35.

Figura 35 - Parâmetros de entrada do trocador de calor General HX-S.

The screenshot shows the 'General HX-S' specification window. It contains the following elements:

- HX Design Specification Method:** Three radio buttons: 'E: Specify effectiveness, both flows set by network' (unselected), 'S: Specify one outlet state, both flows set by network' (selected), and 'SS: Specify both outlet states or heat transfer, main flow set by network and secondary flow set by component' (unselected).
- HX S Specification:** Two radio buttons: 'Specify A outlet state' (unselected) and 'Specify B outlet state' (selected).
- Input Fields:**
 - Normalized heat loss dQ/Q : 0 %
 - Minimum pinch: 56 C
 - A dP/P: 0 %
 - B dP/P: 4.98 %
- Outlet State Panels:**
 - A outlet state:** Temperature 100 C, Quality 1. Radio buttons for Subcooled (unselected), Saturated (unselected), and Superheated (unselected).
 - B outlet state:** Temperature 73 C, Quality 1. Radio buttons for Subcooled (selected), Saturated (unselected), and Superheated (unselected).
- Diagram:** A central schematic of a heat exchanger with two fluid streams, A (red) and B (blue), flowing in opposite directions.

Fonte: Elaborado pelos autores.

A perda normalizada de calor (dQ/Q) é entrada como uma porcentagem e é relativa a quantidade de calor transferida do fluido quente, sendo limitada entre 0 e 50%.

O pinch mínimo é a mínima diferença de temperatura permitida em qualquer ponto do trocador de calor no ponto de projeto. Valores razoáveis para esta diferença evitam o projeto de trocadores excessivamente grandes ou caros. Caso durante os cálculos seja detectada uma efetividade menor para a temperatura pinch estabelecida, será sugerida uma temperatura pinch menor, a efetividade será reduzida e um aviso será exibido.

4.4 MODELO DO AFTERCOOLER

O aftercooler foi modelado como dois trocadores de calor General HX-S. Seus dados de entrada são as temperaturas de saída do circuito de ar, de água, e a temperatura de saída do trocador de óleo lubrificante, todas medidas no sistema supervisorio. As perdas de carga do circuito de água foram obtidas nos manuais do fabricante.

4.5 MODELO DO RADIADOR

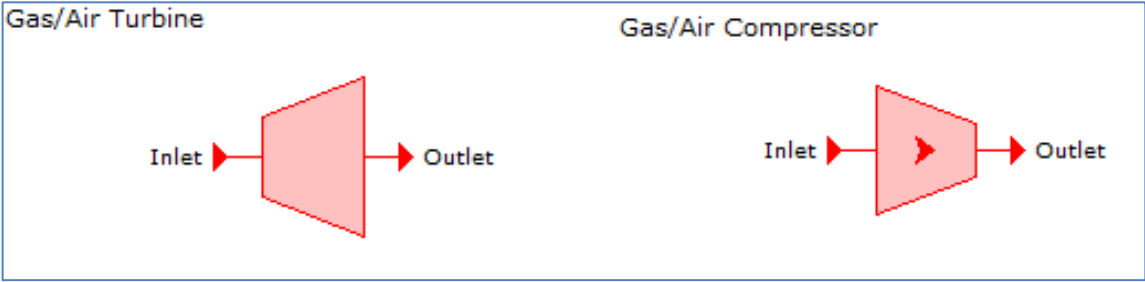
O radiador foi modelado como um trocador de calor General HX-S e um ventilador. Como não é conhecido o mapa de performance deste e os valores adotados foram os padrão do Thermoflex.

4.6 MODELO DA TURBINA E DO COMPRESSOR

Como não foi fornecido o mapa de desempenho do turbocompressor, foram adotados os modelos padrão do Thermoflex. Assim, adotaram-se valores de rotação conforme a magnitude descrita nos relatórios dos testes de comissionamento e a razão de compressão de maneira a obter os valores de pressão indicados pela instrumentação do motor nos coletores de ar. Para a turbina dado que são conhecidas as temperaturas de entrada e saída e a vazão mássica de gases de exaustão, variou-se a eficiência isentrópica do mesmo até que os valores desejados fossem obtidos. Assim, como a turbina e o compressor são acoplados no mesmo

eixo, realizou-se um balanço entre as potência gerada pela turbina e a potência consumida pelo compressor. Para tal, variou-se a eficiência isentrópica do compressor até que o balanço fosse atingido. Tal procedimento foi adotado para todos os patamares de carga. Veja Figura 36.

Figura 36 - Ícones da turbina e do compressor.



Fonte: Elaborado pelos autores.

4.7 MODELO DO CONTROLADOR

A função do controlador é a de determinar a proporção das vazões dos fluxos de entrada ou saída para a obtenção de propriedades desejadas, tal como uma temperatura ou uma vazão em um determinado ponto. Veja Figura 37.

Figura 37 - Parâmetros de entrada do controlador.

Controlled Mixer[24]		Off-design	Define Fuel
1. Mode		Off-design	Emissions
2. Off-design control mode		3 - Set point control	Performance Map
3. Desired flow fraction of 1st inlet at design		NA	Exhaust Loss
4. Convergence tolerance fraction		0,0001	Excess Air
5. Flow priority		Very Strong	Other Pure Gas
6. Desired flow fraction of 1st inlet at off-design		0,5	Select Stream B
7. Design point flow fraction		0,5	Define Liq Refrig
8. Minimum flow fraction		0,001	Stator Cooling
9. Maximum flow fraction		0,999	Rotor Cooling
10. Set point of Parameter A	C	91	ASHRAE Climate
11. Parameter A		Temperature of Stream 31 - Outlet of Compressor	Parameter A
12. Parameter B		NA	Parameter B
13. Parameter matching method		NA	
14. Parameter ratio (A/B)		NA	
15. Parameter difference (A-B)		NA	
16. Number of converged loops per control adjustment		20	

Fonte: Elaborado pelos autores.

Pode ser utilizado nos modos design e off-design. No modo design apenas as opções 5 e 6 estão disponíveis como dados de entrada, ou seja, somente é possível especificar a porcentagem da divisão (no caso do splitter) ou de junção dos fluxos (mixer). No modo off-design o controle pode ocorrer de quatro maneiras, pela fração do fluxo, pelo balanceamento da pressão, pelo controle do set point ou casamento de parâmetros. A terceira opção (controle do set point) foi a utilizada, pois considerou-se que a função das válvulas é de controlar os fluxos de entrada ou saída para que a temperatura em um outro ponto fosse atingida.

Assim foram utilizados dois controladores, um no circuito AT e um no circuito BT. No circuito AT o controlador controla a mistura entre o fluxo de saída do aftercooler e o fluxo de saída do motor para a obtenção da temperatura da água de entrada do motor (que fica em torno de 90°C).

No circuito BT o controlador regula o fluxo que passa pelo radiador, de modo a controlar a temperatura após a bomba do circuito de resfriamento BT até a obtenção do valor medido pela instrumentação existente.

4.8 MODELO DA CALDEIRA RECUPERATIVA

A caldeira evaporativa foi modelada como um evaporador, que produz vapor saturado a uma pressão imposta pelo fluxo de água. Seu funcionamento pode ocorrer de dois modos, o primeiro com a diferença de temperatura pinch e o segundo com uma produção de vapor pré-determinada. A primeira opção foi escolhida, pois são conhecidas as temperaturas de funcionamento do equipamento, obtidas nos testes realizados.

Os parâmetros de entrada do evaporador estão disponíveis na Figura 38.

Figura 38 -Parâmetros de entrada do evaporador

The image shows a software interface for evaporator design. It features a central schematic of an evaporator with a blue circular header at the top, a bundle of vertical tubes in the middle, and a grey base. Two red arrows point horizontally towards the tube bundle. To the left of the schematic is a control panel with two radio buttons: 'Pinch temperature difference' (selected) and 'Steam production'. To the right of the schematic are input fields for 'Design pinch' (93,5 C), 'Gas-side pressure drop' (6 millibar), 'Heat loss' (10 %), and 'Minimum pinch' (0,5556 C). Below the schematic, the word 'Evaporator' is displayed next to a 'Blowdown' field (0 %).

Evaporator Design by

☒ Pinch temperature difference

☐ Steam production

Design pinch 93,5 C

Gas-side pressure drop 6 millibar

Heat loss 10 %

Minimum pinch 0,5556 C

Evaporator Blowdown 0 %

Fonte: Elaborado pelos autores.

Assim, os parâmetros de entrada são a diferença de temperatura pinchnominal, diferença de temperatura pinchmínima, a perda de calor e perda de carga no circuito de gases de exaustão.

5. ANÁLISE DE RESULTADOS

Seguindo o protocolo de testes e os seus resultados, foram feitas simulações para cada patamar e rampa de carga adotada nos testes. Assim, os dois conjuntos de simulações são:

- Uma para a rampa de descida do conjunto gerador sem caldeira
- Uma para a rampa de descida do conjunto gerador com caldeira

5.1 RESULTADOS PARA A RAMPA DE DESCIDA DO CONJUNTO GERADOR SEM CALDEIRA RECUPERATIVA

Os resultados obtidos das simulações para cada patamar de carga da rampa de descida estão ilustrados da Tabela 22 a Tabela 28. A Figura 40 e a Figura 41 apresentam os balanços de energia fornecidos pelo fabricante e obtidos da simulação respectivamente.

Na Tabela 22 estão listados os resultados da simulação do compressor. Pode-se observar que foi obtido o equilíbrio entre a potência consumida pelo equipamento e a potência gerada pela turbina, listada na Tabela 28. A queda de eficiência se mostrou compatível com o tipo do equipamento.

Tabela 22 - Resultados obtidos para o compressor.

Compressor				
Carga	100%	75%	50%	Unidade
Potência	1801,7	1136,1	592	kW
Eficiência politrópica	75,69	74,81	68,16	%
Razão de compressão	4,45	3,566	2,47	-
Temperatura de admissão	19,2	20	21	°C
Temperatura de saída	235,8	200	154,6	°C
Vazão mássica em cada compressor	8,1	6,16	4,33	kg/s

Fonte: Elaborado pelos autores.

A eficiência politrópica obtida na turbina apresentou resultado inesperado, pois aumenta com a diminuição da vazão de gases. Entretanto é um resultado teoricamente possível, pois não se conhece o mapa de funcionamento do equipamento.

Tabela 23- Resultados obtidos para a turbina.

Turbina				
Variáveis	100%	75%	50%	Unidade
Potência	1801,8	1136,2	592,1	kW
Eficiência politrópica	73	74,73	78	%
Razão de compressão	4,3	3,44	2,37	-
Temperatura de admissão	531,5	484	472,5	°C
Temperatura de saída	340,1	324	354,3	°C
Rotação	27122	24296	19871	rpm
Vazão mássica nas duas turbinas	16,7	12,7	8,938	kg/s

Fonte: Elaborado pelos autores.

No trocador de calor de água de resfriamento de alta temperatura observou-se uma transferência de calor maior do que a esperada, causada principalmente pela alta temperatura de saída da água de resfriamento. Entretanto, o comportamento geral apresentou uma tendência esperada, conforme ilustrado na Tabela 24. O trocador de calor BT (ilustrado na Figura 27) apresentou resultado dentro esperado.

Tabela 24 - Resultados obtidos para o trocador de calor de água de resfriamento de alta temperatura.

Trocador de calor de água de resfriamento AT - cada				
	100%	75%	50%	Unidade
Transferência de calor	1051	698	318,5	kW
UA	10,48	8,721	4,879	kW/°C
Pinch	56	41	37	-
Vazão de água no aftercooler	27,68	26,35	41,44	Kg/s

Fonte: Elaborado pelos autores.

Tabela 25 - Resultados obtidos para o trocador de calor de água de resfriamento de baixa temperatura.

Trocador de calor de água de resfriamento BT- cada				
Variáveis	100%	75%	50%	Unidade
Transferência de calor	458,6	245,7	150,6	kW
UA	14,4	9,28	6,378	kW/°C
Pinch	13,83	12,86	11	-

Fonte: Elaborado pelos autores.

O trocador de calor de óleo lubrificante apresentou comportamento instável para ambas as simulações, apresentando um pico de utilização para o patamar de 75%. Deve-se lembrar de que tal equipamento foi modelado como uma adição de calor, onde o objetivo é aquecer a água até a temperatura de saída indicada pela instrumentação instalada, dada a insuficiência de dados do circuito de óleo lubrificante.

Tabela 26 - Resultados obtidos para o trocador de óleo lubrificante.

Trocador de calor de óleo lubrificante				
Variáveis	100%	75%	50%	Unidade
Transferência de calor	600,5	703,4	661	KW

Fonte: Elaborado pelos autores.

Na unidade geradora nota-se que a eficiência elétrica cai com o decréscimo da potência gerada conforme o esperado, conforme descrito na Tabela 32. Deve-se salientar que o patamar de 100% (8730kW) corresponde ao máximo permitido pelo sistema da planta e não ao máximo divulgado pelo fabricante (8829kW). Outro fator relevante é que a simulação retrata o comportamento do sistema para condições ambiente e não o comportamento para as condições ISO. Observou-se também que a vazão de água de resfriamento aumenta com o decréscimo da carga.

Tabela 27 - Resultados obtidos para o conjunto gerador.

Conjunto gerador				
	100%	75%	50%	Unidade
Potência	8730	6548	4365	kW
Eficiência elétrica	42,65	42,07	39,84	%
Eficiência do motor	43,49	42,95	40,86	%
Eficiência do gerador	98,05	97,95	97,5	kW
Perdas do gerador	173,6	137	111,9	kW
Perdas de calor não recuperáveis	1590,2	1665,2	1279,1	kW
Perdas de calor não recuperáveis em relação ao combustível	7,73	10,65	11,62	%
Transferência de calor para a água de resfriamento	1361	1304,3	1140	kW
Calor dos gases de exaustão	9197	6303	4320	kW
Vazão de água de resfriamento	40,5	44,44	54,3	Kg/s

Fonte: Elaborado pelos autores.

No radiador foi possível observar uma alta transferência de calor (2497,4kW), com o equipamento operando com capacidade próxima aos valores de projeto (2823kW). Tal fato se deve principalmente a alta temperatura de entrada da água de resfriamento no equipamento. Entretanto, o comportamento das curvas características do equipamento ficou dentro do esperado.

Tabela 28 -Resultados obtidos para cada unidade do radiador

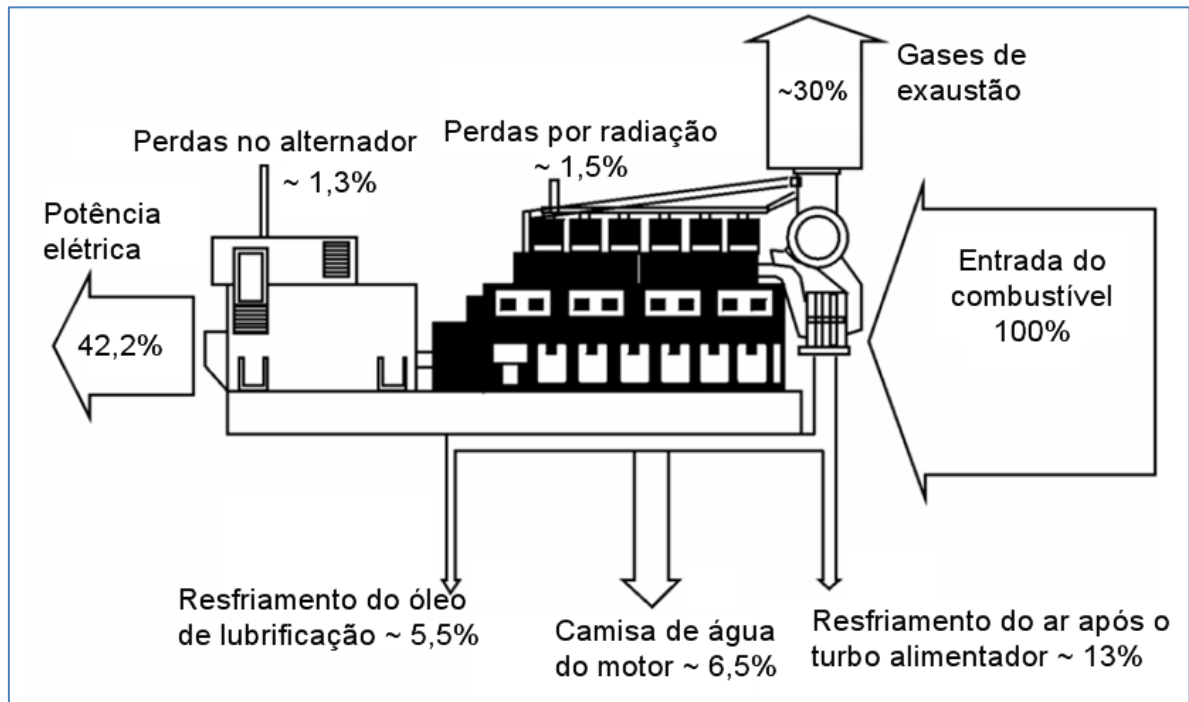
Radiador (unidade)				
	100%	75%	50%	Unidade
Transferência de calor	2497,4	1954,7	1377,5	kW
UA	100,5	93,77	93,42	kW/C
Pinch point	13,3	11	7	-
Vazão de água	11,53	10,97	10,09	Kg/s
Temperatura de saída do ar	42,55	38,27	33,87	°C

Fonte: Elaborado pelos autores.

Como foram fornecidas pelo fabricante as perdas de calor (balanços de energia) do motor W20V32, foi feito um comparativo com os valores nominais e os valores obtidos nos testes. Normalmente as perdas se dão pela energia dos gases de exaustão, pelo resfriamento do ar após o turbo compressor, pelo resfriamento das camisas do motor, por radiação, por perdas no gerador e pelo resfriamento do óleo

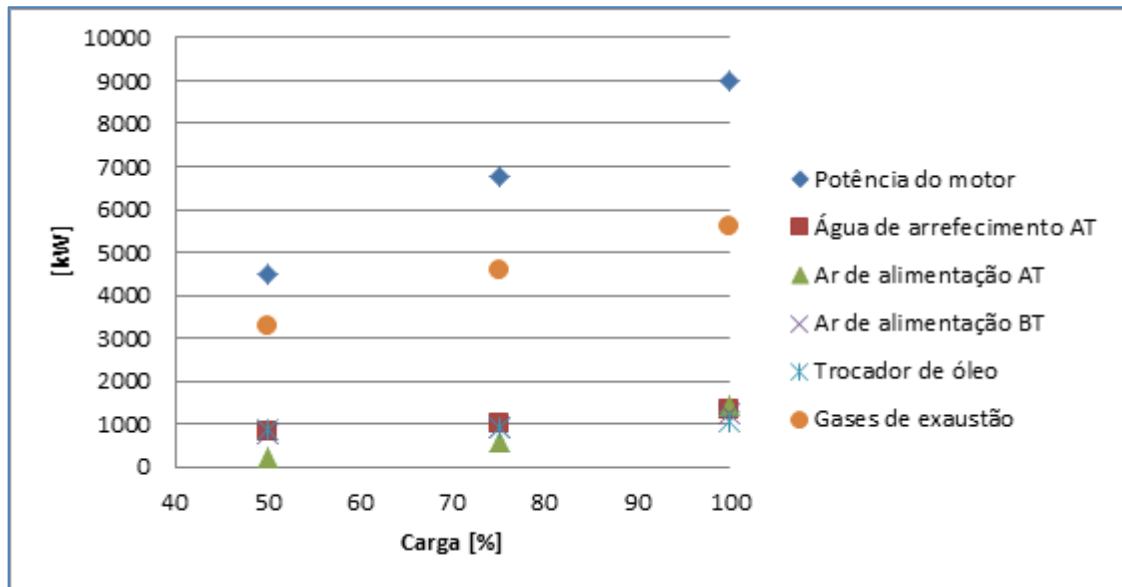
lubrificante. As perdas e as respectivas porcentagens em relação à entrada de combustível estão ilustradas na Figura 39. Deve-se salientar que as porcentagens descritas são valores aproximados, podendo variar de acordo com as condições de operação.

Figura 39 - Perdas de calor do motor W20V32 de acordo com o fabricante.



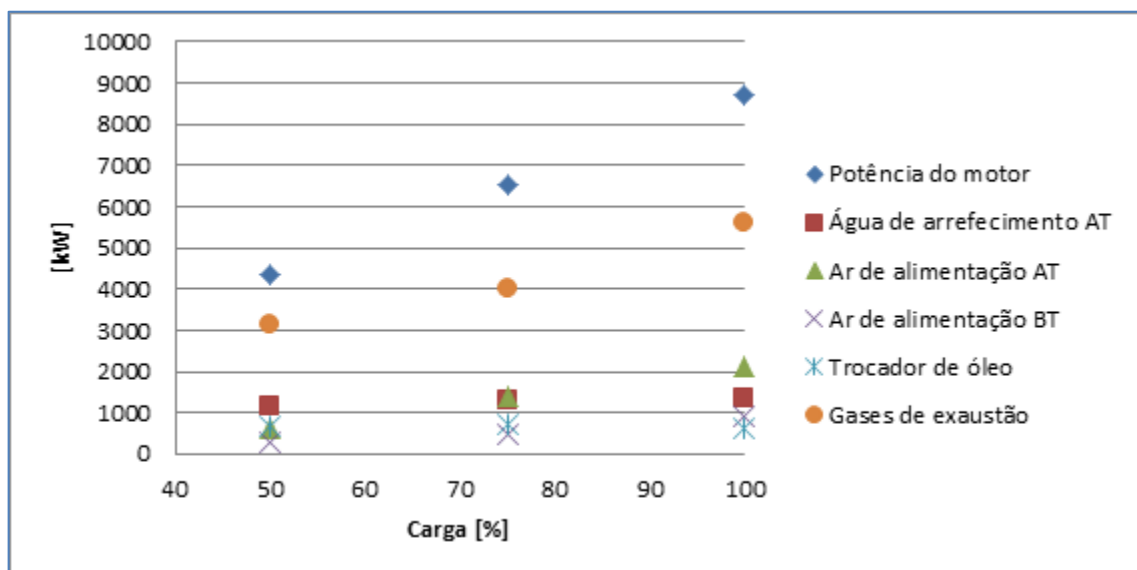
Ao observar o comportamento das curvas dos balanços de energia do sistema nota-se que os resultados obtidos apresentam mesma tendência dos dados do fabricante, embora apresentem valores diferentes conforme pode ser visto na Figura 40 e na Figura 41.

Figura 40 - Dados do fabricante



Fonte: Elaborado pelos autores.

Figura 41 - Resultados obtidos



Fonte: Elaborado pelos autores.

5.2 RESULTADOS PARA A RAMPA DE DESCIDA DO CONJUNTO GERADOR COM CALDEIRA RECUPERATIVA

O método utilizado para a simulação da UG-16 foi o mesmo utilizado para a UG-08. Os resultados obtidos apresentaram mesmo comportamento e valores da mesma magnitude.

O compressor da UG-16 mostrou-se ligeiramente mais eficiente do que o da UG-08, conforme ilustrado na Tabela 29. Cabe salientar que as condições ambiente e operacionais, apesar de próximas, foram distintas para cada teste, inviabilizando um comparativo preciso.

Tabela 29 - Resultados obtidos para o compressor da UG-16.

Compressor				
Carga	100%	75%	50%	Unidades
Potência	1794,9	1119,5	592,2	kW
Eficiência politrópica	77,19	76,29	68,62	%
Razão de compressão	4,5	3,6	2,47	-
Temperatura de admissão	22,9	23,3	23	°C
Temperatura de saída	238,8	202,7	158,6	°C
Rotação	27122	24296	19871	rpm
Vazão mássica nos dois compressores	16,2	12,2	8,549	kg/s

Fonte: Elaborado pelos autores.

A turbina também apresentou comportamento mais eficiente, conforme ilustrado na Tabela 30. A curva de eficiência apresentou o mesmo comportamento da UG-08, ou seja, tornando-se mais eficiente com a diminuição da carga. Deve-se notar que os valores da temperatura de admissão e saída dos gases de exaustão são distintos.

Tabela 30 - Resultados obtidos para a turbina da UG-16.

Turbina				
Carga	100%	75%	50%	Unidades
Potência	1795,1	1119,5	592,2	kW
Eficiência politrópica	71,3	72,6	76,2	%
Razão de compressão	4,34	3,5	2,37	-
Temperatura de admissão	541	491	483	°C
Temperatura de saída	350,6	331,9	363,4	°C
Rotação	27122	24296	19871	rpm
Vazão mássica nas duas turbinas	16,7	12,57	8,815	kg/s

Fonte: Elaborado pelos autores.

Os trocadores de alta e baixa temperatura do aftercooler apresentaram troca de calor ligeiramente maior do que os trocadores da UG-08, apresentando de maneira

geral praticamente a mesma performance. Os resultados estão expressos na Tabela 31 e na Tabela 32.

Tabela 31 - Resultados para o trocador de alta temperatura da UG-16.

Trocador AT				
Carga	100%	75%	50%	Unidade
Transferência de calor	1078	737,9	340,1	kW
UA	10,64	9,707	5,348	kW/C
Pinch	56	35	34	-
Vazão de água no aftercooler	27,78	29,9	33,99	Kg/s

Fonte: Elaborado pelos autores.

Tabela 32 - Resultado da simulação para o trocador de baixa temperatura da UG-16.

Trocador BT				
Carga	100%	75%	50%	Unidade
Transferência de calor	462,5	211,8	139,6	kW
UA	13,85	8,442	6,129	kW/C
Pinch	15	12,82	10,98	-

Fonte: Elaborado pelos autores.

O trocador de calor de óleo lubrificante da UG-16 apresentou maior transferência de calor do que o da UG-08, ocorrendo o mesmo pico de utilização nos 75% de carga, com o comportamento da variação de troca térmica bastante distinto do que o especificado pelo fabricante, como pode ser visto na Tabela 33.

Tabela 33 - Resultados para o trocador de calor de óleo lubrificante da UG-16.

Trocador de óleo lubrificante				
Carga	100%	75%	50%	Unidade
Transferência de calor	795,2	1052,2	994,1	KW

Fonte: Elaborado pelos autores.

Já o conjunto gerador apresentou performance ligeiramente inferior a da UG-08, conforme ilustrado na Tabela 34. Destaca-se o comportamento anormal da vazão de água de resfriamento para cargas parciais, cujo valor é significativamente maior do que os 48 kg/s nominais.

Tabela 34 - Resultados obtidos para o conjunto gerador da UG-16.

Conjunto gerador				
Carga	100%	75%	50%	Unidade
Potência	8730	6548	4365	kW
Eficiência elétrica	42,5	42,34	40,27	%
Eficiência do motor	43,35%	43,23	41,3	%
Eficiência do gerador	98,05	97,95	97,5	kW
Perdas do gerador	173,6	137	111,9	kW
Perdas de calor não recuperáveis	1508,8	1587,8	1218,6	kW
Perdas de calor não recuperáveis em relação ao combustível	7,3	10,2	11,17	%
Transferência de calor para a água de resfriamento	1358,4	1274,6	1057,8	kW
Calor dos gases de exaustão	9197	4092,79	3177,81	kW
Vazão de água de resfriamento	46,57	61,24	63,02	Kg/s

Fonte: Elaborado pelos autores.

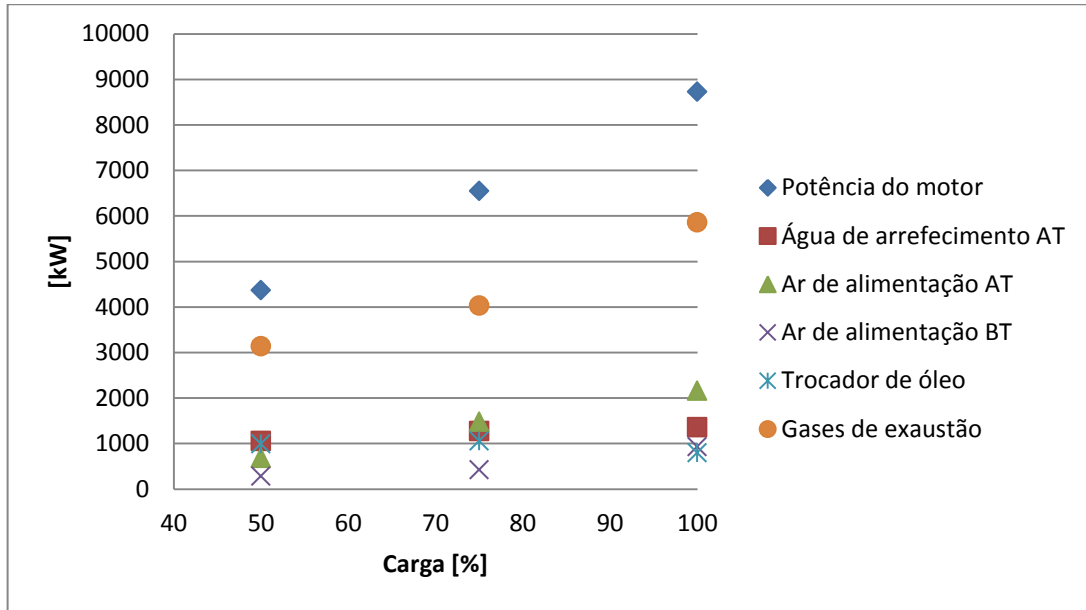
O radiador da UG-16 apresentou comportamento semelhante ao da UG-08, embora com valores maiores para a transferência de calor, conforme ilustrado na Tabela 35.

Tabela 35 - Resultados obtidos para o radiador da UG-16.

Radiador (unidade)				
Carga	100%	75%	50%	Unidade
Transferência de calor	2625,2	2121,7	1516,3	kW
UA	122,4	120,6	119,5	kW/C
Pinch point	11,1	9,7	6,395	-
Vazão de água	12,47	12,98	12,11	Kg/s
Temperatura de saída do ar	47,46	43,13	37,18	°C

Fonte: Elaborado pelos autores.

Figura 42 - Balanço de energia.



Fonte: Elaborado pelos autores.

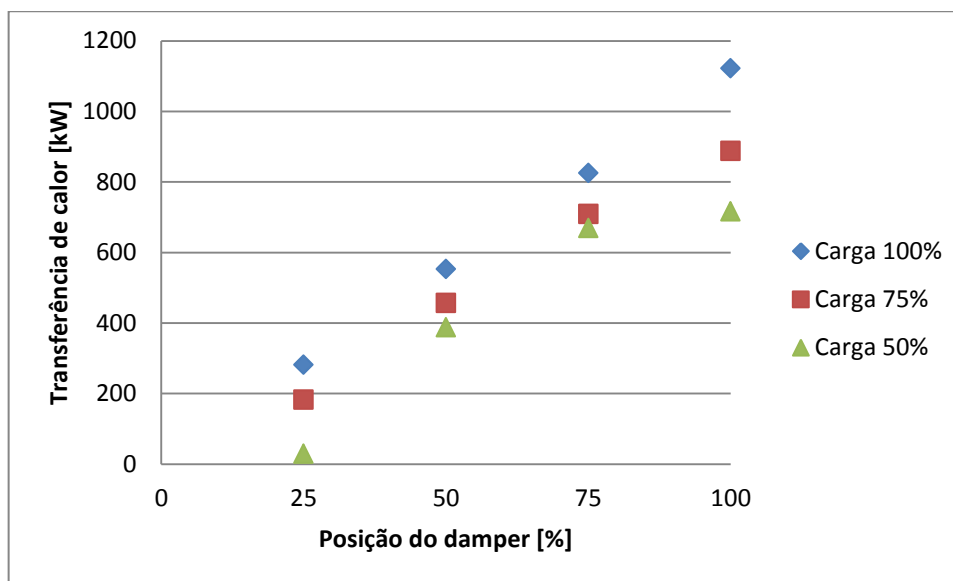
Os resultados para a caldeira recuperativa estão ilustrados na Tabela 36 e na Figura 43. As curvas apresentaram comportamento dentro do esperado.

Tabela 36 - Resultados da caldeira recuperativa da UG-16.

Carga	Caldeira											
	100%				75%				50%			
Posição do damper	100%	75%	50%	25%	100%	75%	50%	25%	100%	75%	50%	25%
Vazão de gases de exaustão na caldeira [kg/s]	14,72	10,13	5,995	2,637	11,7	9,349	5,275	1,714	7,75	6,692	3,97	0,271
Transferência de calor [kW]	1121,6	825,5	553,1	281,7	887,6	708,7	456,2	182,9	715,8	668,9	387,3	28,9
Produção de vapor [kg/s]	0,4784	0,3522	0,2359	0,1202	0,3781	0,3024	0,1943	0,0779	0,305	0,285	0,165	0,0123

Fonte: Elaborado pelos autores.

Figura 43 - Comportamento da caldeira recuperativa em diferentes cargas e posições do damper.



Fonte: Elaborado pelos autores.

6. COMENTÁRIOS FINAIS

A partir dos resultados obtidos pode-se afirmar que foi atingido o objetivo traçado de obter as curvas dos equipamentos e as propriedades dos diversos fluxos do sistema para vários patamares de carga. Entretanto, duas das metodologias adotadas na simulação devem ser investigadas em trabalhos subsequentes, sendo elas: o comportamento do turbo compressor e o comportamento da vazão de água no circuito de resfriamento com a variação da carga.

Para a avaliação do comportamento do turbo compressor recomenda-se a requisição mediante ao fabricante dos mapas operacionais do equipamento. Assim, pode ser estudado de maneira mais precisa o comportamento da curva de eficiência do mesmo.

No caso do comportamento da vazão de água no circuito de resfriamento, recomenda-se investigar como funciona o controle das temperaturas e o comportamento da simulação para vazões fixas. Sabe-se, entretanto, que com a vazão nominal e a modelagem proposta não é possível atingir as temperaturas indicadas pela instrumentação.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. **Plano Decenal de Expansão de Energia 2021**, MME – Ministério Minas e Energia, (2013), BEN – Balanço Energético Brasileiro. Disponível em www.mme.gov.br. Acesso em 26 de Agosto de 2013.
2. LORA, E. E. S., NASCIMENTO, M. A. R., (2004), **Geração Termelétrica – Planejamento, Projeto e Operação**. Editora Interciência, vol. 2.
3. FILHO, Altino Ventura, 2009. **O Brasil no Contexto Energético Mundial**. Nova série NAIPPE, volume 6. Disponível em www.naippe.fm.usp.br/arquivos/livros/Livro_Naippe_Vol6.pdf.
4. **EIA – ENERGY INFORMATION ADMINISTRATION**, (2009), disponível em www.eia.doe.gov. Acesso em 26 de Agosto de 2013.
5. **ANEEL – Agência Nacional de Energia Elétrica**, (2013), disponível em www.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/capacidadebrasil.cfm. Acesso em 21 de Julho de 2013.
6. **PAC 2 – Programa de Aceleração do Crescimento 2**, (2013), disponível em www.pac.gov.br. Acesso em 26 de Agosto de 2013.
7. **TEVISA** – Fotos da empresa, disponível em www.tevisa.com.br/site/home/. Acesso em 08 de Setembro de 2013.
8. SENA, Carlos Jardim, (2011), **Relatório do ensaio de desempenho da usina termelétrica de Viana**, disponibilizado pelo autor.
9. **Wärtsilä – Power PlantsProductGuide**, (2009), disponível em www.wartsila.com/en/engines/medium-speed-engines/wartsila32. Acesso em 08 de Setembro de 2013.
10. **AvK** – Fotos de equipamentos, (2013), disponível em www.avkvalvulas.com.br/produtos/. Acesso em 08 de Setembro de 2013.
11. **ABB – ProductInformation, TPL-C**, disponível em www.abb.com/product/seitp324/b448a49b77319101c1256fc80037efc1.aspx. Acesso em 09 de Setembro de 2013.
12. **Alfa Laval** – Fotos de equipamentos, disponível em www.alfalaval.com/solution-finder/products/fincoil-fblge/Pages/Fincoil-FBLGE.aspx. Acesso em 09 de Setembro de 2013.
13. **Fincoil – Radiator Design Data Sheet For W20V32 Engine**, (2008).
14. **AALBORG INDUSTRIES** – Sistema de Recuperação de calor da WärtsiläFinlandOu, (2009).

15. **Turbo Magazine 2** – Operating Turbochargers (1992)