



UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ
CENTRO DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

CAIO CRISÓSTOMO PEREIRA

**ANÁLISE DE EXERGIA DE UMA USINA TERMOELÉTRICA QUE OPERA EM
CICLO COMBINADO**

FORTALEZA

2018

CAIO CRISÓSTOMO PEREIRA

ANÁLISE DE EXERGIA DE UMA USINA TERMOELÉTRICA QUE OPERA EM CICLO
COMBINADO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica do Centro de Tecnologia da Universidade Federal do Ceará, como requisito parcial à obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Orientadora: Prof^ª. Dr^ª. Maria Alexandra de Sousa Rios

FORTALEZA

2018

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação
Universidade Federal do Ceará
Biblioteca Universitária
Gerada automaticamente pelo módulo Catalog, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

- P49a Pereira, Caio Crisóstomo.
Análise de exergia de uma usina termoeétrica que opera em ciclo combinado / Caio Crisóstomo Pereira. – 2018.
51 f. : il. color.
- Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) – Universidade Federal do Ceará, Centro de Tecnologia, Curso de Engenharia Mecânica, Fortaleza, 2018.
Orientação: Profa. Dra. Maria Alexsandra de Sousa Rios.
1. Exergia. 2. Ciclo combinado. 3. Termoeétrica. 4. Turbina a gás. 5. Turbina a vapor. I. Título.
CDD 620.1
-

CAIO CRISÓSTOMO PEREIRA

ANÁLISE DE EXERGIA DE UMA USINA TERMOELÉTRICA QUE OPERA EM CICLO
COMBINADO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao
Curso de Graduação em Engenharia Mecânica
do Centro de Tecnologia da Universidade
Federal do Ceará, como requisito parcial à
obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Aprovada em:

BANCA EXAMINADORA

Prof^ª. Dr^ª. Maria Alexandra de Sousa
Rios (Orientadora)
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Prof. Dr. Paulo Alexandre Costa Rocha
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Prof. Dr. André Valente Bueno
Universidade Federal do Ceará (UFC)

À minha família, pelo apoio quase infinito e por todos os ensinamentos. Aos meus amigos, pela alegria de todos os dias, mesmo difíceis. A Deus, por sempre me guiar e me dar forças para lutar pelos meus sonhos.

AGRADECIMENTOS

À Prof^ª. Dr^ª. Maria Aleksandra de Sousa Rios pela orientação para este trabalho e por ter ministrado com excelência as cadeiras afins a este tema.

Ao Prof. Dr. Paulo Alexandre Costa Rocha por me orientar tanto como tutor do Programa de Educação Tutorial como no Laboratório de Energia Solar e Gás Natural.

Aos professores que me auxiliaram ao longo de cinco longos anos de graduação.

Aos meus colegas de manutenção da usina, Rubens Moreira, Yves Maia, Ricardo Muniz, Cícero Santos, Cícero Borges, Valcívrio Júnior, Evandro Ayres, Jarbas Macena, Anderson Silva, Julivan Vasconcelos, Rômulo Caracas, Edis Gonçalves, Manoel Fernandes, Thiago Gurgel e Gilvan Rodrigues que ainda estão me ensinando a ser um bom profissional e que me deram a oportunidade de conhecer a indústria de geração térmica sob outra perspectiva.

Aos operadores e chefes de turno da usina, Marco Kierski, Demetrius Cadé, Lindomar Silva, Marcio Bandeira e José Asklépio, pelo auxílio com os dados necessários para este trabalho e pela disponibilidade para discussões teóricas.

Aos meus amigos de longa data, Leonardo Rocha, Breno Teixeira, Samuel Falcão, Tomaz Morais, Lúcio Rogério, Pedro Iori, Pedro Imanol, Matheos Brainer, Bruno Augusto, Isabela Gomes, Bruno Sousa e Lia Callou, por estarem comigo desde o início.

Aos meus eternos amigos e parceiros de graduação, Tales Costa, Ítalo Cruz, Lucas Marques, Eugênio Pacelli, Luis Ricardo, Bruno Moretti, João Germano, Igor Teles, Mônica Castro, Isabela Alves, Joel Augusto, Diego Andrade, Matheus Gomes, Rafael Sant'Anna e Caio Maciel, pelas memórias que jamais se apagarão.

À minha namorada, Paula Rodrigues, por toda a ajuda com compostos químicos e afins, pelos cronogramas e revisões e, principalmente, pela bela amizade que construímos e todas as palavras de motivação e afeto que dirige a mim todos os dias.

Aos meus avós maternos, Maria Guedinha e José Crisóstomo, paternos, Rosa Neiva e Amadeu Lourenço, meus padrinhos, Alexandre Neiva e Fernanda Neiva, meus tios de coração, Andrea Lemos, Jerônimo Coelho e Joselma Alves, e todos os meus demais tios e tias, por todos os momentos felizes que partilhamos e por sempre estarem por perto.

E principalmente aos meus pais, Clébia Vieira e Marcelo Neiva, pois, apesar de todas as dificuldades, me concederam uma vida repleta de dias felizes e saúde. Me ensinaram a aprender e me garantiram todas as minhas qualidades pessoais, sempre adotando um olhar autocrítico. Todas as minhas conquistas são suas.

“Sic Parvis Magna (Grandeza a partir de pequenos começos).”

(Sir Francis Drake)

RESUMO

No presente trabalho realizou-se uma análise de exergia de uma usina termoelétrica que opera em ciclo combinado, Brayton e Rankine, com dois conjuntos de turbinas a gás e um de turbina a vapor com potência de 326 MW. Utilizando os dados coletados diretamente do sistema de controle da planta, como pressões, temperaturas e vazões, foi possível avaliar as condições operacionais dos principais equipamentos instalados: compressores, câmaras de combustão, turbinas a gás e a vapor, caldeiras e condensador. Desse modo, verificou-se que as turbinas a gás, de mesmo modelo, operam em condições similares, com pequenas diferenças entre si. Além disso, a câmara de combustão se mostrou o equipamento com maior destruição de exergia, com 65,93% do total da usina e aproximadamente 80% das perdas do ciclo Brayton, e eficiência de exergia de 78,61% na primeira máquina e 78,69% na segunda. No ciclo Rankine, verificou-se que as duas caldeiras apresentaram perdas significativas para o processo e, analisando estes componentes, notou-se uma variação considerável entre as duas, uma vez que a caldeira de referência 01 opera com 23,19% de destruição de exergia a mais que a caldeira 02, representando um desvio operativo digno de estudo mais preciso. Esses dois componentes juntos representam 60,16% do total de energia útil perdida neste ciclo e 10,17% do total da planta. Ademais, encontrou-se um título de 92% na exaustão da turbina a vapor, com evidente prejuízo a este equipamento, o qual apresentou recentes falhas nas pás do estágio de mais baixa pressão. O condensador é o equipamento com a pior eficiência de exergia da planta, com apenas 59,15%, enquanto as turbinas e compressores têm valores acima de 90%. Por fim, construíram-se diagramas de Sankey a fim de melhor ilustrar o fluxo de exergia ao longo dos dois processos de geração de energia.

Palavras-chave: Exergia. Ciclo combinado. Turbina a gás. Turbina a vapor. Termoelétrica. Eficiência.

ABSTRACT

In this study, an exergy analysis was developed in a thermoelectric power plant that runs in combined cycle, Brayton and Rankine, with two sets of gas turbines and a set of steam turbines, with 326 MW of installed power. Using the data collected directly from the plant control system, such as pressures, temperatures and flows, it was possible to evaluate the main installed equipments operative conditions: air compressors, combustion chambers, gas and steam turbines, boilers and condenser. Thereby, it was verified that both gas turbines, which are of the same model, operate under similar conditions, with small differences between them. Furthermore, the combustion chamber showed itself as the equipment with the highest exergy destruction levels, with 65.93% out of the total power plant and nearly 80% of Brayton cycle losses, with also only 78.61% of exergy efficiency for the first machine and 78.69% for the second one. In Rankine cycle, it was verified that both boilers developed significant losses to the process and, analyzing these elements, a considerable variation between them both was noticed, since the number 01 boiler operates with 23.19% higher exergy destruction than number 02 boiler, which represents a deviation worthy of more precise studies. Both boilers represent 60.16% of the total useful energy lost in Rankine cycle but 10.17% of the plant total. Moreover, a steam quality of 92% was found at the steam turbine exhaust, with evident damages to this equipment, which revealed recent erosion failures at low pressure blades stage. The condenser was the equipment with the plant worst exergy efficiency, with only 59.15%, while the turbines and compressors had values above 90%, at least. Sankey's Diagrams were built to improve the exergy flow visualization in both thermodynamics cycles.

Keywords: Exergy. Combined cycle. Gas turbine. Steam turbine. Thermoelectric. Efficiency.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Diagrama T-s do ciclo Brayton.	21
Figura 2 – Turbina a gás industrial, modelo GT11N2 da ALSTOM®.	22
Figura 3 – Exemplo de câmara de combustão com misturador em detalhe.	24
Figura 4 – Ilustração da relação retorno financeiro versus número de estágios de expansão.	26
Figura 5 – Diagrama T-s do ciclo Rankine.	27
Figura 6 – Ilustração do processo em ciclo combinado da usina em estudo.	28
Figura 7 – Estágios de uma caldeira com dois níveis de pressão.	29
Figura 8 – Ilustração da disposição de tubos em um condensador.	31
Figura 9 – Diagrama esquemático das turbinas a gás.	36
Figura 10 – Diagrama esquemático das caldeiras.	41
Figura 11 – Diagrama esquemático da turbina e afins.	41
Figura 12 – Gráfico com as principais perdas na turbina a gás 11.	44
Figura 13 – Gráfico com as principais perdas na turbina a gás 12.	44
Figura 14 – Gráfico com as principais perdas na turbina a vapor.	45
Figura 15 – Eficiência exergeticas dos equipamentos analisados.	46
Figura 16 – Diagrama de Sankey para o conjunto das turbinas a gás.	47
Figura 17 – Diagrama de Sankey para o conjunto da turbina a vapor.	47

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Tabela de especificação do gás natural, segundo resolução da Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (ANP).	19
Tabela 2 – Características do gás natural na usina.	20
Tabela 3 – Características de conjuntos de turbinas a gás.	22
Tabela 4 – Principais características das duas turbinas a gás, modelo GT11N2, instaladas na usina.	22
Tabela 5 – Características dos compressores.	23
Tabela 6 – Principais bombas da usina.	32
Tabela 7 – Dados para os principais pontos da turbina a gás 11, instalada na usina. . . .	36
Tabela 8 – Dados para os principais pontos da turbina a gás 12, instalada na usina. . . .	37
Tabela 9 – Dados de exergia física e química na turbina a gás 11.	37
Tabela 10 – Dados de exergia física e química na turbina a gás 12.	37
Tabela 11 – Dados de exergia química do combustível.	38
Tabela 12 – Dados de vazão molar para as turbinas a gás.	38
Tabela 13 – Dados para os principais pontos das Caldeiras.	41
Tabela 14 – Dados para os principais pontos da turbina a vapor, instalada na usina. . . .	42
Tabela 15 – Dados de exergia física na turbina a vapor.	42
Tabela 16 – Dados de exergia física na caldeira 01.	42
Tabela 17 – Dados de exergia física na caldeira 02.	42

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ANP	Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis
C.C.	Câmara de combustão
COMP	Compressor
ETA	Estação de Tratamento de Água
HRSG	<i>Heat Recovery Steam Generator</i> /gerador de vapor de recuperação de calor
PCI	Poder Calorífico Inferior
PCS	Poder Calorífico Superior
TG	Turbina a gás
UTE	Usina Termelétrica

LISTA DE SÍMBOLOS

CH_4	Fórmula química do metano
C_2H_6	Fórmula química do etano
C_3H_8	Fórmula química do propano
C_4H_{10}	Fórmula química do butano
$i - C_4H_{10}$	Fórmula química do iso-butano
C_5H_{12}	Fórmula química do pentano
$i - C_5H_{12}$	Fórmula química do iso-pentano
q_{ent}	Calor de entrada
$w_{turb,sai}$	Trabalho produzido na turbina
q_{sai}	Calor de saída
$w_{bomba,ent}$	Trabalho consumido nas bombas
$C_xH_yO_z$	Fórmula química de um hidrocarboneto qualquer
T_0	Temperatura no estado de referência
T_j	Temperatura em um estado "j" específico
\dot{Q}_j	Taxa de transferência de calor pela superfície em um estado "j" específico
\dot{W}_{VC}	Taxa de geração ou consumo de trabalho no volume de controle
\dot{m}_{in}	Vazão mássica que entra no volume de controle
ex_{in}	Exergia específica que entra no volume de controle
\dot{m}_{out}	Vazão mássica que sai do volume de controle
ex_{out}	Exergia específica que sai do volume de controle
$\dot{E}x_d$	Taxa de destruição de exergia no volume de controle
\dot{n}	Vazão molar de um componente qualquer
$\bar{h}_{i,in}$	Entalpia específica de entrada do i-ésimo componente
$\bar{h}_{i,out}$	Entalpia específica de saída do i-ésimo componente
$ex_{ph,i}$	Exergia física específica do i-ésimo componente
$ex_{che,i}$	Exergia física específica do i-ésimo componente

ex	Exergia específica
h	Entalpia
h_0	Entalpia no estado referência
s	Entropia
s_0	Entropia no estado referência
\bar{R}	Constante universal dos gases ideais em base molar
y_i	Fração molar do i-ésimo componente
\bar{s}	Entropia específica
\bar{s}^o	Entropia específica absoluta a 1 atm
η_{II}	Eficiência de exergia ou de segunda lei

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
2	OBJETIVOS	16
2.1	Objetivo geral	16
2.2	Objetivos específicos	16
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	17
3.1	Processo de geração termelétrica de usina a gás natural	17
3.2	Gás Natural	18
3.3	Turbina a gás e seus principais componentes	20
3.3.1	<i>Compressor</i>	23
3.3.2	<i>Câmara de Combustão</i>	23
3.3.3	<i>Turbina de expansão a gás</i>	25
3.4	Turbina a Vapor e seus principais componentes	26
3.4.1	<i>Caldeiras</i>	28
3.4.2	<i>Turbina de expansão a vapor</i>	29
3.4.3	<i>Condensador</i>	30
3.5	Análise de exergia	32
4	METODOLOGIA	35
4.1	Conjunto da turbina a gás	35
4.2	Conjunto da turbina a vapor	40
5	RESULTADOS E DISCUSSÃO	44
6	CONCLUSÕES	48
	REFERÊNCIAS	49

1 INTRODUÇÃO

Desde que Thomas Edson mostrou ao mundo o invento da lâmpada elétrica, a vida no globo mudou drasticamente: as jornadas de trabalho aumentaram, as inovações explodiram ao redor do mundo, as pessoas passaram a viver mais tempo. Tudo isso só foi possível com o auxílio da energia elétrica. Nos últimos séculos, buscou-se não só formas de gerar e distribuir energia, mas também de aprimorar as máquinas já existentes e reduzir ao máximo custos, ineficiências e emissões nocivas ao meio ambiente.

No contexto atual, segundo o Operador Nacional do Sistema Elétrico (2018), aproximadamente um quarto da produção brasileira de energia elétrica vem de térmicas espalhadas em todo o país, totalizando cerca de 16.000 MW de potência imputada ao sistema.

Usinas Termelétricas são caracterizadas por seu grande porte, geralmente utilizando-se de turbinas acopladas a grandes geradores que são movidos pela passagem de gases a alta pressão, resultado de uma combustão ou similar. Tais processos requerem grande aporte tecnológico, materiais resistentes a altas temperaturas e acentuados processos corrosivos, bem como de um cuidado especial no tratamento de seus resíduos. Desse modo, manutenções e intervenções são, em geral, muito caras e necessitam de decisões estratégicas alinhadas com as condições exatas de cada equipamento.

Portanto, tais indústrias, via de regra, mantêm um sistema de controle integrado, com diversos sensores instalados nos pontos mais críticos do processo que permitem, em tempo real, acompanhar variáveis importantes como temperatura e pressão.

Assim, acompanhando o cenário descrito e de posse dos dados supracitados, analisaram-se no presente trabalho os principais componentes de uma Usina Termoelétrica localizada no estado do Ceará, a fim de verificar suas condições operativas e entender eventuais pontos de desvio. Optou-se por uma análise de exergia, a qual retorna com precisão as principais perdas ao longo do processo de geração e que permite entender características do projeto, analisar os níveis de degradação individual de cada máquina e, principalmente, auxiliar na tomada de decisão da alta gerência quanto à alocação de investimentos para otimização deste equipamento e aumento da eficiência na produção de energia elétrica.

2 OBJETIVOS

2.1 Objetivo geral

O presente trabalho apresenta como objetivo principal realizar uma análise de exergia uma usina termoeletrica que gera 326 MW de energia elétrica e opera em ciclo combinado: Rankine e Brayton. A planta tem dois conjuntos de turbinas a gás do modelo GT11N2 que geram, cada, 110 MW, e um conjunto de turbina a vapor que gera 106 MW. A partir deste estudo, verificaram-se as condições de operação da planta, analisaram-se os equipamentos que apresentam os maiores níveis de destruição de exergia e verificou-se a eficiência de exergia destas máquinas.

2.2 Objetivos específicos

- Quantificar as perdas de exergia dos principais equipamentos: turbinas, compressores, caldeiras, câmaras de combustão e condensador;
- Quantificar a eficiência de exergia dos equipamentos descritos no primeiro item;
- Elaborar o diagrama de Sankey para os ciclos Brayton e Rankine, a fim de facilitar a visualização do fluxo de exergia;
- Comparar as duas turbinas a gás, máquinas teoricamente iguais e com tempo similar de operação;
- Comparar as duas caldeiras de recuperação de calor, teoricamente iguais e com tempo similar de operação;
- Verificar o título na saída da turbina a vapor.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

3.1 Processo de geração termelétrica de usina a gás natural

Tendo como objetivo primário a geração de energia elétrica, uma usina termoelétrica operando em ciclo-combinado (ciclo termodinâmico Brayton e Rankine, em dualidade) e queimando gás natural pode alcançar altos níveis de eficiência com baixos níveis de emissões nocivas ao meio ambiente.

Em sua maioria, tais usinas possuem alguns sistemas primários e, atrelado a cada um deles, diversos subsistemas. As turbinas (a gás ou a vapor), geradores e os reaproveitadores ou caldeiras, são os principais sistemas primários. Para que os mesmos operem, diversas bombas, compressores, sistemas de tratamento de água e outros devem estar presentes na planta, a fim de garantir o correto funcionamento das grandes máquinas e, conseqüentemente, a geração de energia.

O processo tem início no fornecimento de gás: o mesmo, ao chegar na usina, possui pressão elevada e pode conter particulados inaceitáveis ao processo. Para tanto, o gás combustível passa por grandes filtros e por redutores de pressão e, só então, pode seguir para a câmara de combustão da turbina a gás.

A fim de possibilitar a combustão, admite-se ar da atmosfera, o qual também passa por grandes filtros que retiram suas impurezas, e, no compressor, é comprimido até níveis pré-estabelecidos. A mistura ar mais gás combustível está pronta para a queima, a qual é realizada dentro da câmara de combustão supracitada. Situados no interior de misturadores cônicos, os queimadores produzem pequenas centelhas que iniciam a explosão da mistura a apenas alguns centímetros do material estrutural da câmara, evitando o contato direto do mesmo com as altas temperaturas da combustão.

A turbina, assim como o compressor, possui diversos estágios de pás perfiladas que permitem transformar a energia térmica presente nos gases de exaustão em energia cinética na forma de rotação do eixo motriz da mesma. Tal fenômeno expansivo do gás permite, com a inércia do eixo, transformar a energia cinética em energia elétrica no gerador, que será posteriormente tratada a fim de ser distribuída na rede.

É interessante observar que as pás da turbina sofrem com a ação de altas temperaturas e diferenças de pressão, uma vez que entram diretamente em contato com os gases quentes de exaustão. Portanto, os níveis de vibração nas pás é constantemente analisado e a intervenção

preventiva nas mesmas é extremamente relevante para manter a confiabilidade do equipamento.

O processo descrito até aqui define uma máquina cujo modelo ideal é chamado ciclo Brayton, caracterizado pela admissão e compressão de ar comburente, mistura do mesmo com um combustível, queima e posterior transformação da energia térmica em cinética em uma turbina. Os gases de exaustão após a saída da turbina seriam tratados e exauridos à atmosfera, completando o ciclo. No entanto, a fim de aproveitar a energia de saída dos gases, caldeiras podem ser utilizadas para produzir o vapor necessário para a operação de turbinas a vapor, conhecido como operação em ciclo combinado.

A caldeira, ou gerador de vapor com reaproveitamento de calor, é composta de diversos capilares (aletados ou não) que permitem uma eficiente troca térmica com os gases de exaustão. Um líquido é bombeado pelo interior desses tubos capilares o que, no caso da água, leva a evaporação da mesma. O vapor é então levado à turbina a vapor, similar à turbina a gás, onde a energia química do vapor será transformada em energia elétrica.

O vapor então é direcionado a um condensador alimentado com água de resfriamento, proveniente de uma torre de resfriamento, onde troca calor com tal fluido. O vapor condensa e assim retorna para as bombas de alimentação de água das caldeiras, onde dará início a um novo aquecimento e um novo passo do ciclo.

Os processos descritos acima serão discutidos com maior ênfase e detalhamento nos itens subsequentes.

3.2 Gás Natural

Segundo Lora e Nascimento (2004), a definição de combustível é:

Combustível é toda a substância que, em contato com uma fonte de ignição e um agente oxidante, geralmente o oxigênio do ar, sofre reações químicas, liberando energia térmica.

O gás natural, combustível em questão, é composto principalmente por metano, apresentando proporções de etano, propano, butano e hidrocarbonetos mais pesados, além de algumas impurezas (LORA; NASCIMENTO, 2004). Ele é geralmente encontrado em poços assim como acontece com o petróleo, podendo inclusive ser um produto secundário deste. O gás é dessulfurizado e desidratado para evitar corrosões e facilitar o transporte do mesmo, o que pode ser feito por gasodutos ou no seu estado líquido com navios criogênicos.

O gás, além de ser um dos principais insumos da indústria Gasoquímica, apresenta diversas vantagens socioeconômicas quando comparado aos demais combustíveis fósseis. Algumas dessas vantagens estão listadas abaixo:

- Não utilização direta de transportes ferroviários e rodoviários;
- Taxas de emissão de poluentes geralmente muito inferior às normas vigentes, resultado de uma combustão mais limpa;
- Manutenção mais barata dos equipamentos devido a corrosão inferior deste combustível.

No que tange as especificações técnicas desse combustível gasoso, a ANP é o órgão responsável pelo controle de qualidade do gás natural em todo o território nacional que é regulamentado pela Resolução N^o 16/2008. A Tabela 1 é uma adaptação da tabela de especificação técnica presente na supracitada resolução, em que verificam-se as principais características do combustível.

Tabela 1 – Tabela de especificação do gás natural, segundo resolução da ANP.

Característica	Unidade	Limite			Método		
		Norte	Nordeste	Centro-Oeste, Sudeste e Sul	NBR	ASTM D	ISO
Poder calorífico superior	kJ/m ³	34.000 a 38.400	35.000 a 43.000		15213	3588	6976
	kWh/m ³	9,47 a 10,67	9,72 a 11,94				
Índice de Wobbe	kJ/m ³	40.500 a 45.000	46.500 a 53.500		15213	–	6976
Número de metano, mín.					–	–	15403
Metano, mín.	%mol	68	85		14903	1945	6974
Etano, máx.	%mol	12	12		14903	1945	6974
Propano, máx.	%mol	3	6		14903	1945	6974
Butanos e mais pesados, máx.	%mol	1,5	3		14903	1945	6974
Oxigênio, máx.	%mol	0,8	0,5		14903	1945	6974
Inertes (N ₂ +CO ₂), máx.	%mol	18	8	6	14903	1945	6974
CO ₂ , máx.	%mol	3			14903	1945	6974
Enxofre Total, máx	mg/m ³	70			–	5504	6326-3
Gás Sulfídrico (H ₂ S), máx	mg/m ³	10			–	504	6326-3
Ponto de orvalho de água a 1atm, máx.	°C	-39	-39	-45	–	5454	6327

Fonte: ANP, 2018.

No caso específico da usina objeto deste estudo, o combustível é fornecido por meio de um gasoduto que tem início no Porto do Pecém e se estende até a estação de tratamento do mesmo, já nas facilidades da planta.

Portanto, as características do gás natural devem ser controladas e monitoradas constantemente, de modo a garantir a correta operação das máquinas e a confiabilidade do processo de geração. Assim, existe uma instrumentação específica para a aquisição dos dados estequiométricos deste insumo, cujo conjunto denomina-se "cromatógrafo".

A cromatografia é uma técnica analítica na qual amostras do combustível forne-

cido são decompostas em seus principais componentes, permitindo quantificar as proporções das diferentes fases do mesmo e avaliar, individualmente, suas propriedades físico-químicas, fundamentais para cálculos termodinâmicos.

Na Tabela 2 estão registrados os valores retornados pela cromatografia do combustível em um dia normal de operação da planta objeto deste estudo. Os valores estão dentro daqueles determinados na Tabela 1 sendo, neste caso, até mais positivos qualitativamente, uma vez que os níveis de metano (CH_4) são mais altos.

Tabela 2 – Características do gás natural na usina.

Composto	Porcentagem molar
CH_4	92,7290%
C_2H_6	4,8880%
C_3H_8	1,7530%
C_4H_{10}	0,2970%
i- C_4H_{10}	0,2960%
C_5H_{12}	0,0110%
i- C_5H_{12}	0,0250%

Fonte: Usina Termelétrica (UTE) em estudo, 2018.

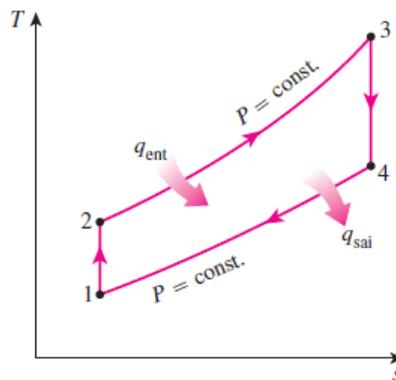
3.3 Turbina a gás e seus principais componentes

O conjunto da turbina a gás é uma planta de potência que produz grandes quantidades de energia dependendo do seu tamanho e peso (BOYCE, 2012). Portanto, a turbina a gás é o principal componente de uma planta que opera em ciclo combinado, gerando, aproximadamente, dois terços da potência total (KEHLHOFER *et al.*, 2009). Além da turbina de expansão propriamente dita, o conjunto da turbina a gás é composto por um compressor, uma câmara de combustão e sistemas auxiliares.

A geração de energia com uma turbina a gás ocorre da seguinte forma: ar atmosférico é aspirado na entrada do compressor, o qual força a passagem desse fluido por diversos filtros, a fim de retirar a umidade e eventuais particulados do mesmo. Na saída do compressor, o ar encontra-se pressurizado e segue para a câmara de combustão, onde misturadores proporcionam um bom contato do ar comprimido com o combustível pulverizado. A mistura estequiométrica é então queimada, gerando gases a elevadas temperaturas, os quais escoam através da turbina de expansão. Por fim, a montagem é feita de modo que o compressor, a turbina e o gerador compartilhem de um mesmo eixo e, assim, parte da potência que seria gerada é utilizada no acionamento do compressor.

Explicou-se, então, o funcionamento de um ciclo termodinâmico conhecido como ciclo Brayton, o qual opera com uma mistura de diversas substâncias no estado gasoso. A Figura 1 exemplifica as etapas do ciclo com um diagrama termodinâmico ideal, ou seja, desconsiderando aumentos de entropia na turbina e no compressor. A reta $\overline{12}$ representa a pressurização do ar no compressor, seguida pela curva $\overline{23}$, correspondente à combustão na câmara de combustão. A turbina de expansão é verificada na reta $\overline{34}$, onde os gases quentes perdem pressão e temperatura com geração de trabalho e, por fim, na curva $\overline{41}$ ocorre o resfriamento dos gases de exaustão, processo o qual, na prática, é representado pela emissão desses gases, sem reaproveitamento dos mesmos na entrada da turbina a gás.

Figura 1 – Diagrama T-s do ciclo Brayton.



Fonte: (ÇENGEL; BOLES, 2013).

Apesar de existirem diversos projetos diferentes para turbinas a gás, duas categorias são utilizadas para diferenciá-las, sendo elas:

- Turbinas a gás aeroderivadas;
- Turbinas a gás industriais ou heavy-duty.

As turbinas a gás aeroderivadas são, normalmente, turbinas com dois ou três eixos com velocidades de compressão e expansão variáveis (KEHLHOFER *et al.*, 2009). Tais modelos são adaptações de projetos de turbinas de aviões e jatos, sendo portanto, menores e mais compactas. Estes modelos, via de regra, não apresentam gerações superiores a 50 MW, mas possuem eficiências elevadas.

As turbinas industriais são construídas, comumente, em apenas um eixo compartilhado por todos os componentes da máquina. Estes projetos são maiores e mais robustos, com gerações que variam desde 30 MW até 340 MW, uma vez que características como uma alta temperatura de entrada na turbina e uma alta vazão de ar no compressor podem ser facilmente

alcançadas (KEHLHOFER *et al.*, 2009). Na Tabela 3, estão listadas algumas das principais características deste grupo de turbinas a gás.

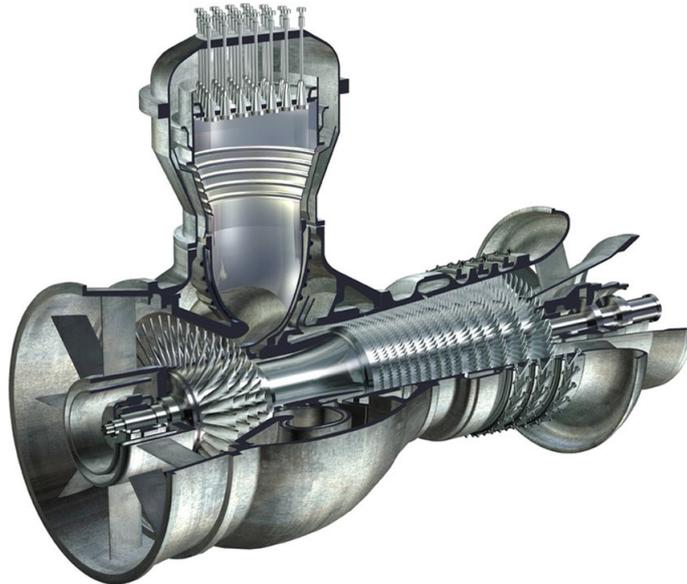
Tabela 3 – Características de conjuntos de turbinas a gás.

Turbinas a gás com potência nominal de até 340 MW (em condições-padrão)	
Eficiência	34% - 40%
Temperatura de entrada na turbina	1.100 °C - 1.350 °C
Temperatura dos gases de exaustão da turbina	450 °C - 650 °C
Vazão mássica dos gases de exaustão	50 kg/s - 820 kg/s

Fonte: Adaptado (KEHLHOFER *et al.*, 2009).

A planta objeto de estudo deste trabalho, possui duas turbinas a gás industriais de modelo GT11N2, ambas com capacidade de 110 MW de projeto da ALSTOM[®], cujo modelo pode ser visualizado na Figura 2. Suas principais características de operação são listadas na Tabela 4.

Figura 2 – Turbina a gás industrial, modelo GT11N2 da ALSTOM[®].



Fonte: General Electric (2018).

Tabela 4 – Principais características das duas turbinas a gás, modelo GT11N2, instaladas na usina.

Modelo GT11N2 - Turbina a gás 11		Modelo GT11N2 - Turbina a gás 12	
Vazão de combustível	6,5213 kg/s	Vazão de combustível	6,5363 kg/s
Vazão de ar na entrada	337,19 kg/s	Vazão de ar na entrada	337,96 kg/s
Razão de compressão no compressor	14 bar	Razão de compressão no compressor	14 bar
Temperatura na saída do compressor	422 °C	Temperatura na saída do compressor	422 °C
Temperatura na entrada da turbina	1098 °C	Temperatura na entrada da turbina	1099 °C
Temperatura na exaustão	531 °C	Temperatura na exaustão	532 °C

Fonte: UTE em estudo, 2018.

3.3.1 Compressor

O compressor é o componente responsável pela pressurização do ar comburente que será utilizado na combustão. Os tipos mais comuns para aplicações em plantas de potência são os compressores centrífugos e os compressores axiais, sendo este último mais utilizado em plantas com maiores índices de geração.

Na Tabela 5, algumas características desses dois tipos de compressores são explicitadas. Verifica-se o ganho de eficiência com a utilização de compressores axiais, o que representa enormes ganhos na eficiência final da planta, tendo em vista que entre 55% e 60% da energia gerada no conjunto é consumida pelo compressor (BOYCE, 2012).

Tabela 5 – Características dos compressores.

Tipo de compressor	Relação de pressão por estágio			Faixa de eficiência (%)
	Industrial	Aeroespacial	Pesquisa	
Centrífugo	1,2 - 1,9	2,0 - 7,0	13	75 - 87
Axial	1,05 - 1,3	1,1 - 1,45	2,1	80 - 91

Fonte: Adaptado (BOYCE, 2012).

Conforme visto na Tabela 5, para cada estágio de pás do compressor existe um aumento na pressão do fluido de trabalho, podendo ser multiplicado ao longo de diversos estágios, de modo a atingir a razão de pressão desejada.

Cada estágio é formado de um rotor e um estator, representado por um conjunto de pás móveis e um conjunto de pás estacionárias. Assim, o fluido de trabalho é acelerado pelo rotor e, em seguida, desacelerado no estator, de modo que a energia cinética transferida no rotor é convertida em pressão estática (LORA; NASCIMENTO, 2004). A medida que o fluido avança no compressor, a área anular do escoamento é reduzida, a fim de garantir uma velocidade axial média constante, uma vez que a densidade aumenta através do comprimento da máquina.

No modelo GT11N2, existem 14 estágios subsequentes de pás, de modo que a relação de pressão na saída do compressor é de aproximadamente 14:1. Ou seja, para uma pressão de entrada no compressor de 1 bar a pressão de saída terá a ordem de 14 bar.

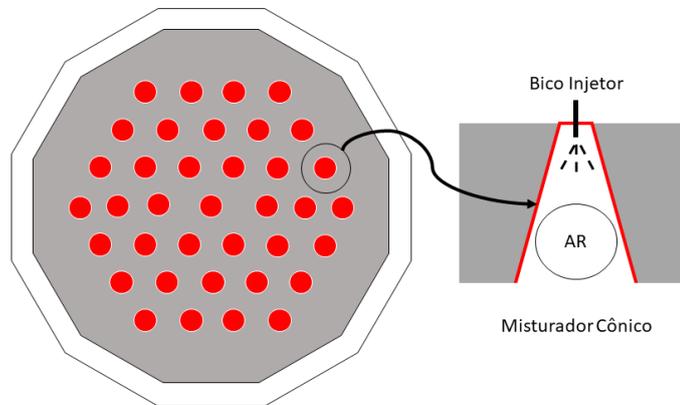
3.3.2 Câmara de Combustão

A câmara de combustão é responsável pela elevação da temperatura do ar comprimido de modo a possibilitar que tal fluido seja posteriormente expandido na turbina. O combustível é injetado em vários bicos injetores, posicionados dentro de misturadores cônicos, auxiliando na

mistura deste com o fluido comprimido. A quantidade de bicos injetores varia em cada modelo, porém, uma grande quantidade de injetores são preferidos, pois proporcionam uma chama mais curta e uma distribuição de temperatura mais uniforme dos gases (LORA; NASCIMENTO, 2004). Na usina em estudo, em cada câmara de combustão existem 36 queimadores, que representam, cada, um conjunto bico injetor/misturador cônico.

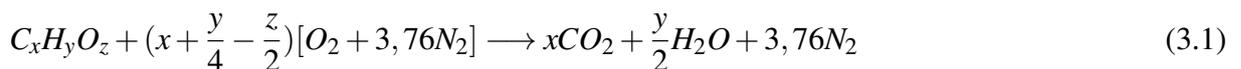
Na Figura 3, verifica-se uma representação em corte longitudinal da disposição dos misturadores cônicos, representados pelas circunferências vermelhas, no interior de uma câmara de combustão, mais especificamente na placa superior do combustor, representado em cinza.

Figura 3 – Exemplo de câmara de combustão com misturador em detalhe.



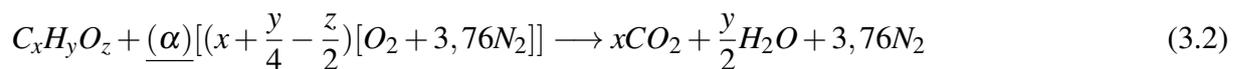
Fonte: Autor.

A estequiometria da combustão é função do combustível utilizado para tal reação. Assim sendo, no caso de combustíveis gasosos, o percentual molar de cada componente é necessário para determinar o Poder Calorífico Inferior (PCI) e o Poder Calorífico Superior (PCS), além da quantidade de ar teórico necessário para uma reação completa. O equacionamento para combustão completa de um hidrocarboneto qualquer pode ser exemplificado como na Equação 3.1, onde considerou-se que o ar é composto, principalmente, de oxigênio e nitrogênio, ambos em suas formas estáveis.



Todavia, a reação acima é um caso muito genérico e dificilmente ocorre na prática. As turbinas a gás, em geral, são projetadas para trabalhar com um coeficiente de excesso de ar, representado pela letra " α ", sublinhada na Equação 3.2. No caso da usina em estudo, por exemplo, apenas 28,9% da vazão mássica de entrada de ar é utilizada na combustão. Tal excesso

de ar pode ser explicado pelo seguinte fato: a reação de combustão transforma uma enorme quantidade de energia química em energia térmica e cinética e, como consequência, a temperatura de combustão varia de 1871 °C a 1927 °C (BOYCE, 2012). Valores tão elevados de temperatura causariam danos irreversíveis às paredes da câmara e, principalmente, às pás da turbina de expansão. Portanto, o ar comprimido que entra em excesso auxilia no resfriamento destas partes (ÇENGEL; BOLES, 2013).



3.3.3 Turbina de expansão a gás

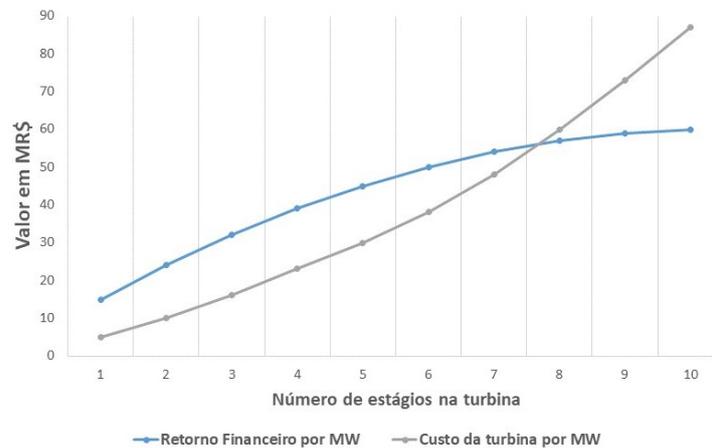
Similar ao que acontece no compressor, os múltiplos estágios de uma turbina retiram energia do gás através de uma combinação de bocais, comparáveis às pás estacionárias do compressor, e pás móveis. No entanto, por tratar-se de um processo expansivo, a quantidade de estágios é geralmente inferior à quantidade de estágios no compressor do mesmo conjunto e ainda assim tem potencial para gerar energia suficiente para acioná-lo e gerar energia elétrica. Nas máquinas instaladas na usina em estudo, cada turbina a gás tem quatro estágios de pás para expansão, contra catorze pás no compressor.

Os gases quentes da combustão são direcionados para turbina, sendo esta responsável pela transformação da energia térmica deste fluido em energia cinética, na forma de rotação. Na turbina, a temperatura de entrada é, segundo Kehlhofer *et al.* (2009), geralmente superior a 1000 °C sendo limitada pelos materiais utilizados na construção da máquina. De acordo com Kehlhofer *et al.* (2009), temperaturas de entrada na turbina mais elevadas aumentam a eficiência da turbina, aumentando a quantidade de energia gerada e reduzindo os custos de operação da mesma. Portanto, as pás das turbinas são os componentes mais afetados pelas altas temperaturas desenvolvidas na câmara de combustão, sendo os principais alvos de pesquisa e desenvolvimento de novas tecnologias na área de metalurgia e materiais. O estresse térmico desenvolvido nestas peças, aliado a uma elevada diferença de pressão entre dois estágios e o tamanho delas, facilita a formação de trincas e encurta o tempo de vida das mesmas.

Os gases, após expandidos no último estágio, são considerados gases de escape ou de exaustão. Neste ponto, a pressão já é muito próxima à ambiente, mas as temperaturas, conforme verificado na Tabela 3, podem alcançar valores na ordem de 650 °C. Tal constatação significa que, energeticamente, a maior parte da energia do gás reside na forma térmica, dificultando a

geração de energia elétrica através de novas expansões, uma vez que estas iriam requerer pás com grandes áreas de contato com o gás e, portanto, muito caras.

Figura 4 – Ilustração da relação retorno financeiro versus número de estágios de expansão.



Fonte: Autor.

Na Figura 4, encontra-se ilustrada a afirmação feita no último parágrafo: um aumento no número de estágios não necessariamente implica em um ganho em geração, uma vez que o custo da turbina fica muito elevado, podendo, inclusive, gerar prejuízos.

Na usina objeto deste estudo a temperatura de exaustão da turbina é da ordem de 540 °C, já à pressão atmosférica, e os gases são direcionados às caldeiras onde, dependendo do tipo de operação, são exauridos na chaminé de ciclo aberto ou utilizados na vaporização da água e tem sua temperatura reduzida até, aproximadamente, 120 °C.

3.4 Turbina a Vapor e seus principais componentes

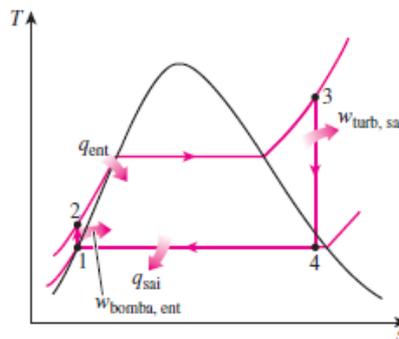
Conforme descrito nos itens anteriores, a energia térmica nos gases de exaustão de turbinas a gás é, muitas vezes, utilizada como entrada em outros ciclos termodinâmicos. Portanto, todos os equipamentos subsequentes à exaustão são dimensionados de acordo com a ordem de quantidade desta energia, de modo a permitir a transferência do calor presente no fluido de saída para a água do ciclo a vapor e alcançar uma boa eficiência na turbina a vapor.

O conceito do conjunto da turbina a vapor segue as seguintes diretrizes: um grande trocador de calor, comumente denominado de caldeira, permite a transferência dos gases de exaustão da turbina a gás para a água de alimentação, que é constantemente bombeada na entrada do trocador, gerando vapor. A água no estado gasoso é então direcionada para a turbina de

expansão, que aciona um gerador, produzindo energia elétrica. A fim de evitar que toda essa água seja perdida, a mesma passa por um condensador, que retira calor deste fluido, para ser reutilizada na alimentação da caldeira. O calor retirado no condensador é então exaurido na torre de resfriamento, composta de ventiladores industriais, que auxiliam na troca entre o ar e a água quente. Aqui, uma parte do líquido é perdida, retornando para o meio ambiente, e o restante retorna para a caldeira, fechando o processo.

Descreveu-se o processo de uma máquina cujo modelo idealizado é chamado ciclo Rankine e os principais componentes do mesmo. Diferente do que ocorre nas turbinas a gás, este ciclo pode ser operado com apenas uma substância, a qual, na maioria das usinas termoeletricas, é representada pela água desmineralizada. Na Figura 5 visualiza-se o diagrama termodinâmico que representa este ciclo. A reta $\overline{12}$ representa o bombeamento da água de alimentação, a curva $\overline{23}$ demonstra o aquecimento da água na caldeira, com mudança de fase, até que todo o volume seja de vapor supersaturado. A expansão do vapor na turbina pode ser vista na reta $\overline{34}$ e que, no gráfico, representou-se um processo com formação de gotículas de água na exaustão, já que o ponto 4 encontra-se dentro do domo de vapor. Por fim, o ciclo termina com a troca de calor no condensador, na reta $\overline{41}$.

Figura 5 – Diagrama T-s do ciclo Rankine.



Fonte: (ÇENGEL; BOLES, 2013).

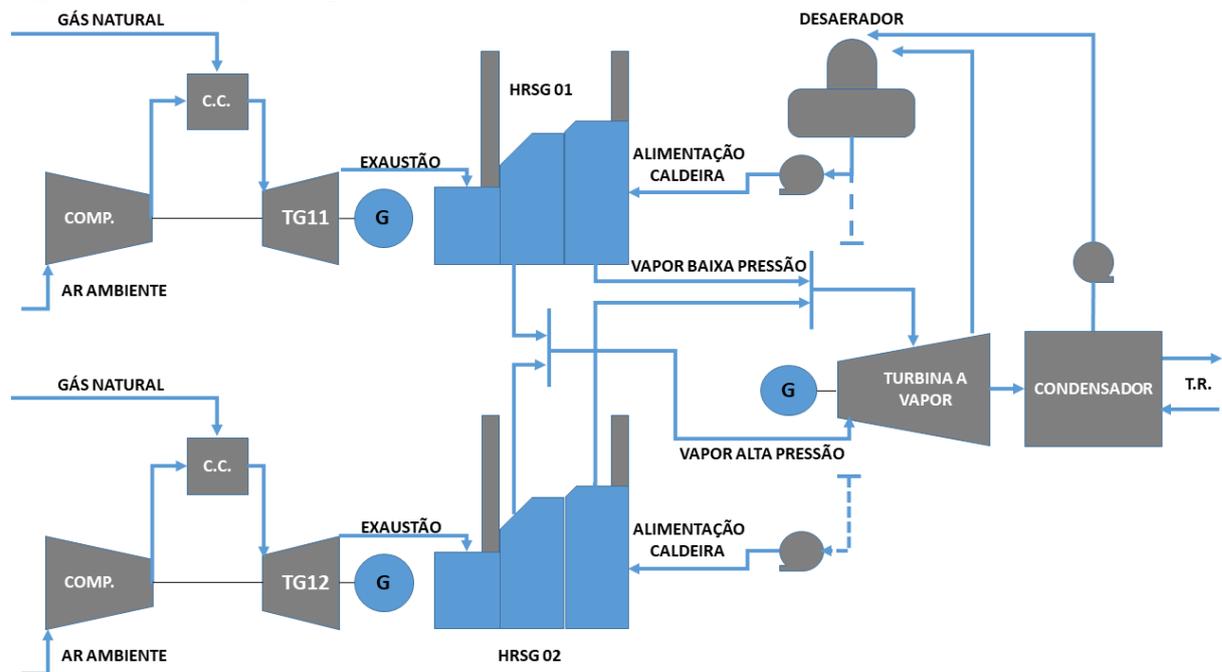
O número de caldeiras presentes no processo varia de acordo com o número de turbinas a gás, assim como o número de ventiladores utilizados na torre. Na usina em estudo, existem duas turbinas a gás e, portanto, duas caldeiras, mas são necessários oito ventiladores na torre de resfriamento para resfriar a água de saída da turbina a vapor, conforme descrito acima.

A turbina a vapor, segundo Kehlhofer *et al.* (2009), gera entre 30% e 40% da quantidade total do ciclo combinado, variando de acordo com a otimização do processo. Vale ressaltar que o mesmo volume de combustível utilizado em ciclo aberto é consumido em ciclo

combinado e, portanto, para uma mesma entrada de energia, tem-se uma maior potência na saída. Esta afirmação explica elevados níveis de eficiência para plantas que operam em ciclos combinados que chegam a 50%, onde cada turbina a gás, conforme visto na Tabela 3, tem eficiências médias de 35%.

Portanto, na Figura 6, visualiza-se uma ilustração do processo de ciclo combinado na usina em questão, onde o Compressor (COMP), a Câmara de combustão (C.C.) e a Turbina a gás (TG) de referência 11 e 12 estão explicitados em série com a *Heat Recovery Steam Generator*/gerador de vapor de recuperação de calor (HRSG), ou caldeira, subsequente de referência 01 e 02. Além disso, verifica-se que cada caldeira possui dois estágios de pressão que entram em pontos diferentes na turbina a vapor.

Figura 6 – Ilustração do processo em ciclo combinado da usina em estudo.



Fonte: Autor.

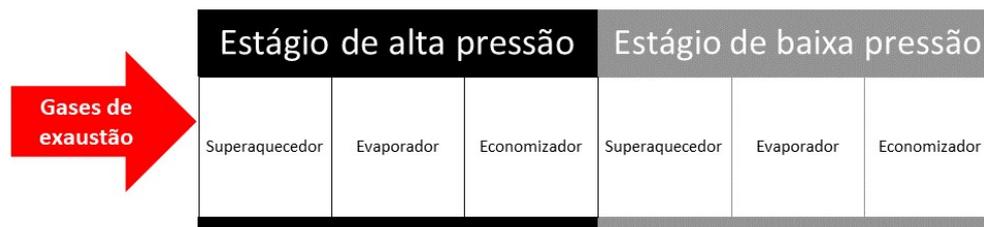
3.4.1 Caldeiras

As HRSGs, citadas neste trabalho como caldeiras, são utilizadas para capturar o calor dos gases de exaustão da turbina a gás a fim de gerar vapor para operar a turbina a vapor em um ciclo combinado (SHARMA; SINGH, 2017). Existem diversas pesquisas, como Mehrgoo e Amidpour (2017) e Naserabad *et al.* (2018), que estudam as configurações estruturais destas máquinas, com o objetivo de aumentar a troca térmica e, conseqüentemente, sua eficiência.

Um tipo muito comum de caldeira para aplicações em ciclos combinados são as caldeiras horizontais, onde os tubos com água são posicionados verticalmente e, portanto, perpendiculares ao fluxo de gases de exaustão (KEHLHOFER *et al.*, 2009). No entanto, ao longo deste equipamento, existem diferentes arranjos de tubos, cada um com um objetivo diferente: o economizador pré-aquece a água, que permanece em condições de líquido comprimido; o evaporador inicia o processo de geração de vapor, de modo que a água fica no estado líquido-vapor; por fim, o superaquecedor está exposto às temperaturas mais altas dos gases de exaustão e, portanto, toda a água é evaporada. Os três arranjos tem um ponto em comum, chamado *drum*, ou tubulão, onde coexistem as fases líquida e vapor e, portanto, mantêm a pressão em todo o sistema igual.

Descrito acima, tem-se um nível de pressão de uma caldeira, que pode conter até três níveis em sua construção. Na Figura 7 exemplifica-se como fica a montagem de uma caldeira com dois estágios de pressão, similar ao encontrado na usina em questão.

Figura 7 – Estágios de uma caldeira com dois níveis de pressão.



Fonte: Autor.

3.4.2 Turbina de expansão a vapor

As turbinas a vapor, diferente do que geralmente ocorre nas turbinas a gás, podem contar com diversas entradas e saídas de vapor e possuem um maior número de estágios para extrair mais energia do fluido. A temperatura e pressão de entrada do vapor principal, ou de alta pressão, geralmente está na ordem de 520 °C a 600 °C e 100 bar a 170 bar, respectivamente, segundo Kehlhofer *et al.* (2009).

Porém, a exaustão desta máquina direciona o fluxo para dentro do condensador, o qual apresenta pressões inferiores à atmosférica e baixas temperaturas. O principal efeito disso é que, já nas últimas pás da turbina, pode existir a formação de gotículas de água que são extremamente prejudiciais a estas peças. É importante ressaltar que, segundo M.Ahmad *et al.* (2018), a velocidade de impacto destas gotículas pode chegar a 700 m/s em turbinas que operam

a 3600 rpm. Vatanmakan *et al.* (2018) sugerem que a presença de uma fase líquida no fluxo de vapor altera as características termodinâmicas e aerodinâmicas do escoamento, com consequente perda de eficiência e aumento na corrosão e erosão nas pás.

Ademais, Segura *et al.* (2017), após analisar fraturas nas últimas pás de uma turbina a vapor, concluem que a quebra iniciou-se de uma cavidade causada pela erosão nestas peças. Na turbina objeto do supracitado estudo, a vibração causada por estas fraturas resultou em uma falha catastrófica na máquina. Portanto, a formação de uma fase líquida deve ser evitada a todo custo e o monitoramento da mesma deve ser feita em tempo real.

Na usina objeto deste estudo, a turbina a vapor tem um total de vinte e um estágios e não existe um monitoramento de maneira direta em relação ao título na exaustão da máquina. Porém uma inspeção realizada pela fabricante da turbina encontrou três pás com trincas e indícios de erosão no último estágio de pás. O evento demonstra a validade empírica dos trabalhos supracitados, que poderia ter acarretado uma falha enorme neste equipamento.

3.4.3 Condensador

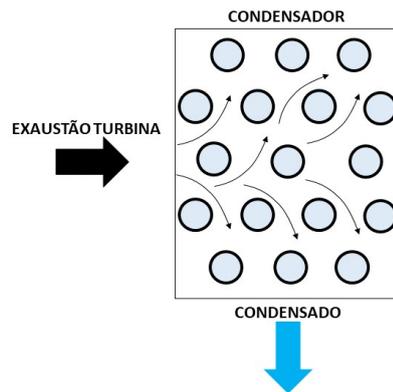
O condensador é o equipamento que permite a troca do calor entre a exaustão da turbina a vapor e a água de resfriamento que vem da torre de resfriamento. Segundo diversos pesquisadores, como Ahmadi e Toghraie (2016), Mitrović *et al.* (2010), Bolatturk *et al.* (2015), entre outros, o condensador é responsável pela maior perda energética em um ciclo combinado, o que é desejável para evitar grandes perdas de água após a expansão na turbina.

No interior do condensador, diversos tubos de ligas específicas, como titânio, cobre, latão ou aço inox, são instalados com disposição ondulada, de modo a aumentar a área de contato do vapor de exaustão com a superfície dos tubos (LORA; NASCIMENTO, 2004). O contato do vapor quente com os tubos preenchidos com água de resfriamento provoca um aumento súbito no volume específico do primeiro fluido e resulta na presença de vácuo no condensador. A Figura 8 ilustra como os tubos são dispostos em um condensador do tipo casca e tubo. O condensado se acumula em um tanque, geralmente localizado abaixo do condensador, de onde este fluido é bombeado para o desaerador para retirada de eventuais gases dissolvidos.

Na usina em estudo, por exemplo, o condensador possui, 13.496 tubos de uma liga específica de titânio, com uma espessura de 0,4 mm e 8,74 metros de comprimento. Os tubos estão suscetíveis a corrosões, que podem causar pequenos furos em áreas mais expostas ao calor da exaustão. Em casos como este, o condensador, juntamente com a turbina a vapor, são

retirados de operação e a extrema dificuldade para encontrar o tubo danificado é causa de grandes perdas econômicas para a usina. Por isso, a qualidade da água que alimenta o condensador é constantemente monitorada por especialistas químicos, que levam em conta a condutividade e a quantidade de óxidos e afins dissolvidos no fluido.

Figura 8 – Ilustração da disposição de tubos em um condensador.



Fonte: Autor.

Após passar pelo condensador, a água de resfriamento, agora em temperaturas mais elevadas, segue para uma torre de resfriamento. Tal equipamento remove o residual de calor do ciclo, transferindo-o para a atmosfera. Dependendo da diferença de temperatura entre a água fria que entra no condensador e a água quente que sai do condensador, a perda de água por evaporação na torre pode representar um volume bem expressivo: em grandes estiagens, usinas inteiras podem ficar indisponíveis por falta de água de reposição na torre de resfriamento.

Todo o sistema de condensação e retorno para a caldeira para fechar o ciclo Rankine necessitam de bombas de grande porte. No entanto, a relação entre o trabalho para operar as bombas e o trabalho realizado na turbina é geralmente baixa, conforme discutido em Moran *et al.* (2013), consequência da facilidade de pressurizar líquidos em contraste ao que ocorre com gases.

Na Tabela 6 verificam-se as principais bombas existentes na usina termoeletrica em estudo que compõem os sistemas de resfriamento, de água condensada e de alimentação das caldeiras, com suas respectivas quantidades necessárias para operação e potência líquida de acionamento.

Tabela 6 – Principais bombas da usina.

Sistema	Quant. de bombas	Potência líquida (kW)
Resfriamento do condensador	2	2.077,10
Extração de condensado	1	227,04
Alimentação das caldeiras	2	1.399,77

Fonte: UTE em estudo, 2018.

3.5 Análise de exergia

De acordo com Szargut *et al.* (1988), a exergia é o trabalho teórico máximo que pode ser gerado em um sistema quando ele alcança o equilíbrio com o ambiente e, portanto, atinge o estado morto. Assim, conforme descrito por Ibrahim *et al.* (2017), uma análise exergética leva em conta a qualidade da energia, além de seu potencial quantitativo e, desse modo, permite a identificação dos pontos ou equipamentos nos quais ocorrem as maiores perdas termodinâmicas em um processo.

Conforme discutido por Moran *et al.* (2013) e por Çengel e Boles (2013) a exergia total de um sistema pode ser avaliada considerando suas duas grandes parcelas: a exergia termo-mecânica ou física e a exergia química. Ambas descrevem o potencial de geração de trabalho de um sistema, de modo que a primeira considera a diferença de suas características de temperatura e pressão em relação ao ambiente e a segunda considera a diferença de suas características de composição de elementos químicos deste em relação ao ambiente (FERNANDES, 2018)

Na equação 3.3 expressou-se o balanço de exergia para um volume de controle em regime permanente (ABBASI *et al.*, 2018)

$$\sum_{i=1}^j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \dot{W}_{VC} + \sum_{i=1}^j \dot{m}_{in} ex_{in} - \sum_{i=1}^j \dot{m}_{out} ex_{out} - \dot{E}x_d = 0 \quad (3.3)$$

Onde o primeiro termo do lado esquerdo da equação representa a taxa de transferência de calor por uma superfície, o segundo termo representa o trabalho que é gerado ou consumido, o terceiro e quarto termos representam somatórios de exergia por unidade de massa levando em consideração suas respectivas vazões e, por fim, o último termo do lado esquerdo representa a taxa de destruição de exergia. Vale ressaltar que o termo T_0 representa a temperatura que foi tomada como referência na análise e deve ser repetido para todos os "j" componentes do sistema.

O termo de destruição de exergia pode representar, segundo Moran *et al.* (2013), uma parte importante no desenvolvimento de estratégias para um uso mais eficiente dos combustíveis de um sistema. Conseqüentemente, este termo é geralmente calculado em função das demais

variáveis, as quais devem ser mensuradas ao longo do processo. Vale ressaltar, que o valor de destruição de exergia varia ao longo do tempo, e que indica inclusive um maior grau de degradação das máquinas.

O termo \dot{W}_{VC} refere-se ao trabalho realizado no volume de controle em estudo e pode ser calculado conforme a Equação 3.4.

$$\dot{W}_{VC} = \sum_{i=1}^j \dot{n} \bar{h}_{i,in} - \sum_{i=1}^j \dot{n} \bar{h}_{i,out} \quad (3.4)$$

Os termos de entrada e saída de exergia, no entanto, podem ser expressos como na Equação 3.5, de acordo com o que foi previamente discutido. Desse modo, as parcelas físicas e químicas da exergia podem ser tratadas separadamente, como será explicado adiante.

$$ex = ex_{ph} + ex_{che} \quad (3.5)$$

A exergia específica física é definida na Equação 3.6, como função da entalpia, h , da entropia, s , e da temperatura T do sistema, onde o subscrito “0” indica que a propriedade ou grandeza está no estado de referência. Esta equação pode ser utilizada para quaisquer compostos.

$$ex_{ph} = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad (3.6)$$

Na avaliação da exergia de gases modelados como ideais, porém, a entalpia fica em função apenas da temperatura e, portanto, pode ser adquirida diretamente de tabelas de propriedades termodinâmicas. A entropia, além da temperatura, também fica em função da pressão e, por isso, precisa ser corrigida, conforme verificado na Equação 3.7, uma vez que as tabelas só fornecem dados para estados de referência T_0 e p_0 . Nesta equação, o termo \bar{R} corresponde à constante universal dos gases, em base molar, e o termo y é a fração molar. O subscrito “i” indica o i-ésimo componente de uma mistura de gases. Ambas grandezas podem ser expressas em base molar.

$$\bar{s}(T, p) = \bar{s}^o(T) - \bar{R} \ln \frac{y_i p}{p_0} \quad (3.7)$$

Desse modo, a Equação 3.6 pode ser reescrita, para gases ideais, como na Equação 3.8, abaixo.

$$\bar{e}x_{ph} = \bar{h} - \bar{h}_0 - T_0 \left(\bar{s}^o(T) - \bar{s}^o(T_0) - \bar{R} \ln \frac{y_i P}{p_0} \right) \quad (3.8)$$

A exergia específica química é definida por Dincer e Rosen (2013) como consequência do desvio da composição química de um sistema quando comparado ao ambiente de referência. O valor da exergia química, em uma mistura de gases ideais, é dada pela Equação 3.9.

$$\bar{e}x_{che} = \sum_{i=1}^j y_i \bar{e}x_{ch,i} + \bar{R} T_0 \sum_{i=1}^j y_i \ln(y_i) \quad (3.9)$$

Os valores para $e x_{ch,i}$ de diversas substâncias são encontrados em tabelas termodinâmicas, chamados de exergia química-padrão. A segunda parcela é uma correção para a mistura específica que está sob análise e depende do y_i .

Ademais, o balanço de exergia, inicialmente expresso na Equação 3.3, pode ser reescrito em termos molares, como evidenciado na Equação 3.10

$$\Sigma \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \dot{Q}_j - \dot{W}_{VC} + \Sigma \dot{n}_{in} \bar{e}x_{in} - \Sigma \dot{n}_{out} \bar{e}x_{out} - \dot{E}x_d = 0 \quad (3.10)$$

Por fim, a eficiência de exergia para um volume de controle é definida por Çengel e Boles (2013) como:

$$\eta_{II} = \frac{\text{Exergia recuperada}}{\text{Exergia fornecida}} = 1 - \frac{\text{Exergia destruída}}{\text{Exergia fornecida}} \quad (3.11)$$

4 METODOLOGIA

A metodologia deste trabalho consistiu em analisar os dados coletados diretamente do sistema de controle da Usina Termoelétrica, a qual opera em ciclo combinado e gera, em carga máxima, 326 MW. A partir de valores de grandezas como temperatura, pressão e vazão, inferir características físicas de pontos específicos tanto das duas turbinas a gás como da única turbina a vapor e seus respectivos ciclos Brayton e Rankine.

Os valores utilizados em todos os cálculos foram coletados quando a usina estava operando em plena carga e em regime permanente a mais de quinze dias consecutivos, na data de 17 de setembro do ano de 2017, ao longo de 30 minutos de coleta com intervalo de amostragem de 2 segundos, resultando em 1800 valores instantâneos para cada variável analisada. No entanto, os dados se mostraram praticamente constantes ao longo do tempo, com variâncias muito diminutas, e, assim, utilizaram-se os valores do primeiro minuto de coleta sem maiores perdas de precisão.

Nas seções subsequentes, verificam-se as principais características de projeto dos dois tipos de turbina, bem como as considerações utilizadas na modelagem destes casos para que a análise de exergia fosse fidedigna e evidenciasse os equipamentos com maiores perdas.

4.1 Conjunto da turbina a gás

As turbinas a gás instaladas são de modelo GT11N2, cujo projeto inicial previa uma capacidade máxima de 102 MW, mas que, após modificações, alcançam 110 MW de potência. Conforme verificado na Figura 2 na Seção 3.3, o compressor possui 14 estágios, enquanto a turbina possui apenas 4 estágios. Os 36 queimadores na câmara de combustão são dispostos na parte superior do silo e permitem um bom contato entre o gás combustível e o ar comprimido.

No compressor, ar ambiente é admitido com umidade elevada e grande quantidade de particulado, até que passa por pré-filtros e filtros finos antes de chegarem ao primeiro estágio de pás. Nestes filtros, considera-se que, para fins de cálculos, tanto as pequenas partículas como o conteúdo de água foram retirados, de modo que o fluido é classificado como ar seco. Portanto, a uma temperatura de 26 °C e uma pressão de 1,01 bar, ar seco entra no compressor, com vazão de 337,191 kg/s.

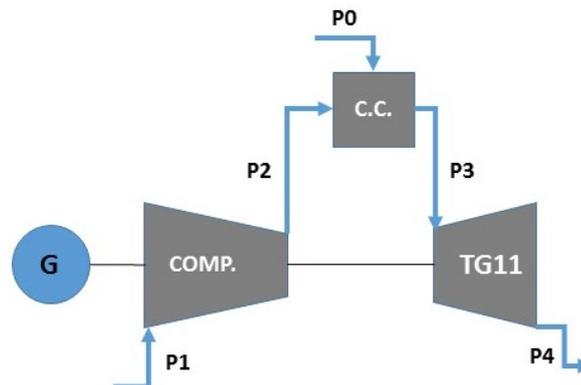
Após o décimo quarto estágio, o ar seco tem pressão de 14,14 bar e temperatura de 422 °C e segue para a mistura e conseqüente combustão dentro da câmara de combustão. O combustível entra na câmara com uma vazão de 6,536 kg/s e é distribuído nos bicos injetores.

Os gases quentes produtos da queima alcançam 1099 °C ainda a aproximadamente 14 bar de pressão. Com a expansão na turbina, os gases perdem pressão atingindo 1,017 bar e 532 °C na exaustão.

Todo o conjunto está montado dentro de um ambiente confinado e isolado, a fim de evitar grandes taxas de troca de calor superficiais. Assim, considerou-se que tais perdas eram pequenas quando comparadas às demais e foram desconsideradas.

Os dados apresentados acima foram coletados na turbina a gás de número 11 e na turbina a gás de número 12 que, apesar de ser do mesmo modelo da primeira, apresenta ligeiras diferenças, com um grau a mais na saída da câmara de combustão e na exaustão. Além disso, a vazão de entrada de combustível é 0,015 kg/s maior e, conseqüentemente, a vazão de entrada no compressor é 0,755 kg/s maior. Todos os valores utilizados estão explicitados na Tabela 7 para a primeira turbina e na Tabela 8 para a segunda, e os pontos estão identificados na Figura 9.

Figura 9 – Diagrama esquemático das turbinas a gás.



Fonte: Autor.

Tabela 7 – Dados para os principais pontos da turbina a gás 11, instalada na usina.

Turbina a Gás 11			
Ponto	Temperatura (°C)	Pressão (bar)	Vazão Mássica (kg/s)
P0	21,9	19,2	6,521
P1	26	1,01	337,191
P2	422	14,14	337,191
P3	1098	14,14	343,712
P4	531	1,026	343,712

Fonte: UTE em estudo, 2018.

Vale ressaltar que todos os cinco pontos representam misturas de gases considerados ideais e, assim, cada composto tem suas propriedades específicas. Os pontos de P1 a P4 foram abordados nas Tabelas 9 e 10 com suas respectivas exergias física e química. Estas foram

calculadas com as Equações 3.8 e 3.9 e os dados necessários, como entalpia, entropia e exergia química-padrão, foram retirados de tabelas fornecidas por Chase (1998).

Tabela 8 – Dados para os principais pontos da turbina a gás 12, instalada na usina.

Turbina a Gás 12			
Ponto	Temperatura (°C)	Pressão (bar)	Vazão Mássica (kg/s)
P0	20,9	19,2	6,536
P1	26	1,008	337,966
P2	422	14,112	337,966
P3	1099	14,112	344,503
P4	532	1,017	344,503

Fonte: UTE em estudo, 2018.

Conforme já discutido previamente, existem diversos modelos para exergia química-padrão. No presente estudo, utilizou-se o modelo sugerido por Moran *et al.* (2013) descrito por Szargut *et al.* (1988), de acordo com a seguinte descrição:

No desenvolvimento deste modelo uma substância de referência é selecionada para cada elemento químico dentre substâncias que contenham o elemento em análise e que sejam abundantemente presentes no ambiente natural, mesmo que as substâncias não estejam em equilíbrio mútuo completo (MORAN *et al.*, 2013).

Tabela 9 – Dados de exergia física e química na turbina a gás 11.

Composto	Turbina a Gás 11							
	P1		P2		P3		P4	
	$\bar{e}x_{ph}$ (kJ/kmol)	$\bar{e}x_{che}$ (kJ/kmol)	$\bar{e}x_{ph}$ (kJ/kmol)	$\bar{e}x_{che}$ (kJ/kmol)	$\bar{e}x_{ph}$ (kJ/kmol)	$\bar{e}x_{che}$ (kJ/kmol)	$\bar{e}x_{ph}$ (kJ/kmol)	$\bar{e}x_{che}$ (kJ/kmol)
CO₂	-	-	-	-	38977,60	11197,50	9978,85	11197,50
N₂	0	0	10884,64	66,83	26449,14	63,33	6424,50	63,33
H₂O	-	-	-	-	31529,19	2426,26	7731,51	2426,26
O₂	0	0	11126,10	35,31	27679,12	-813,36	6818,19	-813,36

Fonte: Autor.

Tabela 10 – Dados de exergia física e química na turbina a gás 12.

Composto	Turbina a Gás 12							
	P1		P2		P3		P4	
	$\bar{e}x_{ph}$ (kJ/kmol)	$\bar{e}x_{che}$ (kJ/kmol)	$\bar{e}x_{ph}$ (kJ/kmol)	$\bar{e}x_{che}$ (kJ/kmol)	$\bar{e}x_{ph}$ (kJ/kmol)	$\bar{e}x_{che}$ (kJ/kmol)	$\bar{e}x_{ph}$ (kJ/kmol)	$\bar{e}x_{che}$ (kJ/kmol)
CO₂	-	-	-	-	39022,67	11197,50	10011,28	11197,50
N₂	0	0	10884,64	66,83	26476,06	63,33	6444,15	63,33
H₂O	-	-	-	-	31564,90	2426,26	7755,97	2426,26
O₂	0	0	11126,10	35,31	27707,51	-813,36	6839,47	-813,36

Fonte: Autor.

Ademais, os dados de exergia química-padrão para o ponto P0, comum para ambas as turbinas, estão listados na Tabela 11.

Tabela 11 – Dados de exergia química do combustível.

Gás natural utilizado nas turbinas	
Composto	\bar{e}_{xche} (kJ/kmol)
CH₄	831.650
C₂H₆	1.495.840
C₃H₈	2.154.000
C₄H₁₀	2.805.800
i-C₄H₁₀	2.805.800
C₅H₁₂	3.463.300
i-C₅H₁₂	3.463.300

Fonte: Autor.

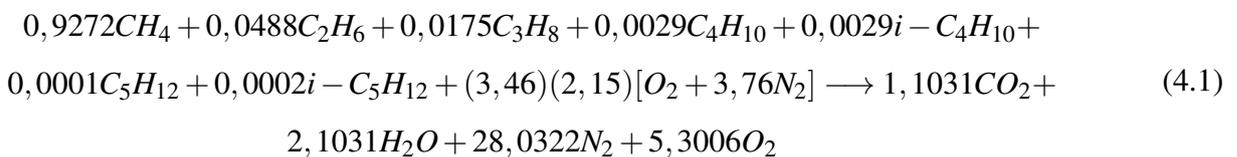
Em termos de vazão molar, necessários para o balanço de exergia em cada equipamento, utilizou-se a vazão de combustível como referência, e, a partir das quantidades estequiométricas da equação de combustão verificada na Equação 3.2, calculou-se a vazão dos demais compostos para antes e depois da queima, explicitadas na Tabela 12.

Tabela 12 – Dados de vazão molar para as turbinas a gás.

Composto	Vazões molares de cada composto (em kmol/s)			
	Pré-combustão		Pós-combustão	
	TG11	TG12	TG11	TG12
CO₂	-	-	0,4114	0,4123
N₂	10,4538	10,4779	10,4538	10,4779
H₂O	-	-	0,7843	0,7861
O₂	2,7803	2,7867	1,9767	1,9813
Combustível	0,3729	0,3738	-	-

Fonte: Autor.

Na usina em questão a quantidade de ar-téorico é de 2,15 mols para cada mol de combustível utilizado na combustão e o " α " é equivalente a 3,46, representando, aproximadamente, 346% de ar em excesso. Desse modo, utilizando os dados da Tabela 2 para os componentes do combustível e a Equação 3.2, tem-se a Equação 4.1 de combustão para estas turbinas:



Portanto, de posse de todos os dados, foram considerados três volumes de controle: compressor, câmara de combustão e turbina. As hipóteses utilizadas para desenvolvimento dos balanços de exergia estão listadas abaixo:

1. Todos os volumes de controle encontravam-se operando em regime permanente, a mais de 400 horas, rodando em carga máxima;
2. As perdas de calor pela superfície de cada volume de controle foram desconsideradas;
3. Os efeitos cinéticos e gravitacionais foram desconsiderados, tendo em vista que são muito pequenos quando comparados com os efeitos termomecânicos;
4. Considerou-se que a reação de combustão é completa e, assim, todo o combustível inserido na câmara de combustão é consumido após ter sido perfeitamente misturado com o ar comprimido;
5. O ar admitido no compressor foi considerado livre de impurezas e de umidade e com composições relevantes apenas de oxigênio e nitrogênio;
6. A exaustão da turbina é composta de uma mistura de gases e mesmo a água se encontra integralmente na fase gasosa;
7. Considerou-se como referência a temperatura de 25°C e 1 bar de pressão;
8. As variações de temperatura no gás combustível em relação à referência foram desprezadas e, portanto, considerou-se apenas a exergia química-padrão de cada composto presente nesta mistura.

Desse modo, os balanços de exergia do compressor, da câmara de combustão e da turbina estão formulados nas Equações 4.2, 4.3 e 4.4, respectivamente.

$$(\dot{n}_{in}\bar{e}x_{O_2,in} + \dot{n}_{in}\bar{e}x_{N_2,in}) - (\dot{n}_{out}\bar{e}x_{O_2,out} + \dot{n}_{out}\bar{e}x_{N_2,out}) - \dot{W}_{VC} - \dot{E}_d = 0 \quad (4.2)$$

$$(\dot{n}_{in}\bar{e}x_{O_2,in} + \dot{n}_{in}\bar{e}x_{N_2,in} + \dot{n}_{in}\bar{e}x_{comb,in}) - (\dot{n}_{out}\bar{e}x_{O_2,out} + \dot{n}_{out}\bar{e}x_{CO_2,out} + \dot{n}_{out}\bar{e}x_{H_2O,out} + \dot{n}_{out}\bar{e}x_{N_2,out}) - \dot{W}_{VC} - \dot{E}_d = 0 \quad (4.3)$$

$$(\dot{n}_{in}\bar{e}x_{O_2,in} + \dot{n}_{in}\bar{e}x_{CO_2,in} + \dot{n}_{in}\bar{e}x_{H_2O,in} + \dot{n}_{in}\bar{e}x_{N_2,in}) - (\dot{n}_{out}\bar{e}x_{O_2,out} + \dot{n}_{out}\bar{e}x_{CO_2,out} + \dot{n}_{out}\bar{e}x_{H_2O,out} + \dot{n}_{out}\bar{e}x_{N_2,out}) - \dot{W}_{VC} - \dot{E}_d = 0 \quad (4.4)$$

4.2 Conjunto da turbina a vapor

A turbina a vapor instalada é do modelo KA11N2, com projeto inicial de 113 MW de potência, mas que está trabalhando com carga reduzida, uma vez que as turbinas a gás suprem a necessidade de geração. Esta turbina possui 21 estágios no total e utiliza-se das duas caldeiras de recuperação quando em plena carga. O condensador se encontra na exaustão e é resfriado a água.

Toda a água utilizada no ciclo da turbina a vapor é desmineralizada na Estação de Tratamento de Água (ETA) a fim de evitar corrosões ao longo das tubulações das caldeiras e do condensador, bem como erosões na turbina a vapor. Além disso, a montagem da turbina a vapor dificulta a troca com o meio e, por isso, desconsideram-se as perdas térmicas superficiais.

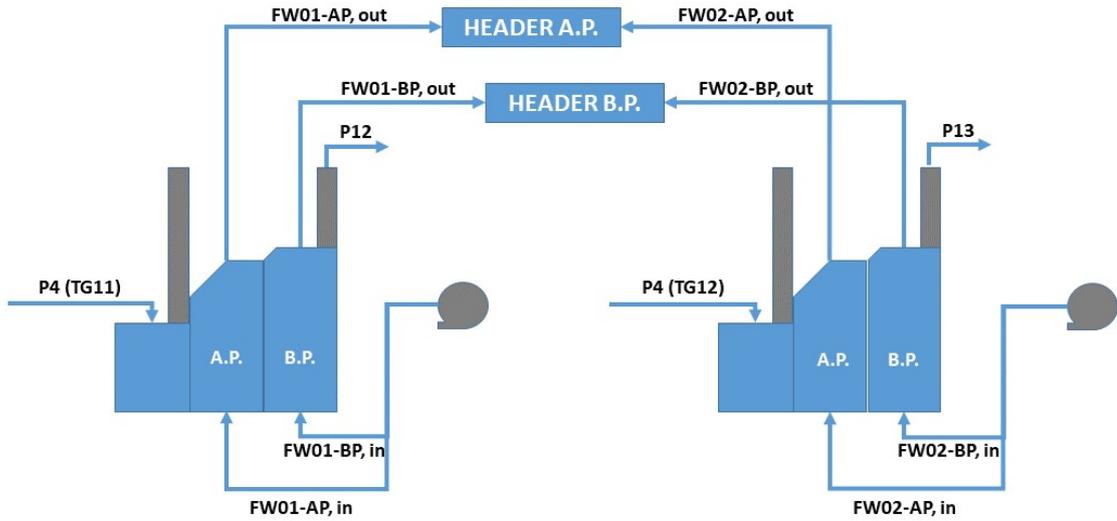
No início do ciclo, a água de alimentação das caldeiras é bombeada em dois níveis de pressão diferentes: a alta pressão atinge a ordem de 102 bar manométrico com uma vazão de 160 toneladas de água por hora, enquanto a baixa pressão atinge 16 bar manométrico, com 42 toneladas de água por hora. Para ambos níveis de pressão, o fluido segue a sequência: economizador, evaporador e superaquecedor, todas com ligação comum ao tubulão ou *drum*. Após o superaquecedor, a água já está completamente na fase gasosa com temperatura de 520 °C na alta pressão (70 bar) e 220 °C na baixa pressão (6 bar), em cada caldeira.

A mistura das vazões das duas caldeiras acontece no *Header*, um para cada nível de pressão. Na saída do *Header* de alta pressão, que chega a 67 bar, a temperatura é da faixa de 520,7 °C com vazão mássica de 84,4 kg/s. Já na saída do *Header* de baixa pressão, que não ultrapassa 6 bar, a temperatura fica na ordem de 214 °C com vazão de 23,9 kg/s. O vapor de alta pressão entra já no primeiro estágio da turbina, enquanto o vapor de baixa pressão entra no décimo sétimo estágio.

Os dados verificados estão ilustrados nas Figuras 10 e 11 e listados nas Tabelas 13 e 14. Optou-se por dividir as caldeiras dos demais componentes do ciclo, uma vez que esta apresenta uma grande quantidade de pontos e, desse modo, a compreensão é facilitada. Na Tabela 13, “*FW*” significa “*feed water*” ou água de alimentação, “*AP*” e “*BP*” significam alta pressão e baixa pressão, respectivamente, e “*in*” ou “*out*” classifica como um fluxo entrada ou saída.

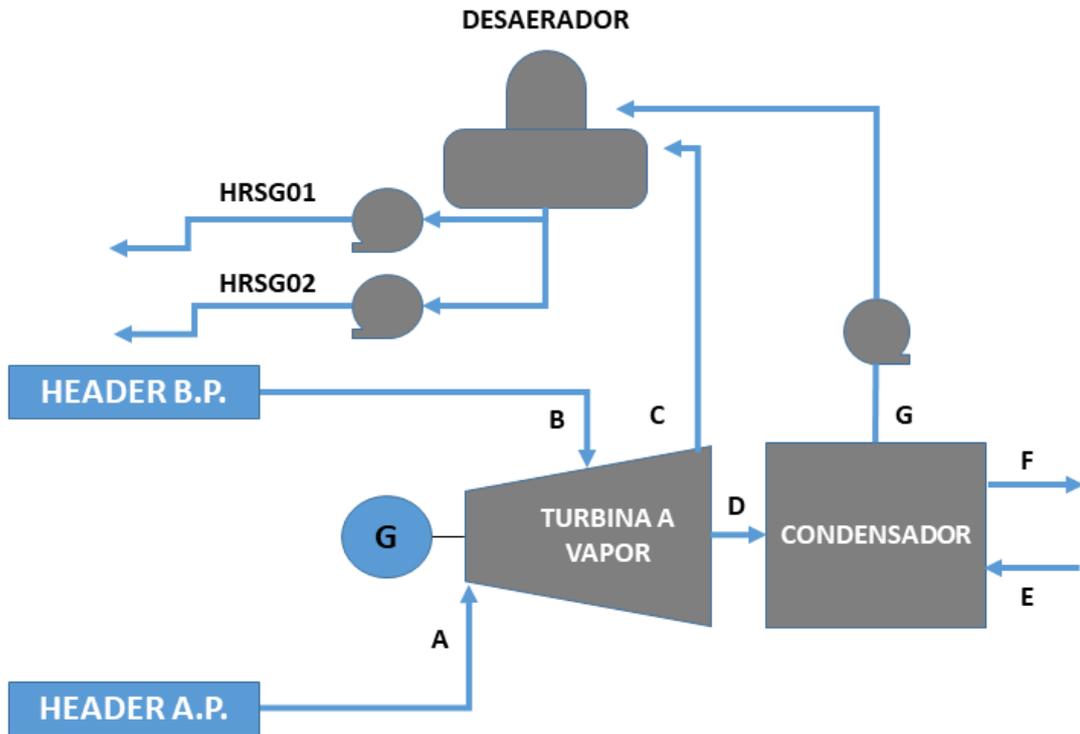
Desse modo, assim como realizado no conjunto das turbinas a gás, os valores de exergia física encontrados nas Tabelas 15, 16 e 17 foram calculados utilizando-se da Equação 3.6 e os dados necessários foram retirados das tabelas fornecidas por Keenan *et al.* (1969).

Figura 10 – Diagrama esquemático das caldeiras.



Fonte: Autor.

Figura 11 – Diagrama esquemático da turbina e afins.



Fonte: Autor.

Tabela 13 – Dados para os principais pontos das Caldeiras.

Caldeiras							
Ponto	HRSG 01			Ponto	HRSG 02		
	Temperatura (°C)	Pressão (bar)	Vazão (kg/s)		Temperatura (°C)	Pressão (bar)	Vazão (kg/s)
FW01-AP,in	62,40	102,70	44,81	FW02-AP,in	63,60	102,20	44,36
FW01-BP,in	61,80	16,80	11,72	FW02-BP,in	61,50	16,10	11,75
FW01-AP,out	522,00	69,00	41,06	FW02-AP,out	523,00	68,70	43,39
FW01-BP,out	221,00	6,40	12,17	FW02-BP,out	221,00	6,30	11,75
P12	123,00	1,00	343,71	P13	123,00	1,00	344,50

Fonte: Autor.

Tabela 14 – Dados para os principais pontos da turbina a vapor, instalada na usina.

Turbina a Vapor e afins			
Ponto	Temperatura (°C)	Pressão (bar)	Vazão (kg/s)
A	520,70	66,90	84,44
B	214,00	6,00	23,92
C	74,00	0,40	2,48
D	49,92	0,13	105,88
E	32,80	3,30	5224,08
F	44,00	3,30	5224,08
G	49,92	0,13	105,88

Fonte: Autor.

Tabela 15 – Dados de exergia física na turbina a vapor.

Turbina a Vapor							
Composto	A exph (kJ/kg)	B exph (kJ/kg)	C exph (kJ/kg)	D exph (kJ/kg)	E exph (kJ/kg)	F exph (kJ/kg)	G exph (kJ/kg)
H₂O	1412,097	785,642	10,730	169,190	-3,840	-1,810	-0,174

Fonte: Autor.

Tabela 16 – Dados de exergia física na caldeira 01.

HRSG01					
Composto	FW01-AP,in exph (kJ/kg)	FW01-BP,in exph (kJ/kg)	FW01-AP,out exph (kJ/kg)	FW01-BP,out exph (kJ/kg)	P12 exph (kJ/kmol)
CO₂	-	-	-	-	535,781
N₂	-	-	-	-	395,621
H₂O	14,749	5,921	1416,677	799,480	459,608
O₂	-	-	-	-	404,189

Fonte: Autor.

Tabela 17 – Dados de exergia física na caldeira 02.

HRSG02					
Composto	FW02-AP,in exph (kJ/kg)	FW02-BP,in exph (kJ/kg)	FW02-AP,out exph (kJ/kg)	FW02-BP,out exph (kJ/kg)	P13 exph (kJ/kmol)
CO₂	-	-	-	-	535,781
N₂	-	-	-	-	395,621
H₂O	15,267	5,713	1417,811	797,551	459,608
O₂	-	-	-	-	404,189

Fonte: Autor.

Desse modo, com todos os dados e valores já obtidos, consideram-se quatro volumes de controle: as duas caldeiras, a turbina a vapor e o condensador. As hipóteses utilizadas para desenvolvimento dos balanços de exergia estão listadas a seguir:

1. Todos os volumes de controle encontravam-se operando em regime permanente, a mais de

400 horas, no momento da coleta dos dados;

2. As perdas de calor pela superfície de cada volume de controle foram desconsideradas;
3. Os efeitos cinéticos e gravitacionais foram desconsiderados, tendo em vista que são muito pequenos quando comparados aos efeitos termomecânicos;
4. Considerou-se que não ocorrem reações químicas relevantes no interior de quaisquer dos quatro volume de controle e, assim, a variação da exergia química foi desconsiderada;
5. Considerou-se que o fluido de trabalho, a água, estava livre de contaminantes e, portanto, sua composição é fundamentalmente de monóxido de di-hidrogênio;
6. Considerou-se como referência a temperatura de 25°C e 1 bar de pressão.

Por fim, os balanços de exergia de ambas as caldeiras, da turbina e do condensador ficam formuladas conforme verificado, respectivamente, nas Equações 4.5, 4.6 e 4.7.

$$\begin{aligned}
 & (\dot{n}_{in} \bar{e}x_{O_2,in} + \dot{n}_{in} \bar{e}x_{CO_2,in} + \dot{n}_{in} \bar{e}x_{H_2O_{(g)},in} + \dot{m}_{in(AP)} \bar{e}x_{H_2O_{l,in}} + \dot{m}_{in(BP)} \bar{e}x_{H_2O_{l,in}} + \dot{n}_{in} \bar{e}x_{N_2,in}) - \\
 & (\dot{n}_{out} \bar{e}x_{O_2,out} + \dot{n}_{out} \bar{e}x_{CO_2,out} + \dot{n}_{out} \bar{e}x_{H_2O_{(g)},out} + \dot{m}_{out(AP)} \bar{e}x_{H_2O_{(g)},out} + \dot{m}_{out(BP)} \bar{e}x_{H_2O_{(g)},out} \\
 & + \dot{n}_{out} \bar{e}x_{N_2,out}) - \dot{W}_{VC} - \dot{E}_d = 0
 \end{aligned} \tag{4.5}$$

$$(\dot{m}_{in(A)} \bar{e}x_{H_2O_{(g)},in} + \dot{m}_{in(B)} \bar{e}x_{H_2O_{(g)},in}) - (\dot{m}_{out(C)} \bar{e}x_{H_2O_{(l,g)},out} + \dot{m}_{out(D)} \bar{e}x_{H_2O_{(g)},out}) - \dot{W}_{VC} - \dot{E}_d = 0 \tag{4.6}$$

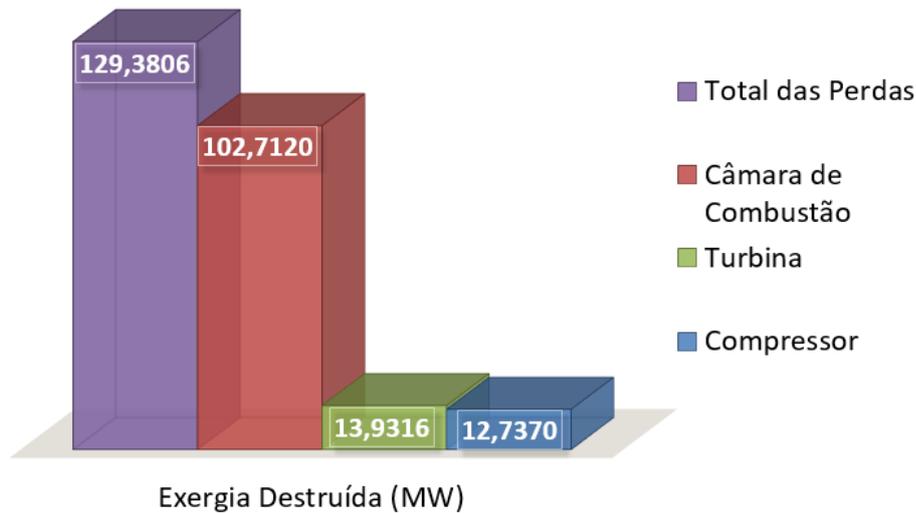
$$(\dot{m}_{in(D)} \bar{e}x_{H_2O_{(g)},in} + \dot{m}_{in(E)} \bar{e}x_{H_2O_{(g)},in}) - (\dot{m}_{out(F)} \bar{e}x_{H_2O_{(l,g)},out} + \dot{m}_{out(G)} \bar{e}x_{H_2O_{(g)},out}) - \dot{W}_{VC} - \dot{E}_d = 0 \tag{4.7}$$

Vale ressaltar que a metodologia aqui utilizada foi referenciada no trabalho de diversos autores como, Ibrahim *et al.* (2018), Abuelnuor *et al.* (2017), Mohapatra e Sanjay (2018), Fallah *et al.* (2016), Çengel e Boles (2013), Moran *et al.* (2013) e Lora e Nascimento (2004).

5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

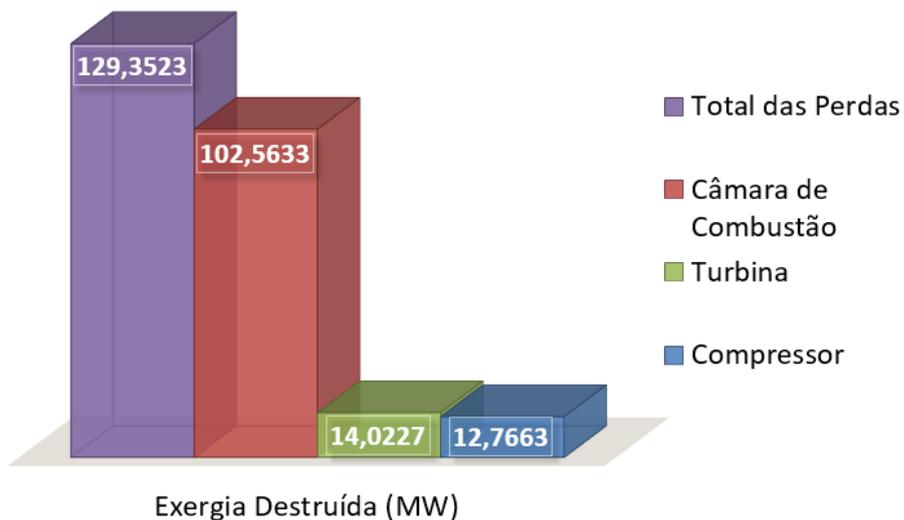
Os resultados para as análises de exergia das três turbinas estão apresentados nas Figuras 12, 13 e 14.

Figura 12 – Gráfico com as principais perdas na turbina a gás 11.



Fonte: Autor.

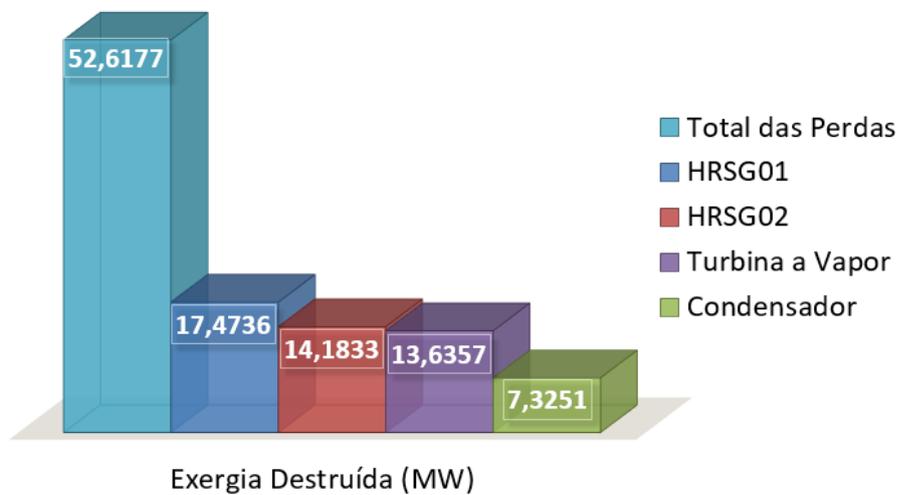
Figura 13 – Gráfico com as principais perdas na turbina a gás 12.



Fonte: Autor.

Nas Figuras 12 e 13, verifica-se que a câmara de combustão é o equipamento que apresenta a maior destruição de exergia, com 79,39% no conjunto de número 11 e 79,29% no conjunto de número 12. Isso se deve, segundo Abuelnuor *et al.* (2017), à reação química presente no processo e à grande diferença de temperatura entre os queimadores e o fluido de trabalho.

Figura 14 – Gráfico com as principais perdas na turbina a vapor.



Fonte: Autor.

Além disso, constata-se que o compressor e a turbina operam com grandezas de destruição próximas: a turbina com 10,77% e o compressor com 9,84% no primeiro conjunto, em relação ao total, e 10,84% e 9,87%, respectivamente, no segundo conjunto.

Analisando os dois conjuntos de turbinas a gás, número 11 e número 12, percebe-se que a ordem de exergia destruída é praticamente igual para os equipamentos, uma vez que o primeiro supera o segundo em apenas 0,0274 MW. No entanto, a turbina de expansão do segundo conjunto parece fugir à regra e destrói mais exergia que o mesmo equipamento no outro conjunto.

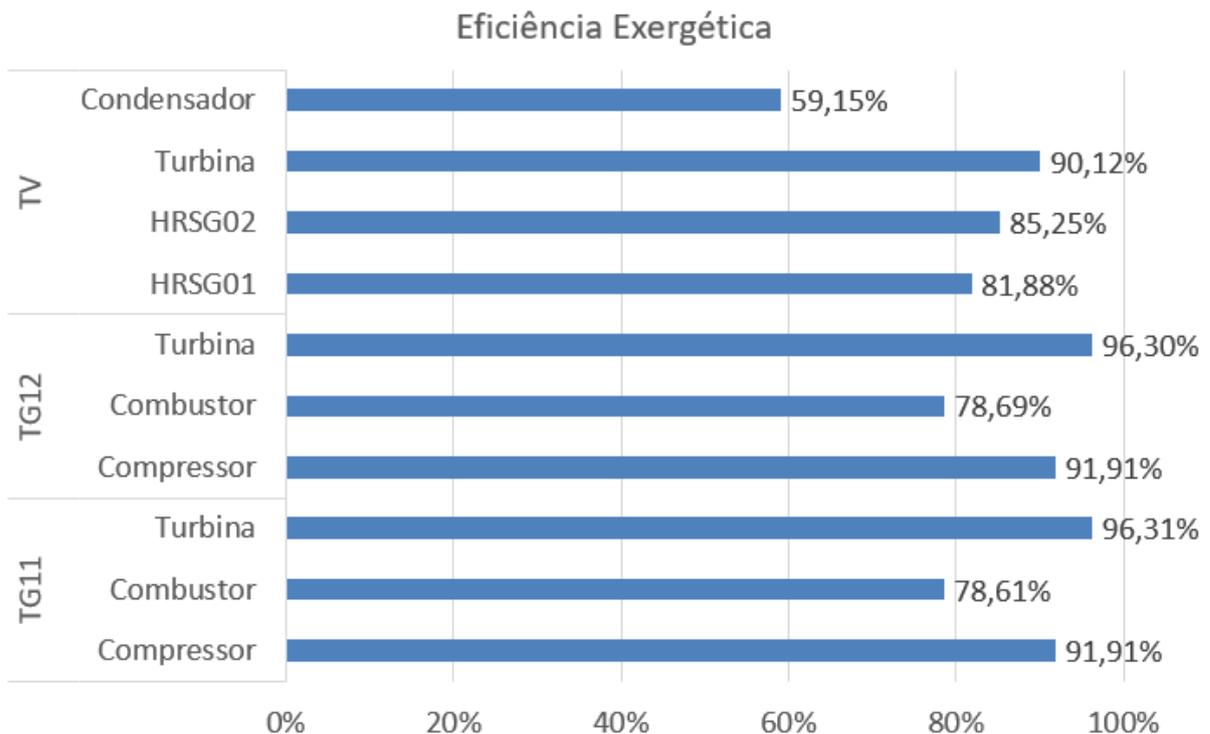
Na Figura 14, evidencia-se que o conjunto da turbina a vapor destrói consideravelmente menos exergia que as turbinas a gás, com apenas 52,6177 MW de perdas e apenas 16,90% do total da usina. As caldeiras são as maiores fontes de irreversibilidades deste conjunto, somando 60,16%. Aqui, verifica-se uma notória diferença entre a caldeira de número 01 e a caldeira de número 02: a primeira destrói 23,19% mais exergia que a segunda, apesar de serem teoricamente idênticas.

A turbina a vapor apresenta ordem de destruição de exergia parecida àquela vista nas turbinas do conjunto a gás, com 13,6357 MW. O dado se mostra coerente, uma vez que a potência gerada em ambas é similar: 110 MW na turbina a gás contra 106 MW na turbina a vapor. Por fim, o condensador representa a menor perda de exergia de todo o ciclo combinado, com apenas 7,3251 MW ou 2,35% do total da usina. Ademais, o título após o último estágio da turbina a vapor foi calculado em função da potência gerada, obtendo-se um valor de 92%. A presença de água na fase líquida, de acordo com M.Ahmad *et al.* (2018), pode causar erosões

estruturalmente malélicas.

Na Figura 15 estão enumeradas as eficiências de exergia de todos os equipamentos avaliados neste estudo. É importante ressaltar que o condensador tem a menor eficiência de segunda lei, apesar de apresentar a menor destruição de exergia do ciclo. Os combustores apresentam eficiência de exergia da ordem de 78% e, portanto, possuem um potencial interessante de intervenção, visando reduzir as perdas neste equipamento. Avaliando a diferença de eficiência entre as caldeiras, fica evidente que a caldeira de número 01 apresenta condições de operação inferiores à segunda. Por fim, as turbinas e os compressores apresentam bons valores de eficiência, todos acima de 90%, e sem variações expressivas entre os dois conjuntos de turbinas a gás.

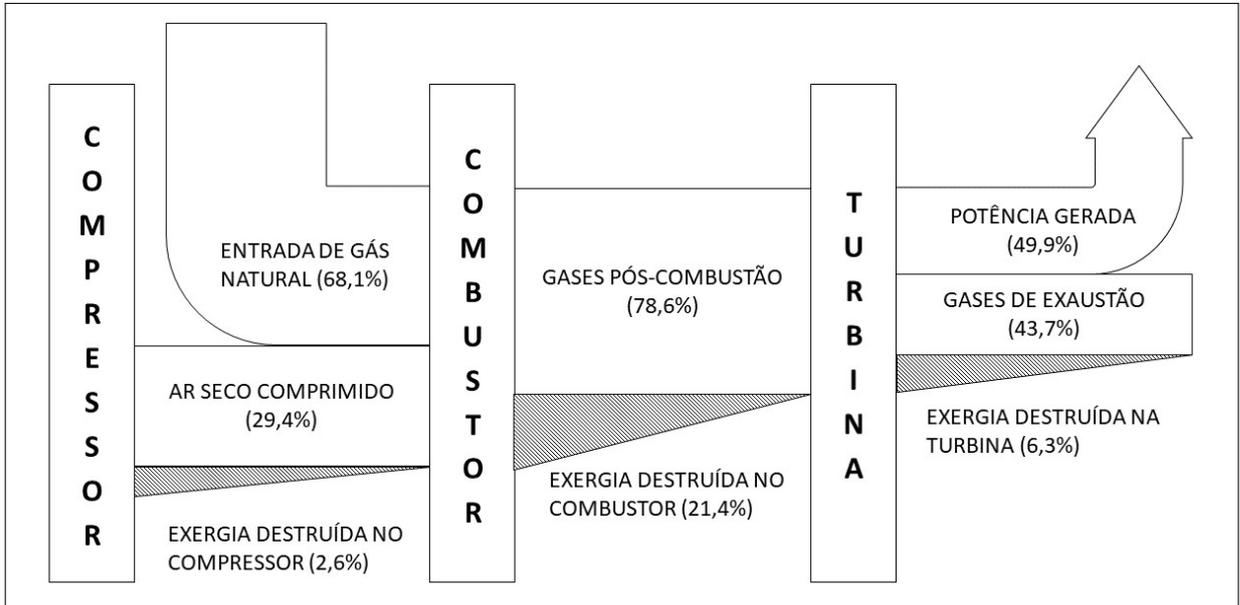
Figura 15 – Eficiência exergeticas dos equipamentos analisados.



Fonte: Autor.

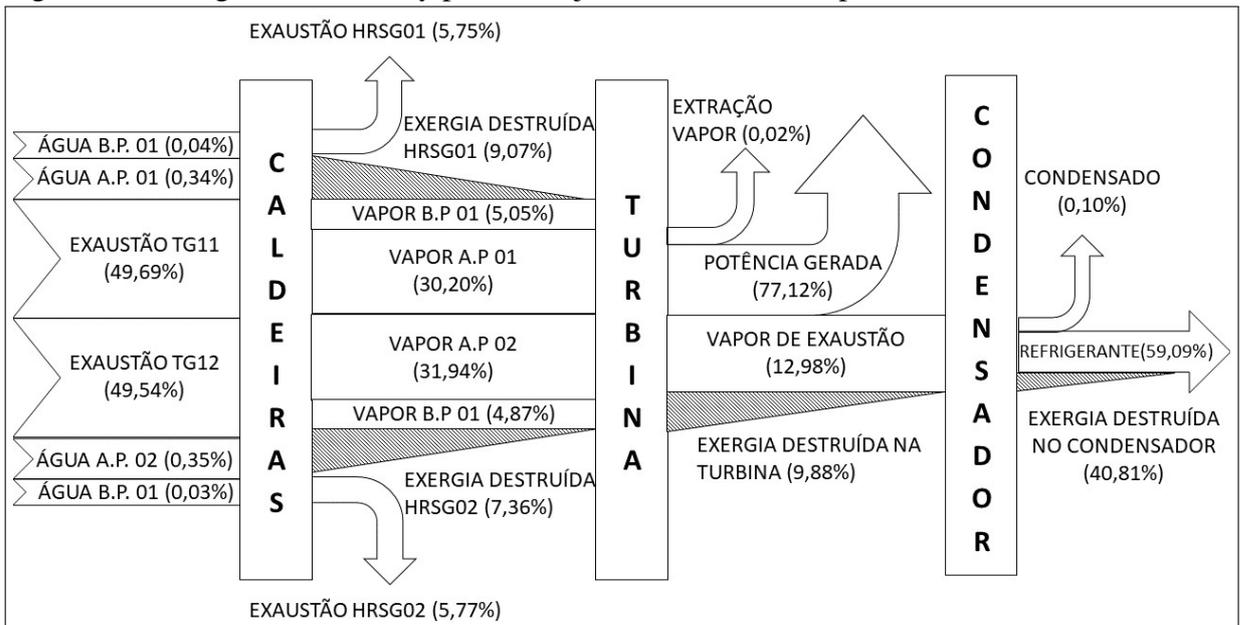
Nas Figuras 16 e 17 estão apresentados os respectivos diagramas de Sankey para o conjunto da turbina a gás e para o conjunto da turbina a vapor. Nestes diagramas, a interpretação das entradas e saídas de exergia em cada equipamento são facilitadas e a destruição de exergia em cada etapa é evidenciada nos triângulos hachurados.

Figura 16 – Diagrama de Sankey para o conjunto das turbinas a gás.



Fonte: Autor.

Figura 17 – Diagrama de Sankey para o conjunto da turbina a vapor.



Fonte: Autor.

6 CONCLUSÕES

A usina termoeétrica em questão foi analisada em relação à exergia do processo e os dois conjuntos de turbinas a gás, assim como as duas caldeiras (HRSG), equipamentos teoricamente idênticos entre si, foram comparados em termos de destruição de energia útil.

Ambos os conjuntos de turbinas a gás, de modelo GT11N2, não apresentaram diferenças expressivas de operação e as perdas no compressor e na turbina de expansão são similares. A câmara de combustão foi o equipamento com o maior nível de destruição de exergia, com 102 MW, sendo a principal causa de perda de eficiência no ciclo combinado. Os valores encontrados aqui são comparáveis ao de sistemas similares encontrados na literatura, inclusive em artigos referência deste trabalho.

As duas caldeiras, no entanto, apresentaram uma discrepância considerável nos valores estudados: com uma destruição de exergia 23% maior e 3% de perda na eficiência de segunda lei, a HRSG01 apresentou um desvio de operação. Este estudo evidencia a necessidade de intervenção neste equipamento em específico e pode explicar eventuais perdas de potência na turbina a vapor e aumento no consumo de combustível. Sem esta análise, ambos os problemas supracitados poderiam ter sido atribuídos à turbina a vapor ou afins, levando a uma decisão estratégica errada.

Por fim, o título na exaustão da turbina a vapor foi calculado e considerado ruim para a integridade física deste equipamento, o qual teve três pás substituídas na sua última inspeção. Constatou-se, em outros estudos, a perda completa de pás de baixa pressão na turbina a vapor com conseqüente aumento exponencial nos níveis de vibração do sistema, que podem levar à destruição do mesmo.

Desse modo, seguindo a linha dos fatos apresentados acima, futuras intervenções nas máquinas devem focar a otimização do processo de combustão, no interior do combustor, bem como a correção do desvio na caldeira de número 01, que detêm as perdas mais expressivas do processo a vapor. Eventuais melhorias aqui podem permitir uma redução no consumo de gás natural, insumo mais caro da usina em estudo, e aumento notório dos lucros da empresa.

REFERÊNCIAS

- ABBASI, M.; CHAHARTAGHI, M.; HASHEMIAN, S. M. Energy, exergy, and economic evaluations of a cchp system by using the internal combustion engines and gas turbine as prime movers. **Energy Conversion and Management**, Elsevier, v. 173, p. 359–374, 2018.
- ABUELNUOR, A.; SAQR, K. M.; MOHIELDEIN, S. A. A.; DAFALLAH, K. A.; ABDULLAH, M. M.; ABDULLAH, Y. Exergy analysis of garri “2” 180mw combined cycle power plant. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Elsevier, v. 79, p. 960–969, 2017.
- AHMADI, G. R.; TOGHRAIE, D. Energy and exergy analysis of montazeri steam power plant in iran. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Elsevier, v. 56, p. 454–463, 2016.
- BOLATTURK, A.; COSKUN, A.; GEREDELIOGLU, C. Thermodynamic and exergoeconomic analysis of Çayırhan thermal power plant. **Energy Conversion and Management**, Elsevier, v. 101, p. 371–378, 2015.
- BOYCE, M. P. **Gas turbine Engineering handbook**. [S.l.]: Elsevier, 2012. v. 4th ed. ISBN 9780123838421.
- CHASE, J. M. W. Nist-janaf thermochemical tables. **Physical and Chemical Reference Data**, American Chemical Society, v. 4th ed., 1998.
- DINCER, I.; ROSEN, M. A. **Exergy: Energy, Environment and Sustainable Development**. [S.l.]: Elsevier, 2013. v. 2nd ed. ISBN 978-0-08-097089-9.
- FALLAH, M.; SIYAH, H.; GHIASI, R. A.; MAHMOUDI, S.; YARI, M.; ROSEN, M. Comparison of different gas turbine cycles and advanced exergy analysis of the most effective. **Energy**, Elsevier, v. 116, p. 701–715, 2016.
- FERNANDES, I. T. Reforma a vapor de glicerol refinado em um reator de recuperação de calor de leito fixo: análise de exergia. 2018. 53 f. Fortaleza, 2018.
- GENERAL ELECTRIC. **GT11N2 gas turbine**. 2018. Disponível em: <<https://www.ge.com/power/services/gas-turbines/upgrades/gt11n2-m>>. Acesso em: 09 out. 2018.
- IBRAHIM, T. K.; BASRAWI, F.; AWAD, O. I.; ABDULLAH, A. N.; NAJAFI, G.; MAMAT, R.; HAGOS, F. Thermal performance of gas turbine power plant based on exergy analysis. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 115, p. 977–985, 2017.
- IBRAHIM, T. K.; MOHAMMED, M. K.; AWAD, O. I.; ABDALLA, A. N.; BASRAWI, F.; MOHAMMED, M. N.; NAJAFI, G.; MAMAT, R. A comprehensive review on the exergy analysis of combined cycle power plants. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Elsevier, v. 90, p. 835–850, 2018.
- KEENAN, J. H.; KEYES, F. G.; HILL, P. G.; MOORE, J. G. **Steam Tables: Thermodynamic Properties of Water Including Vapor, Liquid, and Solid Phases**. [S.l.]: Wiley, 1969. v. 1st ed. ISBN 978-0471465010.
- KEHLHOFER, R.; HANNEMANN, F.; STIRNIMANN, F.; RUKES, B. **Combined-cycle gas steam turbine power plants**. [S.l.]: PennWell, 2009. v. 3. ed. ISBN 978-1-59370-168-0.
- LORA, E. E. S.; NASCIMENTO, M. A. R. do. **Geração termelétrica: planejamento, projeto e operação**. [S.l.]: Interciência, 2004. v. 1. ISBN 8571931054.

- M.AHMAD; M.SCHATZ; M.V.CASEY. An empirical approach to predict droplet impact erosion in low-pressure stages of steam turbines. **Wear**, Elsevier, v. 402-403, p. 57–63, 2018.
- MEHRGOO, M.; AMIDPOUR, M. Constructal design and optimization of a dual pressure heat recovery steam generator. **Energy**, Elsevier, v. 124, p. 87–99, 2017.
- MITROVIĆ, D.; ZIVKOVIC, D.; LAKOVIĆ, M. S. Energy and exergy analysis of a 348.5 mw steam power plant. **Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects**, Taylor Francis, v. 32, p. 1016–1027, 2010.
- MOHAPATRA, A. K.; SANJAY. Exergetic evaluation of gas-turbine based combined cycle system with vapor absorption inlet cooling. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 136, p. 431–443, 2018.
- MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N.; BOETTNER, D. D.; BAILEY, M. B. **Princípios de termodinâmica para engenharia**. [S.l.]: LTC, 2013. v. 7ed. ISBN 9788521622123.
- NASERABAD, S. N.; MEHRPANAHI, A.; AHMADI, G. Multi-objective optimization of hrsg configurations on the steam power plant repowering specifications. **Energy**, Elsevier, v. 159, p. 277–293, 2018.
- OPERADOR NACIONAL DO SISTEMA ELÉTRICO. **Energia agora**. 2018. Disponível em: <<http://ons.org.br/paginas/energia-agora/carga-e-geracao>>. Acesso em: 04 nov. 2018.
- SEGURA, J.; CASTRO, L.; ROSALES, I.; RODRIGUEZ, J.; URQUIZA, G.; RODRIGUEZ, J. Diagnostic and failure analysis in blades of a 300 mw steam turbine. **Engineering Failure Analysis**, Elsevier, v. 82, p. 631–641, 2017.
- SHARMA, M.; SINGH, O. Exergy analysis of the dual pressure HRSG for varying physical parameters. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 114, p. 993–1001, 2017.
- SZARGUT, J.; MORRIS, D. R.; STEWARD, F. R. **Exergy analysis of thermal, chemical, and metallurgical processes**. [S.l.]: Springer, 1988. v. 1st ed. ISBN 978-3540188643.
- VATANMAKAN, M.; LAKZIANA, E.; MAHPEYKAR, M. R. Investigating the entropy generation in condensing steam ow inturbine blades with volumetric heating. **Energy**, Elsevier, v. 147, p. 701–714, 2018.
- ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. [S.l.]: AMGH Editora Ltda., 2013. v. 7. ed. ISBN 9788580552003.