



**INSTITUTO FEDERAL DE MINAS GERAIS - IFMG**

---

**ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA DO CICLO DE  
GERAÇÃO DE ENERGIA COM REAPROVEITAMENTO DE  
GASES DE ALTO-FORNO DE UMA SIDERÚRGICA**

---

**PEDRO DE MELO ARAÚJO GOULART**

**Arcos - MG, dezembro de 2021**

PEDRO DE MELO ARAÚJO GOULART

**ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA DO CICLO DE GERAÇÃO  
DE ENERGIA COM REAPROVEITAMENTO DE GASES DE  
ALTO-FORNO DE UMA SIDERÚRGICA**

Monografia apresentada junto ao curso de **Bacharelado em Engenharia Mecânica** do Instituto Federal de Minas Gerais - *Campus Avançado Arcos*, como requisito parcial à obtenção do título de **Bacharel em Engenharia Mecânica**.

**Orientador:**

Prof. Dr. Ricardo Carrasco Carpio

Arcos - MG, dezembro de 2021



**MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO**  
**SECRETARIA DE EDUCAÇÃO PROFISSIONAL E TECNOLÓGICA**  
**INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DE MINAS GERAIS**  
**Campus Avançado Arcos**  
**Diretoria de Ensino**  
**Docentes Área Técnica**

Av. Juscelino Kubitschek, 485 - Bairro Brasília - CEP 35588000 - Arcos - MG  
3733515173 - www.ifmg.edu.br

**Ata de Defesa de Trabalho de Conclusão de Curso do**  
**Curso de Bacharelado em Engenharia Mecânica do**  
**IFMG – Campus Arcos, realizada em 08 de dezembro**  
**de 2021.**

Aos oito dias do mês de dezembro de dois mil e vinte e um, às dezessete horas, se reuniu virtualmente a banca composta pelo Prof. Dr. Ricardo Carrasco Carpio (orientador), Instituto Federal de Minas Gerais – Campus Arcos; Prof. Dr. Reginaldo Gonçalves Leão Junior, Instituto Federal de Minas Gerais – Campus Arcos e o Senhor Superintendente Moisés Teles Fernandes, Empresa Siderúrgica Valinho ; para avaliar o trabalho intitulado “**ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA DO CICLO DE GERAÇÃO DE ENERGIA COM REAPROVEITAMENTO DE GASES DE ALTO-FORNO DE UMA SIDERÚRGICA**”, apresentado pelo aluno Pedro de Melo Araújo Goulart, como parte dos requisitos para obtenção do Título de Engenheiro Mecânico. Após apresentação e arguição, emitiu-se o parecer “**APROVADO**”, sendo a verificação das modificações sugeridas de responsabilidade do orientador. Para fins de registro na disciplina Trabalho Acadêmico Integrador X, a banca avaliadora emite, em consenso, o conceito final **97**. Devido a indisponibilidade por parte de um membro da Banca, a data e horários previamente agendados (07/12/2021 as 19:30), foi transferido para 08/12/2021 as 17:00. Nada mais havendo a tratar a defesa foi encerrada às dezoito horas, onde eu, Ricardo Carrasco Carpio, lavrei a presente ata que, após lida e aprovada, foi assinada por todos os avaliadores.

Arcos, 08 de dezembro de 2021.



Documento assinado eletronicamente por **Ricardo Carrasco Carpio, Professor**, em 08/12/2021, às 18:02, conforme art. 1º, III, "b", da Lei 11.419/2006.



Documento assinado eletronicamente por **Reginaldo Goncalves Leao Junior, Professor**, em 08/12/2021, às 18:02, conforme art. 1º, III, "b", da Lei 11.419/2006.



Documento assinado eletronicamente por **Moisés Teles Fernandes, Usuário Externo**, em 08/12/2021, às 18:43, conforme art. 1º, III, "b", da Lei 11.419/2006.



A autenticidade do documento pode ser conferida no site <https://sei.ifmg.edu.br/consultadocs> informando o código verificador **1033149** e o código CRC **89EAB0C9**.

Catálogo na Fonte Biblioteca IFMG - Campus Avançado Arcos

G694a Goulart, Pedro de Melo Araújo.  
2021 Análise energética e exergética do ciclo de geração de energia com reaproveitamento de gases de alto-forno de uma siderúrgica / Pedro de Melo Araújo Goulart. - Arcos, 2021.  
48 f. : il. color.

Orientador: Ricardo Carrasco Carpio.

Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Minas Gerais - *Campus Avançado Arcos*.

1. Energia. 2. Siderurgia. I. Carpio, Ricardo Carrasco (orientador). III. Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Minas Gerais - Campus Avançado Arcos. IV. Título.

CDD: 669.1

*Dedico este trabalho ao meu pai, pois sem ele nada seria possível.*

*Dedico também à minha mãe (in memoriam), que não está mais entre nós, mas continua sendo minha maior força na vida. Sua lembrança me inspira e me faz persistir.*

## AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar, a Deus, que fez com que meus objetivos fossem alcançados, durante todos os meus anos de estudos.

Aos meus pais, no qual devo a vida e todas as oportunidades que nela tive e que espero um dia poder lhes retribuir.

À instituição de ensino IFMG - *Campus Arcos*, essencial no meu processo de formação profissional, pela dedicação, e por tudo o que aprendi ao longo dos anos do curso.

Aos professores, pelas correções e ensinamentos que me permitiram apresentar um melhor desempenho no meu processo de formação profissional ao longo do curso. Em especial ao professor Ricardo Carrasco Carpio, por ter sido meu orientador e ter desempenhado tal função com dedicação e amizade.

A todos os meus amigos do curso de graduação que compartilharam dos inúmeros desafios que enfrentamos, sempre com o espírito colaborativo.

A todos aqueles que contribuíram, de alguma forma, para a realização deste trabalho.

*“A mente que se abre a uma nova ideia jamais  
voltará ao seu tamanho original”.*

**Albert Einstein**

## RESUMO

---

Por possuírem um elevado número de processos térmicos e por serem grandes consumidoras de energia, as indústrias siderúrgicas tem buscado continuamente alternativas tecnológicas e operacionais que levem a uma redução de seus custos de produção através do aumento das eficiências energéticas dos seus processos. Nos últimos anos, as empresas siderúrgicas brasileiras, seguindo o movimento mundial, desenvolveram ações para reduzir o consumo energético em suas operações, com destaque para a cogeração de energia elétrica através do reaproveitamento dos gases gerados na produção do ferro-gusa em altos-fornos. Dentro desse cenário, as empresas realizam, frequentemente, balanços energéticos a fim de conhecer e controlar as quantidades de energia por elas consumidas. Porém, balanços de energia consideram apenas o aspecto quantitativo das energias envolvidas, não tratam da qualidade da energia, da parcela da energia realmente disponível. A parcela de energia que pode ser transformada, sem restrições, em qualquer forma de energia é chamada exergia. A máxima quantidade de trabalho que pode vir a ser fornecida por um fluido ou sistema é fornecida pelo cálculo da exergia do sistema. A análise exérgica é uma metodologia que permite identificar os pontos do processo onde existem os maiores potenciais de recuperação e produção de trabalho, sendo amplamente utilizada para a avaliação de diversos processos industriais. Nesse trabalho são apresentados os balanços de massa, de energia e de exergia do sistema de geração de energia elétrica (cogeração) de uma usina siderúrgica não integrada típica acoplada a uma termelétrica. O ciclo de geração de energia desta siderúrgica foi dividido em três volumes de controle de acordo com seus componentes, sendo eles: caldeira, turbina a vapor e condensador. Utilizando-se a Primeira e a Segunda Lei da Termodinâmica, foram determinadas as energias e exergias de cada um dos componentes do ciclo de geração de energia. A divisão do ciclo em volumes de controle teve como objetivo avaliar cada um dos seus componentes e identificar as irreversibilidades. Dessa forma, com a identificação de processos críticos quanto à geração de irreversibilidades mediante as análises realizadas, sugeriu-se propostas de melhorias e aprimoramentos no sistema, para assim ser possível aumentar a eficiência energética e exérgica dos componentes e, conseqüentemente, do ciclo como um todo.

**Palavras-chave:** Energia; Siderúrgica; Cogeração; Análise Energética; Análise Exérgica.

## ABSTRACT

---

Because they have a high number of thermal processes and because they are large consumers of energy, the steel industries have been continuously looking for technological and operational alternatives that lead to a reduction in their production costs by increasing the energy efficiency of their processes. In recent years, Brazilian steel companies, following the worldwide movement, have developed actions to reduce energy consumption in their operations, with emphasis on the cogeneration of electric energy through the reuse of gases generated in the production of pig iron in blast furnaces. Within this scenario, companies often carry out energy balances in order to know and control the amounts of energy consumed by them. However, energy balances only consider the quantitative aspect of the energies involved, they do not address the quality of the energy, the portion of the energy actually available. The portion of energy that can be transformed, without restrictions, into any form of energy is called exergy. The maximum amount of work that can be provided by a fluid or system is provided by calculating the exergy of the system. The exergetic analysis is a methodology that allows to identify the points of the process where there are the greatest potential for recovery and production of work, being widely used for the evaluation of several industrial processes. This paper presents the mass, energy and exergy balances of the electrical energy generation system (cogeneration) of a typical non-integrated steel mill coupled with a thermal power plant. The energy generation cycle of this steel mill was divided into three control volumes according to its components, namely: boiler, steam turbine and condenser. Using the First and Second Laws of Thermodynamics, the energies and exergies of each of the components of the energy generation cycle were determined. The division of the cycle into control volumes aimed to evaluate each of its components and to identify irreversibilities. In this way, with the identification of critical processes regarding the generation of irreversibilities through the analyses performed, proposals were suggested for improvements and enhancements in the system, so that it would be possible to increase the energy and exergetic efficiency of the components and, consequently, of the cycle as a whole.

**Keywords:** Energy; Steelworks; Cogeneration; Energetic Analysis; Exergetic Analysis.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Fluxograma do processo de produção do ferro-gusa em uma siderúrgica não integrada . . . . .	20
Figura 2.2 – Funcionamento do alto-forno . . . . .	21
Figura 2.3 – Sistema de Cogeração . . . . .	23
Figura 2.4 – Sistema com e sem Cogeração . . . . .	23
Figura 5.1 – Variação do fluxo do gás de alto-forno versus geração de energia elétrica	46
Figura 5.2 – Variação do fluxo do gás de alto-forno versus Eficiência exergética da caldeira . . . . .	46

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Composição do Gás de Alto-Forno . . . . .	21
Tabela 2.2 – Poder calorífico do BFG . . . . .	22
Tabela 4.1 – Dados da siderúrgica . . . . .	37
Tabela 4.2 – Composição Elementar do Combustível . . . . .	38
Tabela 5.1 – Resultados - Caldeira . . . . .	43
Tabela 5.2 – Resultados - Turbina a Vapor de Contrapressão . . . . .	44
Tabela 5.3 – Resultados - Sistema de Condensação . . . . .	45
Tabela 5.4 – Variação do Gás de Alto-forno (BFG) . . . . .	45
Tabela A.1 – Valores de $C_p$ para 368,15 K . . . . .	50
Tabela A.2 – Valores de $b_{gk}^\circ$ . . . . .	51
Tabela A.3 – Cálculos para encontrar $b_{mg}^\circ$ . . . . .	51
Tabela A.4 – Composição Elementar dos Gases de Combustão . . . . .	52
Tabela A.5 – Valores de $C_p$ para 600°C . . . . .	53
Tabela A.6 – Cálculos para Exergia dos gases de combustão . . . . .	53
Tabela B.1 – Propriedades obtidas - CoolProp . . . . .	54
Tabela C.1 – Propriedades obtidas - CoolProp . . . . .	56

# SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> . . . . .	<b>16</b>
<b>1.1</b>	<b>JUSTIFICATIVA</b> . . . . .	<b>17</b>
<b>1.2</b>	<b>OBJETIVOS</b> . . . . .	<b>18</b>
1.2.1	Objetivo Geral . . . . .	18
1.2.2	Objetivos Específicos . . . . .	18
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> . . . . .	<b>19</b>
<b>2.1</b>	<b>USINAS SIDERÚRGICAS E COGERAÇÃO DE ENERGIA</b> .	<b>19</b>
2.1.1	Usinas Siderúrgicas . . . . .	19
2.1.2	Geração de energia elétrica na siderurgia . . . . .	22
<b>3</b>	<b>ANÁLISES ENERGÉTICA E EXERGÉTICA</b> . . . . .	<b>25</b>
<b>3.1</b>	<b>ANÁLISE ENERGÉTICA</b> . . . . .	<b>25</b>
3.1.1	Transferência de energia por calor ( $Q$ ) . . . . .	27
3.1.2	Transferência de energia por trabalho ( $W$ ) . . . . .	28
3.1.3	A Primeira Lei da Termodinâmica . . . . .	29
3.1.4	Análise da energia para volumes de controle sob regime permanente . .	29
<b>3.2</b>	<b>ANÁLISE EXERGÉTICA</b> . . . . .	<b>31</b>
3.2.1	Conceitos de exergia para análise da região de controle . . . . .	31
3.2.2	Transferência de exergia por trabalho ( $W$ ) . . . . .	31
3.2.3	Transferência de exergia por calor ( $Q$ ) . . . . .	32
3.2.4	Transferência de exergia por fluxo de massa . . . . .	32
3.2.5	Balço da Taxa de Exergia para Volumes de Controle em Regime Permanente . . . . .	34
<b>4</b>	<b>METODOLOGIA</b> . . . . .	<b>36</b>
<b>4.1</b>	<b>CALDEIRA</b> . . . . .	<b>38</b>

4.1.1	Eficiências e Irreversibilidades . . . . .	39
<b>4.2</b>	<b>TURBINA A VAPOR . . . . .</b>	<b>40</b>
4.2.1	Eficiências . . . . .	40
<b>4.3</b>	<b>SISTEMA DE CONDENSAÇÃO . . . . .</b>	<b>41</b>
4.3.1	Eficiência . . . . .	42
<b>4.4</b>	<b>PROGRAMAÇÃO . . . . .</b>	<b>42</b>
<b>5</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES . . . . .</b>	<b>43</b>
5.1	Caldeira . . . . .	43
5.2	Turbina a Vapor . . . . .	44
5.3	Sistema de Condensação . . . . .	44
5.4	Análise energética e exergética quando há variação no fluxo do gás de alto-forno (BFG) . . . . .	45
<b>6</b>	<b>CONSIDERAÇÕES FINAIS . . . . .</b>	<b>47</b>
	<b>REFERÊNCIAS . . . . .</b>	<b>49</b>
	<b>APÊNDICE A – CÁLCULOS - CALDEIRA . . . . .</b>	<b>50</b>
	<b>APÊNDICE B – CÁLCULOS - TURBINA A VAPOR . . . . .</b>	<b>54</b>
	<b>APÊNDICE C – CÁLCULOS - SISTEMA DE CONDENSAÇÃO . . . . .</b>	<b>56</b>

# 1 INTRODUÇÃO

Por possuírem um elevado número de processos térmicos e por serem grandes consumidoras de energia, as indústrias siderúrgicas tem buscado continuamente alternativas tecnológicas e operacionais que levem a uma redução de seus custos de produção através do aumento das eficiências energéticas dos seus processos. Nos últimos anos, as empresas siderúrgicas brasileiras, seguindo o movimento mundial, desenvolveram ações para reduzir o consumo energético em suas operações, com destaque para a cogeração de energia elétrica através do reaproveitamento dos gases gerados na produção do ferro-gusa em altos-fornos.

Visto que o consumo de energia vem aumentando a cada ano e a participação da energia cogerada também, há uma necessidade em reavaliar as unidades de cogeração a fim de se obter a máxima produção de energia cogerada com a mesma quantidade de combustível. A avaliação de sistemas de cogeração usando análises de energia e exergia é apresentada em diversos estudos com a finalidade de avaliar o desempenho destes tipos de sistemas.

A análise energética tem como fundamento a Primeira Lei da Termodinâmica ou, como também conhecida, Conservação da Energia, e foca em um estudo quantitativo da energia. A análise energética também contribui para a compreensão do conceito de aproveitamento da energia em diferentes partes do processo, evidenciando sua eficiência e possibilitando a identificação dos processos que são mais ineficientes energeticamente no sistema. Uma das limitações desse método é a falta de informação disponível sobre a degradação de energia que ocorre no processo, assim também, como a qualidade da energia contida nos fluxos do processo ([MORAN et al., 2013](#)).

Segundo [Çengel e Boles \(2013\)](#), a exergia é uma medida do potencial de trabalho útil de uma determinada quantidade de energia em um estado especificado, ou seja, é o máximo de trabalho útil que pode ser obtido de um sistema com uma determinada quantidade de energia. A análise exergética, segundo [Moran et al. \(2013\)](#), supera as limitações da Primeira Lei da Termodinâmica (da análise energética), podendo então num processo energético, quantificar e apontar a degradação de energia e calcular a magnitude real das perdas de exergia.

Assim sendo, a análise exergética combina a Primeira e a Segunda Lei da Termodinâmica e objetiva um estudo sobre as perdas energéticas sofridas durante os processos, fornecendo um conceito teórico para o aprimoramento do sistema. O balanço exergético tem como finalidade não apenas a análise da quantidade de energia fornecida e obtida como resultado em um sistema térmico, mas também a qualidade desta energia. Segundo

[Kotas \(1995\)](#), qualidade de energia é sinônimo de capacidade de provocar mudanças, ou seja, é a capacidade da energia em realizar trabalho. Logo, a análise exergetica é uma importante ferramenta para otimização e avaliação do desempenho de projetos ao contribuir na identificação dos principais locais onde há uma maior destruição e perdas de energia, conduzindo, assim, a possíveis melhorias do sistema ([AHAMED et al., 2011](#)).

A combinação dessas análises tem como foco possibilitar a otimização do sistema, permitindo o estudo de cada componente que compõe o ciclo de geração de energia, identificando as perdas energéticas ocorridas durante os processos e, conseqüentemente, possibilitando sua redução, contribuindo para o aprimoramento do projeto com a obtenção de uma melhor eficiência.

No presente projeto, utilizando as ferramentas e os conceitos de energia e exergia para o processo siderúrgico, foi realizado um estudo detalhado sobre o sistema de geração de energia elétrica (cogeração) em uma siderúrgica não integrada acoplada a uma termelétrica, onde foi analisado o processo produtivo desta indústria siderúrgica, que fica localizada em uma cidade na região centro-oeste de Minas Gerais. Produtora de ferro-gusa que comercializa nos mercados interno e externo, esta indústria siderúrgica busca continuamente aumentar a sua competitividade no setor siderúrgico e se tornar uma empresa ecologicamente sustentável. Ademais, esta empresa onde foi realizado o estudo possui em sua planta um alto-forno em operação e outro desativado, e uma usina termelétrica dimensionada para funcionar com o excedente dos gases dos dois altos-fornos.

## 1.1 JUSTIFICATIVA

Visto que o consumo de energia vem aumentando a cada ano e a participação da energia cogerada também, há uma necessidade em reavaliar as unidades de cogeração a fim de se obter a máxima produção de energia cogerada utilizando-se da mesma quantidade de combustível. Para uma análise de desempenho de uma unidade de cogeração, utiliza-se da primeira e segunda leis da termodinâmica, sendo que a segunda lei fornece as irreversibilidades do sistema. Identificadas as irreversibilidades, é possível através de algumas análises realizar aprimoramentos no sistema para que ocorra uma redução dessas irreversibilidades e, conseqüentemente, um aumento da eficiência da unidade de cogeração.

A avaliação da eficiência energética na indústria é realizada tradicionalmente através do acompanhamento de indicadores de consumo energético específico. Contudo, o uso eficiente da energia na siderurgia deve resultar não somente na redução de desperdícios, mas também na melhoria da qualidade dos processos e na redução dos seus impactos sobre o meio ambiente. Neste sentido, a combinação das análises energética e exergetica é uma ferramenta importante na busca das melhores práticas nos processos industriais. Se, por um

lado, a análise baseada na Primeira Lei da Termodinâmica fornece dados importantes como o consumo energético específico de um processo, por outro, ela falha completamente, por exemplo, na identificação de perdas em processos nos quais a energia embora conservada tem sua qualidade deteriorada. Nesse caso, a análise exérgica, baseada na Segunda Lei da Termodinâmica, fornece informações importantes que podem resultar em reduções adicionais no consumo energético e melhorias na qualidade e na tecnologia dos processos.

## 1.2 OBJETIVOS

### 1.2.1 Objetivo Geral

O presente trabalho tem como objetivo geral realizar uma análise energética e exérgica do ciclo de geração de energia com reaproveitamento de gases de alto-forno de uma siderúrgica. A combinação dessas análises tem como foco possibilitar a otimização do sistema, permitindo o estudo de cada componente que compõe o ciclo de geração de energia, sendo assim possível identificar as irreversibilidades do processo.

### 1.2.2 Objetivos Específicos

Os objetivos específicos deste trabalho são:

- Realizar uma revisão bibliográfica acerca de temas como usinas siderúrgicas e cogeração de energia, além de uma fundamentação teórica relacionada as análises energéticas e exérgicas, com o intuito de se obter um melhor embasamento teórico para a elaboração do presente trabalho;
- Dividir o ciclo de geração de energia em três volumes de controle de acordo com seus componentes, sendo eles: caldeira, turbina a vapor e sistema de condensação, e realizar um embasamento sobre cada um desses componentes;
- Construir um modelo de solução e descrevê-lo na linguagem de programação *Python* (*Spyder 4.1.4 - Python 3.8*), conjuntamente com a ferramenta *CoolProp 6.4.1* (Software livre para propriedades termodinâmicas);
- Realizar uma análise energética e exérgica de cada um dos volumes de controle do ciclo, além de calcular também as eficiências de primeira e segunda leis da termodinâmica de cada um dos componentes, mediante estas análises realizadas;
- Realizar uma breve análise energética e exérgica quando exista uma variação no fluxo do gás de alto-forno (BFG);
- Identificar processos críticos quanto à geração de irreversibilidades, visando assim aprimoramentos no sistema para que ocorra uma redução dessas irreversibilidades e, conseqüentemente, um aumento da eficiência da unidade de cogeração.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Para maior compreensão da proposta de desenvolvimento deste projeto, é fundamental revisar alguns conceitos relacionados ao tema proposto.

### 2.1 USINAS SIDERÚRGICAS E COGERAÇÃO DE ENERGIA

Segundo [MACHADO et al. \(2003\)](#), a siderurgia é tão importante para o desenvolvimento das nações que passou a servir de padrão medidor, sendo consideradas fortes as nações dotadas de elevadas capacidades de produzir e/ou comercializar produtos siderúrgicos e seus insumos. No fim do século XX, o Brasil figurava entre os três países possuidores das maiores reservas conhecidas de minério de ferro em todo o mundo. Passou de terceiro a segundo lugar após a descoberta de riquíssimas reservas no norte de Minas Gerais e na serra de Carajás, no Pará.

Minas Gerais, por ser uma região rica em dois insumos básicos para a fabricação de ferro-gusa, o carvão vegetal e o minério de ferro, atraiu, inicialmente, algumas indústrias. A partir da década de 1970, em decorrência do crescimento da siderurgia mundial, a construção de altos-fornos em Minas Gerais se intensificou ([JACOMINO et al., 2002](#)). Segundo o Projeto Siderurgia Sustentável do Programa das Nações Unidas para o Desenvolvimento (PNUD), o estado de Minas Gerais possui hoje o maior número de siderúrgicas a carvão vegetal do país, destacando-se as cidades de Sete lagoas, Divinópolis, Itaúna, Bom Despacho, Pitangui, Ipatinga, Pará de Minas, Pedro Leopoldo e Matozinhos.

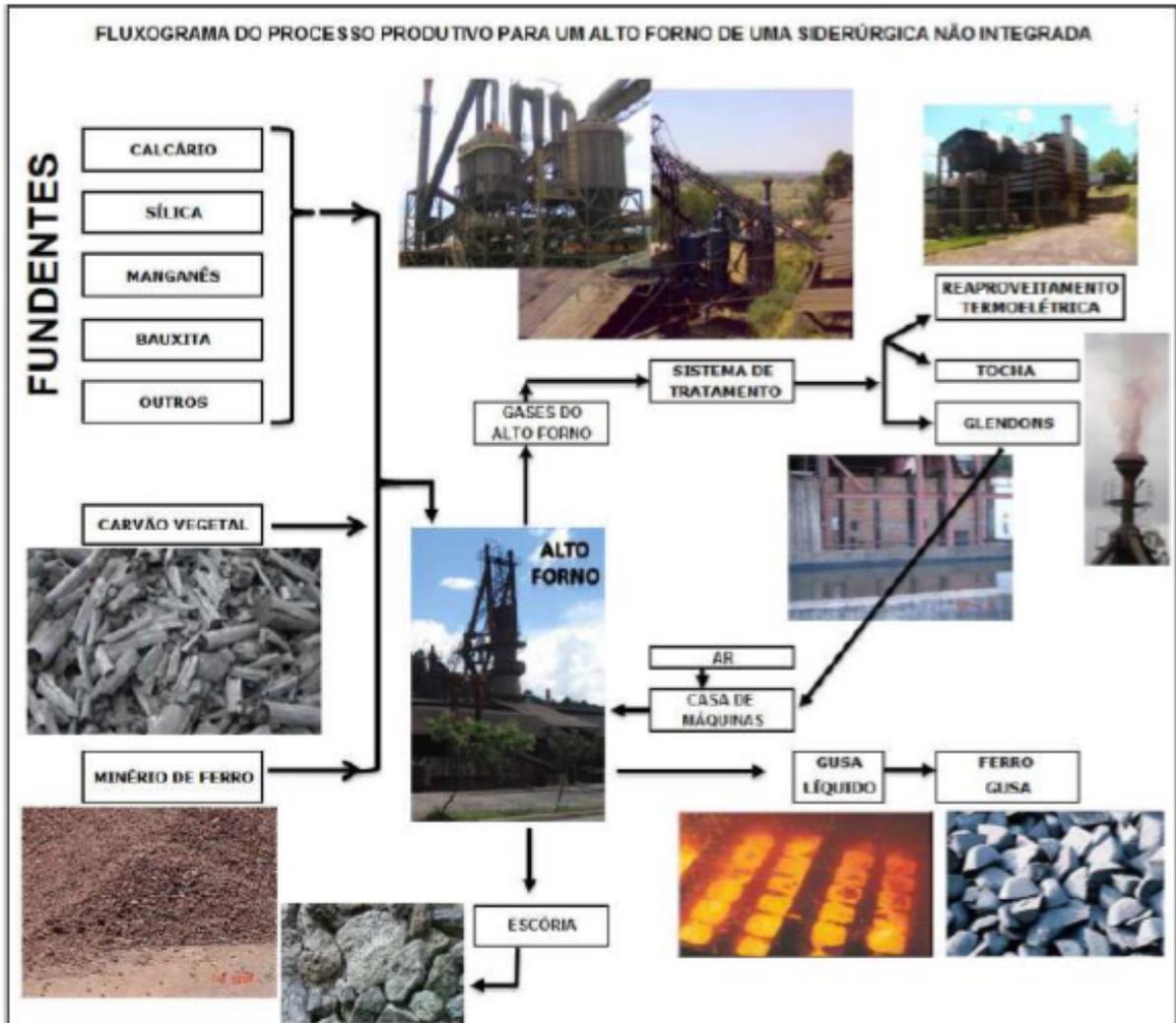
#### 2.1.1 Usinas Siderúrgicas

As usinas siderúrgicas podem ser integradas, semi-integradas e não integradas.

As siderúrgicas integradas adquirem as matérias-primas no estado bruto, executam todas as fases do processo industrial e vendem os produtos acabados, ou seja, operam as três fases básicas de produção de aço: redução, refino e laminação.

Nas semi-integradas, por sua vez, existem duas fases, refino e laminação. As siderúrgicas semi-integradas compram o ferro-gusa de outras siderúrgicas para transformá-lo em aço. As siderúrgicas não integradas são aquelas que apenas produzem o ferro-gusa. Elas executam apenas o processo de redução do minério de ferro em alto-forno, que é vendido para fundições e aciarias. Na Figura 2.1 se apresenta o processo de produção do ferro-gusa em uma usina não integrada, a qual foi objeto de estudo do trabalho.

Figura 2.1 – Fluxograma do processo de produção do ferro-gusa em uma siderúrgica não integrada



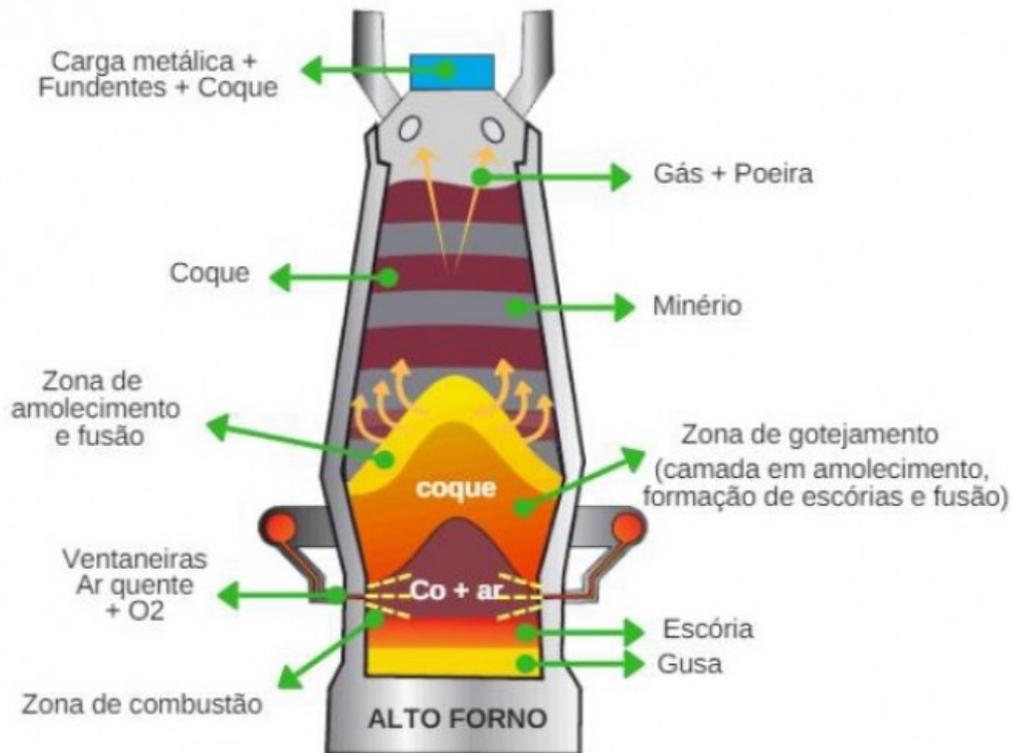
Fonte: CHAVES (2013)

### Formação do ferro-gusa:

Ferro-gusa é um produto de primeira fusão obtido a partir da redução do minério de ferro em alto-forno. Dentro do alto-forno acontecem uma série de reações químicas com a finalidade de se obter o ferro-gusa. Por ser uma siderúrgica a base de carvão vegetal, o ferro reduzido (Fe) no alto-forno absorve carbono, o que reduz o seu ponto de fusão. No processo de produção, o ferro reduzido goteja pelos interstícios do carvão incandescente, caindo no cadinho do alto-forno. O ferro puro funde-se a uma temperatura de 1.500°C. Ao absorver carvão, essa temperatura cai para 1.150°C. O funcionamento de um alto-forno é demonstrado na Fig. 2.2.

Composição Química: Contém em torno de 4% de carbono sob forma de cementita ( $Fe_3C$ ). Possui como principais impurezas o silício (0,3 a 2%), o enxofre (0,01 a 1%), o fósforo (0,05 a 2%) e o manganês (0,5 a 2%).

Figura 2.2 – Funcionamento do alto-forno



Fonte: <<https://www.conexaomineral.com.br/>> (Acesso em: 30 nov de 2021)

Características: O ferro-gusa, também chamado de ferro bruto, é duro e quebradiço, com baixa resistência mecânica, devido ao excesso de carbono.

#### 2.1.1.1 Composição do BFG e Poder Calorífico

No processo de produção do ferro-gusa em altos-fornos são formados gases de combustão, no qual são denominados como gases de alto-forno (BFG). A análise da composição química do BFG é importante na avaliação de aspectos operacionais de aproveitamento dos gases residuais gerados durante o processo de produção do ferro-gusa.

Os valores médios da composição química do gás são apresentados na Tabela 2.1. Os gases foram coletados do alto-forno pela empresa parceira e analisados em um cromatógrafo equipado com peneira molecular e colunas de polímeros porosos, além de detectores de condutividade térmica e ionização de chamas.

Tabela 2.1 – Composição do Gás de Alto-Forno

Composição do Gás de Alto-Forno (%peso)					
$CO$	$H_2$	$H_2O$	$CH_4$	$N_2$	$CO_2$
22,15	5,46	9,88	1,02	46,73	14,76

O poder calorífico de um combustível é dado pelo número de calorias gastas na queima do mesmo. Uma caloria é uma unidade de calor necessária para elevar um grama de água pura de 14,5°C até 15,5°C, sobre pressão atmosférica normal (LINERO, 2008).

O poder calorífico do gás de alto-forno (BFG) foi analisado juntamente com a composição do gás, obtendo-se um valor aproximado de 3.842,5  $kJ/Nm^3$ , que está dentro da faixa do Poder Calorífico Superior (PCS) e do Poder Calorífico Inferior (PCI), apresentados na Tabela 2.2. Estes valores foram obtidos junto à empresa parceira.

**Tabela 2.2 – Poder calorífico do BFG**

<b>Gás de Alto-Forno (BFG)</b>	
	Energia Específica ( $kJ/Nm^3$ )
PCI	3.768
PCS	3.919

### 2.1.2 Geração de energia elétrica na siderurgia

Além do aproveitamento nos sistemas de pré-aquecimento do ar (glendons) que é soprado nos altos-fornos, o gás gerado na produção do ferro-gusa também pode ser utilizado para a geração de energia elétrica.

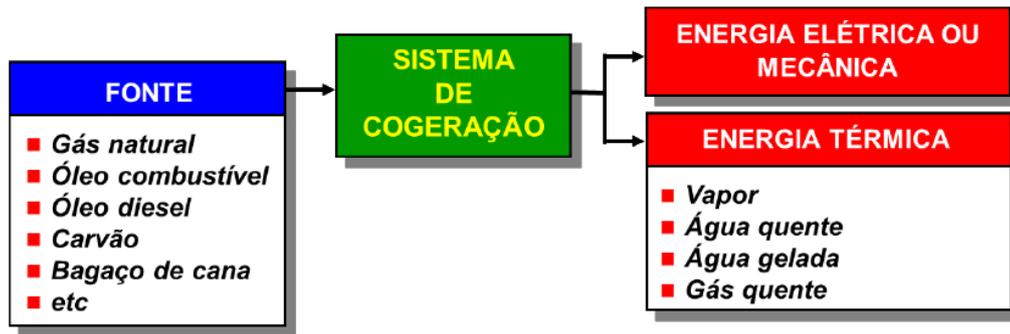
Após o sistema de tratamento (limpeza) dos gases do alto-forno e da utilização de parte dos gases nos recuperadores de calor, a viabilidade de utilização do restante do gás de alto-forno na geração de energia elétrica é um caminho de enorme importância para as siderúrgicas, levando-se em consideração o desperdício energético ao se optar pelo descarte do gás de alto-forno para a atmosfera. É neste ponto que surge o conceito de cogeração de energia nas usinas siderúrgicas.

#### 2.1.2.1 Cogeração

O conceito de cogeração pode variar segundo o enfoque do processo. De um modo geral, a Cogeração de Energia pode ser definida como um processo termodinâmico no qual ocorre a produção simultânea e sequencial de energia elétrica ou mecânica, e de energia térmica útil, a partir de uma única fonte de energia (Figura 2.3).

A diferença entre a cogeração e uma termelétrica é que na cogeração ocorre, além da geração de energia elétrica, um aproveitamento do calor residual do processo de produção de energia elétrica. O calor residual pode ser utilizado em qualquer local onde se necessita de calor ou de frio.

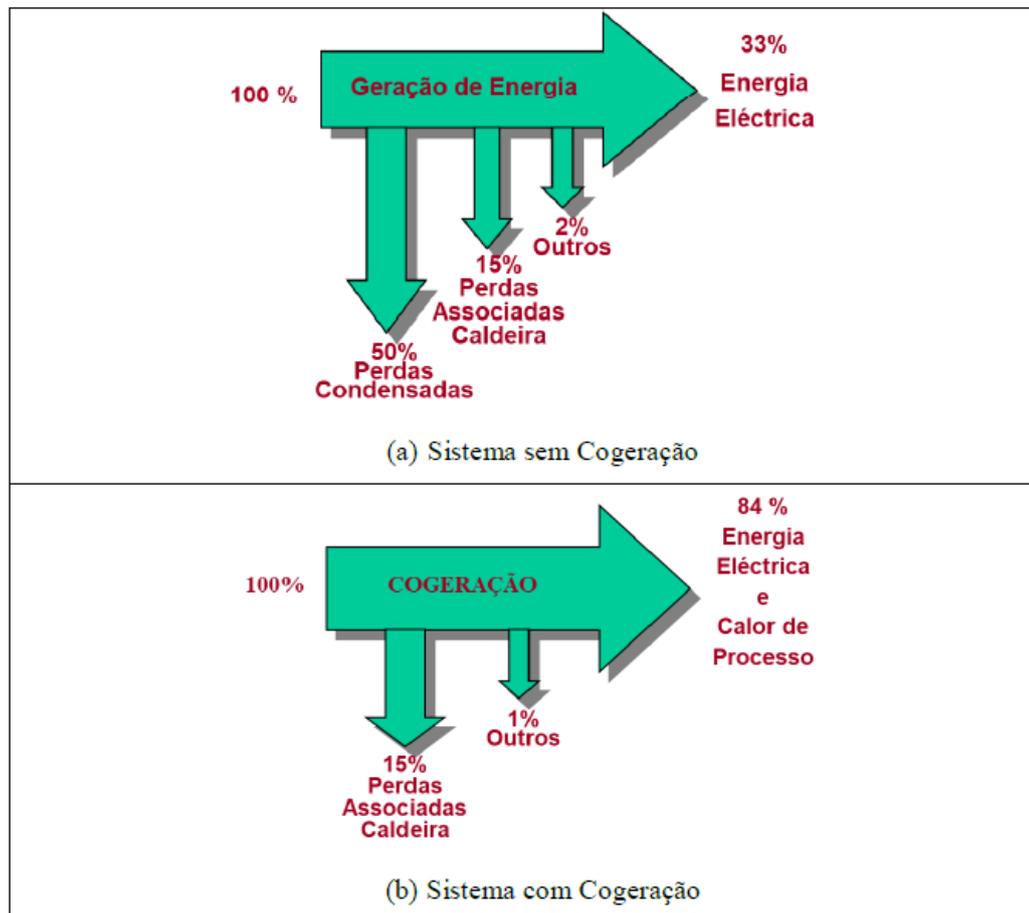
Figura 2.3 – Sistema de Cogeração



Fonte: CARPIO (2000)

Enquanto uma termelétrica produz calor e joga fora para o meio ambiente, um sistema de cogeração aproveita esse calor. A Figura 2.4 realiza um comparativo entre um sistema sem cogeração e um sistema com cogeração, concluindo que um sistema com cogeração permite maximizar o aproveitamento energético do combustível utilizado, tornando a mesma uma eficiente técnica de conservação de energia e de redução na emissão de poluentes (CARPIO, 2000).

Figura 2.4 – Sistema com e sem Cogeração



Fonte: CARPIO (2000)

As usinas geradoras de energia elétrica implantadas nas siderúrgicas mineiras não integradas a carvão vegetal geralmente não aproveitam o calor residual gerado na produção de energia elétrica.

Portanto, como dito anteriormente, o gás gerado na produção de ferro-gusa pode ser utilizado na produção de eletricidade, suprimindo assim, parte ou total do consumo de energia elétrica da planta siderúrgica e ajudando na redução do custo operacional do processo. Porém, é importante que sejam utilizados da melhor maneira possível, isto é, proporcionando o maior nível de eficiência possível ([CARPIO, 2000](#)).

### 3 ANÁLISES ENERGÉTICA E EXERGÉTICA

Para analisar o desempenho de dispositivos tais como evaporadores (caldeiras), turbinas e trocadores de calor, pode-se utilizar da primeira e segunda leis da termodinâmica. A primeira lei da termodinâmica se limita ao princípio da conservação de energia, enquanto que a segunda lei está relacionada à qualidade da energia e demonstra as irreversibilidades presentes no dispositivo analisado. Uma análise termodinâmica completa de um dispositivo é feita com o uso em conjunto da primeira e segunda leis da termodinâmica.

Para realizar a análise de um dispositivo é necessário delimitar uma região para facilitar o estudo, onde essa região é denominada como sistema. Um sistema pode ser classificado como fechado ou aberto (volume de controle), sendo que um sistema fechado consiste em uma quantidade fixa de massa, e nenhuma massa pode atravessar sua fronteira. Já um sistema aberto, ou volume de controle, consiste em dispositivos que envolvem fluxo de massa, ou seja, fluxos de massa podem cruzar a fronteira do sistema. Dispositivos como turbinas, evaporadores e trocadores de calor são alguns exemplos de volumes de controle.

Volumes de controle podem operar em processos em regime permanente ou em regime transiente. O termo “permanente” implica nenhuma modificação com o tempo. O oposto de permanente é “transiente”, ou temporário (ÇENGEL; BOLES, 2013).

Diversos dispositivos operam por longos períodos sob as mesmas condições e podem ser analisados como dispositivos de regime permanente, como será o caso dos dispositivos analisados nesse trabalho. Os balanços de massa, energia e exergia serão apresentados nos próximos tópicos apenas para volumes de controle, visto que todos os dispositivos analisados nesse trabalho possuem fluxo de massa em suas fronteiras. Nas análises termodinâmicas dos volumes de controle serão desconsideradas as variações de energia cinética e potencial.

#### 3.1 ANÁLISE ENERGÉTICA

Em uma abordagem mais geral, pode-se dizer que a Análise Energética foca em um estudo relativo à quantidade de energia cruzando as fronteiras de um sistema, e baseia-se na Primeira Lei da Termodinâmica, também denominada Lei da Conservação da Energia, que tem como princípio que energia não pode ser criada ou destruída, apenas transformada de uma forma para outra, transportada ou transferida de um sistema para o outro.

Para compreender a Primeira Lei da Termodinâmica, é fundamental, primeiramente, definir algumas formas de transferência de energia, como trabalho, calor, energia cinética, energia potencial e energia interna.

A energia pode existir em inúmeras formas, onde, dentre essas formas, ela pode ser térmica, mecânica, cinética, potencial, elétrica, magnética, química e nuclear, e a soma dessas formas de energia constitui a energia total  $E$  de um sistema. A termodinâmica não faz nenhuma afirmação com relação ao valor absoluto da energia total, ela trata apenas da variação da energia total de um determinado sistema (ÇENGEL; BOLES, 2013).

Em uma análise termodinâmica, normalmente é útil considerar as diversas formas de energia que constituem a energia total de um sistema em dois grupos: macroscópico e microscópico. As formas macroscópicas de energia são aquelas que um sistema possui como um todo, com relação a algum referencial externo, como por exemplo as energias cinética e potencial. Por outro lado, as formas microscópicas de energia são aquelas relacionadas à estrutura molecular de um sistema e ao grau de atividade molecular, e são independentes de referenciais externos. A soma de todas as formas microscópicas de energia é chamada de energia interna de um sistema e é indicada por  $U$  (ÇENGEL; BOLES, 2013).

A energia macroscópica de um sistema está relacionada ao movimento e à influência de alguns efeitos externos como gravidade, magnetismo, eletricidade e tensão superficial. A energia que um sistema possui como resultado de seu movimento relativo a algum referencial é chamada de energia cinética ( $E_c$ ). Segundo Çengel e Boles (2013), quando todas as partes ou todos os componentes de um determinado sistema se movimentam com a mesma velocidade, a energia cinética desse sistema pode ser expressa como:

$$E_c = m \frac{V^2}{2} \quad (1)$$

onde  $V$  indica a velocidade do sistema com relação a um referencial fixo. A energia cinética de um corpo sólido em rotação é dada por  $\frac{1}{2}I\omega^2$ , onde  $I$  é o momento de inércia do corpo e  $\omega$  é a velocidade angular.

A energia que um sistema possui como resultado de sua altura em um campo gravitacional é chamada de energia potencial ( $E_p$ ), e é expressa como (ÇENGEL; BOLES, 2013):

$$E_p = mgz \quad (2)$$

onde  $g$  é a aceleração gravitacional e  $z$  é a elevação do centro de gravidade do sistema com relação a algum nível de referência escolhido arbitrariamente.

Os efeitos magnéticos, elétricos e de tensão superficial são significativos apenas em alguns casos específicos e, geralmente, são ignorados (ÇENGEL; BOLES, 2013).

Na falta de tais efeitos, a energia total de um sistema consiste nas energias cinética, potencial e interna, e é expressa como (ÇENGEL; BOLES, 2013):

$$E = U + E_c + E_p = U + m\frac{V^2}{2} + mgz \quad (3)$$

ou por unidade de massa

$$e = u + e_c + e_p = u + \frac{V^2}{2} + gz \quad (4)$$

Estas formas de energia demonstradas, que constituem a energia total de um sistema, podem estar contidas ou armazenadas em um sistema e, portanto, podem ser consideradas como formas estáticas de energia. Os tipos de energia não armazenados em um sistema podem ser classificados como formas dinâmicas de energia ou como interações de energia. As formas dinâmicas de energia são identificadas na fronteira do sistema à medida que a atravessam e representam a energia ganha ou perdida por um sistema durante um determinado processo (ÇENGEL; BOLES, 2013). As duas únicas formas de interação de energia associadas a um sistema fechado consistem na transferência de calor e no trabalho. No entanto, para um volume de controle, torna-se possível também trocar energia por meio de transferência de massa, pois sempre que uma massa é transportada em um sistema, a quantidade de energia associada à massa também é conjuntamente transportada.

### 3.1.1 Transferência de energia por calor (Q)

Segundo Çengel e Boles (2013), calor pode ser definido como uma forma de energia que é transferida entre dois sistemas (ou entre um sistema e sua vizinhança) em virtude de uma diferença de temperaturas. Ou seja, uma interação de energia é considerada como calor se esta ocorrer devido a uma diferença de temperatura. Dessa forma, dois sistemas à mesma temperatura não transferem calor entre si. Um processo durante o qual não há transferência de calor é chamado de processo adiabático.

A quantidade de calor transferida depende dos detalhes do processo, e não apenas dos estados inicial e final. A quantidade de energia transferida por calor durante um processo é dada pela integral (MORAN et al., 2013):

$$Q = \int_1^2 \delta Q \quad (5)$$

no qual os limites de integração significam “do estado 1 ao estado 2” e não se referem aos valores do calor nesses estados (MORAN et al., 2013).

A taxa de transferência de calor líquida é representada por  $\dot{Q}$ , e tem como unidade  $kJ/s$ , que equivale a  $kW$ . Quando  $\dot{Q}$  varia com o tempo, o calor total transferido durante um processo é determinado pela integração de  $\dot{Q}$  no intervalo de tempo do processo (ÇENGEL; BOLES, 2013):

$$Q = \int_{t_1}^{t_2} \dot{Q} dt \quad (6)$$

### 3.1.2 Transferência de energia por trabalho (W)

O trabalho, assim como o calor, é uma interação de energia entre um sistema e sua vizinhança. Como dito anteriormente, a força motriz do calor é uma diferença de temperatura entre o sistema e sua vizinhança. Assim sendo, pode-se simplesmente dizer que o trabalho é uma interação de energia que não é causada por uma diferença de temperatura entre um sistema e sua vizinhança (ÇENGEL; BOLES, 2013). Mais especificamente, segundo Çengel e Boles (2013), o trabalho é a transferência de energia associada a uma força que age ao longo de uma distância. Um pistão em movimento, um eixo em rotação e um fio elétrico que atravessa as fronteiras do sistema estão associados a interações de trabalho.

Sendo assim, trabalho pode ser definido como uma força  $F$  agindo sobre um determinado corpo durante seu deslocamento ( $dx$ ), da posição  $x = x_1$  à posição  $x = x_2$ , e na mesma direção, Eq. (7):

$$W = \int_{x_1}^{x_2} F dx \quad (7)$$

Teoricamente, na termodinâmica, um sistema só realiza trabalho se a única interação entre ele e o meio for o levantamento de um peso. O trabalho depende das interações entre o meio e o sistema, ou seja, ele não é dependente dos estados inicial e final do sistema, portanto, não pode ser definido como uma propriedade (ÇENGEL; BOLES, 2013). Na Eq. (8), os limites de integração são interpretados como trabalho realizado do estado 1 para o estado 2:

$$W_{1,2} = \int_1^2 \delta W \quad (8)$$

Como o calor, o trabalho é uma forma de transferência de energia e, portanto, possui unidades de energia, como o  $kJ$ . O trabalho realizado durante um processo entre os estados 1 e 2 é indicado por  $W_{12}$ , ou simplesmente  $W$ . Já o trabalho realizado por unidade de tempo é denominado como potência e é indicado por  $\dot{W}$ , no qual sua unidade é dada como  $kJ/s$  ou  $kW$ .

### 3.1.3 A Primeira Lei da Termodinâmica

Até então, considerou-se as diversas formas de energia, como calor  $Q$ , trabalho  $W$  e energia total  $E$ , de maneira individual, sem relacioná-las entre si durante um processo. A primeira lei da termodinâmica, também conhecida como princípio de conservação da energia, oferece uma base sólida para o estudo das relações entre as diversas formas de energia e interações de energia. Com base em observações experimentais, a primeira lei da termodinâmica enuncia que *energia não pode ser criada nem destruída durante um processo; ela pode apenas mudar de forma* (ÇENGEL; BOLES, 2013). Cada parcela de energia deve ser contabilizada durante um processo.

Como pode ser visto, a conservação da energia está implícita no enunciado da primeira lei. Embora a essência da primeira lei seja a existência da propriedade *energia total*, a primeira lei quase sempre é vista como uma declaração do princípio de conservação da energia (ÇENGEL; BOLES, 2013). Segundo Çengel e Boles (2013), o princípio de conservação da energia pode ser expresso da seguinte forma: *A variação líquida (aumento ou diminuição) da energia total do sistema durante um processo é igual a diferença entre a energia total que entra e a energia total que sai do sistema durante esse processo.* Ou seja:

$$E_{ent} - E_{sai} = \Delta E_{sistema} \quad (9)$$

Essa relação é chamada de balanço de energia e se aplica a todo tipo de sistema passando por qualquer tipo de processo. A seguir será representada a análise de balanço de massa e de energia para volumes de controle, visto que todos os dispositivos analisados nesse trabalho possuem fluxo de massa em suas fronteiras.

### 3.1.4 Análise da energia para volumes de controle sob regime permanente

As propriedades de um fluido em uma entrada ou saída permanecem constantes durante um processo com escoamento em regime permanente. As propriedades podem, entretanto, ser diferentes em entradas e saídas diferentes. Elas podem até mesmo variar na seção transversal de uma entrada ou de uma saída. Todas as propriedades, porém, incluindo a velocidade e a altura, devem permanecer constantes com o tempo em um ponto fixo de uma entrada ou saída. Assim, o fluxo de massa em uma abertura deve permanecer constante durante um processo com escoamento em regime permanente. Além disso, as interações de calor e trabalho entre um volume de controle com escoamento em regime permanente e sua vizinhança não mudam com o tempo. Portanto, a potência produzida por um volume de controle e a taxa de transferência de calor de ou para um volume de controle permanecem constantes durante um processo com escoamento em regime permanente (ÇENGEL; BOLES, 2013).

Segundo Çengel e Boles (2013), o balanço de massa aplicado a um volume de controle com escoamento em regime permanente é expresso como:

$$\sum_{ent} \dot{m} = \sum_{sai} \dot{m} \quad [kg/s] \quad (10)$$

Durante um processo em regime permanente, o conteúdo de energia total de um volume de controle permanece constante ( $E_{VC} = constante$ ) e, portanto, a variação na energia total do volume de controle é zero ( $\Delta E_{VC} = 0$ ). Portanto, a quantidade de energia que entra em um volume de controle sob todas as formas deve ser igual à quantidade de energia que deixa o volume de controle (ÇENGEL; BOLES, 2013).

Sendo assim, tendo em vista que a energia pode ser transferida apenas por calor, trabalho e fluxo de massa, o balanço de energia aplicado a um volume de controle com escoamento em regime permanente pode ser expresso como (ÇENGEL; BOLES, 2013):

$$\dot{Q}_{ent} + \dot{W}_{ent} + \sum_{ent} \dot{m} \left( h + \frac{V^2}{2} + gz \right) = \dot{Q}_{sai} + \dot{W}_{sai} + \sum_{sai} \dot{m} \left( h + \frac{V^2}{2} + gz \right) \quad (11)$$

uma vez que a energia por unidade de massa de um fluido em escoamento é  $\theta = h + ec + ep = h + V^2/2 + gz$ .

As equações do balanço de energia (ou primeira lei) referidas anteriormente são intuitivas e simples de serem utilizadas quando são conhecidas as magnitudes e as direções da transferência de calor e da realização de trabalho. Contudo, ao realizar um estudo analítico geral ou resolver um problema que envolva uma interação desconhecida de calor e trabalho, é necessário arbitrar uma direção para as interações de calor e de trabalho (ÇENGEL; BOLES, 2013). Nesses casos, segundo Çengel e Boles (2013), é prática comum utilizar a convenção clássica de sinais termodinâmicos e supor que o calor é transferido para o sistema (entrada de calor) na quantidade  $Q$  e o trabalho é realizado pelo sistema (saída de trabalho) na quantidade  $W$ , e assim resolver o problema. Sendo assim, utilizando-se a convenção clássica de sinais termodinâmicos, a primeira lei ou equação do balanço de energia aplicada a um volume de controle com escoamento em regime permanente resulta (ÇENGEL; BOLES, 2013):

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_{sai} \dot{m} \left( h + \frac{V^2}{2} + gz \right) - \sum_{ent} \dot{m} \left( h + \frac{V^2}{2} + gz \right) \quad (12)$$

onde a obtenção de um valor negativo para  $\dot{Q}$  ou  $\dot{W}$  significa simplesmente que a direção admitida está errada e deve ser invertida.

## 3.2 ANÁLISE EXERGÉTICA

A análise exergética é fundamentada na Segunda Lei da Termodinâmica, e baseia-se na qualidade da energia, em sua capacidade de conversão, em ser transformada em energia útil e causar mudanças, uma vez que nem toda energia pode ser convertida. Esse tipo de análise também faz uso da Primeira Lei da Termodinâmica, valorizando assim quantidade e qualidade da energia envolvida nos processos, fornecendo um estudo mais completo e possibilitando um melhor aproveitamento da energia (FERREIRA et al., 2011). Dessa forma, a análise exergética possibilita a identificação das perdas energéticas, além de possibilitar a comparação entre sistemas e possíveis otimizações.

A Segunda Lei da Termodinâmica se baseia não só na quantidade de energia cruzando as fronteiras do sistema, como a Primeira Lei da Termodinâmica, mas também na direção em que esta energia cruza, focando em sua qualidade. Além disso, ela estabelece que a entropia em um sistema é crescente, grandeza termodinâmica que mede a irreversibilidade em um processo. As irreversibilidades associadas ao processo são as causas das perdas energéticas em um sistema. Quanto maior forem as irreversibilidades, maior será a geração de entropia de um sistema.

### 3.2.1 Conceitos de exergia para análise da região de controle

Na análise da região de controle, podem ser considerados três tipos de transferência de exergia através da superfície de controle, em geral, em um balanço exergético: transferência de exergia por trabalho, por calor e por fluxo de massa (KOTAS, 1995). A transferência de exergia é identificada na fronteira do sistema quando a exergia a atravessa, e representa a exergia ganha ou perdida por um sistema durante um processo.

### 3.2.2 Transferência de exergia por trabalho (W)

Segundo Çengel e Boles (2013), a exergia é o potencial de trabalho útil, e a transferência de exergia por trabalho pode ser simplesmente expressa como:

$$E_w = \begin{cases} W - W_{viz} & (\text{para o trabalho de fronteira}) \\ W & (\text{para outras formas de trabalho}) \end{cases} \quad (13)$$

onde  $W_{viz} = P_0(V_2 - V_1)$ ,  $P_0$  é a pressão atmosférica e  $V_1$  e  $V_2$  são os volumes inicial e final do sistema. Assim, a transferência de exergia por trabalho, como por exemplo, em um trabalho de eixo ou em um trabalho elétrico, é igual ao próprio trabalho  $W$ . No caso de um sistema que envolve trabalho de fronteira, tal como um arranjo pistão-cilindro, o trabalho realizado para deslocar o ar atmosférico durante a expansão não pode ser transferido e, portanto, deve ser subtraído (ÇENGEL; BOLES, 2013).

### 3.2.3 Transferência de exergia por calor (Q)

Calor é uma forma de energia desorganizada, e, portanto, apenas parte dele pode ser convertida em trabalho, que é uma forma de energia organizada (segunda lei). Será sempre possível produzir trabalho por meio do calor a uma temperatura acima da temperatura ambiente, transferindo-o para uma máquina térmica que rejeita ou dissipa parte deste calor para o ambiente. Assim, a transferência de calor sempre é acompanhada pela transferência de exergia (ÇENGEL; BOLES, 2013). A transferência de calor  $Q$  em um local à temperatura termodinâmica  $T$  sempre é acompanhada pela transferência de exergia  $E_q$  na quantidade de:

$$E_q = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) Q \quad (14)$$

Essa expressão determina a transferência de exergia que acompanha a transferência de calor  $Q$  quando  $T$  é maior ou menor do que  $T_0$ . Quando  $T > T_0$ , a transferência de calor para um sistema aumenta a exergia daquele sistema e a transferência de calor do sistema a diminui; quando  $T < T_0$ , ocorre o contrário. A exergia transferida com o calor é zero quando  $T = T_0$  no ponto de transferência (ÇENGEL; BOLES, 2013).

Segundo Çengel e Boles (2013), quando a temperatura  $T$  do local onde a transferência de calor está ocorrendo não é constante, a transferência de exergia que acompanha a transferência de calor é determinada por integração como:

$$E_q = \int \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta Q \quad (15)$$

### 3.2.4 Transferência de exergia por fluxo de massa

A exergia associada à um fluxo de massa pode ser definida como a máxima quantidade de trabalho que pode ser obtido, quando um fluxo é levado do seu estado inicial para o estado morto em processos com interação apenas com o ambiente (KOTAS, 1995).

De acordo com Kotas (1995), na ausência de efeitos nucleares, magnetismo, eletricidade e tensões de superfície, a exergia por escoamento ou fluxo de massa pode ser dividida em quatro partes distintas:

$$\dot{E} = \dot{E}_c + \dot{E}_p + \dot{E}_{ph} + \dot{E}_0 \quad (16)$$

onde  $\dot{E}_c$  é a exergia cinética,  $\dot{E}_p$  é a exergia potencial,  $\dot{E}_{ph}$  é a exergia física e  $\dot{E}_0$  é a exergia química do fluido em escoamento no volume de controle.

### 3.2.4.1 Exergia associada às energias cinética e potencial

A energia cinética é uma forma de energia mecânica e, por isso, pode ser convertida totalmente em trabalho. Portanto, o potencial de trabalho ou exergia da energia cinética de um sistema é igual à própria energia cinética, independentemente da temperatura e pressão do ambiente (ÇENGEL; BOLES, 2013):

$$\dot{E}_c = \dot{m} \frac{V^2}{2} \quad (17)$$

A energia potencial também é uma forma de energia mecânica e, por isso, pode ser convertida totalmente em trabalho. Portanto, a exergia da energia potencial de um sistema é igual à própria energia potencial, independentemente da temperatura e pressão do ambiente (ÇENGEL; BOLES, 2013):

$$\dot{E}_p = \dot{m}gz \quad (18)$$

### 3.2.4.2 Componentes físicos e químicos da exergia

Por causa da natureza desordenada e dependente de entropia dessas formas de energia, os componentes de exergia correspondentes só podem ser determinados considerando um sistema composto de duas partes, o fluxo em consideração e o meio ambiente (KOTAS, 1995).

Em princípio, poderia se determinar a exergia total derivada destas formas de energia desordenada em um dispositivo idealizado, onde o fluxo passaria por processos físicos e químicos ao interagir com o meio ambiente. No entanto, é conveniente separar exergia física  $\dot{E}_{ph}$  e exergia química  $\dot{E}_0$ , permitindo o cálculo de valores de exergia utilizando tabelas padrão de exergia química (KOTAS, 1995). O estado de divisão nos processos que são usados para determinar a exergia física e química é o estado ambiental ( $T_0, P_0$ ).

A exergia física pode ser definida como a quantidade máxima de trabalho que um sistema pode produzir quando um fluxo de massa é levado de um estado termodinâmico à temperatura  $T$  e pressão  $P$  constantes para as condições ambiente com temperatura  $T_0$  e pressão  $P_0$ , através de processos físicos envolvendo exclusivamente a interação térmica com o meio (KOTAS, 1995). A Eq. 19 representa a expressão para a exergia física:

$$\dot{E}_{ph} = \dot{m}[(h - h_0) - T_0(s - s_0)] \quad (19)$$

onde  $h$  e  $s$  representam a entalpia e a entropia específicas, respectivamente, na entrada

ou na saída consideradas;  $h_0$  e  $s_0$  representam os respectivos valores dessas propriedades quando avaliadas em  $T_0$ ,  $P_0$  (estado morto).

A exergia química, segundo [Kotas \(1995\)](#), é igual à quantidade máxima de trabalho que se pode obter quando uma substância em consideração é levada do estado ambiental ao equilíbrio termodinâmico completo com o estado de referência, mediante processos que envolvem transferência de calor (reações químicas) e troca de matéria com o ambiente. A exergia química de uma mistura de gases pode ser obtida através da seguinte equação:

$$\dot{E}_0 = \frac{\dot{m}}{M} \left[ \sum_i x_i \bar{\varepsilon}_{0i} + R \cdot T_0 \cdot \sum_i x_i \ln(x_i) \right] \quad (20)$$

onde  $M$  é a massa molar da mistura,  $x_i$  é a fração molar do  $i$ -ésimo componente da mistura,  $\bar{\varepsilon}_{0i}$  é a exergia química padrão do  $i$ -ésimo componente e  $R$  é a constante universal dos gases.

### 3.2.5 Balanço da Taxa de Exergia para Volumes de Controle em Regime Permanente

A variação de exergia de um sistema durante um processo não é necessariamente igual à exergia líquida transferida, porque a exergia pode ser destruída se estiverem presentes irreversibilidades no sistema durante o processo. Os conceitos de variação de exergia, transferência de exergia e destruição de exergia estão relacionados com o balanço de exergia para um volume de controle em regime permanente, a ser apresentado neste tópico. Os balanços de exergia são expressões da segunda lei da termodinâmica e fornecem a base para a análise de exergia ([MORAN et al., 2013](#)).

Segundo [Moran et al. \(2013\)](#), o balanço de exergia para um volume de controle é dado pela seguinte equação:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \sum_j \left( 1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \dot{Q}_j - \left( \dot{W}_{vc} - p_0 \frac{dV_{vc}}{dt} \right) + \sum_e \dot{m}_e \varepsilon_e - \sum_s \dot{m}_s \varepsilon_s - \dot{E}_d \quad (21)$$

O termo simbolizado por  $\dot{E}_d$  leva em conta a destruição de exergia em virtude das irreversibilidades do sistema. O valor da destruição de exergia não pode ser negativo, pelo contrário, deve ser positivo para qualquer processo real. Além disso, a destruição de exergia não é uma propriedade. Por outro lado, a exergia é uma propriedade e, assim como outras propriedades, a variação de exergia de um sistema pode ser positiva, negativa ou nula ([MORAN et al., 2013](#)).

Em regime permanente,  $dE_{vc}/dt = dV_{vc}/dt = 0$ , obtendo-se assim o balanço de exergia para volumes de controle em regime permanente em termos de taxa:

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \dot{W}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e \varepsilon_e - \sum_s \dot{m}_s \varepsilon_s - \dot{E}_d \quad (22)$$

onde  $\varepsilon_e$  representa a exergia por unidade de massa que atravessa a entrada e  $\varepsilon_s$  representa a exergia por unidade de massa que atravessa a saída. Esses termos, conhecidos como exergia específica de fluxo, são expressos por:

$$\varepsilon = \varepsilon_c + \varepsilon_p + \varepsilon_{ph} + \varepsilon_0 \quad (23)$$

Em um volume de controle onde o fluido que cruza suas fronteiras se encontra em equilíbrio químico com o meio, a exergia específica de fluxo pode ser obtida como:

$$\varepsilon = \varepsilon_c + \varepsilon_p + \varepsilon_{ph} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (24)$$

## 4 METODOLOGIA

A metodologia empregada consistiu em uma análise energética e exérgica, utilizando as equações apresentadas anteriormente para cada equipamento que faz parte do sistema de geração de energia ao utilizar o gás de alto-forno (BFG) como combustível.

À vista disso, realizou-se uma revisão bibliográfica acerca de temas como usinas siderúrgicas e cogeração de energia, além de uma fundamentação teórica relacionada as análises energéticas e exérgicas, sobre temas tais como: Conceitos termodinâmicos; Principais conceitos de energia; Balanço de Massa e Energia; Principais conceitos de exergia; Balanço Exérgico. Esta revisão bibliográfica e este embasamento teórico realizados tiveram como principal objetivo a obtenção de um maior conhecimento para a elaboração deste trabalho.

Vale a pena mencionar que a prioridade de uma empresa siderúrgica não integrada é que o Gás de Alto-forno (BFG) sirva principalmente aos Glendons. O objetivo deste equipamento é aquecer o ar que é injetado no interior do alto-forno. O restante do gás de alto-forno (BFG), entre 45% e 50%, vai para a produção de eletricidade na termelétrica. Sendo assim, com uma faixa de 45% a 50% e uma composição não uniforme do gás de alto-forno (BFG), é importante construir um modelo de energia e de exergia, realizando balanços de massa, energia e exergia.

A construção e solução do modelo foi realizada utilizando-se a linguagem de programação *Python* (*Spyder 4.1.4 - Python 3.8*), conjuntamente com a ferramenta *CoolProp 6.4.1* (Software livre para propriedades termodinâmicas). Cabe mencionar que nesta análise foi realizado:

- Cálculo energético para cada elemento do Ciclo de Potência de Geração de Energia: Caldeira, Turbina a vapor, Sistema de condensação;
- Cálculo exérgico para cada elemento do Ciclo de Potência de Geração de Energia: Caldeira, Turbina a vapor, Sistema de condensação;
- Análise energética e exérgica quando há variação no fluxo do gás de alto-forno (BFG).

Portanto, como dito anteriormente, existe uma faixa de gás de alto-forno entre 45% a 50% que é utilizado como combustível na usina termelétrica, sendo importante realizar uma análise energética e exérgica quando esta variação existe. Desta maneira, realizou-se uma análise completa com o fluxo do gás de alto-forno (BFG) tendo um valor fixo, e, em um segundo momento, foi feita uma breve análise com o fluxo do gás de alto-forno tendo

variações (como acontece em uma indústria siderúrgica), para assim ser possível verificar qual o impacto que a variação do fluxo de combustível causa nos resultados e nos aspectos do ciclo de geração de energia.

Para a solução do modelo de análise elaborado utilizando-se a linguagem de programação *Python*, foram necessários alguns dados da siderúrgica em questão. Os dados que utilizados foram obtidos entrando em contato com a empresa em análise, mostrados a seguir na Tabela 4.1:

**Tabela 4.1 – Dados da siderúrgica**

	Pressão	Temperatura	Vazão
Vapor da Caldeira	21 $kgf/cm^2$	300°C	20 t/h
Água de alimentação da Caldeira	26, 25 $kgf/cm^2$	90°C	18, 6 t/h
Turbina	21 $kgf/cm^2$	300°C	20 t/h

Fonte: Próprios autores

Além dos dados da Tabela 4.1, alguns dados sobre o combustível na caldeira:

- Vazão de Combustível: 14.166  $Nm^3/h$
- Temperatura de entrada: 95°C
- Temperatura dos gases de combustão: 600°C
- % de  $O_2$  livre: 10 %
- Pressão:  $10^5 N/(m^2)$

E algumas informações sobre o sistema de condensação:

- Temperatura de entrada do vapor: 100°C
- Temperatura de saída da água: 80°C
- Pressão de entrada do vapor: 0, 05  $kgf/cm^2$
- Vazão da água: 2, 52  $m^3/h$
- Temperatura de entrada do ar: 27°C
- Temperatura de saída do ar: 40°C
- Vazão do ar: 210.000  $m^3/h$  cada ventilador (4 ventiladores no total)

#### 4.1 CALDEIRA

Para realizar os cálculos referentes a caldeira, é preciso primeiramente analisar o combustível, no caso, o Gás de Alto-forno (BFG). A Tabela 4.2 mostra a composição elementar do combustível, considerando uma análise em peso, juntamente com outras informações.

Tabela 4.2 – Composição Elementar do Combustível

	$CO$	$H_2$	$H_2O$	$CH_4$	$N_2$	$CO_2$
%peso	22,15	5,46	9,88	1,02	46,73	14,76
M.M	28	2	18	16	28	44
$y_i$	0,2215	0,0546	0,0988	0,0102	0,4673	0,1476

Onde:

- $MM$  representa a massa molar de cada elemento
- $y_i$  representa a fração de cada termo, dada por:  $y_i = \frac{n_i}{n_t}$

Com essas informações é possível então realizar o balanço estequiométrico para uma reação de combustão. Porém, antes disso, é comum a utilização de uma porcentagem de oxigênio a mais nas reações de combustão (excesso de ar), a fim de garantir que todo o combustível presente seja devidamente utilizado (combustão completa).

O cálculo da quantidade de oxigênio que será necessária é dada pela seguinte equação (SILVA, 2002):

$$\%O_2 = \frac{O_2}{V_{gc} + 4,76O_2} \quad (25)$$

Onde:

- $\%O_2$  representa a porcentagem de oxigênio que é necessária para o cálculo, estimado entre 7 a 14%.
- $V_{gc}$  significa a quantidade de gases secos que são obtidos nos produtos (análise em base seca, desconsidera-se a quantidade de  $H_2O$ ).

Assim, é possível realizar os cálculos e encontrar um valor para a variável  $O_2$ , que representa então a quantidade necessária de oxigênio relacionada a porcentagem de  $O_2$  que foi estipulada no início dos cálculos.

As equações necessárias para o cálculo exerético diferem do tipo de combustível que é utilizado, variando no caso de combustíveis sólidos, líquidos ou gasosos. Considerando o combustível gasoso, a exergia dos gases será a soma da exergia química e exergia física, dada pela seguinte equação (KOTAS, 1995):

$$B_g = n_{mg} \cdot b_{mg}^{\circ} + (T_g - T_o) \cdot \sum_k (n_{gk} \cdot Cp_{gk}^b) \quad (26)$$

Onde:

$$b_{mg}^{\circ} = \sum_k (y_{gk} \cdot b_{gk}^{\circ}) + R \cdot T_o \cdot \sum_k (y_{gk} \cdot \ln y_{gk}) \quad (27)$$

Os valores de  $CP$  e  $b_{gk}^{\circ}$  são obtidos para os reagentes e produtos com a utilização de tabelas termodinâmicas para os elementos que fazem parte da equação de combustão.

#### 4.1.1 Eficiências e Irreversibilidades

A eficiência térmica, é dada pela seguinte equação (SILVA, 2002):

$$\eta = \frac{\dot{m}_v \cdot (h_v - h_c)}{\dot{m}_c \cdot PCI} \quad (28)$$

Onde:

- $\dot{m}_v$  e  $\dot{m}_c$ : Vazão mássica do vapor e do condensado, respectivamente [ $kg/s$ ]
- $h_v$  e  $h_c$ : Entalpia do vapor e do condensado, respectivamente [ $kJ/kg$ ]
- PCI: Poder Calorífico Inferior do combustível [ $kJ/kg$ ]

A eficiência exerética é dada por (SILVA, 2002):

$$\psi = \frac{P}{R} \quad (29)$$

Onde:

- P (produtos): Exergia do vapor
- R (recursos): Exergia do condensado, combustível e energia elétrica.

E a irreversibilidade, que mostra a quantidade de exergia que é perdida, é calculada por:

$$I = P - R \quad (30)$$

## 4.2 TURBINA A VAPOR

Uma turbina a vapor é considerada como sendo um volume de controle em regime permanente, onde seu principal objetivo consiste em produzir trabalho ou potência elétrica. À medida que o fluido (vapor) escoar através da turbina, trabalho é realizado nas pás que estão presas ao eixo. Como resultado, o eixo gira e a turbina produz trabalho, acionando o gerador elétrico e produzindo conseqüentemente potência elétrica.

A transferência de calor das turbinas em geral é desprezível ( $\dot{Q} \approx 0$ ), uma vez que elas são bem isoladas. As variações de energia potencial também são desprezíveis em análises de turbinas a vapor ( $\Delta ep \approx 0$ ). As velocidades dos escoamentos na maioria das turbinas são muito altas, e o fluido sofre uma variação significativa em sua energia cinética. Entretanto, essa variação em geral é muito pequena com relação à variação da entalpia e, portanto, pode ser desprezada (ÇENGEL; BOLES, 2013).

Sendo assim, as equações para balanço de energia e massa de uma turbina a vapor são dadas por (DINCER; ZAMFIRESCU, 2016):

$$MBE : \dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m} \quad (31)$$

$$EBE : \dot{W} = \dot{m}\Delta h \quad (32)$$

Em relação ao balanço exergetico, a exergia líquida associada ao escoamento na entrada e na saída da turbina a vapor é obtida por (DINCER; ZAMFIRESCU, 2016):

$$\dot{E}x_{cons} = \dot{m}[(h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2)] \quad (33)$$

A taxa de destruição de exergia pode ser determinada subtraindo a potência produzida ( $\dot{W}$ ) da taxa de exergia líquida da turbina (DINCER; ZAMFIRESCU, 2016):

$$\dot{E}x_d = \dot{E}x_{cons} - \dot{W} \quad (34)$$

Além disso, é possível determinar a taxa de exergia total disponível na turbina, considerando o estado de saída como sendo o estado morto. A exergia total disponível pode ser calculada através da Eq. 19.

### 4.2.1 Eficiências

A eficiência isentrópica de uma turbina é dada pela seguinte equação (DINCER; ZAMFIRESCU, 2016):

$$\eta = \frac{\dot{W}}{\dot{W}_s} = \frac{\dot{m}(h_1 - h_2)}{\dot{m}(h_1 - h_{2s})} \quad (35)$$

Onde:

- $\dot{m}$ : Vazão mássica do fluido em escoamento [ $kg/s$ ]
- $h_1$  e  $h_2$ : Entalpia do fluido na entrada e na saída, respectivamente [ $kJ/kg$ ]
- $h_{2s}$ : Entalpia de saída isentrópica [ $kJ/kg$ ]

A eficiência exergética de uma turbina pode ser obtida por (DINCER; ZAMFIRESCU, 2016):

$$\psi = \frac{\dot{W}}{\dot{E}x_{cons}} \quad (36)$$

### 4.3 SISTEMA DE CONDENSAÇÃO

Um sistema de condensação (torre de resfriamento) pode ser considerado como sendo um trocador de calor operando em regime permanente, no qual duas correntes de fluido em movimento trocam calor entre si. Os trocadores de calor podem operar com os fluidos em contato direto, ou sem se misturarem.

O princípio de conservação da massa aplicado a um trocador de calor operando em regime permanente exige que a soma dos fluxos de massa que entram seja igual à soma dos fluxos de massa que saem. Trocadores de calor normalmente não envolvem interações de trabalhos ( $w = 0$ ), e as variações de energia cinética e potencial são desprezíveis ( $\Delta ec \approx 0$ ,  $\Delta ep \approx 0$ ) para cada corrente de fluido (ÇENGEL; BOLES, 2013).

Sendo assim, as equações para balanço de energia e massa de uma torre de resfriamento são dadas por (DINCER; ZAMFIRESCU, 2016):

$$MBE : \dot{m}_{1h} = \dot{m}_{2h} = \dot{m}_h \quad e \quad \dot{m}_{1c} = \dot{m}_{2c} = \dot{m}_c \quad (37)$$

$$EBE : \dot{m}_h(h_{1h} - h_{2h}) = \dot{m}_c(h_{2c} - h_{1c}) \quad (38)$$

Em relação ao balanço exergético:

$$\dot{E}x_{IN} = \dot{m}_h[(h_{1h} - h_0) - T_0(s_{1h} - s_0)] + \dot{m}_c[(h_{1c} - h_0) - T_0(s_{1c} - s_0)] \quad (39)$$

$$\dot{E}x_{OUT} = \dot{m}_h[(h_{2h} - h_0) - T_0(s_{2h} - s_0)] + \dot{m}_c[(h_{2c} - h_0) - T_0(s_{2c} - s_0)] \quad (40)$$

Onde o prefixo “h” indica o fluido quente e o prefixo “c” indica o fluido frio. Deste modo, a taxa de destruição de exergia pode ser obtida através de:

$$\dot{E}x_d = \dot{E}x_{IN} - \dot{E}x_{OUT} \quad (41)$$

#### 4.3.1 Eficiência

A eficiência exergética de uma torre de resfriamento pode ser obtida por (DINCER; ZAMFIRESCU, 2016):

$$\psi = \frac{\dot{E}x_{OUT}}{\dot{E}x_{IN}} \quad (42)$$

## 4.4 PROGRAMAÇÃO

Partindo da necessidade de auxiliar nos cálculos do projeto, foi utilizado programação em *Python* (*Spyder 4.1.4 - Python 3.8*), que conta com diversas bibliotecas que facilitam e favorecem a sua utilização.

Para obter os valores das entalpias e das entropias, foi utilizado a biblioteca *CoolProp 6.4.1*, que possui informações das propriedades de algumas substâncias. Portanto, as equações e o roteiro de cálculo citados anteriormente foram escritos em *Python*.

O *script* da programação elaborada em *Python* não será colocado no relatório do projeto pois este não é o foco principal do trabalho. O intuito principal de se utilizar programação em *Python* consistiu unicamente em simplificar e auxiliar nos cálculos das análises realizadas no trabalho.

## 5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

A partir das definições e dos dados mostrados anteriormente, realizou-se então os cálculos de balanço de energia e massa e balanço de exergia para a caldeira, para a turbina a vapor e para o sistema de condensação, através das programações elaboradas em *Python*. Os principais resultados serão mostrados nos tópicos a seguir.

### 5.1 CALDEIRA

Na Tabela 5.1 estão contidos os principais resultados obtidos nos cálculos de balanço de energia e massa e balanço de exergia para a Caldeira. O memorial de cálculo está disponível no Apêndice A.

**Tabela 5.1 – Resultados - Caldeira**

<b>Definição</b>	<b>Valor</b>
<b>Balanço Exergético</b>	
Exergia do combustível	14.626 <i>kW</i>
Exergia dos gases de combustão	9.403 <i>kW</i>
<b>Eficiências</b>	
Eficiência energética	85,73%
Eficiência exergética	37 %
<b>Irreversibilidade</b>	
Recursos	15.212 <i>kW</i>
Produto	5.629,29 <i>kW</i>
Irreversibilidade	9.582 <i>kW</i>

Fonte: Próprios autores

Analisando os cálculos realizados para a Caldeira, é possível observar que produziu-se apenas 5,6 *MW* de um total de 15,2 *MW* de recursos ou de potencial de trabalho útil disponíveis, ou seja, aproveitou-se apenas 37% deste potencial total de trabalho útil disponível. Isto mostra que, em uma caldeira, embora existam grandes fontes de energia, não é possível transformar toda a energia que entra na caldeira através do combustível em energia útil. Ou seja, o trabalho útil fornecido por uma caldeira é baixo, em virtude das grandes irreversibilidades que existem na mesma.

## 5.2 TURBINA A VAPOR

Na Tabela 5.2 estão contidos os principais resultados obtidos nos cálculos de balanço de energia e massa e balanço de exergia para a Turbina a Vapor. O memorial de cálculo está disponível no Apêndice B.

**Tabela 5.2 – Resultados - Turbina a Vapor de Contrapressão**

<b>Definição</b>	<b>Valor</b>
Entalpia de entrada ( $h_1$ )	3022,48 <i>kJ/kg</i>
Entalpia de saída ( $h_2$ )	2692,22 <i>kJ/kg</i>
Entropia de entrada ( $s_1$ )	6,7526 <i>kJ/kg · K</i>
Entropia de saída ( $s_2$ )	7,2295 <i>kJ/kg · K</i>
<b>Balanco de Energia e Massa</b>	
Potência produzida ( $\dot{W}$ )	1834,77 <i>kW</i>
Eficiência isentrópica	64,34 %
<b>Balanco Exergético</b>	
Taxa líquida de exergia entrando	2624,65 <i>kW</i>
Taxa de destruição de exergia	789,88 <i>kW</i>
Eficiência exergética	69,91 %
Taxa de exergia total disponível (Estado de saída como Estado Morto)	5631,89 <i>kW</i>

Fonte: Próprios autores

Analisando a Tabela 5.2, destaca-se a potência produzida na Turbina a Vapor de aproximadamente 1,8 *MW* e a sua eficiência isentrópica de 64%. Além disso, vale ressaltar os cálculos feitos no balanço exergético da turbina, onde foi obtida uma taxa de destruição de exergia de aproximadamente 790 *kW* e uma eficiência exergética em torno de 70%.

## 5.3 SISTEMA DE CONDENSAÇÃO

Na Tabela 5.3 estão contidos os principais resultados obtidos nos cálculos de balanço de energia e massa e balanço de exergia para o Sistema de Condensação. O memorial de cálculo está disponível no Apêndice C.

Tabela 5.3 – Resultados - Sistema de Condensação

Definição	Valor
Entalpia de entrada da água ( $h_{1h}$ )	2688,08 $kJ/kg$
Entalpia de saída da água ( $h_{2h}$ )	335,05 $kJ/kg$
Entropia de entrada da água ( $s_{1h}$ )	8,7791 $kJ/kg \cdot K$
Entropia de saída da água ( $s_{2h}$ )	1,0755 $kJ/kg \cdot K$
Entalpia de entrada do ar ( $h_{1c}$ )	47,04 $kJ/kg$
Entalpia de saída do ar ( $h_{2c}$ )	117,67 $kJ/kg$
Entropia de entrada do ar ( $s_{1c}$ )	0,1685 $kJ/kg \cdot K$
Entropia de saída do ar ( $s_{2c}$ )	0,4058 $kJ/kg \cdot K$
Balço Exergético	
Taxa de exergia entrando	122,35 $kW$
Taxa de exergia saindo	48,83 $kW$
Taxa de destruição de exergia	73,51 $kW$
Eficiência Exergética	39,91 %

Fonte: Próprios autores

Analisando a Tabela 5.3, destacam-se as taxas de exergia que entram e saem da torre de resfriamento através dos fluxos de água e ar, onde foi obtida uma taxa de destruição de exergia de aproximadamente 73,5  $kW$ , além de uma eficiência exergética em torno de 40%.

#### 5.4 ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA QUANDO HÁ VARIAÇÃO NO FLUXO DO GÁS DE ALTO-FORNO (BFG)

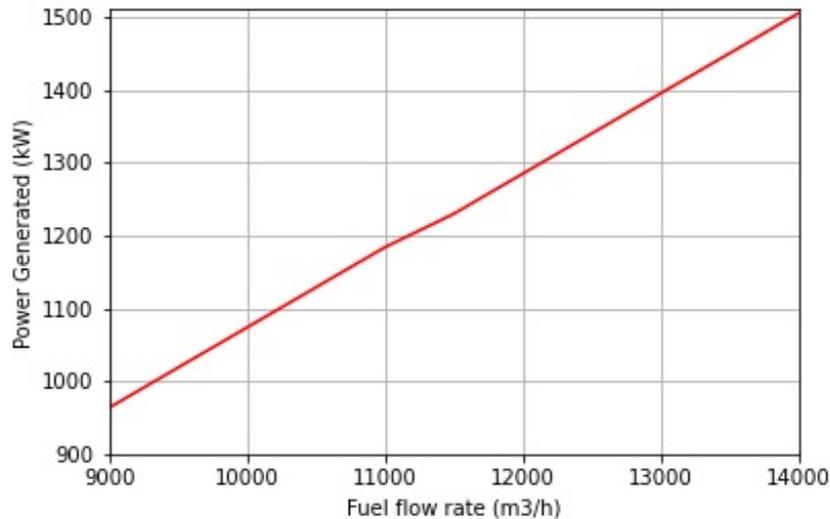
Os cálculos foram efetuados quando o gás de alto-forno (BFG) utilizado como fluxo de combustível varia. Isto afeta diretamente a geração de energia elétrica. A gama de gás de alto-forno (BFG) é mostrada na Tabela 5.4. Os dados foram obtidos junto da empresa parceira.

Tabela 5.4 – Variação do Gás de Alto-forno (BFG)

Gás de Alto-forno (BFG) - combustível	
	( $Nm^3/h$ )
Fluxo mínimo de combustível	9.000
Fluxo máximo de combustível	14.000

Como mencionado acima, existe uma gama de gás de alto-forno de 45% a 50% utilizado como combustível. É por isso que é importante realizar uma análise energética e exergetica quando esta variação existe. A Figura 5.1 mostra a relação direta entre a variação do fluxo do gás do alto-forno e a geração de energia elétrica. Quanto maior o fluxo de gás do alto-forno (BFG), maior é a geração de eletricidade.

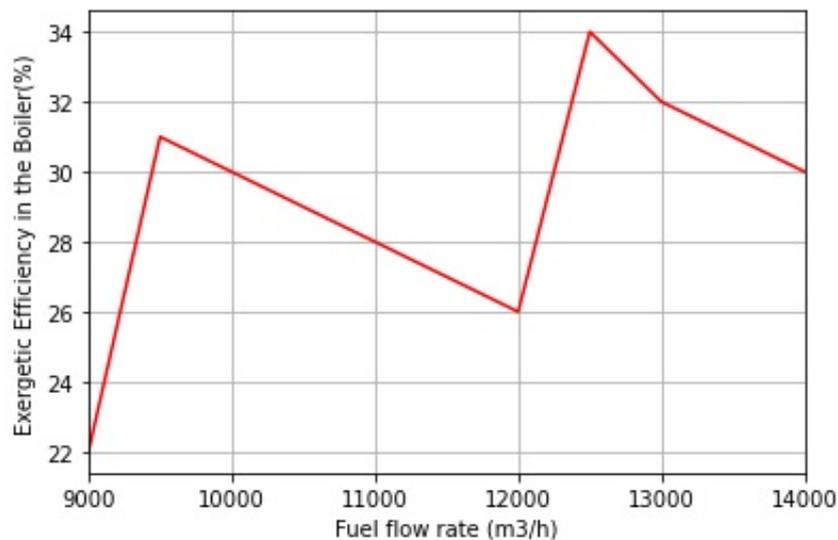
**Figura 5.1 – Variação do fluxo do gás de alto-forno versus geração de energia elétrica**



Fonte: Próprios autores

A Figura 5.2 mostra a relação entre o fluxo do gás de alto-forno e a eficiência exergetica da caldeira. Pode-se observar que a destruição de exergia deve ser considerada durante a análise exergetica. Além disso, é possível verificar que foi obtida uma eficiência exergetica máxima na caldeira de 34% para um fluxo de  $12.500 \text{ m}^3/\text{h}$ .

**Figura 5.2 – Variação do fluxo do gás de alto-forno versus Eficiência exergetica da caldeira**



Fonte: Próprios autores

## 6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Conforme foi possível observar no projeto, os processos presentes em indústrias siderúrgicas são complexos. Para conseguir uma maior eficiência, é sempre comum tentar utilizar os insumos da melhor forma possível, distribuindo-os por toda a indústria.

Como dito no decorrer do projeto, existe uma gama de gás de alto-forno de 45% a 50% que é utilizado como combustível na usina termelétrica, sendo importante realizar uma análise energética e exérgica quando esta variação existe. Desta maneira, realizou-se uma análise completa com o fluxo do gás de alto-forno (BFG) tendo um valor fixo, e, em um segundo momento, foi feita uma breve análise com o fluxo do gás de alto-forno tendo variações (como acontece em uma indústria siderúrgica), para assim ser possível verificar qual o impacto que a variação do fluxo de combustível causa nos resultados e nos aspectos do ciclo de geração de energia.. Os resultados mostram que é importante realizar uma análise exérgica, com o objetivo de observar quais equipamentos apresentam as maiores perdas, a fim de reduzi-las.

Analisando a caldeira, obteve-se uma eficiência de 86% utilizando a Primeira Lei, isto sem considerar as perdas que acontecem neste tipo de equipamento. Porém, ao realizar os cálculos exérgicos, foi obtida uma eficiência de 37%, valor esse muito inferior ao que foi obtido pela análise energética. A eficiência exérgica torna-se importante para análises de sistemas térmicos, uma vez que é uma medida verdadeira do desempenho de um sistema e indica a diferença entre a eficiência real e a eficiência ideal ou teórica.

Isto mostra que, em uma caldeira, embora existam grandes fontes de energia, não é possível transformar toda a energia que entra na caldeira através do combustível em energia útil. Ou seja, o trabalho útil fornecido por uma caldeira é baixo, em virtude das grandes irreversibilidades que existem na mesma. Tal fator poderia ser otimizado, por exemplo, aumentando a temperatura da água de alimentação da caldeira (economizador), ou melhorando a qualidade da combustão da caldeira (excesso de ar e pré-aquecedor de ar), e outras modificações que poderiam elevar a quantidade de exérgia do vapor ou reduzir a quantidade de recurso que é gasto.

Analisando os cálculos realizados para a Turbina a Vapor, é possível observar que produziu-se apenas 1,8 *MW* de potência elétrica de um total de 5,6 *MW* de potencial de trabalho útil disponível para o vapor, ou seja, aproveitou-se apenas 32% deste potencial total de trabalho útil disponível. Tal parcela poderia ser melhorada e otimizada com a utilização por exemplo de uma turbina a vapor com mais estágios, com reaquecimento e regeneração.

Ademais, cabe mencionar que foram realizadas pesquisas em bancos de dados para encontrar trabalhos e projetos com abordagens semelhantes. Foram encontrados mais trabalhos que abordam uma análise energética e exergética do alto-forno, e não da geração de energia ao utilizar os gases do alto-forno (BFG) em uma termelétrica.

Por fim, espera-se que este projeto seja de grande valia para as indústrias siderúrgicas não integradas que produzem ferro-gusa. Além do mais, fica como sugestão e recomendação, para futuros trabalhos e projetos ligados a esta área, buscar formas de otimizar e aprimorar as eficiências exergéticas calculadas do ciclo de geração de energia da siderúrgica que foi objeto de estudo deste projeto, tendo como intuito reduzir as perdas e as irreversibilidades do processo, procurando assim alcançar uma maior eficiência global do sistema.

## REFERÊNCIAS

- AHAMED, J. U.; SAIDUR, R.; MASJUKI, H. H. A review on exergy analysis of vapor compression refrigeration system. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 15, n. 3, p. 1593–1600, 2011.
- CARPIO, R. C. **Avaliação técnico econômica de sistemas avançados de cogeração com altos parâmetros de vapor no setor sucroalcooleiro brasileiro**. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2000.
- CHAVES, E. L. **Gestão ambiental do gás do alto-forno e avaliação dos sistemas de controle atmosféricos de siderúrgica, viabilizando um sistema de geração de energia elétrica**. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Ambiental, Florianópolis, 2013.
- DINCER, I.; ZAMFIRESCU, C. **Sustainable Hydrogen Production**. 1. ed. Amsterdam: Elsevier, 2016.
- FERREIRA, V. P.; TORRES, E. A.; SILVA, L. F. Análise energética e exergetica de uma bomba centrífuga acionada por um motor diesel alimentado com diesel, biodiesel e misturas binárias e terciárias de diesel, biodiesel e álcool anidro. **X Congresso Ibero-Americano em Engenharia Mecânica, CIBEM10**, v. 1, p. 1247–1258, 2011.
- JACOMINO, V. M. F.; CASTRO, L. F. A. de; RIBEIRO, E. D. L.; LEÃO, M. M. D.; SOUZA, C. M. de; GOMES, A. M.; ALMEIDA, M. L. B.; FURIATTI, L. E. **Controle ambiental das indústrias de produção de ferro-gusa em altos-fornos a carvão vegetal**. Belo Horizonte - Projeto Minas Ambiente: Segrac Editora e Gráfica Ltda., 2002.
- KOTAS, T. J. **The Exergy Method of Thermal Plant Analysis**. Malabar, Florida: Krieger Publishing Company, 1995.
- LINERO, F. A. B. Caldeiras funcionamento e operação. **Maceió**, 2008.
- MACHADO, M. L. P.; SOBRINHO, V. P. F. M.; ARRIVABENE, L. F. Siderurgia para não siderurgistas. **Vitória**, 2003.
- MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N.; BOETTNER, D. D.; BAILEY, M. B. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2013.
- SILVA, J. D. **Análise termoeconômica do processo de geração de vapor e potência do segmento de celulose e papel**. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Itajubá, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Itajubá, 2002.
- ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 7. ed. Porto Alegre: AMGH, 2013.

## APÊNDICE A – CÁLCULOS - CALDEIRA

A seguir, é mostrado de forma mais detalhada os cálculos que foram utilizados para obter os valores para exergia do combustível e dos gases de combustão. Os mesmos cálculos foram realizados em *Python*.

### EXERGIA DO COMBUSTÍVEL

Dados:

- Vazão:  $14.166 \text{ Nm}^3/h$
- PCI:  $3.768 \text{ kJ/Nm}^3$
- Temperatura:  $368,15 \text{ K}$
- Temperatura estado morto ( $T_o$ )= $298,15 \text{ K}$
- Pressão:  $10^5 \text{ N/m}^2$
- R:  $8,314 \text{ Nm/kmolK}$

Número de mols:

$$n = \frac{P \cdot \dot{V}}{R \cdot T}$$
$$n = \frac{10^5 \cdot (14.166/3600)}{8,314 \cdot 368,15}$$
$$n = 0,1485 \text{ kmol/s}$$

Primeiramente, antes de utilizar a Eq. 27, é preciso saber o  $C_p$  dos elementos químicos do combustível para uma temperatura de  $368,15 \text{ K}$ , mostrados na Tabela A.1.

Tabela A.1 – Valores de  $C_p$  para  $368,15 \text{ K}$

Composição	$C_p$ [kJ/kmol]
CO	29,22
H <sub>2</sub>	28,80
H <sub>2</sub> O	33,20
CH <sub>4</sub>	36,90
N <sub>2</sub>	29,23
CO <sub>2</sub>	38,30
O <sub>2</sub>	27,20

Fonte: (KOTAS, 1995)

A Tabela A.2 apresenta os valores de  $b_{gk}^\circ$  dos elementos da equação química, que serão utilizados em seguida tanto para o cálculo da exergia do combustível quanto para a dos gases de combustão.

**Tabela A.2 – Valores de  $b_{gk}^\circ$**

Composição	$b^\circ$ [kJ/kmol]
$CO$	275430
$H_2$	238490
$H_2O$	11710
$CH_4$	836510
$N_2$	720
$CO_2$	20140
$O_2$	3970

Fonte: (KOTAS, 1995)

Realizando os cálculos em *Python*, foi possível obter os valores mostrados em A.3.

**Tabela A.3 – Cálculos para encontrar  $b_{mg}^\circ$**

	Resultados
$\sum_k (n_{gk} \cdot Cp_{gk}^b)$	31, 013
$\sum_k (y_{gk} \cdot b_{gk}^\circ)$	87.027, 769
$\sum_k (y_{gk} \cdot \ln y_{gk})$	-1, 40
$b_{mg}^\circ$	83.018, 26 kJ/kmol
$B_g$	14.623, 09 kW

Fonte: Próprios autores

## EXERGIA DOS GASES DE COMBUSTÃO

Realizando o balanço estequiométrico:

$$0,0353CO + 0,0087H_2 + 0,0157H_2O + 0,00162CH_4 + 0,0744N_2 + 0,02352CO_2 + \mathbf{a}(O_2 + 3,76N_2)$$

$$\rightarrow \mathbf{b}CO_2 + 0,02352CO_2 + \mathbf{c}H_2O + \mathbf{d}N_2 \quad (43)$$

Calculando os coeficientes:

$$\mathbf{b} = 0,0353 + 0,00162 = 0,03692$$

$$\mathbf{c} = 0,0087 + 0,0157 + (0,00162 \cdot 2) = 0,02764$$

$$\mathbf{a} = (0,14852 - 0,09804)/2 = 0,02524$$

$$\mathbf{d} = [(3,76 \cdot 2 \cdot 0,02524) + (0,0744 \cdot 2)] / 2 = 0,1693$$

Substituindo nos produtos da Equação 43:

$$0,0353CO + 0,0087H_2 + 0,0157H_2O + 0,00162CH_4 + 0,0744N_2 + 0,02352CO_2 + \mathbf{0,02524}(O_2 + 3,76N_2) \\ \rightarrow \mathbf{0,03692}CO_2 + 0,02352CO_2 + \mathbf{0,02764}H_2O + \mathbf{0,1693}N_2$$

Realizando os cálculos para descobrir a quantidade de  $O_2$  para 10% utilizando a equação 25:

- % de  $O_2$  livre: 10%

$$0,1 = \frac{O_2}{(0,03692 + 0,02352 + 0,1693) + 4,76O_2}$$

$$O_2 = 0,04384 \text{ kmol/s}$$

Calculando também os novos valores para as variáveis  $\mathbf{a}$  e  $\mathbf{d}$ :

$$a = (0,2362 - 0,09804)/2 = 0,069$$

$$d = [(3,76 \cdot 2 \cdot 0,069) + (0,0744 \cdot 2)] / 2 = 0,334$$

Reação de combustão com excesso de ar:

$$0,0353CO + 0,0087H_2 + 0,0157H_2O + 0,00162CH_4 + 0,0744N_2 + 0,02352CO_2 + \mathbf{0,069}(O_2 + 3,76N_2) \\ \rightarrow \mathbf{0,03692}CO_2 + 0,02352CO_2 + \mathbf{0,02764}H_2O + \mathbf{0,334}N_2 + \mathbf{0,04384}O_2$$

A Tabela A.4 mostra alguns dados dos gases de combustão, obtidos pela equação estequiométrica com excesso de ar.

**Tabela A.4 – Composição Elementar dos Gases de Combustão**

	$CO_2$	$CO_2(\text{comb})$	$H_2O$	$N_2$	$O_2$
<b>M.M</b>	44	44	18	28	32
$n_i$	0,03692	0,02352	0,02764	0,334	0,04384
$y_i = \frac{n_i}{n_t}$	0,079	0,0505	0,0593	0,7167	0,094

### Dados:

- $R = 8,314 \text{ Nm/kmol} \cdot \text{K}$
- $T_o = 25^\circ\text{C}$
- $T_g = 600^\circ\text{C} = 873,15 \text{ K}$
- $n_t = 0,466 \text{ kmol/s}$

A Tabela A.5 apresenta os valores de  $C_p$  que serão utilizados na temperatura dos gases de combustão.

Tabela A.5 – Valores de  $C_p$  para  $600^\circ\text{C}$

Composição	$C_p[\text{kJ/kmol} \cdot \text{K}]$
$\text{CO}_2$	45,76
$\text{H}_2\text{O}$	35,74
$\text{N}_2$	30,35
$\text{O}_2$	31,57

Fonte: (KOTAS, 1995)

A Tabela A.6 mostra os resultados obtidos em *Python* para as equações de Exergia.

Tabela A.6 – Cálculos para Exergia dos gases de combustão

	Resultados
$\sum_k (n_{gk} \cdot C_{p_{gk}}^b)$	14,93
$\sum_k (y_{gk} \cdot b_{gk}^\circ)$	4.215,6533
$\sum_k (y_{gk} \cdot \ln y_{gk})$	-0,979
$b_{mg}^\circ$	1790 kJ/kmol
$B_g$	9.403 kW

Fonte: Próprios autores

## APÊNDICE B – CÁLCULOS - TURBINA A VAPOR

A seguir, é mostrado de forma mais detalhada os cálculos que foram realizados no balanço energético e exerético da Turbina a Vapor. Os mesmos cálculos foram realizados em *Python*.

### Dados:

Temperatura de admissão do vapor: 300°C

Pressão de admissão do vapor: 21  $kgf/cm^2$

Pressão de saída do vapor: 1,5  $kgf/cm^2$  (vapor saturado)

Vazão mássica de vapor: 20  $t/h = 5,55 kg/s$

**Tabela B.1 – Propriedades obtidas - CoolProp**

Entalpia de entrada ( $h_1$ )	3022,48 $kJ/kg$
Entalpia de saída ( $h_2$ )	2692,22 $kJ/kg$
Entalpia de saída isentrópica ( $h_{2s}$ )	2509,14 $kJ/kg$
Entalpia do estado morto ( $h_0$ )	104,92 $kJ/kg$
Entropia de entrada ( $s_1$ )	6,7526 $kJ/kg \cdot K$
Entropia de saída ( $s_2$ )	7,2295 $kJ/kg \cdot K$
Entropia do estado morto ( $s_0$ )	0,3672 $kJ/kg \cdot K$

Fonte: Próprios autores

### BALANÇO DE ENERGIA E MASSA

$$MBE : \dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m} = 5,55 kg/s$$

- **Potência produzida**

$$\dot{W} = \dot{m}(h_1 - h_2) = 5,55(3022,48 - 2692,22) = 1834,77 kW$$

- **Eficiência Isentrópica**

$$\eta = \frac{\dot{W}}{\dot{W}_s} = \frac{\dot{m}(h_1 - h_2)}{\dot{m}(h_1 - h_{2s})} = \frac{5,55(3022,48 - 2692,22)}{5,55(3022,48 - 2509,14)} = 0,6434 \text{ ou } 64,34\%$$

## BALANÇO EXERGÉTICO

Considerando os estados de entrada e saída da turbina bem definidos, tem-se:

- **Taxa líquida de exergia entrando**

$$\begin{aligned}\dot{E}x_{cons} &= \dot{m}[(h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2)] = 5,55[(3022,48 - 2692,22) - T_0(6,7526 - 7,2295)] \\ &\therefore \dot{E}x_{cons} = 2624,65 \text{ kW}\end{aligned}$$

- **Taxa de destruição de exergia**

$$\dot{E}x_d = \dot{E}x_{cons} - \dot{W} = 2624,65 - 1834,77 = 789,88 \text{ kW}$$

- **Eficiência exergética**

$$\psi = \frac{\dot{W}}{\dot{E}x_{cons}} = \frac{1834,77}{2624,65} = 0,6991 \text{ ou } 69,91\%$$

Considerando o estado de saída da turbina como sendo o estado morto, tem-se:

- **Taxa de exergia total disponível**

$$\begin{aligned}\dot{E}x_{tot} &= \dot{m}[(h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0)] = 5,55[(3022,48 - 104,92) - T_0(6,7526 - 0,3672)] \\ &\therefore \dot{E}x_{tot} = 5631,89 \text{ kW}\end{aligned}$$

## APÊNDICE C – CÁLCULOS - SISTEMA DE CONDENSAÇÃO

A seguir, é mostrado de forma mais detalhada os cálculos que foram realizados no balanço energético e exergético do Sistema de Condensação. Os mesmos cálculos foram realizados em *Python*.

### Dados:

Temperatura de admissão do vapor:  $100^{\circ}C$

Temperatura de saída da água:  $80^{\circ}C$

Pressão de admissão do vapor:  $0,05 \text{ kgf/cm}^2$

Pressão de saída da água: 1 atm (pressão atmosférica)

Vazão da água/vapor:  $2,52 \text{ m}^3/h \approx 0,679 \text{ kg/s}$

Temperatura de admissão do ar:  $27^{\circ}C$

Temperatura de saída do ar:  $40^{\circ}C$

Pressão de admissão e de saída do ar: 1 atm (pressão atmosférica)

Vazão do ar:  $210.000 \text{ m}^3/h$  cada ventilador (4 ventiladores no total)  $\approx 280 \text{ kg/s}$

**Tabela C.1 – Propriedades obtidas - CoolProp**

Entalpia de entrada do vapor ( $h_{1h}$ )	2688,08 $\text{kJ/kg}$
Entalpia de saída da água ( $h_{2h}$ )	335,05 $\text{kJ/kg}$
Entalpia de entrada do ar ( $h_{1c}$ )	47,04 $\text{kJ/kg}$
Entalpia de saída do ar ( $h_{2c}$ )	117,67 $\text{kJ/kg}$
Entalpia do estado morto da água ( $h_{0water}$ )	104,92 $\text{kJ/kg}$
Entalpia do estado morto do ar ( $h_{0air}$ )	50,42 $\text{kJ/kg}$
Entropia de entrada do vapor ( $s_{1h}$ )	8,7791 $\text{kJ/kg} \cdot K$
Entropia de saída da água ( $s_{2h}$ )	1,0755 $\text{kJ/kg} \cdot K$
Entropia de entrada do ar ( $s_{1c}$ )	0,1685 $\text{kJ/kg} \cdot K$
Entropia de saída do ar ( $s_{2c}$ )	0,4058 $\text{kJ/kg} \cdot K$
Entropia do estado morto da água ( $s_{0water}$ )	0,3672 $\text{kJ/kg} \cdot K$
Entropia do estado morto do ar ( $s_{0air}$ )	0,1807 $\text{kJ/kg} \cdot K$

Fonte: Próprios autores

## BALANÇO DE ENERGIA E MASSA

$$MBE: \quad \dot{m}_{1h} = \dot{m}_{2h} = \dot{m}_h = 0,679 \text{ kg/s} \quad e \quad \dot{m}_{1c} = \dot{m}_{2c} = \dot{m}_c = 280 \text{ kg/s}$$

## BALANÇO EXERGÉTICO

- **Taxa de exergia entrando**

$$\begin{aligned} \dot{E}x_{IN} &= \dot{m}_h[(h_{1h} - h_{0water}) - T_0(s_{1h} - s_{0water})] + \dot{m}_c[(h_{1c} - h_{0air}) - T_0(s_{1c} - s_{0air})] = \\ &0,679[(2688,08 - 104,92) - T_0(8,7791 - 0,3672)] + 280[(47,04 - 50,42) - T_0(0,1685 - 0,1807)] \\ &\therefore \dot{E}x_{IN} = 122,35 \text{ kW} \end{aligned}$$

- **Taxa de exergia saindo**

$$\begin{aligned} \dot{E}x_{OUT} &= \dot{m}_h[(h_{2h} - h_{0water}) - T_0(s_{2h} - s_{0water})] + \dot{m}_c[(h_{2c} - h_{0air}) - T_0(s_{2c} - s_{0air})] = \\ &0,679[(335,05 - 104,92) - T_0(1,0755 - 0,3672)] + 280[(117,67 - 50,42) - T_0(0,4058 - 0,1807)] \\ &\therefore \dot{E}x_{OUT} = 48,83 \text{ kW} \end{aligned}$$

- **Exergia destruída**

$$\dot{E}x_d = \dot{E}x_{IN} - \dot{E}x_{OUT} = 122,35 - 48,83 = 73,51 \text{ kW}$$

- **Eficiência exergética**

$$\psi = \frac{\dot{E}x_{OUT}}{\dot{E}x_{IN}} = \frac{48,83}{122,35} = 0,3991 \text{ ou } 39,91\%$$