

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA
DO RIO DE JANEIRO



Pedro Henrique de Alcantara Herdy Silva

**Modelagem energética, exergética e econômica
de um ciclo combinado baseado em uma
microturbina a gás operando com biogás para
geração de energia elétrica e água aquecida**

Projeto de Graduação

Projeto de Graduação apresentado ao Departamento de Engenharia
Mecânica da PUC-Rio

Orientador: José Alberto dos Reis Parise, PhD
Coorientador: Leandro Andrade Furtado, MSc

Rio de Janeiro

Junho de 2021

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus pais, Luiz Augusto e Elenice, pelo apoio e confiança em toda minha jornada até este presente momento.

Agradeço, também, à toda minha família, pelo apoio ao longo de toda minha formação, como profissional e ser humano.

Agradeço ao meu orientador e coorientador, José Alberto Parise e Leandro Furtado, pelo apoio e confiança no desenvolvimento deste trabalho.

Agradeço aos inúmeros amigos da equipe Reptiles Baja, pelos bons momentos que proporcionaram ao longo do curso de engenharia mecânica. Amigos que levarei para toda minha vida. Tudo nosso!

Agradeço a Ana Júlia, minha companheira de todos os momentos, pelo amor e apoio incondicional em minha trajetória de formação e vida.

RESUMO

Modelagem energética, exergética e econômica de um ciclo combinado baseado em uma microturbina a gás operando com biogás para geração de energia elétrica e água aquecida

Este estudo tem como objetivo analisar a possibilidade de implementar um projeto de cogeração de energia elétrica e água aquecida em propriedades rurais a partir da utilização de biogás como combustível. Utilizou-se como fonte de energia, um conjunto gerador baseado no ciclo Brayton em que, foi elaborado um estudo térmico e exergético, baseados na primeira e segunda lei da termodinâmica, na busca de fontes de perda de energia e irreversibilidades. Foram criados três cenários de temperatura ambiente onde apresentaram-se dados quantitativos da eficiência elétrica, energética e exergetica, além das taxas de exergia destruída em cada um dos componentes e para o ciclo como um todo. Adicionalmente, desenvolveu-se um modelo econômico do projeto, onde foram considerados os custos associados a implementação e de operação da planta geradora como, biodigestor para produção de biogás, microturbina a gás, trocador de calor, materiais para obra civil, manutenções e compra de insumos. Como receita, considerou-se o valor que deixou de ser pago com a compra de energia da rede básica em BRL/kWh. Ao final do estudo foi possível comprovar que para temperaturas mais altas há uma perda da eficiência elétrica, térmica e exergética da turbina. E atestou-se que o aproveitamento do calor rejeitado pelos gases de descarga aumentou a eficiência do ciclo e reduziu a taxa global de destruição de exergia. Economicamente o projeto se mostrou viável, com VPL positivo e com taxa de retorno superior à taxa de desconto proposta.

Palavras chaves: Microturbina a gás. Biogás. Ciclo Brayton. Recuperação de calor residual. Análise Termodinâmica. Análise Exergética. Análise Econômica.

ABSTRACT

Energetic, exergetic and economical modeling of a combined cycle based on a micro gas turbine operating with biogas to generate electricity and heated water

This study aims to analyze the possibility of implementation of a cogeneration system to produce electricity and heated water in rural properties using biogas as fuel. A generator based on the Brayton cycle was proposed as energy source, which a thermal and exergetic study, based on the first and second laws of thermodynamics was carried out, searching for sources of energy loss and irreversibility's. Three ambient temperature scenarios were created, where quantitative data of electrical, energy and energy efficiency were presented, as exergy rates destroyed in each component and for the whole cycle as well. Also, an economic model of the project was developed, which the costs associated with the implementation and operation of the plant were considered, such as biodigester for biogas production, micro gas turbine, heat exchanger, materials for civil works, maintenance and purchase of others materials. As revenue, it was considered the amount of energy that was not purchase from the basic grid in BRL/kWh. At the end of the study, it was possible to prove that in higher temperatures the electrical, thermal and exergetic efficiency are lower, when compared to lower temperatures. And it was attested that the use of rejected heat exchanger increased the efficiency of the cycle and reduced the overall rate of exergy destruction. Economically, the project proved to be viable, with a positive NPV and with a rate of return higher than the proposed discount rate.

Key-words: Micro gas turbine. Biogas. Brayton cycle. Waste heat recovery. Thermodynamic Analysis. Exergetic Analysis. Economic analysis.

SÚMARIO

1 INTRODUÇÃO	1
1.1. Motivação	1
1.2. Objetivos	2
2 ELEMENTOS APLICADOS A PLANTA PROPOSTA	3
2.1. Visão Geral	3
2.2. Biogás	3
2.2.1. Propriedades do Biogás	4
2.2.2. Composição do Biogás de Referência	5
2.3. Microturbina a Gás	5
2.4. Trocador de Calor de Recuperação	8
3 FUNDAMENTOS DA ANÁLISE TERMODINÂMICA	11
3.1. Introdução	11
3.2. Análise Energética	11
3.2.1. Primeira Lei da Termodinâmica	11
3.2.2. Segunda Lei da Termodinâmica	13
3.3. Análise Exergética	14
3.3.1. Apresentação da Exergia	14
3.3.2. Componentes da Exergia	15
3.4. Modelagem Termodinâmica dos Equipamentos	17
3.4.1. Compressor	17
3.4.2. Recuperador	20
3.4.3. Câmara de Combustão	21
3.4.4. Turbina	24
3.4.5. Gerador Elétrico	25
3.4.6. Trocador de Calor de Recuperação	25
3.4.7. Gases de Exaustão Liberados para o Ambiente	27
3.5. Análise geral do ciclo	27
4 FUNDAMENTOS DA ANÁLISE ECONÔMICA	29

4.1. Introdução	29
4.2. Premissas do Modelo	29
4.2.1. Premissas de Mercado	29
4.2.2. Premissas do Capital Investido	30
4.3. Critérios de Investimento	32
4.3.1. Valor Presente Líquido	32
4.3.2. Taxa Interna de Retorno	33
4.3.3. Payback Simples	33
4.3.4. Payback Descontado	33
5 RESULTADOS E DISCUSSÕES	34
5.1. Introdução	34
5.2. Premissas e Dados Utilizados para a Análise Termodinâmica	34
5.3. Resultados Termodinâmicos	36
5.3.1. Eficiência Térmica da Microturbina a Gás e do Ciclo	37
5.3.2. Potência Líquida da Microturbina a Gás	38
5.3.3. Eficiência Elétrica da Microturbina a Gás	38
5.3.4. Eficiência Exergética da Microturbina a Gás e do Ciclo	39
5.3.5. Taxa de Destruição de Exergia nos Componentes do Ciclo	41
5.4. Premissas e Dados Utilizados para a Análise Econômica	42
5.5. Resultados Econômicos	44
6 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	45
6.1. Conclusões	45
6.2. Recomendações	46
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	47

Lista de Figuras

1.1: Capacidade total de geração de energia em construção por fonte_____	1
2.1 Layout da planta proposta_____	3
2.2: (a) Ciclo Brayton aberto; (b) Diagrama T-s idela e real do ciclo aberto_____	6
2.3: (a) Ciclo Brayton com recuperador; (b) Diagrama T-s ideal com recuperador____	6
2.4: Microturbina Capstone C30_____	7
2.5: (a) Esquema e representação gráfica de trocador com calor de escoamento corrente; (b) Esquema e representação gráfica de trocador de calor com escoamento contracorrente_____	9
2.6: Trocador de calor cruzado ar-água_____	9
2.7: (a) Escoamento cruzado não misturado; (b) Escoamento cruzado misturado____	10
3.1: Esquema do volume de controle do compressor_____	18
3.2: Esquema do volume de controle do recuperador_____	20
3.3: Esquema do volume de controle da câmara de combustão_____	22
3.4: Esquema do volume de controle da turbina_____	23
3.5: Esquema do volume do trocador de calor de recuperação_____	25
4.1: Seção transversal do biodigestor modelo tubular_____	29
5.1: Eficiência térmica da microturbina a gás e do ciclo_____	36
5.2: Potência compressor, turbina e líquida_____	37
5.3: Eficiência térmica elétrica da microturbina a gás _____	38
5.4: Eficiência exergética da microturbina a gás e do ciclo completo_____	39
5.5: Taxa de destruição de exergética dos componentes presentes no ciclo_____	40
5.6: VLP versus TIR para os dois cenários de investimento_____	43

Lista de Tabelas

2.1: Poder Calorífico Inferior de gases	4
2.2: Composição Média do Biogás	5
2.3: Parâmetros da microturbina Capstone	8
3.1: Constantes para o cálculo do c_p de gases perfeitos	13
3.2: Parâmetros do compressor	19
4.1: Custos envolvidos na elaboração do projeto	31
5.1: Parâmetros Variados	33
5.2: Dados Ambientais Constantes	33
5.3: Dados da Turbina Capstone C30 Constantes	34
5.4: Dados do Trocador de Calor de Recuperação Constantes	35
5.5: Dados do Biogás	35
5.6: Eficiência térmica da microturbina a gás e do ciclo	36
5.7: Potência compressor, microturbina e líquida	37
5.8: Eficiência térmica elétrica da microturbina a gás	38
5.9: Eficiência exergética da microturbina a gás e do ciclo completo	39
5.10: Eficiência exergética dos componentes presentes no ciclo	39
5.11: Taxa de destruição de exergética dos componentes presentes no ciclo	40
5.12: Premissas de geração e consumo de energia	41
5.13: Custos de implementação, financiados e não financiados	42
5.14: Custos operacionais	42
5.15: Taxas de juros envolvidas na operação	42
5.16: Resultados para os diferentes critérios de investimento	43

Lista de Símbolos

Símbolos Latinos

\dot{B}	Igual a Fluxo de exergia de Escoamento (kW)
b	Igual a Exergia específica (kJ/kg)
c_p	Igual a Calor específico a pressão constante
FC	Igual a Fluxo de caixa
h	Igual a Entalpia específica (kJ/kg)
i	Igual a Irreversibilidade (kJ/kg)
j	Igual a Taxa de juros (%)
k	Igual a Razão c_p/c_v
\dot{m}	Igual a Fluxo de massa (kg/s)
V	Igual a Velocidade (m/s)
v	Igual a Razão volumétrica (%)
VPL	Igual a Valor presente líquido (BRL)
P	Igual a Pressão (kPa)
PCI	Igual a Poder calorífico inferior (kJ/kg)
\dot{Q}	Igual a Fluxo de calor (kW)
R	Igual a Constante do gás (kJ/kg.K)
RAC	Igual a Razão ar combustível
RP	Igual a Razão de pressão
s	Igual a Entropia específica (kJ/kg K)
T	Igual a Temperatura (K)
TIR	Igual a Taxa interna de retorno (%)
X	Igual a Exergia específica (kJ/kg)
\dot{X}	Igual a Fluxo de exergia (kW)
Z	Igual à Altura (m)

Símbolos Gregos

Δ	Referente à variação de um parâmetro
η	Eficiência térmica baseada na primeira lei
θ	Temperatura em Kelvin dívida por 1000

ρ	Densidade (kg/m ³)
ψ	Eficiência exergetica baseada na segunda lei

Subscritos

0	Referente ao estado de referência
<i>água</i>	Referente ao fluxo de massa de água
<i>ar</i>	Referente ao fluxo de massa de ar
<i>Biogás</i>	Referente ao biogás
<i>CH₄</i>	Referente ao metano
<i>c</i>	Referente ao compressor
<i>cc</i>	Referente à câmara de combustão
<i>cg</i>	Conjunto Gerador
<i>ciclo</i>	Referente ao ciclo completo, incluindo o trocador de calor
<i>comb</i>	Referente ao combustível
<i>e</i>	Entradas dos fluxos em volume de controle
<i>elet</i>	Referente a energia elétrica gerada
<i>est</i>	Estequiométrico
<i>g</i>	Referente ao Gerador
<i>gex</i>	Referente ao fluxo de massa dos gases de exaustão
<i>rec</i>	Referente ao recuperador
<i>ref</i>	Referente à dados de referência
<i>t</i>	Referente à turbina
<i>tc</i>	Referente ao trocador de calor
<i>VC</i>	Referente ao volume de controle
<i>s</i>	Saída dos fluxos em volume de controle

1 INTRODUÇÃO

1.1. Motivação

O mundo, de uma maneira geral, move-se em direção ao crescimento econômico, resultando em uma demanda crescente por energia elétrica. Ao mesmo tempo, o cenário atual é de revisão das matrizes existentes em busca por soluções mais eficientes e menos nocivas ambientalmente.

Segundo dados apresentados pelo sistema SIGA da ANEEL (2021), o Brasil apresenta, atualmente, uma matriz elétrica muito dependente de fontes hidráulicas, responsável por cerca de 60% de toda capacidade instalada. No entanto, este cenário já se mostrou problemático em períodos de estiagem muito severos. Com base nesta problemática, a matriz elétrica brasileira vem caminhando para uma maior diversificação em sua estrutura, adotando, cada vez mais, outras fontes ao seu portfólio como, eólica, solar, térmicas e fontes de energia alternativa.

Ainda, segundo dados da plataforma SIGA da ANEEL (2021), no ano de 2021, existem 12 GW de capacidade em construção, sendo 31% desta capacidade proveniente de fontes fósseis não renováveis, representando um retrocesso ambiental e uma abertura a uma maior oscilação no preço da energia devido a variações no valor do petróleo e seus derivados no mercado internacional.

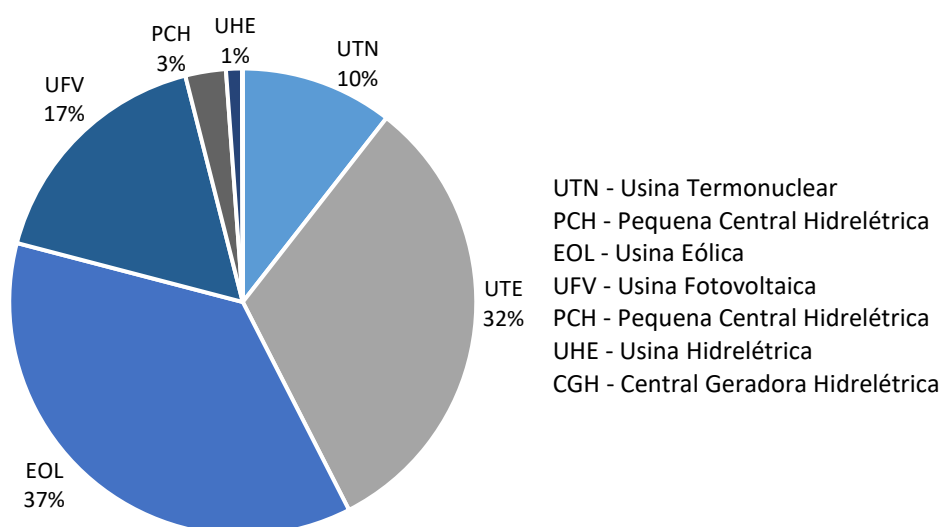


Figura 1.1: Capacidade total de geração de energia em construção por fonte

Ao mesmo tempo, o Brasil possui um enorme potencial para a geração de energia via fontes alternativas, setor esse, ainda pouco explorado. O Brasil sendo

responsável por uma das maiores produções agrícolas e pecuárias do planeta ademais, com centros urbanos populosos, mediante o tratamento dos resíduos e dejetos gerados pode-se obter o biogás, uma fonte de energia menos nociva ao meio ambiente.

Takaki (2006) propõe o estímulo a geração independente e descentralizada de energia elétrica como alternativa de crescimento mais otimizada, frente ao modelo antiquado de desenvolvimento de grandes usinas centralizadas.

Dentro do campo de opções de geração de energia distribuída, as pequenas centrais térmicas apresentam-se como opção e, mais especificamente, as microturbinas a gás destacam-se como uma tecnologia relativamente recente, porém com grande potencial e compatível com o uso de biogás.

Como forma de potencializar as vantagens do uso de uma pequena central térmica está a adoção de um sistema de cogeração. Essa opção permite reduzir custos operacionais e economizar combustível, por meio de uma eficiente utilização da energia para a produção de eletricidade e outras formas de utilidades. Somado ao fato de o sistema de cogeração possibilitar a diminuição dos poluentes rejeitados para atmosfera (TAKAKI, 2006).

1.2. Objetivos

Este trabalho pretende avaliar viabilidade técnica e econômica do uso do biogás proveniente da digestão anaeróbia, fermentação na ausência de oxigênio, de resíduos agrícolas, dejetos da criação de animais e resíduos urbanos, como combustível auxiliar, para geração de energia elétrica em ciclos combinados híbridos com turbinas a gás comercialmente disponíveis, e assim flexibilizar o uso exclusivo de gás natural, de origem fóssil.

Para isso, uma análise energética e exergética da microturbina a gás e do trocador de calor acoplado aos gases de descarga será realizada, a fim de, analisar a eficiência do conjunto e encontrar os pontos em que se concentram as maiores irreversibilidades.

Por fim, um modelo financeiro será desenvolvido visando comprovar, ou não, a competitividade financeira do conjunto frente à compra de energia da rede de distribuição.

2 ELEMENTOS APLICADOS A PLANTA PROPOSTA

2.1. Visão Geral

A planta proposta tem por objetivo gerar energia elétrica e água aquecida para uma propriedade rural a partir de biogás gerado na mesma. A figura 2.1 apresenta uma visão geral da planta proposta pelo estudo.

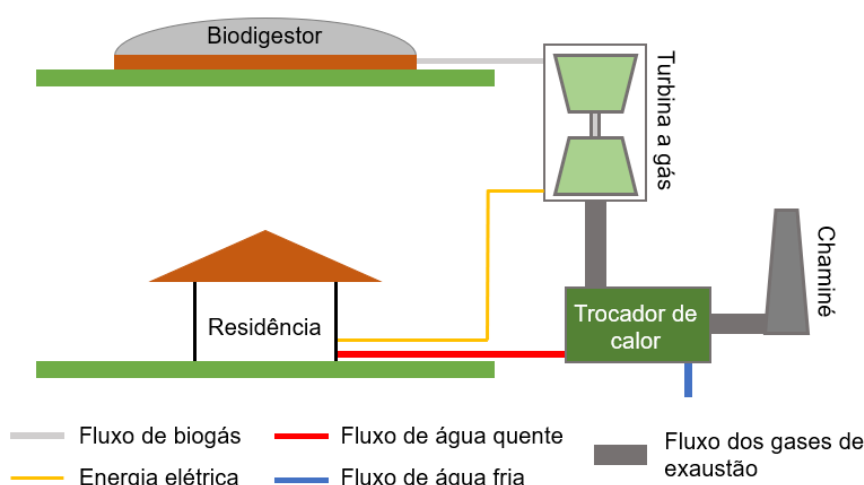


Figura 2.1: Layout da planta proposta

2.2. Biogás

O biogás apresenta-se como um conjunto de gases provenientes da decomposição natural de matéria orgânica sólida ou líquida por micro-organismos em anaerobiose (ARAÚJO et al. 2014). Majoritariamente, o biogás é composto por dióxido de carbono e metano, sendo este último o responsável por determinar seu potencial energético. Segundo Suzuki et al. (2011) o teor de metano no biogás varia de 40 a 75%, dependendo da matriz orgânica utilizada. Ao mesmo tempo, o processo de biodigestão converte apenas 2,0 a 4,0% do peso da matéria orgânica utilizada em biogás.

Segundo Araújo et al. (2014) o biogás quando comparado ao gás natural, possui baixa densidade energética devido à alta concentração gás carbônico (CO_2), considerado abafante, com razão variando de 25% a 40%. Outros gases também estão presentes em menores quantidades, inferiores a 1%, como, nitrogênio (N_2), monóxido de carbono (CO) e sulfeto de hidrogênio (H_2S), sendo este último bastante corrosivo (SOUZA et al. 2003; SUZUKI et al. 2011).

2.2.1. Propriedades do Biogás

A análise energética do conjunto gerador depende da definição de algumas propriedades do combustível utilizado.

A primeira delas é o poder calorífico, como já falado, este depende diretamente da concentração de metano presente na composição (ARAÚJO et al. 2014; SOUZA et al. 2003; SUZUKI et al. 2011).

Desta forma, o poder calorífico inferior do biogás pode ser escrito como:

$$PCI_{Biogás} = v_{CH_4} \cdot PCI_{CH_4} \quad (2.1)$$

Sendo:

v_{CH_4} : a razão volumétrica de metano (CH₄) (%);

PCI_{CH_4} : o poder calorífico inferior do metano (kJ/kg);

$PCI_{Biogás}$: o poder calorífico inferior do biogás (kJ/kg).

Como a concentração de metano depende da fonte orgânica geradora, não há um valor predeterminado para o poder calorífico do biogás. No entanto, quando purificado, este valor pode chegar próximo a 44 MJ/m³ (ARAÚJO et al., 2014). Para o biogás não purificado o poder calorífico inferior se aproxima de valores na faixa de 17 a 25 MJ/m³ (CHANG et al., 2019).

Tabela 2.1: Poder Calorífico Inferior de gases

Gás	Poder Calorífico Inferior (kcal/m ³)
Metano	8.500
Gás de Cidade	4.000
Gás Natural	8.554
Biogás	5.500

Fonte: GENOVESE (2006)

Outra propriedade importante para a análise do combustível é a densidade, que segundo SOUZA (2003), pode ser determinada como:

$$\rho_{Biogás} = \frac{v_{CH_4} \cdot 0,679 + (1 - v_{CH_4}) \cdot 1,841}{1,206} \quad (2.2)$$

2.2.2. Composição do Biogás de Referência

Como destacado em seções anteriores, o biogás não possui uma composição padrão. Para fins deste estudo, utilizou-se a composição média do gás apresentada no estudo de CHANG et al. (2019), proveniente da Estação de Tratamento de Esgoto de Bali, Taiwan. A tabela 2 apresenta a composição média do biogás, contando apenas com um processo de remoção de sulfeto de hidrogênio (H_2S).

Tabela 2.2: Composição Média do Biogás

	CH_4	CO_2	H_2	H_2S	Ar
Concentrações na planta de tratamento	$56,1 \pm 8,0$	$25,5 \pm 9,8$	0,5	$0,99 \pm 0,07$	18,4
Concentrações aferidas em laboratório	$42,3 \pm 1,2$	$28,9 \pm 2,4$	-	-	28,9

Fonte: CHANG (2019)

2.3. Microturbina a Gás

Turbinas a gás, são equipamentos que operam baseados no ciclo Brayton com a finalidade de gerar energia elétrica. Neste ciclo, o ar passa por uma compressão isentrópica no compressor, calor é adicionado na câmara de combustão, em um processo isobárico e, por fim, trabalho é produzido na expansão isentrópica da turbina (FRANCO, 2019). Quando em ciclo aberto, o ar captado passa e retorna diretamente para atmosfera, rejeitando o calor remanescente. Enquanto, em um ciclo combinado, uma das formas mais conhecidas e aplicadas de aumento de eficiência, a turbina a gás é acoplada a uma turbina a vapor, utilizando dois ciclos, Brayton e Rankine. Turbinas operando em ciclos simples possuem eficiência térmica entre 36% e 39%, já em ciclos combinados a eficiência térmica varia na casa de 55% e equipamentos mais modernos já alcançam os 59% (EPE, 2016).

No entanto, ambos os ciclos ideais não existem na prática, uma vez que no mundo real existem irreversibilidades. Ao longo do ciclo existem perdas de pressão durante os processos de adição de calor e sua rejeição, devido as perdas de carga do fluido ao escoar pelos dutos do sistema. Os processos de compressão e expansão também não se mostram ideais, uma vez que o comportamento do compressor e da turbina não é isentrópico. Com o aumento de entropia dos processos, o trabalho líquido produzido é inferior ao estimado para um ciclo ideal (FRANCO, 2019).

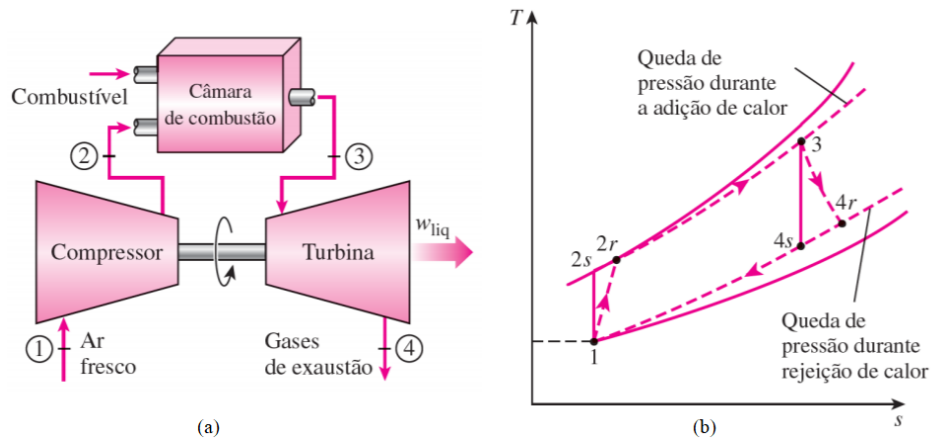


Figura 2.2: (a) Ciclo Brayton aberto; (b) Diagrama T-s idela e real do ciclo aberto (ÇENGEL e BOLES, 2013).

Abordando especificamente as microturbinas a gás, estas possuem eficiência inferior, quando comparada às turbinas de médio e grande porte, principalmente quando em operação a temperaturas mais baixas. A fim de mitigar esse problema, um recuperador de calor pode ser utilizado, resultando em eficiências entre 25% e 33% e potência de saída entre 30 kW e 1 MW (CAPSTONE, 2021).

O recuperador de calor é, em essência, um trocador de calor, onde usa o calor remanescente nos gases de descarga da turbina como fonte quente para elevar a temperatura do ar na entrada da câmara de combustão. Desta forma, o recuperador reduz o delta de temperatura entre a entrada da câmara de combustão e a temperatura desejada na entrada da turbina, diminuindo a necessidade de queima de combustível ao fazer o uso de uma fonte de calor que seria descartada e, elevando assim, a eficiência do conjunto.

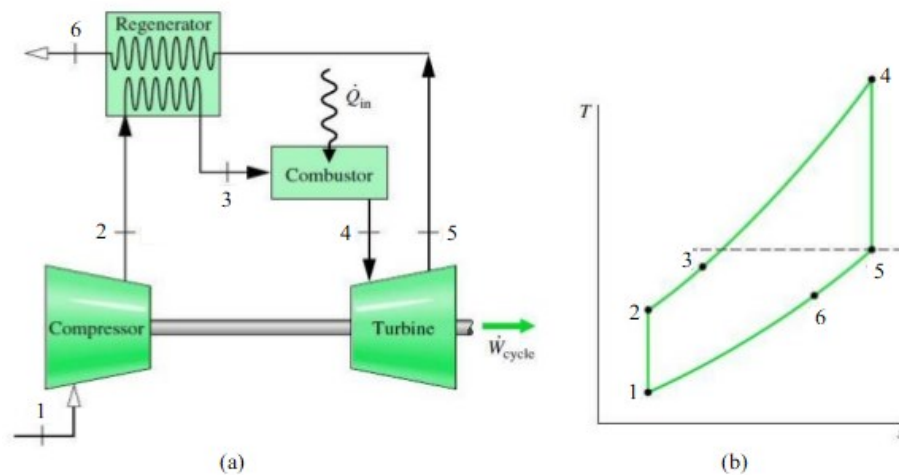


Figura 2.3: (a) Ciclo Brayton com recuperador; (b) Diagrama T-s ideal com recuperador. Adaptado de SANTOS (2014)

As microturbinas apresentam-se como uma opção aos geradores diesel, diferenciam-se, principalmente, pela maior versatilidade, podendo operar com diversos combustíveis além do próprio gás. Também, apresentam emissão de poluentes reduzida e menor demanda de paradas para manutenções. O *overhaul*, para microturbinas ocorre entre 48.000 e 60.000 horas de operação, enquanto que para geradores diesel ocorre entre 12.000 horas e 15.000 horas (BERTIOTTI, 2014).

Como desvantagem, destacam-se o custo superior de implementação, cerca de 30%, além da necessidade de fornecimento de gás pressurizado, acima de 4 bar, requerendo a instalação de compressor (BERTIOTTI, 2014).

Para a elaboração deste estudo, utilizou-se a turbina C30 da Capstone, compatível com o uso de gás natural, combustíveis líquidos (Querosene, Combustíveis de Aviação, Diesel de Ultra Baixo Enxofre), Biogás (Aterro e Digestor), Gás Associado, Gás Ácido e Gás Propano (CAPSTONE, 2021).

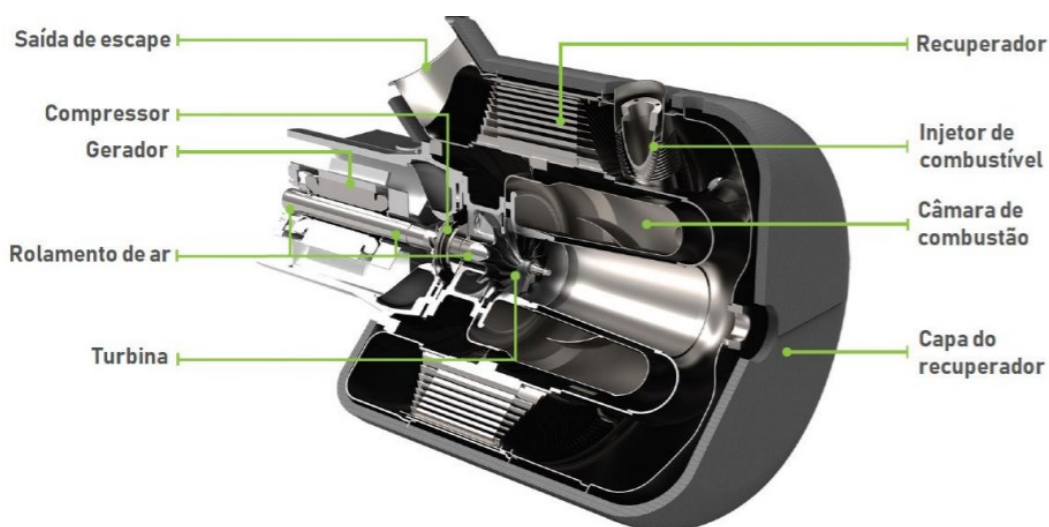


Figura 2.4: Microturbina Capstone C30. Adaptado de Capstone Green Energy, 2021.
(FRANCO, 2019)

A tabela 2.3 a seguir apresenta algumas especificações técnicas apresentadas pelo fabricante em seu *datasheet* para configuração de uso de biogás.

Tabela 2.3: Parâmetros da microturbina Capstone

Parâmetros	
Potência elétrica	30 kW
Tensão	400/480 VAC
Frequência	50/60 Hz
Eficiência Elétrica	26%
Heat Rate PCI	13,8 MJ/kWh
Razão de compressão	4,5
Fluxo de massa dos gases de descarga	0,31 kg/s
Temperatura de saída dos gases de descarga	275 °C
Dimensões (Largura x Comprimento x Altura)	0,76 x 1,52 x 1,96 m
Fonte: (CAPSTONE, 2021)	

Os valores presentes na tabela foram determinados e comprovados, segundo o fabricante, para uma temperatura ambiente de 15 °C.

2.4. Trocador de Calor de Recuperação

Os trocadores de calor de recuperação são equipamentos destinados a utilizar o calor remanescente nos gases de descarga de máquinas térmicas para elevar a temperatura de outra substância, no caso estudado água.

Dentro dos trocadores de calor, existem diferentes modelos, podendo ser setorizados de acordo com a direção do escoamento e formato e arranjo dos tubos.

Quanto a direção do escoamento, existem três formas principais:

- **Concorrente:** nesta configuração ambos os fluídos, água fria e o gás quente circulam por tubos concêntricos, entrando pelo mesmo lado do trocador e correndo paralelamente. A entrada apresenta a maior amplitude de temperatura e ao longo do deslocamento convergem para uma temperatura de equilíbrio.
- **Contracorrente:** nesta configuração, gás quente e a água fria caminham em direções opostas, nesta situação as extremidades do trocador apresentam uma variação da amplitude de temperaturas muito menor quando comparado ao fluxo concorrente.

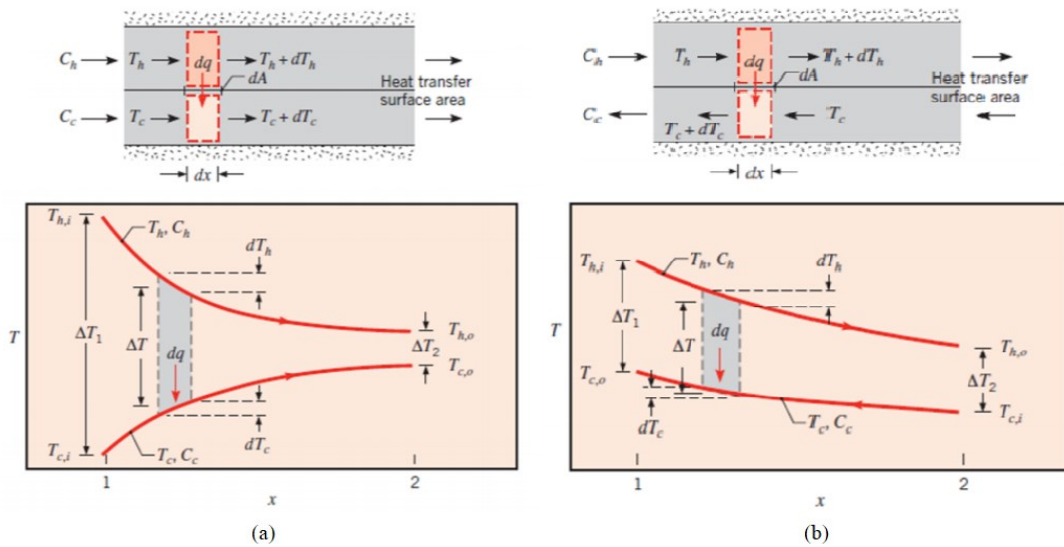


Figura 2.5: (a) Esquema e representação gráfica de trocador com calor de escoamento corrente; (b) Esquema e representação gráfica de trocador de calor com escoamento contracorrente (NACCACHE, 2020)

- Cruzado: neste escoamento, os fluidos caminham em planos distintos, o gás quente entra em contato com a água fria perpendicularmente, conforme representado pela figura 2.6. O escoamento ainda pode ser misturado ou não misturado. O não misturado conta com aletas para o melhor direcionamento do fluxo do gás (figura 2.7 (a)).

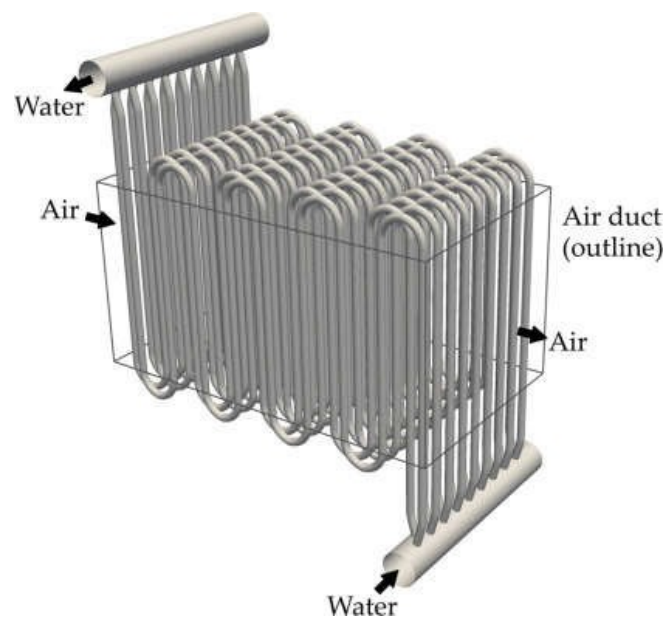


Figura 2.6: Trocador de calor cruzado ar-água (LÉTAL, 2020)

Em relação ao formato dos tubos, eles podem ser aletados ou não. As aletas auxiliam a troca de calor ao guiar o escoamento, o deixando melhor direcionado e menos turbulento, além de amplificar a troca pelo aumento de área de contato.

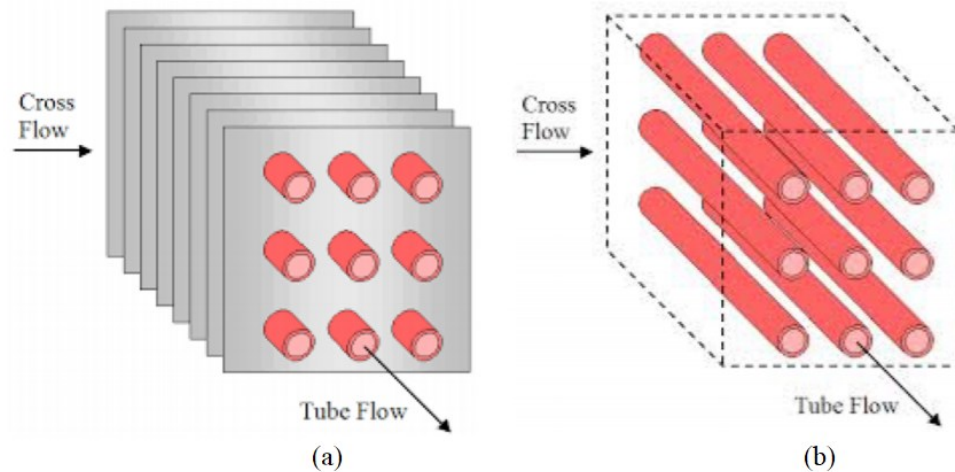


Figura 2.7: (a) Escoamento cruzado não misturado; (b) Escoamento cruzado misturado (NACCACHE, 2020)

3 FUNDAMENTOS DA ANÁLISE TERMODINÂMICA

3.1. Introdução

Como apresentado anteriormente, um dos objetivos principais deste estudo é a elaboração de uma análise termodinâmica e exergética do conjunto. Desta forma, faz-se necessário a aplicação da Primeira Lei da Termodinâmica e da Segunda Lei da Termodinâmica para os volumes de controle existentes no sistema.

3.2. Análise Energética

3.2.1. Primeira Lei da Termodinâmica

A Primeira Lei, também chamada da conservação de energia é utilizada para relacionar as mudanças de estado e quantidades de energia transferidas no processo, na forma de calor e trabalho. Adicionalmente, será utilizado o conceito de volume de controle, um volume no espaço com fronteira fechada, responsável por definir o contorno dos componentes do sistema isoladamente (VAN WYLEN et al., 2012).

Dentro do volume de controle, conforme definido pela Primeira Lei, não há como criar ou destruir energia, apenas modifica-la para calor ou trabalho. O mesmo é válido para a matéria, toda massa que entra deve sair ou, estar associada a um armazenamento de matéria no interior do volume (VAN WYLEN et al., 2012).

Para microturbina a gás, será considerada a hipótese de que o sistema trabalha em regime permanente, onde não há armazenamento de massa em nenhum dos volumes de controle, assim define-se a equação:

$$\sum \dot{m}_s - \sum \dot{m}_e = 0 \quad (3.1)$$

Onde:

\dot{m}_e : fluxo de massa entrando no volume de controle (kg/s);

\dot{m}_s : fluxo de massa saindo no volume de controle (kg/s);

Com o sistema trabalhando em regime permanente, segundo Van Wylen et al. (2012), a Primeira Lei da Termodinâmica para o volume de controle pode ser definida como:

$$\dot{Q}_{VC} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{1}{2} V_e^2 + g Z_e \right) = \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{1}{2} V_s^2 + g \cdot Z_s \right) + \dot{W}_{VC} \quad (3.2)$$

Onde:

h_e : entalpia específica na entrada do volume de controle (kJ/kg);

h_s : entalpia específica na saída do volume de controle (kJ/kg);

\dot{Q}_{VC} : fluxo de calor no volume de controle (kW);

V_e : velocidade do fluxo entrando no volume de controle (m/s);

V_s : velocidade do fluxo saindo no volume de controle (m/s);

\dot{W}_{VC} : fluxo de trabalho no volume de controle (kW);

Z_e : altura da entrada no volume de controle (m);

Z_s : altura da saída no volume de controle (m).

No entanto, as variações de energia cinética e potencial serão consideradas desprezíveis no balanço de energia, resultando na seguinte simplificação da equação 3.2:

$$\dot{Q}_{VC} + \sum \dot{m}_e h_e = \sum \dot{m}_s h_s + \dot{W}_{VC} \quad (3.3)$$

Como visto, as equações 3.2 e 3.3 são diretamente dependentes da variação de entalpia do fluido. Çengel et al. (2013), define a variação de entalpia como:

$$\Delta h = \int_{T_e}^{T_s} c_p(T) dT \quad (3.4)$$

Sendo:

c_p : calor específico a pressão constante em função da temperatura (kJ/kg.K);

T_e : temperatura no ponto de entrada do volume de controle (K);

T_s : temperatura no ponto de saída do volume de controle (K).

Para calcular a variação de entalpia, será utilizada a seguinte aproximação para variação de calor específico para gases perfeitos, proposta por Van Wylen et al. (2012):

$$c_p = C_0 + C_1 \theta + C_2 \theta^2 + C_3 \theta^3 \quad (3.5)$$

Onde:

θ : temperatura em Kelvin dividida por 1000.

A tabela 3.1 abaixo apresenta os valores das constantes presentes na equação 3.5 para alguns gases relevantes ao estudo.

Tabela 3.1: Constantes para o cálculo do c_p de gases perfeitos

Gás	Fórmula	C ₀	C ₁	C ₂	C ₃	Intervalo (K)
Ar	-	1,05	-0,365	0,85	-0,39	250 - 1200
Dióxido de Carbono	CO ₂	0,45	1,67	-1,27	0,39	250 - 1200
Metano	CH ₄	1,2	3,25	0,75	-0,71	250 - 1200

Fonte: (VAN WYLEN, 2012)

3.2.2. Segunda Lei da Termodinâmica

Segundo Van Wylen et al. (2012), a Segunda Lei da Termodinâmica vem complementar a primeira, no sentido de estabelecer um sentido em que processos ocorrem. A Primeira Lei não impõe restrições quanto a direção do fluxo de calor e trabalho, um ciclo pode operar em sentidos opostos sem desrespeita-la. No entanto, existem irreversibilidades, definidas pela segunda lei, que impedem a reversibilidade dos processos. Desta forma, experimentalmente, um ciclo só ocorrerá se, tanto a primeira como a segunda lei forem satisfeitas.

Para aplicar a segunda lei da termodinâmica, faz se necessária a utilização da propriedade da entropia que, em regime permanente e para um volume de controle pode ser escrita como:

$$\dot{S}_{ger,VC} + \sum \left(\frac{\dot{Q}_i}{T_i} \right) + \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_s s_s = 0 \quad (3.6)$$

Sendo:

s_e : entropia específica na entrada do volume de controle (kJ/kg K);

s_s : entropia específica na saída do volume de controle (kJ/kg K);

\dot{Q}_i/T_i : taxa de entropia gerada pelo fluxo de calor no volume de controle (kW/K);

T_i : temperatura na superfície do volume de controle (K);

$\dot{S}_{ger,VC}$: taxa de geração de entropia no volume de controle (kW).

Como o fluido de trabalho será considerado um gás ideal, a seguinte relação será utilizada para o cálculo de variação de entropia:

$$\Delta s = \int_{T_e}^{T_s} c_p \frac{dT}{T} - R \ln \left(\frac{p_s}{p_e} \right) \quad (3.7)$$

Onde:

p_e : pressão na entrada do volume de controle (Pa);

p_s : pressão na saída do volume de controle (Pa).

R : constante do gás (kJ/kg.K)

3.3. Análise Exergética

3.3.1. Apresentação da Exergia

A análise exergética apresenta-se como um suplemento à análise energética, uma vez que mede qualitativamente o sistema. A primeira lei sozinha indica apenas quantitativamente a energia transferida, mas não é capaz de indicar onde ocorrem as perdas e nem as irreversibilidades dos processos (TAKAKI, 2006).

A exergia já foi definida e tratada por diversos autores, abaixo seguem duas definições que nortearam este trabalho:

Por Çengel et al. (2013), exergia é definida como: o máximo trabalho útil que pode ser obtido do sistema em um determinado estado em um ambiente específico.

Kotas (1985) apresenta uma definição similar, apresentando a exergia como: o padrão de qualidade de energia, igual ao máximo trabalho útil que pode ser obtido de uma dada forma de energia, utilizando como referência os parâmetros do ambiente pressão e temperatura.

Outros autores como, como Van Wylen et al. (2012) e o próprio Çengel et al. (2013) também apresentam a exergia como sendo a disponibilidade de um sistema. Uma vez que não interessa saber a quantidade de energia absoluta de um sistema, mas sim, quanto desta energia pode ser aproveitada e transformada em trabalho útil.

Para Çengel et al. (2013), o trabalho máximo é realizado quando um processo entre um estado inicial e um final (com propriedades equivalentes ao ambiente) é

realizado de forma reversível. Ao atingir o estado final, pode se dizer que o sistema se encontra no estado morto, em equilíbrio térmico com ambiente.

Takaki (2006), define este equilíbrio de duas formas:

- **Restrito:** equilíbrio térmico e mecânico do sistema com o ambiente, onde a temperatura e pressão se equilibram com o ambiente.
- **Irrestrito:** somado ao equilíbrio térmico e mecânico há um equilíbrio químico. Por definição, este é o ponto em que a exergia é nula.

Nas avaliações exergéticas teóricas, considera-se que, ao final do processo chega-se ao estado morto. No entanto, nos casos práticos de engenharia dificilmente é o que acontece, uma vez que processos isoentrópicos não são completamente perfeitos e o ambiente de referência, normalmente muito complexo, é aproximado para um estado idealizado, ÇENGEL et al. (2013) e KOTAS (1985).

3.3.2. Componentes da Exergia

A exergia pode ser encontrada de diversas formas, assim como a energia e, uma segregação é necessária para que um sistema complexo possa ser analisado. A exergia pode ser transferida de três formas: calor, trabalho e fluxo de massa.

Para analisar estas transferências é preciso identificar seus elementos. Çengel et al. (2013) apresenta inicialmente a exergia cinética e potencial, ambas provem de formas de energia mecânica, podendo ter sua totalidade convertida em potencial de trabalho (exergia), independente das condições ambientes.

E podem ser definidas como:

Exergia cinética:

$$x_{ec} = \frac{V^2}{2} \quad (3.8)$$

Exergia potencial:

$$x_{ep} = gZ \quad (3.9)$$

A partir das definições anteriores é possível apresentar outro tipo de exergia, a de escoamento, responsável pela transferência de exergia por fluxo de massa. Um

fluido para manter-se em movimento dentro de um tubo ou duto apresenta uma energia de escoamento. Sua exergia pode ser apresentada como:

$$x_{esc} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gZ \quad (3.10)$$

Para elaboração deste trabalho, a transferência de exergia proveniente do escoamento considerará nulos os termos cinético e potencial. Por conseguinte, a equação 3.10 pode ser reescrita e definida como:

$$x_{esc} = b = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3.11)$$

Outra fonte de transferência de exergia está ligada ao calor. Uma vez havendo um diferencial de temperatura, sempre pode se gerar trabalho por meio de uma máquina térmica. No entanto, diferentemente das anteriores, esta apresenta-se como uma fonte de energia desorganizada. Desta forma, não há como convertê-la totalmente em trabalho, energia organizada. Para uma dada transferência de calor Q , com temperatura T e temperatura de referência T_0 , pode se definir a exergia associada a troca de calor como (ÇENGEL et al., 2013):

$$X_{calor} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) Q \quad (3.12)$$

Por fim, há a transferência exergia relacionada ao trabalho. Por definição a exergia é o potencial de trabalho útil, desta forma, pode ser definida simplesmente como:

$$X_{trabalho} = W - W_{viz} \quad (3.13)$$

Para trabalho de fronteira.

$$X_{trabalho} = W \quad (3.14)$$

Para as demais formas de trabalho.

Por fim, no balanço exergético existe um último termo, que está relacionado ao princípio da diminuição de exergia, algo equivalente ao princípio de aumento de entropia. Em um sistema isolado, durante um processo, a exergia sempre diminuirá, ou, no caso extremo de um processo reversível, permanecerá inalterada. Esta

destruição está relacionada às irreversibilidades como, atrito, misturas, reações químicas, transferência de calor com diferença de temperatura finita, expansão não resistida, além de todos os outros processos que geram entropia (ÇENGEL et al., 2013).

Este termo é conhecido como a irreversibilidade e pode ser definido como:

$$X_{destruída} = i = W_{rev} - W = T_0 S_{ger} \quad (3.16)$$

Finalmente, após a definição de todos estes elementos, pode ser definir o balanço exergético. Neste estudo, considera-se todos os volumes de controle em regime permanente, chegando ao seguinte balanço:

$$X_{calor} - X_{trabalho} + X_{massa,e} - X_{massa,s} - X_{destruída} = 0 \quad (3.17)$$

Segundo Çengel et al. (2013), para as condições de contorno impostas, a equação 3.15 pode ser reescrita como:

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} - \dot{W} + \sum_e \dot{m}b - \sum_s \dot{m}b - \dot{X}_{destruída} = 0 \quad (3.18)$$

3.4. Modelagem Termodinâmica dos Equipamentos

3.4.1. Compressor

O compressor é responsável por elevar a altas pressões o ar de admissão para a câmara de combustão. O compressor recebe um fluxo de ar, a temperatura ambiente e pressão ligeiramente inferior a atmosférica, devido a passagem pelo duto e filtros de admissão e retorna, através de um processo politrópico, o ar com maior temperatura e pressão. A pressão de saída depende da razão de pressão do compressor enquanto que a temperatura de saída depende da eficiência isentrópica do mesmo (TAKAKI, 2006).

Esses parâmetros podem ser calculados como:

$$RP = \frac{P_2}{P_1} \quad (3.19)$$

$$\eta_c = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (3.20)$$

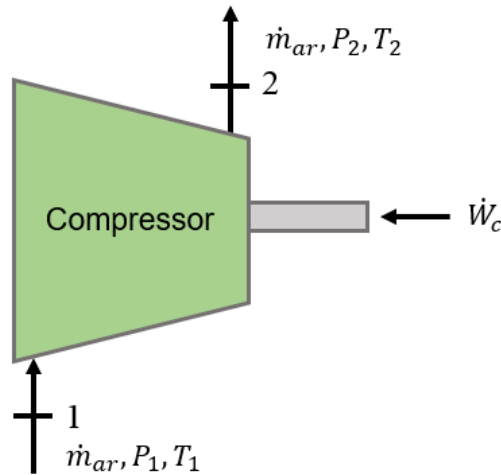


Figura 3.1: Esquema do volume de controle do compressor

Considerando o processo adiabático e reversível calcula-se a temperatura isentrópica de saída T_{2s} pela equação:

$$T_{2s} = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.21)$$

Onde:

η_c : eficiência isentrópica do compressor;

k : razão c_p/c_v ;

P_1 : pressão na entrada do compressor (kPa);

P_2 : pressão na saída do compressor (kPa);

RP : razão de pressão do compressor;

T_1 : temperatura de entrada do compressor (K);

T_2 : temperatura de saída do compressor (K);

T_{2s} : temperatura isentrópica de saída do compressor (K).

O trabalho consumido pelo compressor (\dot{W}_c) para comprimir os gases pode ser calculado a partir da seguinte equação:

$$\dot{W}_c = \dot{m}_{ar} \int_{T_1}^{T_2} c_p dT \quad (3.22)$$

Sendo:

\dot{m}_{ar} : fluxo de massa de ar entrando no compressor;

A tabela 3.2 apresenta alguns parâmetros da turbina além das propriedades de ar na entrada do compressor.

Tabela 3.2: Parâmetros do compressor

Parâmetros		
Temperatura de Entrada	Temperatura Ambiente	
Perda de carga na entrada	4,00	kPa
Razão de Compressão	4,50	
Eficiência Isentrópica	0,75	
Vazão mássica de ar	0,3023	kg/s

Utilizando a equação 3.11, o fluxo de exergia na entrada e saída do compressor podem ser descritos como:

$$\dot{B}_i = \dot{m}_{ar} [(h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0)] \quad (3.23)$$

Onde:

h_i : entalpia no ponto i (kJ/kmol);

h_0 : entalpia de referência para T_0 e P_0 (kJ/kmol);

T_0 : temperatura ambiente de referência (K);

s_i : entropia no ponto i (kJ/kmol K);

s_0 : entropia de referência para T_0 e P_0 (kJ/kmol K);

A taxa de irreversibilidade gerada ($\dot{X}_{destruída,c}$) no compressor pode ser escrita como:

$$\dot{X}_{destruída,c} = \dot{W}_c + \dot{B}_1 - \dot{B}_2 \quad (3.24)$$

E a eficiência exergética do compressor (ψ_c) pode ser escrito como:

$$\psi_c = \frac{\dot{B}_2 - \dot{B}_1}{\dot{W}_c} \quad (3.25)$$

\dot{B}_1 : fluxo de exergia entrando no compressor (ponto 1) (kW);

\dot{B}_2 : fluxo de exergia saindo no compressor (ponto 2) (kW);

3.4.2. Recuperador

O recuperador está acoplado a saída do ar do compressor e, é responsável por aumentar a temperatura de entrada da câmara de combustão. Este recurso é utilizado na intenção de aumentar a energia do ar entrando na câmara de combustão e consequentemente reduzir a quantidade de combustível necessária na queima.

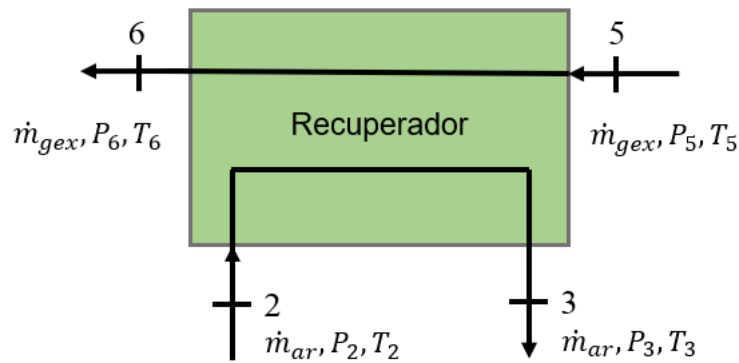


Figura 3.2: Esquema do volume de controle do recuperador

Santos (2014) define a eficiência do regenerador como o afastamento de um recuperador real em relação ao recuperador ideal e pode ser escrita como:

$$\eta_{rec} = \frac{T_3 - T_2}{T_5 - T_2} \quad (3.26)$$

Onde:

η_{rec} : eficiência do recuperador;

T_2 : temperatura de entrada do recuperador (K);

T_3 : temperatura de saída do recuperador (K);

T_5 : temperatura de saída dos gases de exaustão (K);

Com a eficiência do recuperador, fornecida pelo fabricante e, com a temperatura T_5 , calculada na seção 3.4.4, turbina, é possível determinar a temperatura de entrada da câmara de combustão, T_3 .

Utilizando a equação 3.23 para o fluxo de energia para o ar e gases de exaustão, a taxa de irreversibilidade gerada no recuperador ($\dot{X}_{destruída,rec}$) pode ser escrita como:

$$\dot{X}_{destruída,rec} = \dot{m}_{gex}(b_5 - b_6) + \dot{m}_{ar}(b_2 - b_3) \quad (3.27)$$

E a eficiência exergetica do recuperador (ψ_{rec}) pode ser escrito como:

$$\psi_{rec} = \frac{\dot{m}_{ar}(b_3 - b_2)}{\dot{m}_{gex}(b_6 - b_5)} \quad (3.28)$$

Onde:

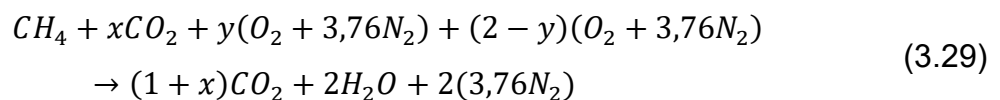
\dot{m}_{gex} : fluxo de massa dos gases de exaustão (kg/s).

3.4.3. Câmara de Combustão

Grande parte dos modelos considera a combustão completa do combustível. No processo completo, todo carbono do combustível é convertido em CO_2 , todo hidrogênio em H_2O e, caso exista, todo enxofre em SO_2 . Ou seja, todos os componentes que podem entrar em combustão do combustível são queimados até o final (ÇENGEL et al., 2013). Na prática, os processos de combustão dificilmente são completos, contendo combustível não queimado ao final do processo.

A queima incompleta apresenta diferentes causas como, falta de oxigênio, mistura insuficiente na câmara de combustão durante o tempo limitado de contato entre combustível e oxigênio e dissociação em altas temperaturas (quando há a queima completa do hidrogênio, mesmo quando há menos oxigênio do que o necessário para a combustão completa). (ÇENGEL et al., 2013).

Chang et al. (2019) define a reação estequiométrica na câmara de combustão como:



Onde os três primeiros termos, $CH_4 + xCO_2 + y(O_2 + 3,76N_2)$ são referentes ao biogás, enquanto que os dois últimos, $(2 - y)(O_2 + 3,76N_2)$, correspondem a parcela estequiométrica de ar. Sendo, x e y relacionados ao número de mols de CO_2 e ar presentes no biogás quando assumida uma molécula de CH_4 (CHANG et al., 2019).

Um valor de referência bastante utilizado na análise de câmaras de combustão e, que será utilizado neste estudo, é a razão ar-combustível, definida como:

$$RAC = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{comb}} \quad (3.30)$$

Sendo:

\dot{m}_{comb} : o fluxo de massa de combustível (kg/s).

A reação de combustão do biogás a RAC estequiométrica (RAC_{est}) pode ser escrita como:

$$RAC_{est} = \frac{28,8 \cdot (2 - y)}{(16 + 44x + 28,8y)} \quad (3.31)$$

Onde, respectivamente, 16 g/mol, 44 g/mol e 28,8 g/mol são as massas molares do metano, gás carbônico e uma aproximação para a massa do ar.

Já a razão real (RAC_{real}) pode ser escrita como:

$$RAC_{real} = \frac{28,8z}{(16 + 44x + 28,8y)} \quad (3.32)$$

Onde z é a quantidade real de mols de ar admitida pelo conjunto gerador.

A diferença entre o estequiométrico e real é devido a imperfeições presentes no processo real, como combustão incompleta e câmara de combustão não adiabática. Assim, faz-se necessário um fluxo de combustível maior do que o estequiométrico. Para calcular essa diferença, utiliza-se a eficiência de combustão (η_{comb}) (TAKAKI, 2006):

$$\eta_{comb} = \frac{RAC_{est}}{RAC_{real}} \quad (3.33)$$

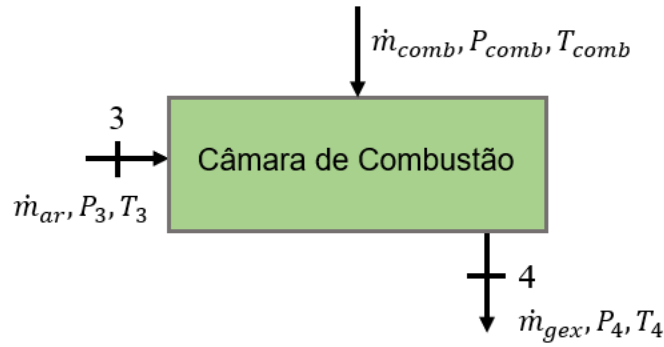


Figura 3.3: Esquema do volume de controle da câmara de combustão

A taxa de energia em forma de calor gerada pelo processo de combustão é apresentada como:

$$\dot{Q}_{comb} = \dot{m}_{comb} \cdot PCI_{Biogás} \quad (3.34)$$

A câmara de combustão é um ambiente repleto de irreversibilidades decorrentes dos processos químicos e físicos em andamento. Logo, estimar e calcular a destruição total de exergia (KOTAS, 1985). Para facilitar a análise, mas sem perder a qualidade dos resultados, o ambiente será considerado adiabático e, irreversibilidades provenientes da mistura dos fluídos no interior da câmara serão desconsideradas. Assim, pode-se escrever a taxa de destruição de exergia na câmara de combustão como:

$$\dot{X}_{destruída,CC} = \dot{m}_{comb} \cdot X_{comb} + \dot{m}_{ar} \cdot b_3 - \dot{m}_{gex} \cdot b_4 \quad (3.35)$$

Em que, X_{comb} é a exergia do combustível entrando na câmara de combustão e Kotas (1985) define como:

$$X_{comb} = \varphi \cdot PCI + R_{comb} \cdot T_0 \ln \left(\frac{P_{0,comb}}{P_0} \right) \quad (3.36)$$

Sendo:

$P_{0,comb}$: pressão de entrada do combustível (kPa);

φ : calculado para o gás natural e igual a 1,04. Pela certa proximidade de composição do biogás com o gás natural, é aceitável que seja utilizada esta aproximação para o biogás.

A eficiência exergética da câmara de combustão pode ser escrita como:

$$\psi_{rec} = \frac{\dot{m}_{gex} \cdot b_4}{\dot{m}_{ar} \cdot b_3 + \dot{m}_{comb} \cdot X_{comb}} \quad (3.37)$$

3.4.4. Turbina

A turbina é o componente responsável por gerar trabalho, nele os gases provenientes da câmara de combustão em alta temperatura e pressão expandem, em um processo isentrópico, convertendo sua energia térmica em mecânica. O trabalho gerado pela turbina (\dot{W}_t) pode ser definido como:

$$\dot{W}_t = \dot{m}_{gex} \int_{T_4}^{T_5} c_p dT \quad (3.38)$$

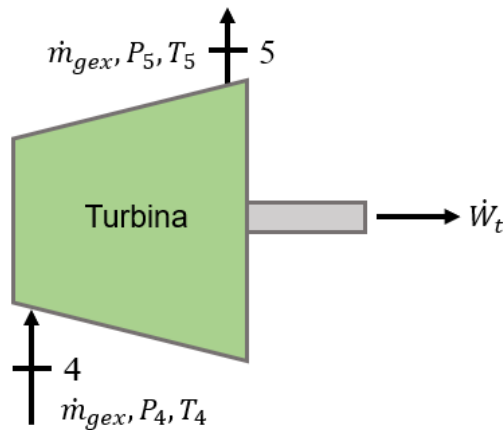


Figura 3.4: Esquema do volume de controle da turbina

De forma equivalente a encontrada no compressor, a eficiência isentrópica da turbina é descrita:

$$\eta_t = \frac{T_5 - T_4}{T_{5s} - T_4} \quad (3.39)$$

Onde a temperatura T_4 , de entrada na turbina é definida como: 1050 K.

Considerando o processo adiabático e reversível calcula-se a temperatura isentrópica de saída T_{5s} pela equação:

$$T_{5s} = T_4 \left(\frac{P_5}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.40)$$

Onde:

η_t : eficiência isentrópica da turbina;

P_4 : pressão na entrada da turbina (kPa);

P_5 : pressão na saída da turbina (kPa);

T_4 : temperatura de entrada da turbina (K);

T_5 : temperatura de saída da turbina (K);

T_{5s} : temperatura isentrópica de saída da turbina (K).

A taxa de irreversibilidade gerada na turbina ($\dot{X}_{destruída,t}$) pode ser escrita como:

$$\dot{X}_{destruída,t} = \dot{m}_{gex}(b_4 - b_5) - \dot{W}_t \quad (3.41)$$

E a eficiência exergética da turbina (ψ_t) pode ser escrito como:

$$\psi_t = \frac{\dot{W}_t}{\dot{m}_{gex}(b_4 - b_5)} \quad (3.42)$$

3.4.5. Gerador Elétrico

O mesmo eixo que liga a turbina e o compressor também está acoplado a um gerador elétrico, este é responsável por transformar a energia mecânica de rotação em energia elétrica. Neste processo, há perdas mecânicas e de conexões elétricas. Para que essas perdas sejam consideradas, um valor de eficiência é atribuído ao gerador (η_g).

Assim, a potência elétrica produzida pelo conjunto gerador (\dot{W}_{CG}) pode ser descrita como:

$$\dot{W}_{CG} = \eta_g(\dot{W}_t - \dot{W}_c) \quad (3.43)$$

3.4.6. Trocador de Calor de Recuperação

Como apresentado antes, o trocador de calor de recuperação aproveita os gases de descarga provenientes da turbina para aquecer a água. Um coeficiente de

eficiência (η_{tc}) é adicionado representado as perdas que ocorrem no momento da troca, provenientes de perdas para o ambiente e acúmulo de impurezas nas paredes do trocador (TAKAKI, 2006).

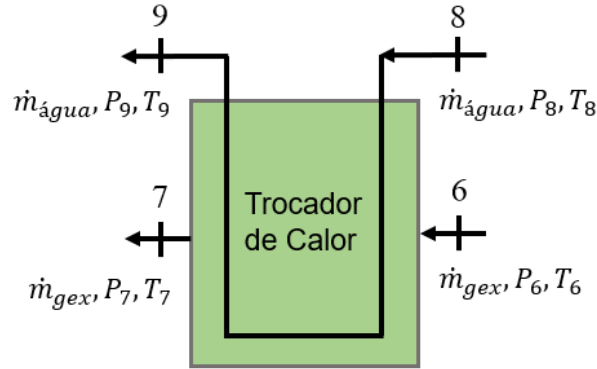


Figura 3.5: Esquema do volume do trocador de calor de recuperação

Pela primeira lei, chega-se ao balanço no trocador:

$$\dot{m}_{\text{água}}(h_9 - h_8) = \eta_{tc} \dot{m}_{\text{gex}}(h_7 - h_6) \quad (3.44)$$

Onde:

h_6 : entalpia de entrada dos gases de exaustão (kJ);

h_7 : entalpia de saída dos gases de exaustão (kJ);

h_8 : entalpia de entrada do fluxo de água (kJ);

h_9 : entalpia de saída do fluxo de água (kJ);

$\dot{m}_{\text{água}}$: fluxo de massa de água no trocador (kg/s)

A taxa de irreversibilidade gerada no trocador de calor ($\dot{X}_{\text{destruída},tc}$) é dada por:

$$\dot{X}_{\text{destruída},tc} = \dot{m}_{\text{gex}}(b_6 - b_7) - \dot{m}_{\text{água}}(b_9 - b_8) \quad (3.45)$$

E a eficiência exérgica da turbina (ψ_t) pode ser escrito como:

$$\psi_{tc} = \frac{\dot{m}_{\text{água}}(b_9 - b_8)}{\dot{m}_{\text{gex}}(b_6 - b_7)} \quad (3.46)$$

3.4.7. Gases de Exaustão Liberados para o Ambiente

O calor restante nos gases de exaustão já foi parcialmente aproveitado no trocador de calor de recuperação, no entanto, ainda apresenta algum potencial exergético, uma vez que sua temperatura final ainda não é igual a temperatura do ambiente de referência. Assim, a taxa de exergia contida nos gases de descarga pode ser escrita como:

$$\dot{X}_{gex} = \dot{m}_{gex} b_7 \quad (3.47)$$

3.5. Análise geral do ciclo

Na seção anterior foram analisados os volumes de controle separadamente, neste momento serão apresentadas as eficiências energéticas e exergéticas globais do ciclo.

Os primeiros indicadores apresentados são referentes apenas ao grupo gerador de eletricidade. Em que, a eficiência para turbina com recuperação, pode ser determinada como:

$$\eta_{t,rec} = 1 - \left(\frac{T_1}{T_3}\right) (RP)^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.48)$$

E a eficiência elétrica da turbina pode ser determinada pela seguinte equação:

$$\eta_{elet} = \frac{\dot{W}_{CG}}{\dot{Q}_{comb}} \quad (3.49)$$

Em relação a eficiência exergética do conjunto gerador (ψ_{CG}), pode ser escrita como:

$$\psi_{CG} = \frac{\dot{m}_{gex} b_6 + \dot{W}_{CG}}{\dot{X}_{comb}} \quad (3.50)$$

Agora, abordando o ciclo completo, com o conjunto gerador de energia elétrica e o trocador de calor para aquecer água. A eficiência global (η_{ciclo}) segundo a primeira lei pode ser escrita como:

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{CG} + \dot{Q}_{\acute{a}gua}}{\dot{Q}_{comb}} \quad (3.51)$$

E a eficiência exergética do ciclo (ψ_{ciclo}) pode ser escrita como:

$$\psi_{ciclo} = \frac{\dot{m}_{gex}b_7 + \dot{m}_{\acute{a}gua}b_9 + \dot{W}_{CG}}{\dot{X}_{comb}} \quad (3.52)$$

Os parâmetros listados acima fornecem ao estudo dados quantitativos para analisar o ciclo. Desta forma, é possível compara-lo em diferentes configurações de operação e com outros ciclos similares propostos.

4 FUNDAMENTOS DA ANÁLISE ECONÔMICA

4.1. Introdução

Este trabalho propõe a adoção de um sistema térmico para geração de energia e aquecimento de água. As seções anteriores apresentaram a análise térmica sobre o assunto, já esta seção, apresentará um estudo do impacto financeiro gerado pela implementação da planta de geração distribuída de energia.

4.2. Premissas do Modelo

A elaboração do modelo, com o fluxo de caixa ao longo dos anos, depende das premissas utilizadas para o seu desenvolvimento como, elementos que constituem a unidade geradora, periféricos, o biodigestor para produção de biogás, custos com mão de obra e custos de manutenção, além de fatores externos como, câmbio e inflação.

4.2.1. Premissas de Mercado

O projeto sugerido está imerso dentro de um panorama econômico muito maior do que simplesmente a geração de energia, para analisar a viabilidade deste investimento é preciso levar em conta fatores macroeconômicos brasileiros e globais.

As premissas gerais de mercado utilizadas foram: IPCA, CPI, câmbio Real x Dólar além de uma taxa mínima de atratividade (TMA).

- IPCA (Índice Nacional de Preços ao Consumidor Amplo): mede a inflação de uma cesta de bens de consumo de famílias brasileiras com rendimentos entre 1 e 40 salários mínimos.
- CPI (Consumer Price Index): é uma medida da mudança média ao longo do tempo nos preços pagos pelos consumidores urbanos por uma cesta de bens de consumo do mercado norte americano.
- Cambio Real x Dolar: é a variação da moeda dólar em relação a cotação do real.
- TMA: é uma taxa de referência de mercado livre de risco como, aplicações bancárias de renda fixa ou títulos do tesouro nacional. Ou seja, para o investimento valer a pena o retorno do projeto deve ser superior à TMA. Neste trabalho a taxa mínima de atratividade utilizada é referente ao Tesouro IPCA+ 2040 (IPCA + 4,18% a.a.).

4.2.2. Premissas do Capital Investido

O estudo foi realizado considerando para uma propriedade rural genérica no interior do estado do Rio de Janeiro. Considerou-se que a propriedade conta com extensa plantação e criação de animais como, aves, suínos e bovinos, com grande geração de dejetos e rejeitos orgânicos.

4.2.2.1.Custos

O primeiro custo analisado é referente a construção do biodigestor. No mercado existem diferentes modelos de biodigestores disponíveis, neste trabalho foi proposto um equipamento em formato tubular e operação contínua, com canaleta de água em alvenaria e com uma manta plástica como gasômetro (CERVI et al., 2010).

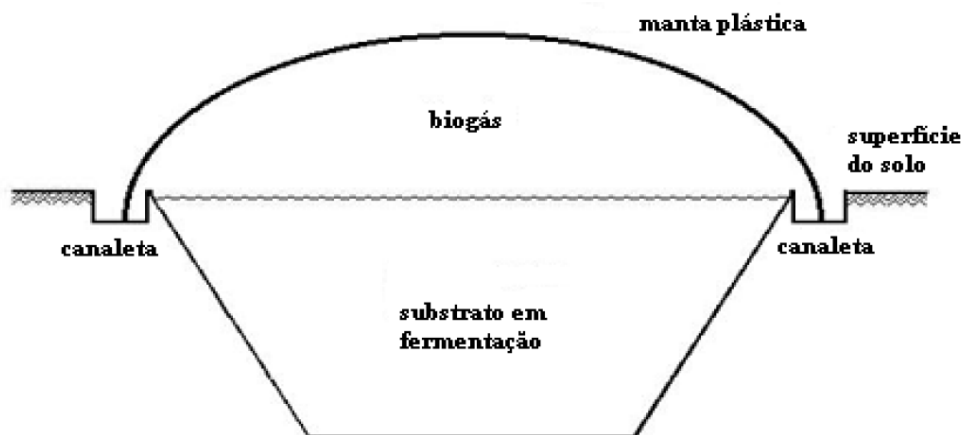


Figura 4.1: Seção transversal do biodigestor modelo tubular (CERVI et al., 2010)

Os dejetos gerados pela criação de animais são conduzidos para uma caixa de homogeneização de fluxo, e enviados diretamente para o biodigestor, com tempo de residência estimado em 35 dias (CERVI et al., 2010).

O biodigestor utilizado foi dimensionado para produzir gás suficiente para a utilização na microturbina a gás, com consumo de aproximadamente 25 m³/h de biogás.

Para as características desejadas do biodigestor, foi estimado um custo de R\$ 70.000,00 para sua construção, considerando apenas, os custos de matéria prima. Já, os custos com manutenção foram baseados no estudo de Cervi et al. (2010) e estimados em cerca de R\$ 7.000,00 por ano.

Em certas circunstâncias, o biodigestor pode apresentar problemas de produção e não conseguir fornecer o biogás necessário para operar a planta. Assim, foi considerado uma taxa de parada forçada do biodigestor de 10% ao ano. E para suprir a necessidade de combustível considerou-se a compra de gás natural no valor de 2,5788 BRL/m³ (NATURGY, 2021).

O conjunto gerador, como já apresentado, é composto por uma microturbina Capstone C30 de 30 kW de potência máxima. O conjunto térmico possui valor de mercado de USD 31.000,00. O pressurizador para a injeção do biogás possui valor de R\$ 1.000,00. Outro custo importante relacionado a turbina é a manutenção, segundo o fabricante este valor pode ser estimado em 0,0197 USD/kWh, já corrigido para o ano de 2021 (CAPSTONE, 2008).

Acoplado ao conjunto gerador, há um trocador de calor com o objetivo de aquecer água. Em uma pesquisa de mercado de equipamentos compatíveis com a vazão mássica desejada, chegou-se a um valor de aquisição de R\$ 3.000,00. Junto ao trocador, faz-se necessária a instalação de um compressor de água, com valor de mercado de R\$ 404,90.

Os últimos custos considerados neste modelo dizem respeito aos custos de implementação, mão de obra, equipamentos e demais materiais de obra civil. Estes custos foram estimados em R\$ 10.000,00 para os custos de implementação e R\$ 20.000,00 para a mão de obra.

Após o cálculo de todos os custos associados à implementação da planta, é preciso definir as opções de origem do recurso.

Duas alternativas foram apresentadas:

- Pagamento a vista do montante total no período pré-operacional (tempo zero).
- Pagamento a vista dos custos de mão de obra e financiamento do montante referente a aquisição de materiais e da microturbina a gás.

O financiamento contido na segunda opção está baseado no programa de investimento rural oferecido pela Caixa Econômica Federal. As condições utilizadas foram: taxa de juros prefixado a 6,0% ao ano e prazo de pagamento em 10 anos no sistema de pagamento Price, em que todas as parcelas possuem valores iguais (CAIXA, 2021).

Abaixo, segue tabela com todos os custos previstos na vida útil do projeto.

Tabela 4.1: Custos envolvidos na elaboração do projeto

Item	Valor	Unidade
Turbina Capstone	31.000,00	USD
Pressurizador de biogás	1.000,00	BRL
Pressurizador de água	404,90	BRL
Trocador de Calor	3.000,00	BRL
Custos de instalação	10.000,00	BRL
Mão de Obra	20.000,00	BRL
Biodigestor	70.000,00	BRL
Gás Natural	2,5788	BRL/m ³
O&M Turbina	0,0197	USD/MWh
O&M Biodigestor	7.000,00	BRL/ano

Fonte: (CAPSTONE, 2008; CERVI, 2010; NATURGY, 2021)

4.2.2.2. Receitas

Como fonte de receita foi considerado o valor que deixa de ser pago pela compra de energia elétrica da distribuidora, quando se gera energia de forma independente. Para a zona rural do Rio de Janeiro, segundo a distribuidora Enel (2021), o custo do kWh é de R\$ 0,62870 para o ano de referência de 2021. Este valor foi atualizado para os anos subsequentes segundo o IPCA.

4.3. Critérios de Investimento

Nesta seção serão abordados os critérios utilizados para verificar a viabilidade do investimento na planta. A ideia básica é constar a criação de valor para o investidor, ou seja, se ele gera mais em receita do que custa para ser adquirido (ROSS et al., 2013).

4.3.1. Valor Presente Líquido

A noção mais básica e importante, é a de que o valor presente líquido (VPL) representa o quanto o valor de mercado excede ao custo (ROSS et al., 2013). Para isso, o VPL calcula a diferença entre o capital investido, no tempo inicial, e os fluxos de caixa descontados por uma taxa de juros especificada, em geral, a taxa mínima de atratividade. Quando o VPL é superior a zero os retornos superam os custos e recomenda-se o investimento.

$$VPL = -FC_0 + \sum_{k=1}^n \frac{FC_k}{(1+j)^k} \quad (4.1)$$

Onde:

FC_0 : fluxo de caixa no tempo inicial;

FC_k : fluxos de caixa nos períodos;

j : taxa de juros (%);

k : contador de tempo;

n : número de períodos.

4.3.2. Taxa Interna de Retorno

A taxa interna de retorno (TIR) é a taxa de desconto que torna o VPL de um investimento igual a zero, ou seja, a maior exigível do projeto. Um investimento se torna aceitável se a TIR exceder o retorno exigido. A TIR pode ser calculada como:

$$-FC_0 + \sum_{k=1}^n \frac{FC_k}{(1+TIR)^k} = 0 \quad (4.2)$$

4.3.3. Payback Simples

O payback simples é um dos critérios de investimento mais utilizados, em especial por aqueles que não possuem domínio muito extenso de matemática financeira. É uma ferramenta amplamente usada pela simplicidade de sua aplicação e por retornar um valor mais amigável e de fácil compreensão, o tempo necessário para que os fluxos de caixa positivos se igualem aos negativos. A tomada de decisão pelo payback deve ser comparada com algum período limite estipulado. Apesar de bastante simples de ser aplicada, o payback simples apresenta uma grande desvantagem, a desconsideração do custo de capital (CAMPANI et al., 2021).

4.3.4. Payback Descontado

O payback descontado segue o mesmo princípio do payback simples, porém ajusta uma de suas desvantagens, leva em consideração o valor do dinheiro no tempo (CAMPANI et al., 2021). Este modelo considera o somatório do fluxo de caixa descontado a uma taxa mínima de atratividade (CERVI et al., 2010).

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1. Introdução

Os capítulos anteriores apresentaram todo o embasamento teórico utilizado na modelagem termodinâmica, exergética e econômica do conjunto proposto. Este capítulo destina-se à apresentação dos resultados do modelo.

Todo o projeto foi desenvolvido através dos softwares MatLab e Excel, onde todos os gráficos apresentados são provenientes deste último.

5.2. Premissas e Dados Utilizados para a Análise Termodinâmica

O trabalho foi desenvolvido para três cenários de condições ambientais distintas, onde os parâmetros de temperatura ambiente e temperatura de entrada da água no trocador de calor de recuperação foram variados. As demais entradas referentes a turbina a gás e composição do biogás permaneceram constantes.

O cenário 1 tem como objetivo de comparar o modelo desenvolvido com os valores apresentados pelo fabricante, enquanto que os cenários 2 e 3 pretendem aproximar-se da realidade climática observada no estado do Rio de Janeiro. A tabela 5.1 abaixo apresenta os valores utilizados em cada cenário.

Tabela 5.1: Parâmetros Variados

Temperatura	Ambiente	Entrada de Água
Cenário 1	15 °C	15 °C
Cenário 2	25 °C	20 °C
Cenário 3	30 °C	25 °C

As tabelas 5.2 a 5.5 apresentam os valores, ambientais, da microturbina Capstone C30, do trocador de calor de recuperação e do biogás, respectivamente, para todos os 3 cenários.

Tabela 5.2: Dados Ambientais Constantes

Dados do Ambiente	
Altitude	Nível do mar
Pressão atmosférica	101,325 kPa

Tabela 5.3: Dados da Turbina Capstone C30

Turbina a gás C30 Microturbine - Capstone		
Compressor		
Perda de carga na tomada de ar pelo compressor	1%	da pressão ambiente
Eficiência mecânica do compressor	0,98	
Eficiência isentrópica do compressor	0,75	
Razão de compressão do compressor	4,50	
Recuperador		
Eficiência do regenerador	0,85	
Perda de pressão do fluxo de ar no recuperador	3%	da pressão de saída do compressor
Perda de pressão do fluxo dos gases de exaustão no recuperador	4,00	kPa
Câmara de Combustão		
Perda de carga na câmara de combustão	2%	da pressão de entrada da câmara de combustão
Fluxo de combustível PCS	457	MJ/h
Heat Rate	13,8	MJ/kWh
Pressão de Injeção de Combustível	400	kPa
Fluxo de massa de combustível	0,0077	Kg/s
Turbina		
Temperatura dos gases de combustão na entrada da turbina	777	°C
Eficiência isentrópica da turbina	0,80	
Eficiência mecânica da turbina	0,98	
Gerador Elétrico		
Eficiência do gerador	0,99	
Parâmetros Gerais		
Fluxo de massa de ar	0,3023	kg/s
Fluxo de massa dos gases de exaustão	0,31	kg/s
Eficiência elétrica da turbina (Pelo fabricante)	26%	
Potência elétrica da turbina (Pelo Fabricante)	30	kW

Fonte: (BERTIOTTI, 2014; CAPSTONE, 2006; TAKAKI, 2006)

Tabela 5.4: Dados do Trocador de Calor de Recuperação

Trocador de Calor de Recuperação	
Eficiência de troca de calor do evaporador	0,75
Perda de pressão dos gases de Exaustão no evaporador	0,05%
Fluxo de massa de água	0,34 kg/s
Temperatura de saída da água	50 °C
Fonte: (TAKAKI, 2006)	

Segundo Sapali (2014) equipamentos da indústria agrícola, como os utilizados na indústria leiteira, requerem um processo de limpeza com água quente a temperatura entre 45 °C e 50 °C, isto posto, definiu-se a temperatura de saída do trocador de calor para 50 °C.

Tabela 5.5: Dados do Biogás

Biogás	
Composição Volumétrica	
CH ₄	42,3 %
CO ₂	28,9 %
Ar e outros gases	28,9 %
Densidade	1,11897 kg/m ³
PCI	13.444,2 kJ/kg
PCS	17.625,4 kJ/kg
C _{pbiogás}	1,48661 kJ/kg.K
R _{biogás}	0,3568 kJ/kg.K
Fonte: (CHANG et al., 2019; GENOVESE et al., 2006; VAN WYLEN et al., 2012)	

5.3. Resultados Termodinâmicos

O modelo termodinâmico proposto ao longo deste relatório permite que diversos dados sejam coletados e analisados. Serão apresentados os resultados obtidos para os seguintes parâmetros:

- Eficiência térmica da microturbina a gás;
- Eficiência térmica do ciclo;
- Eficiência elétrica da microturbina a gás;
- Potência líquida da microturbina a gás;
- Eficiência exergética da microturbina a gás;

- Eficiência exergética do ciclo;
- Taxa de destruição de energia nos diferentes componentes do ciclo;
- Taxa total de exergia destruída no ciclo.

5.3.1. Eficiência Térmica da Microturbina a Gás e do Ciclo

A figura 5.1 e a tabela 5.6 apresentam a eficiência térmica para o conjunto gerador e para o ciclo completo. Pelo gráfico pode-se observar que com o aumento de temperatura tanto a turbina quanto o ciclo apresentam uma queda em seus respectivos rendimentos. A microturbina apresenta uma queda menos acentuada, partindo de um máximo de 39,76% a 15 °C e cai a 36,96%, quando operando a temperatura ambiente de 30 °C. Já o ciclo completo apresenta uma eficiência inicial de 74,48% e chega a um mínimo de 57,45%.

Parte desta discrepância se deve ao fato de em todos os casos a temperatura final desejada para água ser a mesma, enquanto que as temperaturas de entrada da água aumentaram junto com a temperatura ambiente, resultando em uma variação de temperatura menor e consequentemente requerendo menos calor.

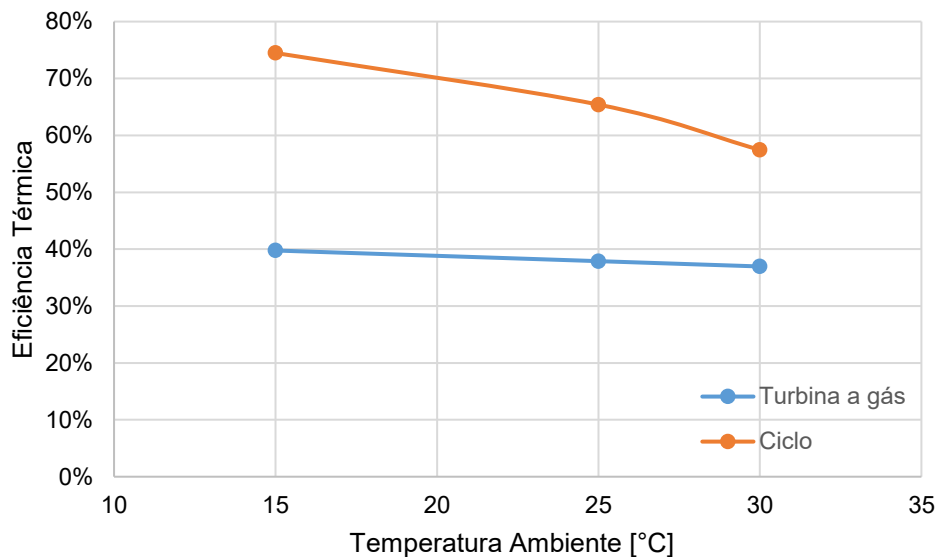


Figura 5.1: Eficiência térmica da microturbina a gás e do ciclo

Tabela 5.6: Eficiência térmica da microturbina a gás e do ciclo

Temperatura	η_{CG}	η_{Ciclo}
15 °C	39,76%	74,48%
25 °C	37,89%	65,41%
30 °C	36,96%	57,45%

5.3.2. Potência Líquida da Microturbina a Gás

A potência gerada pela microturbina a gás apresentou uma queda, conforme a temperatura ambiente aumentou. Este comportamento está ligado ao aumento do trabalho querido pelo compressor, onde para temperatura de 30 °C a turbina apresentou a menor potência produzida, conforme o gráfico 5.2.

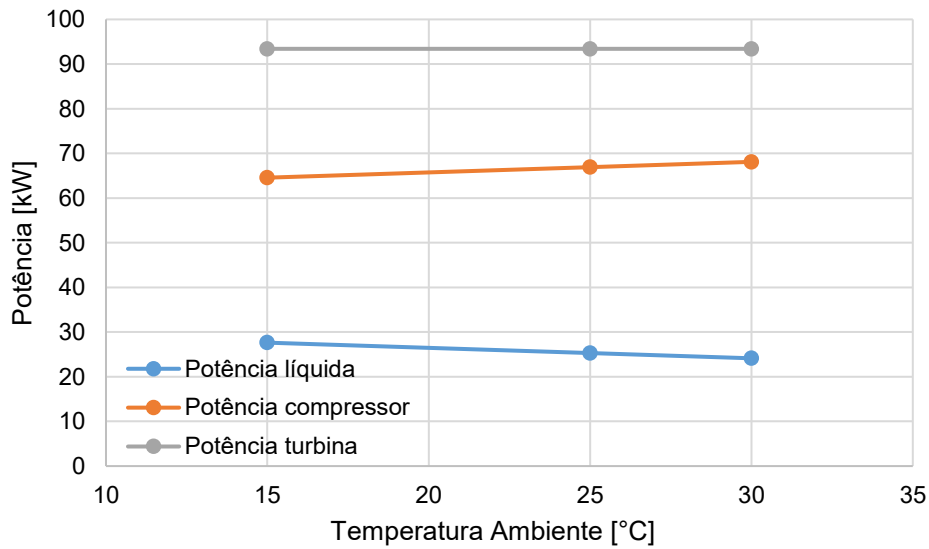


Figura 5.2: Potência compressor, turbina e líquida

À temperatura ambiente de 15 °C é possível comparar com a potência informada pelo fabricante. Este, apresenta uma potência de saída de 30 kW e pelo modelo, chegou-se ao valor de 27,63 kW, representando um erro percentual de 9,22%.

Tabela: 5.7: Potência compressor, microturbina e líquida

Temperatura	\dot{W}_c	\dot{W}_t	\dot{W}_{Liq}	$\dot{W}_{Liq,ref}$	Erro %
15 °C	64,57 kW	93,41 kW	27,63 kW	30 kW	9,22%
25 °C	66,92 kW	93,41 kW	25,30 kW	-	-
30 °C	68,11 kW	93,41 kW	24,12 kW	-	-

5.3.3. Eficiência Elétrica da Microturbina a Gás

À temperatura de 15 °C é possível comparar a eficiência apresentada pelo fabricante com a calculada pelo modelo proposto. Através dos cálculos realizados, chegou-se a uma eficiência elétrica de 26,75% contra os 26% do fabricante. Esse resultado representa um erro percentual de 2,88%.

Em relação aos diferentes cenários de temperatura, pode se perceber que a eficiência elétrica sofre com o aumento da temperatura ambiente. Conforme apresentado no item anterior, em temperaturas mais elevadas o trabalho requerido pelo compressor é maior, reduzindo o trabalho líquido produzido e consequentemente diminuindo a eficiência elétrica, conforme o gráfico abaixo:

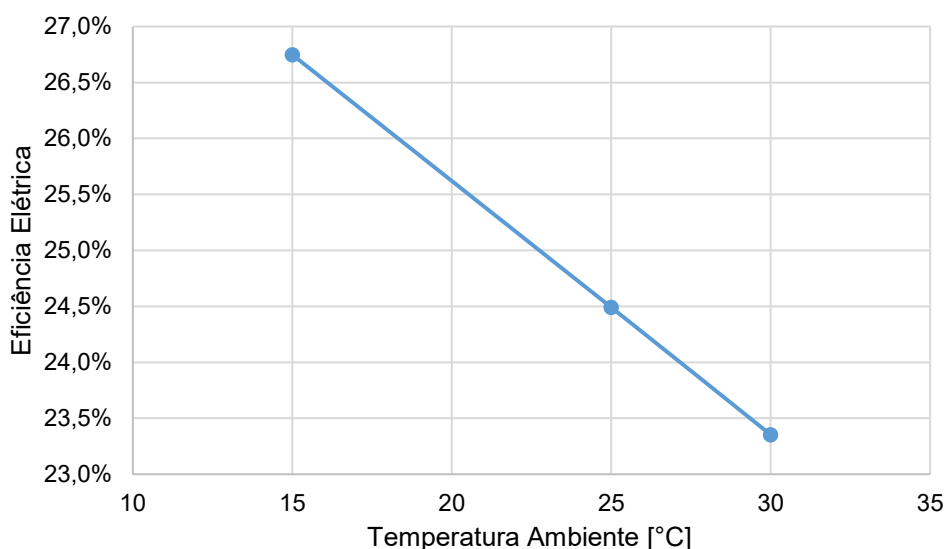


Figura 5.3: Eficiência elétrica da microturbina a gás

Tabela 5.8: Eficiência térmica elétrica da microturbina a gás

Temperatura	η_{elet}	$\eta_{\text{elet,ref}}$	Erro %
15 °C	26,75%	26%	2,88%
25 °C	24,49%	-	-
30 °C	23,35%	-	-

5.3.4. Eficiência Exergética da Microturbina a Gás e do Ciclo

O gráfico 5.4 e a tabela 5.6 apresentam a eficiência exergética da microturbina a gás e para o ciclo completo. Pelo gráfico pode-se observar que o aumento de temperatura gera uma queda de rendimento na turbina e no ciclo. A microturbina apresenta, uma eficiência máxima de 42,91% a 15 °C e cai a 40,21%, quando operando a temperatura ambiente de 30 °C. Já o ciclo completo apresenta uma eficiência inicial de 27,77% e apresenta uma queda mais acentuada entre as temperaturas de 25 °C e 30 °C, chegando a um mínimo de 26,23%.

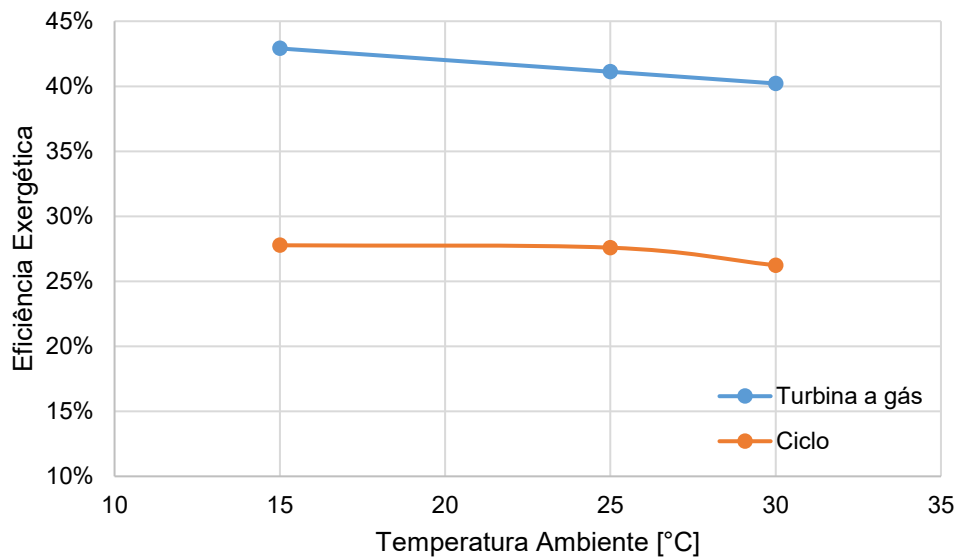


Figura 5.4: Eficiência exergética da microturbina a gás e do ciclo completo

Tabela 5.9: Eficiência exergética da microturbina a gás e do ciclo completo

Temperatura	Ψ_t	Ψ_{ciclo}
15 °C	42,91%	27,77%
25 °C	41,12%	27,58%
30 °C	40,21%	26,23%

A tabela 5.10 apresenta a eficiência de cada componente presente no ciclo individualmente para os três cenários apresentados. Nota-se que o trocador de calor apresenta a menor eficiência exergética, isso ocorre porque o fluxo de troca de calor sai de um fluido em estado gasoso, com um nível de desordem muito elevado para a água em estado líquido, em um estado muito mais organizado.

Tabela 5.10: Eficiência exergética dos componentes presentes no ciclo

Componente	15 °C	25 °C	30 °C
Compressor	81,98%	81,90%	81,85%
Recuperador	84,60%	84,46%	84,37%
Câmara de Combustão	81,91%	80,90%	80,39%
Turbina	93,14%	92,98%	92,90%
Trocador de Calor	14,05%	8,45%	5,38%

5.3.5. Taxa de Destruição de Exergia nos Componentes do Ciclo

O cálculo de eficiência exergética envolve a quantificação da destruição de exergia em cada um dos elementos presentes no ciclo. O gráfico 5.5 e a tabela 5.11 apresentam o comportamento de cada componente para cenários simulados.

O componente que apresenta a maior destruição de exergia é a câmara de combustão, isso se deve às inúmeras irreversibilidades existentes em um processo químico de combustão.

Já os gases de descarga apresentaram um crescimento na taxa de destruição devido a menor quantidade de calor trocada com o aumento de temperatura de entrada da água.

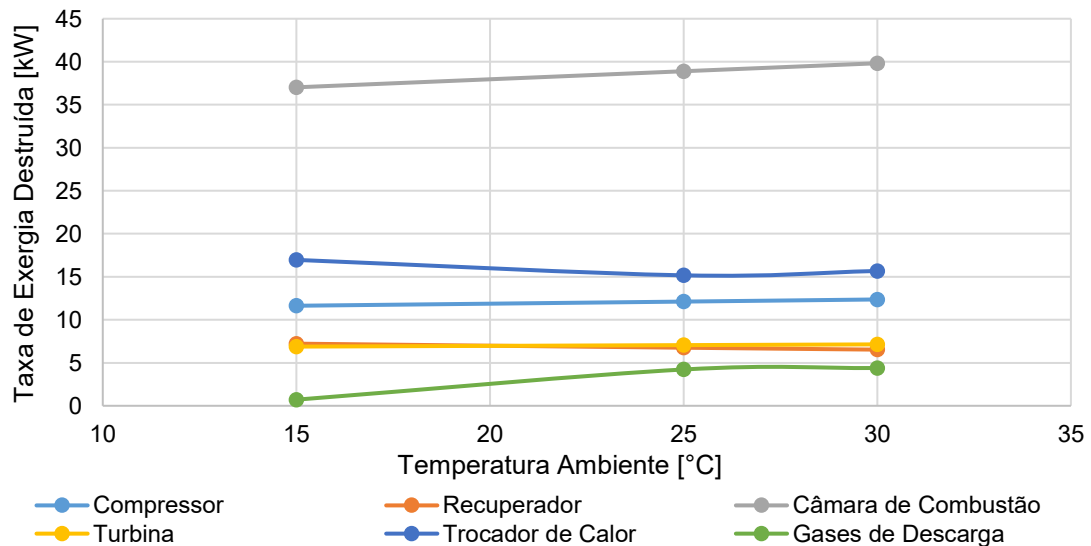


Figura 5.5: Taxa de destruição de exergética dos componentes presentes no ciclo

Tabela 5.11: Taxa de destruição de exergética dos componentes presentes no ciclo

Componente	15 °C	25 °C	30 °C
Compressor	11,63 kW	12,11 kW	12,36 kW
Recuperador	7,22 kW	6,75 kW	6,53 kW
Câmara de Combustão	37,03 kW	38,90 kW	39,82 kW
Turbina	6,88 kW	7,05 kW	7,14 kW
Destruição do Conjunto Gerador	62,76 kW	64,82 kW	65,86 kW
Trocador de Calor	16,96 kW	15,17 kW	15,68 kW
Gases de Exaustão	0,71 kW	4,22 kW	4,39 kW
Destruição Total do Ciclo	80,44 kW	84,14 kW	85,93 kW

5.4. Premissas e Dados Utilizados para a Análise Econômica

Como mencionado na seção 4.2.2., o modelo financeiro foi desenvolvido considerando a aplicação do projeto em uma propriedade rural no interior do Rio de Janeiro. Como temperatura de referência foi utilizado 25 °C e consequentemente a potência calculada para turbina nesta temperatura.

Considerou-se que o conjunto gerador seria ligado diariamente durante um período de 14h, referente ao horário de trabalho e pico da necessidade de energia elétrica.

A tabela 5.12 apresenta um resumo das premissas utilizadas para o cálculo da geração e consumo de energia na propriedade.

Tabela 5.12: Premissas de geração e consumo de energia

Premissas de Geração e Consumo de Energia		
Dados Temporais		
Operação diária	14 h	
Mês	30 dias	
Ano	365 dias	
Horas ao mês	420 h	
Horas ao ano	5.110 h	
Período de operação do conjunto	20 anos	
Dados Turbina		
Potência	25,3 kW	
Tarifa de Energia RJ		
Rural	0,62 BRL/kWh	
Consumo de Energia da Concessionária		
Mês	10.626 kWh	5.555,62 BRL
Ano	129.281 kWh	67.593,40 BRL

Já, os custos de CAPEX, relacionados aos custos de implementação do projeto foram elaborados considerando dois cenários distintos, um sem nenhuma tomada de crédito bancário e um segundo considerando um empréstimo para financiar os custos de aquisição de equipamentos e matéria prima. A tabela 6.13 descreve esses custos, todos já convertidos para reais.

Tabela 5.13: Custos de implementação, financiados e não financiados

Investimento Inicial		
Turbina Capstone C30	169.880,00	BRL
Pressurizador biogás	1.000,00	BRL
Pressurizador de água	404,90	BRL
Trocador de Calor	3.000,00	BRL
Custos de instalação	10.000,00	BRL
Mão de Obra	20.000,00	BRL
Biodigestor	70.000,00	BRL
Subtotal à vista	20.000,00	BRL
Subtotal Financiado	254.284,90	BRL
Total	274.284,90	BRL

A tabela 5.14 apresenta os valores referentes aos desembolsos operacionais, considerando 2021 como ano de referência, para os anos subsequentes estes valores foram corrigidos de acordo com o IPCA.

Tabela 5.14: Custos operacionais

Custos Operacionais		
O&M Turbina	11.335,38	BRL/ano
O&M Biodigestor	7.000,00	BRL/ano
Compra de Gás Natural	19.545,12	BRL/ano

Por último, a tabela 5.15 apresenta as taxas envolvidas nas operações, sendo elas, a taxa de mínima de retorno e a taxa de crédito do financiamento.

Tabela 5.15: Taxas de juros envolvidas na operação

Taxa de Referência Livre de Risco		
Tesouro IPCA+ 2040	IPCA + 4,18% a.a.	
Crédito para Aquisição dos Equipamentos		
Taxa de Juros	6,00% a.a.	
Prazo	10 anos	

5.5. Resultados Econômicos

A partir das premissas apresentadas, foi possível montar um fluxo de caixa para os dois cenários de investimento do projeto. A tabela 5.16 apresenta o resultado obtido pelos diferentes critérios de investimento utilizados. Nela, pode-se perceber que, o cenário sem financiamento obteve um *payback* em período ligeiramente menor, isso se deve à ausência dos gastos com pagamento de juros da dívida. O projeto com financiamento apresenta uma TIR de 47,63% superior à TIR do projeto sem financiamento, de 16,93%. No entanto, analisando a tabela 5.16 pode-se perceber que, a opção sem financiamento apresenta VPL maior para a taxa de desconto considerada, ou seja, é melhor utilizar o capital próprio.

Tabela 5.16: Resultados para os diferentes critérios de investimento

Critério	Com Financiamento	Sem Financiamento
TIR	47,63%	16,93%
VPL	230.394,80 BRL	255.756,98 BRL
<i>Payback</i> Simples	6,89 anos	6,16 anos
<i>Payback</i> Descontado	9,33 anos	8,35 anos

O gráfico 5.6 apresenta a curva VPL x TIR para os dois cenários, nele pode-se verificar que, o investimento via capital próprio é mais vantajoso para qualquer taxa de desconto entre 0% e 9,32% (mais condizente com o atual cenário brasileiro de juros baixos), enquanto que, para valores superiores de juros, o cenário com financiamento apresenta VPL superior, sendo o mais recomendado.

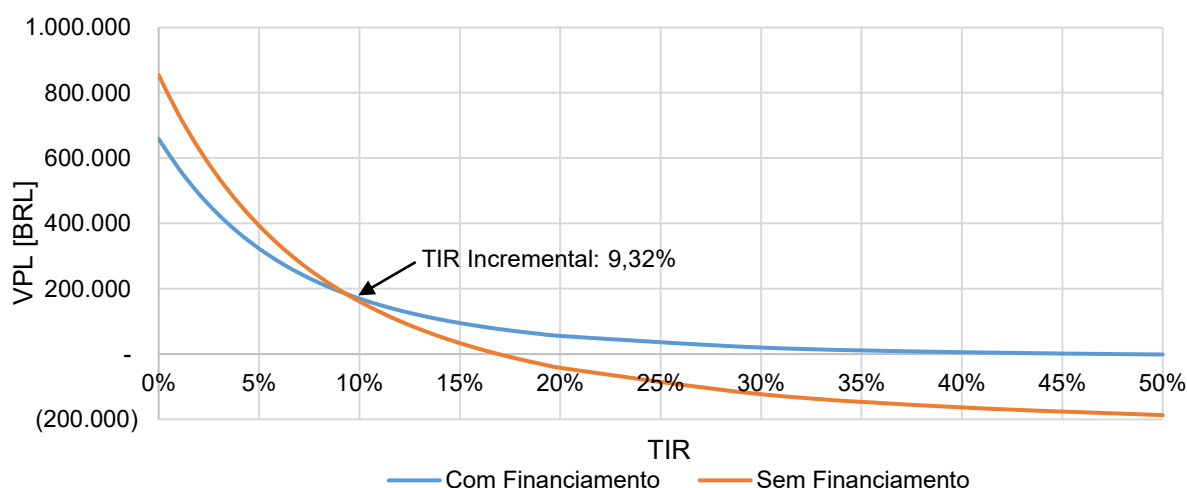


Figura 5.6: VLP versus TIR para os dois cenários de investimento

6 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

6.1. Conclusões

O trabalho teve como objetivo investigar a possibilidade de aproveitar os dejetos gerados em propriedades rurais para produção de biogás e cogeração de energia elétrica e água aquecida. Esta solução vem como alternativa a compra de energia da rede básica de distribuição.

O estudo baseou-se em uma propriedade rural genérica no estado do Rio de Janeiro, onde o conjunto gerador de energia utilizado foi a microturbina a gás Capstone C30.

Através do cenário base, a temperatura de 15 °C, foi possível verificar que o modelo termodinâmico, dentro de suas limitações e aproximações, foi capaz de retratar a turbina selecionada dentro de uma margem de erro, para todos os parâmetros comparáveis, inferior a 10%.

Os cenários ambientais diversos permitiram verificar que para temperaturas mais baixas a turbina apresenta maior eficiência térmica, elétrica além de maior potência líquida de saída. O aumento da temperatura exige mais potência para a compressão do ar, resultando nos efeitos constatados. A variação de 15 °C na temperatura ambiente representou uma queda de eficiência elétrica de 3,40% e uma redução de eficiência térmica de 2,81% na turbina, já o ciclo completo apresentou uma queda de eficiência térmica de 17,08%.

Exergéticamente, a câmara de combustão é o componente que apresenta a maior taxa de destruição, representando cerca de 45% de toda a destruição presente na turbina. Os gases de descarga também se apresentam como grande fonte de destruição de exergia e, caso não fossem aproveitados pelo ciclo combinado, representariam cerca de 24% da destruição de exergia presente na turbina.

A implementação do ciclo de cogeração conseguiu uma redução máxima, para a temperatura de 15 °C, de destruição de exergia de 3,33%.

Já, em relação a análise econômica, o projeto se mostrou viável para os dois cenários simulados. Considerando o cenário mais conservador, chega-se a um VPL positivo de 230.394,80 BRL, com um prazo de payback descontado de 9,33 anos.

Ou seja, considerando o período de juros baixos em que o Brasil se encontra, o investimento em uma planta de geração de energia independente apresenta-se como

uma opção com retornos superiores aos produtos financeiros de baixo risco disponíveis no mercado.

6.2. Recomendações

Esta última seção tem como objetivo propor complementos e melhorias possíveis ao presente estudo. Algumas das sugestões possíveis são:

- Simulação de turbinas de maior porte e que não contemplam em seu projeto o uso de biogás, a fim de estudar seu comportamento fora do ponto de projeto;
- Dimensionamento detalhado do biodigestor e estudo comparativo entre os diferentes modelos existentes com o objetivo de reduzir os custos de implementação do projeto;
- Análise da matéria orgânica utilizada como fonte do biogás e elaboração dos cálculos detalhados de sua produção;
- Estudo comparativo de performance entre os gases produzidos por diferentes fontes;
- Dimensionamento detalhado do trocador de calor de recuperação, especificando modelo e dimensões necessárias.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANEEL – Sistema de Informações de Geração da ANEEL SIGA. Disponível em: <<https://app.powerbi.com/view?r=eyJrIjoibNjc4OGYyYjQtYWM2ZC00YjllWjIYmEtYzdkNTQ1MTc1NjM2liwidCI6IjQwZDZmOWI4LWVjYTctNDZhMi05MmQ0LWVhNGU5YzAxNzBIMSIsImMiOjR9>>. Acesso em 10/05/2021.

ARAÚJO, A. V.; FEROLDI, M.; URIO, M. B. **Uso de biogás em máquinas térmicas**. Umuarama, Journal of Agronomic Sciences, v.3, n. especial, p.274-290, 2014.

BERTINOTTI, C. R. **Guia de cogeração e geração elétrica a gás natural**. Programa P&D e C&R Ciclo 2014-2015, Gás Brasileiro, SP, 2014

BOND, T.; TEMPLETON M. R. **History and future of domestic biogas plants in the developing world**. Energy for Sustainable Development 15(4): 347-354, 2011

BOYCE, M. P., **Gas Turbine Engineering Handbook**, 2nd Ed, 2002

CAIXA, Crédito de Investimento Rural CAIXA, 2021. Disponível em: <<https://www.caixa.gov.br/empresa/credito-financiamento/credito-rural/investimento-caixa/Paginas/default.aspx>>. Acessado em 20/03/2021.

CAMPANI, C.H.; ROQUETE, R. M. **Matemática Financeira**. Notas de aula, Jovens Profissionais – Formação em finanças, COPPEAD, UFRJ, RJ, 2021.

CANTO, B. **Critérios de investimento: Valor Presente Líquido, TIR e payback descontado**. Notas de aula, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, RJ, 2021.

CAPSTONE, Apresentação e datasheet da microturbina C30, 2021. Disponível em: <<https://www.capstonegreenenergy.com/products/energy-conversion-products/capstone-microturbines/c30>>. Acessado em 05/02/2021.

CAPSTONE, **MicroTurbine Applications MicroTurbine Applications for the Oil and Gas Industry**. 2008

CASTRO, N., **Porque o Brasil tem uma das energias mais limpas do mundo**. Portal G1, 2018

ÇENGEL, Y. A.; BOLES M. A. **Termodinâmica**. 7. ed. Porto Alegre, AMGH, 2013.

CERVI, R. G.; ESPERANCINI, M. S. T.; BUENO, O. C. **Viabilidade econômica da utilização do biogás produzido em granja suinícola para geração de energia elétrica**. Eng. Agríc., Jaboticabal, v.30, n.5, p.831-844, set./out. 2010

CHANG, C.; VAN DO, M.; HSU, W.; LIU, B.; CHANG, C.; CHEN Y.; YUAN, M.; LIN, C.; YU, C.; CHEN, Y.; SHIE, J.; WU, W.; LEE, C.; TUYEN, T. V. **A Case Study on the Electricity Generation Using a Micro Gas Turbine Fuelled by Biogas from a Sewage Treatment Plant**. Energies, 24 June 2019

EBRAHIMI-MOGHADAM, A. et al., **Design and multi-criteria optimisation of a trigeneration district energy system based on gas turbine, Kalina, and ejector**

cycles: Exergoeconomic and exergoenvironmental evaluation. Energy Conversion and Management, Volume 227, 1 January 2021

ENEL. Valores de tarifas e serviços, 2021. Disponível em: <https://www.enel.com.br/pt/Tarifas_Enel.html>. Acessado em: 28/04/2021.

EL-WAKIL, M. M., **Powerplant Technology**, 1984

FRANCO, E. H. M. **Análise Termodinâmica de uma Microturbina a Gás em Operação Híbrida Solar-Etanol.** Dissertação de Mestrado – Universidade Federal de Itajubá, MG, 2019

GENOVESE, A. L., UDAETA, M. M., GALVAO, L. C. R. **Aspectos energéticos da biomassa como recurso no Brasil e no mundo.** ENCONTRO DE ENERGIA NO MEIO RURAL. Campinas, 2006.

KOTAS, T. J. **The Exergy Method of Thermal Plant Analysis.** Department of Mechanical Engineering, Queen Mary College, University of London, 1985.

LÉTAL, T.; TUREK, V.; FIALOVÁ, D. B.; JEGLA, Z. **Nonlinear Finite Element Analysis-Based Flow Distribution and Heat Transfer Model.** Energies, 2 Abril 2020.

MONTEIRO, Ulisses Admar Barbosa Vicente. **Simulação termodinâmica de turbinas a gás para diagnóstico de falhas.** Tese de doutorado. Universidade Federal do Rio de Janeiro. 2010.

NACCACHE, M. F. **Trocadores de Calor.** Notas de aula, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, RJ, 2020.

NATURGY, Valores de tarifas, 2021. Disponível em: <<https://www.naturgy.com.br/br/servicos+de+gas+rio+de+janeiro/para+a+sua+casa/distribuicao+de+gas+natural/1297092029398/tarifas.html>>. Acessado em: 11/06/2021.

ROSS, C. C.; DRAKE, T. J.; WALSH, J. L. **Handbook of biogas utilization.** 2nd Ed. Atlanta, U.S. Department of Energy, 1996.

ROSS, S.; WESTERFIELD, R. W.; JORDAN, B. D.; LAMB, R. **Fundamentos de Administração Financeira.** 9. ed. São Paulo: McGraw Hill, 2013

SANTOS. P. H. D. **Análise de sistemas térmicos.** Notas de Aula, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Ponta Grossa, PR, 2014.

SAPALI, S. N.; PISE, S. M.; PISE, A. T.; GHEWADE, D. V. **Investigations of waste heat recovery from bulk milk cooler.** Case Studies in Thermal Engineering 4, Elsevier, 136-143, 2014.

SEVINCHAN, E.; DINCER I.; LANG H., **Energy and exergy analyses of a biogas driven multigenerational system.** Energy, Volume 166, Pages 715-723, 1 January 2019

SOUZA, S. N. M.; NEITZKE G.; MAGALHÃES E. A.; AFONSO A. D. L.; **Confecção e avaliação de um sistema de remoção de CO₂ contido em biogás**. Cascavel, PR, 2003.

SUZUKI, A. B. P.; FERNANDES, D. M.; FARIA, R. A. P.; VIDAL, T. C. M. **Uso de biogás em motores de combustão interna**. Guarapuava-PR, Revista Brasileira de Tecnologia Aplicada nas Ciências Agrárias, v.4, n.1, p.221–237, 2011.

TAKAKI, A. T., **Análise do Aproveitamento do Gás Natural em Plantas de Cogeração e Trigerção de Energia em Indústrias Frigoríficas**. Dissertação de Mestrado – Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”, SP, 2006

TOLMASQUIM, M. T. **Energia Termelétrica: Gás Natural, Biomassa, Carvão, Nuclear**. EPE, 2016

VAN WYLEN, J. G.; BORGNAKKE, C.; SONNTAG, R. E. **Fundamentals of Thermodynamics**. 8th Ed, 2012