

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO  
EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO**

**Análise Termodinâmica de uma Microturbina a Gás em  
Operação Híbrida Solar-Etanol**

**Emerson Henrique Medina Franco**

Itajubá, novembro de 2019

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO  
EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**Análise Termodinâmica de uma Microturbina a Gás em  
Operação Híbrida Solar-Etanol**

**Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em  
Engenharia Mecânica como parte dos requisitos para  
obtenção do Título de Mestre em Ciências em Engenharia  
Mecânica.**

**Área de Concentração: Térmica, Fluidos e Máquinas de Fluxo**

**Orientador: Prof. Dr. Christian Jeremi Coronado Rodriguez**

**Co-orientador: Prof. Dr. Marco Antônio Rosa do Nascimento**

Itajubá, novembro de 2019

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO**  
**EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**Emerson Henrique Medina Franco**

**Análise Termodinâmica de uma Microturbina a Gás em**  
**Operação Híbrida Solar-Etanol**

Dissertação aprovada por banca examinadora em 04 de novembro de 2019, conferindo ao autor o título de **Mestre em Ciências em Engenharia Mecânica.**

**Banca Examinadora:**

Prof. Dr. Christian Jeremi Coronado Rodriguez (Orientador)

Prof. Dr. Marco Antônio Rosa do Nascimento (Co-orientador)

Prof. Dr. Fagner Luis Goulart Dias

Prof. Dr. Celso Eduardo Tuna

Itajubá

2019

# **Agradecimentos**

Primeiramente agradeço à minha família por todo o apoio e motivação nesta jornada.

Agradeço aos meus orientadores, professores Marco Antônio e Christian Coronado, pela oportunidade de trabalharmos juntos, por suas aulas valiosas e toda a ajuda prestada no decorrer do curso.

Finalmente, agradeço ao CNPq, CAPES e FAPEMIG pelo auxílio financeiro, sem o qual não poderia ter realizado este trabalho.

## Resumo

FRANCO, E. H. M. (2019). Análise termodinâmica de uma microturbina a gás em operação híbrida solar-etanol. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica – Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

Turbinas a gás híbridas solar-biocombustível são interessantes do ponto de vista econômico e ambiental. Desta maneira diversas pesquisas estão sendo desenvolvidas nesse campo, assim como implementadas em indústrias nos últimos anos. O objetivo desta dissertação é avaliar o desempenho de uma microturbina híbrida operando com etanol ou gás natural e energia solar, além da viabilidade econômica da hibridização da turbina. A microturbina simulada computacionalmente foi a Capstone C30, a qual é uma turbina a gás regenerativa que opera com gás natural em condição padrão. A fim de simular as condições específicas de operação, foi utilizado o *software* GateCycle™ 6.1.2, utilizando como combustíveis o etanol e o gás natural, simulando um receptor solar posicionado tanto na linha de alta pressão como na linha de baixa pressão. Os resultados mostraram uma redução significativa em consumo de combustível conforme o receptor aumenta a temperatura do ar, principalmente quando este está posicionado na linha de alta pressão, afetando diretamente o custo da energia gerada. No ciclo híbrido, apesar da maior potência obtida utilizando-se gás natural, a relação energia do combustível por potência produzida é menor ao utilizar o etanol. O custo de geração de energia elétrica sem energia solar é mais atrativo para o combustível gás natural, mas a turbina a etanol é mais atrativa à solarização. O menor tempo de retorno financeiro foi de 4,4 anos, obtido para a microturbina híbrida solar-etanol com o receptor solar na linha de alta pressão e o maior de 14,3 anos, obtido para a microturbina híbrida solar-gás natural com o receptor posicionado na linha de baixa pressão. A solarização destas duas turbinas representa uma receita em 20 anos de US\$ 376 227 e US\$ 39 221, respectivamente.

**Palavras-chave:** microturbina a gás híbrida, etanol, energia solar térmica, análise econômica.

## Abstract

FRANCO, E. H. M. (2019). Thermodynamic analysis of a micro gas turbine in hybrid solar-ethanol operation. Dissertation of Master in Mechanical Engineering – Institute of Mechanical Engineering, Federal University of Itajubá.

Hybrid solar-biofuel turbines are interesting from the economic and environmental point of view, thus many researches are being performed in the field, as well as implemented in industries over the last years. The aim of this dissertation is to assess the performance of a solar hybrid micro gas turbine operating either with ethanol or natural gas and solar energy, including the economic viability of its hybridization. The microturbine computationally simulated was the Capstone C30, which is a regenerative gas turbine engine that operates with natural gas in standard condition. To simulate specific operational conditions, it was used the software GateCycle™ 6.1.2, using ethanol and natural gas as fuel, simulating a solar energy receiver located either in the high pressure or in the low pressure lines. The results showed a significant reduction in fuel consumption as the solar receiver increases the air temperature, particularly when the receiver is located in the high-pressure line, directly affecting the cost of the energy generated. In the hybrid cycle, despite the higher power output using natural gas, the ratio fuel energy by net power is lower when using ethanol. The cost of electric energy generation without solar energy is more attractive for the fuel natural gas, but the ethanol microturbine is more attractive to solarization. The lowest payback time was 4.4 years, obtained for the hybrid solar-ethanol gas microturbine for the receiver placed in the high pressure line and the highest 14.3 years, obtained for the hybrid solar-natural gas microturbine for the receiver located in the low pressure line. The solarization of these two turbine represents a revenue of US\$ 376 227 and US\$ 39 221 in 20 years, respectively.

**Keywords:** hybrid micro gas turbine, ethanol, concentrated solar power, economic analysis.

# SUMÁRIO

<b>Capítulo 1 INTRODUÇÃO .....</b>	<b>1</b>
1.1 Objetivo .....	3
1.2 Estrutura do trabalho.....	3
<b>Capítulo 2 A ENERGIA SOLAR TERMOMECÂNICA .....</b>	<b>4</b>
2.1 Turbinas a gás e energia mecânica .....	4
2.1.1 Características das turbinas a gás .....	5
2.1.2 A microturbina Capstone C30 .....	15
2.2 Tipos e aplicações de energia solar .....	17
2.3 Energia solar térmica .....	20
<b>Capítulo 3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>27</b>
3.1 Biocombustíveis em turbinas a gás e emissões de poluentes .....	27
3.2 Desempenho de turbinas a gás em ciclo aberto e ciclo fechado.....	30
3.3 Desempenho de turbinas a gás com modificações no ciclo termodinâmico .....	33
3.4 Desempenho de usinas híbridas para geração de energia.....	34
3.5 Variações do ciclo termodinâmico e eficiências em usinas híbridas.....	37
3.6 Armazenamento térmico em usinas híbridas.....	42
<b>Capítulo 4 METODOLOGIA, ANÁLISE TERMODINÂMICA E ECONÔMICA .....</b>	<b>44</b>
4.1 Metodologia.....	44
4.1.1 Configurações simuladas.....	45
4.1.2 Modo de operação da microturbina .....	48
4.1.3 Parâmetros adotados no cálculo econômico .....	49
4.2 Análise energética.....	51
4.2.1 Cálculo da área efetiva do concentrador.....	58
4.3 Análise de custo da energia elétrica gerada.....	59

4.3.1 Custo da geração de energia elétrica da microturbina híbrida .....	61
4.4 Receita das turbinas padrão e híbrida .....	63
<b>Capítulo 5 RESULTADOS E DISCUSSÃO.....</b>	<b>64</b>
5.1 Resultados da análise termodinâmica.....	64
5.1.1 Análise por energia solar adicionada ao ciclo .....	65
5.1.2 Análise por temperatura atingida pelo receptor.....	71
5.2 Resultados da análise econômica .....	74
5.2.1 Microturbina em operação padrão.....	74
5.2.2 Custo da energia elétrica no cenário 1 .....	77
5.2.2.1 Combustível gás natural e receptor na linha de alta pressão .....	77
5.2.2.2 Combustível gás natural e receptor na linha de baixa pressão .....	79
5.2.2.3 Combustível etanol e receptor na linha de alta pressão.....	82
5.2.2.4 Combustível etanol e receptor na linha de baixa pressão .....	84
5.2.3 Custo da energia elétrica no cenário 2.....	87
5.2.3.1 Combustível gás natural, receptor na linha de alta pressão.....	87
5.2.3.2 Combustível gás natural, receptor na linha de baixa pressão .....	89
5.2.3.3 Combustível etanol, receptor na linha de alta pressão.....	92
5.2.3.4 Combustível etanol, receptor na linha de baixa pressão.....	94
5.3 Análise de sensibilidade .....	97
5.4 Discussão .....	99
<b>Capítulo 6 CONCLUSÕES.....</b>	<b>101</b>
6.1 Sugestões para trabalhos futuros .....	102
<b>APÊNDICE A .....</b>	<b>103</b>
<b>APÊNDICE B.....</b>	<b>104</b>
<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>105</b>



## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Ciclo Brayton aberto (ÇENGEL; BOLES, 2013).....	5
Figura 2.2 - Diagrama P-v do ciclo Brayton (ÇENGEL; BOLES, 2013). ....	6
Figura 2.3 - Diagrama T-s do ciclo Brayton (ÇENGEL; BOLES 2013). ....	6
Figura 2.4 - Componentes principais de uma turbina industrial. Adaptado de Boyce (2012). ..	7
Figura 2.5 - Influência da temperatura da zona primária de queima na formação de NO <sub>x</sub> e CO. Adaptado de Razak (2007). ....	8
Figura 2.6 - Modificações no ciclo Brayton (ÇENGEL; BOLES, 2013).....	9
Figura 2.7 - Eficiências do ciclo Brayton, com e sem regeneração (ÇENGEL; BOLES, 2013). ....	9
Figura 2.8 - Trabalho de compressão economizado utilizando-se resfriamento intermediário (ÇENGEL; BOLES, 2013). ....	10
Figura 2.9 - Variação da eficiência térmica no ciclo Brayton ideal, de acordo com diferentes configurações. Adaptado de RAZAK (2007). ....	10
Figura 2.10 - Potência líquida desenvolvida pela microturbina C30 em relação à temperatura ambiente. Adaptado de Capstone Turbine (2018). ....	11
Figura 2.11 - Eficiência líquida desenvolvida pela microturbina C30 em relação à temperatura ambiente. Adaptado de Capstone Turbine (2018). ....	12
Figura 2.12 - Emissões de NO <sub>x</sub> de acordo com a variação das proporções da mistura. Adaptado de RAZAK (2007). ....	13
Figura 2.13 - Configurações de injeção de combustível e circulação do ar na câmara de combustão (SARAVANAMUTTO <i>et al.</i> , 2017).....	14
Figura 2.14 - Componentes da microturbina Capstone C30. Adaptado de Capstone Turbine (2018). ....	16
Figura 2.15 - Tipos e aplicações da energia solar (RAIA, 2012). ....	17
Figura 2.16 - Variação do fotoperíodo para diferentes latitudes (PEREIRA <i>et al.</i> , 2017).....	18
Figura 2.17 - Total diário da irradiação no plano inclinado no Brasil (PEREIRA <i>et al.</i> , 2017). ....	19
Figura 2.18 - Rendimento ótico, térmico e global em função da temperatura do receptor (PALZ, 2002). ....	21
Figura 2.19 - Coletor solar do tipo prato parabólico. Adaptado de GREEN RHINO ENERGY (2018). ....	22

Figura 2.20 - Esquema do receptor de torre associado a um ciclo de potência a gás (PALZ, 2002).....	23
Figura 2.21 – Usina PS10 em Seville, Espanha (POWER TECHNOLOGY, 2019). .....	24
Figura 2.22 - Esquema da instalação da microturbina híbrida. ....	25
Figura 2.23 - Projeto OMSoP: Instalação do receptor/microturbina no foco do concentrador parabólico (ETN, 2019). ....	26
Figura 2.24 - Vista em corte do modelo de receptor solar. Adaptado de Pozivil <i>et al.</i> (2014). ..	26
Figura 3.1 - Eficiência da microturbina C30 em cargas parciais em operação com gás natural. Adaptado de Nascimento <i>et al.</i> (2014). ....	28
Figura 3.2 - Emissão de NO <sub>x</sub> e CO em cargas parciais em operação com gás natural. Adaptado de Nascimento <i>et al.</i> (2014). ....	29
Figura 3.3 - Tendências para temperaturas de combustão em turbinas a gás. Adaptado de McDonald (1995). ....	32
Figura 3.4 - Diagrama de Sankey da usina em modo de combustão pura. Adaptado de Merchán <i>et al.</i> (2017). ....	35
Figura 3.5 - Diagrama de Sankey da usina em modo de operação híbrido. Adaptado de Merchán <i>et al.</i> (2017). ....	36
Figura 3.6 - Custos em relação ao número de helióstatos. Adaptado de Cameretti <i>et al.</i> (2017). ....	36
Figura 3.7 - Eficiências instantâneas do sistema integrado solar ciclo combinado. Adaptado de Dersch <i>et al.</i> 2004. ....	37
Figura 3.8 - Modificação no diagrama T-s do ciclo Brayton híbrido. Adaptado de Barigozzi <i>et al.</i> (2014). ....	38
Figura 3.9 - Diagrama da ciclo da turbina a gás híbrida com compressão isotérmica e recuperação de calor (SHGT-ICR). Adaptado de Puppe <i>et al.</i> (2015). ....	39
Figura 3.10 - Produção de energia elétrica por tonelada de combustível consumido para a usina a turbina a gás híbrida. Adaptado de Grange <i>et al.</i> (2016). ....	41
Figura 3.11 - Relação entre variação de energia produzida (linha azul) e número de helióstatos (linha vermelha). Adaptado de Rovense <i>et al.</i> (2017). ....	42
Figura 4.1 - Esquema do ciclo padrão da microturbina. ....	45
Figura 4.2 - Esquema do ciclo com o receptor posicionado na linha de alta pressão. ....	46
Figura 4.3 - Esquema do ciclo com o receptor posicionado na linha de baixa pressão. ....	47
Figura 4.4 – Irradiância no plano inclinado total mensal para a cidade de Itajubá-MG. Adaptado de CRESESB (2019). ....	58

Figura 5.1 - Resultados de desempenho na linha de alta pressão, por energia transferida pelo receptor solar. ....	65
Figura 5.2 - Resultados de desempenho na linha de baixa pressão, por energia transferida pelo receptor solar. ....	66
Figura 5.3 - Vazão de combustível com o receptor posicionado na linha de alta pressão. ....	67
Figura 5.4 - Vazão de combustível com o receptor posicionado na linha de baixa pressão. ...	67
Figura 5.5 - Resultados de desempenho para o combustível etanol, por energia transferida pelo receptor solar. ....	68
Figura 5.6 - Resultados de desempenho para o combustível gás natural, por energia transferida pelo receptor solar. ....	69
Figura 5.7 - Vazão de etanol para diversas potências solares, comparação entre posições do receptor. ....	70
Figura 5.8 - Vazão de gás natural para diversas potências solares, comparação entre posições do receptor. ....	70
Figura 5.9 - Resultados de desempenho na linha de alta pressão, por temperatura atingida pelo receptor solar. ....	71
Figura 5.10 - Resultados de desempenho na linha de baixa pressão, por temperatura atingida pelo receptor solar. ....	72
Figura 5.11 - Resultados de desempenho para o combustível etanol, por temperatura atingida pelo receptor solar. ....	72
Figura 5.12 - Resultados de desempenho para o combustível gás natural, por temperatura atingida pelo receptor solar. ....	73
Figura 5.13 - Custo da energia elétrica gerada para condição padrão de operação, utilizando gás natural. ....	75
Figura 5.14 - Custo da energia elétrica gerada para condição padrão de operação, utilizando etanol. ....	75
Figura 5.15 - Receita anual para a microturbina na condição padrão de operação, utilizando gás natural. ....	76
Figura 5.16 - Receita anual para a microturbina na condição padrão de operação, utilizando etanol. ....	76
Figura 5.17 - Custo da energia elétrica gerada com potência solar de 40 kW na linha de alta pressão, utilizando gás natural. ....	77
Figura 5.18 - Custo da energia elétrica gerada com potência solar de 80 kW na linha de alta pressão, utilizando gás natural. ....	78

Figura 5.19 – Receita anual para a turbina operando com 40 kW de potência solar na linha de alta pressão e gás natural. ....	78
Figura 5.20 – Receita anual para a turbina operando com 80 kW de potência solar na linha de alta pressão e gás natural. ....	79
Figura 5.21 - Custo da energia elétrica gerada com potência solar de 40 kW na linha de baixa pressão, utilizando gás natural. ....	80
Figura 5.22 - Custo da energia elétrica gerada com potência solar de 80 kW na linha de baixa pressão, utilizando gás natural. ....	80
Figura 5.23 – Receita anual para a turbina operando com 40 kW de potência solar na linha de baixa pressão e gás natural. ....	81
Figura 5.24 – Receita anual para a turbina operando com 80 kW de potência solar na linha de baixa pressão e gás natural. ....	81
Figura 5.25 - Custo da energia elétrica gerada com potência solar de 40 kW na linha de alta pressão, utilizando etanol. ....	82
Figura 5.26 - Custo da energia elétrica gerada com potência solar de 80 kW na linha de alta pressão, utilizando etanol. ....	83
Figura 5.27 – Receita anual para a turbina operando com 40 kW de potência solar na linha de alta pressão e etanol. ....	83
Figura 5.28 – Receita anual para a turbina operando com 80 kW de potência solar na linha de alta pressão e etanol. ....	84
Figura 5.29 - Custo da energia elétrica gerada com potência solar de 40 kW na linha de baixa pressão, utilizando etanol. ....	85
Figura 5.30 - Custo da energia elétrica gerada com potência solar de 80 kW na linha de baixa pressão, utilizando etanol. ....	85
Figura 5.31 – Receita anual para a turbina operando com 40 kW de potência solar na linha de baixa pressão e etanol. ....	86
Figura 5.32 – Receita anual para a turbina operando com 80 kW de potência solar na linha de baixa pressão e etanol. ....	86
Figura 5.33 - Custo da energia elétrica gerada com potência solar de 40 kW na linha de alta pressão, utilizando gás natural. ....	87
Figura 5.34 - Custo da energia elétrica gerada com potência solar de 80 kW na linha de alta pressão, utilizando gás natural. ....	88
Figura 5.35 – Receita anual para a turbina operando com 40 kW de potência solar na linha de alta pressão e gás natural. ....	88

Figura 5.36 – Receita anual para a turbina operando com 80 kW de potência solar na linha de alta pressão e gás natural. ....	89
Figura 5.37 - Custo da energia elétrica gerada com potência solar de 40 kW na linha de baixa pressão, utilizando gás natural. ....	90
Figura 5.38 - Custo da energia elétrica gerada com potência solar de 80 kW na linha de baixa pressão, utilizando gás natural. ....	90
Figura 5.39 – Receita anual para a turbina operando com 40 kW de potência solar na linha de baixa pressão e gás natural. ....	91
Figura 5.40 – Receita anual para a turbina operando com 80 kW de potência solar na linha de baixa pressão e gás natural. ....	91
Figura 5.41 - Custo da energia elétrica gerada com potência solar de 40 kW na linha de alta pressão, utilizando etanol. ....	92
Figura 5.42 - Custo da energia elétrica gerada com potência solar de 80 kW na linha de alta pressão, utilizando etanol. ....	93
Figura 5.43 – Receita anual para a turbina operando com 40 kW de potência solar na linha de alta pressão e etanol. ....	93
Figura 5.44 – Receita anual para a turbina operando com 80 kW de potência solar na linha de alta pressão e etanol. ....	94
Figura 5.45 - Custo da energia elétrica gerada com potência solar de 40 kW na linha de baixa pressão, utilizando etanol. ....	95
Figura 5.46 - Custo da energia elétrica gerada com potência solar de 80 kW na linha de baixa pressão, utilizando etanol. ....	95
Figura 5.47 – Receita anual para a turbina operando com 40 kW de potência solar na linha de baixa pressão e etanol. ....	96
Figura 5.48 – Receita anual para a turbina operando com 80 kW de potência solar na linha de baixa pressão e etanol. ....	96

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Desempenho de diferentes técnicas de aumento de desempenho de turbinas a gás. Adaptado de Boyce (2012). .....	15
Tabela 2.2 - Especificações da microturbina Capstone C30. ....	16
Tabela 2.3 - Balanço de energia no Brasil em 07/04/2019. Adaptado de ONS (2019).....	20
Tabela 3.1 - Vantagens e desvantagens dos fluidos de trabalhos utilizados no ciclo fechado. Adaptado de Olumayegun, Wang e Kelsall (2016). .....	31
Tabela 4.1 - Condições de contorno para a simulação da microturbina.....	49
Tabela 4.2 - Custo de investimento da microturbina híbrida, por equipamento. ....	50
Tabela 4.3 - Preços e demais parâmetros adotados no cálculo do custo da energia produzida. ....	51
Tabela 5.1 - Resultados da simulação no GateCycle™ para a operação padrão da microturbina. ....	64
Tabela 5.2 - Custo da energia elétrica fornecida pela concessionária em relação ao período de retorno financeiro, microturbina convencional. ....	97
Tabela 5.3 - Custo da energia elétrica fornecida pela concessionária em relação ao período de retorno financeiro, microturbina híbrida, cenário 1.....	98
Tabela 5.4 - Custo da energia elétrica fornecida pela concessionária em relação ao período de retorno financeiro, microturbina híbrida, cenário 2.....	99
Tabela 5.5 - Períodos de retorno financeiro e receita da microturbina híbrida no ano 20. ....	100

## Simbologia

A	Área (m <sup>2</sup> )
Q <sub>HC</sub>	Energia entregue pela câmara de combustão (W)
Q <sub>HS</sub>	Energia fornecida pelo coletor solar (W)
G	Irradiância solar (W/m <sup>2</sup> )
N <sub>h</sub>	Número de helióstatos
Q <sub>C</sub>	Perda de energia na câmara de combustão (W)
Q <sub>1</sub>	Perdas associadas a transferência de calor no sistema solar (W)
Q <sub>iHS</sub>	Perdas de calor no receptor (W)
Q <sub>iHC</sub>	Perdas de energia no trocador de calor associado à câmara de combustão (W)
Q <sub>0</sub>	Perdas óticas (W)
Q <sub>HLV</sub>	Poder calorífico inferior do combustível (kJ/kg)
P	Potência produzida (W)
Q <sub>L</sub>	Transferência de calor entre o fluido e meio ambiente (W)
ΔE	Variação de energia produzida
m <sub>f</sub>	Vazão mássica de combustível (kg/s)

## Siglas/Abreviaturas

AP	Alta pressão
BP	Baixa pressão
CC	<i>Combined cycle</i>
CDC	Combustão distribuída sem cor
CCP	Composto do concentrador parabólico
CFD	<i>Computational fluid dynamics</i>
CSP	<i>Concentrated solar power</i>
CPR	Cerâmica porosa reticulada
HPNG	<i>High pressure natural gas</i>
GN	Gás natural
ISCCS	<i>Integrated solar combined cycle systems</i>

PME	Metil éster de palma
MS	Múltiplo solar
SHCC	<i>Solar-hybrid combined cycle</i>
SHORCC	<i>Solar-hybrid gas turbine with Organic Rankine Cycle</i>
SHORCC-R	<i>Solar-hybrid gas turbine with Organic Rankine Cycle and recuperation</i>
SHGT-ICR	<i>Solar-hybrid gas turbine with quasi isothermal compression and recuperation</i>
TET	Temperatura de entrada da turbina
TG	Turbina a gás
TGCF	Turbina a gás de ciclo fechado
RIRR	Resfriamento intermediário, reaquecimento e regeneração

## **Letras gregas**

$\Delta$	Variação
$\eta$	Eficiência
$\varepsilon$	Efetividade



# Capítulo 1 INTRODUÇÃO

A demanda de todos os tipos de energia a nível mundial tem apresentado elevado crescimento. Entre os anos de 1970 e 2010 o consumo de energia total quintuplicou, mas o aumento do consumo de combustíveis fósseis não acompanhou as tendências do consumo total. Isto significa que houve também o aumento do consumo de combustíveis renováveis, como a energia solar, que apresenta uma previsão de crescimento exponencial no futuro próximo (FRANGOPOULOS, 2017).

Uma das maneiras de gerar energia é através da conversão do trabalho mecânico gerado de turbinas a gás em energia elétrica por um gerador acoplado. Turbinas a gás são máquinas térmicas, dispositivos que convertem energia térmica em trabalho mecânico. Uma microturbina tem uma potência de operação varia de 25 kW até 500 kW, sendo frequentemente empregado um trocador de calor com a finalidade de aumentar a eficiência do ciclo, por meio da recuperação de calor dos gases de exaustão (RAMIREZ, 2008). A eficiência das microturbinas é em geral menor do que as turbinas de maior porte, devido às baixas razões de pressão, mas essa característica é amenizada pela adição do regenerador.

Segundo Saravanamuttoo *et al.* (2017) as primeiras turbinas apresentavam baixo desempenho por causa das baixas razões de pressão e temperaturas atingidas. As turbinas a gás utilizam o ciclo Brayton, operando geralmente em ciclo aberto, sendo necessário estudar este ciclo com a finalidade de diminuir as irreversibilidades que nele podem ocorrer e buscar soluções que aumentem sua eficiência. Existem diversas técnicas utilizadas com a finalidade de se obter aumento de eficiência, como utilização de múltiplos estágios de compressão, resfriamento intermediário, regeneração e utilização de múltiplas turbinas.

De acordo com Çengel e Boles (2013) as principais aplicações de turbinas a gás são a propulsão de aviões e geração de energia elétrica. Contudo, atualmente as turbinas a gás são também empregadas na área marítima em navios comerciais e de guerra, e também em sistemas de cogeração. Como o equipamento é largamente utilizado para a produção de energia elétrica, é conveniente estudar meios de se obter um aumento na eficiência da conversão de energia e redução de emissões.

A demanda de produção de energia aumentou na última década a uma taxa anual de 2,3% (SZALAY, 2015, p. 65, apud ENAGI, 2018, p. 43). A busca por combustíveis que não

são originários do petróleo tem elevada importância, pois os combustíveis renováveis não apresentam risco de esgotamento, além de apresentarem características como menor poluição atmosférica e em alguns casos produção de maior potência quando utilizados em motores de combustão interna, em comparação a combustíveis fósseis. Neste contexto, deve ser investigado, portanto, como o uso de biocombustíveis aliados a uma fonte de calor solar pode afetar positivamente o custo de geração de energia elétrica, além dos parâmetros de funcionamento do equipamento quando operando nesta situação, como potência produzida, eficiência e ajustes necessários.

Uma das mais recentes áreas de pesquisa em turbinas a gás é a integração a um sistema solar de produção de energia. Já existem plantas de geração de energia operando com o sistema híbrido, porém ainda há limitações no que se refere ao ajuste de fornecimento de energia na turbina, uma vez que a luz solar é uma fonte intermitente de energia e a temperatura na entrada da turbina deve ser mantida constante. Uma das maneiras de contornar este problema é a adoção de reservatórios térmicos, que além de manter estável o fornecimento da energia captada por meios solares, atuam também no aumento de eficiência global do sistema. Porém, muito ainda se tem a estudar a fim de otimizar o sistema, pois há pontos que podem ser explorados para ser atingido um aumento da eficiência, além da preocupação de reduzir a emissão de poluentes.

De acordo com Kribus *et al.* (1998), o conceito de plantas solares exibe um desempenho atraente, tanto na conversão da energia para distribuição na forma de energia elétrica quanto na análise de custos, mesmo em pequenas dimensões. A utilização de fonte de energia solar para aquecimento do ar na câmara de combustão ainda é pouco explorada comercialmente. Porém, é um passo muito importante para a utilização de fontes de energia não-poluentes e abundantes. Além da diminuição de emissões de poluentes, como CO, CO<sub>2</sub> e NO<sub>x</sub>, o custo operacional se torna visivelmente menor, uma vez que o custo do combustível principal poderia chegar a ser nulo.

A solarização de turbinas a gás vem sendo estudada desde o início dos anos 90, possuindo um grande potencial tanto do ponto de vista econômico quanto ambiental. A aplicação de energias renováveis em turbinas a gás, que são máquinas térmicas de alto desempenho, alia os pontos positivos de cada tecnologia, mas ainda não possui maturidade equiparável a maiorias das tecnologias consolidadas.

Nesta dissertação é avaliado o desempenho de uma microturbina a gás que opera em modo híbrido, utilizando energia solar e de combustão do etanol e gás natural. Os dados obtidos na análise termodinâmica são utilizados em uma metodologia desenvolvida para o custo de geração de energia e receita de solarização da microturbina.

## 1.1 Objetivo

O objetivo geral desta dissertação é avaliar o desempenho térmico e o custo da energia elétrica gerada na microturbina a gás Capstone C30, operando em regime híbrido solar-etanol.

São definidos, portanto, os seguintes objetivos específicos:

- Realizar uma análise termodinâmica da microturbina híbrida em operação com gás natural e com etanol, considerando um receptor solar posicionado em ambas as linhas de pressão;
- Desenvolver uma avaliação econômica acerca da viabilidade no custo da energia elétrica gerada pelo sistema híbrido.

## 1.2 Estrutura do trabalho

No capítulo 2 é feita uma introdução às turbinas a gás e estado da arte, abordando o ciclo de funcionamento, componentes, desempenho e técnicas para seu aumento. São também especificadas as características da microturbina Capstone C30.

No capítulo 3 é apresentada uma revisão bibliográfica sobre a utilização de energia solar e biocombustíveis em turbinas a gás.

No capítulo 4 é apresentada uma modelagem termodinâmica do funcionamento da turbina operando com fornecimento híbrido de energia, para fornecimento de energia solar nas linhas de alta e baixa pressão. É desenvolvida também uma metodologia para avaliação do custo da energia elétrica gerada pela turbina levando em consideração o fornecimento de energia proveniente da fonte solar.

No capítulo 5 são apresentados e discutidos os resultados obtidos e no capítulo 6 são apresentadas as conclusões do trabalho.

## Capítulo 2 A ENERGIA SOLAR TERMOMECÂNICA

A energia solar termomecânica é a energia mecânica obtida quando se utiliza energia solar como fonte de energia para uma máquina térmica. Neste capítulo é apresentada uma introdução à energia solar e seu potencial de geração de energia. Serão apresentados também os tipos e aplicações atuais da energia solar térmica e abordadas características de turbina a gás relativas ao ciclo termodinâmico e à influência de parâmetros de operação no desempenho do equipamento.

### 2.1 Turbinas a gás e energia mecânica

De acordo com Çengel e Boles (2013) as principais aplicações de turbinas a gás são a propulsão de aviões e geração de energia elétrica. Contudo, atualmente as turbinas a gás são também empregadas na área marítima em navios comerciais e navios de guerra, devido à alta confiabilidade, potência elevada, sendo leve e compacta.

Para comparação, uma turbina a gás de 1,3 t pode substituir um motor a diesel de 16 t, e atualmente apresentam eficiências superiores a 40 % em ciclo simples e próximas dos 70 % em ciclo combinado. Também em sistemas de cogeração, o equipamento é largamente utilizado para a produção de energia elétrica e calor de processo.

As turbinas a gás são utilizadas também no segmento industrial. Nos EUA cerca de 32 % da geração de energia é realizada em termelétricas que usam turbinas a gás. As principais diferenças no uso industrial é que a vida útil requerida é muito maior do que nas aplicações aeronáuticas. Além disso, não há tanta importância no que se refere a limitações de peso e tamanho.

Uma usina pode fazer uso da energia cinética dos gases de exaustão em sistemas de cogeração, onde essa energia é utilizada para gerar eletricidade e/ou alimentar processos. O custo de construção de uma usina a turbina a gás é cerca de metade do custo de uma usina a vapor convencional (SARAVANAMUTTOO *et al.*, 2017).

Turbinas aero derivativas são amplamente utilizadas no segmento industrial, mas necessitam passar por modificações, além da óbvia remoção da hélice, operação com

combustível diferente (gás natural ou diesel), e uso de caixa de reduções para que o gerador possa ser acionado.

A vantagem de utilizar essas turbinas é o custo, pois algumas modificações são menos custosas do que o desenvolvimento de um projeto novo. As turbinas desenvolvidas para uso industrial são mais robustas, pois o peso não é uma preocupação, e turbinas com um determinado período de uso não poderiam ser utilizadas em aeronaves ou navios. Turbinas industriais são de grande porte e ultrapassaram a potência de 600 MW, e em geral utilizam o ciclo combinado para maior potência e eficiência.

### 2.1.1 Características das turbinas a gás

O ciclo termodinâmico ideal das turbinas a gás é o ciclo Brayton. No ciclo Brayton ar é comprimido isentropicamente no compressor, calor é adicionado isobaricamente na câmara de combustão e trabalho é produzido na expansão isentrópica da turbina. O calor é rejeitado a pressão constante diretamente para o ambiente no ciclo aberto ou em um trocador de calor, no ciclo fechado. O esquema é mostrado na Figura 2.1.

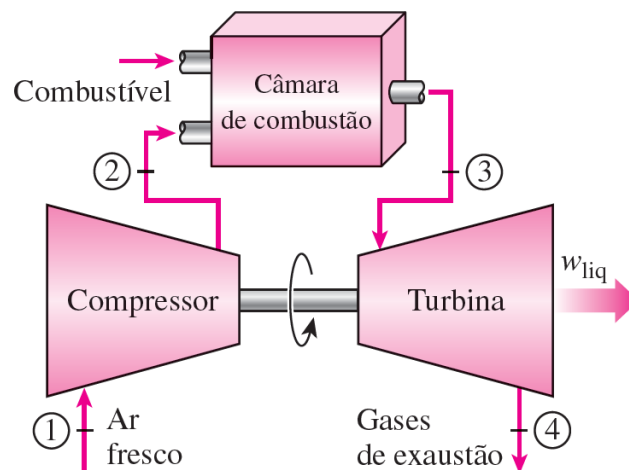


Figura 2.1 - Ciclo Brayton aberto (ÇENGEL; BOLES, 2013).

Ambos os ciclos ideais diferem dos ciclos reais, devido a irreversibilidades. No ciclo Brayton é inevitável uma queda de pressão durante os processos de adição de calor e rejeição, por perda de carga do fluido ao escoar pelos componentes, incluindo sangrias para resfriamento.

A Figura 2.2 mostra o diagrama P-v do ciclo Brayton. A área contida no diagrama corresponde do trabalho líquido produzido.

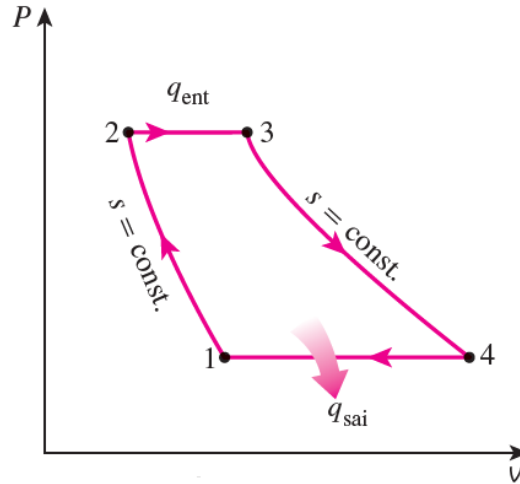


Figura 2.2 - Diagrama P-v do ciclo Brayton (CENGEL; BOLES, 2013).

Nos processos de compressão e expansão também há irreversibilidades, uma vez que o comportamento do compressor e da turbina não é isentrópico. O aumento de entropia nestes processos leva a uma redução do trabalho líquido produzido. O diagrama T-s da Figura 2.3 mostra as quedas de pressão e aumento de entropia no ciclo.

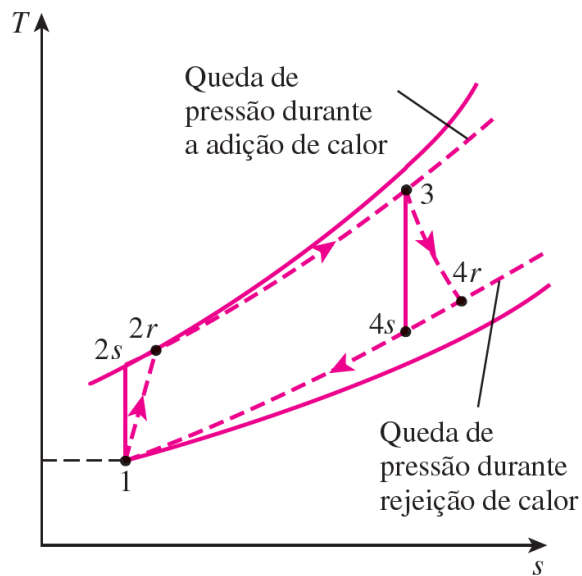


Figura 2.3 - Diagrama T-s do ciclo Brayton (ÇENGEL; BOLES 2013).

A turbina a gás é composta basicamente por compressor, câmara de combustão e turbina, sendo este conjunto conhecido como gerador de gás. As turbinas industriais possuem também uma caixa redutora de velocidade com um eixo de saída para o gerador, porém algumas apresentam um gerador integrado. A Figura 2.4 mostra os principais componentes de uma turbina a gás.

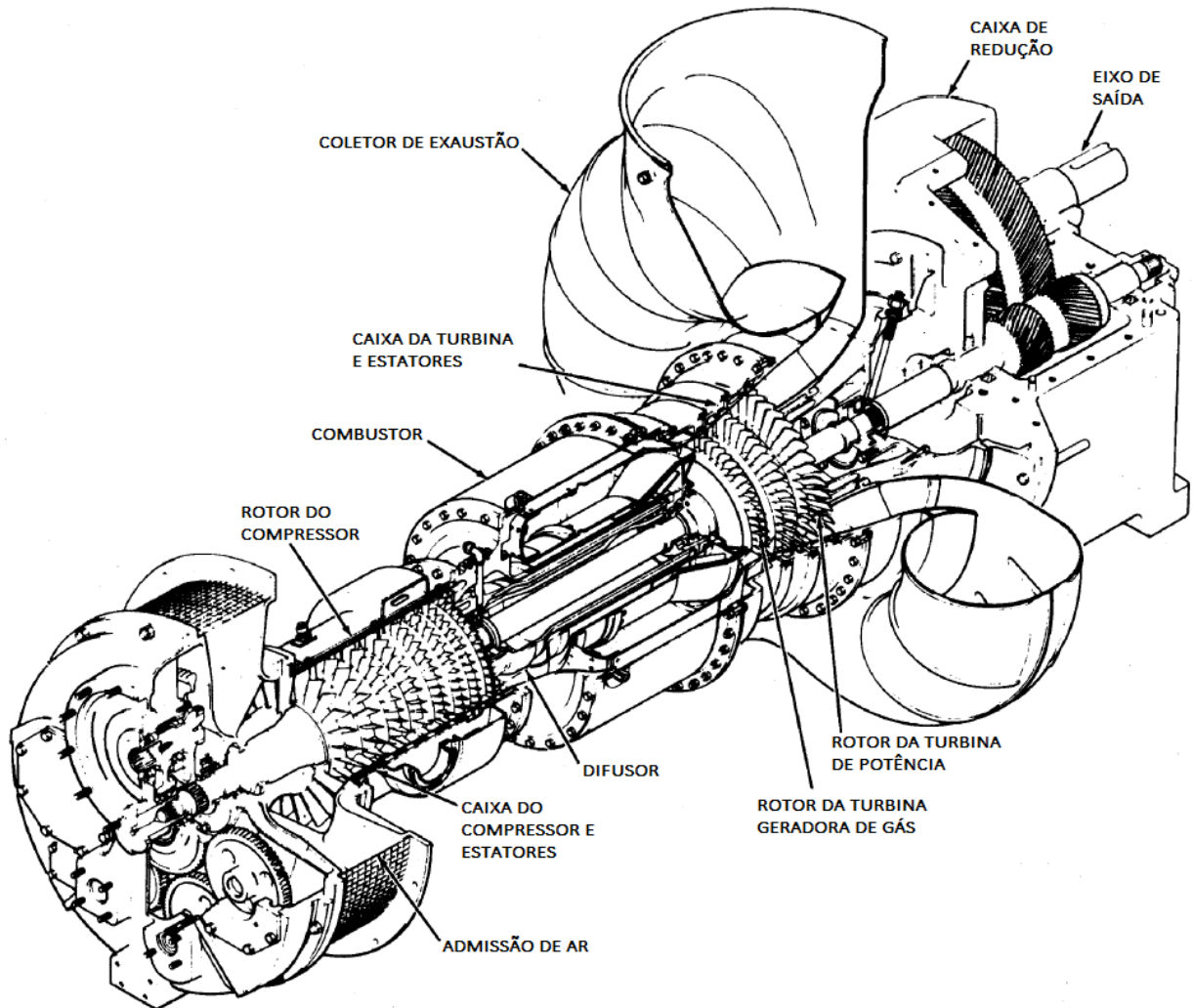


Figura 2.4 - Componentes principais de uma turbina industrial. Adaptado de Boyce (2012).

As turbinas a gás operam com elevado excesso de ar para evitar superaquecimento na câmara de combustão e na turbina. O excesso de ar diminui a temperatura de chama na combustão, o que reduz a formação de  $\text{NO}_x$  (Figura 2.5). Quanto maior a temperatura admissível na entrada da turbina, mais trabalho pode ser produzido, e aumentando a razão de pressão a eficiência também aumenta (até certo limite, para temperaturas fixas de entrada no compressor e na turbina). A temperatura em que as turbinas atuais operam é limitada pelo

material das pás, que contam com diversas tecnologias de resfriamento. O primeiro conjunto de pás é o que sofre maiores esforços, pois recebe simultaneamente as maiores temperaturas e pressões desenvolvidas no equipamento.

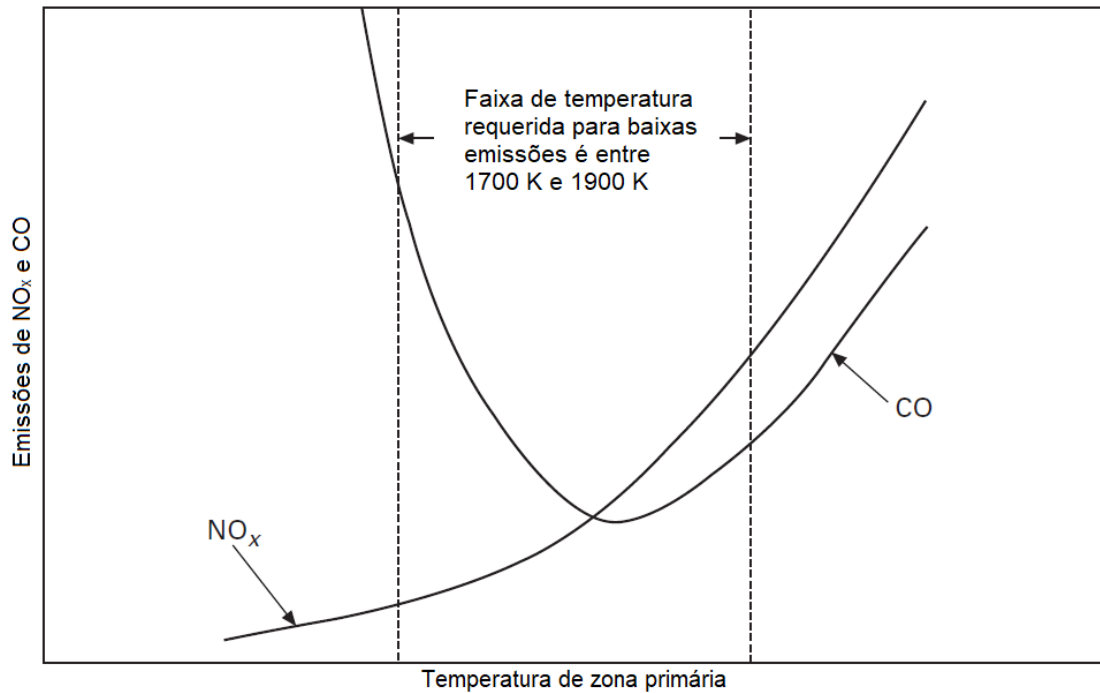


Figura 2.5 - Influência da temperatura da zona primária de queima na formação de NO<sub>x</sub> e CO. Adaptado de Razak (2007).

Um parâmetro importante no desempenho da turbina é a temperatura de saída do fluido no primeiro estator, pois o ar começará a ser expandido no conjunto de pás do primeiro rotor, que está localizado logo seguinte ao estator. Devido ao ar de resfriamento e perda de calor, pode haver uma queda de temperatura da ordem de 150 K quando o ar passa pelo primeiro estator (RAZAK, 2007).

Algumas modificações podem ser feitas ao ciclo básico, que é a utilização de resfriamento intermediário, regeneração ou reaquecimento, ou ainda todas as modificações em conjunto. Estas modificações são mostradas no esquema da Figura 2.6.



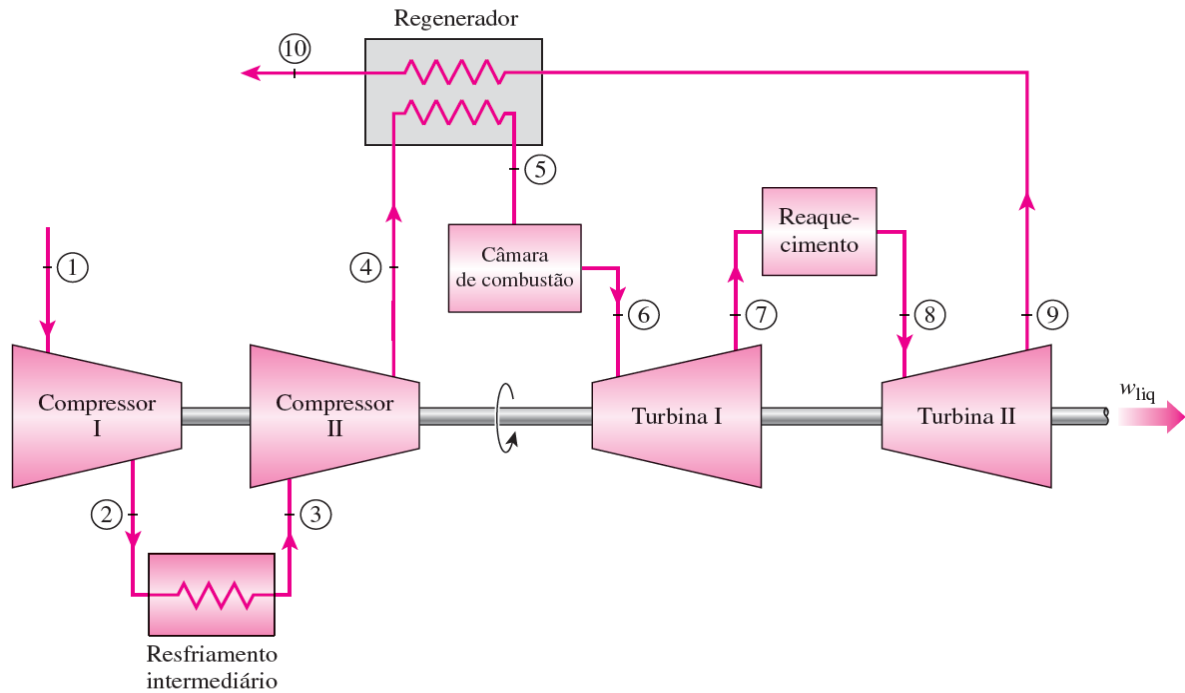


Figura 2.6 - Modificações no ciclo Brayton (ÇENGEL; BOLES, 2013).

Deve-se notar que o uso de regeneração é somente eficiente para a operação com baixas razões de pressão (Figura 2.7), pois a altas razões de pressão a temperatura de saída do compressor se torna maior do que a temperatura de saída da turbina. Caso um regenerador ou recuperador fosse utilizado nesse caso, faria com que a eficiência térmica caísse drasticamente, uma vez que a troca de calor seria realizada no sentido oposto ao desejado.

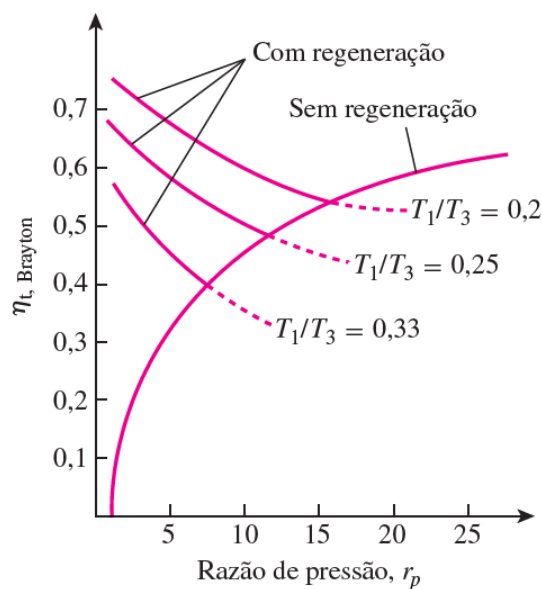


Figura 2.7 - Eficiências do ciclo Brayton, com e sem regeneração (ÇENGEL; BOLES, 2013).

O resfriamento intermediário atua na redução do volume específico do ar. Como o trabalho de compressão é diretamente proporcional ao volume específico, resfriar o ar que será comprimido ou mesmo o ar que está sendo comprimido, diminui o trabalho retirado da turbina que seria utilizado para fornecer ao compressor. No caso do resfriamento entre estágios de compressão, este faz com que o processo seja deslocado em direção a um processo isotérmico, ao contrário da compressão sem resfriamento, que seria politrópica porém próxima à adiabática. A Figura 2.8 compara os trabalhos de compressão e a Figura 2.9 compara a diferença de eficiência térmica entre diferentes arranjos do ciclo.

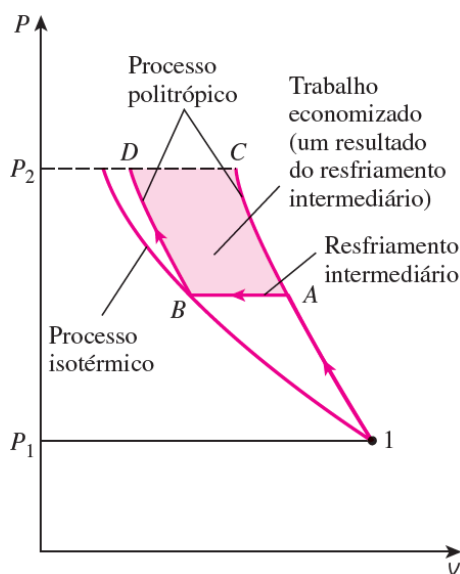


Figura 2.8 - Trabalho de compressão economizado utilizando-se resfriamento intermediário (ÇENGEL; BOLES, 2013).

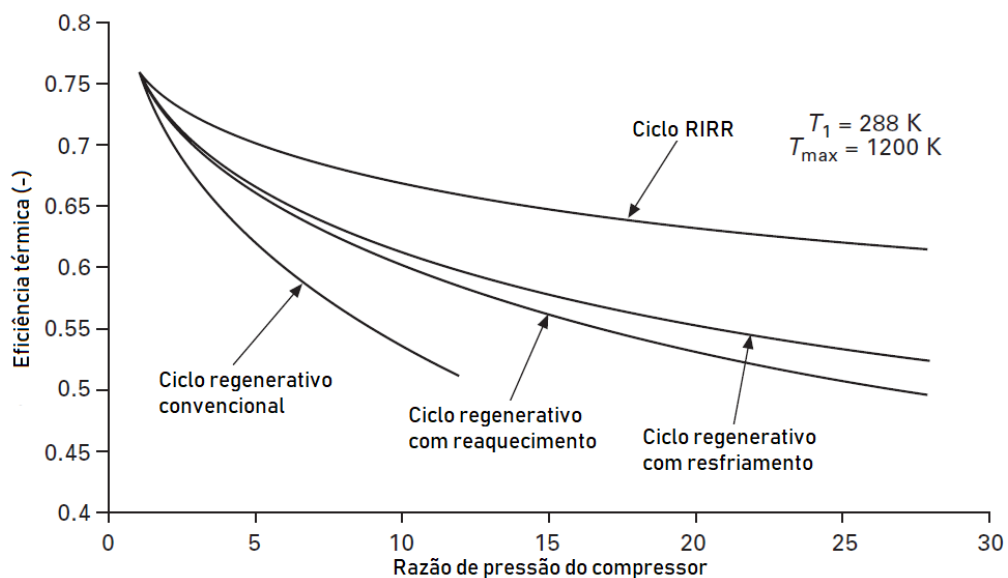


Figura 2.9 - Variação da eficiência térmica no ciclo Brayton ideal, de acordo com diferentes configurações. Adaptado de RAZAK (2007).

A operação de uma microturbina é frequentemente realizada fora das condições ISO, variando de acordo com a localização a temperatura, umidade relativa do ar e pressão atmosférica em que está submetida. Estas variações influem diretamente na eficiência e na potência gerada pela turbina. A Figura 2.10 e a Figura 2.11 mostram as variações de potência e de eficiência especificamente para a microturbina Capstone C30 em relação à temperatura ambiente, ao nível do mar.

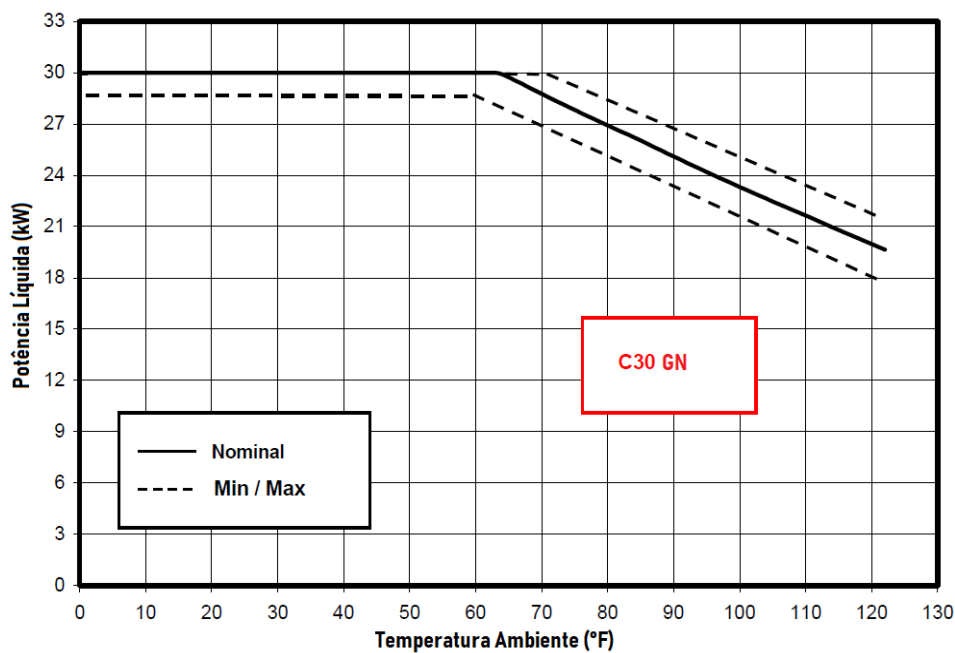


Figura 2.10 - Potência líquida desenvolvida pela microturbina C30 em relação à temperatura ambiente. Adaptado de Capstone Turbine (2018).

O compressor de uma turbina pode ser do tipo radial ou axial, com um ou diversos estágios de compressão. Compressores de vários estágios são necessários para se obter altas razões de pressão mantendo uma boa eficiência isentrópica. O compressor do tipo radial é utilizado geralmente em turbinas de pequeno porte. A disposição das palhetas e o volume decrescente do compressor faz com que a pressão seja elevada progressivamente. Uma fração do ar comprimido pelo compressor é direcionada para resfriamento das pás e da câmara de combustão. O número de Mach é maior na entrada do compressor devido ao raio ser maior, portanto a velocidade linear maior. O número de Mach na entrada do compressor fica entre 0,7 e 0,85 (SARAVANAMUTTOO *et al.*, 2017).

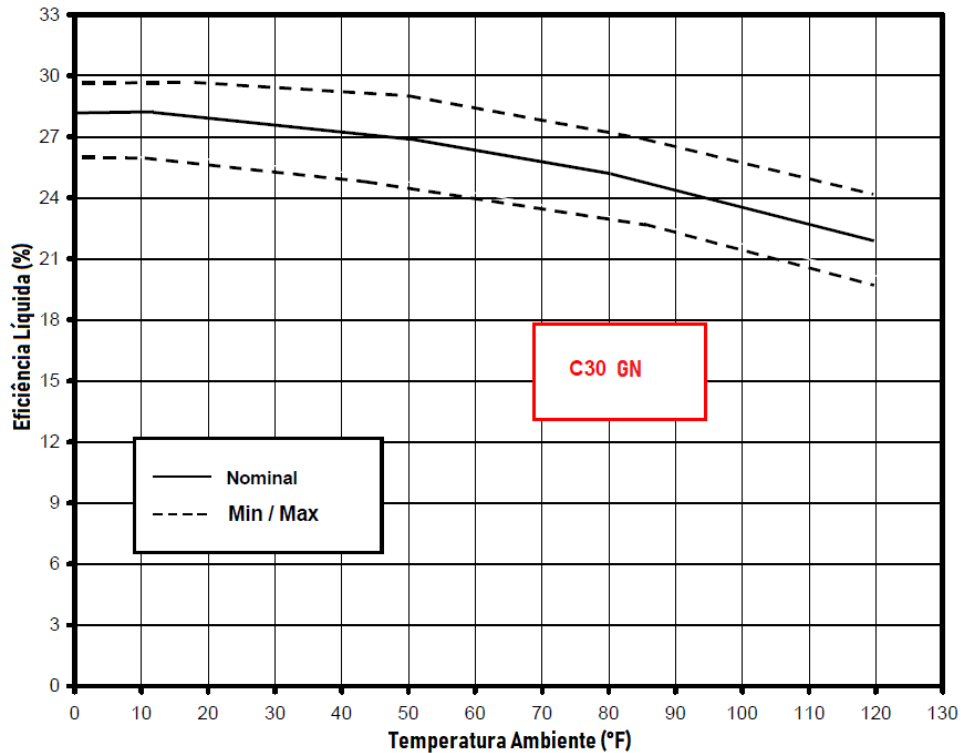


Figura 2.11 - Eficiência líquida desenvolvida pela microturbina C30 em relação à temperatura ambiente. Adaptado de Capstone Turbine (2018).

Na entrada do compressor estão localizadas as IGVs (*inlet guide vanes*), pás que têm como função guiar o ar de entrada, de acordo com a rotação, para que este incida sobre a pá do compressor no ângulo ideal, fazendo com que o fenômeno estol (descolamento da camada limite) seja evitado, causando menores perdas no compressor e evitando falhas no mesmo. De acordo com Boyce (2012), os compressores apresentam perdas no rotor (choque nas pás, ângulo de incidência, atrito por escoamento secundário, gradiente adverso de pressões, recirculação em folgas, perda de carga) e no estator (recirculação, mistura de esteiras, difusor com e sem pás, perdas de saída). A eficiência típica de um compressor é de 87 %.

A câmara de combustão tem como principal finalidade queimar o combustível a fim de aumentar a temperatura do fluido de trabalho. Este, a uma elevada temperatura e pressão, é direcionado para expandir na turbina e produzir potência de eixo. Este processo deve ser realizado com mínima perda de pressão possível e máxima eficiência. As câmaras de combustão podem ser do tipo tubular, tuboanular ou anular, sendo esta última a configuração mais comum devido a uma menor queda de pressão.

As maiores preocupações no desenvolvimento de câmaras de combustão são a manutenção dos níveis de formação de  $\text{NO}_x$  baixos e o maior aproveitamento da energia química contida no combustível. Como a formação de  $\text{NO}_x$  diminui à medida em que a mistura se torna

pobre, são utilizadas diferentes técnicas na queima, como a queima estequiométrica seguida de diluição em ar, para que este entre na turbina a uma temperatura admissível (BREEZE, 2016). Nota-se que a emissão de  $\text{NO}_x$  apresenta aumento ao diminuir ligeiramente a relação combustível/ar, mas após uma certa relação a emissão de  $\text{NO}_x$  decresce progressivamente em razão da diminuição da temperatura de chama. A Figura 2.12 mostra a emissão de  $\text{NO}_x$  em relação às proporções ar-combustível da mistura.

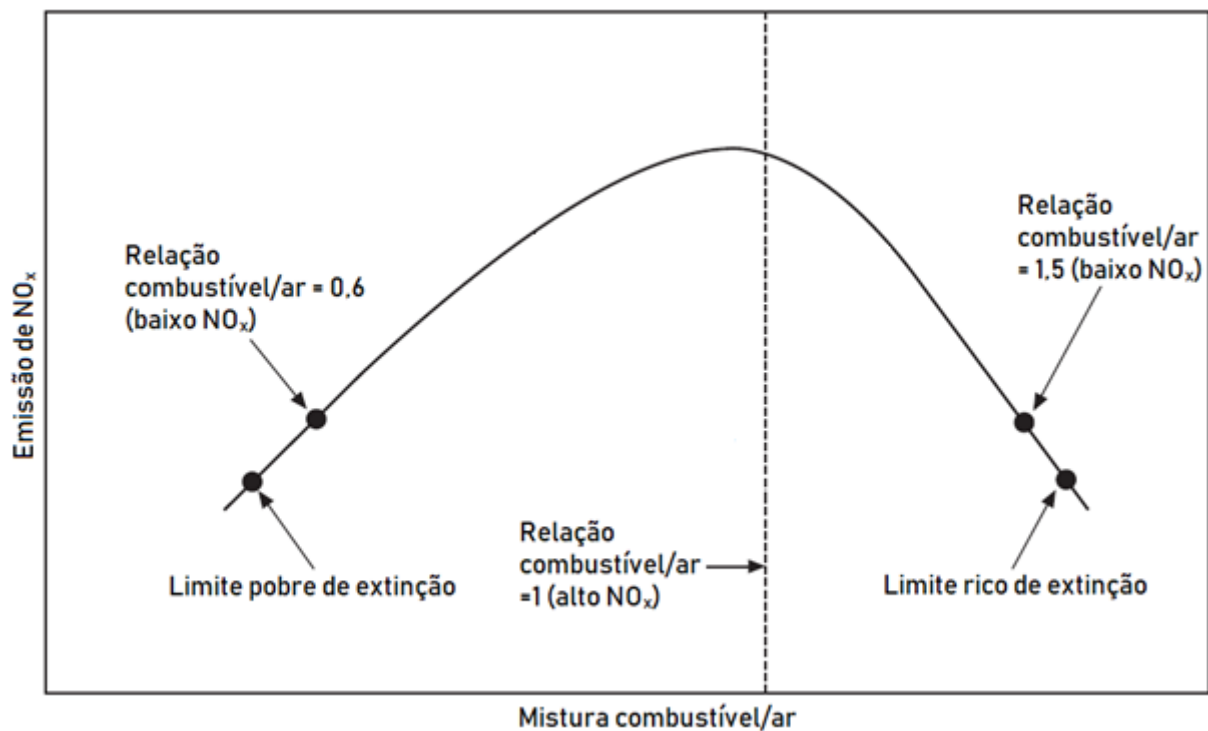


Figura 2.12 - Emissões de  $\text{NO}_x$  de acordo com a variação das proporções da mistura. Adaptado de RAZAK (2007).

O aumento da turbulência na câmara de combustão faz com que a queima seja mais eficaz e que as correntes de ar sejam bem misturadas para que a distribuição de temperatura seja uniforme, evitando prejuízos às pás da turbina devido a tensões térmicas. A Figura 2.13 mostra diferentes métodos de injeção de combustível para estabilização da chama.

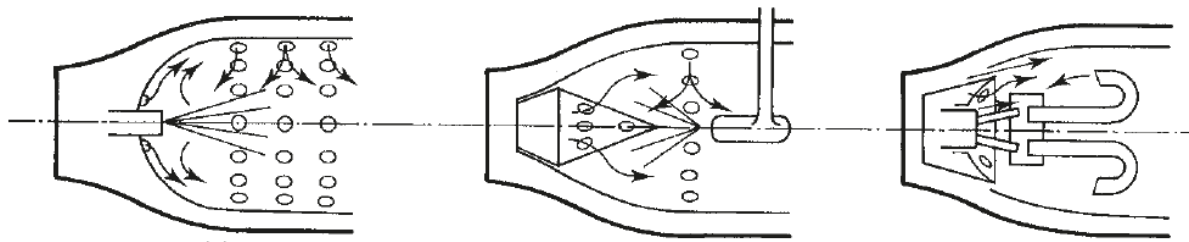


Figura 2.13 - Configurações de injeção de combustível e circulação do ar na câmara de combustão (SARAVANAMUTTO *et al.*, 2017).

As turbinas propriamente ditas podem ser do tipo radial ou axial. As microturbinas geralmente possuem tanto o compressor quanto turbina radiais. Porém, as turbinas a gás, em sua maioria, possuem estes componentes do tipo axial. Podem ser classificadas também em turbinas de ação, reação ou mista. Na turbina de ação a queda de pressão se dá apenas nos estatores, enquanto que na turbina de reação à queda de pressão ocorre também nos rotores. As turbinas a gás apresentam configurações mistas de ação e reação, pois as eficiências destas configurações dependem em grande parte da rotação da turbina e dos estágios presentes.

Após passar por um duto convergente, que converte pressão estática em pressão dinâmica, os gases quentes provenientes da câmara de combustão entram na turbina para serem expandidos. As turbinas atuais operam com temperaturas de 1600 °C, temperatura muito elevadas, mas que torna possível a operação graças a modernas técnicas de resfriamento (BREEZE, 2016).

Assim como nos compressores, as turbinas apresentam possibilidades de aumento de potência e eficiência. O objetivo, ao contrário do compressor, é manter o volume específico do gás de exaustão o mais alto possível para maximizar o trabalho produzido, e para isto pode-se utilizar o reaquecimento entre turbinas, realizando-se trabalho sem consumir potência do compressor.

Além disto, pode-se utilizar do aumento de massa que passa pela turbina, uma vez que o trabalho produzido pela turbina é diretamente proporcional à vazão em massa. Para isto, pode-se recorrer a injeção de ar (úmido, comprimido e aquecido), água ou vapor na saída do compressor ou diretamente na câmara de combustão. Os ganhos de desempenho de acordo com cada técnica, incluindo as utilizadas na compressão, para uma turbina de 100 MW e temperatura ambiente de 32 °C podem ser vistos na Tabela 2.1.

Tabela 2.1 - Desempenho de diferentes técnicas de aumento de desempenho de turbinas a gás. Adaptado de Boyce (2012).

<b>Tipo de Processo</b>	<b>Aumento da Potência (%)</b>	<b>Aumento da Eficiência (%)</b>	<b>Custo (US\$/kW)</b>
Resfriamento do ar de entrada	11,51	2,5	195,74
Resfriamento intermediário	15,69	14,19	143,56
Injeção de ar comprimido aquecido e umidificado	21,12	21,23	157,84
Injeção de vapor	9,11	22,13	168,19
Resfriamento evaporativo com injeção de vapor	12,59	24,02	150,34

### 2.1.2 A microturbina Capstone C30

A microturbina Capstone C30 é uma turbina a gás regenerativa destinada à geração de energia elétrica. Pode operar em modo *Grid Connect* (para geração em paralelo com a rede elétrica) ou em modo *Stand Alone* (isolada da rede).

Possui compressor e turbina radiais, com uma câmara de combustão anular dobrada, recuperador de calor e gerador elétrico síncrono integrado. A turbina é refrigerada a ar e montada com rolamentos de folha de ar. Os principais componentes da microturbina como gerador, compressor e a turbina propriamente dita são montados em um único eixo, sendo as únicas partes móveis do equipamento. A Figura 2.14 mostra a vista em corte e os componentes da turbina C30.

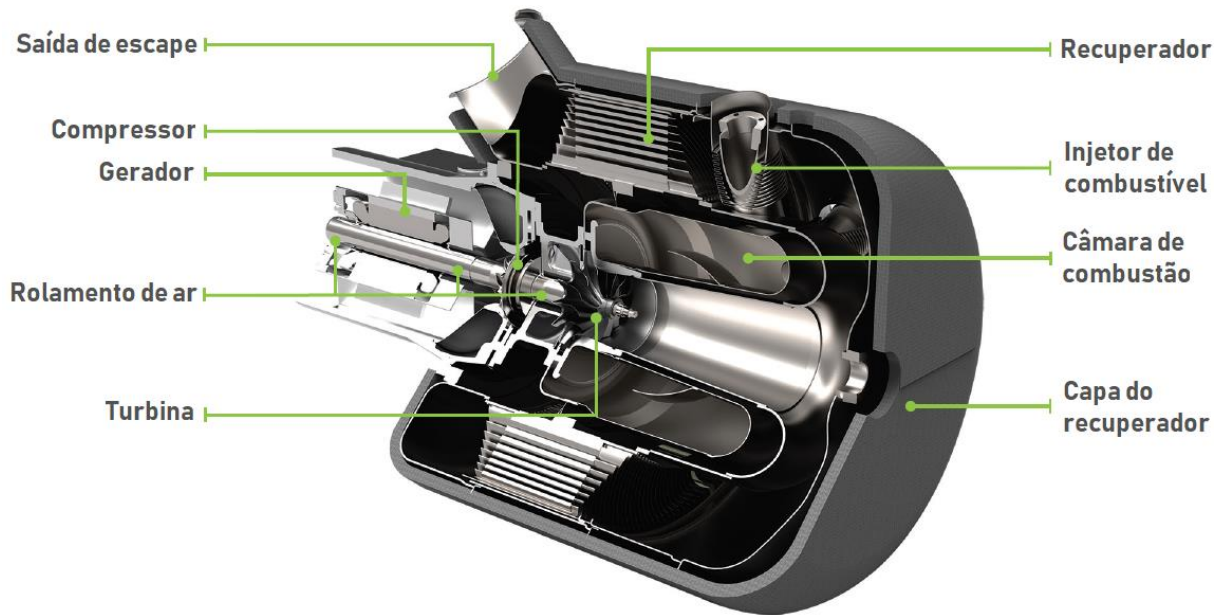


Figura 2.14 - Componentes da microturbina Capstone C30. Adaptado de Capstone Turbine (2018).

A Tabela 2.2 mostra as principais especificações técnicas da microturbina C30:

Tabela 2.2 - Especificações da microturbina Capstone C30.

Potência elétrica de saída	30 kW
Tensão	400/480 VAC
Frequência	10/60 Hz
Eficiência elétrica	26 %
<i>Heat rate</i>	13,8 MJ/kWh
PCS do combustível	30,7 – 47,5 MJ/m <sup>3</sup>
Pressão de injeção	379 – 414 kPa
Emissão de NO <sub>x</sub> @ 15% O <sub>2</sub>	< 18 mg/m <sup>3</sup>
Relação de pressão	4
Vazão mássica de exaustão	0,31 kg/s
Temperatura de exaustão	275 °C

A microturbina possui sistema de monitoramento remoto e sistema de diagnóstico, sendo seu projeto confiável para operações acima de dezenas de milhões de horas.



## 2.2 Tipos e aplicações de energia solar

Por apresentar um nível nulo de emissões de poluentes, a energia solar é um tipo de energia muito atrativa disponível. De acordo com Subida (2015), a quantidade de energia solar disponível por dia poderia suprir as necessidades energéticas da humanidade por três anos. O Sol fornece para a atmosfera uma energia anual de  $1,5 \times 10^{18}$  kWh, que além ter como função a manutenção da vida terrestre, se constitui de uma fonte inesgotável de energia nos próximos bilhões de anos. Esta fonte de energia pode ser aproveitada utilizando-se sistemas de captação com a finalidade de converter a energia térmica em energia elétrica. A Figura 2.15 mostra os tipos e aplicações da energia solar.

O principal impedimento para a popularização do sistema, apesar do custo operacional próximo de zero, é o alto investimento inicial necessário. Outros fatores que impactam na sua utilização é ser um tipo de energia muito diluída, pois apesar de abundante está localizada em uma área muito grande, sendo um dos maiores desafios o desenvolvimento de técnicas de concentração e distribuição.

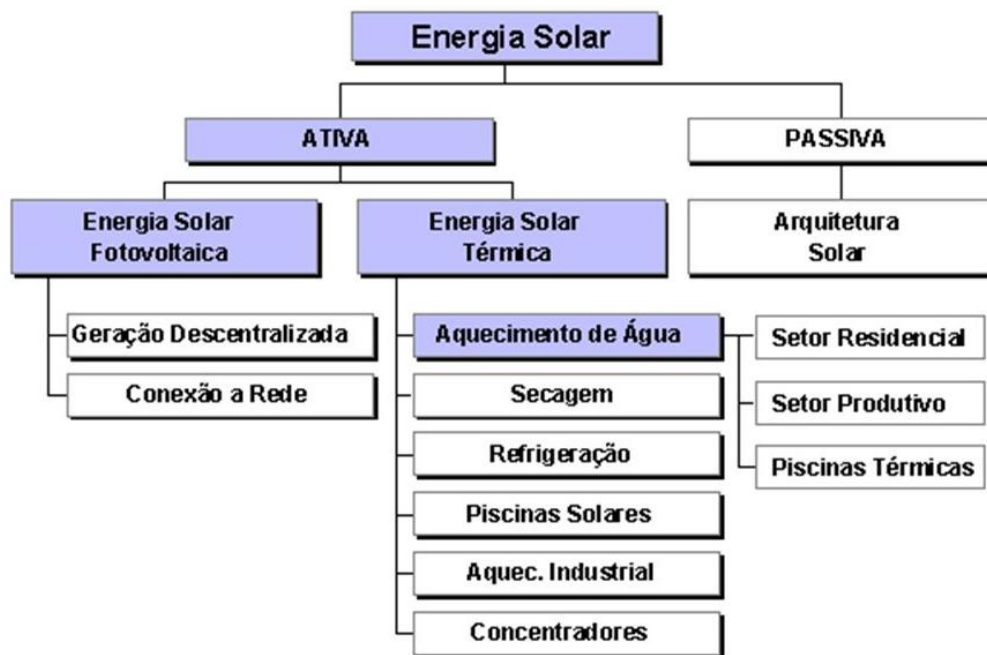


Figura 2.15 - Tipos e aplicações da energia solar (RAIA, 2012).

Um outro fator é a intermitência da disponibilidade, pois além de não haver energia solar no período noturno, a disponibilidade da mesma varia durante o dia com a presença de nuvens e fenômenos atmosféricos, além da variação do tempo de incidência por dia devido à

inclinação da Terra, sendo mais proeminente nas regiões de latitude elevada. A Figura 2.16 mostra estas variações ao longo do ano.

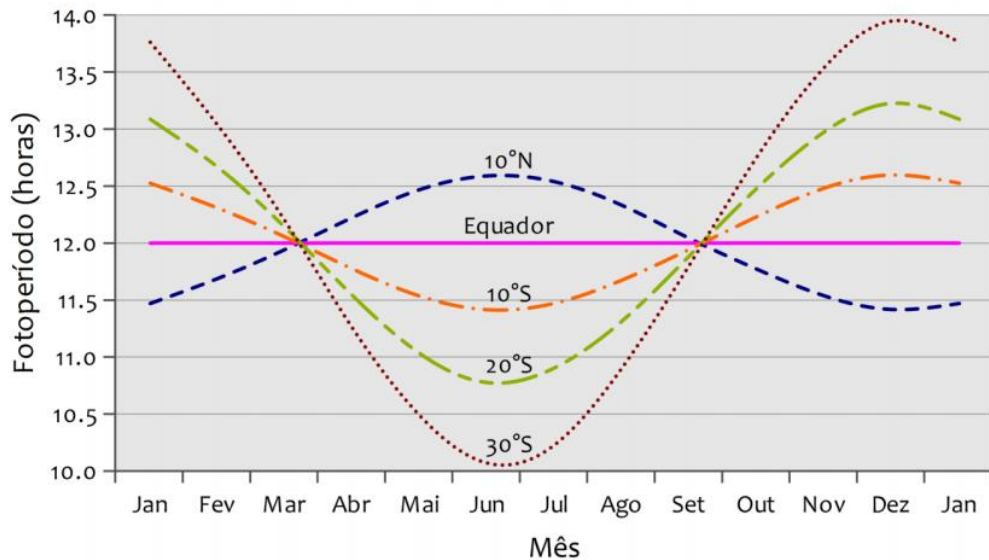


Figura 2.16 - Variação do fotoperíodo para diferentes latitudes (PEREIRA *et al.*, 2017).

Por outro lado, a energia solar trata-se de uma fonte inesgotável, limpa, gratuita e sustentável. Considerando que a média global de irradiância solar é de 1 kWh/m<sup>2</sup>.dia, o Brasil apresenta valores atrativos de irradiação, o que torna possível o investimento neste tipo de tecnologia.

A radiação solar que chega à litosfera é composta pela radiação direta e radiação difusa (horizontal). A irradiância direta horizontal é o produto da irradiância direta normal pelo cosseno do ângulo zenital solar, ou seja, atinge seu maior valor quando o sol atinge a maior inclinação azimutal (meio do dia). Deste modo, os coletores de conversão direta e equipamentos medidores de irradiação são instalados com um ângulo igual ao da latitude local, em relação à direção horizontal. A Figura 2.17 mostra o mapa de radiação no plano inclinado na latitude no país.

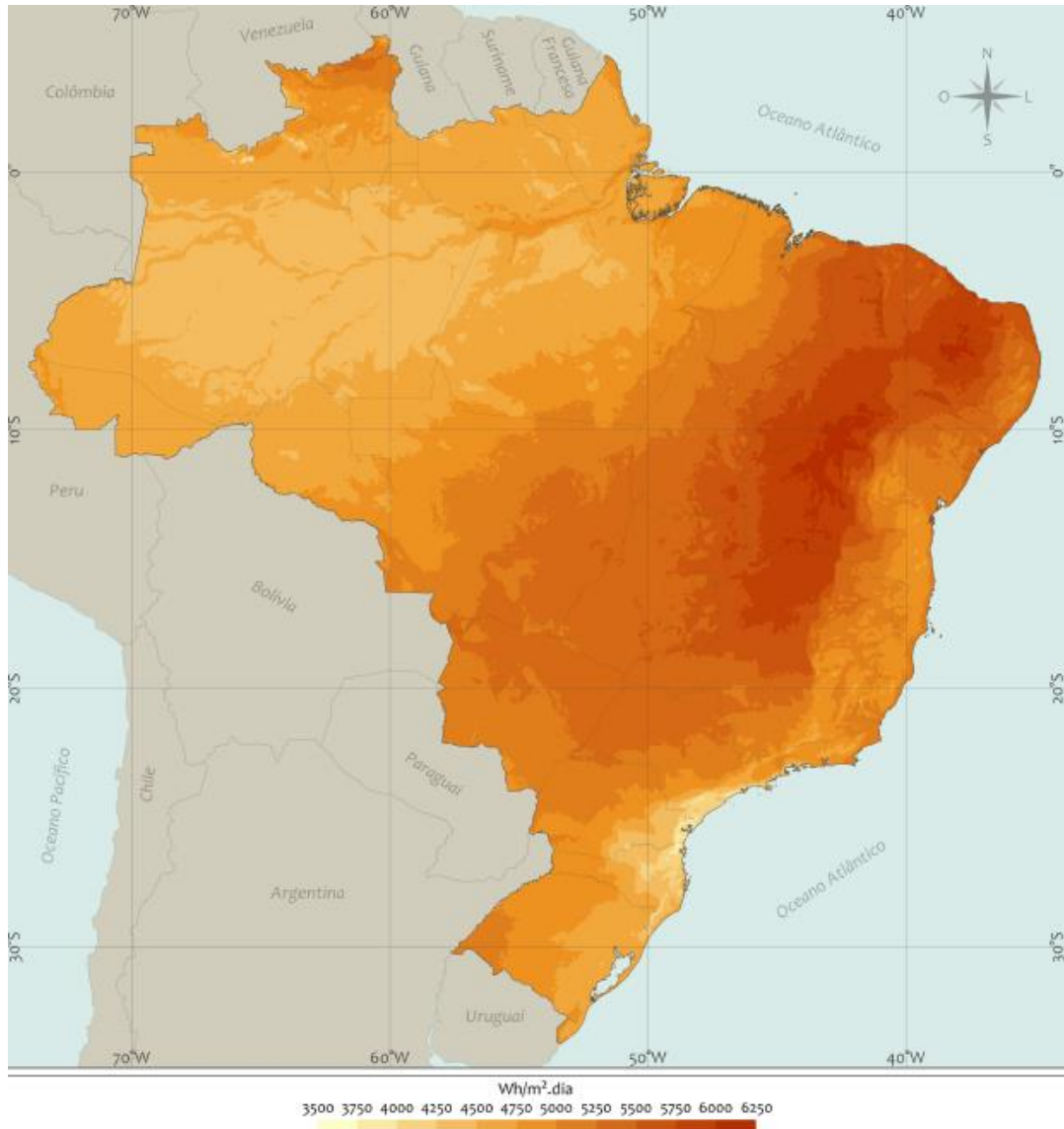


Figura 2.17 - Total diário da irradiação no plano inclinado no Brasil (PEREIRA *et al.*, 2017).

As instalações de energia solar concentrada atingiram uma potência instalada global de 301 GW em 2016 (MME, 2019), sendo a Espanha responsável por 65 % do total das plantas no mundo. O uso de energia solar no Brasil ainda é pouco explorado, sendo a parcela de energia solar desprezível quando comparada com fontes hidrelétricas ou até mesmo eólicas. Dados atualizados do balanço de energia do Brasil são mostrados na Tabela 2.3.

Tabela 2.3 - Balanço de energia no Brasil em 07/04/2019. Adaptado de ONS (2019).

<b>Sistema Interligado Nacional</b>		
	<b>Energia (MW)</b>	<b>Porcentagem (%)</b>
Hidro Nacional	37 325	64,76 %
Itaipu Binacional	8 449	14,66 %
Termo Nuclear	1 888	3,28 %
Termo Convencional	6 453	11,2 %
Eólica	3 177	5,51 %
Solar	344	0,6 %
Total	54 636	100 %

## 2.3 Energia solar térmica

A energia solar pode ser utilizada diretamente para o fornecimento de calor para um processo ou pode ser utilizada indiretamente, como energia convertida em calor ou eletricidade. As aplicações da utilização direta são no aquecimento e dessalinização de água, climatização de ambientes, armazenamento térmico, uso residencial, agricultura (estufa e secadores) e por combinação com bombas de calor ou refrigeração por absorção.

A conversão indireta de energia solar se dá pela conversão estática, no caso da energia fotovoltaica, e pela conversão mecânica por meio de máquinas térmicas que operam em ciclo Otto, Diesel, Brayton, Rankine ou Stirling.

De acordo com Pinho (2014), os coletores solares são aquecedores de fluidos, e classificados em coletores planos e concentradores, estes últimos quando há dispositivos de concentração da radiação solar. O atingimento de altas temperaturas só é possível nos coletores concentradores. Altas temperaturas são desejáveis, uma vez que a qualidade da energia é proporcional à sua temperatura.

Grandes quantidades de energia estão presentes na atmosfera e nos oceanos, como nas correntes marítimas, porém as diferenças de temperaturas limitam o uso dessa energia para fornecimento a uma máquina térmica, não somente pelos requisitos de temperatura do equipamento, mas também pela eficiência obtida, que é proporcional à temperatura média de fornecimento de calor.

No caso dos concentradores solares, o aumento da temperatura acarreta na queda de eficiência, pois o calor emitido por radiação é equivalente à quarta potência da temperatura absoluta, sendo este o principal meio de perda de energia, apesar de perdas por convecção e condução não serem desprezíveis. Portanto, altas taxas de extração são desejáveis para que a temperatura permaneça em um patamar ótimo entre rendimento do sistema solar e o rendimento do sistema térmico (PALZ, 2002). A Figura 2.18 mostra o rendimento do coletor em função da temperatura do receptor.

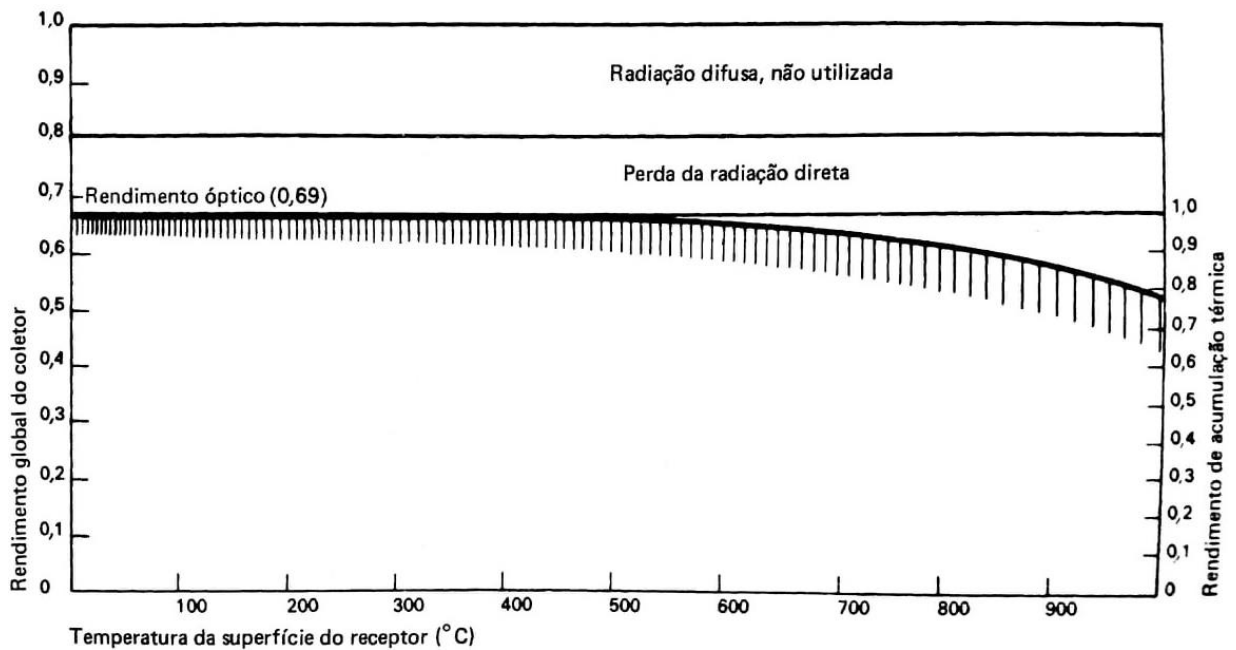


Figura 2.18 - Rendimento ótico, térmico e global em função da temperatura do receptor (PALZ, 2002).

Existem quatro tecnologias principais de concentração por sistemas ópticos, utilizadas em usinas de médio e grande porte: cilindros parabólicos, torres solares, coletores lineares de Fresnel e discos parabólicos (RAHMAN, 2019). Dentre estes tipos de coletores, os cilindros parabólicos e discos de Fresnel não possibilitam fornecer energia exclusivamente solar para as turbinas a gás, em virtude de atingirem menores temperaturas, em torno de 400 °C. O concentrador do tipo prato parabólico, mostrado na Figura 2.19, é um concentrador pontual e pode atingir até 1500 °C (KALOGIROU, 2014).

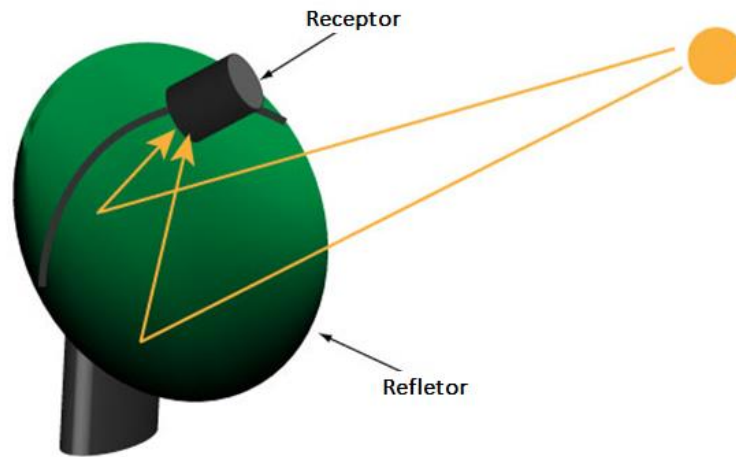


Figura 2.19 - Coletor solar do tipo prato parabólico. Adaptado de GREEN RHINO ENERGY (2018).

Os concentradores do tipo torre solar são ideais para fornecimento de energia para turbinas a gás em ciclos simples e ciclos combinados, pois podem atingir uma temperatura de até 2000 °C e temperaturas dessa ordem são necessárias para o fluido entrar na turbina propriamente dita. A Figura 2.20 mostra o esquema de funcionamento de um concentrador do tipo torre solar.

Este sistema consiste de helióstatos instalados no solo, e que direcionam a radiação direta solar para um receptor montado em uma torre, que possui características de alta absorvidade e baixa emissividade. Calor é então transferido a um fluido de trabalho que transferido a uma máquina térmica acoplada a um gerador produz eletricidade. Como em qualquer processo termodinâmico, o sistema deve possuir um sumidouro para que o ciclo se complete (PALZ, 2002).

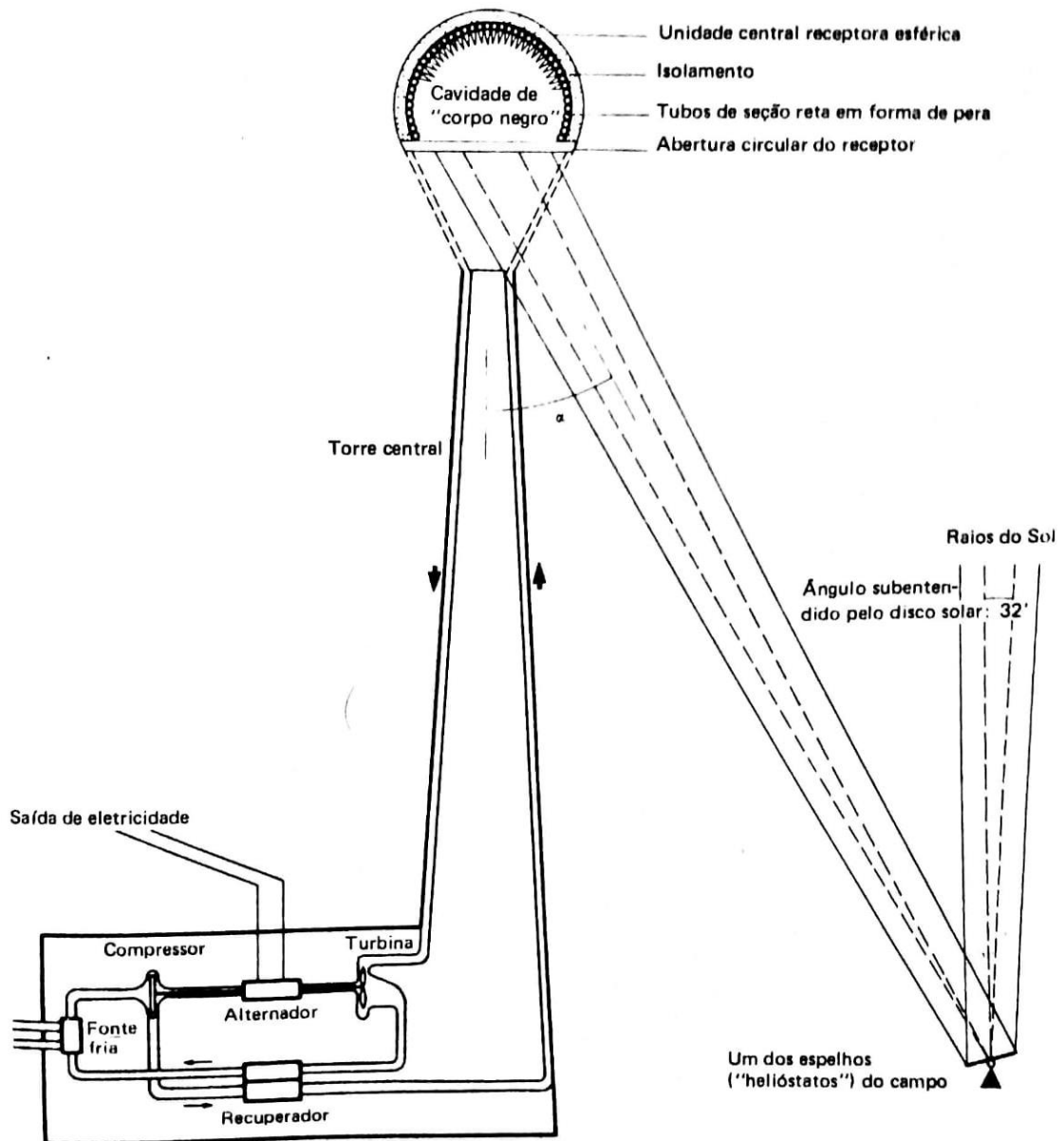


Figura 2.20 - Esquema do receptor de torre associado a um ciclo de potência a gás (PALZ, 2002).

As usinas PS10 e PS20 localizadas na Espanha possuem capacidade de 10 e 20 MW, sendo utilizados 624 e 1255 espelhos planos, respectivamente. Os espelhos são direcionados para uma torre de 115 m de altura na PS10 e 165 m na PS20, que vaporiza a água circulante fornecendo vapor para uma turbina gerar energia elétrica (POWER TECHNOLOGY, 2019). A Figura 2.21 mostra o arranjo dos coletores e torre de concentração da usina PS10.



Figura 2.21 – Usina PS10 em Seville, Espanha (POWER TECHNOLOGY, 2019).

Uma das mais recentes áreas de pesquisa em turbinas a gás é a integração a um sistema solar de produção de energia. Alguns países como Espanha, Itália e Israel já possuem usinas operando com o sistema híbrido, porém ainda há limitações no que se refere ao ajuste de fornecimento de energia na turbina, uma vez que a luz solar é uma fonte intermitente de energia e a temperatura na entrada da turbina deve ser mantida constante. Uma das maneiras de contornar este problema é a adoção de reservatórios térmicos, que além de manter estável o fornecimento da energia captada por meios solares, atuam também no aumento de eficiência global.

O reservatório térmico é o único equipamento que necessita de água para o funcionamento deste sistema. Diversos fluidos vêm sendo estudados para utilização em armazenamento térmico, como ceras de parafina e sais fundidos, cujas propriedades térmicas de calor específico e densidade se mostram atraentes, porém possuem alto custo e problemas operacionais, como a segregação (PALZ, 2002).



O conceito da microturbina híbrida vem sendo explorado desde os anos 90, sendo um dos pioneiros o projeto SOLGATE. Outros projetos, como SOLHYCO, SOLUGAS, OMSoP e PEGASE também focaram na integração entre energia solar e turbinas a gás. O esquema da instalação dos equipamentos é mostrado na Figura 2.22. Assim como no esquema da Figura 4.2, o ar é admitido pelo compressor (Comp), recebe energia dos gases de exaustão através do recuperador (Rcp), recebe energia solar através do receptor (Rcv), se necessário elevar a temperatura dos gases combustível é queimado na câmara de combustão (CC). O gás é então expandido na turbina (Turb) para gerar trabalho, e então passa pelo recuperador (Rcp) para fornecer energia para o ciclo e é então descarregado na atmosfera. A Figura 2.23 mostra a fotografia do sistema OMSoP de uma microturbina ligada a um concentrador solar.

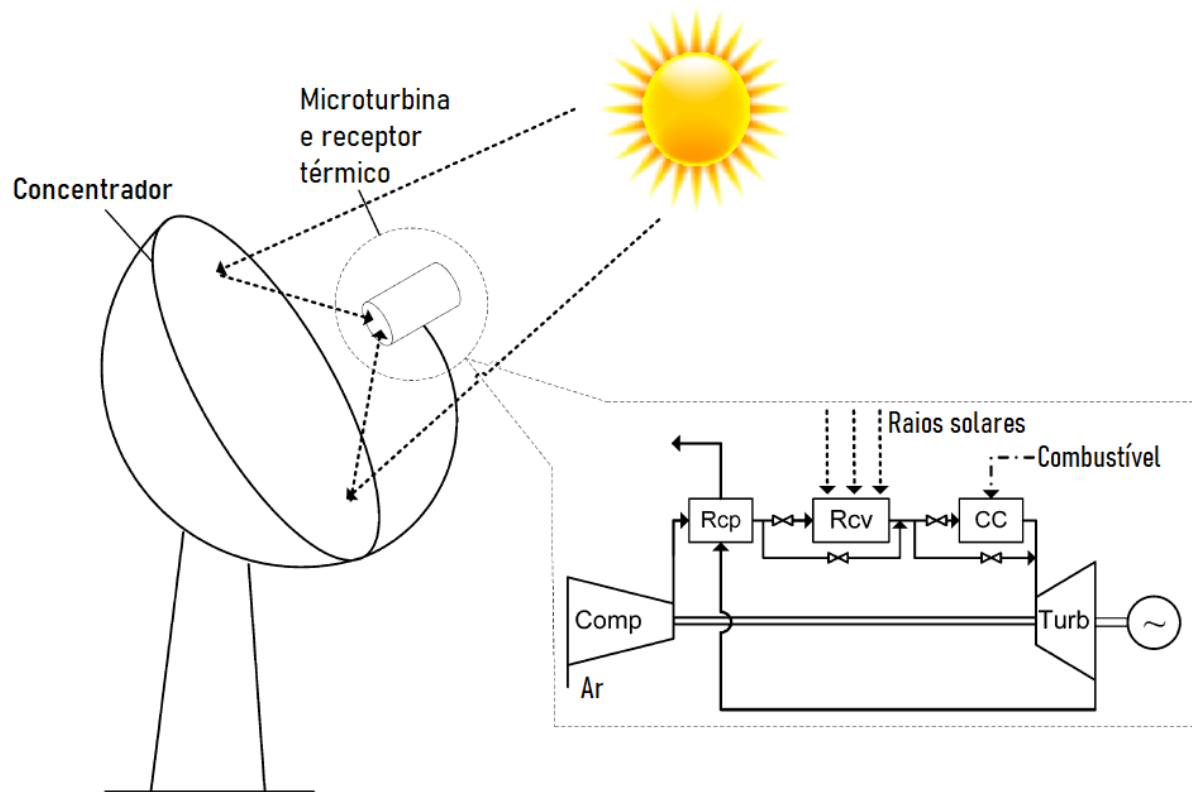


Figura 2.22 - Esquema da instalação da microturbina híbrida.

Adaptado de Semprini, Sánchez e Pascale (2016).



Figura 2.23 - Projeto OMSoP: Instalação do receptor/microturbina no foco do concentrador parabólico (ETN, 2019).

O receptor consiste de um material cerâmico poroso reticulado (CPR), composto de carbeto de silício em formato anular unido por dois cilindros concêntricos, e pode operar em uma faixa de pressão de 4 a 30 bar e em uma faixa de temperatura de 800 a 1200 °C atingida no composto do concentrador parabólico (CCP), o que o torna ideal para aplicação em turbinas a gás (POZIVIL, 2014). Nesta dissertação foi considerado o custo de investimento deste tipo de receptor térmico para cada situação analisada, uma vez que receptores de maior capacidade possuem um custo mais alto, este sendo refletido no custo da energia elétrica gerada.

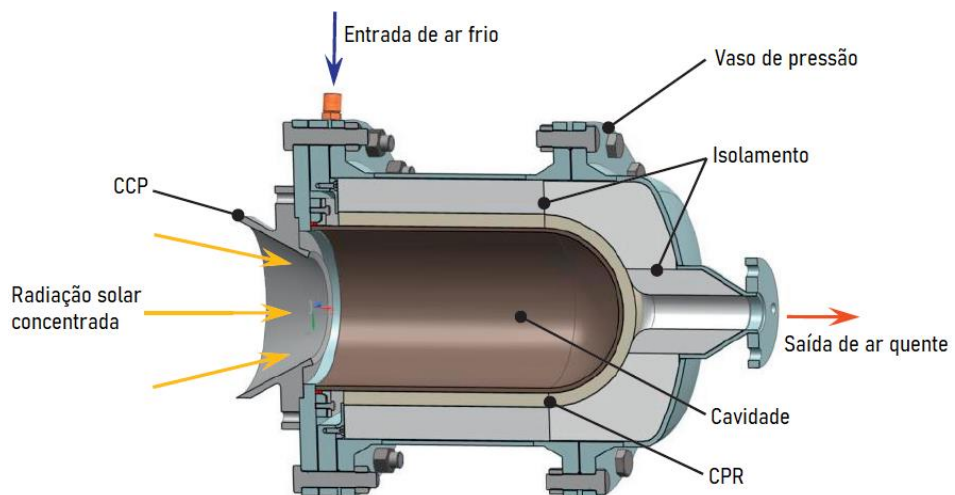


Figura 2.24 - Vista em corte do modelo de receptor solar. Adaptado de Pozivil *et al.* (2014).

## Capítulo 3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

São apresentados a seguir, trabalhos científicos que contribuem para situar este trabalho na comunidade científica, no tema geração híbrida em turbinas a gás, com a finalidade de levantar as contribuições do sistema híbrido na redução do uso de combustíveis fósseis e conseqüentemente poluição ambiental; além de fornecer dados para integralização do sistema solar ao sistema padrão de uso de combustível. Nota-se que a redução do valor da eletricidade gerada é proporcional à redução de poluentes, pois uma turbina funcionando com fonte solar de energia somente, apresenta emissões nulas e custo de energia elétrica nulo (no que se refere à utilização de combustível), apesar do custo real não ser nulo devido ao elevado custo de manutenção e operação.

### 3.1 Biocombustíveis em turbinas a gás e emissões de poluentes

Entre os produtos da combustão em turbinas a gás, o  $\text{NO}_x$ , um dos principais poluentes responsáveis pela irritação no sistema respiratório e nos olhos, além de chuvas ácidas, entre outras conseqüências, está presente. A emissão deste componente é regulamentada pela legislação brasileira em  $50 \text{ mg/Nm}^3$  (CONAMA, 2006). Gallego, Martins e Gallo (2000) realizaram um levantamento das emissões de  $\text{NO}_x$  de vários países, aspectos da legislação brasileira, e mecanismos de formação deste gás. Foram desenvolvidas equações para determinação da emissão de  $\text{NO}_x$  com relação à pressão de combustão, temperatura média da câmara de combustão e vazão de ar. Foi observado que a injeção de vapor e de água contribuem para a diminuição da emissão de  $\text{NO}_x$  e aumento da potência produzida. O excesso de ar e a geometria da câmara da combustão também têm contribuição, e podem ser utilizadas soluções de redução catalítica. Por fim, a formação de  $\text{NO}_x$  faz parte do processo de combustão indicando temperatura de zona primária de queima, e que para a elaboração de projetos é necessário considerar o tipo de câmara de combustão para que os níveis de emissão permaneçam dentro dos limites da legislação.

Segundo Nascimento *et al.* (2014) alguns fabricantes de microturbinas desenvolveram tecnologias avançadas de combustão para minimizar a formação de CO e  $\text{NO}_2$ , devido à grande

quantidade destes gases em processos de combustão. Foi realizada uma revisão bibliográfica e testes experimentais na turbina Capstone C30 com etanol, diesel e gás natural, medindo-se os parâmetros térmicos e elétricos. Os testes apontam que a maior eficiência obtida foi quando a turbina operou entre 12 kW e potência total de 30 kW, com gás natural (Figura 3.1).

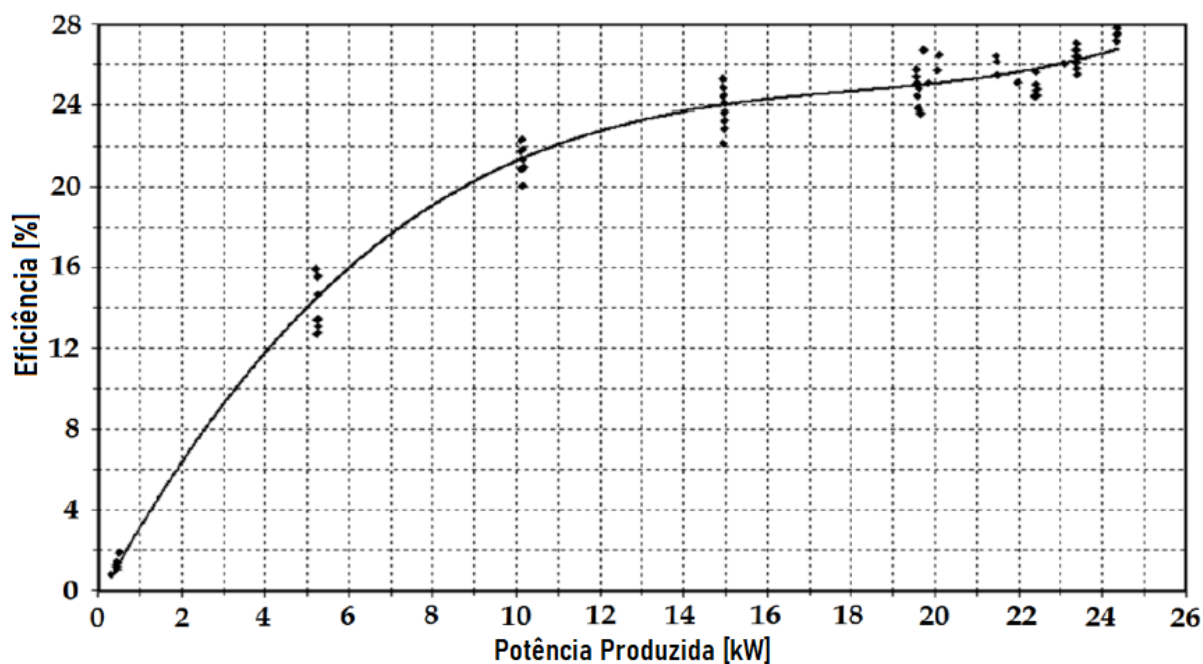


Figura 3.1 - Eficiência da microturbina C30 em cargas parciais em operação com gás natural. Adaptado de Nascimento *et al.* (2014).

O trabalho mostra que as microturbinas exibem baixas emissões de poluentes. A operação em velocidade variável, de acordo com os parâmetros do sistema, aumenta a eficiência devido à economia de combustível, que é acentuada ainda mais com a presença de um regenerador. A Figura 3.2 mostra a formação de  $\text{NO}_x$  e CO em relação à carga da microturbina ao operar com gás natural.

Um fator que impede ou permite que a chama se propague na queima de um combustível é a sua concentração de seu vapor no ar, sendo por este motivo importante a determinação dos limites de inflamabilidade. Escalante (2016) analisou experimentalmente a combustão de etanol hidratado a baixas pressões para as temperaturas de 60 °C e 110 °C. Os testes mostraram que a adição de nitrogênio afeta em pouco o limite inferior de inflamabilidade, mas que o limite superior é intensamente afetado, sofrendo redução. O trabalho mostra que a quantidade de combustível não deve ser necessariamente alterada para extinguir a chama, uma vez que a redução de pressão induz ao mesmo efeito.

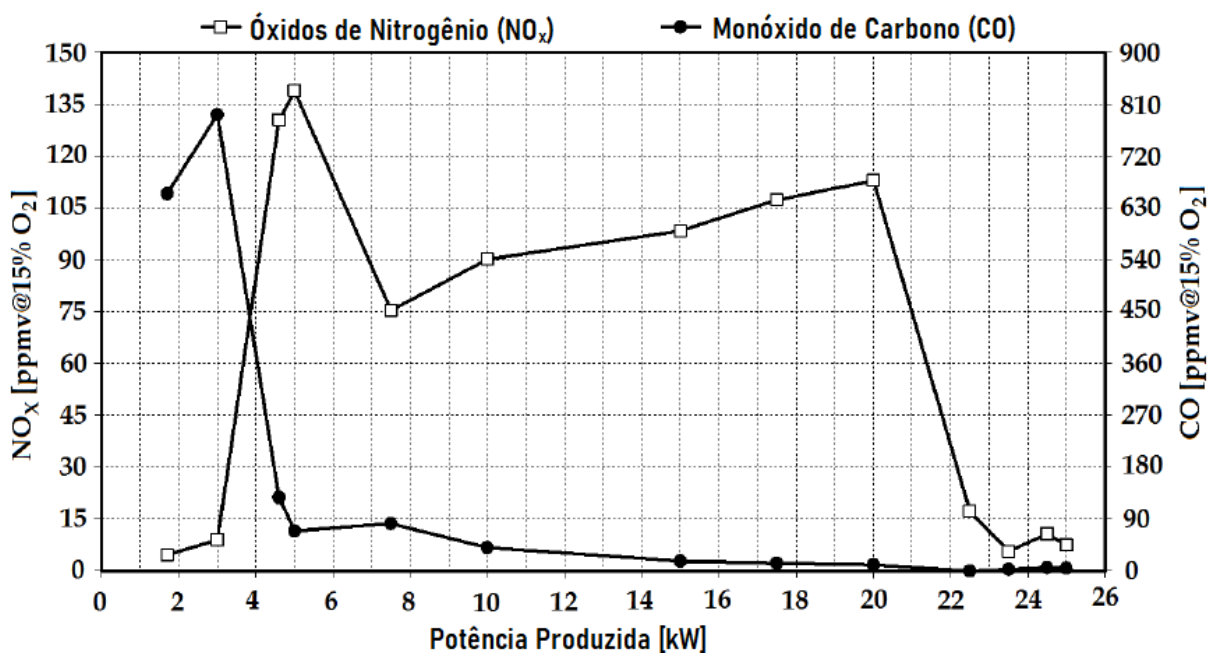


Figura 3.2 - Emissão de NO<sub>x</sub> e CO em cargas parciais em operação com gás natural. Adaptado de Nascimento *et al.* (2014).

O aumento da utilização de combustíveis renováveis tem aumentado em virtude da preocupação ambiental na garantia da sustentabilidade e um decréscimo na emissão de poluentes. Enagi, Al-Attab e Zainal (2018) realizaram um levantamento a fim de identificar as inovações e melhorias em turbinas a gás alimentadas com biocombustíveis para uma combustão completa. Foram apresentados os processos de produção de biocombustíveis líquidos e levantados dados de motores de combustão interna e externa, e em particular da combustão em turbinas a gás utilizando este tipo de combustível. Foi observado que as características de combustão para o combustível PME (metil éster de palma) são similares ao diesel, porém com menores emissões de NO<sub>x</sub> e ligeiramente maiores emissões de CO. Diferentes técnicas de minimização de NO<sub>x</sub> aplicadas aos combustores têm um efeito positivo, como a geração de vórtices e pré-aquecimento do ar, e que podem apresentar redução também de CO, como na técnica CDC (combustão distribuída sem cor). O trabalho mostra que os aspectos técnico-econômicos incluindo recuperação de calor, cogeração e queima simultânea têm uma influência considerável na utilização de biocombustíveis em turbinas a gás, mostrando um comportamento promissor.

De acordo com Chiong *et al.* (2018), os recentes desenvolvimentos e turbinas a gás multicompostíveis possibilita a utilização de biocombustíveis, como o etanol, com o objetivo de cumprir as regulamentações de ambientais de poluição. Os autores levantaram os custos de produção e a performance em turbinas de diversos biocombustíveis, incluindo o etanol. Foram

constatadas emissões de NO<sub>x</sub> 50 % menores em relação ao diesel na turbina OPRA 2MWe OP16 (SALLEVELT *et al.*, 2014 apud CHIONG *et al.*, 2018), assim como em relação à nafta, para a turbina industrial GE Frame 6B (MOLIERE *et al.*, 2009 apud CHIONG *et al.*, 2018). O trabalho mostra que as propriedades do etanol diferem significativamente das propriedades do diesel, por apresentar baixo ponto de fulgor e viscosidade, e alta pressão de vapor. São necessárias modificações no sistema de injeção e de armazenamento do combustível, mas que representa uma alternativa para a alimentação de turbinas a gás.

O uso de biocombustíveis em turbinas a gás mostra potencial na redução de emissões de poluentes, mas esta emissão depende diretamente das condições de projeto e de operação da turbina, sendo necessário direcionar esforços para que as emissões permaneçam dentro dos limites estabelecidos pela legislação.

### **3.2 Desempenho de turbinas a gás em ciclo aberto e ciclo fechado**

A turbina considerada neste trabalho de dissertação opera em ciclo aberto, porém é interessante comparar as características de cada tipo de ciclo. As turbinas a gás que operam em ciclo fechado, apesar de suas desvantagens, possuem potencial para melhorias em eficiência de geração de energia elétrica e redução de emissão de CO<sub>2</sub>. Olumayegun *et al.* (2016) levantaram os principais aspectos positivos e negativos do ciclo Brayton fechado em relação ao ciclo aberto, assim como o uso de diferentes fluidos de trabalho, incluindo o ar, N<sub>2</sub>, He e S-CO<sub>2</sub> (Tabela 3.1). As principais vantagens do uso do ciclo fechado são a possibilidade de utilização de combustíveis sólidos, como carvão e biomassa; uso de diferentes fluidos de trabalho com melhores propriedades térmicas, como Ar, Ne, CO<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, He, misturas de gases além da impossibilidade de corrosão e *fouling*, dispensando a filtragem do fluido.

Tabela 3.1 - Vantagens e desvantagens dos fluidos de trabalhos utilizados no ciclo fechado.  
Adaptado de Olumayegun, Wang e Kelsall (2016).

<b>Fluido de trabalho</b>	<b>Vantagens</b>	<b>Desvantagens</b>
<b>Ar</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Experiência considerável disponível no projeto</li> <li>- Abundância e custo nulo</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Alta perda de pressão</li> <li>- Requer alta TET para atingir eficiência atrativa</li> <li>- Oxidação provável dos materiais a alta temperatura</li> <li>- Capacidade da usina limitada</li> </ul>
<b>Nitrogênio</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Composição e propriedades similares ao ar</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Alta queda de pressão</li> <li>- Requer alta TET</li> <li>- Propriedades insatisfatórias de transferência de calor</li> <li>- Possibilidade de nitretação e fragilização do material</li> </ul>
<b>Hélio</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Baixa perda de pressão</li> <li>- Bom coeficiente de transferência de calor</li> <li>- Inerte e atóxico</li> <li>- Sem restrição de número de Mach</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Número maior de estágios de turbomáquinas</li> <li>- Alto vazamento</li> <li>- Experiência disponível limitada</li> <li>- Requer alta TET</li> </ul>
<b>S-CO<sub>2</sub></b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Boa eficiência a TETs moderadas</li> <li>- Atóxico, boa estabilidade térmica e inerte</li> <li>- Baixa taxa de vazamento</li> <li>- Bom ponto crítico</li> <li>- Turbomáquinas compactas</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Corrosividade maior que a do hélio a altas temperaturas</li> <li>- Experiência disponível limitada</li> <li>- Desafios operacionais e de projeto devido à variação das propriedades próximas do ponto crítico</li> <li>- Possibilidade de reação química com sódio em reatores refrigerados por sódio</li> </ul>

Apesar das diversas vantagens do ciclo fechado, o ciclo aberto ainda é mais utilizado devido à possibilidade de atingir temperaturas mais elevadas na entrada da turbina, que é o recurso mais utilizado para aumento da eficiência do ciclo termodinâmico, apesar de temperaturas mais altas de combustão aumentarem a formação de  $\text{NO}_x$ . Altas temperaturas de entrada na turbina possibilitam que o equipamento seja mais compacto e de menor custo. No caso das turbinas de ciclo fechado, a temperatura de entrada da turbina é limitada pela temperatura admissível no trocador de calor. Assim sendo, é improvável que turbinas em ciclo fechado substituam as turbinas de ciclo aberto, apesar das turbinas de ciclo fechado serem necessárias em determinadas aplicações. As tendências de temperaturas de trabalho para turbinas a gás ao longo dos últimos anos são mostradas na Figura 3.3.

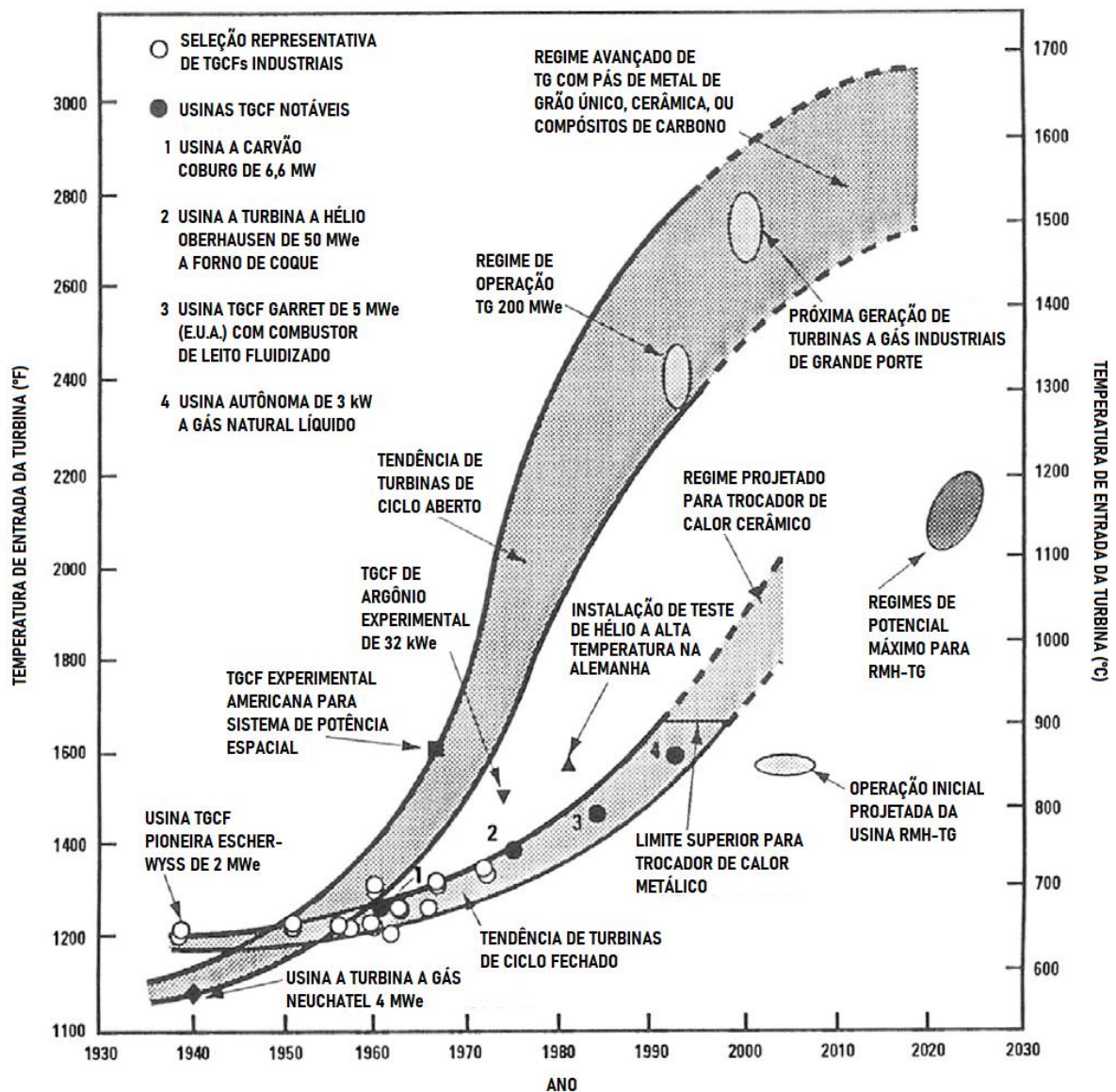


Figura 3.3 - Tendências para temperaturas de combustão em turbinas a gás. Adaptado de McDonald (1995).



Enquanto na década de 30 as temperaturas admissíveis eram de 550 a 600 °C, uma projeção para 2020 indica operação com temperaturas da ordem de 1500 a 1700 °C, graças a tecnologias sofisticadas de desenvolvimento de materiais e de sistemas de refrigeração.

### **3.3 Desempenho de turbinas a gás com modificações no ciclo termodinâmico**

Um estudo do comportamento termo aerodinâmico da chama na turbina a gás Solar Turbines de 50 kW, operando com metano e gás natural e câmara de combustão anular foi realizado por Alencar (2007), com o objetivo de reduzir a emissão de poluentes e possibilitar a aplicação de combustíveis alternativos. Foram estabelecidos os parâmetros físicos do escoamento e realizadas as modelagens por CFD para a caracterização do comportamento da chama. A análise indicou a formação de zonas de recirculação interna no tubo de chama, afetando seu tempo de residência. Os estudos indicam que o projeto deve ser alterado quando operado com gás natural ou metano, em relação ao diesel.

Segundo Gimelli e Sannino (2017), os estudos prévios dos modelos termodinâmicos de turbinas a gás utilizaram a literatura publicada e dados coletados experimentalmente, o que pode induzir a erros de difícil detecção; porém os modelos de motores podem ser úteis para realizar uma validação cruzada entre os métodos. Foi realizada então uma validação de metodologia cruzada para a microturbina Capstone C30, a fim de encontrar a menor variação entre os dados de referência e o modelo termodinâmico. Foi verificado que os valores de eficiência e razão de pressão para o compressor e turbina são compatíveis com os dados da literatura. Os autores concluíram que as variações de valores de eficiência e potência podem ser explicadas por entrada errada de dados, restrições afetadas por erros de medição em cadeia.

As turbinas a gás apresentam grande sensibilidade de desempenho em relação a seus parâmetros operacionais. Paepe *et al.* (2017) realizaram um estudo para encontrar uma otimização na operação de uma microturbina a gás Turbec T100, utilizando uma abordagem determinística multiobjetiva. Foi observado que a eficiência elétrica depende fortemente da temperatura de saída da turbina, que por sua vez depende da temperatura do ar na entrada da turbina. A potência produzida é função da velocidade de rotação do compressor, uma vez que isto define a vazão em massa que passa pelo equipamento. A eficiência com o aumento da vazão em massa aumenta até certo ponto, pois a eficiência do compressor começa a diminuir e mais

energia é necessária para acioná-lo. Os autores concluíram que os maiores valores de potência e de eficiência não podem ser obtidos simultaneamente.

Em diversas aplicações de engenharia os fluidos de trabalho são assumidos como gases ideais, porém sabe-se que ao idealizar o comportamento de um gás os resultados estão suscetíveis a uma variação em comparação com o estado real. Delgado-Torres (2018) analisou diferentes métodos para se utilizar a hipótese do gás ideal em uma turbina em ciclo aberto, embora já seja conhecido que mesmo apresentando uma boa precisão para encontrar o trabalho específico em compressores e em turbinas. Foi concluído que a propagação de erros para parâmetro de consumo específico depende da própria configuração do ciclo. A propagação do erro depende também do método utilizado para encontrar a constante de calor específico a pressão constante, sendo que os erros relativos variaram de 4 % a 19,5 % nos métodos testados, para razões de pressão entre 5 e 40 e temperaturas de entrada da turbina entre 1200 K e 1800 K.

### **3.4 Desempenho de usinas híbridas para geração de energia**

Na tentativa de reduzir as emissões de gases do efeito estufa, nos últimos anos tecnologias têm sido desenvolvidas para utilizar a energia solar como fonte de calor em processos de geração de energia elétrica. Merchán *et al.* (2017) aplicou um modelo de geração híbrida a uma usina localizada na Espanha, com o objetivo de identificar gargalos na eficiência de usinas híbridas. Foi desenvolvido um programa de modelagem termodinâmica e implementado no programa Mathematica, considerando as variações meteorológicas e das estações, identificando, modelando e quantificando as principais irreversibilidades do sistema. Foi analisado o desempenho anual, consumo, emissões da usina e a sensibilidade às quedas de temperatura e pressão. Os resultados mostram que o consumo específico de combustível e emissões de CO<sub>2</sub>, CH<sub>4</sub> e N<sub>2</sub>O diminuíram em 6,173 % para o sistema sem recuperação de calor e 8,313 % com recuperação de calor. Ao comparar o resultado com uma planta completamente ideal, sem irreversibilidades, o consumo e emissões teriam que diminuir em 45,854 %. Os autores concluíram que há margem para melhoria da eficiência no subsistema solar, turbina a gás e nos trocadores de calor, e que a tecnologia das turbinas se encontra muito mais desenvolvida do que a tecnologia dos campos solares.

A Figura 3.4 e a Figura 3.5 mostram os diagramas de Sankey com a energia normalizada da usina para o caso de operação ideal com recuperação de calor em modo de combustão pura e em modo híbrido, respectivamente. Neste caso, nota-se que a energia efetiva transferida pelo sistema solar ao fluido de trabalho é de apenas 82 % da energia solar recebida, devido a perdas. O ciclo com combustão pura produz uma potência maior em relação à energia fornecida global, porém a uma eficiência menor considerando-se apenas o consumo de combustível.

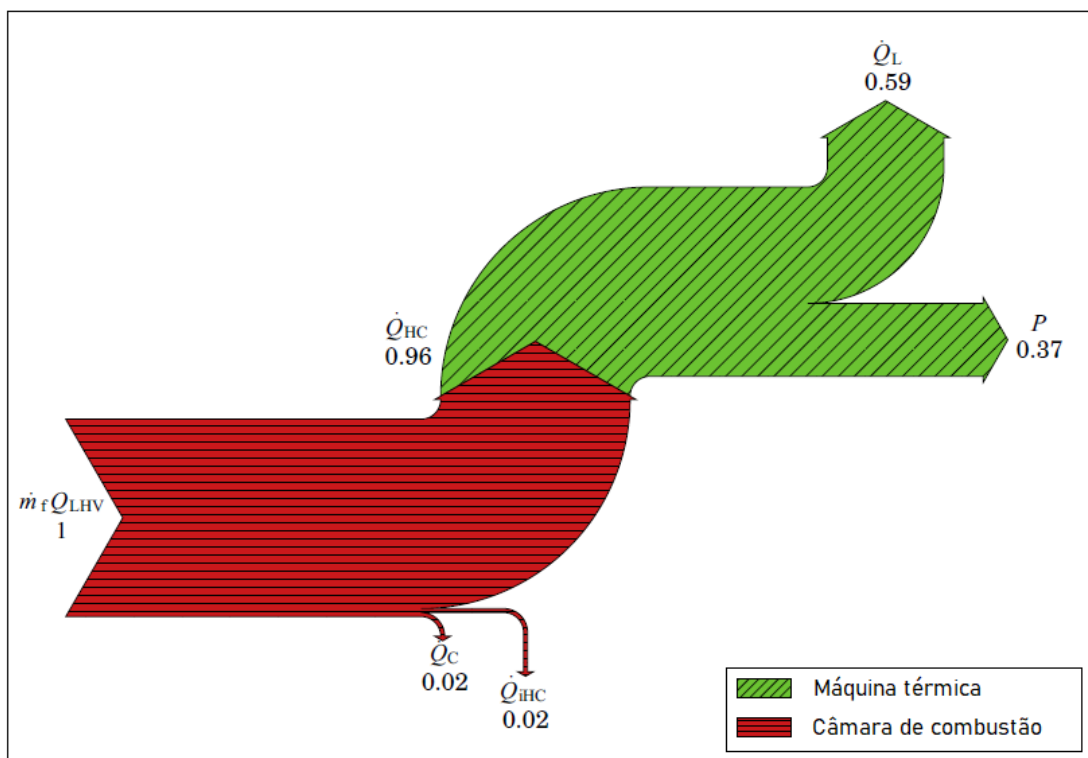


Figura 3.4 - Diagrama de Sankey da usina em modo de combustão pura. Adaptado de Merchán *et al.* (2017).

A principal preocupação do uso de combustíveis fósseis é o seu esgotamento inevitável, desta maneira é essencial focar recursos para investigar novas fontes de energia renovável, porém a contribuição solar é limitada pela sua intermitência e problemas de armazenamento. Cameretti *et al.* (2017) realizaram diversas simulações numéricas em um sistema híbrido solar turbina a gás utilizando o *software* Thermoflex com o objetivo de identificar a dimensão otimizada do subsistema solar que reduz o consumo de combustível, e consequentemente a emissão de poluentes. Conseguiu-se uma redução na emissão de  $CO_2$  de 73 % com a integração do sistema de energia solar, porém esta solução implica em um grande aumento de custo anual, devido ao alto número de helióstatos necessários para aquecer o ar (Figura 3.6), porém ao trabalhar com menos de 10 % deste número de helióstatos foi obtida uma redução de  $CO_2$  de

51,6 %. Os autores concluíram que quando o objetivo é reduzir as emissões ao máximo, os custos de investimento são impraticáveis.

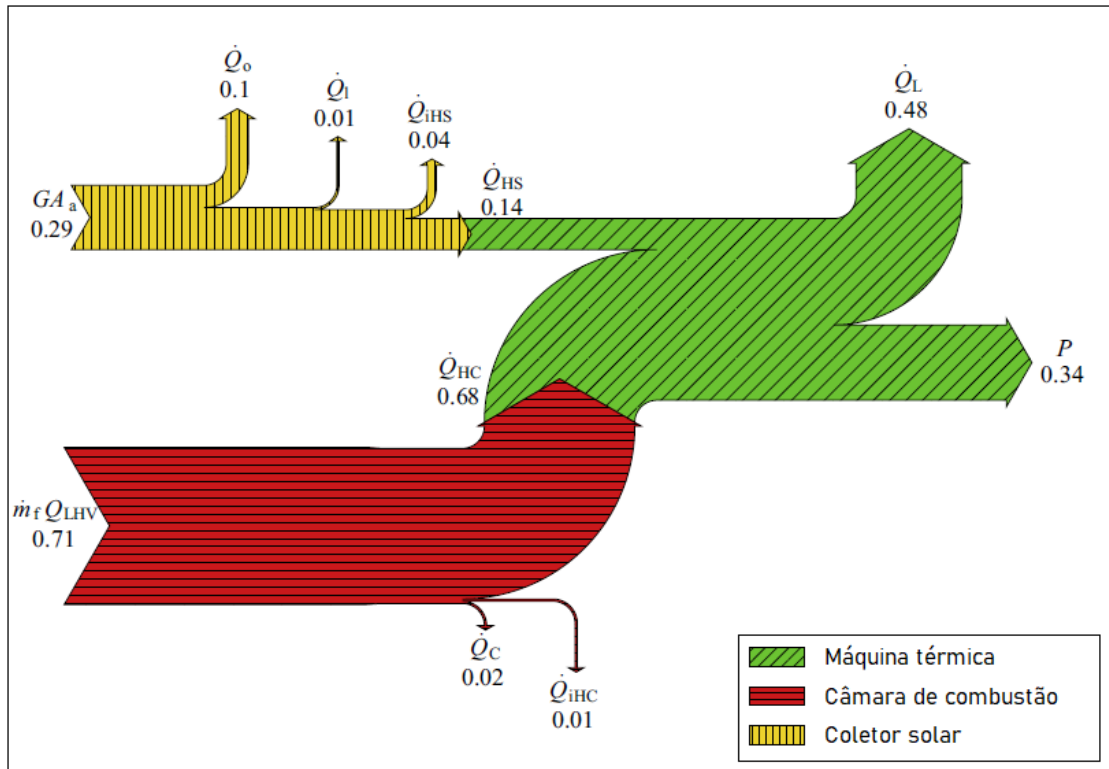


Figura 3.5 - Diagrama de Sankey da usina em modo de operação híbrido. Adaptado de Merchán *et al.* (2017).

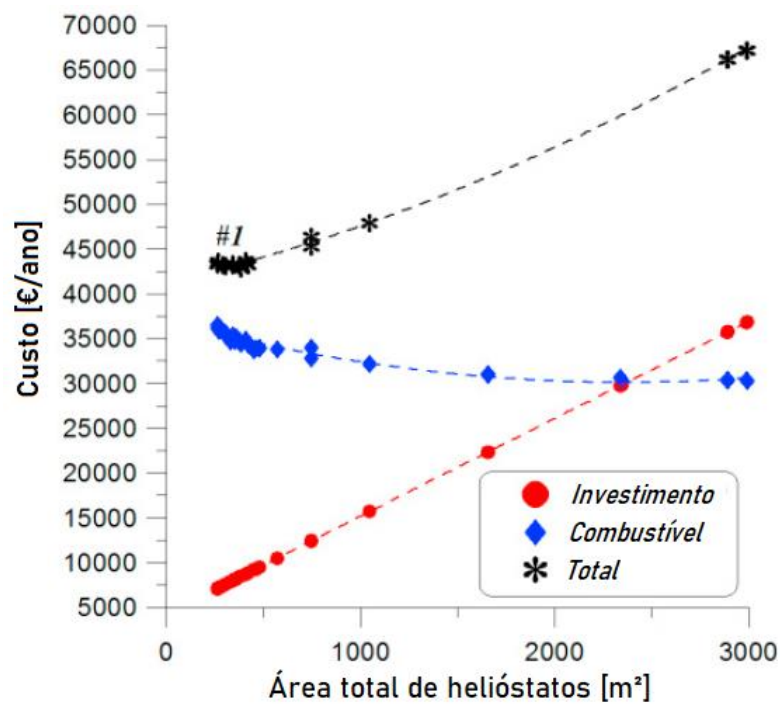


Figura 3.6 - Custos em relação ao número de heliostatos. Adaptado de Cameretti *et al.* (2017).

### 3.5 Variações do ciclo termodinâmico e eficiências em usinas híbridas

As fontes de energia solar contribuem para a redução da emissão de compostos de carbono. Dersch *et al.* (2004) comparam as vantagens e desvantagens entre o ciclo combinado integrado à energia solar, ciclo combinado convencional e geração de energia elétrica exclusivamente solar. Foram comparadas usinas no estado americano da Califórnia e na Espanha e levantados dados econômicos, indicando que as plantas de ciclo combinado com energia solar podem converter energia solar mais eficientemente do que plantas de geração solar (Figura 3.7). As usinas de energia solar com ciclo combinado apresentaram uma redução do nível de emissão de CO<sub>2</sub> nas mesmas condições de operação e localização, e que são uma solução melhor do que as plantas de energia solar quando há necessidade de operação 24 horas por dia, porém as usinas solares conseguem captar uma maior quantidade de energia solar quando operando em um mesmo local. A desvantagem do uso de energia solar é que o local deve apresentar alta incidência de radiação solar, portanto a energia solar total disponível é limitada.

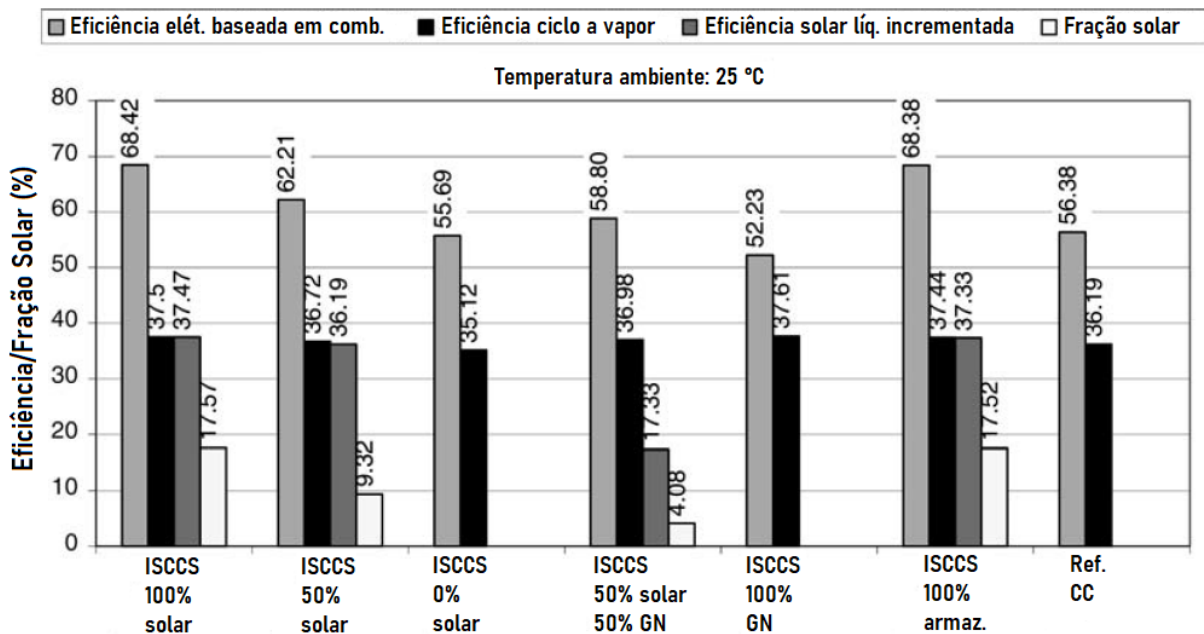


Figura 3.7 - Eficiências instantâneas do sistema integrado solar ciclo combinado. Adaptado de Dersch *et al.* 2004.

A geração de energia por meio do sol é uma alternativa interessante para a redução da poluição atmosférica, custos de produção e dependência de combustíveis fósseis. Barigozzi *et al.* (2012) realizaram uma integração de duas ferramentas, os *softwares* TRNSYS para leitura dos dados meteorológicos e a computação de propriedades do ar no *software* Thermoflex, a fim de modelar o funcionamento da turbina a gás Siemens SGT-750 com uma torre de campo heliostático. O objetivo é simular o comportamento real da turbina em modo híbrido. Foram arbitradas as dimensões de área e altura da torre heliostática, assim como queda de pressão do sistema e desprezados vazamentos de ar, e simulada a operação nas quatro estações. Uma maior razão de pressão foi encontrada para a operação no inverno, assim como maiores vazões mássicas, de combustível e maiores eficiências da turbina a gás, todos estes parâmetros relacionados à energia entregue pelos coletores solares. A diferença entre um ciclo Brayton convencional e um híbrido é a queda de pressão mais acentuada (Figura 3.8). A vantagem de operar a usina no modo híbrido é a redução do uso de combustíveis fósseis, a eficiência (considerando o combustível somente) superou os 110 % em todas estações, exceto no inverno. Em momentos de alta intensidade de luz solar a economia de combustível é significativa.

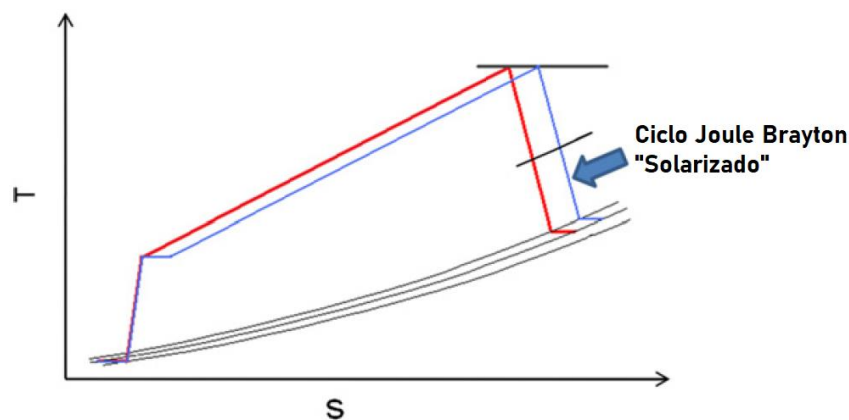


Figura 3.8 - Modificação no diagrama T-s do ciclo Brayton híbrido. Adaptado de Barigozzi *et al.* (2014).

No fornecimento de energia, a disponibilidade é fator de preocupação. Para manter a fornecimento de energia muitas vezes são utilizadas usinas reservas. Puppe *et al.* (2015) modelaram quatro usinas de conceitos diferentes, de diferentes dimensões e diferentes campos solares. Foram analisadas usina híbrida solar ciclo combinado (SHCC), híbrida solar turbina a gás com compressão quase isotérmica e recuperação (SHGT-ICR), híbrida solar turbina a gás com ciclo Rankine orgânico com e sem recuperador (SHORCC e SHORCC-R). Para os cálculos de produção de energia foi utilizado o *software* Excel, calculando-se para as condições na

amplitude de uma hora, considerando as variações climáticas e ângulo de incidência solar. Os resultados mostraram que a emissão de CO<sub>2</sub> para SHGT-ICR foi menor do que para SHCC e SHORCC, sendo maior apenas do que na usina SHORCC-R. Com relação ao custo da eletricidade, a usina SHGT-ICR se mostrou a melhor opção e a SHORCC-R a menos viável, ambas sob carga de 100 %. O trabalho indica que as emissões de CO<sub>2</sub> podem ser altamente reduzidas, ou até mesmo ser nulas no futuro. A Figura 3.9 mostra o diagrama da simulação para o ciclo SHGT-ICR.

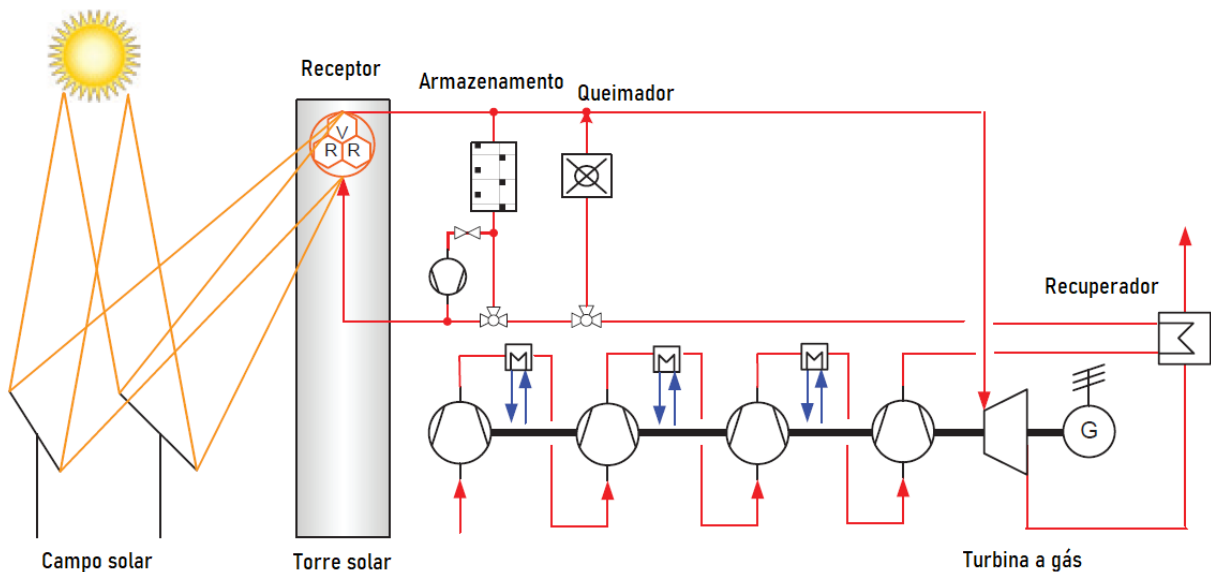


Figura 3.9 - Diagrama da ciclo da turbina a gás híbrida com compressão isotérmica e recuperação de calor (SHGT-ICR). Adaptado de Puppe *et al.* (2015).

O modelo de configuração híbrida clássico é o de torre solar. Cameretti *et al.* (2015) analisou uma usina equipada com solução híbrida de torre solar com uma microturbina regenerativa de 110 kW. O estudo foi realizado com o uso dos *softwares* Thermoflex e Ansys Fluent para diversas condições ambientais e níveis de carga. As simulações mostraram que o consumo de combustível diminui em dias mais quentes, devido à diminuição na taxa de escoamento de ar causada pelo aumento da temperatura na saída do sistema de energia solar. A eficiência elétrica pode aumentar ligeiramente quando essa diminuição é acompanhada da redução de fornecimento térmico, e a eficiência térmica varia com a rotação. Os autores concluíram que as usinas integradas são apropriadas para atingir uma vasta gama de exigências térmicas e elétricas.

As turbinas a gás possuem potência específica mais alta comparada a outros motores de combustão interna, porém seu consumo de energia é muito alto, o que leva à necessidade de

otimizar seu funcionamento diminuindo o consumo de combustível específico. Foi realizada por Gonca (2018) uma análise do desempenho energético e exerético para uma turbina a gás regenerativa com duplo resfriamento intermediário e duplo estágio de reaquecimento, utilizando diversos tipos de combustível. Observou-se que os compressores possuem a menor destruição de exergia entre todos os componentes, sendo a maior destruição ocorrida na câmara de combustão e aquecedores. O etanol apresentou valores mais baixos de eficiência exerética e densidade de potência comparado a outros combustíveis (fósseis) testados. Os autores concluíram que a fração residual de gases, temperatura de admissão e coeficiente de transferência de calor e comprimento da turbina têm efeito negativo no desempenho, assim como a destruição de exergia aumenta com o aumento da razão de pressão, uma vez que a entropia gerada aumenta com picos de temperatura e pressão.

As fontes de energia renováveis têm como principal desvantagem serem intermitentes, então a integração dessas fontes a um sistema de turbinas a gás representa um grande desafio tecnológico. Grange *et al.* (2016) realizaram um estudo a fim de simular a tecnologia da integração de uma unidade de armazenamento de energia térmica a uma usina híbrida solar turbina a gás. Para isso foi desenvolvida uma abordagem sistêmica baseada no balanço de entalpia, assumindo que todos os componentes são adiabáticos e desprezando as perdas de calor e pressão ao longo das tubulações. Foram calculados também os parâmetros de operação da turbina a gás e do armazenamento de energia. As simulações foram realizadas para dias ensolarados e dias nublados.

Foram adotadas três estratégias para o modelo de Grange *et al.* (2016): na estratégia (a) o ar que sai do receptor é sempre direcionado para a câmara de combustão e para a turbina, na estratégia (b) o armazenamento é recarregado até às 09:00, quando começa a operar na estratégia (a) até às 11:00 e na estratégia (c) a turbina fica ociosa se a temperatura de entrada da turbina não puder ser atingida, direcionando a energia solar para o armazenamento. A Figura 3.10 mostra a produção de energia elétrica por estratégia em diferentes cenários, para o sistema com e sem armazenamento de energia.

Foi constatado que a eficiência termodinâmica do ciclo aumentou de 0,295 para 0,307 nos horários em que não havia luz solar disponível, devido à utilização do reservatório de energia. A produção de energia elétrica total e a produção por massa de combustível utilizado também aumentou consideravelmente, chegando a um aumento de 40 %, o que leva a concluir que a integração de reservatórios térmicos a usinas traz benefícios consideráveis.



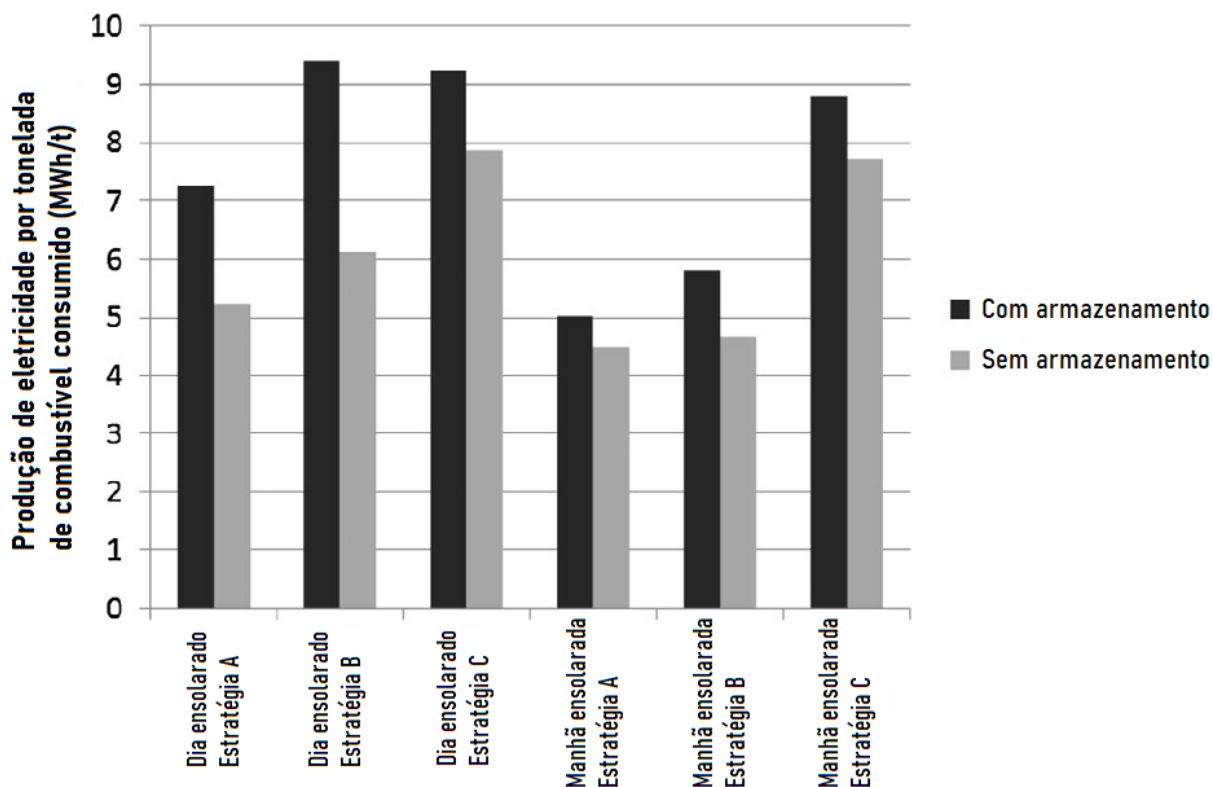


Figura 3.10 - Produção de energia elétrica por tonelada de combustível consumido para a usina a turbina a gás híbrida. Adaptado de Grange *et al.* (2016).

As turbinas a gás que operam em modo híbrido atingem sua maior eficiência quando há energia solar suficiente, não necessitando utilizar combustível adicional. Rovense *et al.* (2017) analisaram uma turbina regenerativa de 100 kW em ciclo fechado com uso de energia solar somente. Foi utilizado o *software* Thermoflex com dados de campo solar providos pelo *software* Solar PILOT, para dados de produção de energia, e eficiência elétrica. Foi desenvolvida uma equação que provê a configuração do campo solar ideal para operação da turbina. Os resultados mostraram que o emprego de um ciclo fechado mantém a eficiência do ciclo constante durante todas as condições de operação nominais, e como esperado, a produção de energia aumenta com o aumento do campo solar, porém em determinado ponto a produção de energia por helióstatos utilizados decresce, como visto na Figura 3.11. Isto acontece porque quando o múltiplo solar (número de helióstatos relativo à quantidade necessária para atender à turbina em condições nominais) é maior do que 1, em momentos de alta irradiância parte da energia solar captada não pode entrar no ciclo e é rejeitada, para que a temperatura de entrada da turbina possa se manter constante.

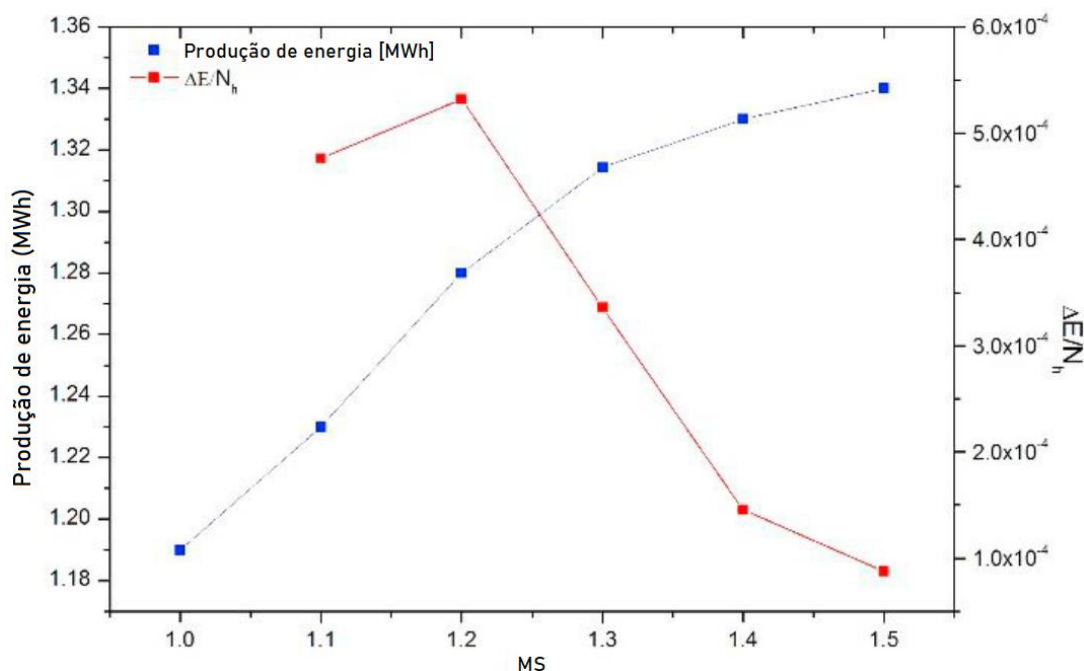


Figura 3.11 - Relação entre variação de energia produzida (linha azul) e número de helióstatos (linha vermelha). Adaptado de Rovense *et al.* (2017).

### 3.6 Armazenamento térmico em usinas híbridas

A integração de usinas híbridas, no que tange interação entre o concentrador solar e a unidade de armazenamento de energia foi ainda pouco investigada, sendo a maior dificuldade desta adaptação o funcionamento da câmara de combustão com uma alta amplitude de razão ar-combustível. Grange *et al.* (2014) desenvolveram uma ferramenta que simula a integração de uma usina híbrida solar turbina a gás com um sistema de armazenamento de energia, operando por fonte solar diretamente, carregamento do armazenamento e descarregamento do armazenamento de energia. Os parâmetros do modelo foram obtidos utilizando balanços de entalpia em cada componente. Foi constatado que o componente com a menor eficiência isentrópica é o compressor, 85 %, sendo o armazenamento de energia o que apresentou melhor eficiência, 99 %. Foram comparadas as eficiências das usinas com e sem armazenamento de energia, sendo que nesta última o consumo de combustível é 6,7 % menor. O trabalho mostra que uma das maiores vantagens de um sistema híbrido com armazenamento de energia é a manutenção da temperatura da câmara de combustão, garantindo uma produção elétrica maior e mais estável.

A estratégia de adotar uma usina híbrida solar pode garantir a demanda de energia, assim como a integração de reservatórios de energia. Giuliano, Buck e Eguiguren (2010) analisaram cinco tipos de usinas híbridas de diferentes dimensões e diferentes capacidades de armazenamento. Foram utilizados os *softwares* HFLCAL, Epsilon e Excel para a predição de desempenho e otimização das usinas em duas situações, operando 24 h por dia ou apenas de 6-22 h. Foi realizada também uma avaliação para se obter o custo efetivo de produção de energia elétrica. Os resultados mostraram que nem todas as usinas híbridas podem reduzir as emissões de CO<sub>2</sub>, em especial usinas que dispõem de pequenos campos solares ou de armazenamento de baixa eficiência. Porém usinas que possuem grandes campos solares conseguem reduzir as emissões de CO<sub>2</sub> em até 68 % comparadas às usinas convencionais de ciclo combinado. Os autores concluíram que todas as usinas podem apresentar uma queda no custo da eletricidade ao aumentar o campo solar e a capacidade de armazenamento de energia, e que as plantas que utilizam turbina a vapor apresentam menores emissões de CO<sub>2</sub>.

## Capítulo 4 METODOLOGIA, ANÁLISE TERMODINÂMICA E ECONÔMICA

Existem algumas situações em uma turbina híbrida regenerativa que exigem uma análise mais detalhada do que uma turbina simples, pois além de operar com diferentes combustíveis (nos casos analisados etanol e gás natural) e em diferentes proporções com energia solar, há também trocas de calor com o recuperador da microturbina e do ciclo com o sistema de concentração de energia solar. O custo da geração de energia elétrica envolve os custos de investimento nos equipamentos, custos de operação e manutenção, além dos custos com o próprio combustível consumido. No caso do sistema híbrido, como a energia solar não possui um custo direto atribuído, é necessário ponderar o custo do combustível de acordo com cada caso estudado. Neste capítulo é apresentada a metodologia utilizada para avaliar o sistema proposto, a análise termodinâmica de primeira lei dos ciclos propostos e suas variações. São apresentados também dois cenários principais de operação da microturbina, e utilizada uma nova metodologia de modo que a análise econômica possa ser realizada para um sistema híbrido.

### 4.1 Metodologia

Nesta dissertação é analisado o desempenho de uma microturbina a gás híbrida etanol-solar e gás natural-solar. O objetivo desta análise é levantar dados da microturbina para que possa ser feita uma análise econômica da operação em modo híbrido. O desempenho da microturbina a gás foi avaliado considerando-se duas configurações de ciclo além da configuração padrão. Para a simulação foi utilizado o *software* GateCycle™ 6.1.2.

Desenvolvido pela General Electric Co., o GateCycle™ é um *software* flexível, que permite projetar e realizar simulações de desempenho em diversos equipamentos industriais, como turbinas a gás, turbinas a vapor, trocadores de calor, caldeiras e condensadores, utilizando balanço de massa e calor. Podem simuladas também usinas de ciclo simples (com turbinas a

gás industriais e aero derivativas), ciclo combinado, usinas a carvão (subcríticas e supercríticas), nucleares, de dessalinização e unidades de cogeração.

#### 4.1.1 Configurações simuladas

Na Figura 4.1 é representada a configuração padrão do ciclo termodinâmico da microturbina. Esta configuração corresponde à turbina padrão, sem o sistema de fornecimento de energia solar, e foi simulada com a finalidade de validar o modelo para em seguida realizar as simulações com as demais configurações propostas. Como a Capstone C30 é uma microturbina regenerativa, o gás de exaustão da turbina fornece calor para o ciclo através de um trocador de calor (recuperador) antes que o ar comprimido pelo compressor chegue na câmara de combustão.

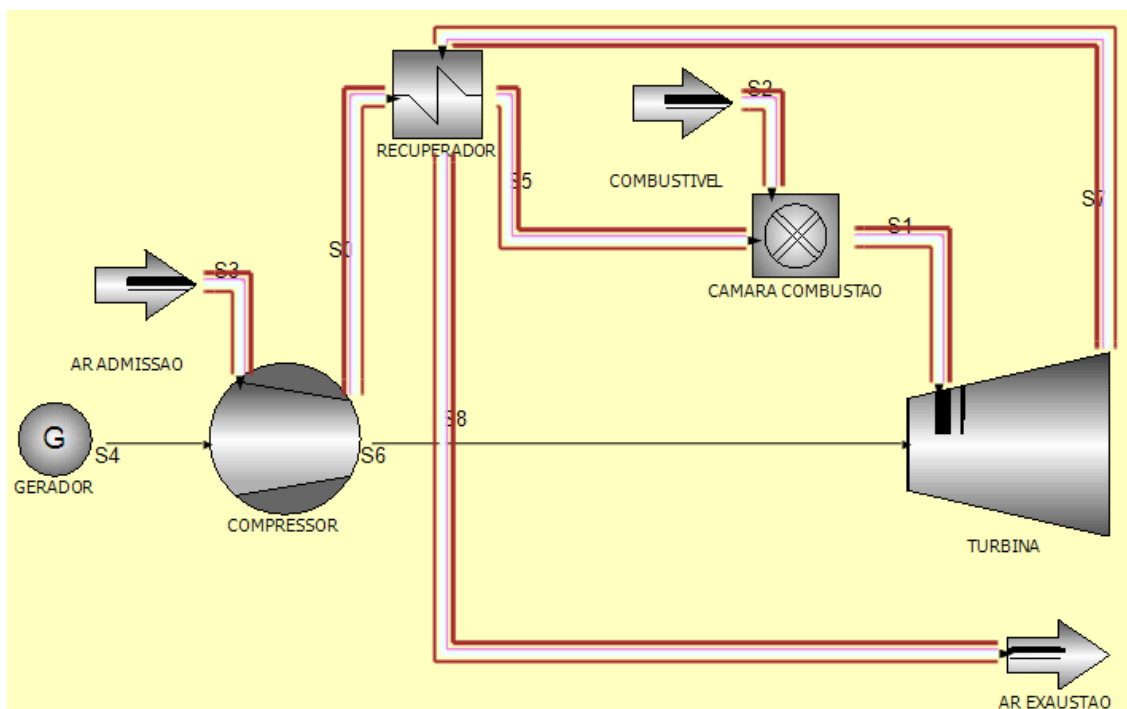


Figura 4.1 - Esquema do ciclo padrão da microturbina.

Outras duas configurações de ciclo foram propostas para as simulações, consideradas a fim de verificar qual delas é mais eficiente, e quanto o desempenho varia de acordo com o combustível utilizado. Na microturbina convencional a adição de calor ao ciclo é realizada por meio da queima do combustível. Já na microturbina híbrida, parte da adição de calor ao ciclo é

realizada por um receptor térmico solar e o restante pela queima do combustível, até que se atinja a temperatura de entrada da turbina.

Na primeira configuração híbrida, o receptor solar é posicionado na linha de alta pressão (entre o compressor e a câmara de combustão), representada pela Figura 4.2. A vantagem desta configuração é que a energia adicionada ao ciclo pelo receptor não precisa passar pelo recuperador, o que evita perdas energéticas pelo motivo da efetividade do recuperador ser menor que a unidade, porém o receptor trabalha a uma elevada pressão (pressão de saída do compressor).

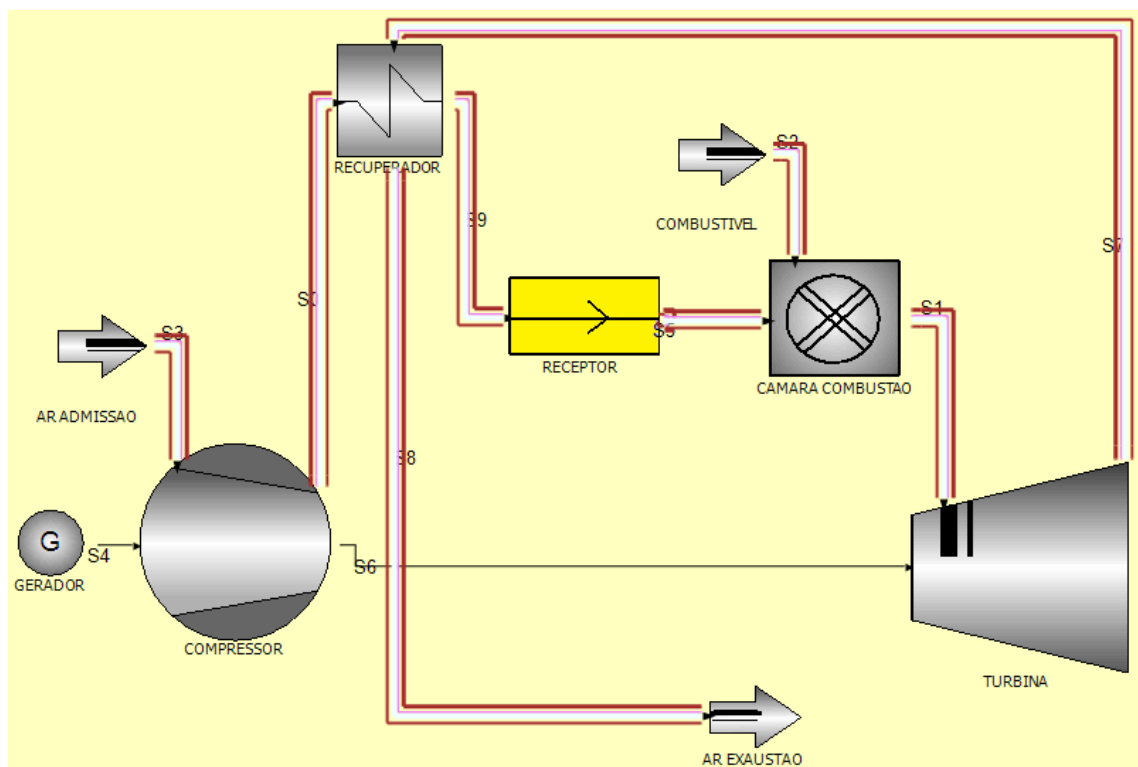


Figura 4.2 - Esquema do ciclo com o receptor posicionado na linha de alta pressão.

Na segunda configuração híbrida, representada pela Figura 4.3, o receptor é posicionado na linha de baixa pressão (entre a turbina e o recuperador). Neste caso, além da desvantagem de ser necessário transferir calor através do recuperador, as temperaturas atingidas devem ser mais elevadas, uma vez que a temperatura de saída da turbina é maior do que a temperatura de saída do compressor. No ponto positivo, o receptor trabalha a uma menor pressão (pressão de saída da turbina) e quedas de pressão nesta linha teriam um impacto negativo menor do que ao posicionar na linha de alta pressão.

As configurações simuladas, além da disposição dos equipamentos, foram consideradas também com a utilização de dois combustíveis para todos os casos: o gás natural e o etanol hidratado.

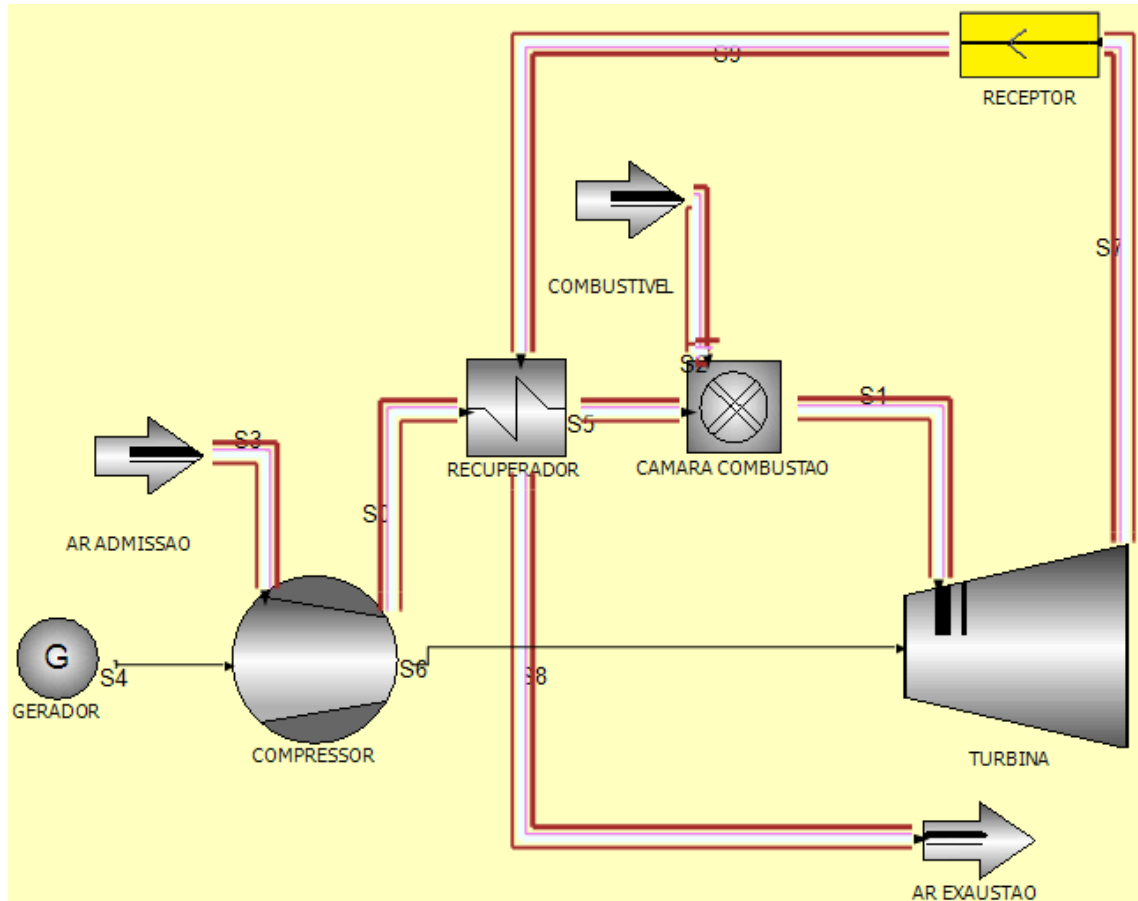


Figura 4.3 - Esquema do ciclo com o receptor posicionado na linha de baixa pressão.

O receptor no ciclo é considerado como uma fonte de energia solar, esta admitida como uma quantidade de energia adicionada a uma parte específica do ciclo. Este método foi utilizado devido à dependência da posição do receptor solar e seus efeitos nas temperaturas de entrada e saída do recuperador, pois um dos objetivos deste trabalho encontrar a configuração mais eficiente quando uma quantidade fixa de energia solar está disponível.

Para realizar a análise termodinâmica do ciclo, a disposição e característica do sistema solar não foram consideradas. O receptor considerado para este sistema é um receptor no qual os raios solares são concentrados externamente ao receptor e o fluido de trabalho escoar em sua parte interna. Portanto, para esta parte da análise o receptor foi considerado como tendo eficiência igual à unidade, para que o rendimento do ciclo possa ser avaliado. As eficiências dos componentes do sistema de concentração de energia solar serão consideradas no item 4.3.2.

Para o cálculo do custo de geração de energia elétrica são assumidas as hipóteses de operação da microturbina em carga total e regime permanente. No sistema proposto o ar escoa pelo receptor solar (Figura 2.24), o qual transfere energia térmica para o ar antes de entrar na câmara de combustão, no caso da instalação do receptor na linha de alta pressão. No caso de o receptor estar posicionado na linha de baixa pressão, este transfere energia para o ciclo antes passar pelo recuperador da turbina. Os dois casos foram mostrados na Figura 4.2 e Figura 4.3, respectivamente.

Para uma operação contínua exclusivamente a partir de energia solar, seria necessário o uso de um sistema de armazenamento térmico para fornecimento de energia no período noturno ou em períodos de oscilação da radiação disponível devido a fenômenos atmosféricos, como nuvens, o que não é abordado nesta dissertação. No sistema proposto a turbina utilizaria o etanol ou o gás natural para fornecer energia nesses casos.

#### **4.1.2 Modo de operação da microturbina**

A microturbina Capstone C30 opera em modo *on-design* com o combustível gás natural. A operação *on-design* corresponde à operação na rotação, razão de pressão e vazão mássica para os quais os componentes foram projetados. Deste modo, a operação desta microturbina seria em modo *off-design* se utilizado o etanol hidratado como combustível, pois haveria alteração da vazão mássica em todos os componentes e conseqüentemente uma queda na eficiência por operar em condições fora do projeto.

Porém, uma turbina cujo propósito é geração de energia elétrica, deve operar em carga total e rotação constante. Esta condição é usual em usinas de geração de energia por combustão, e em usinas híbridas, ao contrário de uma turbina que opera somente com energia solar, que pode haver a necessidade de operação em cargas parciais. Para o caso da microturbina híbrida, foi então simulada uma turbina a gás com o combustível etanol, mas que opera em modo *on-design* com a mesma potência fornecida pela turbina a gás natural em modo *on-design*. Deste modo, pode-se comparar o desempenho das duas turbinas ao variar a vazão de combustível, que depende da quantidade de energia solar utilizada para aquecer o ar.

As principais condições de contorno da simulação são mostradas na Tabela 4.1. As propriedades termodinâmicas selecionadas para o ar de admissão são pertencentes às condições ISO para medição de desempenho em turbinas a gás. As quedas de pressão no sistema são adotadas os valores padrões fornecidos por Razak (2007). A efetividade do recuperador foi



calculada com base nas temperaturas de entrada e saída do ar e dos gases de exaustão da turbina padrão, e então fixada para os demais casos. As eficiências isentrópicas do compressor e da turbina foram obtidas de Nascimento *et al.* (2008). Para a eficiência do queimador foi adotado o valor padrão de 0,97. O valor do poder calorífico inferior do etanol foi calculado com base no etanol hidratado combustível comercializado no Brasil (95 % vol.).

Tabela 4.1 - Condições de contorno para a simulação da microturbina.

Parâmetro	Valor	Parâmetro	Valor
$P_{atm}$ [kPa]	101,325	$\epsilon_{recuperador}$	0,84
$T_{amb}$ [K]	288,15	$\epsilon_{receptor}$	1
$\phi$	0,6	$\eta_{compressor}$	0,8
$\Delta P_{ar}$ (recuperador) [kPa]	0,03	$\eta_{queimador}$	0,97
$\Delta P_{gas}$ (recuperador) [kPa]	0,04	$\eta_{turbina}$	0,81
$\Delta P/P_{receptor}$	0	PCI etanol [kJ/kg]	25 737
$\Delta P/P_{câmara\ combustão}$	0,02	PCI gás natural [kJ/kg]	47 451
FP <sub>gerador</sub>	0,85		

Onde:

- P = pressão;
- T = temperatura;
- $\phi$  = umidade relativa;
- $\epsilon$  = efetividade;
- $\eta$  = eficiência;
- FP = fator de potência;
- PCI = poder calorífico inferior.

### 4.1.3 Parâmetros adotados no cálculo econômico

Foram definidos dois cenários para a operação da turbina híbrida:

#### A. Cenário 1:

No cenário 1 a turbina operaria 24 horas por dia, sendo que em parte deste período, 8 horas, a operação se daria em modo híbrido, ou com gás natural ou com etanol além da energia

solar a uma taxa de 40 e 80 kW; e na outra parte do dia em que não há energia solar o funcionamento seria padrão. Neste caso a carga horária anual de operação é de 8766 horas, com um fator de operação de 1/3.

### **B. Cenário 2:**

No cenário 2 a operação seria somente em modo híbrido, durante o período em que há energia solar disponível. A microturbina no cenário 2 apresenta uma carga horária de operação anual de 2922 horas, e um fator de operação igual a 1, pois todo o tempo em operação seria utilizando exclusivamente energia solar. No cenário 2 apesar de ser esperada uma produção de energia com menor custo, o tempo de operação é substancialmente menor. Desta maneira, o valor de investimento se torna elevado comparado ao período de funcionamento, o que eleva o preço da energia. É necessário, portanto, realizar uma análise com os valores de mercado atuais para os equipamentos e consumíveis envolvidos.

O custo de investimento dos equipamentos é mostrado na Tabela 4.2. O custo do concentrador de disco parabólico em relação à área e do receptor térmico de carbetto de silício foi levantado por Giotri (2017). O custo do receptor térmico foi considerado somente relacionado à capacidade de potência térmica, e não à pressão de trabalho suportada. O custo da microturbina a gás Capstone C30 HPNG em modo *grid connect* já com instrumentação foi obtido diretamente com o fabricante.

Tabela 4.2 - Custo de investimento da microturbina híbrida, por equipamento.

Fonte: Giotri (2017) e Capstone Turbine (2019).

<b>Item</b>	<b>Custo</b>
Concentrador solar de disco parabólico (US\$/m <sup>2</sup> )	275
Receptor térmico de SiC (US\$/kW)	148,5
Microturbina a gás Capstone C30 (US\$/kW)	1876,7

Os valor do custo do gás natural foi obtido da COMGAS (2019) com base em um preço de 3,107 R\$/m<sup>3</sup> e PCI de 9400 kcal/m<sup>3</sup> e do etanol hidratado o preço de distribuição médio para a região, 2,634 R\$/L (ANP, 2019). As taxas de conversão entre moedas, tarifa industrial média da energia elétrica na concessionária (CEMIG, 2019) e irradiância no plano inclinado para a localização (CRESESB, 2019), são expressos na Tabela 4.3:

Tabela 4.3 - Preços e demais parâmetros adotados no cálculo do custo da energia produzida.  
Fonte: COMGAS (2019) e CEMIG (2019).

Item	Valor
Dólar comercial (R\$)	4,1
Etanol (US\$/kWh)	0,11094
Gás natural (US\$/kWh)	0,06932
Custo da energia elétrica na concessionária (US\$/kWh)	0,20139

## 4.2 Análise energética

Para realizar a análise energética, deve-se estabelecer um volume de controle em cada equipamento e aplicar a primeira lei da termodinâmica (vide apêndices A e B).

O balanço de energia para um processo com escoamento em regime permanente, desconsiderando as contribuições das energias cinética e potencial, é dado pela equação 4.1 (ÇENGEL; BOLES, 2013):

$$(q_{ent} - q_{sai}) + (w_{ent} - w_{sai}) = h_{sai} - h_{ent} \quad (4.1)$$

Onde:

- $q_{ent}$  = calor fornecido ao ciclo (kJ/kg);
- $q_{sai}$  = calor rejeitado do ciclo (kJ/kg);
- $w_{ent}$  = trabalho fornecido ao ciclo (kJ/kg);
- $w_{sai}$  = trabalho retirado do ciclo (kJ/kg);
- $h_{sai}$  = entalpia dos componentes na saída (kJ/kg);
- $h_{ent}$  = entalpia dos componentes na entrada (kJ/kg).

As quantidades de energia transferidas nos equipamentos 2, 3, 4 e 5 (vide apêndices A e B) e no receptor térmico (Figura 4.2 e Figura 4.3) são fornecidas pela equação 4.2 (ÇENGEL; BOLES, 2013):

$$q = h_1 - h_0 = c_p(T_1 - T_0) \quad (4.2)$$

Onde:

- $q$  = energia específica transferida (kJ/kg);
- $h_0$  = entalpia do gás na entrada do equipamento (kJ/kg);
- $h_1$  = entalpia do gás na saída do equipamento (kJ/kg);
- $c_p$  = calor específico a pressão constante (kJ/kgK);
- $T$  = temperatura (K).

A entalpia é função da temperatura, e sua variação pode ser calculada para cada equipamento considerando-se a mudança na composição do gás, com a equação 4.3 (ÇENGEL; BOLES, 2013):

$$\Delta H = \sum_{i=1}^k m_i \Delta h_i = \sum_{i=1}^k m_i \int_{T_i}^{T_f} c_p(T) dT = \sum_{i=1}^k m_i \int_{T_i}^{T_f} (a + bT + cT^2 + dT^3) dT \quad (4.3)$$

Onde:

- $\Delta H$  = variação de entalpia (kJ);
- $\Delta h$  = variação de entalpia específica (kJ/kg);
- $m_i$  = fração mássica;
- $k$  = total de componentes da mistura;
- $T_f$  = temperatura final (K);
- $T_i$  = temperatura inicial (K);
- $a, b, c$  e  $d$  = coeficientes específicos.

O trabalho líquido entregue pela microturbina é a diferença entre o trabalho produzido pela turbina e o trabalho consumido pelo compressor. Porém, no ciclo real estes processos não são totalmente isentrópicos como no ciclo ideal. A eficiência do compressor e da turbina podem ser calculados pelas equações 4.4 e 4.5 (ÇENGEL; BOLES, 2013), respectivamente:

$$\eta_c = \frac{w_s}{w_r} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2r} - h_1} \quad (4.4)$$

$$\eta_t = \frac{w_r}{w_s} = \frac{h_3 - h_{4r}}{h_3 - h_{4s}} \quad (4.5)$$

Onde:

- $\eta$  = eficiência;
- $w_s$  = trabalho isentrópico (kJ/kg);
- $w_r$  = trabalho real (kJ/kg);

- $h_s$  = entalpia do estado isentrópico (kJ/kg);
- $h_r$  = entalpia do estado real (kJ/kg).

As microturbinas no ciclo Brayton regenerativo, com a finalidade de recuperar energia, já que as razões de pressão são baixas e a temperatura na saída da turbina é maior do que na saída do compressor. A eficiência da regeneração é dada pela equação 4.6 (ÇENGEL; BOLES, 2013):

$$\varepsilon = \frac{h_5 - h_2}{h_4 - h_2} \quad (4.6)$$

Onde:

- $\varepsilon$  = efetividade;
- $h_5$  = entalpia/temperatura adquirida antes da câmara de combustão (kJ/kg);
- $h_4$  = entalpia/temperatura na saída da turbina (kJ/kg).

A eficiência térmica do ciclo pode ser obtida pela relação da equação 4.7 (ÇENGEL; BOLES, 2013). A energia adicionada ao ciclo, no caso da turbina nominal é proveniente do combustível, e no caso híbrido é composta além do combustível, pela energia solar. Esta quantidade de energia é fixa pois é a energia necessária para aquecer o ar à temperatura de entrada na turbina especificada.

$$\eta_{th} = \frac{W_t - W_c}{Q_e} \quad (4.7)$$

Onde:

- $\eta_{th}$  = eficiência térmica;
- $W_t$  = trabalho produzido pela turbina (kJ/kg);
- $W_c$  = trabalho consumido pelo compressor (kJ/kg);
- $Q_e$  = energia adicionada ao ciclo (energia adicionada na câmara de combustão pelo combustível e energia solar transferida pelo receptor) (kJ/kg).

A eficiência do ciclo regenerativo, ao contrário do ciclo simples, aumenta com a queda da razão de pressão, e pode ser calculada pela equação 4.8 (ÇENGEL; BOLES, 2013):

$$\eta = 1 - \left(\frac{T_1}{T_3}\right) (r_p)^{\frac{k-1}{k}} \quad (4.8)$$

Onde:

- $\eta$  = eficiência;

- $T_1$  = temperatura de admissão de ar no compressor (K);
- $T_3$  = temperatura do ar na entrada da turbina (K);
- $r_p$  = razão de pressão;
- $k$  = índice isentrópico.

O consumo de energia da microturbina híbrida é suprido em parte pela fonte solar e em parte pela energia do combustível. Esta quantidade de energia é adicionada na câmara de combustão e é fixa, pois corresponde à energia necessária para elevar a temperatura do fluido de trabalho que entra na turbina ao valor padrão.

Para o caso de fornecimento de energia híbrido ao ciclo, o consumo de combustível pode ser encontrado pela equação 4.9 (SARAVANAMUTTOO *et al.*, 2017):

$$\dot{m}_c = \frac{f \cdot \dot{W}_{tot}}{\eta \cdot PCI} \quad (4.9)$$

Onde:

- $\dot{m}_c$  = consumo de combustível (kg/s);
- $f$  = fração da energia adicionada na câmara de combustão;
- $\dot{W}_{tot}$  = potência total produzida pela microturbina (kW);
- $\eta$  = eficiência da microturbina;
- $PCI$  = poder calorífico inferior do combustível (kJ/kg).

A energia liberada na câmara de combustão pode ser encontrada pela variação de entalpia entre os reagentes e os produtos. Calcula-se pela equação 4.10 (ÇENGEL; BOLES, 2013):

$$E = \sum N_r (\bar{h}_f^0 + \bar{h} - \bar{h}^0)_r - \sum N_p (\bar{h}_f^0 + \bar{h} - \bar{h}^0)_p \quad (4.10)$$

Onde:

- $E$  = energia liberada (kJ);
- $N_p$  = quantidade molar dos produtos (kmol);
- $N_r$  = quantidade molar dos reagentes (kmol);
- $h_f^0$  = entalpia de formação (kJ/kmol);
- $h$  = entalpia no estado final (kJ/kmol);
- $h^0$  = entalpia no estado morto (kJ/kmol).

Em turbinas a gás é comum verificar a relação entre a energia entregue à turbina e a energia elétrica produzida, chamada de *Heat Rate*, calculada pela equação 4.11 (SARAVANAMUTTOO *et al.*, 2017):

$$HR = \frac{1}{\eta_{th}} = \frac{\dot{Q}_e \cdot 3600}{\dot{W}_{liq}} \quad (4.11)$$

Onde:

- HR = *heat rate* (kJ/kWh);
- $\dot{Q}_e$  = taxa de calor adicionada ao ciclo (kW);
- $\dot{W}_{liq}$  = taxa de trabalho líquida produzida (kW).

Como a razão de consumo de trabalho em uma turbina a gás é grande, é necessário calcular o trabalho gasto pelo compressor e o trabalho produzido pela turbina. As equações 4.12 e 4.13 fornecem os valores de trabalho específico (SARAVANAMUTTOO *et al.*, 2017). As massas de ar e combustível não são contabilizadas na equação 4.1 porque ao passar pelo compressor a composição do ar não sofre alteração.

$$w_c = \frac{c_p T_1}{\eta_c} \left( \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (4.12)$$

$$w_t = \left( 1 + \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_{ar} \cdot \eta_t} \right) \eta_t c_p T_3 \left( 1 - \frac{1}{\left( \frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \right) \quad (4.13)$$

Onde:

- $w_c$  = trabalho específico do compressor (kJ/kg);
- $c_p$  = calor específico (kJ/kgK);
- $T_1$  = temperatura de entrada do ar no compressor (K);
- $\eta_c/\eta_t$  = eficiência do compressor/turbina;
- $P_2/P_1$  = razão de pressão no compressor;
- $k$  = índice isentrópico;
- $w_t$  = trabalho específico da turbina (kJ/kg);
- $\dot{m}_c$  = vazão mássica de combustível (kg/s);
- $\dot{m}_{ar}$  = vazão mássica de ar (kg/s);
- $T_3$  = temperatura de entrada do ar na turbina (K);
- $P_3/P_4$  = razão de pressão na turbina.

Ao transferir calor para a linha de baixa pressão, a temperatura de entrada do gás quente no recuperador da microturbina é aumentada. As temperaturas de saída do gás quente e da saída do ar frio (ar que entra na câmara de combustão) podem ser obtidas respectivamente pelas equações 4.14 e 4.15 (INCROPERA, 2008):

$$T_{ho} = \frac{T_{hi}c_h - \varepsilon c_{min}(T_{hi} - T_{ci})}{c_h} \quad (4.14)$$

$$T_{co} = \frac{h_{ci} - \varepsilon \Delta h_h}{c_c} \quad (4.15)$$

Onde:

- $T_{ho}$  = temperatura de saída dos gases de combustão (K);
- $T_{hi}$  = temperatura de entrada dos gases de combustão (K);
- $\varepsilon$  = efetividade;
- $c_{min}$  = calor específico mínimo entre os fluidos (kJ/kgK);
- $T_{ci}$  = temperatura de entrada do ar (K);
- $T_{co}$  = temperatura de saída do ar (K);
- $c_h$  = calor específico dos gases de combustão (kJ/kgK);
- $h_{ci}$  = entalpia do lado frio (ar) (kJ/kg);
- $\Delta h_h$  = variação de entalpia do lado quente (gases de combustão) (kJ/kg);
- $c_c$  = calor específico do ar (kJ/kgK).

A queda de pressão na câmara de combustão diminui o trabalho líquido realizado pelo ciclo, e conseqüentemente seu rendimento. A queda de pressão na câmara de combustão pode ser encontrada pela equação 4.16 (SARAVANAMUTTOO *et al.*, 2017). Esta equação pode ser utilizada para uma ampla variedade vazões mássicas, razões de pressão e combustível. Para câmaras de combustão do tipo anular o fator de perda de pressão é tipicamente 18.

$$\Delta P = \frac{PLF \cdot \dot{m}^2}{2\rho A^2} \quad (4.16)$$

Onde:

- $\Delta P$  = queda de pressão (kPa);
- PLF = fator de queda de pressão;
- $\dot{m}$  = vazão mássica de ar (kg/s);
- $\rho$  = massa específica do ar (kg/m<sup>3</sup>);



- $A$  = área máxima da seção transversal ( $m^2$ ).

A eficiência térmica do ciclo híbrido considerando a energia solar é calculada pela equação 4.17:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}}{GA_{con} + \dot{m}_f Q_{LHV}} \quad (4.17)$$

Onde:

- $\eta_{th}$  = eficiência térmica;
- $\dot{W}$  = potência mecânica líquida produzida (kW);
- $G$  = irradiação solar direta ( $kW/m^2$ );
- $A_{con}$  = área do concentrador solar ( $m^2$ );
- $\dot{m}_f$  = taxa de consumo de combustível (kg/s);
- $Q_{LHV}$  = poder calorífico inferior (kJ/kg).

A eficiência térmica pode ser considerada apenas para o combustível de valor comercial, neste caso o etanol ou o gás natural, já que a energia solar não possui um custo direto atribuído (equação 4.18). Esta é a eficiência considerada pois é de interesse a comparação de consumo de combustível entre os diferentes combustíveis e linhas de pressão analisadas. Nota-se que este valor pode ser superior a unidade, uma vez que a potência gerada pela turbina não sofre grandes variações. No caso em que a turbina operasse somente com energia solar, a eficiência relativa ao combustível seria infinita.

$$\eta = \frac{\dot{W}}{\dot{m}_f Q_{LHV}} \quad (4.18)$$

A fim tornar as comparações mais claras, pode-se também utilizar a relação da energia entregue pelo combustível com a potência produzida pela microturbina ( $E/P$ ). Esta relação é semelhante ao *heat rate*, porém, a energia considerada é apenas a energia do combustível. A equação 4.19 mostra esta relação.

$$\frac{E}{P} = \frac{\dot{E}_{comb}}{P} = \frac{\dot{m}_f Q_{LHV}}{P} \quad (4.19)$$

Onde:

- $\dot{E}_{comb}$  = energia entregue pelo combustível (kW);
- $P$  = potência desenvolvida pela microturbina (kW).

### 4.2.1 Cálculo da área efetiva do concentrador

O mapa da Figura 2.17 mostra que, apesar de o Brasil ser um país de proporções continentais, os valores de irradiância solar, apesar de apresentarem variação, esta não é de tal magnitude que não se possa atribuir um valor médio. Nesta dissertação, foram coletados dados mensais de irradiância no plano inclinado para a cidade de Itajubá-MG, na localização 22,4°S/45,5°O (Figura 4.4).

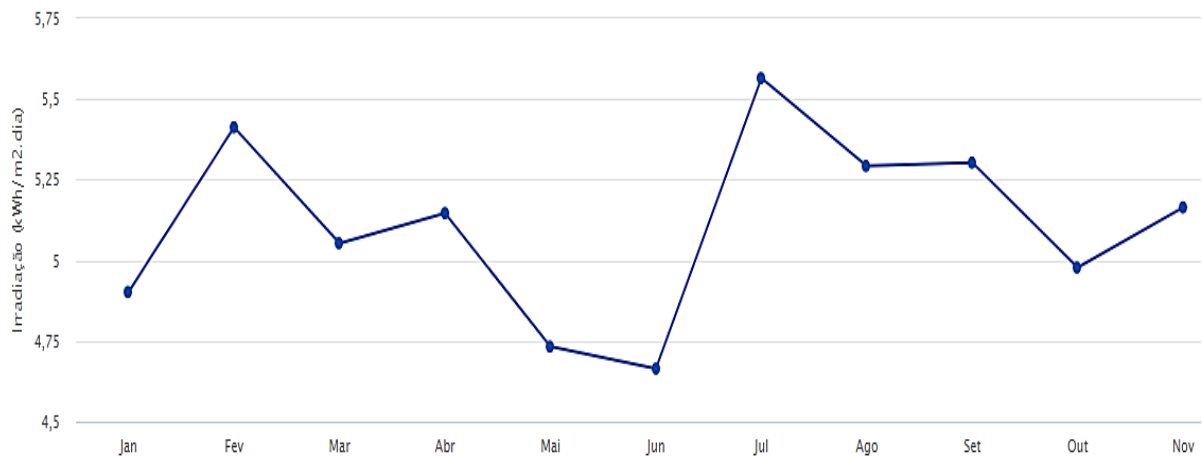


Figura 4.4 – Irradiância no plano inclinado total mensal para a cidade de Itajubá-MG. Adaptado de CRESESB (2019).

Esta localização apresenta uma irradiância anual média de 5,09 kWh/m².dia. Para que os coletores solares possam ser dimensionados, esta quantidade de energia foi diluída em um período de 12 horas, considerado este o período diário em que a turbina a gás possui energia solar disponível para operar. Para este período considerado, a irradiância solar direta média é então de 424,17 W/m². Esta metodologia é utilizada com a finalidade de se considerar dados de irradiância mais realistas do que utilizar o valor da máxima irradiância diária disponível, o que só seria possível obter em um curto espaço de tempo.

Como a potência solar disponível é proporcional à área do concentrador, a área necessária pode ser calculada pela equação 4.20:

$$A_{con} = \frac{E_{sol}}{\eta_{ref}\eta_{opt}\eta_{rec}G} \quad (4.20)$$

Onde:

- $E_{sol}$  = potência solar requerida (kW);
- $\eta_{ref}$  = refletividade do espelho;

- $\eta_{\text{opt}}$  = eficiência ótica;
- $\eta_{\text{rec}}$  = eficiência do receptor;
- $G$  = irradiância solar ( $\text{kW}/\text{m}^2$ ).

A área do concentrador varia de acordo com a quantidade de energia solar que é adicionada ao ciclo, e assim como o receptor térmico, reflete diretamente no custo da energia elétrica gerada. O concentrador solar é considerado como sendo do tipo prato parabólico (Figura 2.19), sendo consideradas as áreas necessárias para cada caso estudado. Os valores de refletividade, eficiência ótica do concentrador de prato parabólico e eficiência do receptor cerâmico foram utilizados os fornecidos por Gistri (2017), sendo respectivamente 94 %, 88,3 % e 89 %.

A microturbina operando por exemplo, com uma potência solar de 40 kW com uma irradiância de 424,17  $\text{kW}/\text{m}^2$ , necessita de uma área de concentradores de 127,7  $\text{m}^2$ . A diferença entre áreas devido a perdas é mostrada nas equações 4.21 e 4.22.  $A_1$  corresponde à área sem considerar as perdas do sistema e  $A_2$  corresponde à área do concentrador contabilizando estas perdas.

$$A_1 = \frac{40 \text{ kW}}{0,42417 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2}} = 94,3 \text{ m}^2 \quad (4.21)$$

$$A_2 = \frac{40 \text{ kW}}{0,94 \cdot 0,883 \cdot 0,89 \cdot 0,42417 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2}} = 127,7 \text{ m}^2 \quad (4.22)$$

Nota-se que foi necessário um aumento de 35,4 % na área do concentrador. A área  $A_2$  é maior do que  $A_1$  devido a perdas na reflexão da luz no concentrador e emissividade do receptor.

### 4.3 Análise de custo da energia elétrica gerada

O custo da energia elétrica gerada envolve diversas variáveis, portanto o cálculo do custo da energia para uma turbina que opera em modo padrão é diferente de uma turbina que opera em modo híbrido. Será analisado primeiramente o custo para uma turbina em modo padrão.

Como é necessário um investimento inicial para aquisição dos equipamentos, o cálculo do custo da geração de energia elétrica depende do fator de anuidade, dado pela equação 4.23. O fator de anuidade é o valor de fluxo financeiro que gera um lucro específico a cada período. Quando multiplicado por um valor periódico, mostra o valor presente ou futuro do montante (BLANK, 2008).

$$f = \frac{\left(1 + \frac{i}{100}\right)^p \left(\frac{i}{100}\right)}{\left(1 + \frac{i}{100}\right)^p - 1} \quad (4.23)$$

Onde:

- $f$  = fator de anuidade;
- $i$  = taxa de juros (%);
- $p$  = retorno financeiro (anos).

O custo total de investimento é calculado com a equação 4.24. Um coeficiente de 1,3 é utilizado nesta equação por se tratar de uma nova tecnologia, caso em que os custos podem sofrer uma variação significativa em um curto período de tempo. Esta medida é feita com a finalidade de assegurar a viabilidade econômica do projeto.

$$C_{inv} = 1,3(A_{con} \cdot C_{con} + E_{sol} \cdot C_{rec} + E_{el} \cdot C_{mt}) \quad (4.24)$$

Onde:

- $A_{con}$  = área do concentrador solar (m<sup>2</sup>);
- $C_{con}$  = custo do concentrador (US\$/m<sup>2</sup>);
- $E_{sol}$  = potência solar utilizada (kW);
- $C_{rec}$  = custo do receptor térmico (US\$/kW);
- $E_{el}$  = energia elétrica produzida pela microturbina (kW);
- $C_{mt}$  = custo específico da microturbina (US\$/kW).

Em uma metodologia com base na utilizada por Silveira e Tuna (2004), na qual o custo da geração de energia elétrica pode ser calculado considerando-se o retorno de investimento de capital, custo de combustível e custo de manutenção e operação, energia produzida e horas de operação; o custo da energia produzida pela microturbina operando sem energia solar é dada pela equação 4.25:

$$C_{elmc} = \frac{(fC_{inv} + C_{om})}{HE_{el}} + \frac{C_{comb}}{\eta_p} \quad (4.25)$$

Onde:

- $C_{elmc}$  = custo da energia elétrica pela microturbina convencional (US\$/kWh);
- $C_{inv}$  = custo de investimento (US\$);
- $C_{om}$  = custo de operação e manutenção (US\$);
- $H$  = período anual de operação (h);
- $C_{comb}$  = custo do combustível (US\$/kWh);
- $E_{el}$  = energia elétrica produzida pela microturbina (kW);
- $\eta_p$  = eficiência elétrica do ciclo padrão.

Neste caso, o custo do investimento corresponde diretamente somente ao custo da microturbina adquirida, acrescido de um custo de operação e manutenção, considerado como 3 % do próprio custo de investimento (GIOSTRI, 2017). É fácil observar que quanto maior o tempo de operação e a potência produzida pela turbina a gás, menor é o custo da energia elétrica, uma vez que relativo ao custo de investimento, a energia total produzida em um certo período será maior. De maneira análoga, a segunda parte da equação mostra que quanto maior o custo do combustível utilizado, maior o custo de geração de energia, sendo este inversamente proporcional à eficiência líquida do ciclo.

#### 4.3.1 Custo da geração de energia elétrica da microturbina híbrida

Para obtenção do custo da geração de energia da turbina híbrida, foi desenvolvida uma equação em que são ponderados o período de operação da turbina em modo híbrido e o período de operação em modo convencional. Esta equação é útil quando, por exemplo, a turbina trabalha em somente um determinado período do dia com energia solar, mas pode ser aplicada também quando há intermitência da disponibilidade de energia solar. O custo da energia elétrica gerada pela microturbina híbrida é apresentado na equação 4.26:

$$C_{elmh} = \frac{(fC_{inv} + C_{om})}{HE_{el}} + C_{comb}F_o \left[ \frac{1}{\eta_h} + \frac{1}{\eta_p} \left( \frac{1}{F_o} - 1 \right) \right] \quad (4.26)$$

Onde:

- $C_{elmh}$  = custo da energia elétrica gerada pela microturbina híbrida (US\$/kWh);
- $C_{inv}$  = custo de investimento (US\$);
- $C_{om}$  = custo de operação e manutenção (US\$);
- $H$  = período anual de operação (h);

- $E_{el}$  = energia elétrica produzida pela microturbina (kW);
- $C_{comb}$  = custo do combustível (US\$/kWh);
- $F_o$  = fator de operação;
- $\eta_h$  = eficiência elétrica do ciclo híbrido;
- $\eta_p$  = eficiência elétrica do ciclo padrão.

O termo fator de operação é definido como sendo a razão entre o número de horas de operação em que há radiação solar disponível (modo híbrido) e o total de horas de operação, em um determinado período. Uma turbina, por exemplo, que opera 24 horas por dia, sendo 6 horas deste dia em modo híbrido, terá um fator de operação de 0,25. O fator de operação nesta equação permite, portanto, relacionar o custo da energia elétrica produzida durante o período de operação em modo híbrido e a eficiência do ciclo híbrido e do ciclo convencional. Ao variar a proporção de energia solar utilizada para aquecer o ar, a potência produzida pela turbina varia, o que também é levado em conta na equação 4.26.

No caso em que o fator de operação é igual a 1, a turbina opera exclusivamente em modo híbrido, e o termo  $\frac{1}{\eta_p} \left( \frac{1}{F_o} - 1 \right)$  será igual a zero. Neste caso a equação contabiliza somente a eficiência do ciclo híbrido. Para valores de  $F_o$  entre 0 e 1, a equação pondera as eficiências de cada ciclo de acordo com a fração do período de operação de cada ciclo em relação ao período de operação total. Nesta equação não cabe a utilização de um fator de operação igual a 0, pois quando o fator de operação é nulo significa que a turbina nunca opera em modo híbrido, mas sim em modo padrão, devendo ser utilizada a equação 4.25.

É importante notar que o termo  $\eta_h$ , eficiência elétrica do ciclo híbrido, se refere à eficiência do ciclo desprezando a energia solar adicionada ao ciclo, como discutido na equação 4.18. A eficiência em termos de combustível é a razão da energia líquida produzida na turbina a gás pela energia entregue ao ciclo pelo combustível queimado. No caso em que a turbina é capaz de operar somente com energia solar, a eficiência do ciclo híbrido será infinita, e o segundo termo da equação será igual a zero.

## 4.4 Receita das turbinas padrão e híbrida

Para o cálculo da receita da turbina em combustão é também utilizada a metodologia utilizada por Silveira e Tuna (2004), conforme a equação 4.27. Esta equação contabiliza a energia produzida, potência gerada e período de operação, com a diferença de custo da energia produzida e da energia comprada na concessionária:

$$R_{elp} = HE_{el}(C_{elconc} - C_{elm c}) \quad (4.27)$$

Onde:

- $R_{elp}$  = receita da produção de eletricidade pela microturbina (US\$/ano);
- $H$  = período de operação (h/ano);
- $E_{el}$  = potência líquida da microturbina (kW);
- $C_{elconc}$  = custo da energia elétrica fornecida pela concessionária (US\$/kWh);
- $C_{elm c}$  = custo da energia elétrica pela microturbina convencional (US\$/kWh).

A receita obtida decorrente da produção de energia elétrica da microturbina híbrida é obtida pela diferença do custo da produção de energia total em um determinado período entre a microturbina convencional e a microturbina híbrida. Esta receita pode ser chamada também de receita da “solarização” da microturbina. Como as equações 4.25 e 4.26 fornecem o custo por energia gerada, o custo da produção total de energia em um período é o produto do custo da energia pela potência líquida e horas de operação. A receita anual é a diferença da receita entre a geração na turbina padrão e na turbina híbrida, dada pela equação 4.28:

$$R_{elpmh} = H[E_{elmh}(C_{elconc} - C_{elmh}) - E_{elm c}(C_{elconc} - C_{elm c})] \quad (4.28)$$

Onde:

- $R_{elpmh}$  = receita da hibridização da microturbina (US\$/ano);
- $H$  = período de operação (h/ano);
- $C_{elmh}$  = custo da energia elétrica gerada pela microturbina híbrida (US\$/kWh);
- $C_{elm c}$  = custo da energia elétrica pela microturbina convencional (US\$/kWh);
- $E_{elm c}$  = potência líquida da microturbina convencional (kW);
- $E_{elmh}$  = potência líquida da microturbina híbrida (kW);
- $C_{elconc}$  = custo da energia elétrica fornecida pela concessionária (US\$/kWh).

## Capítulo 5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

São apresentados neste capítulo, os resultados de desempenho das simulações da microturbina com as modificações propostas no ciclo termodinâmico. As variações de desempenho da microturbina para os casos estudados refletem de forma direta na análise econômica realizada. Consecutivamente, são apresentados os resultados da avaliação do custo da energia gerada pela solarização da microturbina, e discutida a viabilidade econômica para os cenários considerados.

### 5.1 Resultados da análise termodinâmica

Em primeiro lugar foi simulada a microturbina operando com gás natural em modo *on-design*. A fim de realizar a análise econômica, foi simulada também uma microturbina de potência equivalente à Capstone C30 HPNG operando com etanol, em modo *on-design*. Como explicado no capítulo 4, este segundo caso foi simulado para proceder aos cálculos de custo da geração de energia. Os resultados são mostrados na Tabela 5.1:

Tabela 5.1 - Resultados da simulação no GateCycle™ para a operação padrão da microturbina.

Combustível	Gás Natural	Etanol
PCI [kJ/kg]	47 451	25 737
$\dot{m}_a$ [kg/s]	0,3075	0,2964
$\dot{m}_f$ [kg/s]	0,0025	0,0046
$\dot{m}_g$ [kg/s]	0,31	0,301
$\dot{W}_c$ [kW]	54,24	52,29
$\dot{W}_t$ [kW]	88,07	86,12
$\dot{W}_{liq}$ [kW]	30,45	30,45
$\eta$ [%]	25,91	25,59



Onde:

- $\dot{m}_a$  = vazão mássica no compressor (ar);
- $\dot{m}_f$  = vazão mássica de combustível;
- $\dot{m}_g$  = vazão mássica na turbina (gases de combustão);
- $\dot{W}_c$  = potência consumida pelo compressor;
- $\dot{W}_t$  = potência produzida pela turbina.
- $\dot{W}_{liq}$  = potência líquida produzida.

### 5.1.1 Análise por energia solar adicionada ao ciclo

As diferentes configurações de ciclo foram simuladas com a contribuição da energia solar nas linhas de alta a baixa pressão, cada uma delas para ambos os combustíveis. A Figura 5.1 mostra os resultados de desempenho, potência desenvolvida pela microturbina e relação entre energia do combustível por potência líquida *versus* energia solar quando o receptor é posicionado na linha de alta pressão, para cada combustível utilizado. Ao aumentar a energia transferida pelo receptor, a potência líquida do sistema, que foi fixada no modo convencional para a microturbina operando em *on-design*, diminui devido à diminuição do consumo de combustível e consequentemente da vazão em massa pela turbina propriamente dita.

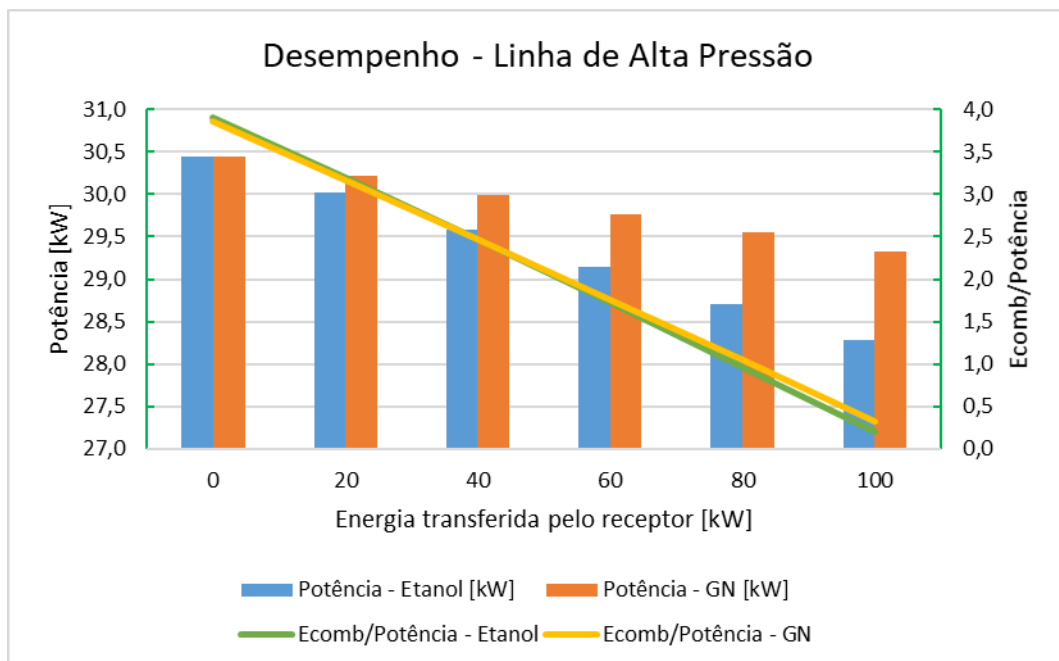


Figura 5.1 - Resultados de desempenho na linha de alta pressão, por energia transferida pelo receptor solar.

Como esperado na Figura 5.1, um caso semelhante é observado na relação  $E_{\text{comb}}/\text{Potência}$ . A redução de potência foi de 2,17 kW com a utilização de etanol e de 1,13 kW para o gás natural entre 0 e 100 kW de potência solar transferida para a turbina. A microturbina operando com etanol apresentou uma diminuição de 3,71 na relação E/P, na operação com gás natural uma diminuição de 3,53.

Esses resultados são mostrados também na Figura 5.2, porém, para o receptor posicionado na linha de baixa pressão. É possível observar o mesmo padrão com relação à potência líquida desenvolvida e eficiência comparada à linha de alta pressão para ambos os combustíveis, porém sendo atingidos valores de E/P significativamente maiores.

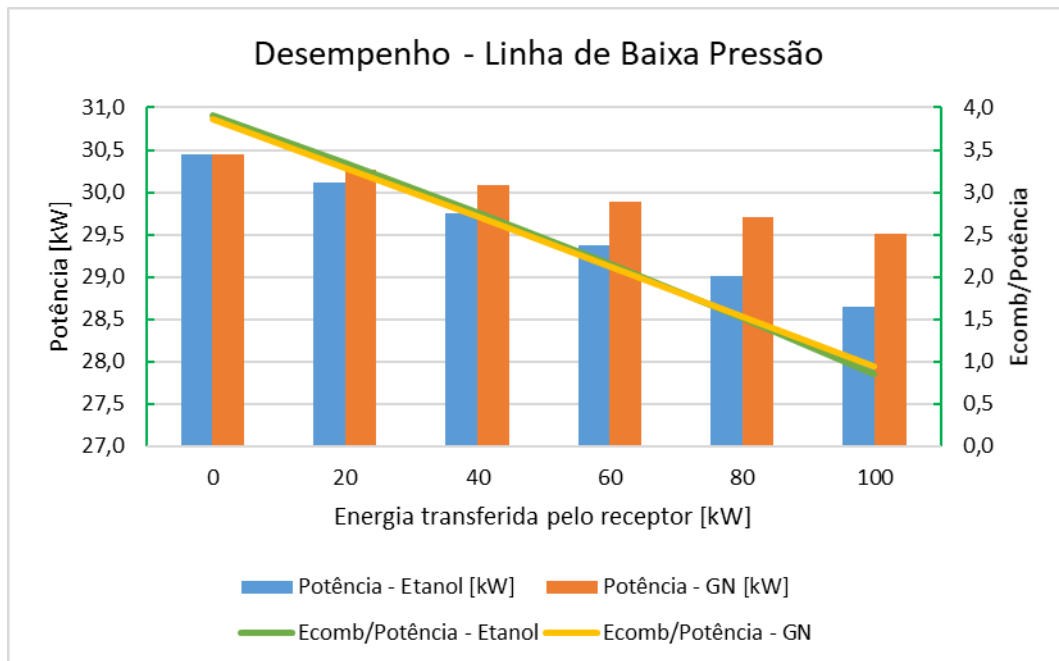


Figura 5.2 - Resultados de desempenho na linha de baixa pressão, por energia transferida pelo receptor solar.

Quando o receptor é posicionado na linha de baixa pressão, a faixa de energia solar admitida pela turbina (0-130 kW) é maior que na linha de alta pressão (0-110 kW) devido a perdas no recuperador, assim o sistema recebe uma quantidade maior de energia sem que seja atingida a temperatura de entrada da turbina ideal. Nesta faixa, a redução em potência foi de 1,81 kW para o etanol e 0,94 kW para o gás natural. A relação E/P, considerando uma faixa de potência solar de 0-100 kW, diminuiu em 3,06 para o etanol e 2,92 para o gás natural.

Em ambos os casos é possível notar que a potência ao se utilizar gás natural como combustível é mais elevada, mas o etanol fornece uma melhor relação E/P em modo híbrido. Isto acontece porque o poder calorífico do etanol é menor, e ao aumentar a energia solar a vazão

de combustível é diminuída em uma taxa maior do que ao utilizar gás natural. Desta maneira, uma menor massa é expandida na turbina além da maior diminuição do balanço molar, diminuindo a potência (a vazão mássica de etanol é de 1,5 % da vazão total). A Figura 5.3 e a Figura 5.4 mostram a vazão de combustível em relação à potência solar nas linhas de alta e baixa pressão, respectivamente.

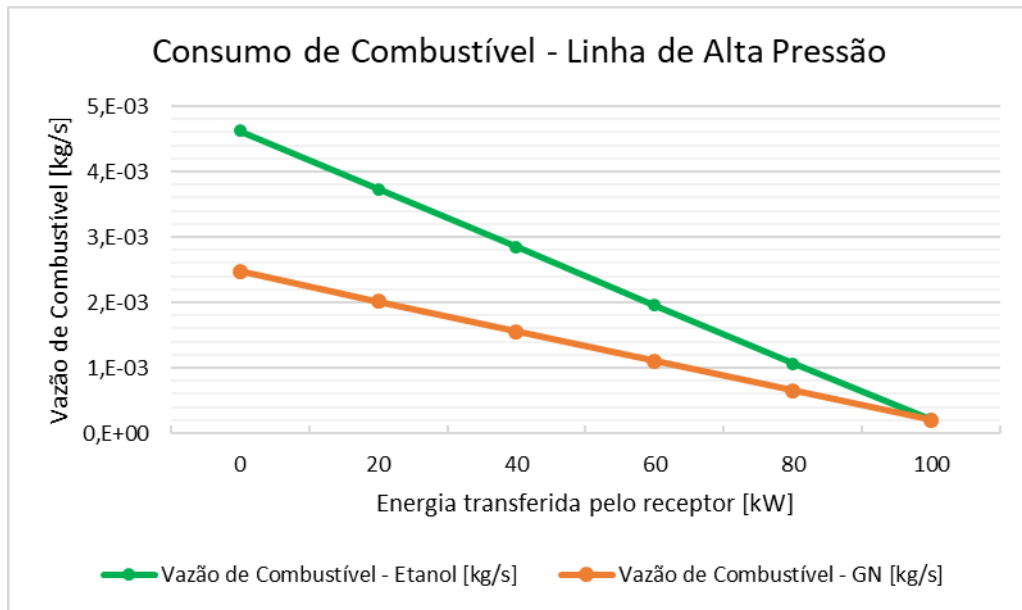


Figura 5.3 - Vazão de combustível com o receptor posicionado na linha de alta pressão.

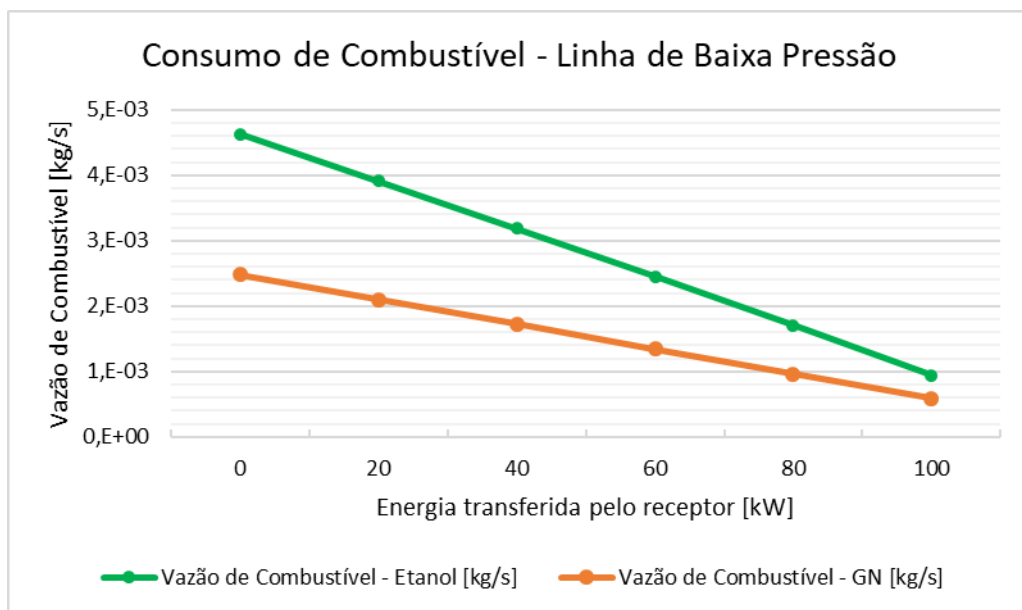


Figura 5.4 - Vazão de combustível com o receptor posicionado na linha de baixa pressão.

A vazão de combustível é inversamente proporcional ao poder calorífico do combustível e à eficiência, então espera-se que a vazão seja a menor quando utilizado o gás natural como combustível e o receptor na linha de alta pressão, e o caso de maior vazão ao utilizar-se o etanol e o receptor na linha de baixa pressão.

Quando o receptor é posicionado na linha de baixa pressão e a potência transferida é de 100 kW, é atingida uma vazão mássica de combustível similar de quando o receptor é posicionado na linha de alta pressão e o sistema recebe 80 kW de potência solar, porém esta vazão varia conforme a quantidade de energia solar é utilizada. O aumento médio de potência solar necessária para que a turbina consuma a mesma quantidade de combustível requerido ao operar na linha de baixa pressão é de 21,26 %, em relação à linha de alta pressão. Um pequeno aumento da energia solar fornecida, acima de 110 kW para a linha de alta pressão e 130 kW para a linha de baixa pressão faria com que o consumo de combustível fosse nulo.

A Figura 5.5 e a Figura 5.6 mostram os resultados de desempenho em potência e relação E/P com etanol e gás natural respectivamente por energia solar adicionada ao ciclo, comparando-se os resultados de desempenho por posição instalada do receptor.

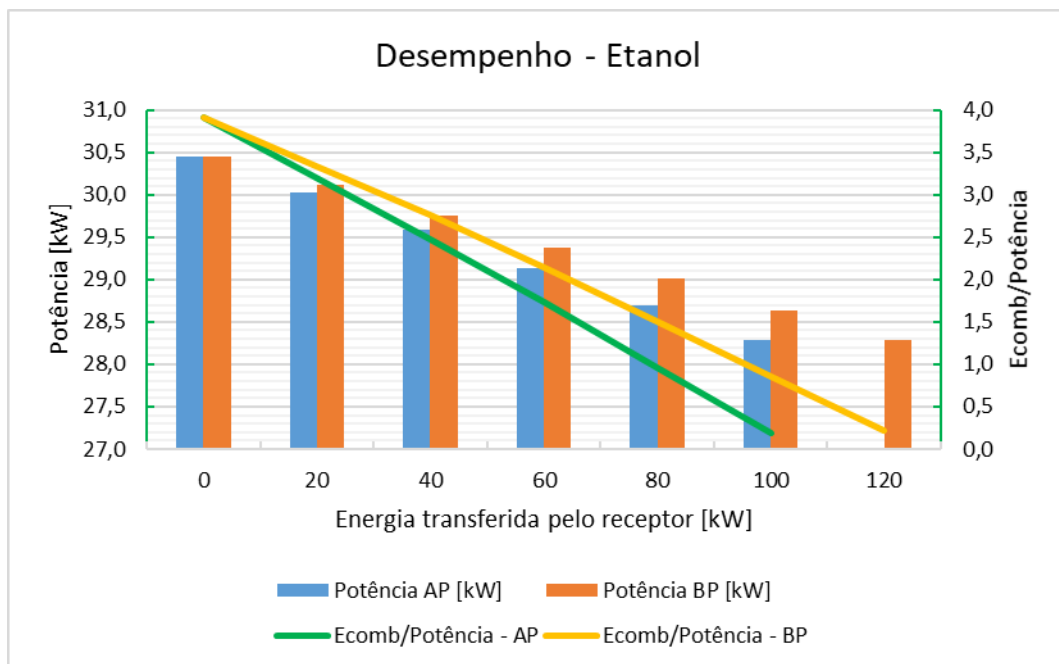


Figura 5.5 - Resultados de desempenho para o combustível etanol, por energia transferida pelo receptor solar.

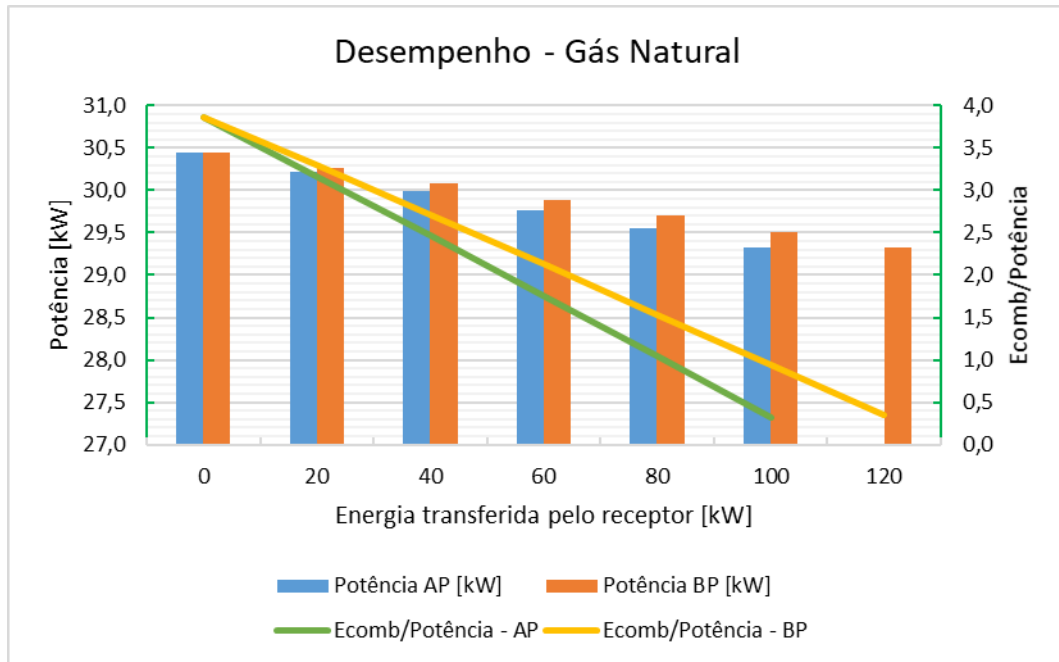


Figura 5.6 - Resultados de desempenho para o combustível gás natural, por energia transferida pelo receptor solar.

Fica evidente que utilizar o receptor na linha de alta pressão fornece os melhores resultados neste caso, pois a relação E/P cai a uma taxa maior na linha de alta em relação à linha de baixa pressão, ao aumentar a quantidade de energia solar utilizada.

Tanto para o etanol quanto para o gás natural a potência da microturbina sofre um decréscimo ao aumentar a potência solar fornecida. Esta diminuição é maior no caso do etanol devido à maior diminuição da vazão em massa pela turbina a altas potências solares. Nota-se que há uma diferença na relação E/P entre as linhas de alta e baixa pressão, sendo mais evidente quando se aumenta a potência solar, para ambos os combustíveis. Isto se deve à perda parcial do calor que é adicionado ao ciclo devido à efetividade do recuperador ser menor que a unidade.

À medida que a potência solar disponível cresce também cresce a diferença de eficiência entre as linhas. Quando a potência solar disponível é de 40 kW, por exemplo, para o etanol, a relação E/P na linha de alta pressão é de 2,48 e 2,76 na de baixa. Já para uma potência de 80 kW solar, a relação E/P na linha de alta pressão é de 0,96 e na de baixa 1,51. Nota-se que na Figura 5.5 e na Figura 5.6 não são mostrados os dados de desempenho para potências solares superiores a 100 kW na linha de alta pressão, pois ao aumentar a potência a temperatura de entrada do ar na turbina já é atingida, o que não acontece na linha de baixa pressão devido à perda de energia que ocorre no recuperador.

A potência líquida da turbina apresenta o mesmo comportamento, porém com uma redução de 7,13 % na potência da turbina para a linha de alta pressão e 5,94 % na linha de baixa

pressão, com etanol. Com gás natural, a queda da potência líquida foi de 3,71 % para a linha de alta pressão e 3,09 % para a linha de baixa. A razão para a potência líquida sofrer uma menor queda quando o receptor é posicionado na linha de baixa pressão, para uma mesma potência solar, é que uma maior massa de combustível é requerida. A Figura 5.7 e a Figura 5.8 mostram o consumo de combustível comparando-se as vazões para cada linha de pressão, para o etanol e gás natural respectivamente.

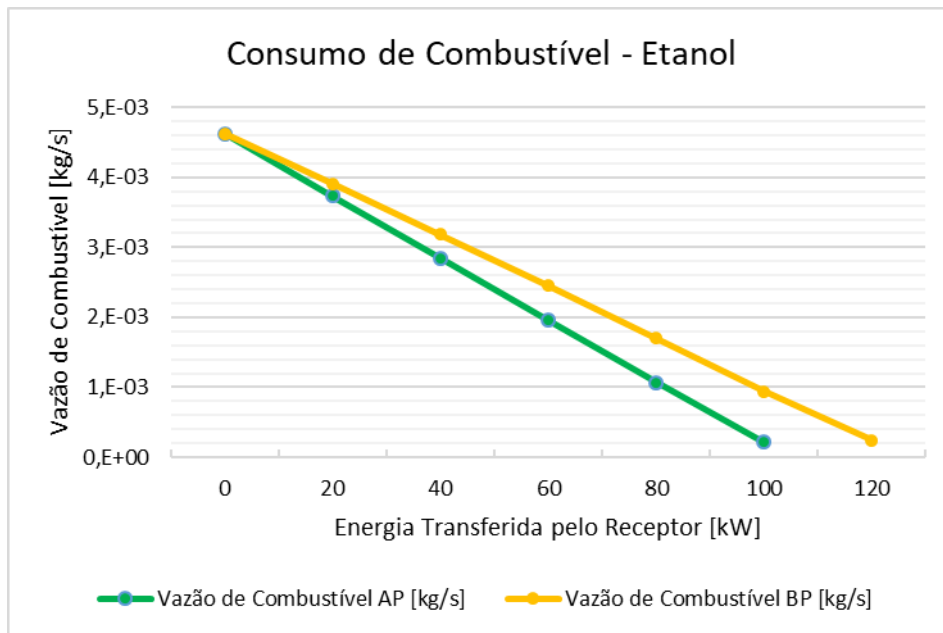


Figura 5.7 - Vazão de etanol para diversas potências solares, comparação entre posições do receptor.

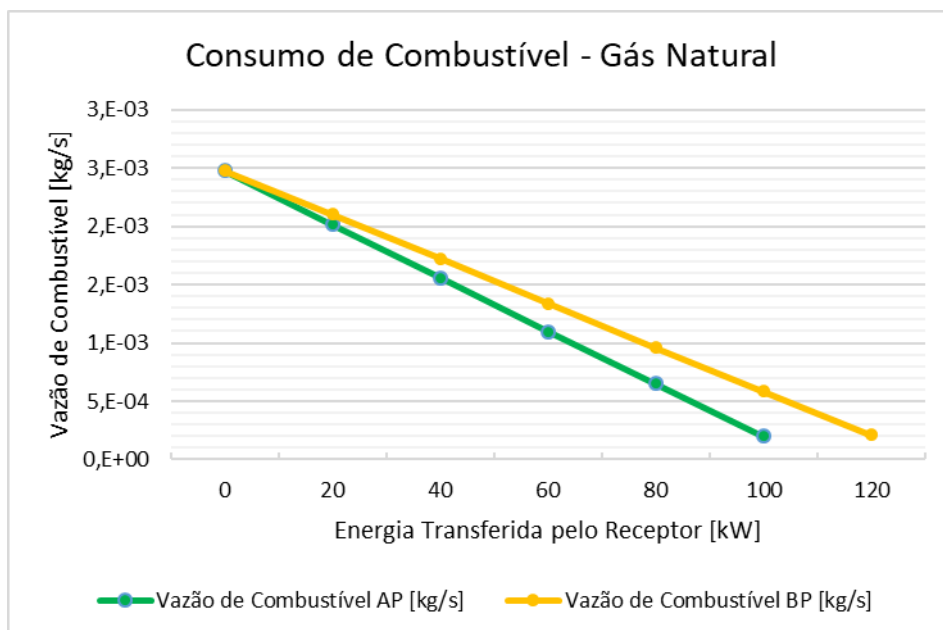


Figura 5.8 - Vazão de gás natural para diversas potências solares, comparação entre posições do receptor.

### 5.1.2 Análise por temperatura atingida pelo receptor

É interessante analisar também o desempenho do sistema com relação às temperaturas atingidas pelo receptor. No caso estudado, o receptor deveria atingir 827 °C na linha de alta pressão e 953 °C na linha de baixa pressão para que o fornecimento de combustível pudesse ser cessado. Estas temperaturas estão dentro da faixa de trabalho dos coletores de pratos parabólicos e receptores de carvão de silício, que podem atingir temperaturas de até 1500 °C e 1200 °C, respectivamente. A Figura 5.9, Figura 5.10, Figura 5.11 e Figura 5.12 mostram o desempenho do ciclo de acordo com a temperatura atingida pelo receptor para a linha de alta pressão, linha de baixa pressão, combustível etanol e gás natural, respectivamente.

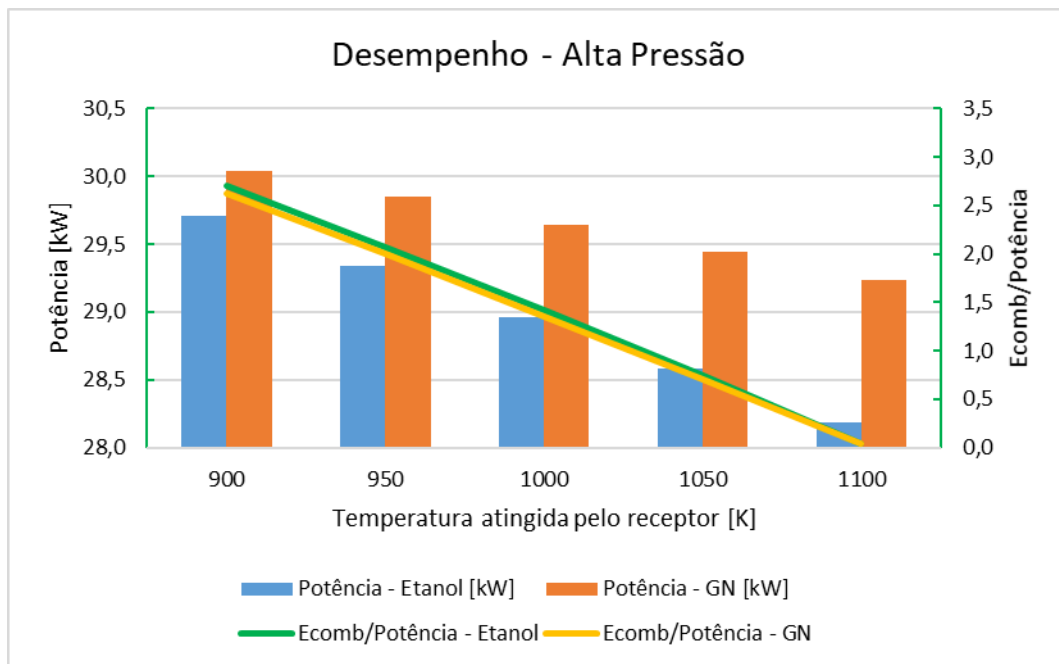


Figura 5.9 - Resultados de desempenho na linha de alta pressão, por temperatura atingida pelo receptor solar.

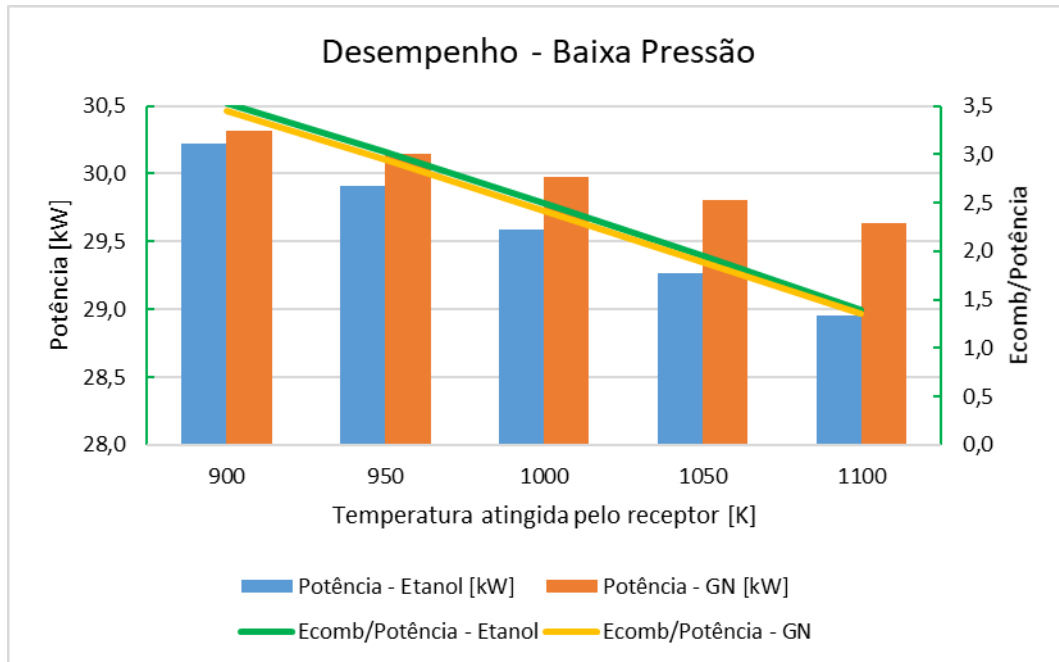


Figura 5.10 - Resultados de desempenho na linha de baixa pressão, por temperatura atingida pelo receptor solar.

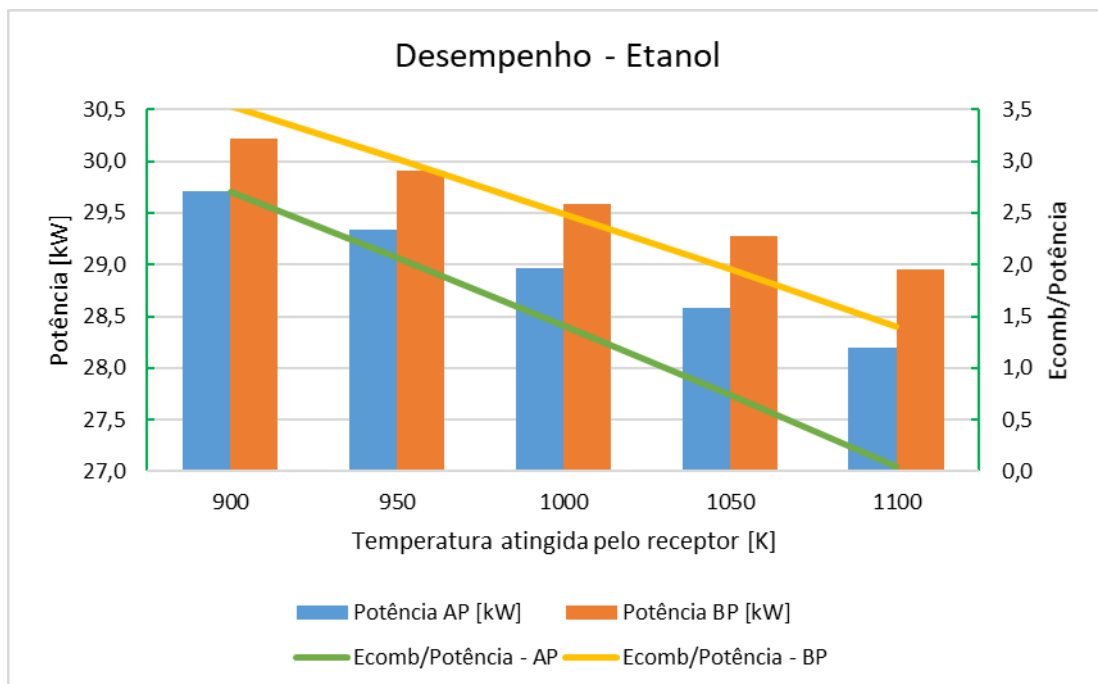


Figura 5.11 - Resultados de desempenho para o combustível etanol, por temperatura atingida pelo receptor solar.



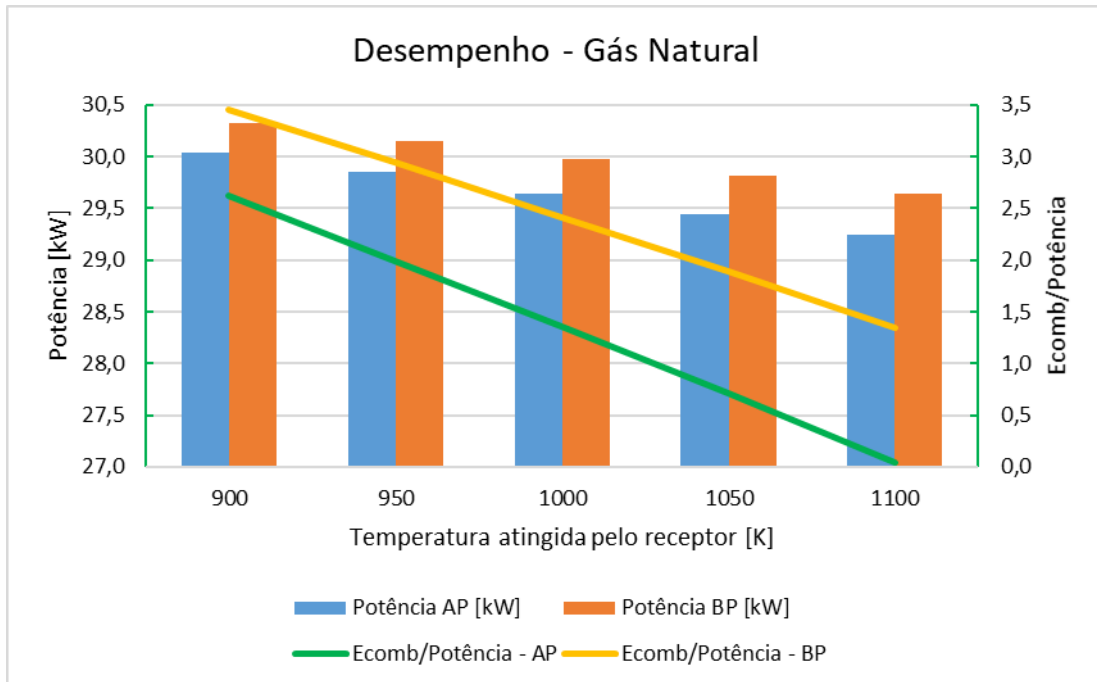


Figura 5.12 - Resultados de desempenho para o combustível gás natural, por temperatura atingida pelo receptor solar.

O comportamento da potência líquida e eficiência da turbina possui o mesmo padrão de quando analisada a potência entregue pelo sistema solar. O consumo de combustível também apresenta comportamento similar, uma vez que é função direta da relação E/P do sistema. A eficiência a altas temperaturas apresenta maior variação ao utilizar o gás natural do que o etanol, ao alterar a localização do receptor no ciclo. Quando o receptor atinge 1000 K, com etanol, a relação E/P na linha de alta pressão é de 1,42 e na linha de baixa 2,5. Com gás natural, a relação E/P na linha de alta pressão é de 1,36 e na linha de baixa 2,42.

Fica evidente que a turbina híbrida apresenta maior vantagem quando o receptor térmico é posicionado na linha de alta pressão. Além do consumo de combustível ser menor, as temperaturas que o receptor necessita atingir também são menores, o que refletirá no custo da hibridização da microturbina. Por outro lado, a potência líquida entregue pela turbina também é menor. Portanto, para verificar qual configuração é mais vantajosa financeiramente deve-se prosseguir à análise econômica.

## **5.2 Resultados da análise econômica**

São mostrados na seção 5.2.1, os resultados da análise econômica para a microturbina em operação padrão (sem hibridização) para funcionamento com gás natural e com etanol. Nas seções 5.2.2 e 5.2.3 são mostrados os resultados dos cenários de operação considerados, discutidos na seção 4.1.4. As potências solares para os casos analisados são de 40 kW e 80 kW. Diversas potências foram analisadas, porém essas duas potências foram selecionadas a fim de realizar a análise econômica com uma fração intermediária de energia solar e uma alta fração, mas que ainda permanecesse realista. Deste modo é possível realizar as comparações econômicas referente ao custo do sistema e o custo da energia produzida ao variar a potência solar utilizada.

Para obtenção do custo da energia elétrica gerada foram considerados períodos de amortização de 2 a 20 anos. Para a obtenção da receita anual da microturbina padrão e da microturbina híbrida, foram consideradas taxas de juros de 6 %, 10 % e 14 %, sendo que o período máximo de receita considerado foi de 20 anos.

### **5.2.1 Microturbina em operação padrão**

Na operação padrão com gás natural (sem utilização de energia solar), o custo da energia elétrica gerada é mostrado na Figura 5.13. O custo da energia produzida com o combustível etanol é mostrado na Figura 5.14. Na Figura 5.15 e na Figura 5.16 são mostradas as receitas anuais de operação para o custo da energia fornecida pela concessionária considerada (0,20139 US\$/kWh). Para ambos os casos foi considerado um período de 8766 horas anuais de operação e a microturbina em carga total (30,45 kW).

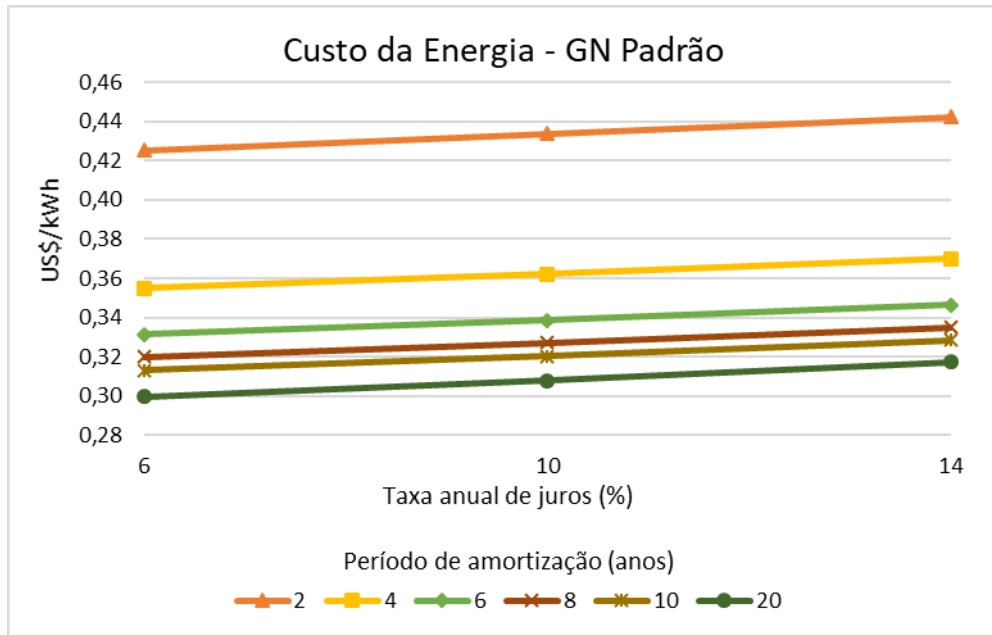


Figura 5.13 - Custo da energia elétrica gerada para condição padrão de operação, utilizando gás natural.

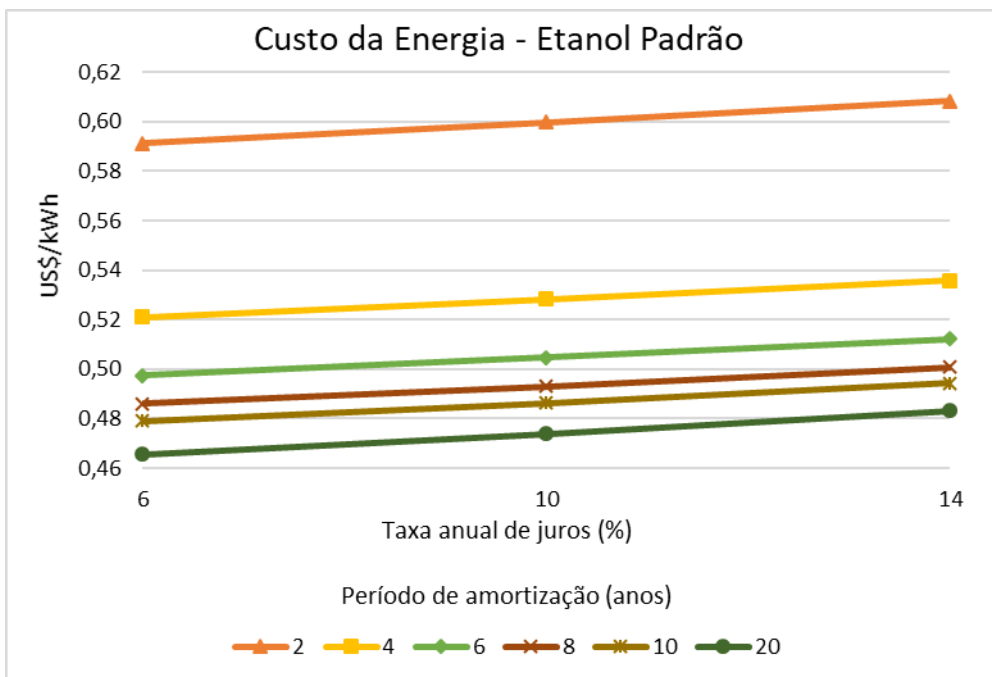


Figura 5.14 - Custo da energia elétrica gerada para condição padrão de operação, utilizando etanol.

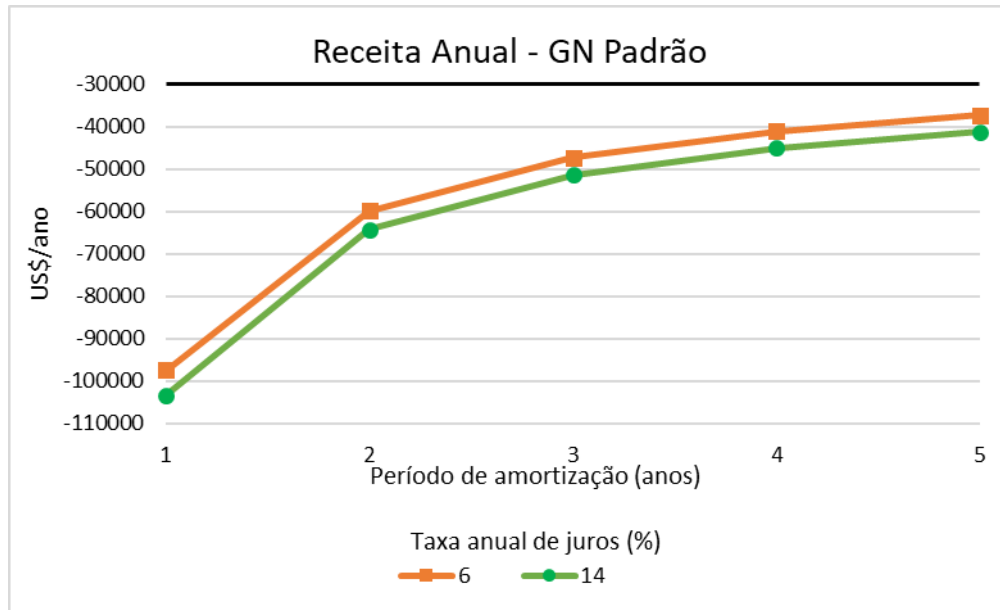


Figura 5.15 - Receita anual para a microturbina na condição padrão de operação, utilizando gás natural.

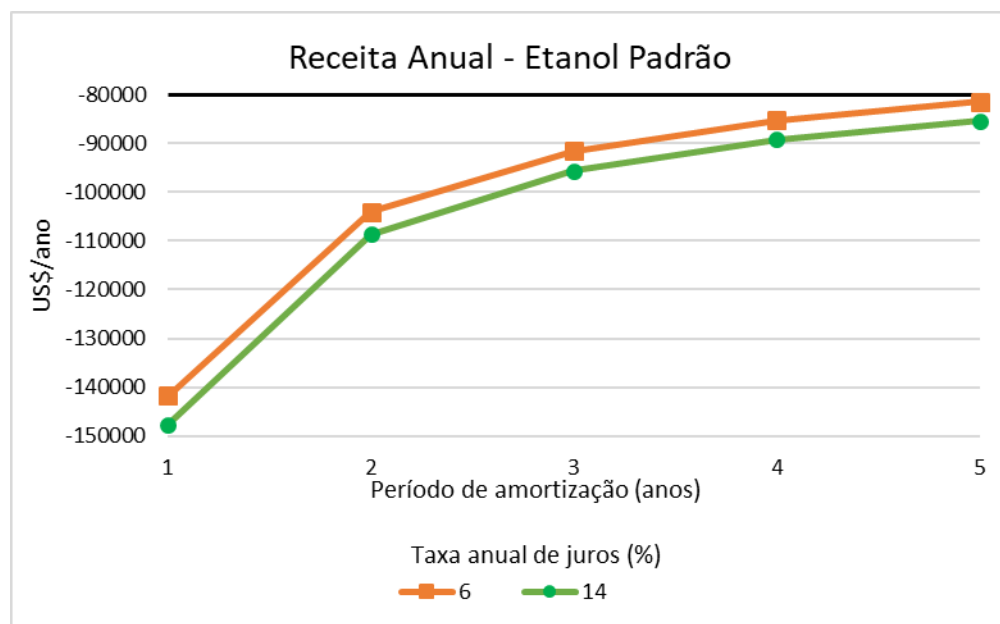


Figura 5.16 - Receita anual para a microturbina na condição padrão de operação, utilizando etanol.

Nota-se uma diferença expressiva no custo da energia elétrica ao operar a microturbina com os combustíveis selecionados. O custo mais alto, quando se utiliza etanol, é devido ao custo do etanol por energia liberada, uma vez que a potência líquida produzida é a mesma nos dois casos. A diferença de eficiência térmica das microturbinas neste caso influi de forma desprezível no custo da energia elétrica e só seria significativo caso o custo dos combustíveis

fosse similar. Os valores de receita para as microturbinas padrão são negativos, e isto se deve ao custo da energia elétrica produzida, que é superior ao custo da energia fornecida pela concessionária.

## 5.2.2 Custo da energia elétrica no cenário 1

O custo da geração de energia elétrica dentro do cenário 1 é analisado para ambos os combustíveis utilizados e para ambas as linhas de pressão em que o receptor é colocado, para diversas potências solares adicionadas ao ciclo. O custo da energia elétrica depende diretamente do dimensionamento do sistema de energia solar. Os valores, portanto, contemplam o custo do receptor térmico e a área do concentrador solar, em função da potência solar.

### 5.2.2.1 Combustível gás natural e receptor na linha de alta pressão

São mostrados a seguir os resultados avaliação de custo da energia para a microturbina híbrida com o receptor posicionado na linha de alta pressão. A Figura 5.17 mostra o custo da energia elétrica gerada para uma potência solar de 40 kW e a Figura 5.18 o custo para uma potência solar de 80 kW.

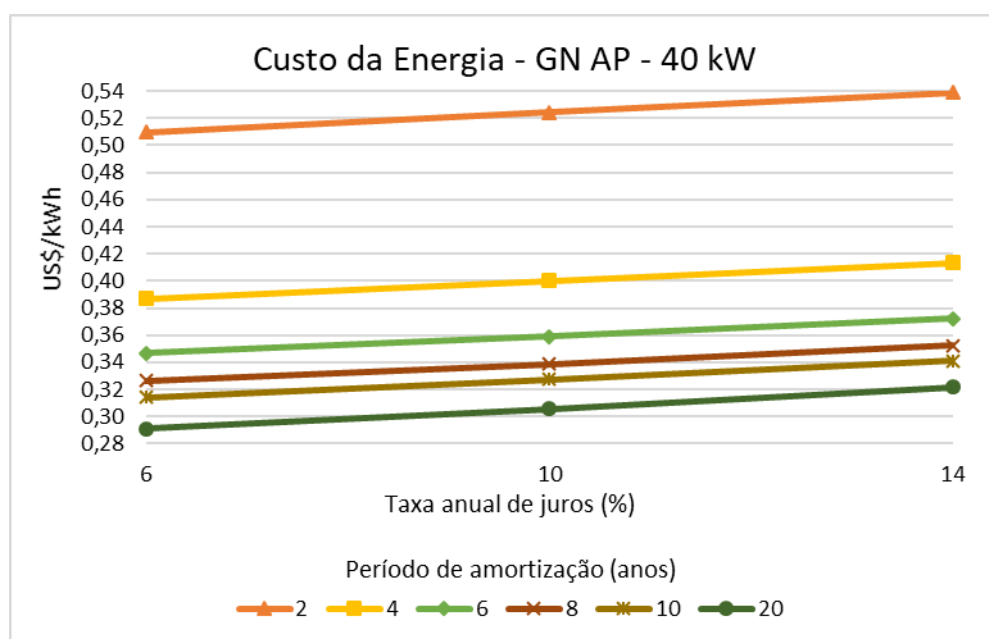


Figura 5.17 - Custo da energia elétrica gerada com potência solar de 40 kW na linha de alta pressão, utilizando gás natural.

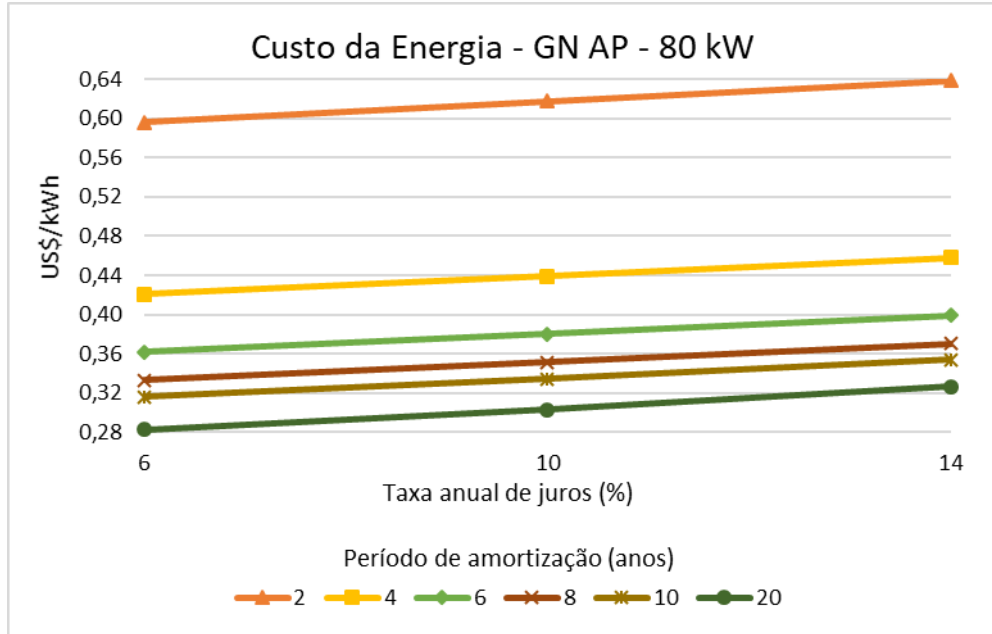


Figura 5.18 - Custo da energia elétrica gerada com potência solar de 80 kW na linha de alta pressão, utilizando gás natural.

A Figura 5.19 e a Figura 5.20 mostram a receita anual proveniente da hibridização da microturbina para as potências solares de 40 e 80 kW, respectivamente.

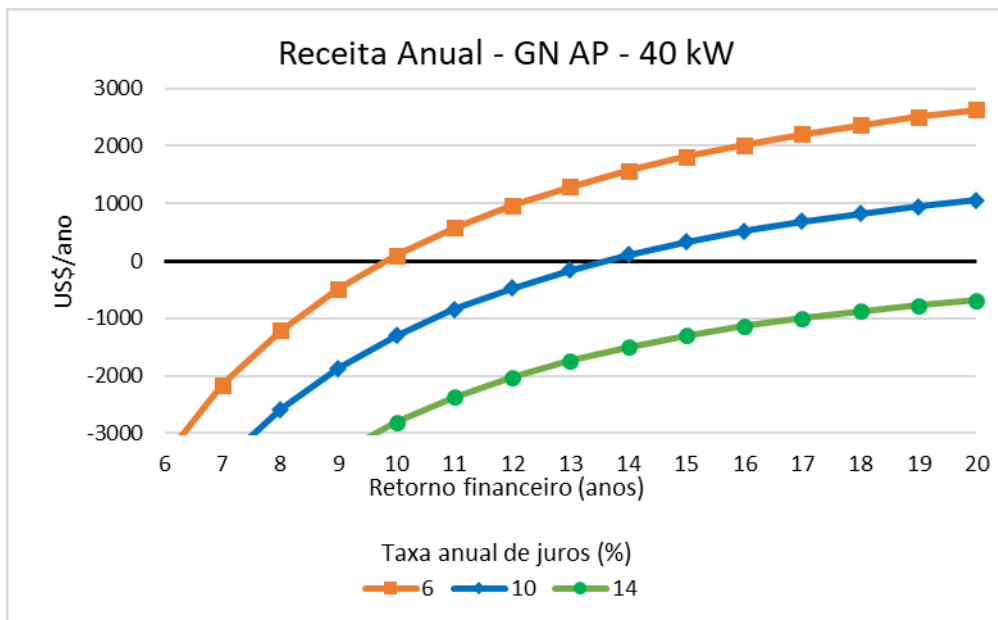


Figura 5.19 – Receita anual para a turbina operando com 40 kW de potência solar na linha de alta pressão e gás natural.

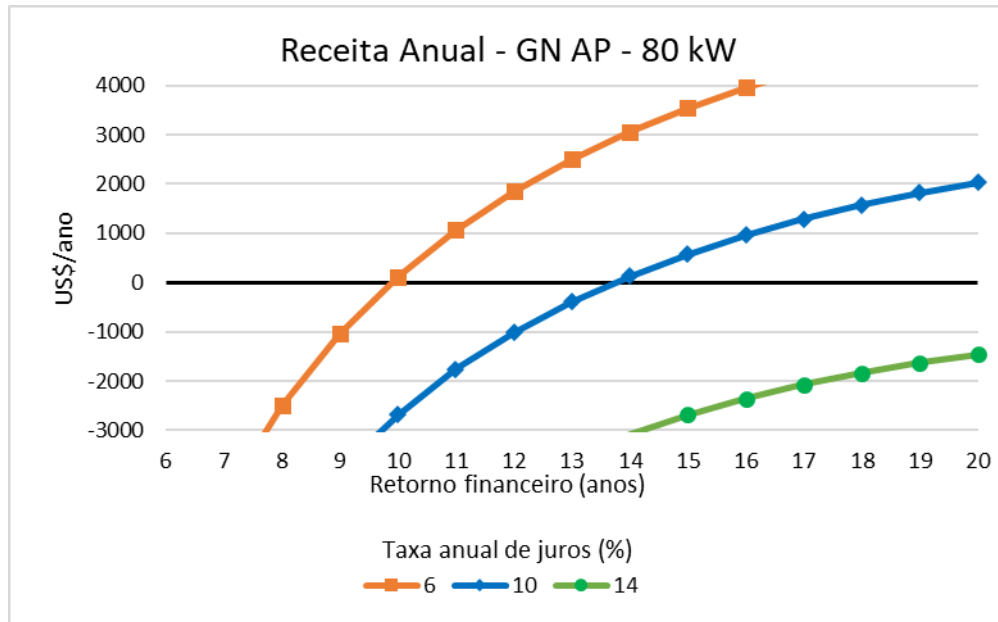


Figura 5.20 – Receita anual para a turbina operando com 80 kW de potência solar na linha de alta pressão e gás natural.

O aumento do custo da energia elétrica para baixos períodos de amortização, apesar de uma parte da energia utilizada ser proveniente da fonte solar, é devido ao aumento do investimento no sistema, pois uma maior quantidade de potência solar disponível no ciclo é conseguida somente aumentando a área dos concentradores, além do uso de um receptor de maior capacidade térmica.

Por outro lado, ao aumentar a potência solar utilizada, a receita anual aumenta consideravelmente após ser atingido o período de retorno financeiro, que é de 9,8 anos para uma taxa anual de juros de 6 %.

### 5.2.2.2 Combustível gás natural e receptor na linha de baixa pressão

A seguir, são mostrados os custos da energia elétrica gerada para o receptor posicionado na linha de baixa pressão, utilizando o combustível gás natural. A fim de possibilitar uma comparação entre diferentes configurações, foram consideradas novamente as potências solares de 40 e 80 kW, mostradas na Figura 5.21 e na Figura 5.22 respectivamente.

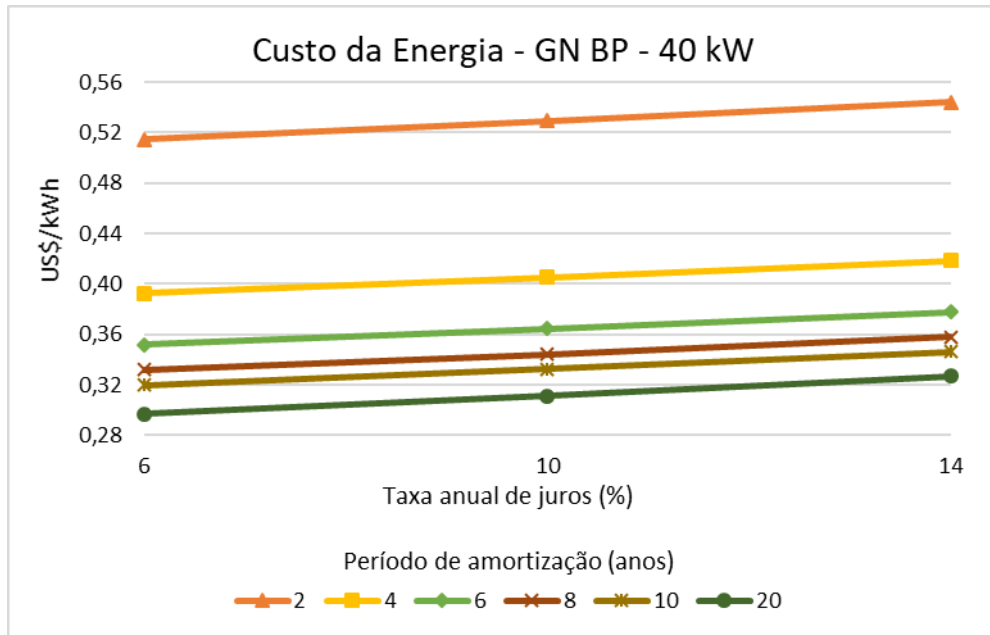


Figura 5.21 - Custo da energia elétrica gerada com potência solar de 40 kW na linha de baixa pressão, utilizando gás natural.

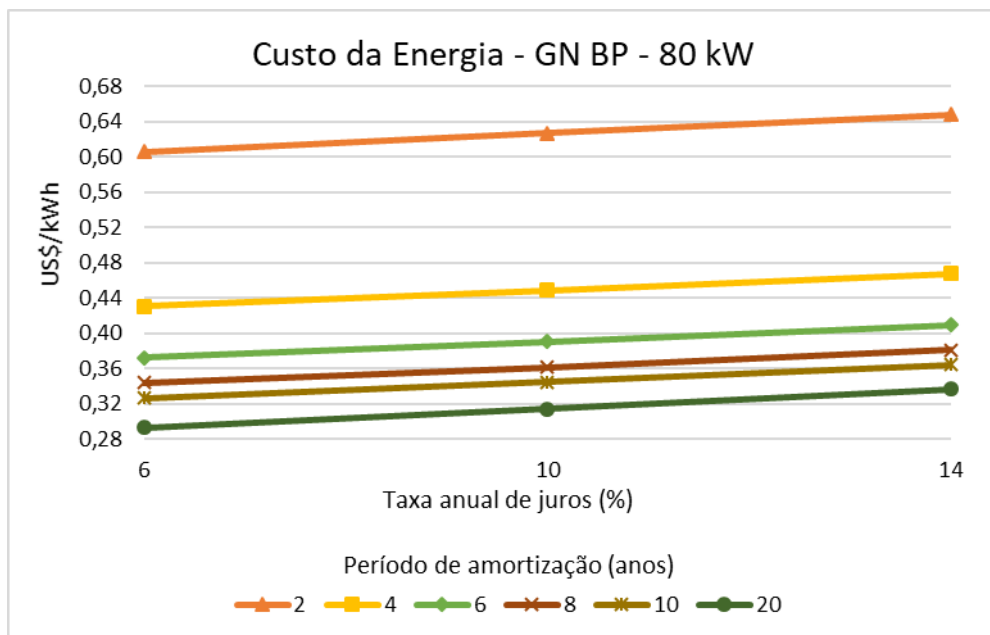


Figura 5.22 - Custo da energia elétrica gerada com potência solar de 80 kW na linha de baixa pressão, utilizando gás natural.

A Figura 5.23 e a Figura 5.24 mostram os valores de receita anual para esta configuração, respectivamente com 40 e 80 kW de potência solar.



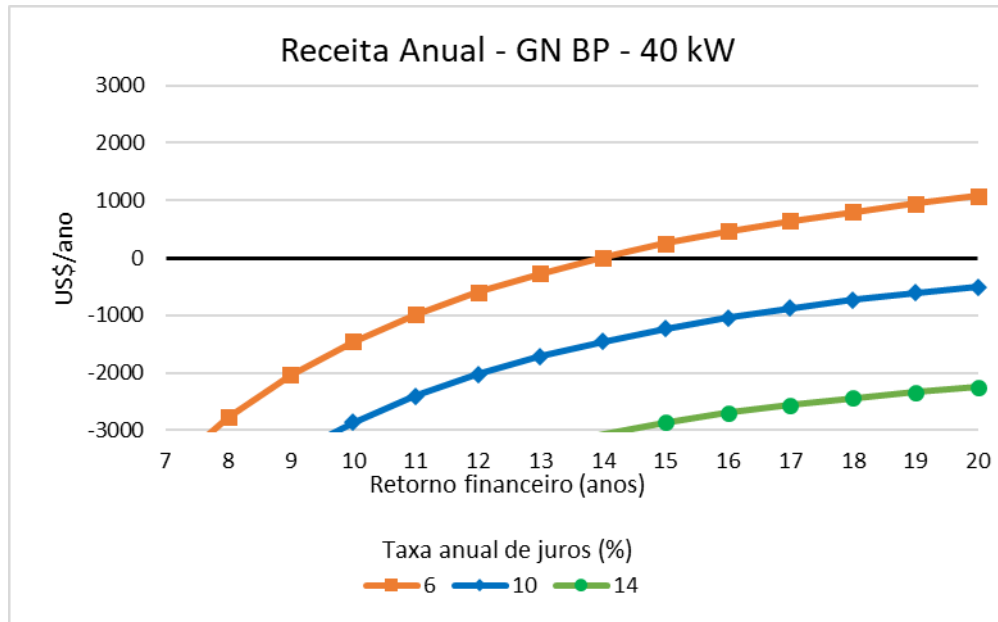


Figura 5.23 – Receita anual para a turbina operando com 40 kW de potência solar na linha de baixa pressão e gás natural.

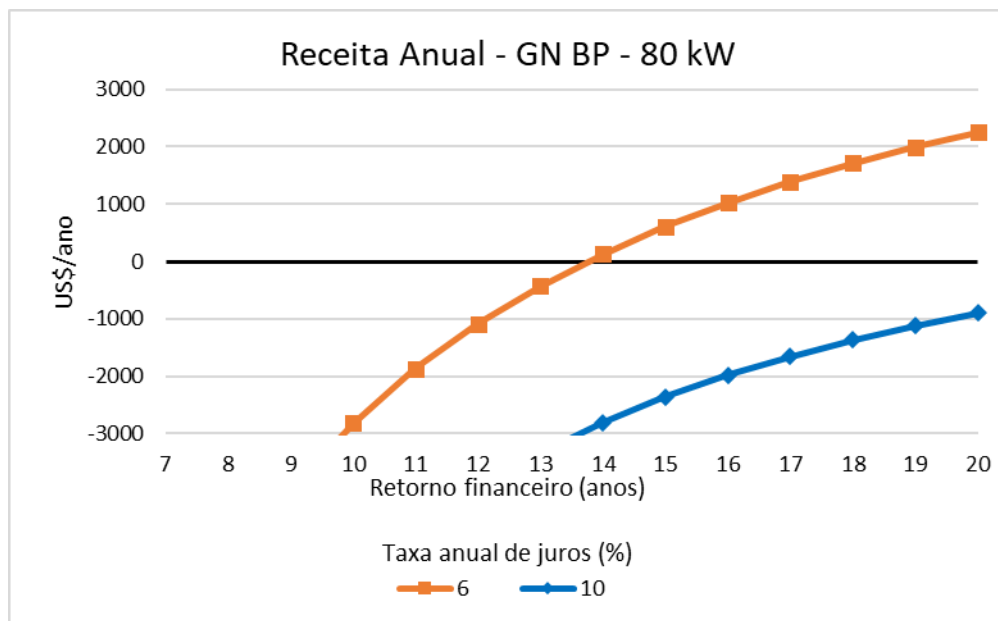


Figura 5.24 – Receita anual para a turbina operando com 80 kW de potência solar na linha de baixa pressão e gás natural.

Os valores de custo da energia elétrica gerada na linha de baixa pressão são em média 1,4 % maiores do que os valores para a linha de alta pressão, mas o comportamento dos valores de custo em relação aos períodos de amortização é igual. Da mesma maneira, o retorno anual aumenta com o aumento da potência solar utilizada, obtendo-se um período de retorno financeiro de 13,7 anos para 80 kW de potência solar e taxa anual de juros de 6 %.

### 5.2.2.3 Combustível etanol e receptor na linha de alta pressão

Considerando ainda a turbina operando no cenário 1, porém com etanol e receptor posicionado na linha de alta pressão, os valores de custo da energia para as potências solares de 40 e 80 kW são mostrados na Figura 5.25 e na Figura 5.26, respectivamente. Os valores de receita anual são mostrados na Figura 5.27 e na Figura 5.28.

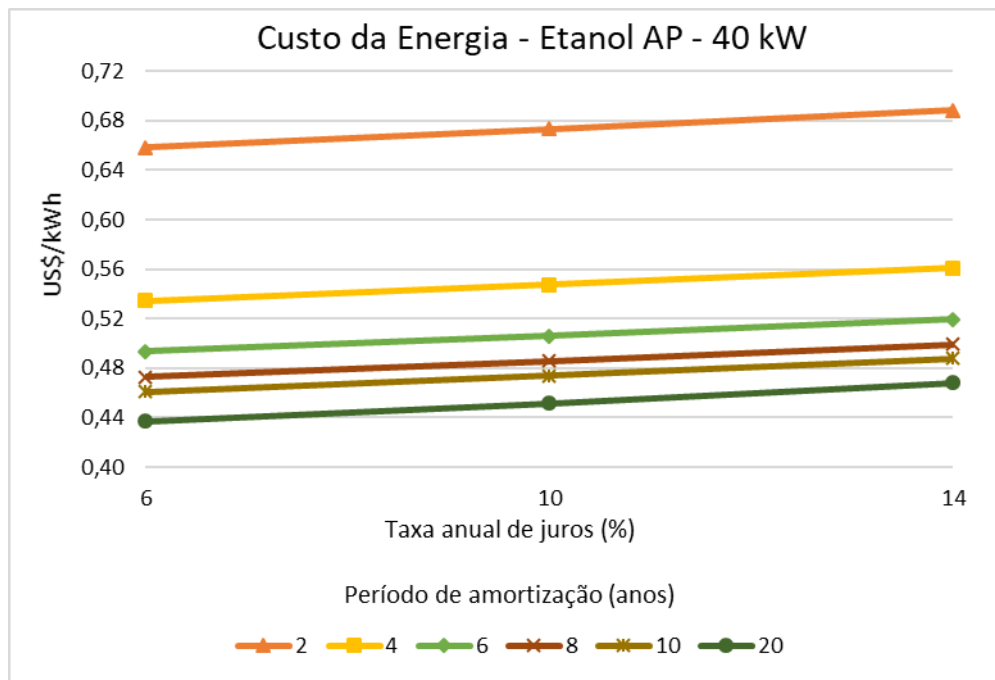


Figura 5.25 - Custo da energia elétrica gerada com potência solar de 40 kW na linha de alta pressão, utilizando etanol.

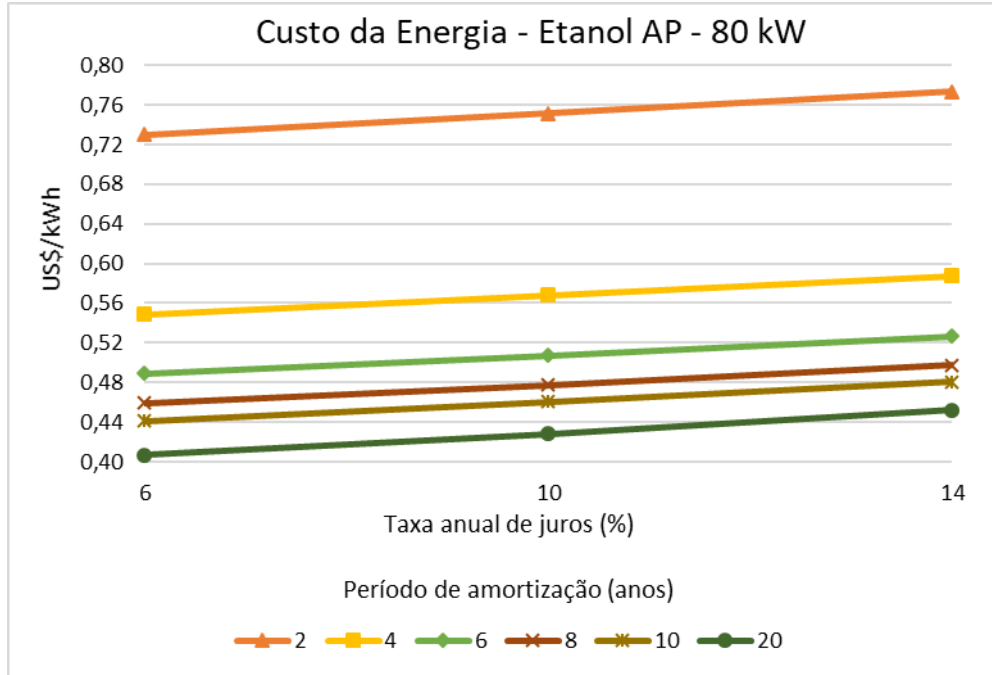


Figura 5.26 - Custo da energia elétrica gerada com potência solar de 80 kW na linha de alta pressão, utilizando etanol.

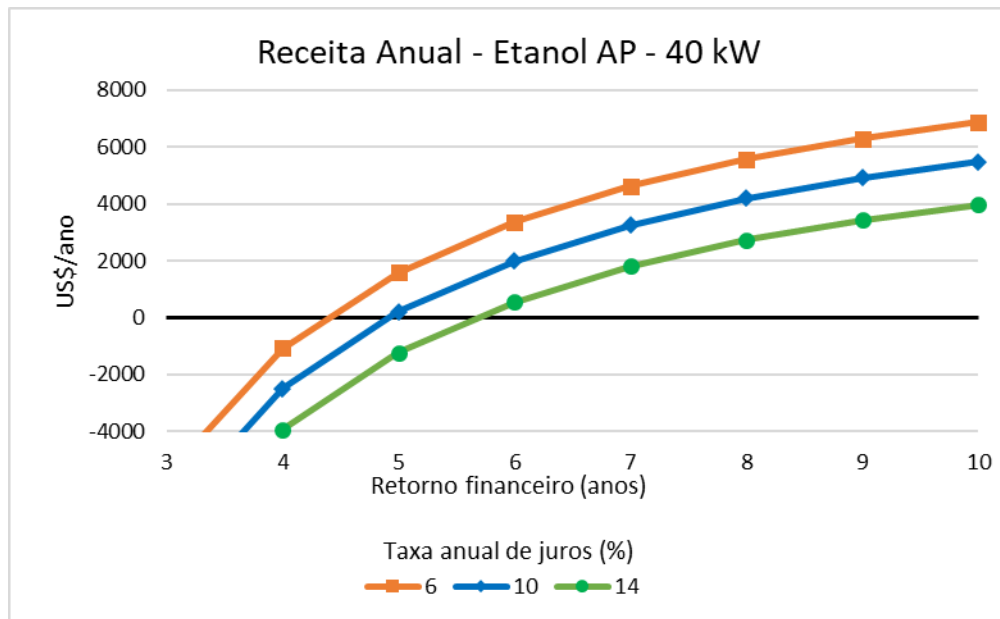


Figura 5.27 – Receita anual para a turbina operando com 40 kW de potência solar na linha de alta pressão e etanol.

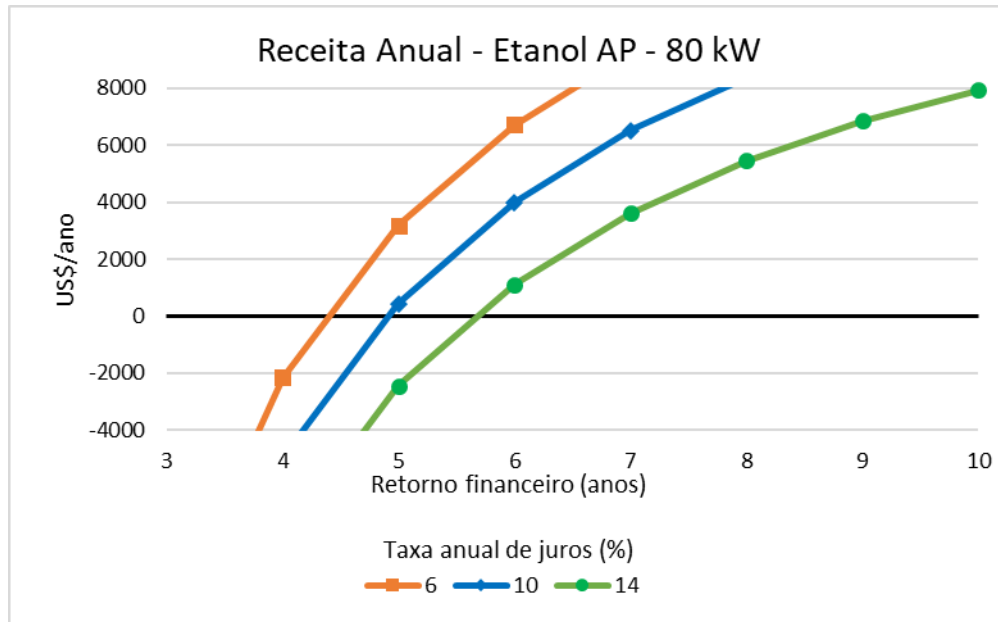


Figura 5.28 – Receita anual para a turbina operando com 80 kW de potência solar na linha de alta pressão e etanol.

O custo da energia elétrica gerada é menor do que no caso do gás natural, para a mesma linha de pressão, porém a diminuição do custo é menor entre a microturbina convencional e a híbrida com o etanol, em relação ao gás natural. Isto se reflete na receita anual, que mostra um período de retorno financeiro maior, sendo de 4,4 anos para uma taxa anual de juros de 6 %.

#### 5.2.2.4 Combustível etanol e receptor na linha de baixa pressão

A avaliação do custo da energia gerada com o combustível etanol e receptor solar na linha de baixa pressão é mostrada na Figura 5.29 e na Figura 5.30, para as potências solares de 40 kW e 80 kW respectivamente. Para estas mesmas potências, são mostrados os gráficos de receita anual na Figura 5.31 e na Figura 5.32.

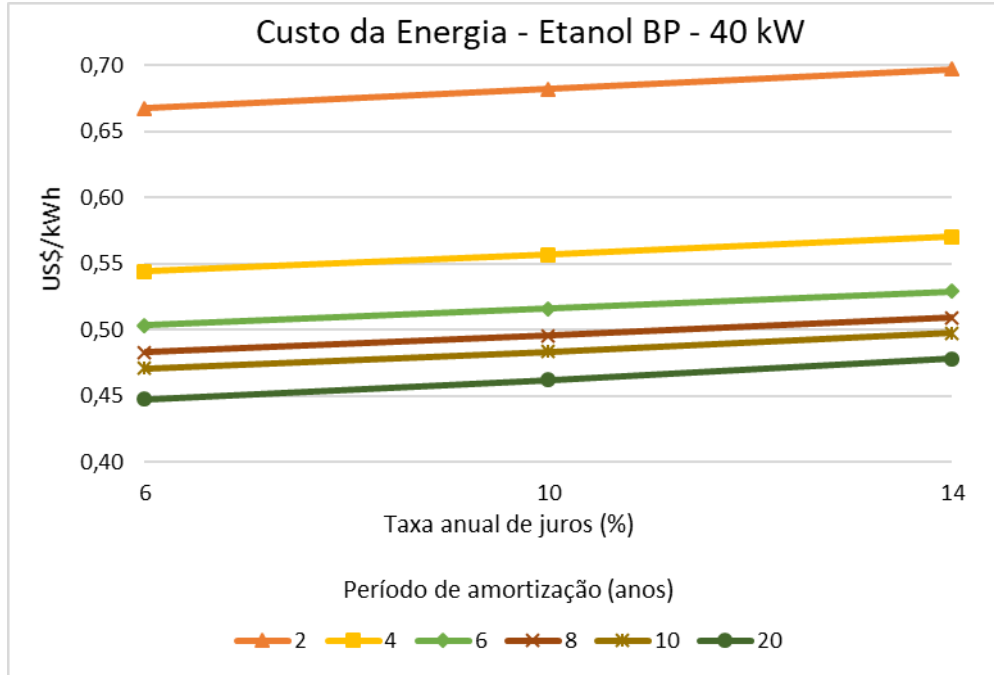


Figura 5.29 - Custo da energia elétrica gerada com potência solar de 40 kW na linha de baixa pressão, utilizando etanol.

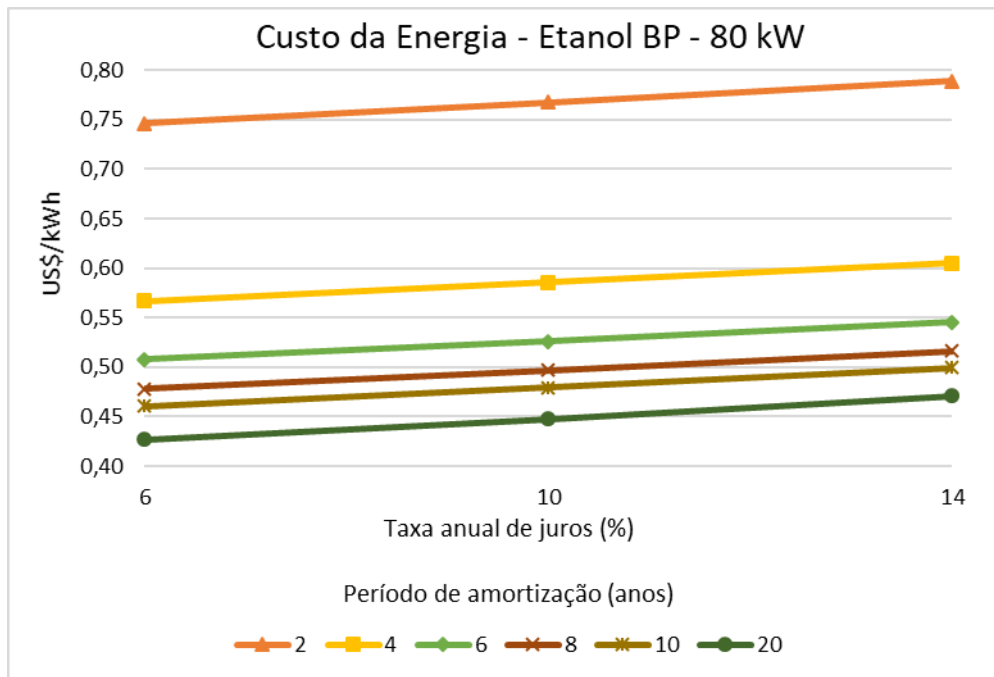


Figura 5.30 - Custo da energia elétrica gerada com potência solar de 80 kW na linha de baixa pressão, utilizando etanol.

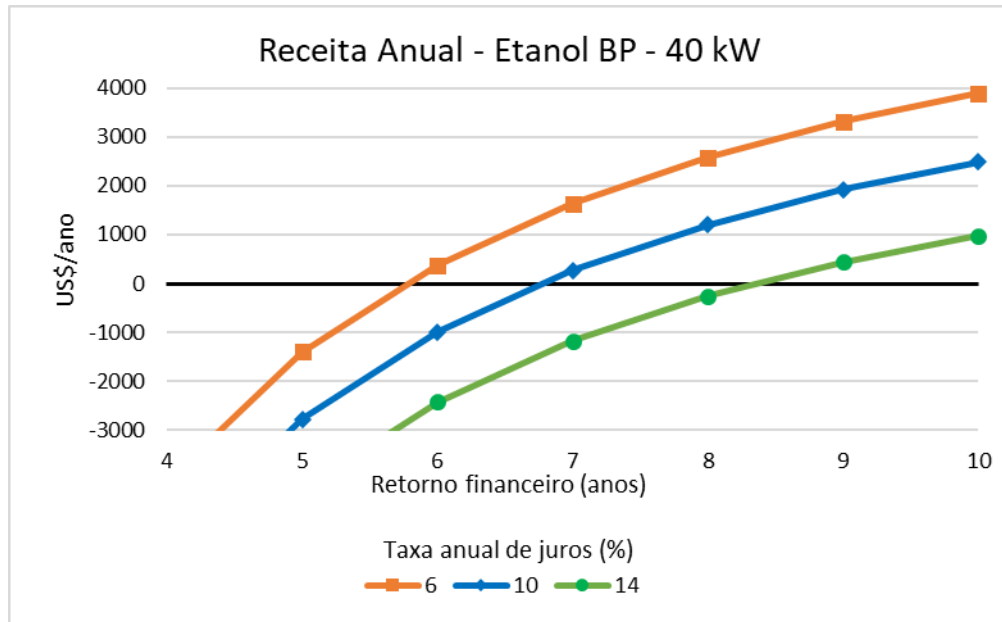


Figura 5.31 – Receita anual para a turbina operando com 40 kW de potência solar na linha de baixa pressão e etanol.

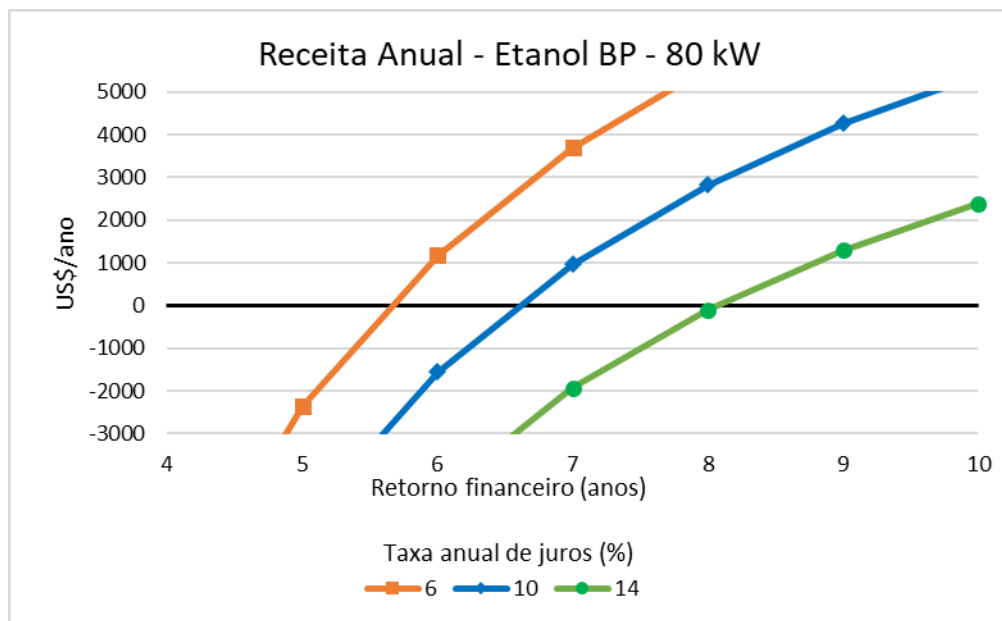


Figura 5.32 – Receita anual para a turbina operando com 80 kW de potência solar na linha de baixa pressão e etanol.

Apesar do aumento da receita anual com o aumento da potência solar, a receita é significativamente menor para o caso do receptor na linha de baixa pressão. É obtido um retorno financeiro de 5,7 anos em comparação a 4,4 anos na linha de alta pressão. Nota-se que para uma taxa de juros de 14 % só foi obtido retorno financeiro no ano 8.

### 5.2.3 Custo da energia elétrica no cenário 2

São mostrados a seguir os resultados da análise econômica para o cenário 2. É esperada uma redução no custo da energia elétrica se for levado em conta que a turbina opera somente em modo híbrido. Em contrapartida, para operar somente quando há energia solar disponível a turbina opera em uma quantidade de horas menor por ano, o que tende a aumentar o custo da energia produzida. Os casos estudados para o cenário 1 também são analisados para o cenário 2, a seguir.

#### 5.2.3.1 Combustível gás natural, receptor na linha de alta pressão

O custo da energia gerada pela turbina que opera somente em modo híbrido, com gás natural e receptor térmico na linha de alta pressão é mostrado na Figura 5.33 e na Figura 5.34. A receita anual para a configuração é mostrada na Figura 5.35 e na Figura 5.36, para as potências solares de 40 e 80 kW respectivamente.

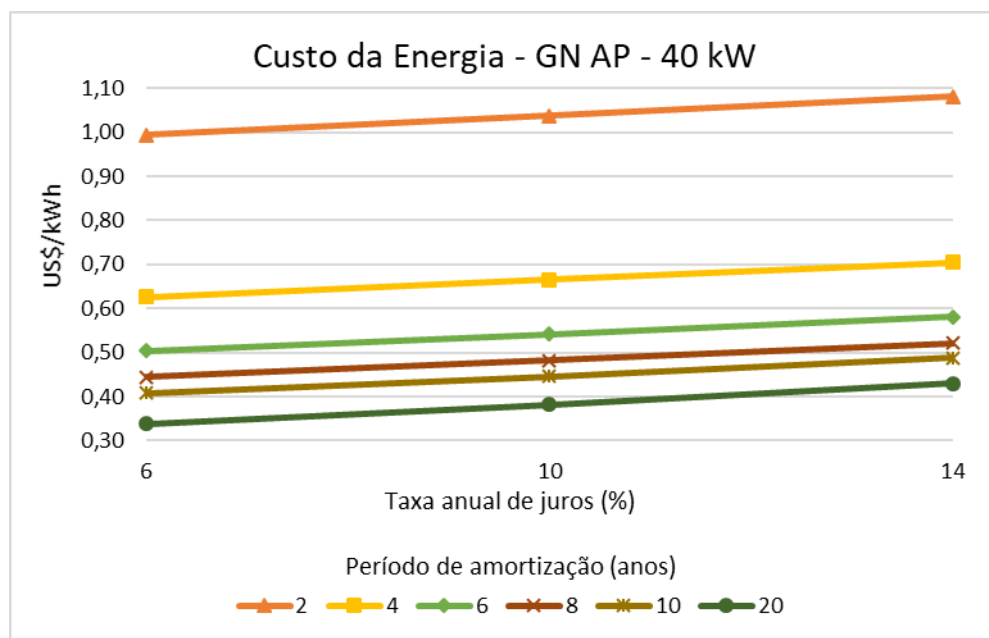


Figura 5.33 - Custo da energia elétrica gerada com potência solar de 40 kW na linha de alta pressão, utilizando gás natural.

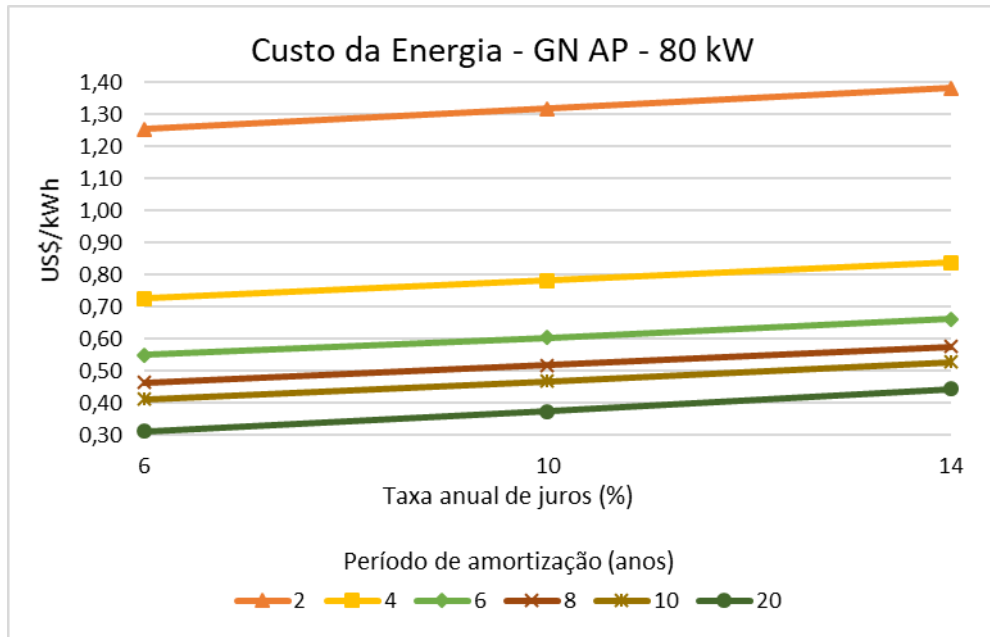


Figura 5.34 - Custo da energia elétrica gerada com potência solar de 80 kW na linha de alta pressão, utilizando gás natural.

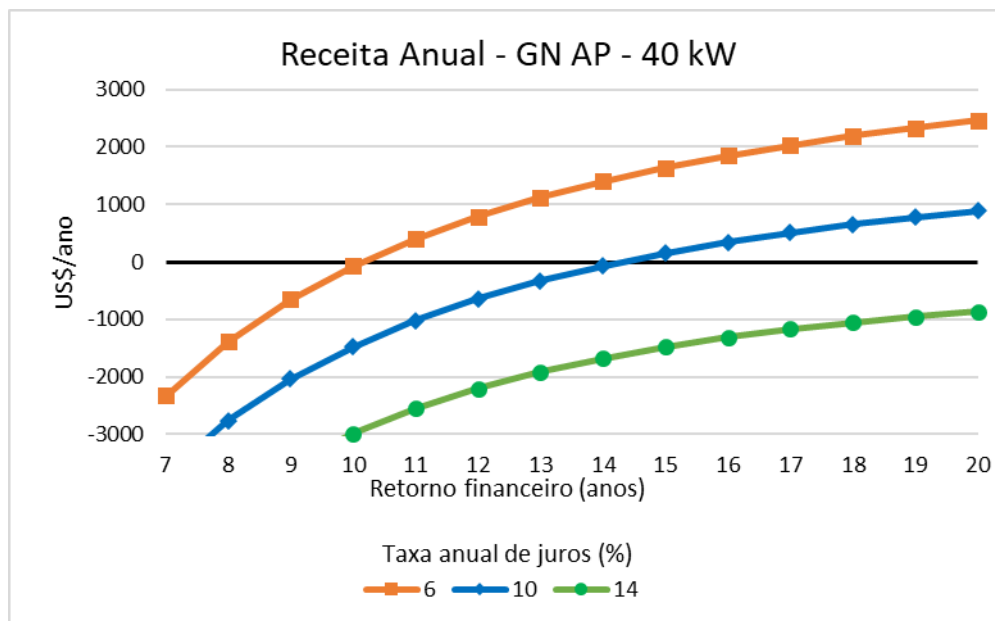


Figura 5.35 – Receita anual para a turbina operando com 40 kW de potência solar na linha de alta pressão e gás natural.



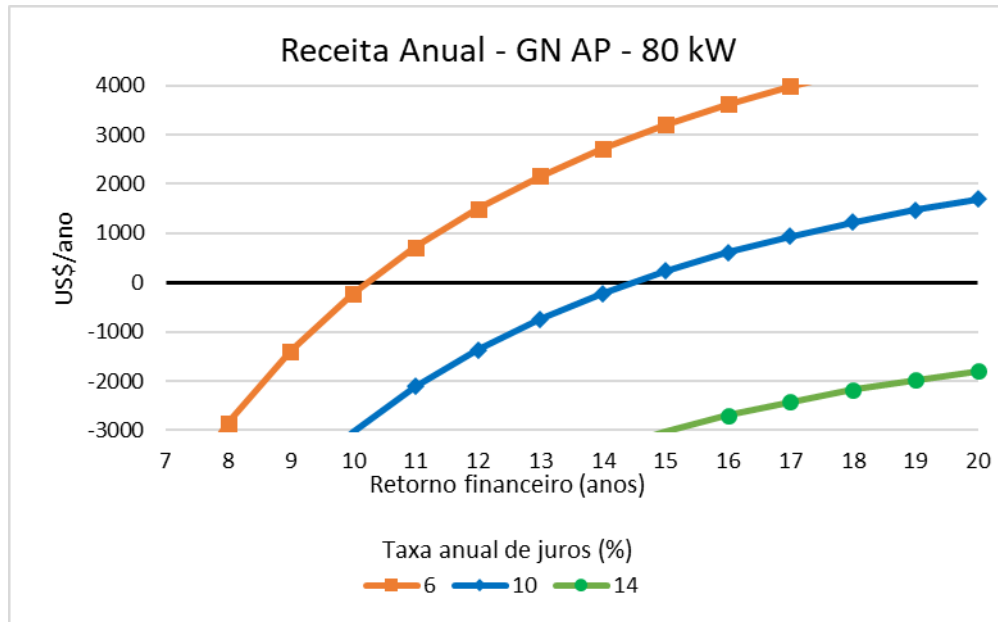


Figura 5.36 – Receita anual para a turbina operando com 80 kW de potência solar na linha de alta pressão e gás natural.

O custo da energia produzida apresenta uma faixa de variação maior do que no cenário 1. Para períodos de amortização menores o custo da energia é maior, porém para períodos maiores o custo no cenário 2 é menor. Isto mostra a influência do tempo anual de operação no custo da energia elétrica gerada, mas também a influência do custo do combustível, que à medida que o tempo avança, a economia em combustível supera o efeito da menor carga horária de operação. Com relação à receita anual, esta se apresentou sempre mais baixa no cenário 2, e o período de retorno financeiro é ligeiramente maior, sendo 10,2 anos contra 9,8 do cenário 1.

### 5.2.3.2 Combustível gás natural, receptor na linha de baixa pressão

O custo da energia produzida com gás natural e receptor na linha pressão para o caso híbrido é mostrado na Figura 5.37 e na Figura 5.38 para as potências solares de 40 e 80 kW, respectivamente. Na Figura 5.39 e na Figura 5.40 são apresentados os gráficos de receita anual.

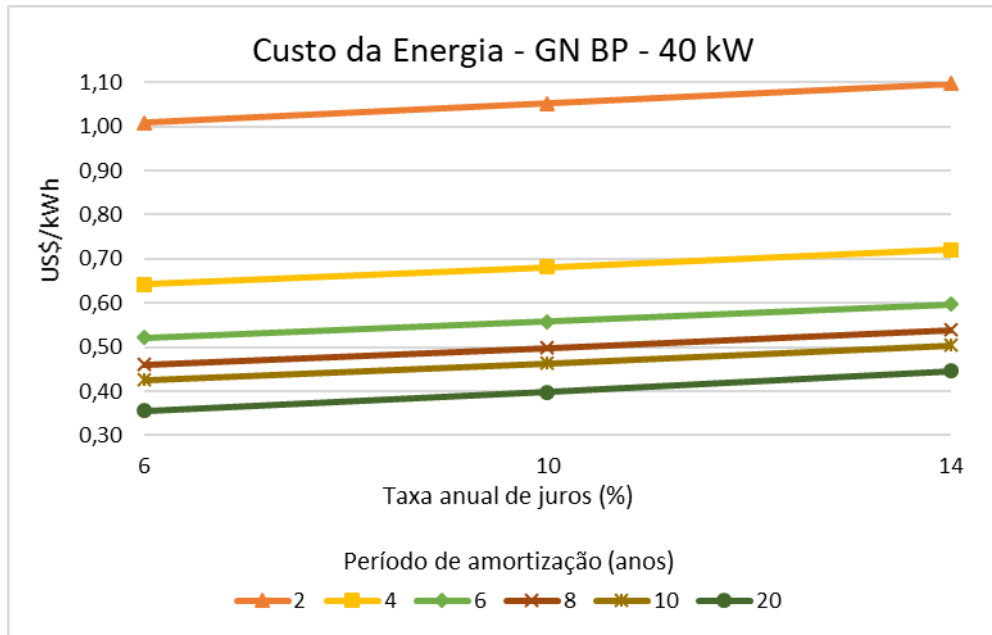


Figura 5.37 - Custo da energia elétrica gerada com potência solar de 40 kW na linha de baixa pressão, utilizando gás natural.

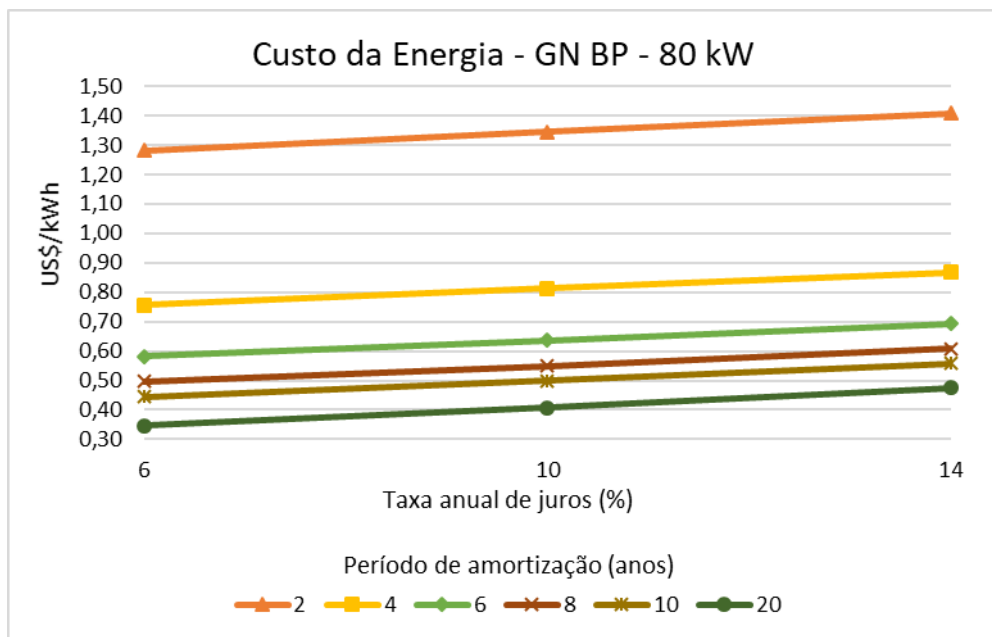


Figura 5.38 - Custo da energia elétrica gerada com potência solar de 80 kW na linha de baixa pressão, utilizando gás natural.

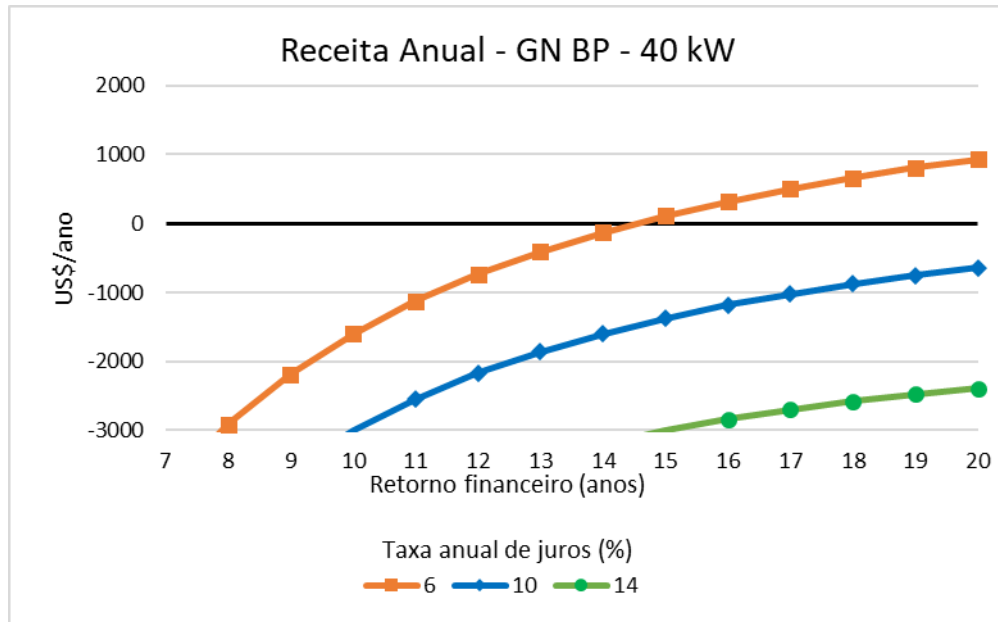


Figura 5.39 – Receita anual para a turbina operando com 40 kW de potência solar na linha de baixa pressão e gás natural.

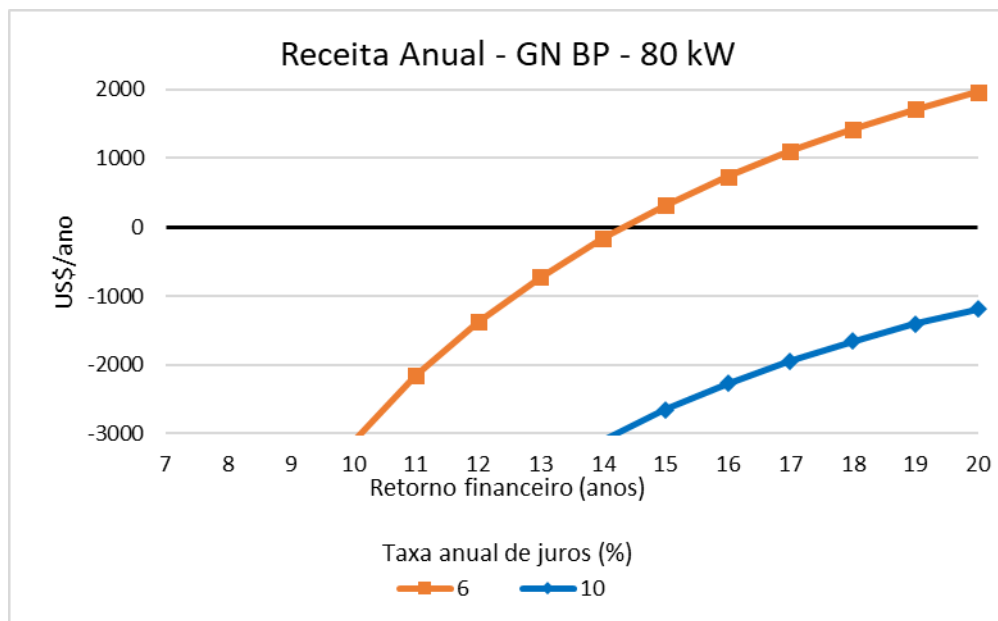


Figura 5.40 – Receita anual para a turbina operando com 80 kW de potência solar na linha de baixa pressão e gás natural.

O comportamento dos custos e da receita é similar ao comparar a turbina com gás natural e linha de alta pressão para o cenário 1 e 2. No caso da linha de baixa pressão é obtido o retorno financeiro em 14,3 anos em comparação a 10,2 anos para a linha de alta pressão. O rendimento anual é permanentemente mais baixo, no ano 20 é obtido um rendimento de 1961 US\$/ano contra 4841 US\$/ano para a linha de alta pressão. Comparando este caso com o mesmo caso do

cenário 1, houve desvantagem em operar a microturbina em operar no cenário 2. Porém, nos dois casos só foi atingido retorno financeiro para a taxa anual de juros de 6 %.

### 5.2.3.3 Combustível etanol, receptor na linha de alta pressão

Os resultados de custo da energia elétrica com etanol e receptor térmico na linha de alta pressão são mostrados na Figura 5.41 e na Figura 5.42. A receita anual para as potências de solares, fixadas em 40 e 80 kW são mostradas na Figura 5.43 e na Figura 5.44.

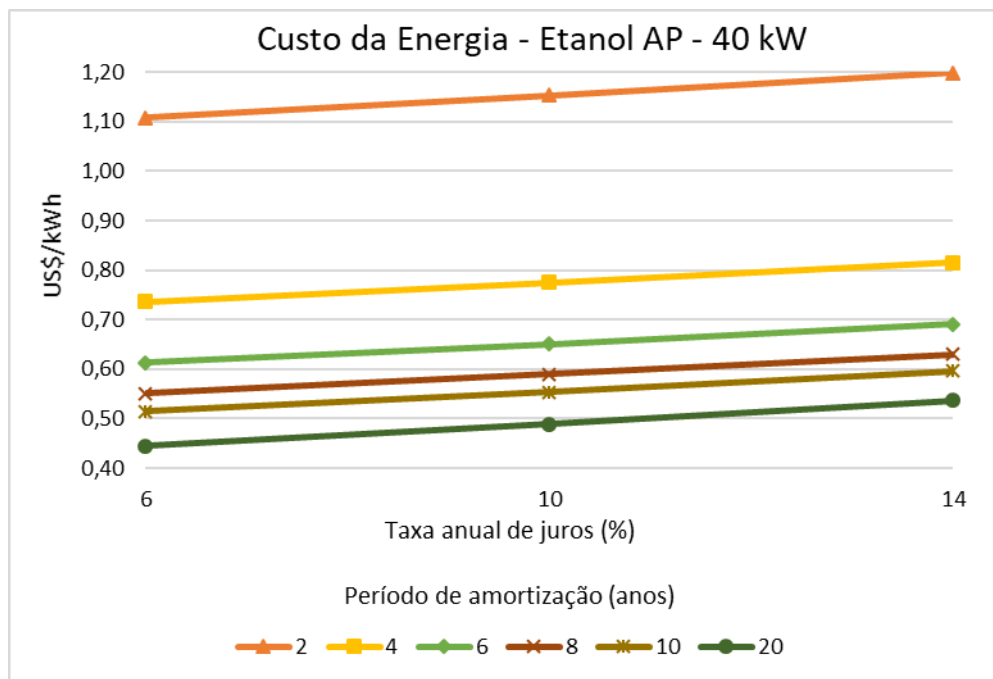


Figura 5.41 - Custo da energia elétrica gerada com potência solar de 40 kW na linha de alta pressão, utilizando etanol.

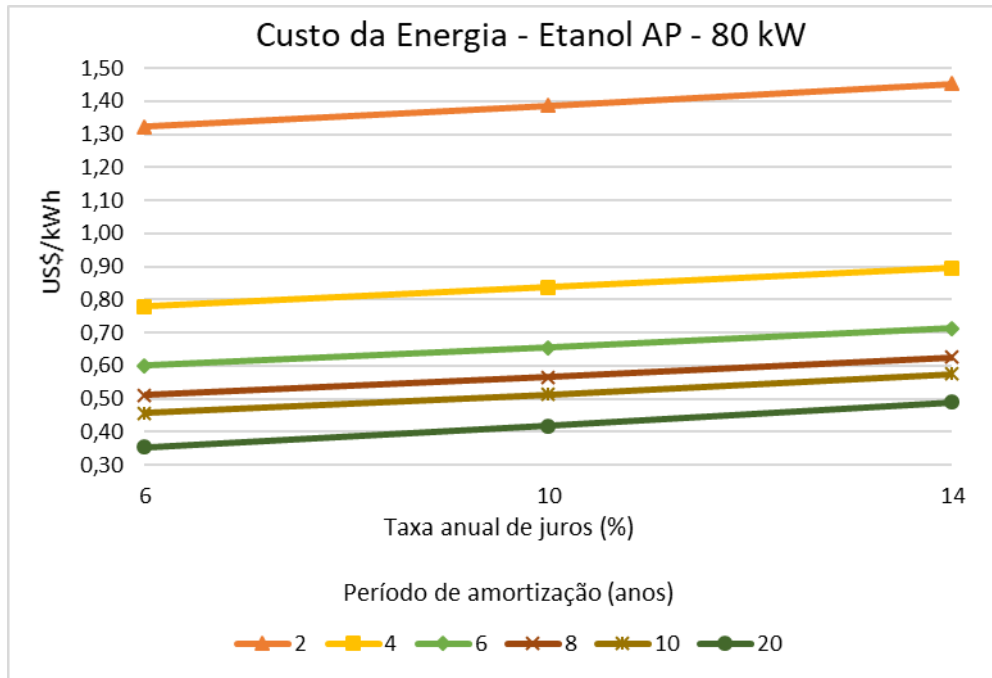


Figura 5.42 - Custo da energia elétrica gerada com potência solar de 80 kW na linha de alta pressão, utilizando etanol.

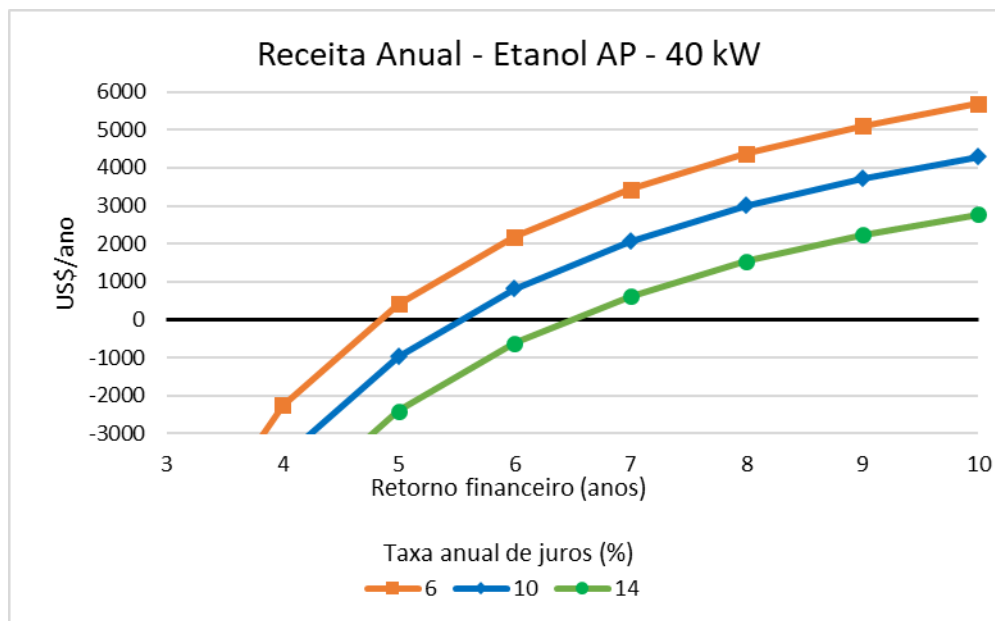


Figura 5.43 – Receita anual para a turbina operando com 40 kW de potência solar na linha de alta pressão e etanol.

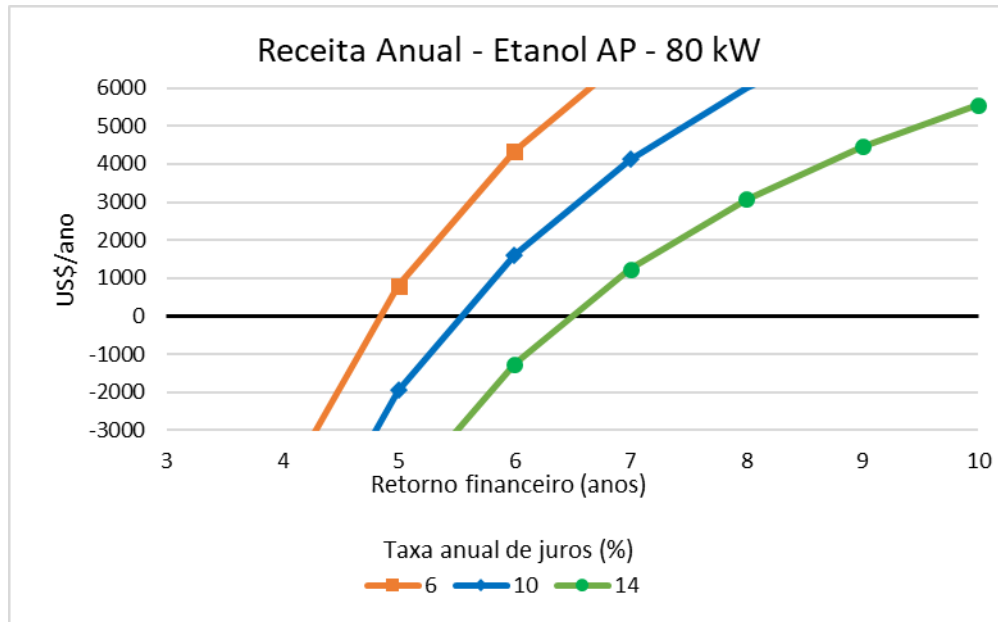


Figura 5.44 – Receita anual para a turbina operando com 80 kW de potência solar na linha de alta pressão e etanol.

O retorno financeiro foi obtido em 4,8 anos, contra 4,4 anos do cenário 1. A receita também é maior no primeiro cenário, sendo de 13 744 US\$/ano no ano 10 contra 11 370 US\$/ano no cenário 2. O custo da energia elétrica gerada é menor no cenário 2 apenas a partir do ano 16, o que mostra que o cenário 2 só é viável para longos prazos de retorno financeiro. Ao comparar este caso no cenário 2 com o cenário 1, fica evidente que para os períodos considerados a operação no cenário 1 é mais vantajosa.

#### 5.2.3.4 Combustível etanol, receptor na linha de baixa pressão

São mostrados nesta seção os resultados da análise para a microturbina com etanol e receptor térmico posicionado na linha de baixa pressão. O custo da energia gerada é mostrado na Figura 5.45 e na Figura 5.46 para as mesmas potências solares consideradas anteriormente. A Figura 5.47 e a Figura 5.48 mostram os gráficos de receita anual para esta configuração.

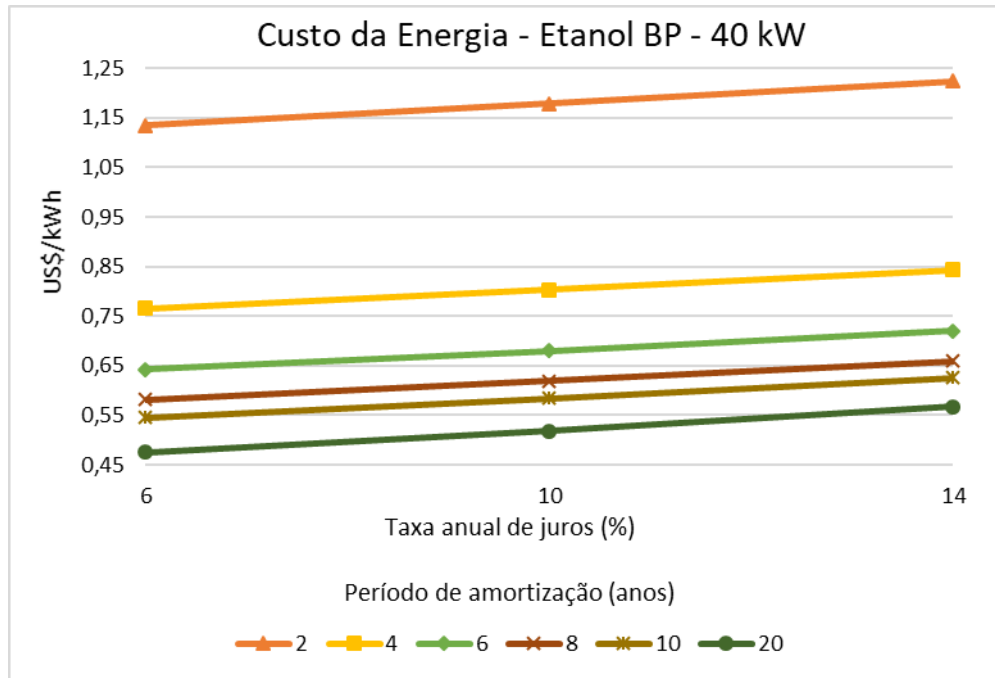


Figura 5.45 - Custo da energia elétrica gerada com potência solar de 40 kW na linha de baixa pressão, utilizando etanol.

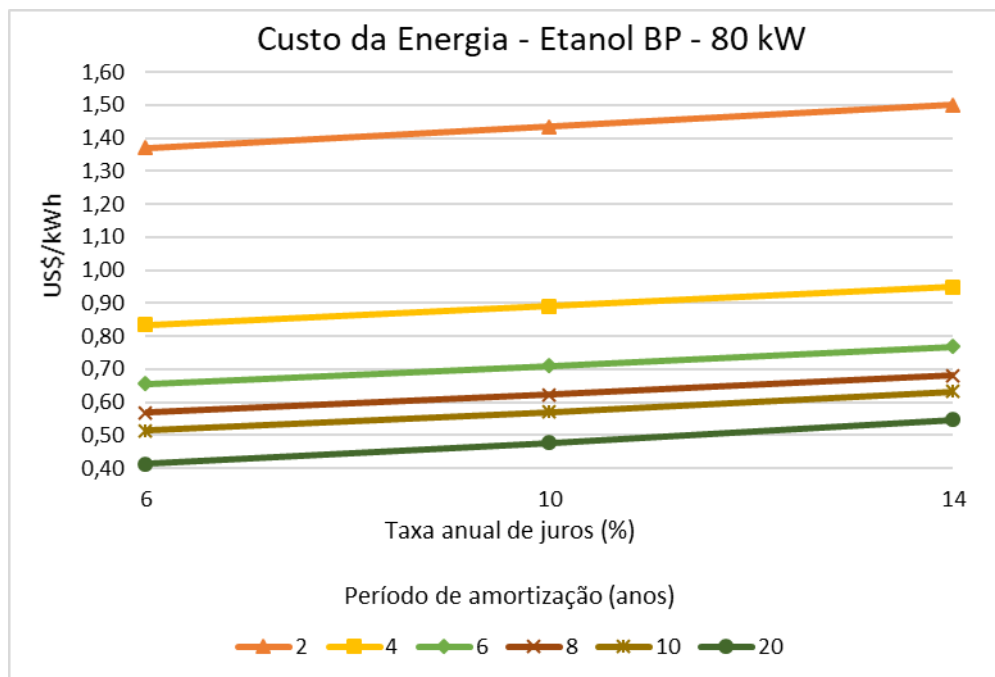


Figura 5.46 - Custo da energia elétrica gerada com potência solar de 80 kW na linha de baixa pressão, utilizando etanol.

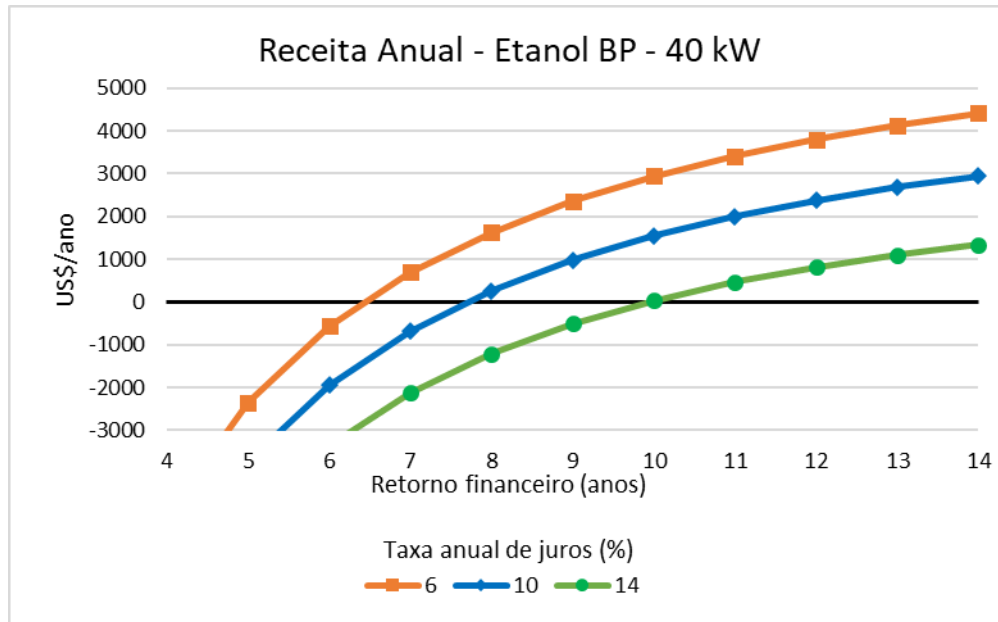


Figura 5.47 – Receita anual para a turbina operando com 40 kW de potência solar na linha de baixa pressão e etanol.

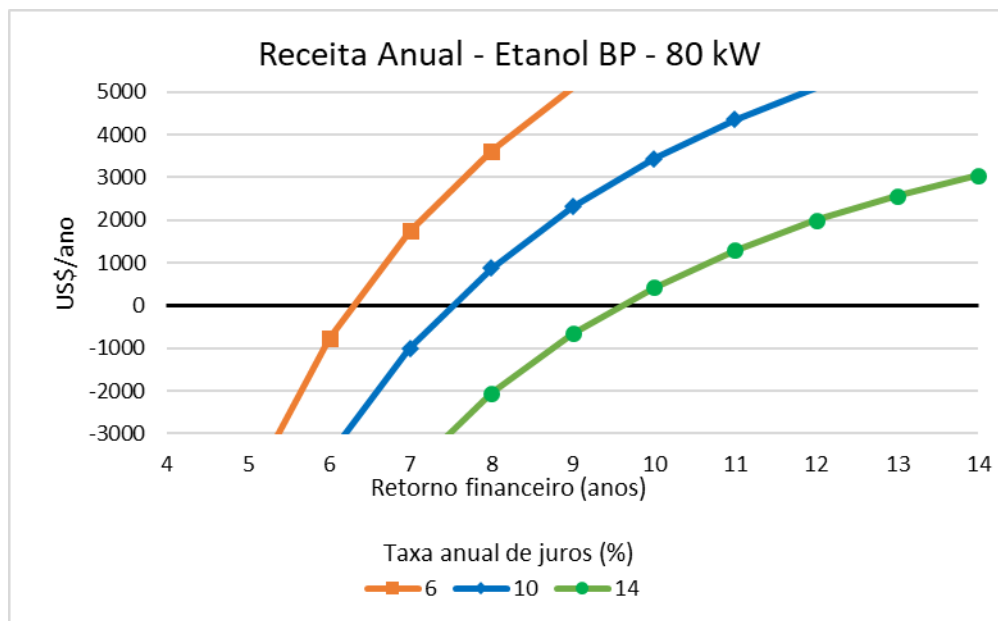


Figura 5.48 – Receita anual para a turbina operando com 80 kW de potência solar na linha de baixa pressão e etanol.

Observa-se um retorno financeiro de 6,3 anos neste cenário contra 5,7 anos no cenário 1. O custo da energia elétrica inicialmente é superior para uma potência solar mais elevada e para o cenário 2, porém esta situação se inverte ao considerar um tempo de operação mais extenso, sendo de 0,427 US\$/kWh no cenário e 0,412 US\$/kWh no cenário 2 no ano 20.



## 5.3 Análise de sensibilidade

Foi realizada uma análise de sensibilidade para a variação do custo da energia elétrica comprada na concessionária. No caso da microturbina em modo padrão, se o custo da energia elétrica gerada for maior do que a comprada, a operação da microturbina é inviável economicamente. No caso da receita da solarização da microturbina, uma variação do custo da energia fornecida pela concessionária resulta em variação da receita do sistema híbrido, causando impacto direto na viabilidade de solarização de microturbina.

### 5.3.1 Microturbina em operação padrão

Para a turbina convencional, foi encontrado o custo da energia fornecida para que a operação seja economicamente atraente, considerando uma operação de 24 horas diárias. Como a operação da turbina deve gerar uma receita positiva antes do término de sua vida útil, foram considerados períodos de retorno financeiro de 1 a 10 anos para ambos os combustíveis a uma taxa anual de juros de 6 %. O custo da energia na concessionária para retorno financeiro relativo é mostrado na Tabela 5.2.

Tabela 5.2 - Custo da energia elétrica fornecida pela concessionária em relação ao período de retorno financeiro, microturbina convencional.

Período de retorno financeiro (ano)	Etanol	Gás natural
	Custo da energia fornecida pela concessionária (US\$/kWh)	
1	0,718	0,567
2	0,594	0,426
3	0,553	0,379
4	0,532	0,356
5	0,519	0,341
6	0,511	0,332
7	0,506	0,325
8	0,501	0,321
9	0,498	0,317
10	0,495	0,314

### 5.3.2 Microturbina em operação híbrida

Para a turbina híbrida, foi procurado o custo da energia fornecida para que a operação seja economicamente atraente, considerando uma operação de 24 horas diárias. Foram levadas em conta as potências solares de 40 e 80 kW e condições de operação do cenário 1 e do cenário 2, na linha de alta pressão (posição utilizada no projeto OMSoP). O custo da energia na concessionária para retorno financeiro relativo é mostrado na Tabela 5.3 e na Tabela 5.4 para o cenário 1 e 2, respectivamente.

Tabela 5.3 - Custo da energia elétrica fornecida pela concessionária em relação ao período de retorno financeiro, microturbina híbrida, cenário 1.

	<b>Etanol</b>		<b>Gás natural</b>	
	40 kW	80 kW	40 kW	80 kW
<b>Período de retorno financeiro (ano)</b>	<b>Custo da energia fornecida pela concessionária (US\$/kWh)</b>			
1	0,908	1,093	0,755	0,949
2	0,659	0,723	0,510	0,597
3	0,576	0,610	0,428	0,480
4	0,535	0,549	0,388	0,421
5	0,510	0,513	0,363	0,386
6	0,494	0,489	0,347	0,363
7	0,482	0,472	0,335	0,346
8	0,473	0,459	0,327	0,334
9	0,467	0,450	0,320	0,324
10	0,461	0,442	0,315	0,316

Tabela 5.4 - Custo da energia elétrica fornecida pela concessionária em relação ao período de retorno financeiro, microturbina híbrida, cenário 2.

	Etanol		Gás natural	
	40 kW	80 kW	40 kW	80 kW
<b>Período de retorno financeiro (ano)</b>	<b>Custo da energia fornecida pela concessionária (US\$/kWh)</b>			
1	1,854	2,411	1,729	2,311
2	1,109	1,323	0,994	1,254
3	0,861	0,961	0,749	0,903
4	0,734	0,780	0,627	0,727
5	0,663	0,672	0,554	0,622
6	0,613	0,600	0,505	0,552
7	0,578	0,549	0,470	0,502
8	0,552	0,511	0,444	0,465
9	0,532	0,481	0,424	0,436
10	0,515	0,457	0,408	0,413

## 5.4 Discussão

Comparando combustíveis, o custo de geração de energia com o gás natural é menor, o que faz com o que o período de retorno financeiro da hibridização da microturbina seja maior. Como o desempenho financeiro na linha de baixa pressão é menor, o pior caso foi com a microturbina no cenário 2 com gás natural e receptor na linha de baixa pressão, que somente obteve retorno financeiro a taxa anual de juros de 6 %. O melhor caso foi para o etanol na linha de alta pressão, que obteve o melhor tempo de retorno financeiro e receita no cenário 1. A Tabela 5.5 mostra os tempos de retorno financeiro para uma taxa anual de juros de 6 % e receita obtida no ano 20, para os casos analisados.

Tabela 5.5 - Períodos de retorno financeiro e receita da microturbina híbrida no ano 20.

Configuração	Retorno financeiro (anos)		Receita da solarização, ano 20 (US\$)	
	Cenário 1	Cenário 2	Cenário 1	Cenário 2
<b>GN AP</b>	9,8	10,2	103 776	96 813
<b>GN BP</b>	13,7	14,3	45 024	39 221
<b>Etanol AP</b>	4,4	4,8	376 227	328 746
<b>Etanol BP</b>	5,7	6,3	265 256	226 187

O custo da geração de energia é sempre maior para o receptor posicionado na linha de baixa pressão. Quando se aumenta a potência solar usada, o custo inicial da energia gerada é maior, porém a receita é maior depois que o retorno é atingido, sendo interessante quando não há necessidade rápida recuperação do capital e quando a vida útil do sistema for longa. A operação da microturbina no cenário 2 fez com o que custo da energia produzida fosse menor do que no cenário 1, com etanol, para longos períodos de amortização.

A análise de sensibilidade mostra que a variação do custo da energia elétrica fornecida pela concessionária influi de forma expressiva na alteração dos resultados obtidos, principalmente quando analisada a receita da solarização da microturbina, comparada à receita da operação em modo padrão. O aumento deste custo faz com que o uso de energia solar seja ainda mais atrativo e que a recuperação do capital investido ocorra em um tempo significativamente menor.

A utilização do sistema híbrido para a turbina a gás fez com que o capital adicional investido para este sistema fosse recuperado, para em seguida continuar com a geração de energia a um preço de custo mais baixo, conforme o aumento da potência solar utilizada. O aumento da utilização da potência solar é mais viável quanto mais se estende o período funcionamento da microturbina, pois o sistema utiliza a energia solar, que possui custo direto atribuído nulo, por um tempo maior.

## Capítulo 6 CONCLUSÕES

Neste trabalho foi realizada uma análise termodinâmica e econômica de uma microturbina híbrida de 30 kW, que opera em um ciclo Brayton aberto regenerativo. A microturbina, que além dos combustíveis gás natural e etanol utiliza também como fonte de energia para aquecimento do ar a energia solar, foi avaliada ao considerar a entrada de energia solar tanto na linha de alta pressão quanto na linha de baixa pressão.

Os resultados mostram que a comparação entre combustíveis evidencia a vantagem do uso do gás natural para a microturbina operando em modo convencional, pois o custo da energia elétrica gerada é substancialmente menor (0,3 US\$/kWh em relação a 0,47 US\$/kWh), devido ao menor preço do combustível. A análise termodinâmica revela que a microturbina atinge menor potência com o etanol em relação ao gás natural ao aumentar a potência solar utilizada (28,28 kW em relação a 29,32 kW), porém é atingida uma melhor relação entre a energia do combustível e a potência produzida pela microturbina sendo de 0,96 contra 1,04, para uma potência solar de 80 kW.

A comparação entre a utilização da energia solar na linha de alta pressão e baixa pressão mostra que a linha de alta pressão provê os melhores resultados, tanto na análise termodinâmica quanto na avaliação do custo da energia elétrica. O menor custo da energia obtida com gás natural é de 0,2827 US\$/kWh na linha de alta pressão e 0,3075 US\$/kWh na linha de baixa pressão.

Foi realizada também uma análise de viabilidade econômica, em uma comparação para diferentes horas de operação, sendo 8766 horas com um fator de operação de 1/3 (o que corresponde à operação em modo híbrido de 8 horas por dia) e 2422 horas com um fator de operação 1; sendo estes os cenários 1 e 2 respectivamente. Os resultados mostram que o menor tempo de retorno financeiro foi obtido com etanol e receptor na linha de alta pressão no cenário 1 (4,4 anos) e o maior tempo com gás natural e receptor na linha de baixa pressão no cenário 2 (14,3 anos). A receita da solarização em 20 anos foi de US\$ 376 227 e de US\$ 39 221 para estes casos.

Os períodos de retorno financeiro apresentados são menores para o etanol do que para o gás natural em todos os casos de operação híbrida. Porém, é importante salientar que estes dados têm a finalidade de comparar o retorno do sistema híbrido em relação à turbina convencional para o mesmo combustível, o que significa que uma turbina a etanol é mais

atrativa para solarização do que uma a gás natural, pois o custo da eletricidade gerada por ela é maior.

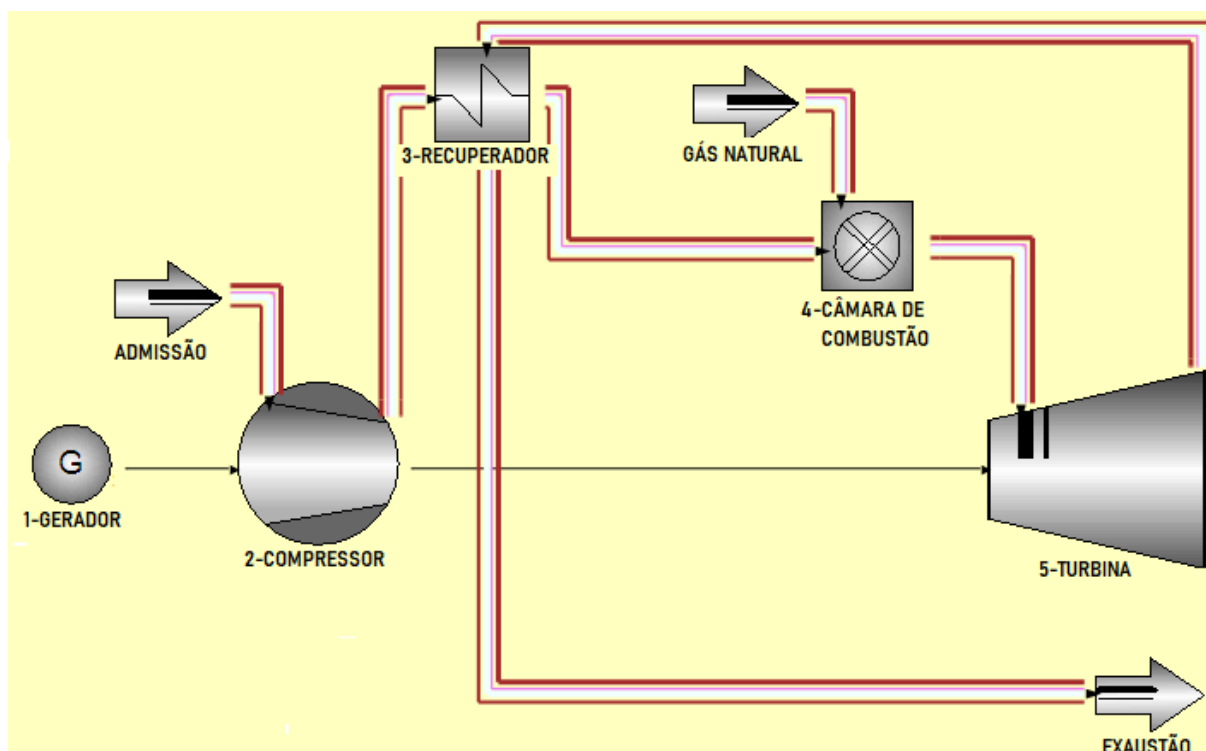
Embora os resultados mostrem características de operação ideais, mencionados anteriormente, é necessário verificar a viabilidade destas configurações para cada tipo ou modelo de turbina, uma vez que as condições de operação variam substancialmente, como por exemplo em termos de temperatura e pressão a que será submetido o receptor, a aceitação da turbina por um combustível diferente do padrão de fábrica e um possível estresse térmico causado por períodos de operação excessivamente curtos. O cenário preferencial depende fortemente das condições de irradiação solar, período de operação e do período de retorno financeiro esperado, sendo necessário analisar cada caso em particular.

A integração de uma microturbina a gás a um sistema de energia solar concentrada se mostrou viável economicamente, mesmo considerando suas variáveis. O uso de energias renováveis, como a energia solar é de grande importância para manter o balanço energético da atmosfera terrestre sob controle. Este tipo de energia contribui também para reduzir a poluição emitida por usinas, contribuindo significativamente na manutenção da poluição do ar a níveis seguros, impactando na qualidade de vida de todos os seres vivos. Um outro fator que merece destaque, é que os equipamentos considerados não ocupam uma área significativa, além de não demandarem um investimento significativo. Este fato abre a possibilidade para uma futura utilização do sistema de microturbina híbrida solar em condomínios ou locais em que a geração ou distribuição de energia elétrica são inviáveis atualmente.

## **6.1 Sugestões para trabalhos futuros**

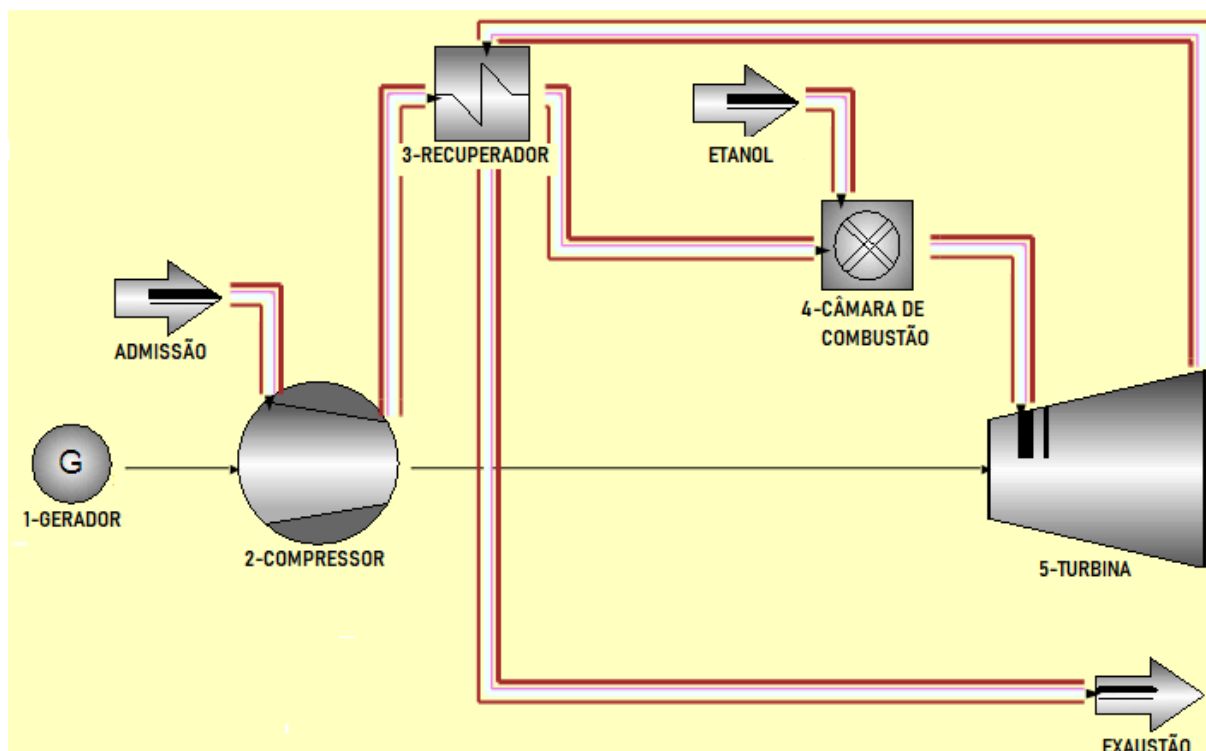
Como sugestão de trabalho futuro, seria interessante realizar uma análise termodinâmica, econômica e exergo-econômica da microturbina em um sistema de cogeração, além da avaliação dos poluentes emitidos em diversas condições de operação.

**APÊNDICE A - PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS E VAZÕES POR EQUIPAMENTO - SIMULAÇÃO DA MICROTURBINA A GÁS NATURAL *ON-DESIGN***



Equipamento	Vazão (kg/s)	Pressão (kPa)	Temperatura (K)
2 – Entrada	0,3075	101,325	288,15
2 – Saída	0,31	405,3	461,6
3 – Entrada quente	0,31	112,47	859,4
3 – Saída quente	0,31	112,47	534
3 – Entrada fria	0,3075	405,3	461,6
3 – Saída fria	0,3075	405,3	796,9
4 – Entrada	0,3075	405,3	796,9
4 – Saída	0,31	404,89	1103
4 – Gás natural	0,0025	414	288,7
5 – Entrada	0,31	404,89	1103
5 – Saída	0,31	112,47	859,4

**APÊNDICE B - PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS E VAZÕES POR EQUIPAMENTO - SIMULAÇÃO DA MICROTURBINA A ETANOL *ON-DESIGN***



Equipamento	Vazão (kg/s)	Pressão (kPa)	Temperatura (K)
2 – Entrada	0,2964	101,325	288,15
2 – Saída	0,2964	405,3	461,6
3 – Entrada quente	0,301	112,39	862
3 – Saída quente	0,301	111,99	542,3
3 – Entrada fria	0,2964	405,3	461,6
3 – Saída fria	0,2964	404,99	799
4 – Entrada	0,2964	404,99	799,1
4 – Saída	0,301	404,59	1103
4 – Etanol	0,0046	414	288,7
5 – Entrada	0,301	404,59	1103
5 – Saída	0,301	112,39	861,98



## REFERÊNCIAS

ALENCAR, H. S. **Estudo numérico da termoaerodinâmica de câmaras de combustão para turbinas a gás: aplicação ao caso de microturbinas**. 2007. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Itajubá, Itajubá.

ANP. Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis – Infopreço. Disponível em: < <http://www.anp.gov.br/precos-e-defesa-da-concorrenca/precos/infopreco> >. Acesso em: 08 set. 2019.

BARIGOZZI, G. et al. Thermal performance prediction of a solar hybrid gas turbine. **Solar Energy**, v. 86, p. 2116-2127, 2012.

BLANK, L. T. **Engenharia econômica**. 6. ed. São Paulo: McGraw-Hill, 2008.

BOYCE, M. P. **Gas turbine engineering handbook**. 4 ed. Waltham: Butterworth-Heinemann, 2012.

BREEZE, P. **Gas turbine power generation**. London: Elsevier, 2016.

CAMERETTI, M. C. et al. Modeling of a hybrid solar micro gas-turbine power plant. **Energy Procedia**, v. 82, p. 833-840, 2015.

CAMERETTI, M. C. et al. Thermo-economic analysis of a hybrid solar micro gas turbine power plant. **Energy Procedia**, v. 126, p. 667-674, 2017.

CAPSTONE TURBINE. Products: C30, 2018. Disponível em: <<https://www.capstoneturbine.com/products/c30>>. Acesso em: 23 nov. 2018.

CEMIG. Valores de tarifas e serviços, 2019. Disponível em: < [https://www.cemig.com.br/pt-br/atendimento/Paginas/valores\\_de\\_tarifa\\_e\\_servicos.aspx](https://www.cemig.com.br/pt-br/atendimento/Paginas/valores_de_tarifa_e_servicos.aspx) >. Acesso em: 22 jun. 2019.

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

CHIONG, M. C. et al. Liquid biofuels production and emissions performance in gas turbines: a review. **Energy conversion and management**, v. 173, p. 640-658, 2018.

COMGAS. Tarifas do gás natural canalizado, 2019. Disponível em: < <https://www.comgas.com.br/tarifas/> >. Acesso em: 22 jun. 2019.

CONAMA – Conselho Nacional do Meio Ambiente. Resolução nº 382, de 26 de dezembro de 2006.

CRESESB. Potencial Solar – SunData v 3.0, 2019. Disponível em: <<http://www.cresesb.cepel.br/index.php?section=sundata&>>. Acesso em: 14 ago. 2019.

DERSCH, J. et al. Through integration into power plants – a study on the performance and economy of integrated combined cycle systems. **Energy**, v. 29, p. 947-959, 2004.

DELGADO-TORRES, A. M. Effect of ideal gas model with temperature-independent heat capacities on thermodynamic and performance analysis of open-cycle gas turbines. **Energy conversion and management**, v. 176, p. 256-273, 2018.

ENAGI, I.I.; AL-ATTAB, K. A.; ZAINAL, Z.A. Liquid biofuels utilization for gas turbines: a review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 90, p. 43-55, 2018.

ESCALANTE, E. S. R. **Estudos dos limites de inflamabilidade em misturas etanol-ar-diluyente**. 2016. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá.

ETN. European Turbine Network – OMSoP, 2019. Disponível em: <<https://etn.global/research-innovation/projects/omsop/>>. Acesso em: 14 out. 2019.

FRANGOPOULOS, C. A. **Cogeneration – Technologies, Optimisation and Implementation**. London: The Institution of Engineering and Technology, 2017.

GALLEGO, A. G.; MARTINS, G.; GALLO, W. L. R. Emissões de NOx em turbinas a gás: mecanismos de formação e algumas tecnologias de redução. **Revista de Ciência e Tecnologia**, v. 15, p. 13-22, 2000.

GIMELLI, A.; SANNINO R. Thermodynamic model validation of Capstone C30 micro gas turbine. **Energy Procedia**, v. 126, p. 955-962, 2017.

GIOSTRI, A. Preliminary analysis of solarized micro gas turbine application to CSP parabolic dish plants. **Energy Procedia**, v. 142, p. 768-773, 2017.

GIULIANO, S.; BUCK R.; EGUIGUREN, S. Analysis of solar thermal power plants with thermal energy storage and solar-hybrid operation strategy. **Journal of Solar Energy Engineering**. v. 133, 2010.

GONCA, G. The effects of turbine design parameters on the thermo-ecologic performance of a regenerated gas turbine running with different fuel kinds. **Applied Thermal Engineering**, v. 137, p. 419-429, 2018.

GRANGE, B. et al. Impact of thermal energy storage integration on the performance of a hybrid solar gas-turbine power plant. **Applied Thermal Engineering**, v. 105, p. 266-275, 2016.

GRANGE, B. et al. Simulation of a hybrid solar gas-turbine cycle with storage integration. **Energy Procedia**, v. 49, p. 1147-1156, 2014.

GREEN RHINO ENERGY. CST Technologies, 2018. Disponível em: [http://www.greenrhinoenergy.com/solar/technologies/cst\\_technologies.php](http://www.greenrhinoenergy.com/solar/technologies/cst_technologies.php). Acesso em: 26 nov. 2018.

INCROPERA, F. P. et al. **Fundamentos de transferência de calor e massa**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

KALOGIROU, S. A. **Solar energy engineering: Processes and systems**. 2. ed. Kidlington: Elsevier, 2014.

KRIBUS, A. et al. A solar-driven combined cycle power plant. **Solar Energy**, v. 62, p. 121-129, 1998.

MCDONALD, C. F. The nuclear gas turbine – towards realization after half a century of evolution. **A.S.M.E. paper**, p. 1, 1995.

MACHADO JUNIOR, H. A. **Avaliação de desempenho de turbinas a gás em condições de uso em campo**. 1993. Tese (Mestrado em Engenharia Mecânica). Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

MERCHÁN, R. P. et al. Modeling hybrid solar gas-turbine power plants: thermodynamic projection of annual performance and emissions. **Energy Conversion and Management**, v. 134, p. 314-326, 2017.

MME. Ministério de Minas e Energia – Energia solar no Brasil e no mundo, 2019. Disponível em: <http://www.mme.gov.br/documents/10584/3580498/17+++Energia+Solar++Brasil+e+Mundo++ano+ref.+2015+%28PDF%29/4b03ff2d-1452-4476-907d-9301226d26c>. Acesso em: 05 nov. 2019.

MOLIERE, M. et al. Gas turbines in alternative fuel applications: bio-ethanol field test. Orlando, **ASME**, n. GT2009- 59047, p. 341–348, 2009.

NASCIMENTO, M. A. R. et al. Biodiesel fuel in diesel micro-turbine engines: modelling and experimental evaluation. **Energy**, p. 233-240, 2008.

NASCIMENTO, M. A. R. et al. Micro gas turbine engine: a review. **Intech Open**, p. 107-141, 2014.

OLUMAYEGUN, O.; WANG, M; KELSALL, G. Closed-cycle gas turbine for power generation: a state-of-the-art review. **Fuel**. v. 180, p. 694-717, 2016.

ONS. IPDO – Informativo Preliminar Diário da Operação, 2019. Disponível em: <<http://ons.org.br/paginas/resultados-da-operacao/boletins-da-operacao>>. Acesso em: 07 abr. 2019.

PAEPE, W. et al. Operational optimization of a typical micro gas turbine. **Energy Procedia**, v. 142, p. 1653-1660, 2017.

PALZ, W. **Energia solar e fontes alternativas**. Curitiba: Hemus, 2002.

PEREIRA, E. B. et al. **Atlas brasileiro de energia solar**. 2. ed. São José dos Campos: INPE, 2017.

PINHO, J. T.; GALDINO, M. A. **Manual de engenharia para sistemas fotovoltaicos**. Rio de Janeiro: CEPTEL, 2014.

POWER TECHNOLOGY. Solar tower Seville. Disponível em: <<https://www.power-technology.com/projects/seville-solar-tower/>>. Acesso em: 08 abr. 2019.

POZIVIL, P. *et al.* A pressurized air receiver for solar-driven gas turbines. **Energy Procedia**, vol. 49, p. 498-503, 2014.

PUPPE, M. et al. Hybrid high solar share gas turbine systems with innovative gas turbine cycles. **Energy Procedia**, vol. 69, p. 1393-1403, 2014.

RAHMAN, S.; SARWAT, A.I.; ABURUB, H. Techno-economic potential of large-scale solar deployment in the US. In: TYAGI, H. et al. (Ed.). **Advances in solar energy research**. Singapore: Springer, 2019.

RAIA, M. F. R. **Curso de especialização em eficiência energética**. Rio de Janeiro: PUCRJ, 2012.

RAMIREZ, G. A. S. **Teste experimental e análise técnico-econômica do uso de biocombustíveis em uma microturbina a gás**. 2008. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá.

RAZAK, A. M. Y. **Industrial gas turbines**. Boca raton: CRC Press LLC, 2007.

ROVENSE, F. P. et al. Performance analysis of a solar-only gas micro turbine, with mass flow control. **Energy Procedia**, v. 126, p. 675-682, 2017.

SARAVANAMUTTOO, H. I. H. et al. **Gas Turbine Theory**. 7. ed. Harlow: Pearson Education, 2017.

SALLEVELT, J. L. H. P. et al. Bioethanol combustion in an industrial gas turbine combustor: simulations and experiments. **J Eng Gas Turb Power**, v. 136, p. 1–8, 2014.

SEMPRINI, S.; SÁNCHEZ, D.; PASCALE, A. D. Performance analysis of a micro gas turbine and solar dish integrated under different solar-only and hybrid operating conditions. **Solar Energy**, v. 132, p. 279-293, 2016.

SILVEIRA, J. L.; TUNA, C.E. Thermoeconomic analysis method for optimization of combined heat and power systems – part II. **Progress in Energy and Combustion Science**, v. 30, p. 673-678, 2004.

SUBIDA, A. **Manual de energia solar**. Viseu: Campus Politécnico de Viseu, 2015.

SZALAY, D.; FUJIWARA H.; PALOCZ-ANDRESEN M. Using biodiesel fuel for gas turbine combustors. **Landbauforschung**, v. 65, p. 65–76, 2015.