

UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

MARCUS VINÍCIUS ADORNO BORGES PINTO

**ESTUDO PARAMÉTRICO DO COMPORTAMENTO DE UMA MICROTURBINA A
GÁS EM CARGAS PARCIAIS FORA DAS CONDIÇÕES ISO**

RECIFE

2017

MARCUS VINÍCIUS ADORNO BORGES PINTO

**ESTUDO PARAMÉTRICO DO COMPORTAMENTO DE UMA
MICROTURBINA A GÁS EM CARGAS PARCIAIS FORA DAS CONDIÇÕES
ISO**

**Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco –
UFPE, para obtenção do título de Mestre em Engenharia
Mecânica.**

Área de concentração: Processos e Sistemas Térmicos.

Orientador: Prof. Dr. José Carlos Charamba Dutra.

Coorientador: Prof. Dr. José Claudino de Lira Junior

RECIFE

2017

Catálogo na fonte
Bibliotecária Margareth Malta, CRB-4 / 1198

P659e Pinto, Marcus Vinícius Adorno Borges.
Estudo paramétrico do comportamento de uma microturbina a gás em cargas parciais fora das condições ISO / Marcus Vinícius Adorno Borges Pinto. - 2017.
94 folhas, il., gráfs., tabs.

Orientador: Prof. Dr. José Carlos Charamba Dutra.
Coorientador: Prof. Dr. José Claudino de Lira Junior.
Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG.
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2017.
Inclui Referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Turbina. 3. Desempenho. 4. Cargas parciais. I. Dutra, José Carlos Charamba. (Orientador). II. Lira Junior, José Claudino de. (Coorientador). III. Título.

UFPE

621 CDD (22. ed.)

BCTG/2017-382

1º de setembro de 2017

“ESTUDO PARAMÉTRICO DO COMPORTAMENTO DE UMA
MICROTURBINA A GÁS EM CARGAS PARCIAIS FORA DAS CONDIÇÕES
ISO”

MARCUS VINÍCIUS ADORNO BORGES PINTO

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA OBTENÇÃO DO
TÍTULO DE MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: PROCESSOS E SISTEMAS TÉRMICOS

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA/CTG/EEP/UFPE

Prof. Dr. JOSÉ CARLOS CHARAMBA DUTRA
ORIENTADOR/PRESIDENTE

Prof. Dr. JOSÉ CLAUDINO DE LIRA JÚNIOR
COORDENADOR

Prof. Dr. CEZAR HENRIQUE GONZALEZ
COORDENADOR DO PROGRAMA

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dr. JOSÉ CARLOS CHARAMBA DUTRA (UFPE)

Prof. Dr. JOSÉ CLAUDINO DE LIRA JÚNIOR (UFPE)

Prof. Dr. JORGE RECARTE HENRIQUEZ GUERRERO (UFPE)

Prof. Dr. JOSÉ ÂNGELO PEIXOTO DA COSTA (UFPE)

Dedico esta obra a minha querida e amada sobrinha Olga.
Sua pureza contagia todos nós e serve de inspiração para criarmos um mundo melhor.

AGRADECIMENTOS

Ao final deste trabalho, ao colocar meu nome na autoria, penso na responsabilidade e na honra de representar tantas pessoas que direta ou indiretamente contribuíram para a execução do mesmo. Espero, com este breve agradecimento que faço agora, retribuir de maneira singela a todos que me auxiliaram.

Agradeço a Deus por se fazer presente na minha vida todos os dias.

A minha família, em especial a meus pais, pelo incondicional carinho e afeto que, mesmo à distância, me fazem sentir abraçado por todos e me dão forças para seguir em frente.

A Roberta, pelo companheirismo, por acreditar em mim e por todas as palavras ditas nos momentos mais difíceis. Muito obrigado, Bel.

Aos meus amigos, os antigos e os que fiz em Recife. A companhia, as conversas e a amizade de vocês fizeram destes últimos anos, um período que jamais esquecerei na minha vida.

Aos companheiros do COGENCASA que, além de colegas, tornaram-se verdadeiros amigos para a vida toda.

Faço um agradecimento especial aos queridíssimos Junior, Terezinha, Ênio e Éric. Família que me acolheu em Recife com muito carinho.

A todos os professores e corpo administrativo do PPGEM e, em especial, ao meu orientador, Prof. Dr. José Carlos Charamba Dutra e meu coorientador, Prof. Dr. José Claudino De Lira Junior. que dividiram comigo não só seus conhecimentos, mas a paciência e amizade.

Finalmente, agradeço à UFPE pela oportunidade de realizar este trabalho

RESUMO

Este trabalho objetivou a simulação e análise paramétrica de uma microturbina a gás, com capacidade de geração de 30kW de potência elétrica, considerando o seu comportamento em cargas parciais e fora das condições ISO. Para a sua execução foi aplicada uma modelagem matemática, baseada em equações características do mapa de operação dos componentes da microturbina, tais como compressor e turbina expansora, além das equações clássicas da termodinâmica para a caracterização do estado do fluido em cada componente da microturbina. Uma parte deste modelo é composto por um sistema não linear contendo 7. Devido a isso, a solução do mesmo foi realizada com o auxílio de um solver de equações. Para representar de maneira fidedigna o comportamento real da microturbina, este modelo necessita da escolha correta de alguns parâmetros de correção que devem ser adotados de acordo com as características específicas dos equipamentos componentes. Foi dada atenção especial ao parâmetro z, referente às características do recuperador da microturbina, chegando ao melhor valor para a simulação da mesma. Após a implementação do modelo, o mesmo foi comparado com dados experimentais a fim de verificar a sua validade. Todos os dados utilizados foram obtidos nas condições de projeto da microturbina, com carga nominal, temperatura ambiente de 15°C e pressão ambiente de 101,3kPa. Após realizada a validação, foram feitas análises do efeito da variação das condições ambientes de temperatura e pressão na variação do desempenho da microturbina. Como resultado, observou-se que o aumento da temperatura ambiente acarretava na diminuição da potência gerada pela microturbina além do maior consumo e maior taxa de energia perdida nos gases de exaustão. Para a pressão ambiente, foi observado que, quanto maior ela fosse, maior a eficiência, menor o consumo e maior a potência gerada na microturbina. Quando comparado os dois efeitos em conjunto, percebeu-se que a pressão ambiente tinha efeito preponderante no comportamento da turbina em relação à temperatura. Ao fim do trabalho, o programa de simulação pode agora ser utilizado como componente de um programa mais amplo que visa simular todo um sistema de cogeração implementado no laboratório COGENCASA pertencente à Universidade Federal de Pernambuco.

Palavras-chave: Turbina. Desempenho. Cargas parciais.

ABSTRACT

This work intend to simulate and perform a parametric analysis of a gas microturbine, capable to generate 30 kW of electric power, considering its behavior in partload conditions and out of ISO conditions. To make it possible, a mathematical modeling was applied, based on equations capable to obtain the characteristic map of the microturbine components, such as compressor and expander. A part of this model is composed of a nonlinear system containing 7. Due to this, the solution of the same one was realized with the aid of a solver of equations. To accurately represent the actual microturbine behavior, this model requires the correct choice of some correction parameters that must be adopted according to the specific characteristics of the component equipments. Special attention was given to the parameter z , referring to the microturbine recuperator, reaching, after some analysis, the best of value of z parameter for microturbine simulation. All the data used were obtained under microturbine design conditions, with nominal load, environmental temperature of $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ and environmental pressure of 101,3kPa. After model implementation, it was performed a analysis of the effect of environmental temperature and pressure conditions on microturbine performance. As result, it was observed that increase in the environmental temperature resulted in the decrease of the power generated by the microturbine besides the higher consumption and higher energy rate lost in the exhaust gases. For the environmental pressure, it was observed that the larger it was, the greater the efficiency, the lower the consumption and the greater the power generated in the microturbine. When both effects were compared together, it was noticed that the environmental pressure had a preponderant effect on the behavior of the turbine in relation to the temperature. At the end of the work, the simulation program can now be used as a component of a broader program to simulate an entire cogeneration system implemented in the COGENCASA laboratory belonging to the Federal University of Pernambuco.

Keywords: Microturbine. Performance. Partload.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1: Mapa da terra com a iluminação noturna dos continentes.....	17
Figura 2: Distribuição das linhas de distribuição de energia elétrica no país em 2015	18
Figura 3: Primeira patente de uma turbina a gás (John Barber, 1791).....	24
Figura 4: Exemplo de turbina Heavy-Duty (turbina GE 7HA).....	26
Figura 5: Turbina aeroderivativa SIEMENS SGT-A35 RB.....	26
Figura 6: Microturbina a gás, trocador de calor e acumulador térmico	28
Figura 7: Representações dos ciclos Brayton aberto e fechado respectivamente	29
Figura 8: Gráficos p - v e T - s para o ciclo Brayton, respectivamente	30
Figura 9: Eficiência térmica do ciclo Brayton ideal em função da razão de pressão. 32	
Figura 10: Efeito das irreversibilidades no ciclo Brayton real.....	33
Figura 11: Diagrama T - s do ciclo Brayton regenerativo.....	34
Figura 13: Esquema da distribuição de temperatura num regenerador.....	35
Figura 15: Mapa característico para um compressor.....	39
Figura 16: Mapa característico para um compressor com linha de surge	43
Figura 17: Mapa característico do compressor evidenciando o efeito da variação da umidade na sua operação.....	51
Figura 18: Diagrama de fluxo da turbina simulada.....	54
Figura 19: Microturbina em corte	54
Figura 20: Relação entre eficiência elétrica e potência elétrica relativa variando em função do parâmetro z ($T_{amb} = 15^{\circ}\text{C}$, $P_{amb} = 101,3 \text{ kPa}$)	68
Figura 21: Relação entre temperatura dos gases de exaustão e potência elétrica relativa variando em função do parâmetro z ($T_{amb} = 15^{\circ}\text{C}$, $P_{amb} = 101,3 \text{ kPa}$)	68
Figura 22: Relação entre taxa de calor do combustível e potência elétrica relativa variando em função do parâmetro z ($T_{amb} = 15^{\circ}\text{C}$, $P_{amb} = 101,3 \text{ kPa}$)	69
Figura 23: Relação entre efetividade do regenerador e potência elétrica relativa variando em função do parâmetro z ($T_{amb} = 15^{\circ}\text{C}$, $P_{amb} = 101,3 \text{ kPa}$)	70
Figura 24: Relação entre eficiência elétrica e potência elétrica relativa ($T_{amb} = 15^{\circ}\text{C}$, $P_{amb} = 101,3 \text{ kPa}$)	71
Figura 25: Relação entre temperatura de exaustão e potência elétrica ($T_{amb} = 15^{\circ}\text{C}$, $P_{amb} = 101,3 \text{ kPa}$)	72

Figura 26: Relação entre potência gerada pelo combustível e potência elétrica ($T_{amb} = 15^{\circ}C$, $P_{amb} = 101,3kPa$).....	73
Figura 27: Relação entre calor do gás de exaustão e potência elétrica ($T_{amb} = 15^{\circ}C$, $P_{amb} = 101,3kPa$)	74
Figura 29: Relação entre a temperatura dos gases de exaustão da microturbina e potência elétrica gerada. Análise com variação da temperatura ambiente ($P_{amb} = 101,3kPa$)	76
Figura 30: Relação entre a taxa de energia disponível nos gases de exaustão da microturbina e potência elétrica gerada. Análise com variação da temperatura ambiente ($P_{amb} = 101,3kPa$)	76
Figura 31: Relação entre a taxa de energia gerada na queima no combustível da microturbina e Potência Elétrica gerada. Análise com variação da temperatura ambiente ($P_{amb} = 101,3kPa$).....	77
Figura 33: Relação entre a eficiência da microturbina e a potência elétrica gerada. Análise com variação da pressão ambiente ($T_{amb} = 15^{\circ}C$).....	79
Figura 34: Relação entre a Temperatura dos gases de exaustão da microturbina e potência elétrica gerada. Análise com variação da pressão ambiente ($T_{amb} = 15^{\circ}C$)..	80
Figura 35: Relação entre a Taxa de energia disponível nos gases de exaustão da microturbina e Potência Elétrica gerada. Análise com variação da pressão ambiente ($T_{amb} = 15^{\circ}C$).....	81
Figura 36: Relação entre a taxa de energia gerada na queima no combustível da microturbina e potência elétrica gerada. Análise com variação da pressão ambiente ($T_{amb} = 15^{\circ}C$).....	82
Figura 37: Relação entre o consumo de gás natural na microturbina e potência elétrica gerada. Análise com variação da pressão ambiente ($T_{amb} = 15^{\circ}C$).....	82
Figura 38: Relação entre eficiência e potência gerada para diferentes situações de pressão e temperaturas ambiente	84
Figura 39: Relação de taxa de calor x potência e eficiência x potência para a condição ambiente de: ($0^{\circ}C$ e $101,3 kPa$).....	84
Figura 40: Relação de taxa de calor x potência e eficiência x potência para a condição ambiente de: ($0^{\circ}C$ e $79,9kPa$).....	85
Figura 41: Relação de taxa de calor x potência e eficiência x potência para a condição ambiente de: ($15^{\circ}C$ e $101,3 kPa$).....	85

Figura 42: Relação de taxa de calor x potência e eficiência x potência para a condição ambiente de: (40°C e 101,3 kPa).....	86
Figura 43: Relação de taxa de calor x potência e eficiência x potência para a condição ambiente de: (40°C e 79,9 kPa).....	86

LISTA DE TABELAS

Tabela 1:Dados de entrada para os cálculos.....	66
Tabela 2: Dados de desempenho nominal da microturbina com a variação da T_{amb} ($P=101,3kPa$).....	78
Tabela 3: Valores de pressão ambiente utilizadas.....	78
Tabela 4: Dados de desempenho nominal da microturbina com a variação da T_{amb} ($T=15^{\circ}C$)	83
Tabela 5: Dados de desempenho nominal da microturbina com a variação da T_{amb} e P_{amb} (avaliação c cruzada).....	87

LISTA DE SÍMBOLOS

- c_4 - Coeficiente adimensional utilizado no cálculo do mapa característico das turbomáquinas
- c_p - Calor específico à pressão constante (kJ/kg K)
- c_v - Calor específico à volume constante (kJ/kg K)
- dh - Variação diferencial da entalpia
- dT - Variação diferencial da temperatura
- ε - Efetividade do Recuperador
- g_f - Consumo de combustível (kg/s)
- G - Vazão mássica para carga parcial (kg/s)
- h : Entalpia (kJ/kg)
- h_{atm} - Entalpia do ar atmosférico (kJ/kg)
- Índice 0 - Condições de projeto
- Índice 1 - Entrada do compressor
- Índice 2 - Saída do compressor
- Índice 2r - Saída do recuperador para o fluido aquecido
- Índice 2s - Saída do compressor (insoentrópico)
- Índice 3 - Saída da câmara de combustão
- Índice 4 - Saída da turbina expansora
- Índice 4r - Saída do recuperador para o fluido refrigerado
- Índice 4s - Saída da turbina expansora (isoentrópico)
- Índice i - Entrada no equipamento
- Índice j - Saída do equipamento
- Índice “~” - Relação entre o valor partload e o valor de projeto.
- Índice “—” - Relação entre o valor partload e o valor de projeto.
- k_x - Coeficiente de perda de carga
- k - razão entre os calores específicos do fluido a pressão constante e volume constante, dependente da temperatura do fluido
- k_{cc} - Coeficiente de perda de de carga na câmara de combustão
- k_{in} - Coeficiente de perda de carga na entrada do compressor
- k_{out} - Coeficiente de perda de de carga na saída da turbina
- k_{rh} - Coeficiente de perda de de carga no trocador de calor para o gás a alta temperatura
- k_{rl} - Coeficiente de perda de de carga no trocador de calor para o gás a baixa temperatura
- m' - Coeficiente adimensional utilizado no cálculo do mapa característico das turbomáquinas

m – Massa do fluido de trabalho (kg)

m_f : Consumo de combustível(kg/s)

η_c : Eficiência isoentrópica do compressor em carga fora de projeto

η_g - Eficiência do gerador elétrico

η_{cc} - Eficiência isoentrópica da câmara de combustão

η_{cm} - Eficiência mecânica do Compressor

η_e - Eficiência Eletrônica

η_g - Eficiência do Gerador

η_t - Eficiência isoentrópica da turbina expansora

η_{tm} - Eficiência mecânica da turbina expansora

P - Pressão do fluido (kPa)

p_i - Pressão na entrada do equipamento (kPa)

p_j - Pressão na saída do equipamento (kPa)

p' - Coeficiente adimensional utilizado no cálculo do mapa característico das turbomáquinas

P_{atm} - Pressão atmosférica (kPa)

PCI - Poder calorífico inferior do combustível utilizado (kJ/kg)

Π : Razão de pressão

Π_c – Razão de pressão no compressor

Π_t – Razão de pressão na turbina

q_v - Calor de condensação do vapor d'água produzido pela combustão de 1kg de combustível (kJ/kg)

R - Constante universal dos gases ideais

T : Temperatura (K)

T_i - Temperatura na entrada do equipamento para situação de carga parcial (K)

T_{atm} -Temperatura ambiente (°C)

t_4 : Coeficiente adimensional utilizado no cálculo do mapa característico das turbomáquinas

u - Energia interna específica do fluido no estado

V - Volume do gás (m³)

v - Volume específico do fluido no estado

\dot{W}_{ele} - Potencia elétrica da Microturbina (kW)

\dot{Q}_{atm} - Taxa de Calor retirada do gerador elétrico (kW)

\dot{W}_m - Potência Mecânica gerada na microturbina a gás (kW)

\dot{W}_c - Potência consumida pelo compressor. (kW)

\dot{W}_t - Potência gerada pela turbina expansora. (kW)

Z - fator adimensional utilizado para ajuste do comportamento do trocador de calor.

ε - Efetividade do Recuperador

ρ - Densidade (kg/m³)

Φ - Coeficiente global de perda de carga

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	17
1.1	OBJETIVO.....	20
2	FUNDAMENTAÇÃO	21
2.1	CONCEITOS PRELIMINARES DE TERMODINÂMICO.....	21
2.2	TIPOS DE TURBINAS.....	23
2.2.1	Definição.....	23
2.2.2	Histórico.....	24
2.3	O CICLO BRAYTON SIMPLES.....	28
2.3.1	Rendimento para o ciclo Brayton simples.....	30
2.3.2	Irreversibilidades do ciclo Brayton simples.....	32
2.4	CICLO BRAYTON COM REGENERADOR.....	33
2.4.1	Eficiência térmica do ciclo Brayton regenerativo.....	36
2.5	MAPAS CARACTERÍSTICOS.....	38
2.5.1	Variáveis adimensionais na construção do mapa característico do compressor.....	38
2.5.2	Linha de surge e linha de choque.....	42
2.5.3	Formulação analítica para determinação de mapas característicos.....	43
3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	47
3.1	COMPRESSORES E MAPAS CARACTERÍSTICOS.....	47
3.2	MICROTURBINAS E ESTRATÉGIAS DE CONTROLE DE CARGA.....	48
4	METODOLOGIA	53
4.1	ESCOLHA DO PROGRAMA PARA RESOLUÇÃO DO MODELO ANALÍTICO.....	53
4.2	MODELO ANALÍTICO DA TURBINA.....	53
4.2.1	Características da turbina.....	53
4.2.2	Cálculo da perda de pressão dos componentes da turbina.....	55
4.2.3	Definição das equações para resolução do sistema.....	57

4.2.4	Análise dos dados termodinâmicos	60
4.2.5	Dados de entrada para os cálculos.....	66
5	RESULTADOS	67
5.1	ESTUDO DAS VARIÁVEIS DO MODELO ANALÍTICO.....	67
5.2	VALIDAÇÃO DOS DADOS	70
5.3	ANÁLISE DA VARIAÇÃO DA TEMPERATURA AMBIENTE	74
5.4	ANÁLISE DA VARIAÇÃO DA PRESSÃO AMBIENTE	78
5.5	ANÁLISE CRUZADA DE PRESSÃO E TEMPERATURA AMBIENTES...	83
6	CONCLUSÕES	88
	REFERÊNCIAS	90

1. INTRODUÇÃO

Um dos grandes desafios da sociedade atual, e que atinge todas as regiões do globo refere-se à produção de energia. A revolução industrial, a partir do século XVIII, trouxe como consequência uma evolução sem precedentes na demanda de energia e matérias primas. Este ritmo de crescimento perdurou através do século XX e continua intenso até os dias atuais como se pode observar na Figura 1: Mapa da terra com a iluminação noturna dos continentes. De acordo com Baumol, (1989) apud Leite, (2014), nas primeiras duas décadas do século XX, a humanidade consumiu mais energia do que havia feito em todos os séculos anteriores de sua existência.

Figura 1: Mapa da terra com a iluminação noturna dos continentes



Fonte: (ANEEL, 2002)

O Brasil se insere neste contexto com uma crescente industrialização e urbanização nas últimas décadas. Historicamente, os principais investimentos na geração de energia brasileira foram realizados em fontes hidráulicas, pelo grande potencial do país. Estas fontes geradoras se caracterizam pela construção de grandes obras de engenharia e que, em geral, se encontram distantes dos maiores centros consumidores de energia.

Atualmente, os maiores potenciais de geração de energia por fontes hidráulicas se encontram no Norte do país. De acordo com dados do governo brasileiro, o potencial hidrelétrico é estimado em cerca de 260 GW, dos quais 40,5% estão localizados na Bacia Hidrográfica do Amazonas (BRASIL, 2014).

Essa situação peculiar acarreta em grande dependência climática, com período de escassez de chuva ocasionando riscos de corte na geração. Além disso, existem gastos elevados e alta vulnerabilidade com o longo sistema de transmissão de energia necessário para transportá-la aos centros consumidores.

A Figura 2: Distribuição das linhas de distribuição de energia elétrica no país em 2015 ilustra o tamanho da malha de linhas de distribuição energética do Brasil.

Figura 2: Distribuição das linhas de distribuição de energia elétrica no país em 2015



Fonte: (ANEEL, 2016a)

Segundo o Relatório de Análise de Desligamentos Forçados do Sistema de Transmissão, edição 2016, da Agência Nacional de Energia Elétrica- ANEEL (ANEEL, 2016a), de acordo com dados coletados em 2015, esse sistema era composto por 129.258 km de linhas de transmissão e 321.936 MVA (mega volt-ampere) de potência de transformação instalada.

O mesmo relatório revela que no período de 1º de agosto de 2014 a 31 de julho de 2015, ocorreram 3.386 desligamentos forçados, de origem interna ou secundária, em

equipamentos e linhas de transmissão da Rede Básica e da Rede Complementar do Sistema Interligado Nacional – SIN.

Diante deste cenário, não é mais apenas necessário que haja o crescimento da produção energética, sendo agora mandatório também desenvolver alternativas de fontes de energia mais eficientes, cujas produções sejam realizadas mais próximas de seus consumidores finais, eliminando a dependência de longas linhas de transmissão que acarretam em custos relevantes e vulnerabilidade no fornecimento. Esses modelos de produção são conhecidos como fontes distribuídas.

Reportagem recente (ANEEL, 2016b) diz que os estímulos à geração distribuída se justificam pelos potenciais benefícios que tal modalidade pode proporcionar ao sistema elétrico. Entre eles, estão: o adiamento de investimentos em expansão dos sistemas de transmissão e distribuição, o baixo impacto ambiental, a redução no carregamento das redes, a minimização das perdas e a diversificação da matriz energética.

Dos principais equipamentos de geração de energia distribuída pesquisados no mundo estão incluídos motores de combustão interna, célula de combustível, micro turbina a gás e outros (WANG; CAI; ZHANG, 2004). Neste contexto, as microturbinas a gás, que são aquelas cuja potência mecânica não excedem várias centenas de quilowatts (MALINOWSKI; LEWANDOWSKA, 2013), vem ganhando mais relevância em setores comerciais e industriais devido a algumas de suas características, como a facilidade e versatilidade na instalação de seus sistemas, o baixo custo operacional, incluindo baixa manutenção, a grande variedade de possibilidades de combustíveis e a versatilidade de produção de energia que é escalável de 30kW a 30MW.

As microturbinas a gás, apesar de possuírem menor eficiência térmica que os motores de combustão interna alternativos, possuem vantagens quando se objetiva promover a cogeração em um sistema. Um dos motivos é a maior possibilidade de recuperação da energia térmica não aproveitada, já que há a concentração da mesma em apenas um caminho, ou seja, a grande maioria da energia rejeitada pode ser coletada pela exaustão da turbina expansora. Já para os motores alternativos, a energia térmica é dissipada por diferentes maneiras, sendo nos gases de escape, na água de resfriamento do motor, no óleo de lubrificação dentre outros. Esta descentralização dificulta o aproveitamento desta energia para fins de cogeração (LORA; HADDAD, 2006).

As microturbinas a gás são, muitas vezes, operadas sob condições ou demandas fora daquelas ditas de projeto, também conhecidas como fora de projeto ou off-design, apesar de

seus fabricantes fornecerem apenas informações técnicas sobre condições de projeto. Obviamente, o comportamento desses equipamentos sob essas condições não é igual a das condições de projeto. Tal funcionamento leva a variações na eficiência térmica, consumo de combustível, dentre outras variáveis. Devido a isso, mesmo já existindo alguns estudos acadêmicos sobre o comportamento das turbinas em cargas parciais ou partload, ainda há muitas lacunas de conhecimento e uma grande demanda de novos estudos nesta área.

O COGENCASA, Laboratório vinculado ao Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco, possui, há alguns anos, uma planta piloto de geração combinada de energia com um motor a combustão interna com capacidade nominal de geração de 30kW e uma microturbina a gás com capacidade de produção também de 30kW (nominal). O laboratório vem acumulando experiência na análise da operação deste conjunto tanto de forma experimental quanto através de simulações numéricas. A fim de obter maior controle e otimizar a operação deste sistema, faz-se necessário a implementação de um modelo analítico que possa determinar as características termodinâmicas da microturbina a gás, alimentando em futuros estudos os simuladores dos outros componentes do sistema e obtendo assim uma modelagem robusta de todo o conjunto de cogeração do laboratório.

1.1 OBJETIVO

Como objetivo geral, pretende-se obter um programa capaz de simular a operação de uma microturbina a gás de 30kW, operando tanto em cargas parciais quanto nas condições nominais, dentro ou fora das condições de projeto.

Como objetivo específico, espera-se que o modelo forneça as informações dos estados termodinâmicos do fluido em análise em cada entrada e saída dos componentes da microturbina, dados estes que servirão para alimentar outros simuladores dos equipamentos que compõem o sistema de cogeração do laboratório COGENCASA da Universidade Federal de Pernambuco

Será realizado um estudo de caso analisando, por fim, a influência dos fatores ambientais como pressão ambiente e temperatura ambiente no comportamento da microturbina.

2. FUNDAMENTAÇÃO

Neste capítulo serão apresentados os principais fundamentos termodinâmicos que serão utilizados no trabalho além de outros conceitos que também são importantes para o entendimento do mesmo.

Será visto que a turbina a gás possui entre seus componentes uma turbina responsável por expandir os gases, transformando sua energia em trabalho de eixo. A fim de não gerar interpretações dúbias devido aos homônimos, quando se tratar do equipamento como um todo, será dado o nome de turbina a gás ou microturbina, quando for aplicável. Quando a intenção for versar apenas sobre o componente onde ocorre a expansão dos gases, será dado a nomenclatura de turbina expansora.

2.1 CONCEITOS PRELIMINARES DE TERMODINÂMICO

No decorrer deste trabalho é necessário a utilização de alguns conceitos referentes às propriedades termodinâmicas e ao cálculo das suas variações, baseadas na primeira e segunda lei da termodinâmica. Para todos os cálculos será considerado o fluido de trabalho, o ar, sendo um gás perfeito. A seguir serão abordadas de maneira breve o método de cálculo da entalpia e entropia.

Existem três propriedades que frequentemente são utilizadas nas análises de geração de potência e costumam aparecer da seguinte forma:

$$u + Pv \quad (1)$$

Sendo:

u: Energia interna específica do fluido no estado.

P: Pressão do fluido no estado.

v: Volume específico do fluido no estado.

Por aparecerem costumeiramente nesta forma e por serem propriedades de estado, ao somatório delas, pode-se definir uma quarta propriedade também de estado denominada entalpia cujo símbolo é a letra h e sua unidade é (kJ/kg).

A variação da entalpia relaciona-se com o calor específico à pressão constante e a variação da temperatura da seguinte forma:

$$c_p = \left(\frac{dh}{dT} \right) \quad (2)$$

Onde:

c_p : Calor específico à pressão constante

dh : Variação diferencial da entalpia

dT : Variação diferencial da temperatura

Ao avaliar a variação de entalpia entre dois estados para um gás perfeito, observa-se que existe uma dependência exclusiva da temperatura na variação desta propriedade, ou seja $h = h(T)$.

Como a variação de entalpia para gás perfeito depende apenas da variação de temperatura, pela equação (2), observa-se que o calor específico também, neste caso, será dependente apenas da variação da temperatura, logo:

$$dh = c_p * dT \quad (3)$$

Integrando a equação (3), tem-se para o ganho de entalpia entre os estados i e j :

$$\Delta h(T_i, T_j) = \int_{T_i}^{T_j} c_p(T) dT \quad (4)$$

Onde:

T : Temperatura do fluido.

i : Equivalente ao ponto a montante do equipamento.

j : Equivalente ao ponto jusante do equipamento.

A entropia é outra propriedade do estado da matéria que costuma ser bastante útil na solução de problemas relativos a sistemas termodinâmicos. Ela representa o grau de irreversibilidade no sistema.

A equação de Gibbs para entalpia fornece a relação a seguir: (VAN WYLEN, 2003)

$$Tds = dh - vdp \quad (5)$$

No entanto, para gases perfeitos, a variação diferencial da entalpia dh é dada pela equação (3).

Além disso, para gases perfeitos tem-se:

$$\frac{v}{T} = \frac{R}{p} \quad (6)$$

Onde:

v: Volume do gás.

T: Temperatura do gás.

R: Constante universal dos gases ideais.

P: Pressão do gás.

ds: Variação diferencial da entropia.

dp: Variação diferencial da pressão.

Portanto substituindo (3) e (6) na equação (5), tem-se:

$$ds = cp \frac{dT}{T} - \frac{Rdp}{p} \quad (7)$$

Integrando (7), tem-se:

$$\Delta s(T_i, T_j, \Pi) = \int_{T_i}^{T_j} \frac{c_p(T)}{T} dT - R \ln \Pi \quad (8)$$

Onde a razão de pressão Π é:

$$\Pi = \frac{p_j}{p_i} \quad (9)$$

2.2 TIPOS DE TURBINAS

2.2.1 DEFINIÇÃO

Denomina-se Turbina a gás ao conjunto de equipamentos, sendo os 3 básicos, o compressor, a câmara de combustão e a turbina expansora, ou simplesmente turbina. A sua operação se caracteriza pela não transformação de estado do fluido de trabalho, o mesmo se apresentando sempre na forma gasosa. Segundo Balestieri, (2002), o termo turbina a gás se

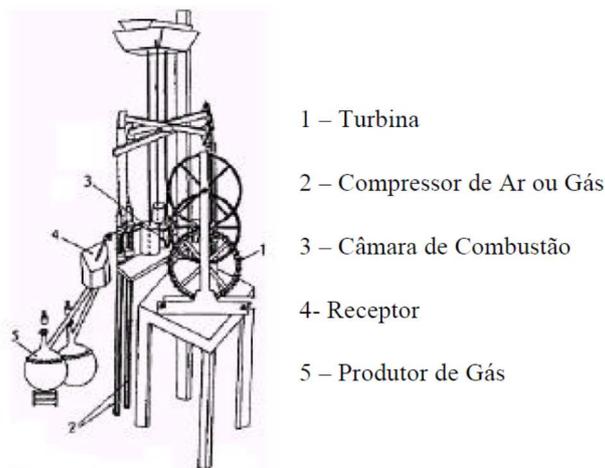
refere aos gases que se formam e são consumidos como fluido de trabalho na câmara de combustão.

2.2.2 HISTÓRICO

As primeiras turbinas utilizavam o vapor como fluido de trabalho, no entanto a produção em elevadas temperaturas e pressões exigiam instalações volumosas e equipamentos custosos para a geração do vapor (REIS, 2015).

Apesar do homem, desde a antiguidade buscar aproveitar a energia proveniente do aquecimento e posterior expansão de gases, somente em 1791, John Barber elaborou a primeira concepção da turbina à gás e propôs o patenteamento do equipamento visto na Figura 3 (CARLOS; JR, 2002).

Figura 3: Primeira patente de uma turbina a gás (John Barber, 1791)



Fonte : (CARLOS; JR, 2002)

Em 1872, J. F Stolze concebeu a primeira turbina com combustão a pressão constante, já inserindo um pré-aquecedor do ar de entrada do compressor, aproveitando os gases de exaustão (CARLOS; JR, 2002).

Neste período inicial de desenvolvimento das turbinas, no entanto, a eficiência obtida nos equipamentos era ínfima, muitas vezes não gerando potência útil.

A partir da década de 1930, houve um esforço para transformar as turbinas a gás que antes eram restritas a geração de energia, em equipamentos de propulsão.

A primeira turbina a gás industrial comercializada com sucesso foi vendida pela Brown Boveri em 1939 e foi instalada em uma locomotiva (LORA; HADDAD, 2006).

Neste ponto, houve grande desenvolvimentos nas turbinas a gás, voltados para ganho de eficiência, melhoria nos materiais componentes e diminuição de peso.

Ao final da segunda guerra, houve grande investimento na utilização de turbinas a gás para a propulsão na aviação comercial, fato que acarretou em grande evolução técnica aliada principalmente ao maior conhecimento em aerodinâmica.

Paralelamente, o avanço no desenvolvimento de compressores com maiores relações de pressão, aliado a possibilidade de se alcançar temperaturas mais elevadas, possibilitou o surgimento de centrais de geração de energia utilizando Turbinas a gás.

Em 1949, foi construída em St. Denis na França a primeira instalação industrial com capacidade de geração de 12,5MW (CARLOS; JR, 2002).

Na década de 50, foram desenvolvidos para aplicações na indústria automotiva pequenas turbinas a gás, como equipamentos de geração de energia auxiliar, dando início ao desenvolvimento posterior das microturbinas, que são equipamentos compactos de geração de energia.

Atualmente, as turbinas a gás industriais, vêm se mostrando com boa capacidade de competição com outros sistemas de geração de energia tais como motores de combustão interna alternativos, por exemplo. Dentre as vantagens pode-se citar a menor emissão de gases poluentes, baixa relação peso-potência. As plantas que utilizam essa tecnologia de geração são mais eficientes, menos intensivas em capital e apresentam um tempo de construção menor (BICALHO, 2001).

Nas últimas décadas, houve um acelerado aumento no desenvolvimento das turbinas a gás, para os mais variados fins, desde propulsão de aeronaves, navios etc. até a geração de energia com eficiências cada vez maiores e também maiores capacidade de geração.

A GENERAL ELETRICS anunciou recentemente que pretende instalar no Brasil em 2020 a maior usina de geração elétrica da América Latina e para isso, serão instaladas 3 das suas turbinas GE 7HA. Chama a atenção o fato desse modelo de turbina gerar como potência de saída 372 MW.(GE, 2016)

Por outro lado, há o crescimento também da utilização das chamadas microturbinas a gás que, ao contrário da última citada, são turbinas bastante compactas, com pequena capacidade de geração, mas que podem ser instaladas com relativa facilidade em pequenas e médias instalações dando autonomia energética a estes locais.

Diante desta versatilidade, a seguir estão categorizados os principais tipos de turbinas industriais a gás:

- Turbinas Heavy Duty:

Turbinas de grande porte, utilizadas para operações estacionárias, quando não há restrição de espaço e peso para sua instalação. Este tipo de turbina possui corpo dividido em linhas centrais horizontais, câmara de combustão de grande diâmetro e grande área frontal (BOYCE, 2006). A Figura 4 exemplifica este tipo de turbina.

Figura 4: Exemplo de turbina Heavy-Duty (turbina GE 7HA)



Fonte: (GE, 2016)

- Turbinas aeroderivativas:

São turbinas que originariamente eram utilizadas na propulsão de aeronaves e posteriormente foram modificadas para geração de energia elétrica

As turbinas a gás aeroderivativas são caracterizadas por serem mais eficientes que as industriais (heavy-duty), terem alta confiabilidade, ocuparem pouco espaço, terem menor relação peso / potência e flexibilidade na manutenção (CARNEIRO, 2014).

A Figura 5 mostra um exemplo deste tipo de turbina fabricada pela SIEMENS e com aplicação em navios plataformas em campos brasileiros.

Figura 5: Turbina aeroderivativa SIEMENS SGT-A35 RB



Fonte : (SIEMENS, 2017)

- Microturbinas

São turbinas a gás com capacidade de geração de potência abaixo de 200kW e, devido à baixa vazão mássica requerida (apenas algumas centenas de g/s de ar) por possuírem turbomáquinas radiais (compressores e turbinas), possuem baixa razão de pressão, até 6 bar. (JANSOHN, 2013).

Estes tipos de turbinas se caracterizam por serem bastante compactas e por permitirem a geração de energia próxima as fontes consumidoras, mesmo em pequenos estabelecimentos. Inclui-se com a possibilidade de integração em plantas de cogeração

Malinowski e Lewandowska, (2013) citam que elas são utilizadas como fontes primárias de eletricidade e calor para pequenos estabelecimentos tais como hotéis, instalações esportivas, escritórios, residências dentre outros.

Outro fator de grande atratividade para o uso de microturbinas refere-se aos aspectos operacionais. As microturbinas possuem grande flexibilidade de fontes de combustível, podendo usar combustíveis líquidos e gasosos. Além disso, a sua manutenção é relativamente simples e com poucas paradas. Segundo Cruz, (2006), as microturbinas a gás, por apresentarem apenas uma parte móvel, otimizam a lubrificação, proporcionam intervenções menos frequentes de manutenção e garante muitas horas de operação sem problemas.

No aspecto ambiental, as microturbinas apresentam baixa produção de NO_x quando operadas com gás natural (EPA, 2015).

As microturbinas, devido às suas condições de projeto intrínsecas às suas características de compactação dos componentes, são operadas com baixas temperaturas de entrada na turbina expansora e baixa razão de pressão do compressor. Devido a isso, a eficiência encontrada nestes sistemas é relativamente baixas. Para torná-las competitivas, componentes como recuperadores de calor devem ser acoplados aumentando, dessa forma a eficiência. De acordo com Kim e Hwang, (2006), o ciclo regenerativo para estas turbinas é a escolha inevitável devido às tais limitações de eficiência. O mesmo autor afirma que a utilização dos recuperadores pode chegar a dobrar a eficiência da microturbina.

As microturbinas podem operar somente na geração de energia elétrica, mas a grande vantagem na sua utilização está na integração com sistemas de cogeração

Uma das principais fabricantes de microturbinas atuais, a CAPSTONE afirma que as suas turbinas podem alcançar níveis de eficiência acima de 80% em ciclos combinados de energia elétrica e calor, e acima de 90% para ciclos que também incluam refrigeração além dos dois outros citados (CAPSTONE, 2017).

A Figura 6 mostra uma microturbina CAPSTONE C30 instalada junto a um sistema de cogeração no COGENCASA, laboratório pertencente à Universidade Federal de Pernambuco.

Figura 6: Microturbina a gás, trocador de calor e acumulador térmico



Fonte: (REIS, 2015)

2.3 O CICLO BRAYTON SIMPLES

George Brayton propôs o ciclo que leva o seu nome, inicialmente, para ser utilizado em um motor alternativo que ele havia desenvolvido em 1870. Este modelo se tornou popular com o desenvolvimento das turbinas a gás no início do século passado por representar o ciclo ideal para uma turbina a gás simples.

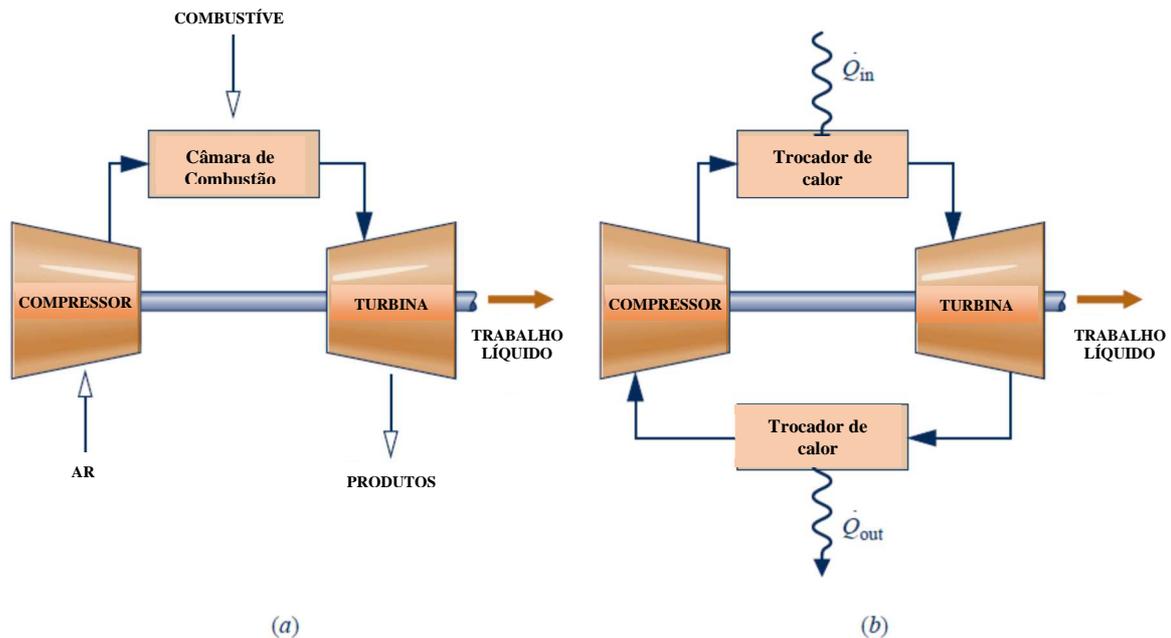
No ciclo Brayton, o fluido de trabalho não apresenta mudanças de fase, estando o fluido sempre na fase vapor.

Geralmente as turbinas a gás operam num ciclo aberto, ou seja, há sempre a renovação do fluido de trabalho, como pode-se observar na Figura 7a.

Neste ciclo, o ar em condição ambiente é admitido pelo compressor que eleva a pressão e temperatura do fluido. O ar, já com a pressão elevada, vai para a câmara de combustão, onde,

à pressão constante, o combustível é queimado. Os gases resultantes a alta temperatura e pressão vão para a turbina expansora e, através de um processo de expansão com a redução da pressão até a atmosférica, fornecem potência de eixo. Os gases da exaustão saem da turbina expansora e são eliminados para o meio ambiente.

Figura 7: Representações dos ciclos Brayton aberto e fechado respectivamente



Fonte: (SHAPIRO, 2011, adaptado)

Este ciclo pode ser modelado como um processo fechado através de algumas considerações feitas, como pode-se verificar na Figura 7 b São elas:

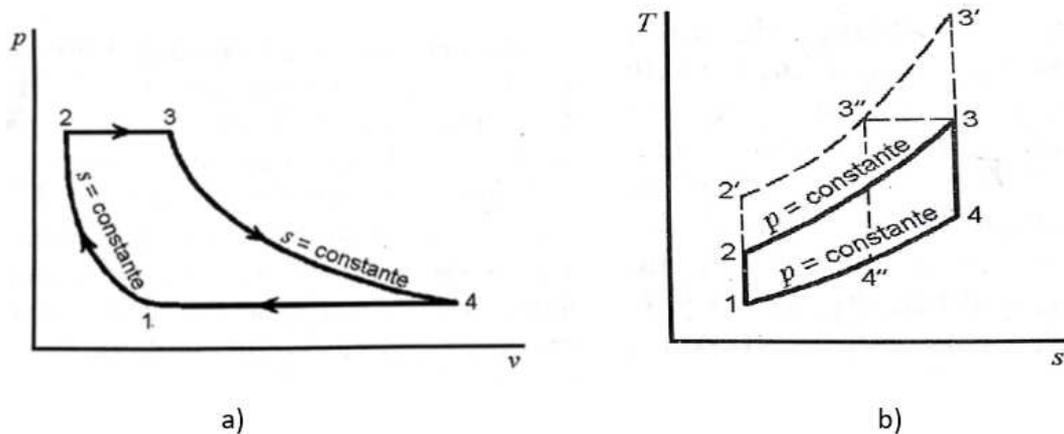
- O fluido de trabalho é uma massa de ar fixa e é considerado gás perfeito;
- O processo de combustão é substituído por uma troca de calor entre o gás e uma fonte externa;
- O processo de exaustão é substituído por uma troca de calor do gás para o ambiente;
- Todos os processos são reversíveis internamente.

Para estas considerações, pode-se observar pela Figura 8(a) e Figura 8(b) o comportamento termodinâmico do fluido no ciclo representados pelos gráficos de pressão x volume e temperatura x entropia respectivamente.

- 1-2 O gás sofre uma compressão isoentrópica no compressor;

- 2-3 Calor é fornecido à pressão constante pela troca entre uma fonte externa e o gás;
- 3-4 O gás sofre expansão isoentrópica na turbina expansora;
- 4-1 O gás libera energia na forma de calor à pressão constante para o ambiente:

Figura 8: Gráficos p-xv e Txs para o ciclo Brayton, respectivamente



Fonte: (VAN WYLEN, 2003, adaptado)

2.3.1 RENDIMENTO PARA O CICLO BRAYTON SIMPLES

De acordo com Çengel (2008), desconsiderando a variação de energia cinética e potencial, o balanço energético em regime permanente para o ciclo é dado por:

$$(q_e - q_s) + (w_e - w_s) = (h_s - h_e) \quad (10)$$

$$q_e = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2) \quad (11)$$

$$q_s = h_4 - h_1 = c_p(T_4 - T_1) \quad (12)$$

Onde:

e: valores de entrada no sistema.

s: valores de saída no sistema.

q: calor.

w: trabalho fornecido ao fluido ou realizado por ele.

Considerando os pontos da Figura 8, a eficiência térmica do ciclo Brayton, neste caso, fica:

$$\eta_T = \frac{W_{liq}}{q_e} = 1 - \frac{q_s}{q_e} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1\right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right)} \quad (13)$$

η_T : Eficiência térmica.

No entanto, segundo Van Wylen, (2003), para processos adiabáticos e reversíveis que envolvem um gás ideal tem-se:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (14)$$

Onde k é a relação entre os calores específicos a pressão constante e a volume constante.

$$k = \frac{c_p}{c_v} \quad (15)$$

Considerando que os processos 2-3 e 1-4 são isobáricos, pode-se dizer que:

$$\frac{p_3}{p_4} = \frac{p_2}{p_1} \quad (16)$$

Portanto:

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(\frac{T_3}{T_4}\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (17)$$

Logo:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} \text{ e } \frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_1} \quad (18)$$

Por fim, temos

$$\frac{T_3}{T_2} - 1 = \frac{T_4}{T_1} - 1 \quad (19)$$

Voltando a equação (13), tem-se:

$$\eta_T = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}} \quad (20)$$

Onde $\frac{p_2}{p_1}$ é a razão de pressão do compressor r_p .

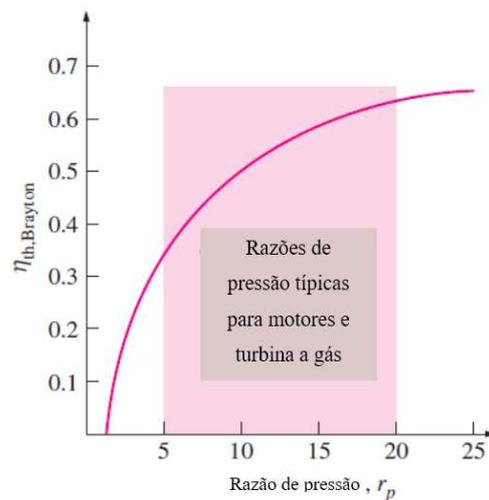
Pela equação (20), observa-se que para o ciclo Brayton simples, o rendimento térmico é função da relação de pressão do seu compressor r_p e também da razão dos calores específicos k do fluido de trabalho.

No gráfico da Figura 8(b), pode-se observar que, ao variar a r_p de 1-2 para 1-2', a área interna do gráfico aumenta. Esta área representa o trabalho líquido produzido no ciclo, ou

segundo Shapiro (2011), o calor líquido absorvido. Esta elevação da r_p é limitada pela temperatura máxima na entrada da turbina, que não pode exceder os limites devido a restrições metalúrgicas.

A Figura 9 mostra a relação da eficiência térmica do ciclo Brayton ideal em função da sua razão de pressão do compressor.

Figura 9: Eficiência térmica do ciclo Brayton ideal em função da razão de pressão



Fonte: (ÇENGEL, 2008) adaptado

Uma característica peculiar ao ciclo Brayton é a grande parcela do trabalho produzido no ciclo que deve ser gasta pelo compressor no processo. A razão entre o trabalho do compressor e da turbina no ciclo é denominada de razão de consumo de trabalho ou razão de trabalho reverso.

Em outros ciclos como o Rankine, por exemplo, esta razão é bem menor, pois o fluido é comprimido na fase líquida, sendo o volume específico, portanto, muito menor. Já no compressor, o fluido está na forma gasosa, com volume específico muito maior, o que demanda mais trabalho.

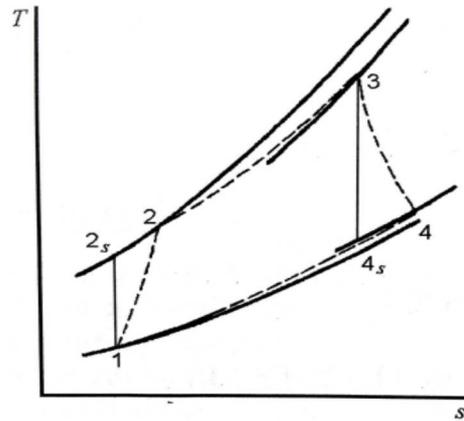
De acordo com Shapiro (2011), a razão de trabalho reverso típica para turbinas a gás varia de 40% a 80%, enquanto que para instalações de potência a vapor esse valor é normalmente 1% ou 2%.

2.3.2 IRREVERSIBILIDADES DO CICLO BRAYTON SIMPLES

Na operação real de uma turbina a gás, o processo não ocorre de maneira reversível. As perdas principais ocorrem no compressor e na turbina expansora, além da perda de carga no fluxo do fluido pela câmara de combustão.

Na Figura 10 pode-se identificar o efeito das irreversibilidades no ciclo real.

Figura 10: Efeito das irreversibilidades no ciclo Brayton real



Fonte: (VAN WYLEN, 2003)

Os pontos 2s e 4s representam as operações reversíveis do ciclo ideal no compressor e turbina expansora respectivamente, enquanto que os pontos 2 e 4 mostram o distanciamento do ciclo ideal devido as irreversibilidades nestes dois componentes.

A variação da linha de pressão constante entre 2 e 3 deve-se à perda de carga na câmara de combustão.

A eficiência isoentrópica do compressor e turbina expansora são definidas pelas equações seguintes.

Eficiência isoentrópica do compressor:

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (21)$$

Eficiência isoentrópica da turbina expansora:

$$\eta_t = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (22)$$

2.4 CICLO BRAYTON COM REGENERADOR

No processo de exaustão do ciclo Brayton, o gás é exaurido a uma temperatura que, em geral, é muito superior à ambiente. Essa diferença de temperatura tem um potencial de utilização bastante elevado.

Como forma de recuperar a energia do gás, pode-se inserir no ciclo um trocador de calor de maneira que parte da energia do gás da exaustão seja transferida para o ar que entra na câmara de combustão, pré-aquecendo o mesmo.

Desta maneira, parte da energia proveniente do combustível para aquecer o gás na câmara de combustão é economizada, aumentando de maneira bastante considerável a eficiência do ciclo. O ciclo pode ser visto na Figura 11.

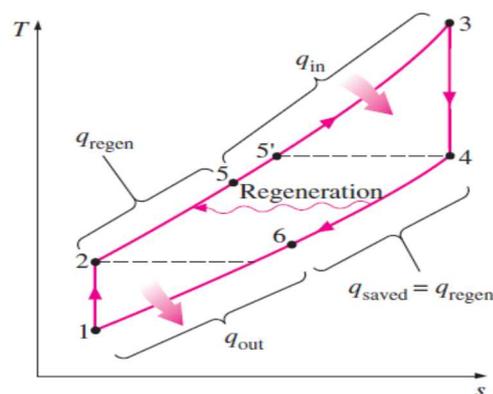
Em turbinas mais compactas, também conhecidas como microturbinas, devido às suas restrições geométricas, a eficiência alcançada é menor do que nos outros tipos de turbina. A inclusão do regenerador neste equipamento, é crucial para tornar a sua operação viável.

De acordo com Kim (2004), a eficiência térmica de micro turbinas a gás adotando recuperadores está em torno de 30%, sendo cerca do dobro da encontrada para micro turbinas com ciclos simples.

Na Figura 11, pode-se observar no gráfico $T \times s$, o calor transferido no trocador entre o gás exaurido (linha 4-6) e o que entra na câmara de combustão (linha 2-5). Na câmara de combustão, é necessário apenas aquecer o gás, elevando a temperatura do ponto 5 ao 3.

Shapiro (2011) acrescenta que a transferência externa requerida por uma instalação de potência a gás diminui, à medida que a entalpia em 5 aumenta e, desse modo, conforme a temperatura T_5 aumenta.

Figura 11: Diagrama T-s do ciclo Brayton regenerativo

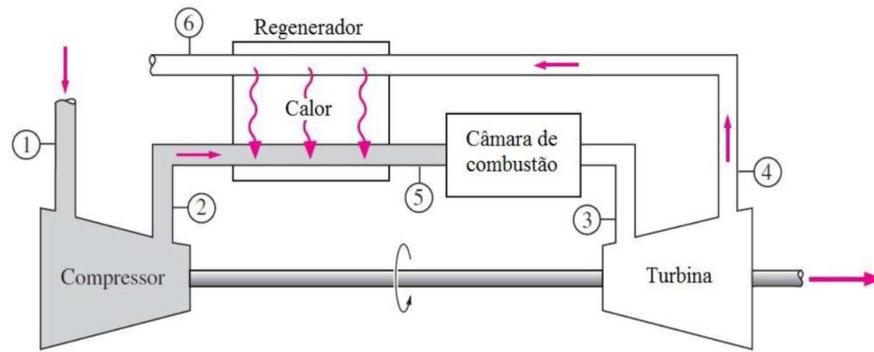


Fonte:(CENGEL, 2008) adaptado)

Na Figura 11, observa-se ainda que há um valor máximo para o qual a temperatura na entrada da câmara de combustão pode ser elevada pela troca no regenerador. Esta temperatura ideal está representada no gráfico pelo ponto 5'. Ela é a mesma do ponto 4 que representa o ponto de extração da turbina.

Em geral são utilizados trocadores de calor a contracorrente como o ilustrado na Figura

Figura 12: Turbina a gás com ciclo regenerativo

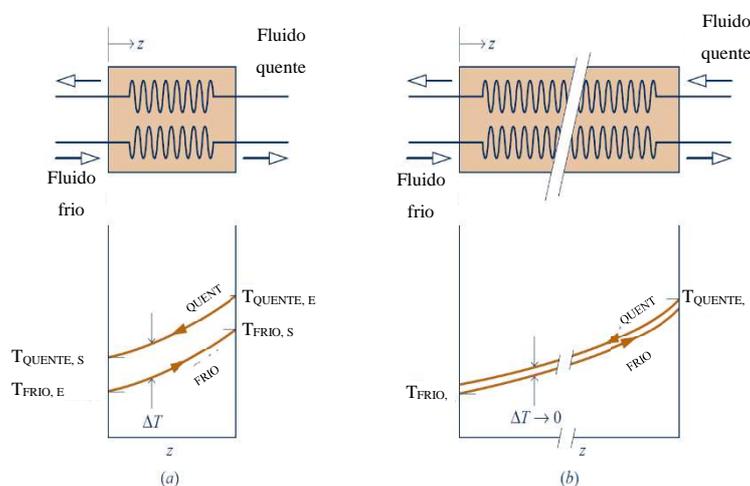


Fonte:(CENGEL, 2008)

Em um trocador de calor ideal, com área suficiente para que todo o calor fosse trocado da fonte quente (gás de exaustão) para a fonte fria (ar que entra da câmara de combustão) haveria uma mínima diferença de temperatura entre os gases. No entanto, por questões de projeto, trocadores de calor utilizados neste ciclo devem ser compactos o que ocasiona aumento da diferença de temperatura e por consequência na diferença de entalpia dos gases envolvidos.

De acordo com Shapiro (2011), no caso limite de uma área infinita de troca de calor, a diferença de temperatura tenderia a zero, Figura 12 (b). Ainda segundo o mesmo autor, neste caso, a temperatura de saída da corrente mais fria se aproximaria da temperatura de entrada do gás mais quente, tendendo a zero no caso limite. Portanto pode-se concluir que o valor máximo teórico para a temperatura de saída do gás aquecido T_5 (Figura 11) é igual à temperatura de entrada do gás quente T_4 , nunca superior, sendo obtida apenas caso o regenerador estivesse operando de modo reversível.

Figura 12: Esquema da distribuição de temperatura num regenerador



Fonte: (SHAPIRO, 2011)

Um parâmetro utilizado para medir o quão próximo de uma trocador de calor ideal é o que se está analisando é denominado de efetividade ε .

A efetividade é a razão entre a taxa real de transferência de calor para um trocador de calor e a taxa máxima de transferência de calor possível $0 \leq \varepsilon \leq 1$ (INCROPERA et al., 2007).

Seguindo a numeração da Figura 11, a efetividade é calculada da seguinte forma:

$$\varepsilon = \frac{h_5 - h_2}{h_4 - h_2} \quad (23)$$

De acordo com Çengel (2008), a efetividade da maioria dos trocadores está abaixo de 0,85. Shapiro (2011) acrescenta que os valores típicos da efetividade dos regeneradores estão na faixa de 60% a 80%.

2.4.1 EFICIÊNCIA TÉRMICA DO CICLO BRAYTON REGENERATIVO

Para um ciclo com regeneração como o representado no gráfico T x s da Figura 11, a equação para o cálculo da eficiência térmica é dada da seguinte maneira:

Novamente, partindo da equação (13)

$$\eta_T = \frac{W_{liq}}{q_e} = \frac{W_t - |W_c|}{q_e} \quad (24)$$

η_T : Eficiência térmica de uma turbina à gás.

Mas:

$$q_e = c_p(T_3 - T_5) \quad (25)$$

$$W_t = c_p(T_3 - T_4) \quad (26)$$

$$W_c = c_p(T_2 - T_1) \quad (27)$$

q_e : Calor liberado pela câmara de combustão

W_t : Trabalho realizado na turbina expansora.

W_c : Trabalho consumido pelo compressor.

Considerando um regenerador ideal tem-se $T_5 = T_5' = T_4$

logo $q_e = W_t$

Portanto:

$$\eta_T = \frac{W_{liq}}{q_e} = 1 - \frac{|W_c|}{W_t} = 1 - \frac{c_p(T_2 - T_1)}{c_p(T_3 - T_4)} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right)}{T_3 \left(1 - \frac{T_4}{T_3} \right)} = 1 - \frac{T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{T_3 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (28)$$

$$\eta_T = 1 - \frac{T_1}{T_3} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (29)$$

Da equação (29), pode-se tirar algumas conclusões sobre o ciclo regenerativo:

Observa-se agora que a relação de r_p do compressor com o rendimento do ciclo é inversa, ou seja, diferente do que ocorre para o ciclo Brayton simples, o aumento da razão de pressão ocasiona uma diminuição no rendimento do ciclo.

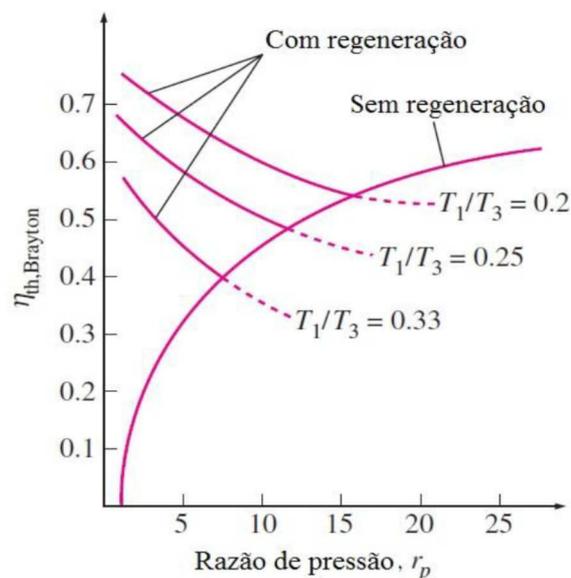
Além disso, o rendimento passa a ser dependente das temperaturas T_1 , e T_3 , sendo elas a mínima e máxima no ciclo, respectivamente.

Çengel (2008) fornece uma análise com diversas razões de pressão e relações entre temperaturas mínimas e máximas como se pode observar no gráfico da Figura .

Na análise deste gráfico, observa-se que o rendimento dos ciclos com regeneração diminui com o aumento da razão de pressão e ele também é menor para os casos em que a relação T_1/T_3 é maior.

A Figura ainda mostra a diferença do comportamento de um ciclo Brayton sem regeneração onde a eficiência térmica aumenta com a elevação da razão de pressão do compressor.

Figura 14: Eficiência térmica do ciclo Brayton com e sem regenerador



Fonte:(ÇENGEL, 2008)

2.5 MAPAS CARACTERÍSTICOS

Microturbinas a gás frequentemente são operadas em condições diferente daquelas para as quais foram projetadas, variando tanto as condições ambientais quanto às potências solicitadas. Nestas situações, o comportamento da microturbina não é o mesmo daquele para as condições de projeto, variando consumo, eficiência, dentre outros aspectos.

O processo de predição do comportamento da turbina a gás em cargas parciais envolve métodos de cálculo do comportamento termodinâmico dos componentes da turbina. (JANSOHN, 2013) Em especial para este trabalho, serão abordados os estudos do comportamento de compressores e turbinas.

Como já dito anteriormente, turbomáquinas são projetadas para satisfazer às suas condições de projeto, portanto, é obvio que os seus comportamentos não serão os ideais para condições distantes das de projeto.

Devido a isso, é necessário uma metodologia capaz de caracterizar o comportamento destes equipamentos tanto nas condições de projeto quanto nas condições de cargas parciais.

2.5.1 VARIÁVEIS ADIMENSIONAIS NA CONSTRUÇÃO DO MAPA CARACTERÍSTICO DO COMPRESSOR

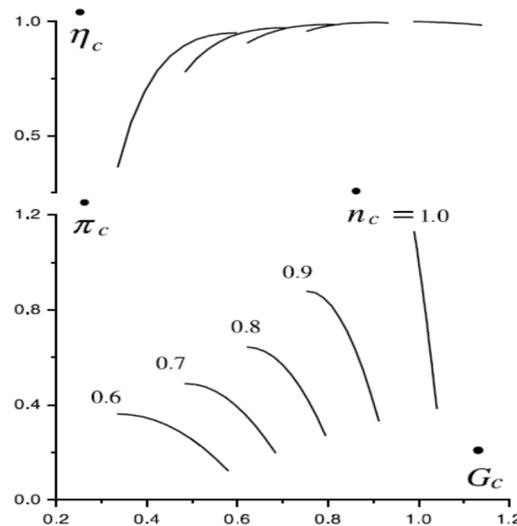
Uma forma comumente utilizada para a obtenção do comportamento de turbomáquinas dá-se através de curvas que fornecem a pressão e temperatura plotadas em função da vazão mássica em diferentes linhas para vários valores da velocidade de rotação.

Estes gráficos são conhecidos como mapas característicos. De acordo com Kurzke, (2014), um mapa é usualmente um gráfico com linhas relacionando a razão de pressão e fluxo mássico corrigido, de maneira a torná-lo adimensionalizado, como será visto a seguir. Estas linhas são obtidas para cada valor de velocidade também adimensionalizada. Outras linhas de contornos adicionais são inseridas e representam os pontos de eficiência constante. A eficiência pode também ser inserida separadamente, variando com a velocidade de rotação adimensionalizada como visto no gráfico da Figura 13.

As variáveis citadas, no entanto, são dependentes de outras propriedades como temperatura e pressão de entrada do compressor e as propriedades físicas do fluido de trabalho, de maneira que seria necessário um número impraticável de experimentos para a obtenção dos resultados que cobrissem toda a gama de possibilidades de análise (SARAVANAMUTTOO; ROGERS; COHEN, 2001).

Uma forma de minorar o trabalho a ser realizado é obtida através do uso de análise dimensional, técnica esta que se vale da combinação de variáveis para formar números adimensionais em menor quantidade e mais facilmente manipuláveis.

Figura 13: Mapa característico para um compressor



Fonte: (WANG; CAI; ZHANG, 2004)

Como será demonstrado a seguir, a caracterização completa de qualquer compressor ou turbina pode ser realizada com apenas dois gráficos, sendo eles a relação da eficiência x vazão e da razão de pressão x vazão, após estes termos terem recebidos o tratamento de adimensionalização.

Inicialmente alguns aspectos preliminares devem ser esclarecidos para a melhor compreensão da técnica de adimensionalização. Nos parágrafos a seguir eles serão discutidos:

Para associações que utilizem a temperatura como propriedade, é sempre conveniente relacionar a constante universal dos gases R , afim de que o produto $R \cdot T$ seja igualado à razão entre pressão e massa específica P/ρ , advinda da relação de estado para o gás perfeito. Isto dá uma dimensão de $ML^{-1}T^{-2}/ML^{-3} = L^2T^{-2}$, sendo esta a mesma dimensão da (velocidade)².

Segundo Saravanamuttoo, Rogers e Cohen (2001), quando o mesmo gás ou ar é usado em diferentes testes para o mesmo equipamento, o componente R pode ser eliminado. Caso haja, no entanto, a possibilidade de outro gás ser utilizado, ele deve constar na expressão final.

A densidade ρ , por sinal, é outra propriedade física de grande influência no comportamento do compressor e turbina e que aparecerá constantemente nas análises. Como já

foi visto, se os valores da pressão P e o produto $R \cdot T$ forem conhecidos, ρ pode ser substituído da seguinte forma ($\rho = p/RT$).

Uma terceira propriedade do gás que também pode ter influência nos componentes da turbina é a viscosidade do fluido de trabalho. A presença desta variável pode resultar no surgimento de um grupo adimensional com caráter do N° de Reynold. De acordo com Saravanamuttoo, Rogers e Cohen (2001) nas condições de alta turbulência, (condições normalmente encontradas em equipamentos como os compressores e turbinas) a experiência mostra que este fator é negligenciável e é, geralmente, retirado nas análises de turbomáquinas.

Tendo os conceitos preliminares acima esclarecidos, é possível estabelecer uma relação entre as quantidades que influenciam o comportamento de um compressor ou turbina. Segundo Saravanamuttoo, Rogers e Cohen (2001), a solução do problema deve ser na forma de uma equação em função das variáveis abaixo, resultando em uma equação que se iguale a zero.

$$\text{Função } (D, N, m, p_{0i}, p_{0j}, RT_{0i}, RT_{0j}) = 0 \quad (30)$$

Onde:

D: Componente linear dimensional da máquina (geralmente é o diâmetro do impelidor)

N: Velocidade de rotação

P: Pressão

R: Constante Universal dos Gases

T: Temperatura

m: Massa

Índice i: Entrada no equipamento

Índice j: Saída do equipamento

Índice 0: Condições de projeto

Pelo teorema PI de Vaschy-Buckingham, sabe-se que a função de 7 variáveis expressas na equação (30) é reduzida para uma função de $(7-3=4)$ grupos adimensionais formados por estas variáveis, devido a presença de 3 unidades fundamentais (M,L,T) nos grupo dimensional original.

Existem inúmeras formas de representar os 4 grupos adimensionais. Por conveniência, foram escolhidos os seguintes grupos:

$$\frac{p_{0j}}{p_{0i}}, \frac{T_{0j}}{T_{0i}}, \frac{m\sqrt{(RT_{01})}}{D^2\rho_{0i}}, \frac{ND}{\sqrt{(RT_{0i})}} \quad (31)$$

Os componentes R e D podem ser omitidos quando os equipamentos analisados possuem dimensões fixas, reduzindo a função anterior à:

$$\text{Função} \left(\frac{p_{0j}}{p_{0i}}, \frac{T_{0j}}{T_{0i}}, \frac{m\sqrt{(T_{0i})}}{\rho_{0i}}, \frac{N}{\sqrt{(T_{0i})}} \right) = 0 \quad (32)$$

Apesar de não serem grupos completamente adimensionais, as quantidades $\frac{m\sqrt{(T_{0i})}}{\rho_{0i}}$ e $\frac{N}{\sqrt{(T_{0i})}}$ são geralmente denominadas fluxo de massa adimensional e velocidade rotacional adimensional, respectivamente. A escolha destas quantidades tem grande importância estratégica nas análises dos equipamentos pois elas retiram o efeito das diferenças de pressão, temperatura e fluxo do estudo. A utilização delas favorece a comparação entre diferentes modelos de compressores e turbinas expansoras, quando os mesmos não possuem variações de dimensão e quando as propriedades do gás são conhecidas.

Saravanamuttoo, Rogers e Cohen (2001) explicam que é necessário apenas que se construam duas curvas para descrever o comportamento completo de um equipamento. A primeira delas é a da razão de pressão $\bar{P} = \frac{p_{0j}}{p_{0i}}$ versus o fluxo de massa adimensional $\bar{G} = \frac{m\sqrt{(T_{0i})}}{\rho_{0i}}$, usando a rotação $\bar{n} = \frac{N}{\sqrt{(T_{0i})}}$ adimensional como o parâmetro fixo.

O traço acima das variáveis significa que elas passaram pelo processo de adimensionalização.

A segunda curva é a da eficiência isoentrópica relativa $\bar{\eta}$, que é a razão entre a eficiência nominal e para cargas parciais, versus o fluxo de massa adimensional $\bar{G} = \frac{m\sqrt{(T_{0i})}}{\rho_{0i}}$, usando a rotação $\bar{n} = \frac{N}{\sqrt{(T_{0i})}}$ adimensional como o parâmetro fixo, ambas podendo ser vistas na Figura 13, para um compressor.

Com a confecção destas duas curvas pode-se caracterizar os equipamentos em toda sua faixa de operação, obtendo-se, assim, valores operacionais que são cruciais para a análise do comportamento de turbinas a gás.

2.5.2 LINHA DE SURGE E LINHA DE CHOQUE

Existem dois fenômenos com grande importância na análise das curvas características que delimitam a faixa de operação para estas turbomáquinas. Estes pontos são conhecidos como ponto de Surge e ponto de Choque. A seguir, será feita uma breve análise dos mesmos.

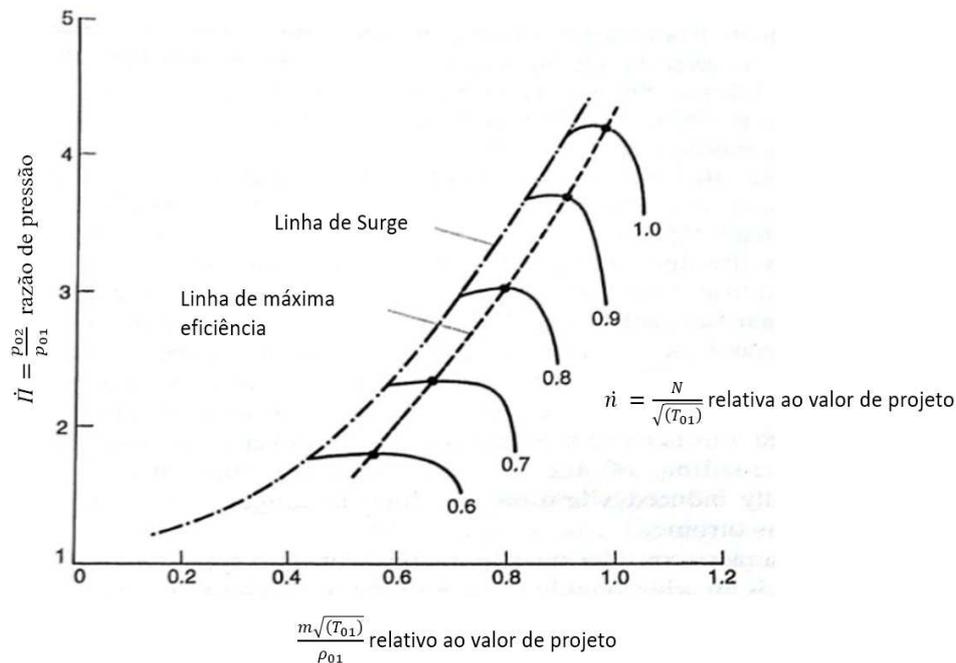
De acordo com Boyce (2006), um compressor está em Surge quando há a reversão do fluxo principal do fluido por um curto espaço de tempo. Esta reversão está associada a uma queda repentina na pressão de descarga, quando o fluxo mássico do fluido é diminuído, com pulsações aerodinâmicas violentas que são transmitidas para todo o equipamento. É um processo momentâneo, mas, que a depender das condições do fluxo, pode-se repetir de maneira descontrolada causando danos permanentes ao equipamento.

Na outra extremidade da faixa de operação, com fluxo mássico mais elevado, ocorre outro fenômeno conhecido como Choque. Com o aumento do fluxo de massa e diminuição da pressão, a densidade é reduzida e o componente radial da velocidade do fluido tende a subir. Para uma mesma velocidade de rotação dos componentes, esta velocidade se elevará até um ponto em que nenhum acréscimo no fluxo de massa poderá ser alcançado pois, neste ponto, o fluido se encontra em Mach 1, na posição de menor área de circulação do fluido dentro do equipamento. Esta condição causa um rápido decréscimo na eficiência do equipamento assim como na sua razão de pressão.

Diferentes curvas podem ser construídas para distintos valores de velocidades de rotação. Em cada curva haverá um ponto diferente onde ocorre o surge, sendo o limite de operação à esquerda do mapa e o choque, o seu limite à direita, como visto na Figura 14 que representa o mapa característico de um compressor.

A eficiência do equipamento também varia com o fluxo de massa a uma dada velocidade. No entanto o valor máximo é aproximadamente o mesmo para todas as velocidades. Uma linha representando os pontos de operação de máxima eficiência também pode ser identificado na Figura 14, sendo estes os pontos ideais de operação do equipamento

Figura 14: Mapa característico para um compressor com linha de surge



Fonte: (SARAVANAMUTTOO; ROGERS; COHEN, 2001) adaptado

2.5.3 FORMULAÇÃO ANALÍTICA PARA DETERMINAÇÃO DE MAPAS CARACTERÍSTICOS

A fim de prever o desempenho em cargas parciais ou partload de uma microturbina, são necessários os componentes característicos, que são gerados durante o projeto das turbomáquinas (JANSOHN, 2013).

No entanto, foi desenvolvida uma metodologia capaz de fornecer estes componentes característicos através de fórmulas analíticas, substituindo a necessidade de ábacos e gráficos de desempenho.

Zhang e Cai (2002) desenvolveram uma formulação que se utiliza da análise adimensional citada anteriormente para caracterizar o comportamento partload do compressor e da turbina expansora como componentes de uma turbina a gás.

Nesta metodologia, os valores de algumas variáveis se dão pela razão entre seus valores nominais e o valor para cargas parciais ou partload. A estas variáveis, serão dadas a denominação de reduzidas.

O índice subscrito “0”, sempre que aparecer, indicará que aquele valor se refere à condição de projeto.

Já o índice superscrito “~”, quando aparecer, indicará que aquela variável é a razão entre o valor fora de projeto (off-design) e o valor de projeto.

A análise visa caracterizar a razão de pressão do compressor, sua eficiência isoentrópica e a eficiência isoentrópica da turbina expansora. Ao final, com algumas considerações, pode-se obter os mapas característicos de ambas as turbomáquinas, variando com a velocidade de rotação da turbina a gás.

Para o compressor, a equação (33) fornece o cálculo da razão de pressão reduzida $\widetilde{\Pi}_c = \Pi_c / \Pi_{c0}$, que é definida, em função da vazão mássica reduzida \widetilde{G} , além de 3 variáveis c_1, c_2, c_3 .

$$\Pi_c / \Pi_{c0} = c_1 \widetilde{G}^2 + c_2 \widetilde{G} + c_3 \quad (33)$$

Onde:

Π_c : Razão de pressão no compressor fora das condições de projeto

Π_{c0} : Razão de pressão no compressor para condições de projeto

\widetilde{G} : Vazão mássica reduzida

$$\widetilde{\Pi}_c = \frac{\Pi_c}{\Pi_{c0}} \quad (34)$$

As variáveis c_1, c_2, c_3 são dependentes da velocidade de rotação reduzida \widetilde{n}_c além de uma quarta variável c também definida a seguir:

$$c_1 = \frac{\widetilde{n}_c}{c} \quad (35)$$

$$c_2 = \frac{p' - 2m'\widetilde{n}_c^2}{c} \quad (36)$$

$$c_3 = \frac{-p'm'\widetilde{n}_c + m'^2\widetilde{n}_c^3}{c} \quad (37)$$

$$c = p' \left(1 - \frac{m'}{\widetilde{n}_c} \right) + \widetilde{n}_c (\widetilde{n}_c - m')^2 \quad (38)$$

Lembrando que a velocidade abordada \widetilde{n}_c é a relação entre as velocidades adimensionais off-design \overline{n}_c e, nas condições de projeto, \overline{n}_{c0} , sendo elas:

$$\overline{n}_{c0} = \frac{n_{c0}}{\sqrt{(T_{i0})}} \quad (39)$$

$$\overline{n_c} = \frac{n_c}{\sqrt{(T_i)}} \quad (40)$$

A velocidade reduzida \tilde{n} é então dada por:

$$\tilde{n}_c = \frac{\overline{n_c}}{\overline{n_{c0}}} = \frac{n}{n_0} \sqrt{\frac{T_{10}}{T_1}} \quad \text{onde } \frac{n}{n_0} = n_{ra}, \text{ logo } \tilde{n} = n_{ra} \sqrt{\frac{T_{10}}{T_1}} \quad (41)$$

O índice 1 subscrito representa o ponto de entrada do compressor.

Os coeficientes m' e p' utilizados nas equações (36) á (38) são adimensionais e seus valores são arbitrários. De acordo com Malinowski e Lewandowska (2013), eles devem ser obtidos por tentativa e erro para se chegar à fórmula correta dos mapas do compressor e turbina expansora, sendo que p e m devem obedecer à seguinte relação $\sqrt[3]{p'} \geq \frac{2m'}{3}$.

Wang, Cai e Zhang (2004) acrescentam que a escolha das constantes m' e p' para o desenvolvimento dos mapas característicos é a chave do sucesso para calcular o desempenho do ciclo.

Estudos realizados por Pinto, Charamba e Lira JR (2017) indicam que existe relação entre o valores de m' e p' e os tipos de compressores, podendo ser eles axiais e radiais.

Assim como a razão de pressão, Zhang e Cai (2002) também definem a relação da eficiência isoentrópica reduzida para o compressor $\tilde{\eta}_c$, que depende da vazão mássica reduzida da turbina \tilde{G}_c , da sua velocidade de rotação reduzida \tilde{n}_c e de um coeficiente adimensional c_4 de acordo com a equação (42).

$$\eta_c / \eta_{c0} = [1 - c_4(1 - \tilde{n}_c)^2] \left(\frac{\tilde{n}_c}{\tilde{G}_c}\right) \left[2 - \left(\frac{\tilde{n}_c}{\tilde{G}_c}\right)\right] \quad (42)$$

De maneira similar, é definida por Zhang e Cai (2002) a relação da eficiência isoentrópica reduzida $\tilde{\eta}_t$ para a turbina, na equação (43), dependente da vazão mássica reduzida da turbina \tilde{G}_t , da sua velocidade de rotação reduzida \tilde{n}_t e de um coeficiente adimensional t_4 .

$$\eta_t / \eta_{t0} = [1 - t_4(1 - \tilde{n}_t)^2] \left(\frac{\tilde{n}_t}{\tilde{G}_t}\right) \left[2 - \left(\frac{\tilde{n}_t}{\tilde{G}_t}\right)\right] \quad (43)$$

De forma análoga, a velocidade reduzida \tilde{n}_t é então dada por:

$$\tilde{n}_t = \frac{\overline{n_t}}{\overline{n_{t0}}} = \frac{n}{n_0} \sqrt{\frac{T_{30}}{T_3}} \quad \text{onde } \frac{n_t}{n_{t0}} = n_{ra}, \text{ logo } \tilde{n}_t = n_{ra} \sqrt{\frac{T_{30}}{T_3}} \quad (44)$$

O índice 3 subscrito representa o ponto de entrada da turbina.

Ambos c_4 e t_4 são adimensionais e seus valores são arbitrários. Assim como os valores anteriores, eles também devem ser obtidos por tentativa e erro a fim de se chegar à fórmula apropriada dos mapas de desempenho do compressor e turbina.

A seguir Zhang e Cai (2002) define a relação entre as vazões off-design G e nas condições de projeto G_0 .

$$\frac{G}{G_0} = \alpha \sqrt{\frac{T_{30}}{T_3}} \sqrt{\frac{(\Pi_t^2 - 1)}{(\Pi_{t0}^2 - 1)}} \quad (45)$$

Onde:

Π_t : Razão de pressão na turbina expansora fora das condições de projeto.

Π_{t0} : Razão de pressão na turbina expansora para condições de projeto.

α é relativo à influência da velocidade de rotação da turbina.

$$\alpha = \sqrt{1,4 - \frac{0,4n_t}{n_{t0}}} \quad (46)$$

De acordo com Zhang e Cai, (2002) as equações da modelagem analítica acima, equações (33) a (46), são válidas para as seguintes condições de equilíbrio:

Velocidade de rotação da turbina expansora igual a velocidade de rotação do compressor:

$$n_t = n_c \quad (47)$$

Vazão do fluido de trabalho na turbina expansora igual à vazão do compressor:

$$G_t = G_c \quad (48)$$

Relação entre a razão de pressão da turbina expansora e do compressor, onde Φ representa um coeficiente de perda de carga entre os dois componentes:

$$\Pi_t = \Phi \Pi_c \quad (49)$$

Esta metodologia vincula todas as variáveis à velocidade de rotação da turbina expansora e compressor, além de algumas propriedades obtidas para condições de projeto, além de fatores adimensionais que devem ser conhecidos previamente. Ela é de grande utilidade para simulações da operação da turbina a gás em cargas parciais.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A análise do comportamento de microturbinas tem sido alvo de pesquisas acadêmicas já há algumas décadas. Análises foram realizadas tanto com enfoque em seus componentes separadamente tais como compressor, turbina expansora e regenerador, como também, na microturbina de maneira global. Todos os estudos visam a melhoria da eficiência destes equipamentos tanto em situações de carga de projetos quanto em operações fora das condições de projeto. A seguir serão citados alguns dos principais estudos realizados nos últimos anos.

3.1 COMPRESSORES E MAPAS CARACTERÍSTICOS

T. R. Camp e J. H. Horlock (1993) estudaram o comportamento de um compressor de multi-estágio com base em um modelo analítico, visando compreender o impacto da escolha de certos parâmetros de projeto no seu comportamento em cargas fora de projeto ou off-design.

Zhang e Cai (2002) desenvolveram uma metodologia analítica para a simulação de turbinas de eixo único em cargas nominais e parciais operando com velocidade constante baseada na caracterização analítica dos mapas característicos de compressores e de turbinas expansoras. Este modelo substitui a necessidade do uso de gráficos para determinar os pontos de operação da microturbina e serviu de base para o desenvolvimento de outros modelos para simulação de microturbinas como será visto mais adiante.

Wang, Cai e Zhang (2004) ampliaram a metodologia desenvolvida por Zhang e Cai (2002) para microturbinas de eixo único com ciclo regenerativo e velocidade variável, constatando que as operações com velocidades variáveis são mais eficientes do que aquelas com velocidade constante.

Pečinka. J (2011) também desenvolveu um método numérico para determinação de pontos de operação para compressores a fim de substituir a necessidade de mapas gráficos. A sua metodologia é baseada em cálculos numéricos, utilizando o Matlab. Este método, no entanto, necessita de dados do comportamento do compressor quando o mesmo se encontra em cargas nominais.

Kurzke (2014) analisa quais são os fenômenos físicos que influenciam na variação da faixa de eficiência e velocidade de compressores, visando minimizar as incertezas causadas por métodos matemáticos que não levem tais efeitos em conta nas suas elaborações. Neste estudo, são mostrados que alguns mapas desenvolvidos por métodos puramente matemáticos ignoram relações físicas existentes e que podem variar os valores encontrados, dependendo das condições de operação adotadas para as turbomáquinas.

3.2 MICROTURBINAS E ESTRATÉGIAS DE CONTROLE DE CARGA

Najjar (1997) realizou, através de correlações analíticas, uma comparação entre uma turbina de eixo simples e outra de dois eixos operando ambas em sistemas de cogeração acoplados a um gerador de vapor. A análise foi realizada para diferentes condições de cargas, tanto nominais quanto em cargas parciais. Observou-se que o desempenho para turbinas de dois eixos foi muito superior à de eixo simples, chegando a recuperar 5 vezes mais calor do gás de exaustão nas menores condições de carga. Segundo o autor, quando o arranjo é feito com a turbina de eixo simples, há uma queda mais significativa na temperatura dos gases de exaustão nas condições de cargas parciais, o que não ocorre de maneira tão brusca para turbinas de dois eixos, o que pode explicar esta diferença.

Barbosa (1997) construiu um simulador numérico para turbinas a gás, capaz de obter dados de operação tanto para condições de projeto como fora delas. O modelo foi realizado através de blocos que representam os principais componentes da turbina, onde as suas características são inseridas individualmente, dando assim versatilidade ao simulador.

Cai (1998) desenvolveu um estudo do comportamento do regenerador quando são variados parâmetros tais como a razão de pressão ou razão de temperatura em uma turbina. Ele sugere uma nova abordagem para a análise da eficiência do recuperador em uma turbina através da diferença média de temperatura na troca de calor do recuperador. Este estudo serviu de base para análises posteriores realizadas por Wang, Cai e Zhang (2004) e Malinowski e Lewandowska (2013) para o comportamento da efetividade na recuperação do calor dos gases de exaustão numa microturbina.

Kim (2004) estudou o comportamento de turbinas com diferentes valores de eficiências térmicas. Nos seus resultados, foi percebido que, quanto maior a eficiência nominal de uma turbina, menor vai ser a taxa de queda da eficiência desta turbina quando operando em cargas parciais (partload), ou seja: o avanço tecnológico para melhoria da eficiência em condições de projeto de uma turbina também é acompanhado da melhoria na eficiência part load dessas turbinas.

Kim e Hwang (2006) se propuseram a analisar o comportamento de turbinas a gás operando em cargas parciais. Eles utilizaram diferentes estratégias de controle de cargas, dentre elas: controle de fluxo de combustível, variação da velocidade e variação do canal de entrada em turbinas de eixo simples, bocais simples e de área variável para configurações de turbinas de eixo duplo.

Das estratégias utilizadas, a que se mostrou mais eficiente foi a de variação da velocidade de operação com a configuração de eixo simples, sendo que a sua eficiência se manteve próxima de condições de projeto em uma extensa variação de carga.

Nascimento et al. (2008) analisaram o desempenho térmico e as emissões de uma microturbina de 30 kW operando em cargas parciais e a plena carga utilizando como combustível, diesel, biodiesel e a mistura de 50% biodiesel e 50% diesel. A simulação do desempenho ocorreu utilizando o software Gate cycle GE. Foram colhidos dados experimentais para serem comparados com a simulação, havendo boa concordância entre a simulação e o experimento.

Aklilu e Gilani (2010) desenvolveram um modelo matemático para simular uma turbina de eixo simples com carga parcial utilizando como estratégia de controle de carga, o controle do fluxo de combustível e também a variação da geometria do compressor, este último, utilizado apenas para cargas relativas acima de 50%. Modelo este, capaz de verificar a influência da variação da temperatura ambiente no comportamento da turbina. Foram criados mapas de desempenho para o compressor e turbina baseados em dados de fabricante para uma turbina com capacidade de geração de 4.2MW. O modelo mostrou boa correlação com dados experimentais.

Haglund (2010) comparou o desempenho em cargas parciais de duas turbinas sendo uma de eixo simples e outra de dois eixos aeroderivativa, ambas com controle de potência realizado através do controle de fluxo de combustível. No seu estudo, observou que o comportamento da turbina de dois eixos foi melhor que a de eixo único na operação a cargas parciais. A redução da carga foi acompanhada por um decréscimo maior da temperatura do gás de exaustão na turbina a gás de eixo simples que naquela de dois eixos. No entanto, foi notado que a turbina a gás de eixos simples respondeu mais rapidamente à variações de carga do que a turbina a gás de eixo duplo. Além disso, a turbina de apenas um eixo apresentou um comportamento mais estável em relação a de dois eixos. Além do controle de fluxo de combustível, foram analisadas duas outras estratégias de controle de carga, sendo uma pela variação das palhetas guias, aplicadas na turbina de eixo simples e outra pela variação a área do bocal de entrada no compressor, aplicado para turbina de dois eixos.

Foi observado que a eficiência térmica aumentou levemente quando foi utilizada a estratégia da variação das palhetas guias com relação ao controle de combustível na turbina simples. Já para a variação do bocal de entrada do compressor, houve um decréscimo na eficiência total da turbina de dois eixos em comparação com o controle de fluxo de combustível.

Khaliq e Dincer (2011) analisaram a influência do resfriamento do ar de entrada no compressor para a eficiência energética e exergetica, visando aumentar a eficiência de turbinas que operam em regiões que possuem verões mais quentes. Foi estudado também o efeito da razão de pressão na entrada na turbina para a eficiência energética e exergetica

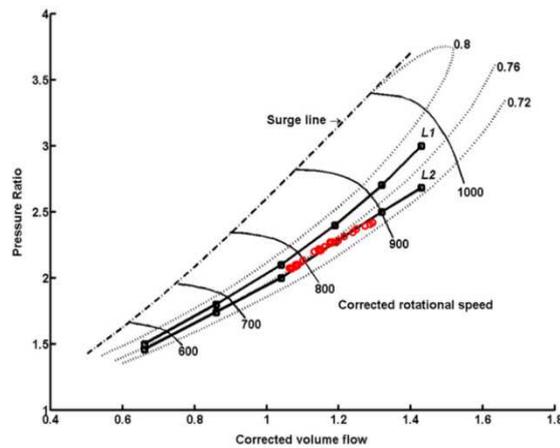
Rocha, Andreos e Simões-Moreira (2012) realizaram análises experimentais em cargas nominais e parciais numa pequena planta de trigerção baseadas em uma microturbina com capacidade de 30kW e um motor de combustão interna com capacidade de geração de 26kW acoplados a um chiller de absorção. Os dois modelos foram comparados, verificando a viabilidade da trigerção em ambos os sistemas.

Wei e Zang (2013) estudaram o comportamento de uma turbina à gás ligada a um ciclo de aumento da umidade do ar. Foi criado um modelo de bancada com uma turbina de eixo duplo acoplada ao sistema de saturação de ar onde foram postas duas situações de controle de cargas parciais: na primeira foi mantido o fluxo de combustível constante na turbina e na segunda foi fixada a temperatura de entrada na turbina expansora.

No primeiro caso, com fluxo de combustível constante, quando houve acréscimo da humidade no ar, ocorreu aumento da potência gerada e diminuição da temperatura de combustão, o que leva à diminuição das tensões térmicas na câmara de combustão, havendo também diminuição na emissão de NO_x. No segundo caso, com a temperatura na entrada do expansor constante, o aumento da umidade foi acompanhado por uma elevação na geração de potência da turbina. Estes resultados, segundo os autores, mostraram que há a possibilidade de elevar o desempenho de uma turbina, mantendo-se a temperatura máxima do ciclo constante.

Outro efeito estudado por Wei e Zang (2013) foi a influência da variação da umidade no comportamento do compressor. Foi observado que, com a elevação da umidade e, mantendo-se as outras variáveis de operação constante, a linha de operação do compressor variou no sentido da diminuição da razão de pressão, se afastando da linha de surge. Na Figura 15, no mapa característico do compressor analisado, pode-se ver a linha representada por L1 antes do acréscimo da umidade e L2 após o acréscimo. Este efeito possibilita aumentar a faixa de trabalho do compressor, o que gera uma operação mais segura do mesmo.

Figura 15: Mapa característico do compressor evidenciando o efeito da variação da umidade na sua operação



Fonte: (WEI; ZANG, 2013)

Badami, Ferrero e Portoraro (2015) construíram, com auxílio do software Matlab Simulink e, baseado nas correlações de Zhang e Cai (2002), um modelo capaz de simular turbinas variando a capacidade de geração entre 20kW a 200kW. Ao modelo, foram aplicados os dados de uma turbina com capacidade 100kW, onde se obtiveram discrepâncias de apenas 4% em relação à eficiência térmica. No entanto para os dados da queda de temperatura no recuperador, a diferença foi mais significativa, alcançando 17,6% em relação aos dados experimentais

Thu et al. (2016) estudaram uma turbina a gás com capacidade de 65kW de potência elétrica nominal alimentada por gás natural comprimido num ciclo combinado de potência e calor, através de um modelo de otimização não linear. O modelo levou em conta aspectos como a composição do combustível e umidade do ar. Foi realizada uma análise exergetica onde foi visto que o combustor é responsável por 70% da destruição de exergia, sendo este o equipamento de maior impacto.

Plis e Rusinowski (2017) simularam uma turbina a gás contendo um compressor axial de 17 estágios, 14 combustores de baixa emissão e um expensor axial de 3 estágios. O modelo considerou a utilização de palhetas guias que regulam a entrada do fluxo de ar na câmara de combustão em cargas parciais. O modelo se baseou no desenvolvimento de equações empíricas para os cálculos das eficiências do compressor e expensor além dos comportamentos dos outros componentes, baseadas em dados operacionais, utilizando o método dos mínimos quadrados.

Dutra, J.C.C., et al (2017) realizou um estudo de uma microturbina com capacidade de geração de 30kW acoplado a um trocador de calor compacto a fim de aquecer óleo e fornecer calor a um chiller de absorção num ciclo de cogeração. Foi feito um modelo baseado na metodologia de Zhang e Cai (2002) e os resultados comparados com dados experimentais.

Khan (2017) realizou um estudo energético e exergético, através de modelagem matemática, para cogeração, utilizando diferentes configurações sendo elas: turbina a gás simples, turbina a gás com ciclo regenerativo e turbina com geração de vapor através de um recuperador de calor em um e dois estágios.

Wang, et al (2017) sugeriram uma estratégia alternativa de operação através da reinjeção de gás de exaustão no compressor. Apesar desta estratégia diminuir a eficiência da microturbina, houve maior calor disponível para o sistema de cogeração, o que acabou por elevar a eficiência global do sistema. O sistema consiste em uma turbina, um chiller de absorção de duplo efeito, e trocador de calor para água quente.

Howard e Modi (2017) estudaram o benefícios da aplicação de ciclo combinado de potência e calor (CHP) na diminuição dos gases do efeito estufa (Greenhouse gas-GHG).

Na avaliação realizada com turbina a gás, motores alternativos e célula combustível, foi verificado que, para climas frios, em edificações maiores, como hospitais, a microturbina se mostrou o equipamento com maior potencial de redução da emissão de GHG, quando aplicado o ciclo combinado de potência e calor.

Whiston et al. (2017) compararam um sistema híbrido, contendo célula combustível de óxido sólido e uma microturbina, no seu aspecto exergético, com um modelo contendo apenas a célula combustível. O modelo híbrido obteve eficiência exergética cerca de 6% acima segundo modelo. Ficou constatado que, apesar do modelo com apenas a célula combustível recuperar uma parcela maior de energia térmica, o modelo híbrido obteve maior eficiência elétrica.

4. METODOLOGIA

A seguir, serão descritos todos os procedimentos e cálculos realizados na execução do modelo para a simulação de uma microturbina em situações de cargas parciais com velocidade variável.

4.1 ESCOLHA DO PROGRAMA PARA RESOLUÇÃO DO MODELO ANALÍTICO

Como será visto nos itens posteriores, a resolução do problema proposto neste trabalho será dada através de uma modelagem matemática com a resolução de um sistema não linear com 7 equações. Devido a isto, faz-se necessário a utilização de um programa computacional.

Existem vários programas amplamente conhecidos capazes de resolver tal problema, como Matlab, FORTRAN, C, dentre outros. No entanto, foi escolhido o EES como o solver das equações, pois ele apresenta boas vantagens aplicadas a este modelo.

O EES possui uma vasta biblioteca de propriedades físico-químicas pré-programadas que pode ser acessada facilmente durante o seu processo de resolução do sistema. Além disso, não há a necessidade de isolar variáveis para a solução do seu sistema, pois o programa já possui algoritmos internos de otimização que reorganizam as equações de forma a solucionar o sistema de maneira mais ágil.

Internamente, a sua metodologia de resolução de equações não lineares simultâneas utiliza o método de busca de raiz de Newton que, para várias equações, substitui a derivada da função por uma matriz Jacobiana (KLEIN; NELLIS, 2014), possuindo boa velocidade de convergência mas que, por ser um método numérico, necessita de cuidado na escolha dos valores para os “chutes” iniciais

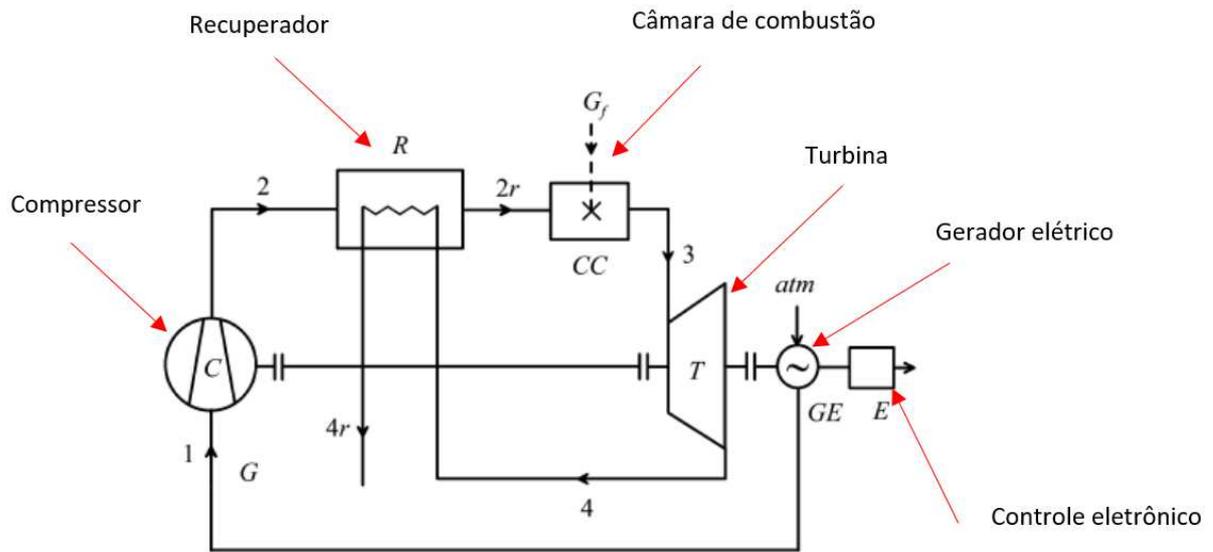
Após a resolução do problema, é importada do EES uma tabela para o EXCEL com os dados de interesse onde é feito o processamento destes resultados pela facilidade de manipulação e formatação gráfica destes dados.

4.2 MODELO ANALÍTICO DA TURBINA

4.2.1 CARACTERÍSTICAS DA TURBINA

O modelo construído refere-se a uma microturbina estacionária que opera de acordo com o ciclo Brayton regenerativo e está representado na Figura 16.

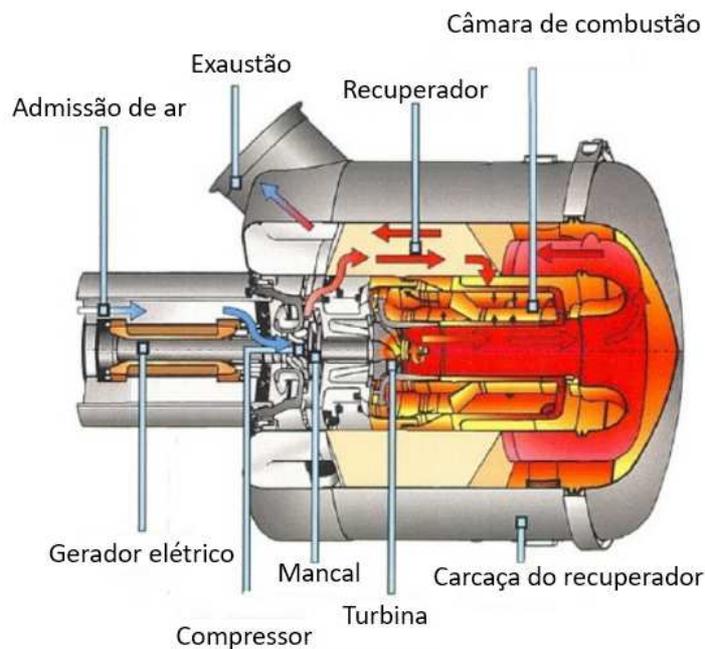
Figura 16: Diagrama de fluxo da turbina simulada



Fonte: (MALINOWSKI; LEWANDOWSKA, 2013) adaptado

A Figura 17: Microturbina em corte ilustra um corte da microturbina evidenciando seus componentes e o caminho do fluxo do gás dentro da mesma. Nota-se nesta figura a compactação do equipamento.

Figura 17: Microturbina em corte



Fonte: (CAPSTONE, 2017) adaptado

Pela Figura 16, observa-se que o sistema é composto por um compressor (C), um trocador de calor (R), a câmara de combustão (CC), uma turbina expansora (T), um gerador de energia elétrica (GE) e um controlador eletrônico (E).

Como já citado, o modelo corresponde ao ciclo Brayton aberto com regeneração. No entanto, além da troca de energia entre o gás de exaustão da turbina em 4 e o ar que sai do compressor em 2, há também o aproveitamento do calor liberado no gerador para o pré-aquecimento do ar que entra no compressor em 1. O controlador eletrônico tem a função de ajustar a frequência da energia gerada eletronicamente já que há variação de rotação do gerador em consequência da variação da velocidade de rotação na turbina.

São adotadas as seguintes considerações:

- A microturbina é operada em estado permanente;
- A microturbina é controlada pelo fluxo de combustível e a temperatura de exaustão é constante;
- A turbina expansora e o compressor são do tipo radial e montados em um eixo único;
- Os processos de compressão e expansão no compressor e turbina expansora, respectivamente são adiabáticos, mas irreversíveis;
- As perdas de pressão do recuperador, na câmara de combustão, na entrada do compressor, e na saída da turbina serão levadas em conta, assim como a dependência não linear das mesmas com a carga da turbina, diferindo assim nas condições ISO e partload;
- O ar succionado no compressor (ar da entrada) é utilizado para refrigerar o gerador;
- O fluido de trabalho é considerado como gás ideal (ar). A massa do combustível será desconsiderada devido ao alto valor da razão de excesso de ar;
- O calor específico à pressão constante do fluido de trabalho é dependente linearmente da temperatura;
- A turbina a gás é controlada de tal forma que a temperatura de saída dos gases na turbina expansora permanece constante:

4.2.2 CÁLCULO DA PERDA DE PRESSÃO DOS COMPONENTES DA TURBINA

A queda da pressão em cada componente da turbina é dada pela equação (50) abaixo

$$p_j = (1 - k_x)p_i \quad (50)$$

Onde:

p_i : Pressão na entrada do equipamento

p_j : Pressão na saída do equipamento

k_x : Coeficiente de perda de carga genérico

O valor de k_x não é constante. Ele varia da situação nominal, onde a carga de projeto é utilizada, para as situações de carga parcial, de acordo com a equação (51):

$$K_x = k_{x0} \left(\frac{G}{G_0}\right)^2 * \left(\frac{p_{i0}}{p_i}\right)^2 * \left(\frac{T_i}{T_{i0}}\right) \quad (51)$$

Onde o índice $_0$ indica que a variável possui o valor para carga nominal em condições de projeto, ou seja, valor calculado para as condições padrão, que, para esta análise, correspondem a temperatura ambiente de 15°C e pressão ambiente de 101,3 kPa (condições ISO)

Logo:

k_{x0} : Coeficiente de perda de carga para situação de carga nominal;

G_0 : Vazão mássica para carga nominal;

G : Vazão mássica para carga parcial;

p_{i0} : Pressão na entrada do equipamento para situação de carga nominal;

p_i : Pressão na entrada do equipamento para situação de carga parcial;

T_{i0} : Temperatura na entrada do equipamento para situação de carga nominal;

T_i : Temperatura na entrada do equipamento para situação de carga parcial;

Diferente da situação ideal, a razão de pressão do compressor e da turbina expansora não se equivalem. Há uma diferença devido às perdas de cargas nos equipamentos situados entre o compressor e turbina expansora.

Devido a isso, Malinowski e Lewandowska (2013) fornecem a seguinte correlação para a perda de carga global da microturbina Φ . Este fator é o mesmo utilizado para vincular as razões de pressão no compressor e na turbina expansora da equação (49) fornecida por Zhang e Cai (2002).

$$\Pi_t = \Phi \Pi_c \quad (49)$$

$$\Phi = (1 - K_{in})(1 - K_{out})(1 - K_{cc})(1 - K_{rl})(1 - K_{rh}) \quad (52)$$

Onde:

Φ : Coeficiente global de perda de carga

k_{in} : Coeficiente de perda de carga na entrada do compressor

k_{out} : Coeficiente de perda de carga na saída da turbina

k_{cc} : Coeficiente de perda de carga na câmara de combustão

k_{rl} : Coeficiente de perda de carga no trocador de calor para o gás a baixa temperatura

k_{rh} : Coeficiente de perda de carga no trocador de calor para o gás a alta temperatura

Mais uma vez, retornando à equação (49), lembra-se que, de acordo com a Figura 16, os valores da razão de pressão do compressor Π_c e da turbina Π_t serão dados da seguinte forma:

$$\Pi_t = \frac{p_3}{p_4} \quad (53)$$

$$\Pi_c = \frac{p_2}{p_1} \quad (54)$$

Os dados dos coeficientes de perda de pressão para carga nominal adotados serão os fornecidos por Malinowski e Lewandowska (2013) que, de acordo com o autor, referem-se a microturbina a gás C30 da CAPSTONE com capacidade de geração de 30 kW:

$$k_{in0} = 0,01$$

$$k_{out0} = 0,01$$

$$k_{cc0} = 0,02$$

$$k_{rl0} = 0,02$$

$$k_{rh0} = 0,02$$

4.2.3 DEFINIÇÃO DAS EQUAÇÕES PARA RESOLUÇÃO DO SISTEMA

A formulação analítica construída por Malinowski e Lewandowska (2013) é baseada na escolha de 7 equações e na resolução do seu sistema. Como será visto a seguir, algumas dessas equações foram retiradas do método desenvolvido por Zhang e Cai, (2002) para a caracterização do comportamento de turbinas expansoras e compressores. Outras equações provêm da análise do estado termodinâmico baseado na primeira e segunda lei da termodinâmica.

As equações escolhidas para o sistema no trabalho realizado por Malinowski e Lewandowska (2013) foram:

- Equação nº1 do sistema (Razão de pressão reduzida da turbina):

Equação que fornece a relação entre a razão de pressão off-design, ou seja, situação fora das condições de projeto, e nominal para o compressor, equação (33), fornecido por Zhang e Cai (2002):

$$\Pi_c / \Pi_{c0} = c_1 \tilde{G}^2 + c_2 \tilde{G} + c_3 \quad (33)$$

- Equação nº 2 do sistema (Vazão reduzida da turbina):

Substituindo $\frac{G}{G_0}$ obtido na expressão para vazão reduzida da turbina expansora (55) e Π_t obtido em (49), na equação que define a relação entre as vazões off-design e nominal (45) e, realizando algumas manipulações matemáticas, obtém-se a equação (56) que será a segunda equação a ser utilizada no sistema.

Vazão reduzida da turbina:

$$\tilde{G}_t = \frac{G_t}{G_{t0}} \frac{p_{30}}{p_3} \sqrt{\frac{T_3}{T_{30}}} \quad (55)$$

$$\tilde{G}_t = \alpha \sqrt{\frac{T_{30}}{T_3}} \sqrt{\frac{(\Phi \Pi_c)^2 - 1}{(\Pi_{t0}^2 - 1)}} * \left(\frac{p_{30}}{p_3}\right) \quad (56)$$

- Equação nº3 do sistema (Expansão isentrópica na turbina):

$$\Delta s \left[T_3, T_{4s}, \frac{1}{\Phi \Pi_c} \right] = 0 \quad (57)$$

Utilizando a equação (8) e realizando algumas manipulações matemáticas, chega-se à equação (58) abaixo que fornece o cálculo da temperatura isoentrópica da saída da turbina:

$$\Delta s(T_i, T_j, \Pi) = \int_{T_i}^{T_j} \frac{c_p(T)}{T} dT - R \ln \Pi \quad (8)$$

$$T_{4s} = T_3 * \frac{1}{((\Phi(\Pi_c/\Pi_{c0}) * \Pi_{c0})^{\frac{k-1}{k}})} \quad (58)$$

k: razão entre os calores específicos do fluido a pressão constante e volume constante, dependente da temperatura do fluido

- Equação nº 4 do sistema (Eficiência isentrópica da turbina):

Nesta equação o valor da eficiência isoentrópica da turbina a cargas offdesign η_t é dada pela expressão (43) fornecida por Zhang e Cai (2002):

$$\eta_t = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (59)$$

- Equação nº5 do sistema (Velocidade de rotação reduzida da turbina):

$$\tilde{n}_t = n_{ra} \sqrt{\frac{T_{30}}{T_3}} \quad (60)$$

Como a microturbina a gás analisada é de eixo simples, as rotações da turbina e compressor são as mesmas, portanto é válido utilizar o valor de n_{ra} dado pela equação (61) :

$$n_{ra} = \frac{n_3}{n_{30}} = \frac{n_1}{n_{10}}, \quad (61)$$

- Equação nº6 (Acoplamento das vazões da turbina e do compressor):

De acordo com o modelo, a turbina expansora e o compressor estão acoplados e como não há extração entre eles, o fluxo mássico em ambos os componentes é o mesmo, logo $G_c = G_t$ e $G_{c0} = G_{t0}$

Sendo a vazão reduzida do compressor igual a:

$$\tilde{G}_c = \frac{G_c}{G_{c0}} \frac{p_{10}}{p_1} \sqrt{\frac{T_1}{T_{10}}} \quad (62)$$

A vazão reduzida da turbina expansora é dada por:

$$\widetilde{G}_t = \frac{G_t}{G_{t0}} \frac{p_{30}}{p_3} \sqrt{\frac{T_3}{T_{30}}} \quad (63)$$

Portanto, isolando os termos $\frac{G_c}{G_{c0}}$ na equação (62) e $\frac{G_t}{G_{t0}}$ na equação (63), e igualando ambos, obtém-se a equação (64) abaixo:

$$\widetilde{G}_c \frac{p_1}{p_{10}} \sqrt{\frac{T_{10}}{T_1}} = \widetilde{G}_t \frac{p_3}{p_{30}} \sqrt{\frac{T_{30}}{T_3}} \quad (64)$$

- Equação nº7 (Pressão na entrada da turbina):

Aplicando a equação (50) e incluindo o fator de perda de carga da câmara de combustão e do regenerador, obtém-se a equação (65) para a pressão na entrada da turbina expansora.

$$p_3 = (1 - K_{cc})(1 - K_{rh})\Pi_c p_1 \quad (65)$$

Ao final da resolução das 7 equações através de um sistema não linear, é possível determinar os valores das seguintes variáveis: \widetilde{n}_t , \widetilde{G}_c , \widetilde{G}_t , Π_c , p_3 , T_3 , T_{4s} sendo que a única variável independente é o valor da razão da velocidade de rotação do eixo n_{ra} .

Como será mostrado posteriormente, os valores das temperaturas e pressões nos outros pontos podem ser encontrados aplicando equações de balanço de energia baseadas na primeira e segunda lei da termodinâmica, além das equações de conservação da massa.

4.2.4 ANÁLISE DOS DADOS TERMODINÂMICOS

Após a obtenção dos parâmetros pela metodologia citada no item 0, os dados a seguir podem, então, ser calculados:

A pressão do ar na entrada do compressor p_1 é obtida pelo cálculo da perda de carga na tomada de ar pelo compressor, utilizando a equação (50) adaptada que gera a equação (66):

$$p_1 = p_{atm}(1 - k_{in}) \quad (66)$$

O ar que chega ao compressor é aquecido, retirando a taxa de calor \dot{Q}_{atm} excedente do gerador elétrico e refrigerando o mesmo.

$$\dot{Q}_{atm} = \dot{W}_m(1 - \eta_g) \quad (67)$$

Onde:

\dot{Q}_{atm} : Taxa de calor retirada do gerador elétrico

\dot{W}_m : Potência Mecânica gerada na microturbina a gás

η_g : Eficiência do gerador elétrico

A temperatura T_1 que é a do o ar que entra no compressor após absorver o calor do gerador é inicialmente assumida. No entanto, após serem calculados os valores da vazão mássica G e da taxa de calor transferida do gerador para o ar que entra no compressor \dot{Q}_{atm} , pode-se então calcular T_1 pela equação (68):

$$\dot{Q}_{atm} = G(h(T_1) - h(T_{atm})) \quad (68)$$

Onde:

h_1 : Entalpia do ar na entrada do compressor dependente de T_1

h_{atm} : Entalpia do ar atmosférico que depende da T_{amb}

O valor da temperatura T_1 é então obtida através de método iterativo em que as 7 equações citadas no item 0, propostas por Malinowski e Lewandowska (2013) são resolvidas

Com o valor de p_1 retirado da equação (66) e Π_c retirado do sistema de equações do item 0, pode-se calcular a pressão da saída do compressor p_2 utilizando a equação (9) adaptada para o compressor, obtendo a equação (69):

$$\Pi = \frac{p_j}{p_i} \quad (9)$$

$$\Pi_c = \frac{p_2}{p_1} \quad (69)$$

Já a temperatura T_{2s} variação 1-2s onde $\Delta s(T_1, T_{2s}, \Pi_c) = 0$, assim como foi feito na equação (58), obtendo, após algumas manipulações, a equação (70):

$$T_{2s} = T_1 * (\Pi_c)^{\frac{k-1}{k}} \quad (70)$$

Onde:

k: razão entre os calores específicos do fluido a pressão constante e volume constante, dependente da temperatura do fluido.

Para calcular a temperatura da saída do compressor T_2 , é utilizada a equação da eficiência isoentrópica do compressor:

$$\eta_c = \frac{\Delta h(T_1, T_{2s})}{\Delta h(T_1, T_2)} \quad (71)$$

Onde:

η_c : Eficiência isoentrópica do compressor, encontrada pela equação (42)

T_{2s} : Temperatura de saída do compressor para o processo isoentrópico

T_2 : Temperatura de saída do compressor para o processo real

A pressão do ar saindo do recuperados p_{2r} é determinada por:

$$p_{2r} = p_2(1 - k_{rh}) \quad (72)$$

Onde:

P_{2r} : Pressão na saída do recuperador no circuito de baixa temperatura

P_2 : Pressão na saída do compressor

K_{rh} : fator de perda de carga do recuperador no circuito de baixa temperatura

Já a temperatura T_{2r} é calculada pela equação da efetividade do trocador de calor no recuperador de acordo com a equação (73):

$$\varepsilon = \Delta h(T_2, T_{2r}) / \Delta h(T_2, T_4) \quad (73)$$

Onde:

T_4 : Temperatura de saída da turbina

A efetividade do trocador irá variar de acordo com as condições de carga, sendo diferente na condição nominal para as condições de cargas parciais (partload):

Haglund (2010) cita que a efetividade é afetada pelas propriedades como fluxo mássico do gás exaurido da turbina, devido aos seus efeitos no coeficiente de transferência de calor.

Kim e Hwang (2006) acrescentam que a efetividade tende a aumentar com a diminuição do fluxo no trocador.

Wang, Cai e Zhang (2004) fornecem a relação para o cálculo da efetividade ε dependente da razão entre as vazões mássicas off-design e nominal, do valor da efetividade para carga nominal ε_0 e do fator z , que é um fator adimensional utilizado para ajuste do comportamento do trocador.

$$\varepsilon = \frac{\varepsilon_0}{[\varepsilon_0 + (1 - \varepsilon_0)(G/G_0)^z]} \quad (74)$$

A pressão do gás na saída da turbina p_4 é dada por:

$$p_4 = \frac{p_{4r}}{(1 - k_{rl})} \quad (75)$$

Sendo a pressão do gás deixando o recuperador p_{4r} :

$$p_{4r} = \frac{p_{atm}}{(1 - k_{out})} \quad (76)$$

Onde:

P_{atm} : Pressão atmosférica

K_{out} : fator de perda de carga na tubulação de saída do gás após o trocador de calor

K_{rl} : fator de perda de carga do recuperador no circuito de alta temperatura

Malinowski e Lewandowska (2013), consideraram a temperatura do gás que sai da turbina expansora T_4 sendo a mesma para carga nominal e parcial, portanto $T_4 = T_{40}$. Logo, pode-se determinar ambas as temperaturas pela equação (77) para a eficiência isoentrópica na turbina η_{to} . Lembrando que η_{to} é encontrada na equação (43).

$$\eta_t / \eta_{t0} = [1 - t_4(1 - \tilde{n}_t)^2] \left(\frac{\tilde{n}_t}{\tilde{G}_t}\right) \left[2 - \left(\frac{\tilde{n}_t}{\tilde{G}_t}\right)\right] \quad (43)$$

$$\eta_{to} = \frac{\Delta h(T_{30}, T_{40})}{\Delta h(T_{30}, T_{450})} \quad (77)$$

Onde:

η_{to} : Eficiência isoentrópica nominal da turbina, fornecida como dado de entrada

T_{30} : Temperatura nominal na entrada da turbina

T_{40} : Temperatura nominal na saída da turbina

T_{4s0} : Temperatura nominal na entrada da turbina operando de forma isentrópica

A temperatura do gás saindo do recuperador T_{4r} é calculada pela equação do balanço de energia no recuperador:

$$\Delta h(T_2, T_{2r}) = \Delta h(T_{4r}, T_4) \quad (78)$$

A razão de pressão da turbina expansora Π_t é calculada pela equação (49).

$$\Pi_t = \Phi \Pi_c \quad (49)$$

A eficiência isentrópica da turbina para cargas parciais é computada da equação (43).

$$\eta_t / \eta_{t0} = [1 - t_4 (1 - \tilde{n}_t)^2] (\frac{\tilde{n}_t}{\tilde{G}_t}) [2 - (\frac{\tilde{n}_t}{\tilde{G}_t})] \quad (43)$$

O fluxo de massa G é obtido pela equação (45) sendo é considerado $G = G_t = G_c$.

$$\frac{G}{G_0} = \alpha \sqrt{\frac{T_{30}}{T_3}} \sqrt{\frac{(\Pi_t^2 - 1)}{(\Pi_{t0}^2 - 1)}} \quad (45)$$

As potências nos periféricos da microturbina são calculadas da seguinte forma:

Potência gerada na turbina expansora \dot{W}_t :

$$\dot{W}_t = G \Delta h(T_4, T_3) \quad (79)$$

Potência consumida pelo compressor \dot{W}_c :

$$\dot{W}_c = G \Delta h(T_1, T_2) \quad (80)$$

Potência mecânica do conjunto compressor turbina W_m :

$$\dot{W}_m = (\dot{W}_t \eta_{tm} - \dot{W}_c / \eta_{cm}) \quad (81)$$

Onde:

η_{tm} : Eficiência mecânica da turbina

η_{cm} : Eficiência mecânica do compressor

Potência elétrica da microturbina W_{el} :

$$\dot{W}_{el} = \dot{W}_m \eta_g \eta_e \quad (82)$$

Onde:

η_g : Eficiência do gerador

η_e : Eficiência do inversor eletrônico

Potência elétrica relativa \dot{W}_{rel} :

É a relação da potência elétrica em cargas parciais e a potência elétrica para cargas nominais.

$$\dot{W}_{rel} = \dot{W}_{el} / \dot{W}_{rel 0} \quad (83)$$

A taxa de calor fornecida pela câmara de combustão é:

$$\dot{Q}_H = G\Delta h(T_{2r}, T_3) / \eta_{cc} \quad (84)$$

Para:

η_{cc} : Eficiência da câmara de combustão

A taxa de calor liberada pelo gás de exaustão:

$$\dot{Q}_L = G\Delta h(T_{atm}, T_{4r}) + G_f q_v \quad (85)$$

Onde:

q_v : Calor de condensação do vapor d'água produzido pela combustão de 1kg de combustível

G_f : Consumo de combustível(kg/s).

O consumo de combustível em kg/s é:

$$G_f = \dot{Q}_H / PCI \quad (86)$$

Onde:

PCI: Poder calorífico inferior do combustível utilizado

A eficiência total da microturbina η_{el} é:

$$\eta_{el} = \dot{W}_{el} / \dot{Q}_H \quad (87)$$

4.2.5 DADOS DE ENTRADA PARA OS CÁLCULOS

Os dados de entrada para alimentar o sistema de equações foram fornecidos por Malinowski e Lewandowska (2013) e de acordo com os mesmos, referem-se à Microturbina a Gás CAPSTONE, modelo C30, considerando as condições ISO (temperatura ambiente de 15°C e pressão no nível do mar, $P_{atm} = 101,3$ kPa).

Os dados podem ser encontrados na 1 a seguir:

Tabela 1: Dados de entrada para os cálculos

DESCRIÇÃO	SÍMBOLO	VALOR	UNIDADE	CARGA DA TURBINA
Potencia elétrica da Microturbina	\dot{W}_{ele}	30	kW	nominal
Temperatura de entrada da Microturbina	T30	1114	K	nominal
Temperatura de saída da Microturbina	T4	872	K	qualquer
Temperatura ambiente	Tatm	288	K	qualquer
Pressão ambiente	patm	101,3	kPa	qualquer
Razão de pressão no compressor	Π_{C0}	3,6		nominal
Efetividade do Recuperador	ϵ_0	0,79		nominal
Eficiência da câmara de combustão	η_{cc}	0,98		qualquer
Eficiência isoentrópica do Compressor	η_{c0}	0,78		nominal
Eficiência isoentrópica da Turbina	η_{t0}	0,83		nominal
Eficiência mecânica do Compressor	η_{cm}	0,995		qualquer
Eficiência mecânica do expansor	η_{tm}	0,995		qualquer
Eficiência do Gerador	η_g	0,96		qualquer
Eficiência Eletrônica	η_e	0,96		qualquer

Além dos dados citados, é assumido que a microturbina opera com Gás Natural com poder calorífico inferior (PCI) igual à 49653 kJ/kg, o poder calorífico superior (PCS) igual à 54990 kJ/kg, e o valor do calor de condensação q_v considerado para o Gás Natural é 5.337 kJ/kg (MALINOWSKI; LEWANDOWSKA, 2013).

5. RESULTADOS

5.1 ESTUDO DAS VARIÁVEIS DO MODELO ANALÍTICO

Os valores das variáveis m' , p' , c_4 e t_4 são utilizados na definição dos mapas característicos do compressor e turbina expansora entre as equações (33) a (43). Wang, Cai e Zhang (2004) utilizaram os valores de $m' = 1,8$ e $p' = 1,8$ para caracterizar um compressor radial. Pinto, Charamba e Lira Jr (2017) fizeram uma análise da influência destes dois parâmetros e acrescentaram que o parâmetro m' tem maior influência no comportamento do compressor que o valor de p' . Malinowski e Lewandowska (2013) também adotaram os mesmos valores citados anteriormente para os dois parâmetros. Neste trabalho foram adotados, portanto, os valores de $m' = 1,8$ e $p' = 1,8$.

Para os valores de t_4 e c_4 , não foram observadas variações relevantes no comportamento da microturbina, principalmente, na variação das eficiências isoentrópicas do compressor e turbina expansora, onde estes parâmetros são aplicados. Por isso, foram adotados os mesmos valores propostos por Malinowski e Lewandowska (2013) que é de 0,1 para ambos os parâmetros

O fator z mencionado na equação (74) é fundamental para o cálculo da efetividade do trocador de calor utilizado na Microturbina.

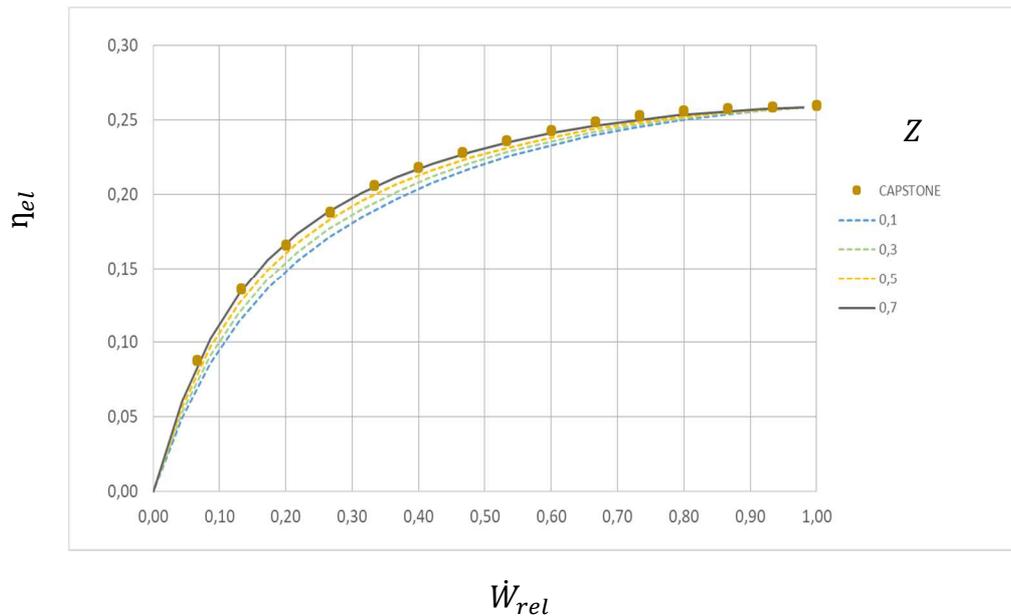
$$\varepsilon = \frac{\varepsilon_0}{[\varepsilon_0 + (1 - \varepsilon_0)(G/G_0)^z]} \quad (74)$$

Ele se relaciona com a variação da vazão mássica G de maneira a afetar a recuperação de parcela da energia dos gases de exaustão e por consequência a eficiência total da microturbina. Wang, Cai e Zhang (2004) utilizaram nos seus estudos o valor de $z=0,2$ para o cálculo da efetividade. Já Malinowski e Lewandowska (2013) atribuíram a z , o valor de 0,7 para condições de temperatura ambiente $=15^\circ\text{C}$ e pressão ambiente $=101,3\text{kPa}$.

O gráfico da Figura 18 mostra a relação entre potência elétrica relativa gerada \dot{W}_{rel} e eficiência da microturbina η_{el} para valores de z variando de 0,1 a 0,7. Utilizou-se, para efeito de comparação, os valores de Potência relativa \dot{W}_{rel} x Eficiência η_{el} fornecidos pelo fabricante da Turbina CAPSTONE C30 para temperatura ambiente $=15^\circ\text{C}$ e pressão ambiente $=101,3\text{kPa}$ (CAPSTONE, 2017).

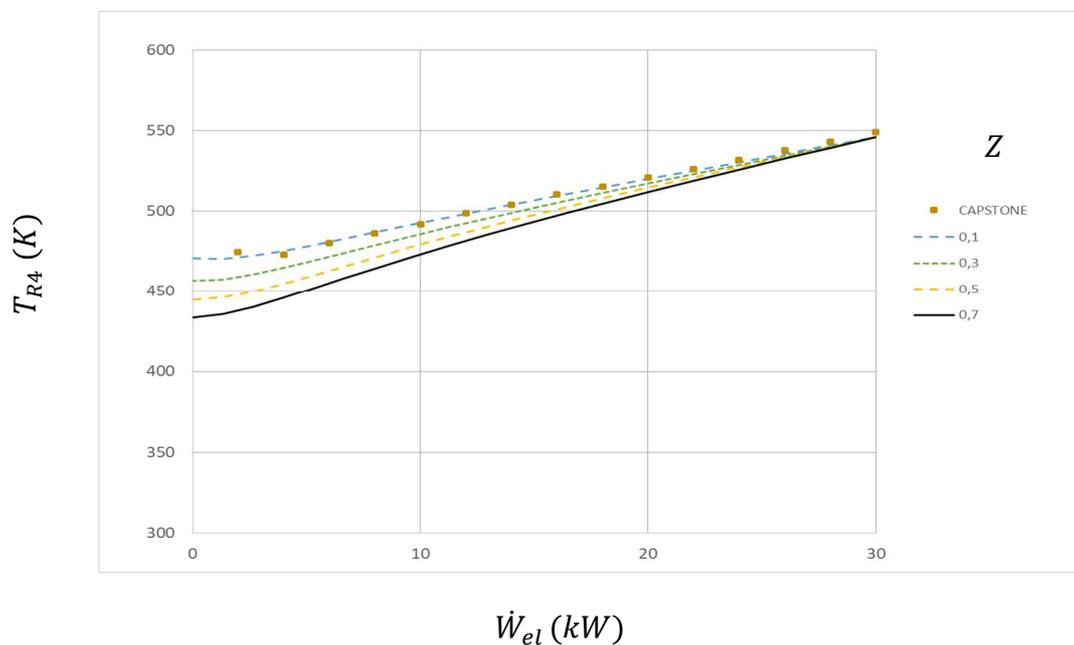
Observa-se que o valor de $z=0,7$ é o que mais se aproxima dos dados da CAPSTONE para esta primeira análise, ou seja, quando a avaliação que está em questão é a relação de potência x eficiência.

Figura 18: Relação entre eficiência elétrica e potência elétrica relativa variando em função do parâmetro z ($T_{amb}=15^{\circ}\text{C}$, $P_{amb}=101,3\text{ kPa}$)



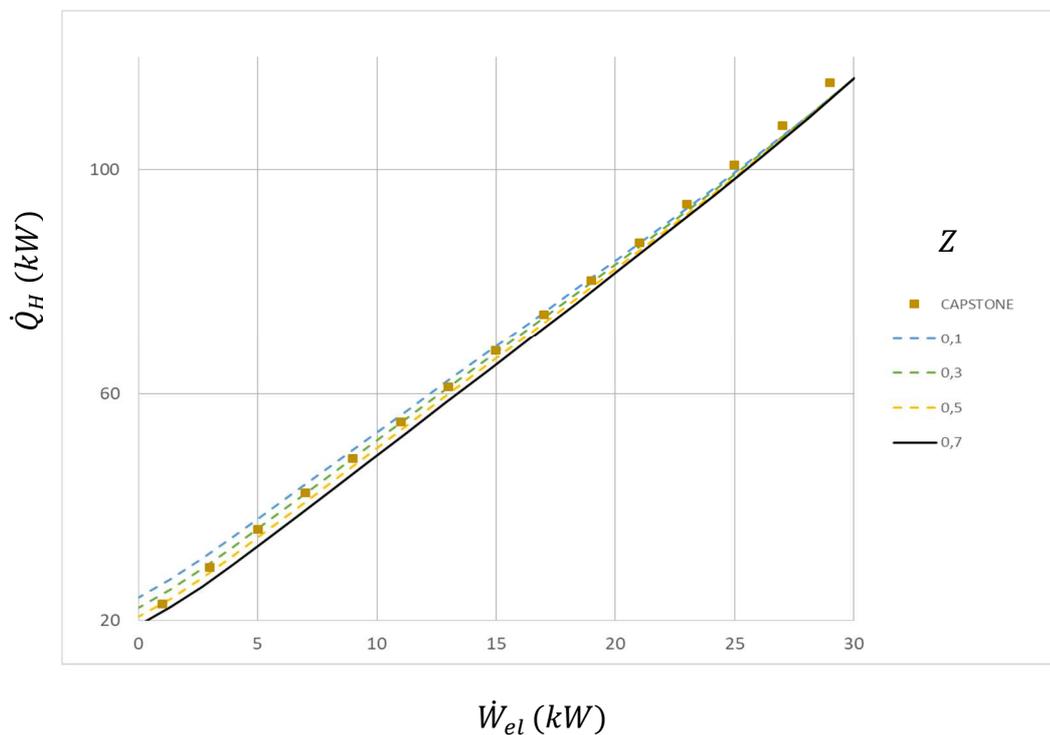
Já para a análise da temperatura dos gases de exaustão da microturbina T_{R4} , observa-se na Figura 19 que o modelo se aproxima mais dos valores do fabricante quando $z = 0,1$.

Figura 19: Relação entre temperatura dos gases de exaustão e potência elétrica relativa variando em função do parâmetro z ($T_{amb}=15^{\circ}\text{C}$, $P_{amb}=101,3\text{ kPa}$)



Já para dados de consumo de combustível, representado pela relação entre a taxa de calor gerada pela queima do gás natural \dot{Q}_H e a potência gerada pela turbina \dot{W}_{el} , percebe-se que os valores se aproximam dos dados do fabricante para z variando entre 0,1 e 0,3. No entanto, para todos os valores de z , os resultados foram próximos. Esta última análise está apresentada no gráfico da Figura 20.

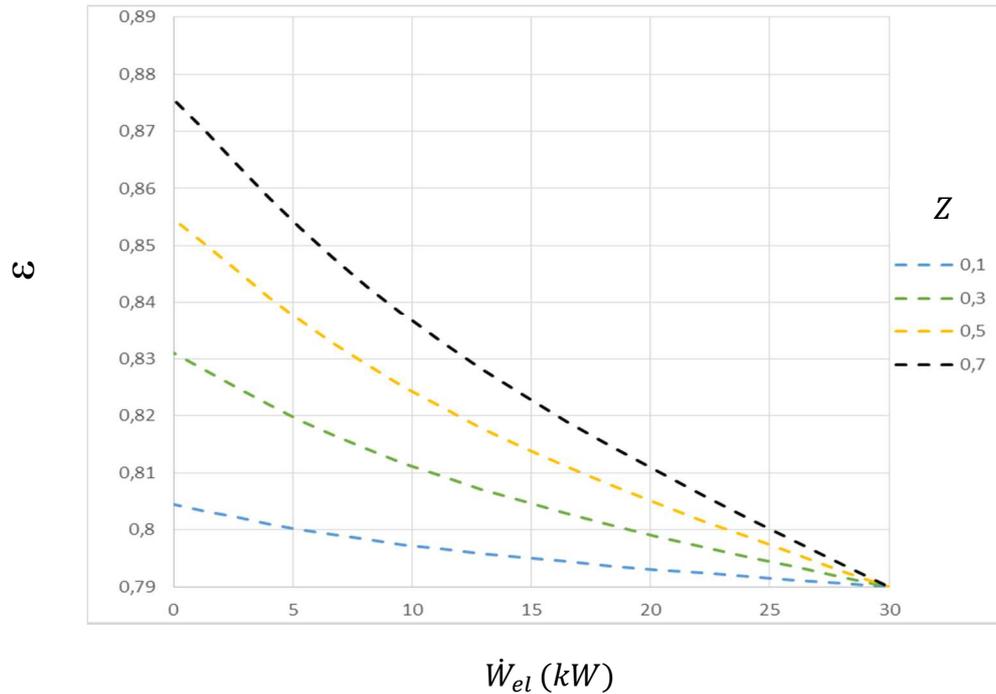
Figura 20: Relação entre taxa de calor do combustível e potência elétrica relativa variando em função do parâmetro z ($T_{amb} = 15^\circ\text{C}$, $P_{amb} = 101,3 \text{ kPa}$)



Através de dados do modelo, o gráfico da Figura 21, foi criado para analisar a variação da efetividade em cargas parciais ϵ variando com a carga da microturbina para diferentes valores de z . A equação (74) mostra a dependência de ϵ em relação à vazão mássica G e ao parâmetro z . Quanto menor o valor da vazão mássica G , maior é a efetividade ϵ , havendo uma diminuição dela em direção ao alcance da potência nominal quando $G = G_0$. O gráfico da Figura 21 mostra que esta queda da efetividade é maior para valores mais altos de z , já para os valores menores, há uma tendência de menor variação da efetividade.

É importante salientar que a efetividade é um parâmetro fundamental para a determinação da eficiência total da microturbina, pois ela influencia a taxa de calor recuperado dos gases de exaustão. McDonald (2000) refere-se ao recuperador como mandatório em microturbinas para que sejam alcançadas eficiência acima de 30%.

Figura 21: Relação entre efetividade do regenerador e potência elétrica relativa variando em função do parâmetro z ($T_{amb} = 15^\circ\text{C}$, $P_{amb} = 101,3 \text{ kPa}$)



5.2 VALIDAÇÃO DOS DADOS

A fim de validar o modelo, os resultados do mesmo foram comparados com dados obtidos pelo fabricante da microturbina a gás CAPSTONE C30 (CAPSTONE, 2017) e por outros estudos realizados, sendo um deles a modelagem desenvolvida por Malinowski e Lewandowska (2013), e outro experimental disponível no Federal Technology Alert (FTA) elaborado por Pierce, (2007).

Os gráficos que são apresentados na validação referem-se a dados vinculados à potência gerada, consumo de combustível e taxa de energia do gás de exaustão da microturbina.

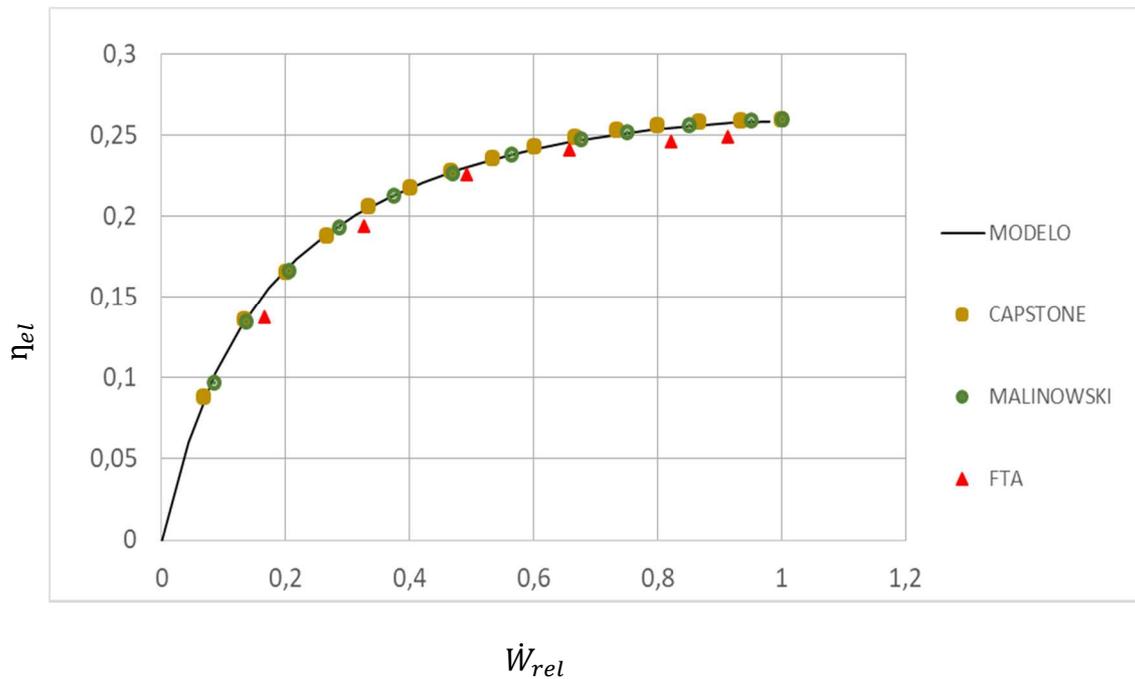
Todos eles foram obtidos para condições ISO (15°C e $101,3\text{kPa}$) para demandas nominais e parciais de carga.

Nas próximas figuras, pode-se então ver o desempenho do modelo frente aos dados dos outros estudos

São elas:

- Relação entre Eficiência da Microturbina e potência elétrica relativa

Figura 22: Relação entre eficiência elétrica e potência elétrica relativa ($T_{amb} = 15^{\circ}\text{C}$, $P_{amb} = 101,3 \text{ kPa}$)



O gráfico da Figura 22 relaciona a potência elétrica gerada pela turbina em termos relativos \dot{W}_{el} , no eixo das abscissas, com a eficiência elétrica da microturbina η_{el} , no eixo das ordenadas. Observa-se que os dados fornecidos pelo modelo estão muito próximos dos outros dados utilizados na validação. É importante salientar que a concordância com os dados obtidos por Malinowski e Lewandowska (2013) já é esperada e tem o objetivo de conferir se o modelo gerado com o auxílio do programa EES, neste trabalho, está de acordo com a metodologia desenvolvida por Malinowski e Lewandowska (2013).

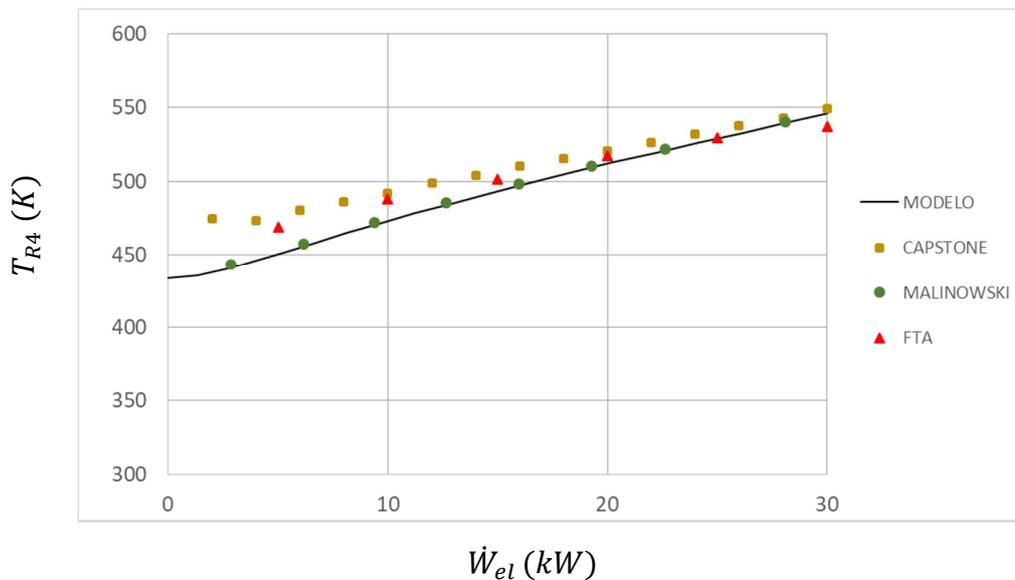
A comparação com os dados da CAPSTONE (2017) e de Pierce (2007) tem grande relevância, pois mostra que os valores de potência e eficiência obtidos pelo modelo estão bastante coerentes com aqueles dados obtidos experimentalmente. Observa-se, no entanto, que os valores dos dados de Pierce (2007) foram um pouco abaixo dos outros dados. No Federal Technology Alert (FTA) elaborado por este último há uma observação quanto aos erros associados às medições. O mesmo cita que os erros flutuam em $\pm 0,08$ para a medição da eficiência elétrica, o que pode justificar este desvio.

- Relação entre Temperatura do gás de exaustão e potência elétrica

A Figura 23 mostra o gráfico para a relação entre a temperatura dos gases de exaustão que saem da microturbina T_{r4} e sua potência elétrica gerada \dot{W}_{el} . Para estes parâmetros, novamente foi observada a concordância entre os dados do modelo e os obtidos por Malinowski e Lewandowska (2013).

Com relação aos dados da CAPSTONE (2017) e do FTA (PIERCE, 2007), observa-se boa correlação entre os dados com um desvio maior nos valores menores de potência elétrica. Este desvio pode ser atribuído à escolha dos parâmetros adimensionais citados no item 5.1. Após inúmeras tentativas, a melhor configuração encontrada levou a estes dados no modelo como melhor opção.

Figura 23: Relação entre temperatura de exaustão e potência elétrica ($T_{amb} = 15^\circ\text{C}$, $P_{amb} = 101,3 \text{ kPa}$)

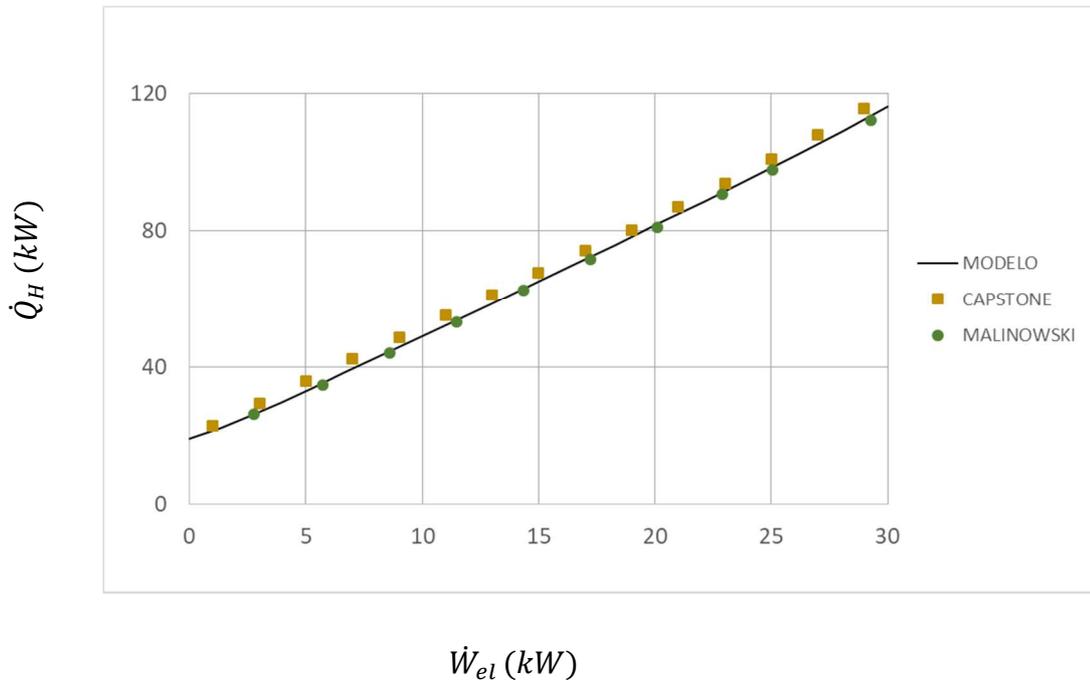


- Relação entre taxa de calor fornecida pelo combustível e potência elétrica

A Figura 24 apresenta a relação entre a taxa de calor fornecida pelo combustível \dot{Q}_H , que em todos os casos foi considerado o gás natural, com as características citadas no item 0, e a potência elétrica desenvolvida pela microturbina \dot{W}_{el} . Para esta análise, só foi possível obter para a validação os dados da simulação realizada por Malinowski e Lewandowska (2013) e os dados do fabricante CAPSTONE, (2017).

Observou-se, novamente, boa coerência entre todos os três dados, evidenciando, mais uma vez, a acurácia do modelo.

Figura 24: Relação entre potência gerada pelo combustível e potência elétrica ($T_{amb} = 15^{\circ}\text{C}$, $P_{amb} = 101,3 \text{ kPa}$)

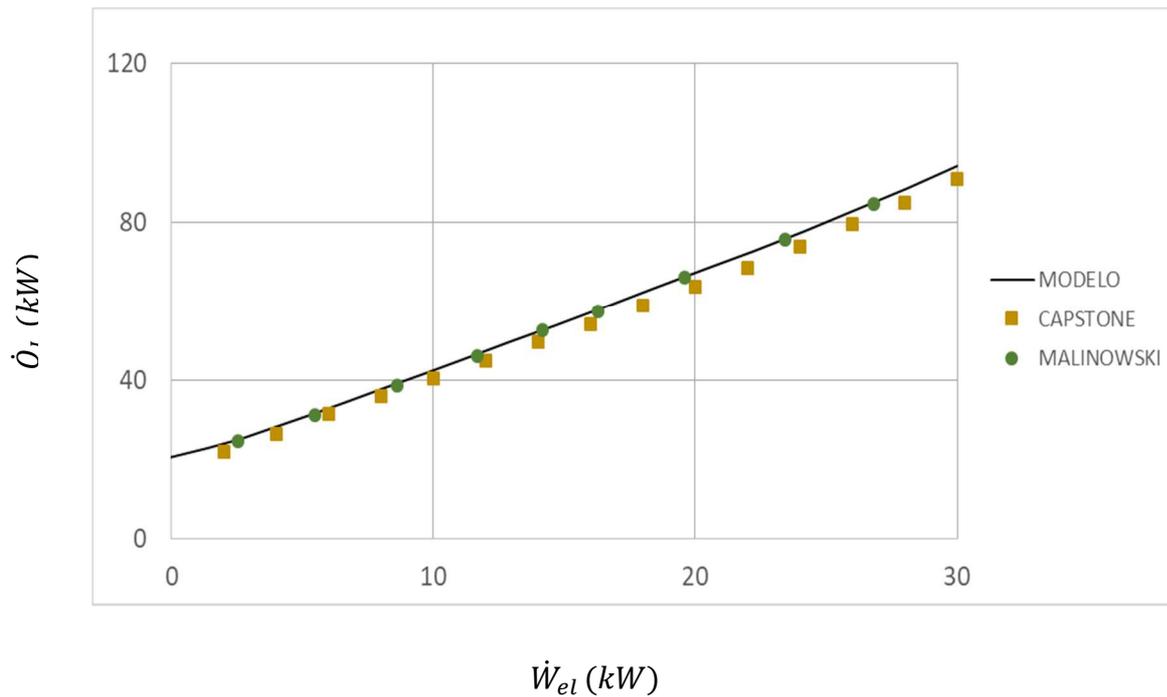


- Relação entre taxa de calor disponível no gás de exaustão x potência elétrica

Para esta análise, não foram encontrados os valores correspondentes para Pierce (2007). Neste caso, a validação foi feita utilizando os dados da simulação realizada por Malinowski e Lewandowska (2013) e os dados do fabricante CAPSTONE (2017).

Observa-se na Figura 25 que houve a correlação entre o modelo e os dados de Malinowski e Lewandowska (2013). Para os dados da CAPSTONE (2017), percebe-se uma leve diferença entre estes e os dados do modelo. Como a taxa de calor do gás de exaustão \dot{Q}_L é dependente da temperatura do gás de exaustão T_{r4} , a mesma justificativa da análise para a temperatura pode ser dada, ou seja, esta diferença deve-se a escolha dos parâmetros adimensionais do modelo.

Figura 25: Relação entre calor do gás de exaustão e potência elétrica ($T_{amb} = 15^{\circ}\text{C}$, $P_{amb} = 101,3 \text{ kPa}$)



5.3 ANÁLISE DA VARIAÇÃO DA TEMPERATURA AMBIENTE

Neste tópico será demonstrado o efeito da variação da temperatura ambiente no desempenho da microturbina.

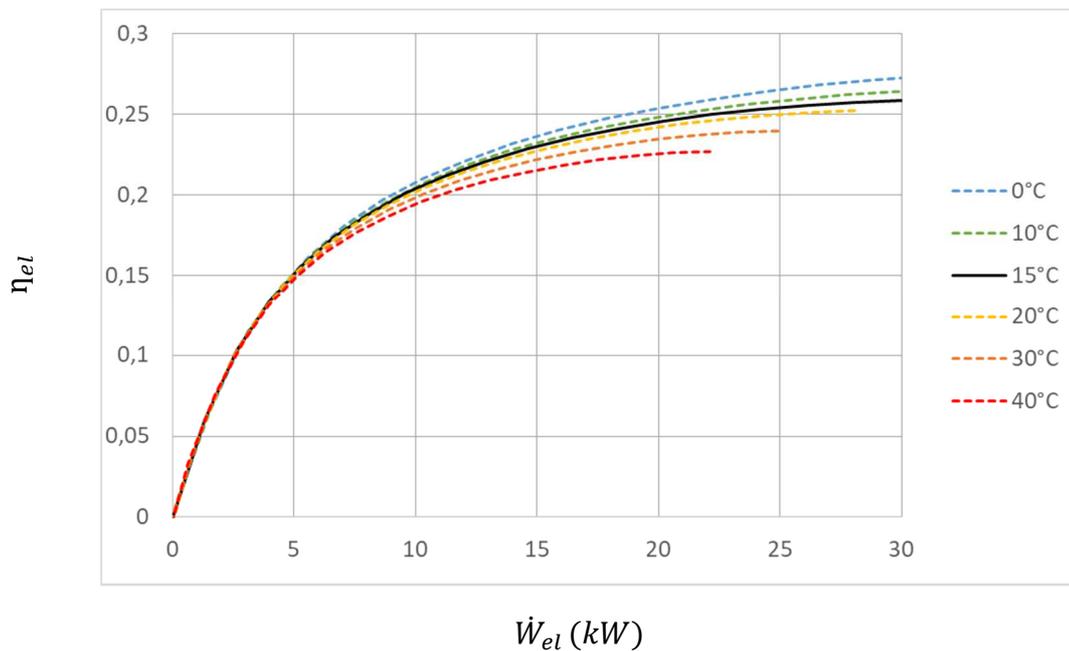
As análises foram realizadas para a pressão atmosférica fixa no valor de 101,3kPa. Todos os valores dos fatores adimensionais utilizados na validação, como já visto no item 5.1, foram mantidos nesta análise. A fim de comparação, foram escolhidas as temperaturas ambientes, variando de 0°C à 40°C , com intervalos de 5°C , por abrangerem as temperaturas típicas de um país tropical como o Brasil.

Foram avaliados dados referentes à potência elétrica, consumo de combustível, e taxa de calor disponível nos gases de exaustão da microturbina, como serão vistos nos itens a seguir:

- Potência elétrica

O gráfico da Figura mostra o efeito da variação da temperatura ambiente na relação da Potência Elétrica gerada pela microturbina \dot{W}_{el} , no eixo das abscissas, e a eficiência da microturibina η_{el} , no eixo das ordenadas.

Figura 28: Relação entre eficiência da microturbina e potência elétrica gerada. Análise com variação da temperatura ambiente ($P_{amb} = 101,3kPa$)

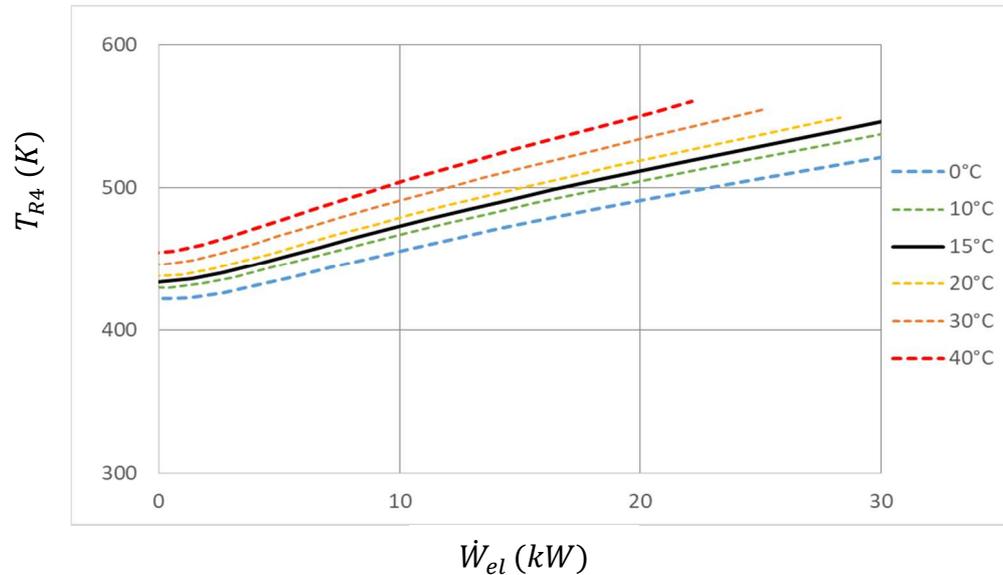


Observa-se que, para potência menores, não há diferenças significativas nos valores. Já a partir de 5kW gerados, pode-se perceber que, quanto menor a temperatura ambiente, maior a eficiência da microturbina. Este resultado pode ser explicado pela variação da vazão mássica G devido ao aumento da densidade do ar ambiente, quando o mesmo se encontra a temperaturas menores. Nota-se que, para temperaturas maiores que 15°C, a microturbina não consegue alcançar a potência de 30 kW. Na Tabela 2, pode-se observar os valores das eficiências e potências nominais alcançadas para cada temperatura analisada, observando que o valor máximo operacional da microturbina para a potência elétrica é de 30kW.

- Potência disponível nos gases de exaustão

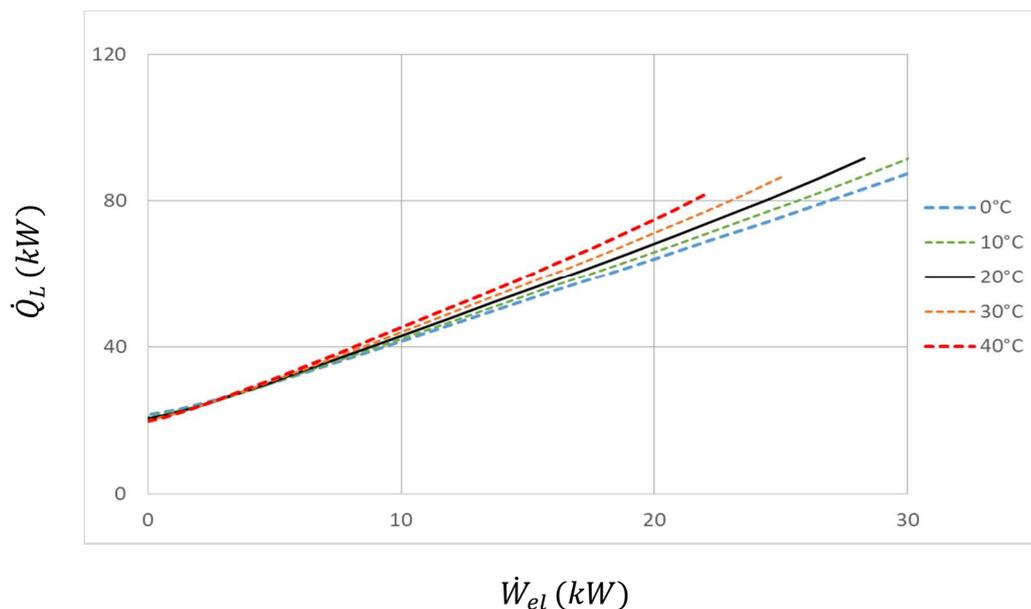
No gráfico da Figura 26, observa-se a evolução da temperatura dos gases de exaustão T_{r4} para cargas parciais, até a nominal alcançada. Observa-se um aumento de T_{r4} com o aumento da potência, o que por si só não é suficiente para avaliar o efeito sobre a energia disponível já que há uma diferença nas temperaturas ambientes, o que afeta a diferença de entalpia entre o gás e o ar ambiente.

Figura 26: Relação entre a temperatura dos gases de exaustão da microturbina e potência elétrica gerada. Análise com variação da temperatura ambiente ($P_{amb} = 101,3kPa$)



O gráfico relacionando a taxa de energia disponível no gás de exaustão \dot{Q}_L e a potência elétrica gerada \dot{W}_{el} da Figura 27 é mais assertivo para esta análise. Nele, observa-se que inicialmente não há grande diferença na taxa de energia disponível no gás de exaustão. Para valores médios de Potência gerada, a diferença no \dot{Q}_L passa a ser mais evidente, sendo maior para as situações de maior temperatura ambiente. Como já dito anteriormente, o aumento da temperatura ambiente acarreta numa diminuição da eficiência da microturbina o que ocasiona um menor aproveitamento da taxa de calor gerada pela combustão do Gás Natural e por consequência, um aumento de \dot{Q}_L .

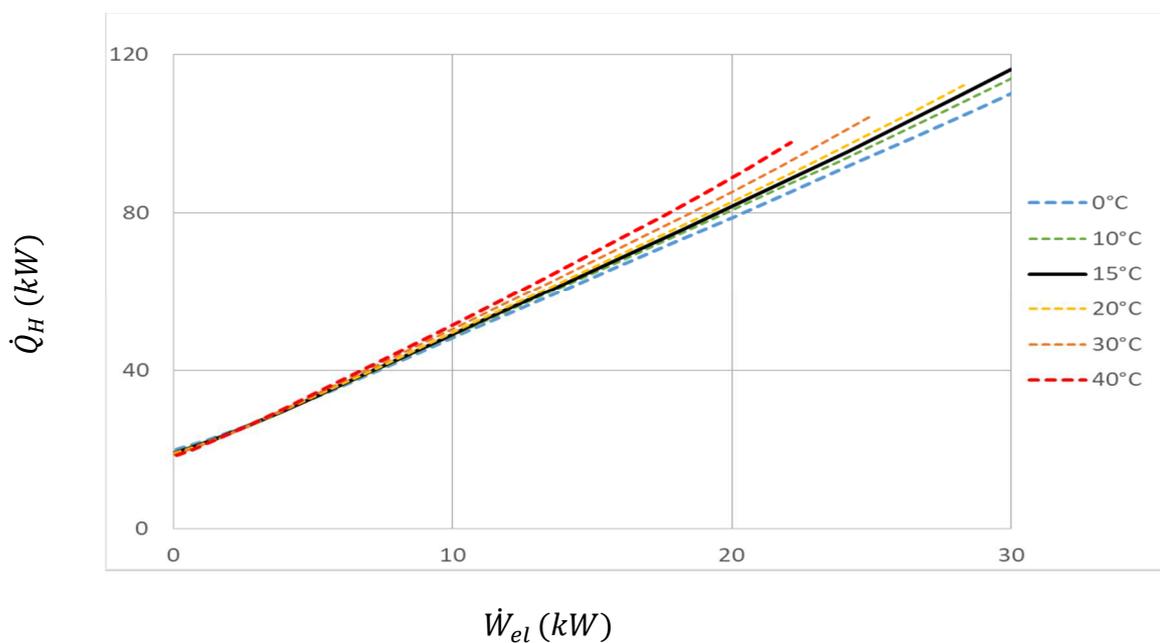
Figura 27: Relação entre a taxa de energia disponível nos gases de exaustão da microturbina e potência elétrica gerada. Análise com variação da temperatura ambiente ($P_{amb} = 101,3kPa$)



- Consumo

Na Figura 28, verifica-se a relação entre a potência disponibilizada pela combustão do gás natural \dot{Q}_H e a potência elétrica gerada na microturbina \dot{W}_{el} . Observa-se que quanto maior a temperatura ambiente maior o \dot{Q}_H para um mesmo valor de Potência elétrica gerada, ou seja, é necessário maior gasto da energia proveniente do combustível para gerar a mesma potência. Isso significa uma diminuição da eficiência com o aumento da temperatura ambiente, corroborando com as análises feitas anteriormente. Na Tabela 2 estão os valores de \dot{Q}_H para a situação nominal referente a cada Temperatura ambiente.

Figura 28: Relação entre a taxa de energia gerada na queima no combustível da microturbina e Potência Elétrica gerada. Análise com variação da temperatura ambiente ($P_{amb} = 101,3kPa$)



Na Figura observa-se que para uma mesma potência, o consumo para menor temperatura ambiente é menor, ou seja, mais eficiente. Neste gráfico foram usados apenas os valores extremos das temperaturas ambiente. Os valores de consumo nominal em kg/s para cada temperatura podem ser visto na Tabela 2.

Figura 32: Relação entre o consumo de gás natural na microturbina e Potência Elétrica gerada. Análise com variação da temperatura ambiente ($P_{amb}=101,3kPa$)

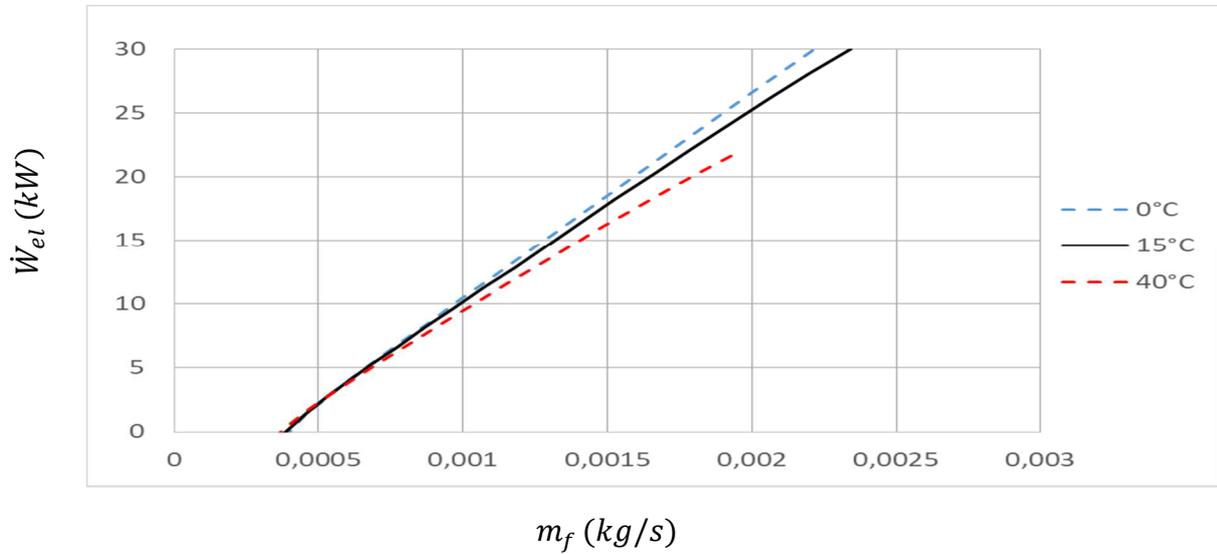


Tabela 2: Dados de desempenho nominal da microturbina com a variação da T_{amb} ($P=101,3kPa$)

$T_{amb}(^{\circ}C)$	$T_{amb}(K)$	η_{el}	\dot{w}_{el} (kW)	\dot{w}_{rel}	\dot{Q}_H (kW)	$m_f(kg/s)$	\dot{Q}_L (kW)	$T_{r4}(K)$	G (kg/s)
0	273	0,277	30	1,00	128,80	0,00259	101,80	537,70	0,33
10	283	0,265	30	1,00	120,30	0,00242	96,58	543,40	0,32
15	288	0,259	30	0,98	116,20	0,00234	94,05	546,20	0,31
20	293	0,252	28,3	0,92	112,20	0,00226	91,57	549,00	0,31
30	303	0,240	25,07	0,82	104,70	0,00211	86,82	554,70	0,29
40	313	0,227	22,13	0,72	97,66	0,00197	82,31	560,30	0,28

5.4 ANÁLISE DA VARIAÇÃO DA PRESSÃO AMBIENTE

Nesta fase da análise é estudada a influência da pressão ambiente no desempenho da microturbina. Para esta simulação foram utilizados os valores dos parâmetros adimensionais escolhidos no item 5.1 e a temperatura ambiente foi fixada em $15^{\circ}C$. Os valores de pressão atmosférica escolhidos foram estão contidos na Tabela 3 e equivalem aos valores desde o nível do mar até a altitude de 6400 ft ou 1950 m.

Tabela 3: Valores de pressão ambiente utilizadas

(ft)	(m)	(kPa)
0	0,00	101,33
1600	487,68	95,60
3200	975,36	90,14
4800	1463,04	84,93
6400	1950,72	79,97

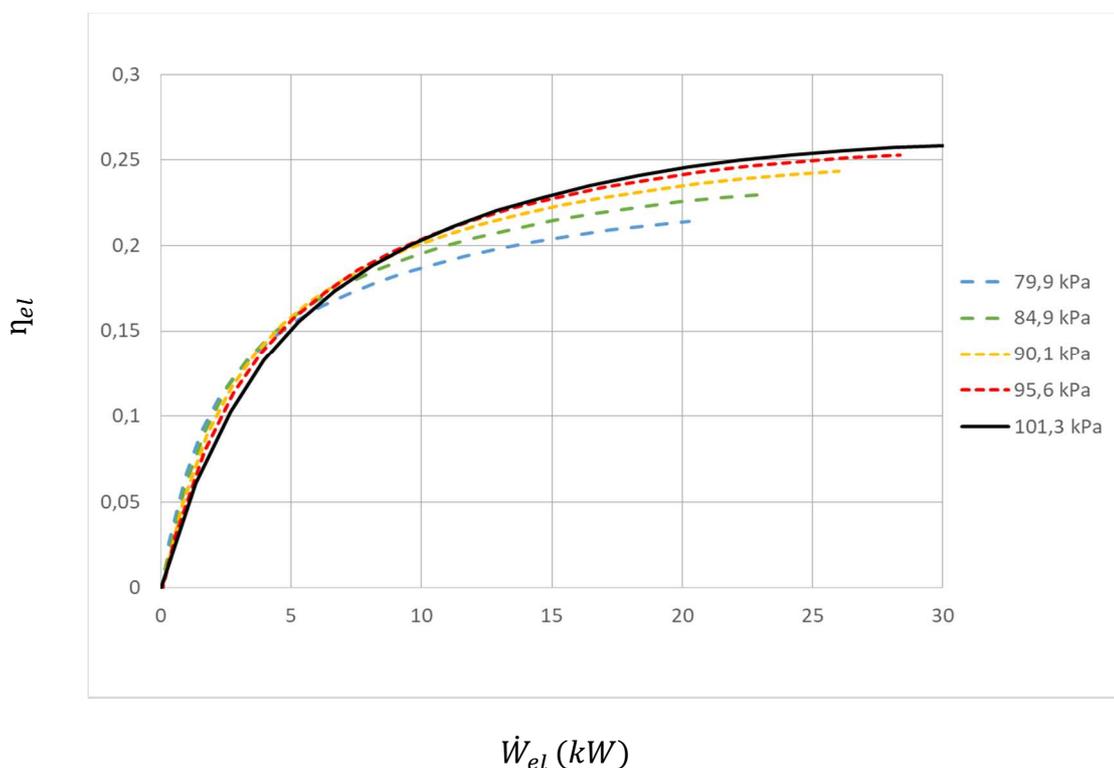
- Potência Elétrica

Observa-se pelo gráfico da Figura 29, que a eficiência aumenta com a elevação da pressão ambiente. Mais uma vez, foi observado que a vazão mássica é o grande influenciador neste caso. Com a maior pressão, a densidade do ar aumenta e, por consequência, a vazão mássica. Observa-se, no entanto que para os menores valores de potência gerada, próximos de 5 kW, o comportamento é o inverso, obtendo-se maiores eficiências para os menores valores de pressão ambiente.

Pela equação da efetividade (74), nota-se que quanto menor o valor de G , maior será a efetividade, ou seja, a recuperação do calor para a situação de pressão ambiente menor é melhor do que para P_{atm} maiores. Esse comportamento tende a se igualar com o aumento da rotação da turbina, chegando ao valor de efetividade nominal ε_0 . A mudança no comportamento do gráfico pode ser explicada então por esta compensação de fatores que afetam a eficiência da microturbina, mais evidente nas situações de cargas mais baixas.

$$\varepsilon = \frac{\varepsilon_0}{[\varepsilon_0 + (1 - \varepsilon_0)(G/G_0)^z]} \quad (74)$$

Figura 29: Relação entre a eficiência da microturbina e a potência elétrica gerada. Análise com variação da pressão ambiente ($T_{amb} = 15^\circ\text{C}$)



- Taxa de energia disponível nos gases de exaustão

Na análise dos gases de exaustão da Figura 30 verifica-se que quanto maior a pressão atmosférica, menor é a temperatura T_{R4} para uma mesma potência elétrica gerada. A isto se deve o fato da eficiência da microturbina ser maior para pressões atmosféricas maiores, sendo rejeitado, portanto menor taxa de calor na exaustão. Na Figura 31 observa-se a relação da taxa de calor rejeitada \dot{Q}_L versus a potência elétrica gerada na microturbina \dot{W}_{el} . De maneira semelhante ao gráfico da relação da temperatura dos gases de exaustão, pode-se notar também que quanto menor a pressão atmosférica, maior é a taxa de calor rejeitada e, portanto, menor a eficiência da microturbina nessas condições.

Na Tabela 4 estão postos os valores nominais para T_{R4} e \dot{Q}_H , variando com as pressões ambiente. Novamente a mudança do comportamento do gráfico em menores valores de carga é explicada devido ao efeito combinado do aumento da efetividade e da diminuição da vazão mássica com a diminuição da pressão atmosférica.

Figura 30: Relação entre a Temperatura dos gases de exaustão da microturbina e potência elétrica gerada. Análise com variação da pressão ambiente ($T_{amb}=15^\circ\text{C}$)

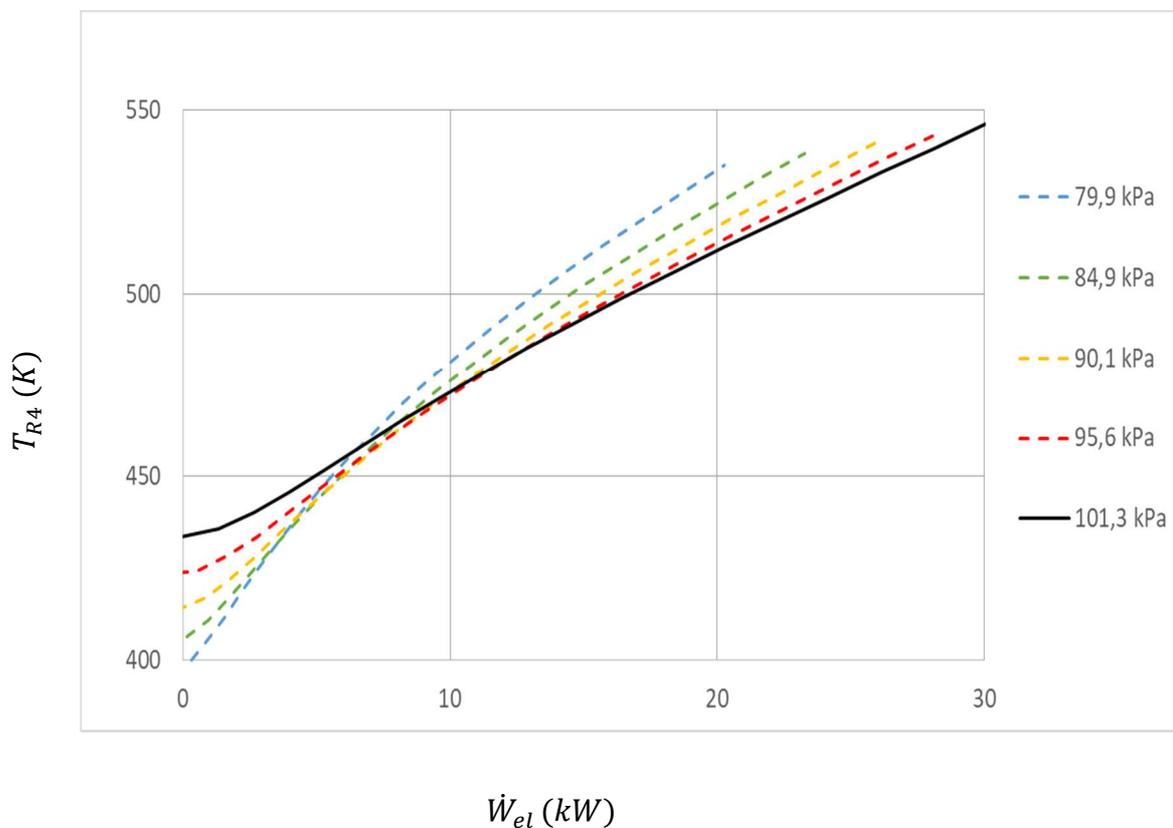
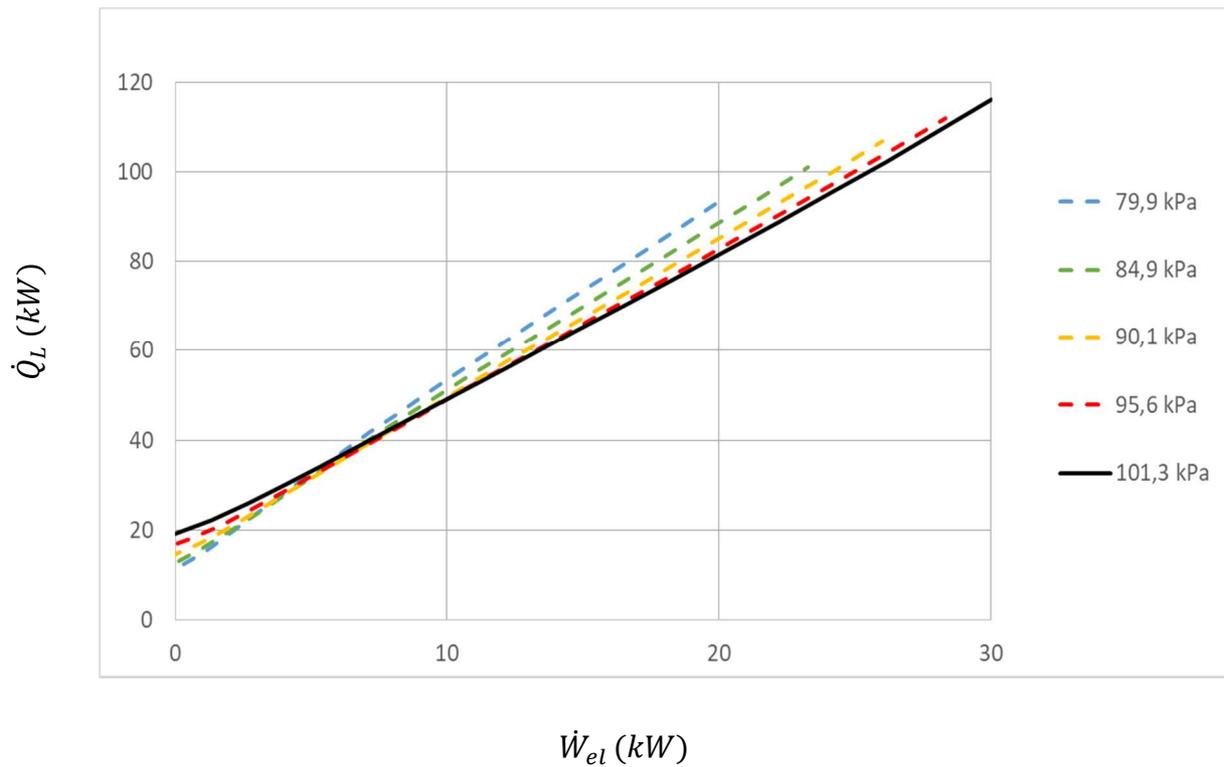


Figura 31: Relação entre a Taxa de energia disponível nos gases de exaustão da microturbina e Potência Elétrica gerada. Análise com variação da pressão ambiente ($T_{amb} = 15^{\circ}\text{C}$)



- Consumo

Para o consumo do gás natural, a Figura 32 mostra que quanto maior a pressão ambiente, menor é a taxa de calor fornecida pelo gás natural \dot{Q}_H , ou seja, mais eficiente é o funcionamento da microturbina. A relação de consumo m_f , visto no gráfico da Figura , faz a mesma análise anterior, evidenciando um menor consumo para pressões atmosféricas maiores.

A Tabela 3 ilustra os valores nominais de \dot{Q}_H e m_f . Pode-se observar também a vazão mássica G nesta tabela e que, quanto maior a pressão atmosférica, maior é a vazão o que acaba elevando a eficiência elétrica e diminuindo o consumo. Como já discutido anteriormente, há a variação do comportamento do gráfico, próximo a potência de 5kW devido ao efeito combinado da efetividade e da vazão mássica no comportamento da microturbina.

Figura 32: Relação entre a taxa de energia gerada na queima no combustível da microturbina e potência elétrica gerada. Análise com variação da pressão ambiente ($T_{amb} = 15^{\circ}C$)

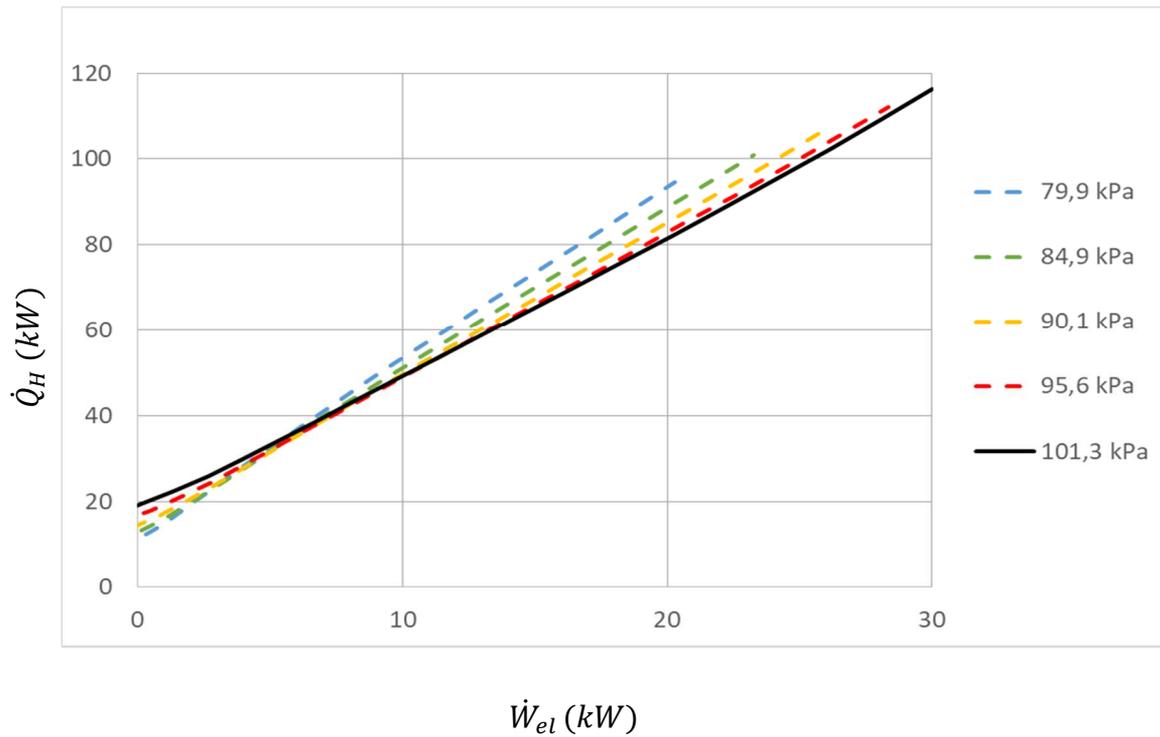


Figura 37: Relação entre o consumo de gás natural na microturbina e potência elétrica gerada. Análise com variação da pressão ambiente ($T_{amb} = 15^{\circ}C$)

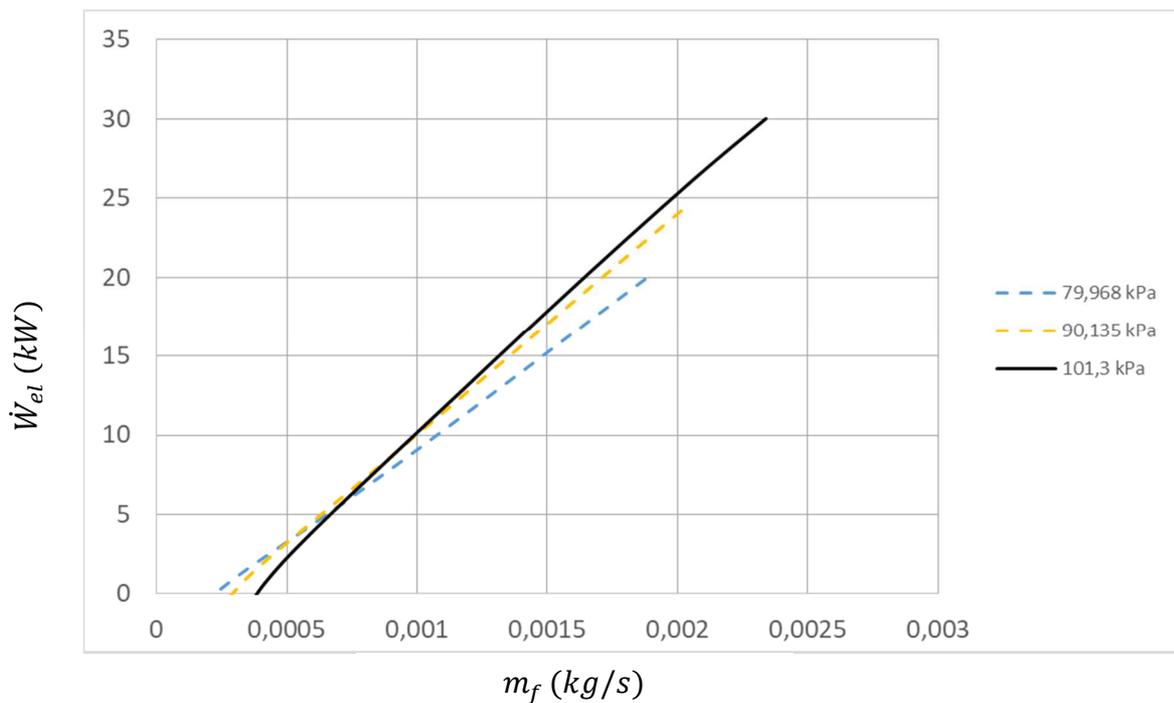


Tabela 4: Dados de desempenho nominal da microturbina com a variação da T_{amb} ($T=15^{\circ}C$)

Alt (m)	Alt (ft)	P_{amb} (kPa)	η	\dot{w}_{el} (kW)	\dot{w}_{rel}	\dot{Q}_H (kW)	m_f (kg/s)	\dot{Q}_L (kW)	T_{r4} (K)	G (kg/s)
1951	6400	79,9	0,214	20,28	0,66	94,64	0,00190	81,01	534,90	0,282
1463	4800	84,9	0,230	23,27	0,76	101,00	0,00203	84,77	538,30	0,290
975	3200	90,1	0,243	26,01	0,85	106,90	0,00215	88,24	541,30	0,298
488	1600	95,6	0,253	28,30	0,92	112,00	0,00226	91,35	543,90	0,305
0	0	101,3	0,259	30,00	1,00	116,20	0,00234	94,05	546,20	0,31

5.5 ANÁLISE CRUZADA DE PRESSÃO E TEMPERATURA AMBIENTES

A análise a seguir visa verificar a influência cruzada da variação da temperatura e pressão ambiente.

Foram escolhidos para esta análise, além das condições ISO ($15^{\circ}C$ e $101,3kPa$), as situações abaixo:

- Menor temperatura analisada e menor pressão analisada ($0^{\circ}C$ e $79,9$ kPa);
- Maior temperatura analisada e menor pressão analisada ($40^{\circ}C$ e $79,9$ kPa);
- Menor temperatura analisada e maior pressão analisada ($0^{\circ}C$ e $101,3$ kPa);
- Maior temperatura analisada e maior pressão analisada ($40^{\circ}C$ e $101,3$ kPa);

O gráfico da Figura 33 mostra a relação entre potência gerada e eficiência para os casos citados acima.

Neste mesmo gráfico, observa-se que os casos com menor pressão atmosférica ($79,9kPa$) possuem um comportamento mais favorável, com maior eficiência, nas condições de geração de potência mais baixas, até $5kW$. A partir deste ponto, há uma inversão do comportamento em que as maiores eficiências são alcançadas para as maiores pressões atmosféricas, sendo este o comportamento mais esperado.

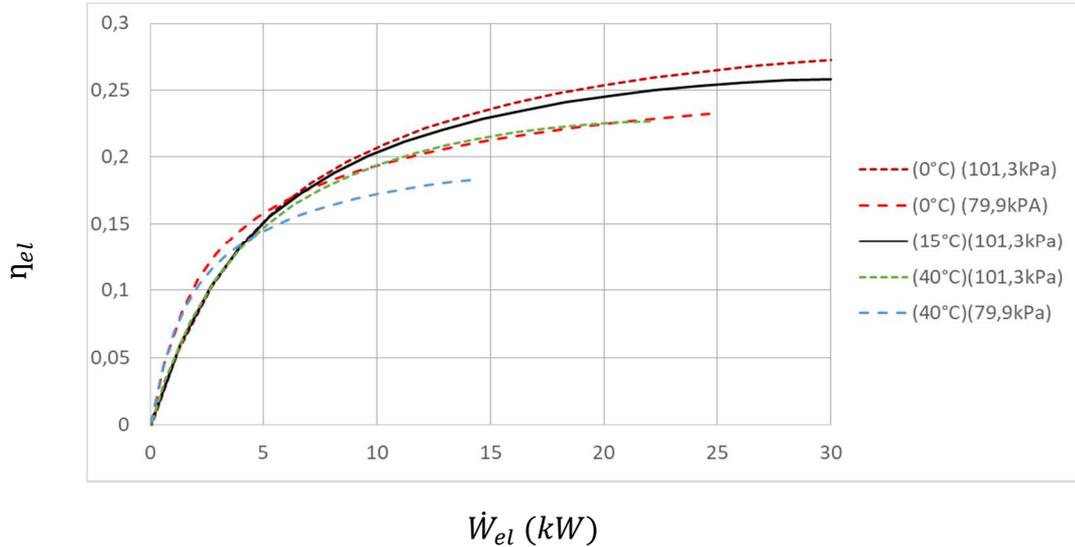
Com relação à temperatura, observa-se que a sua influência é menor que a da variação de pressão, ou seja, após $5kW$, os valores de maior eficiência serão alcançados para as maiores pressões atmosféricas, independente da temperatura ambiente.

Como esperado, quanto menor a temperatura ambiente, nestes casos, maior a eficiência da microturbina, a partir da geração de $5kW$.

Há apenas dois casos em que as variações se compensam sendo estes para as situações de maior temperatura e maior pressão ($40^{\circ}C$ e $101,3$ kPa) e menor temperatura e menor pressão

atmosféricas (0°C e 79,9 kPa). Os valores nominais para esta análise se encontram na Tabela 5.

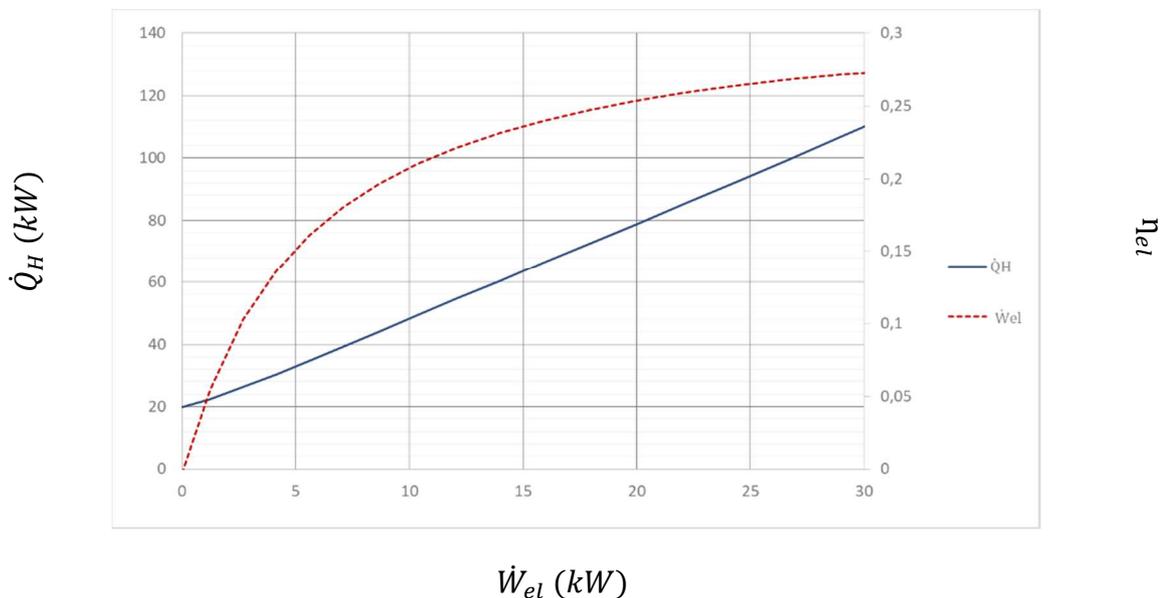
Figura 33: Relação entre eficiência e potência gerada para diferentes situações de pressão e temperaturas ambiente



Nos próximos gráficos, Figura 34 à Figura 37, são relacionados os valores de eficiência da microturbina e taxa de calor obtida na câmara de combustão versus potência gerada para cada condição ambiente avaliada, conforme citado anteriormente.

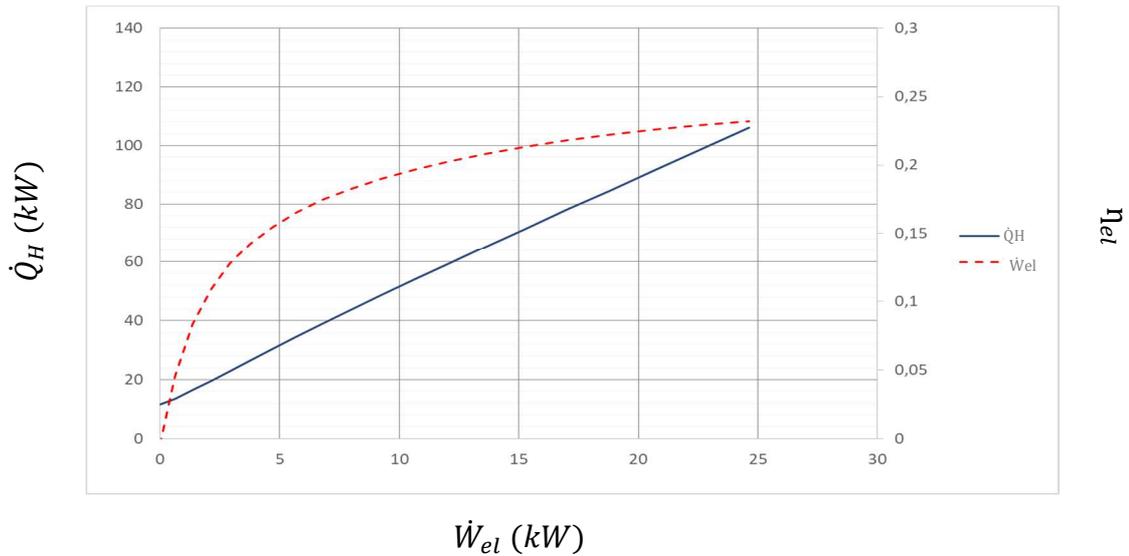
Nestes gráficos, fica claro a relação entre as condições ambientais e eficiência. Pelas curvas da taxa de calor liberada na queima do gás natural \dot{Q}_H , percebe-se que para uma mesma taxa, a potência é maior na condição de 0°C e 101,3kPa, Figura 34, ratificando a conclusão de que para estas condições há maior eficiência devido à maior vazão mássica obtida no ciclo.

Figura 34: Relação de taxa de calor x potência e eficiência x potência para a condição ambiente de: (0°C e 101,3 kPa)



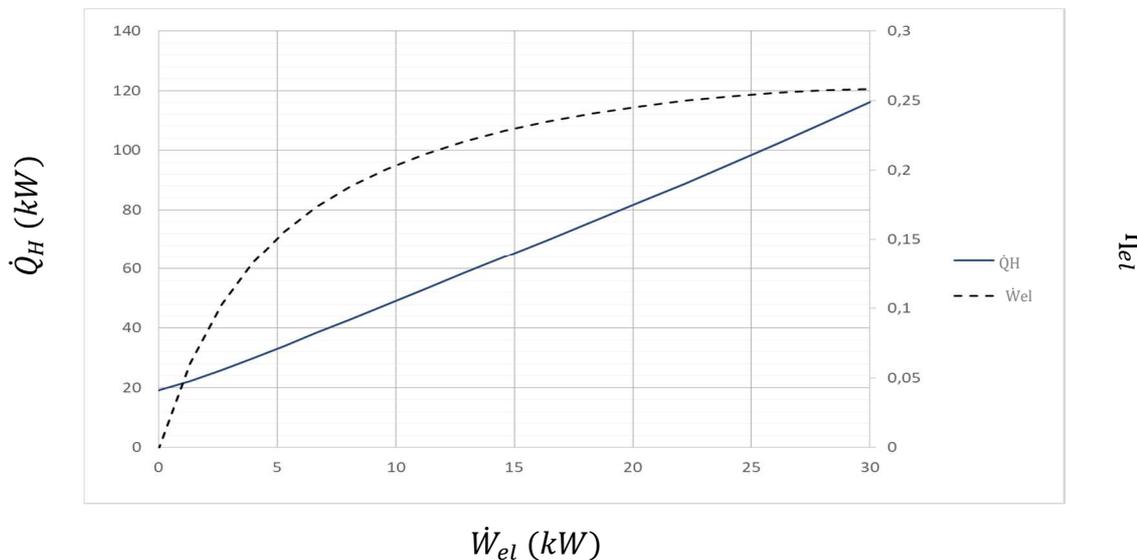
Na Figura 35, tem-se o caso para menor temperatura ambiente e menor pressão ambiente. Enquanto que a baixa T_{amb} aumenta a densidade do ar e, por consequência, a vazão mássica, a menor P_{atm} atua no sentido oposto. Estes fatores antagônicos fazem com que a máxima potência gerada seja de 24,62 kW, como visto na Tabela 5.

Figura 35: Relação de taxa de calor x potência e eficiência x potência para a condição ambiente de: (0°C e 79,9kPa)



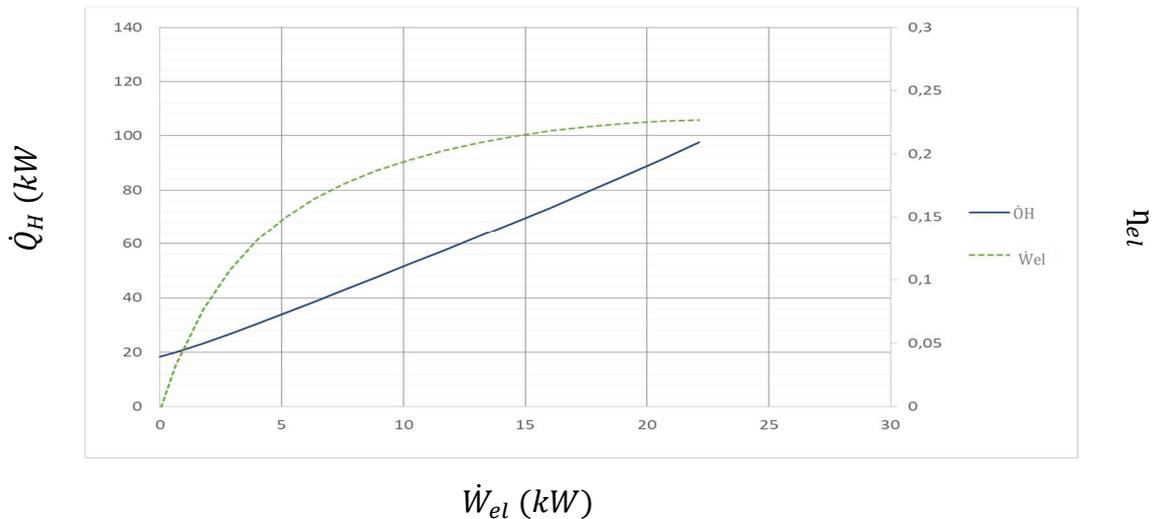
A Figura 36 ilustra o caso para a situação de projeto, nas condições ISO e serve de referência para a análise dos outros casos. Os valores nominais são vistos também na Tabela 5.

Figura 36: Relação de taxa de calor x potência e eficiência x potência para a condição ambiente de: (15°C e 101,3 kPa)



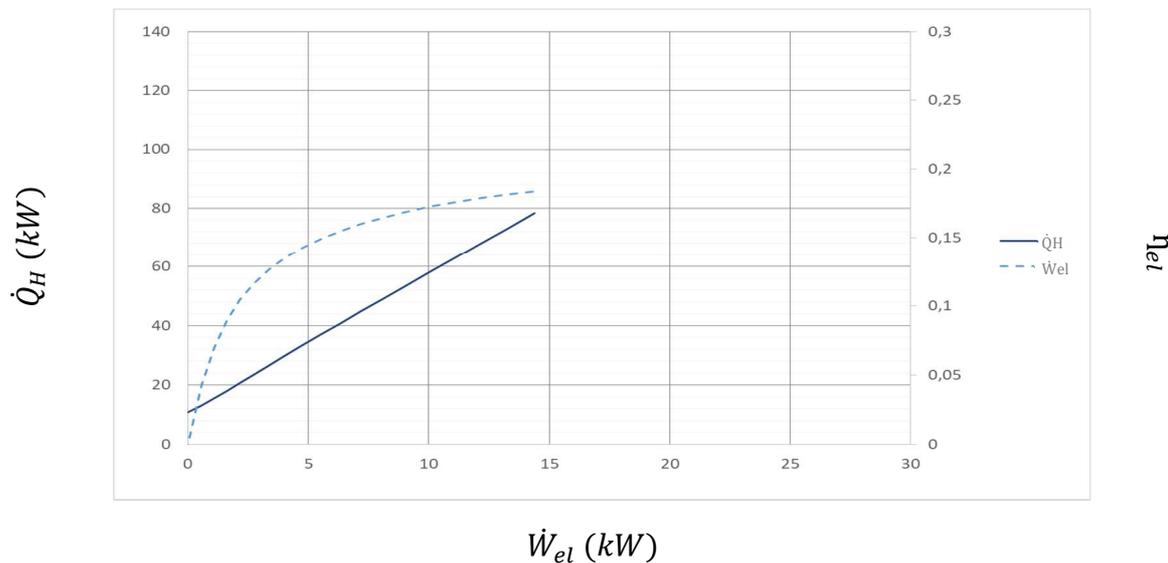
Na Figura 37, para o caso com a maior temperatura e maior pressão, novamente temos dois fatores ambientais com consequências contrárias, sendo que a maior temperatura tende a diminuir a vazão mássica e por consequência, a eficiência, enquanto que a maior pressão tende a elevar a eficiência. Como já visto no gráfico da Figura 33, o desempenho da microturbina neste caso é equivalente ao do caso para as condições de 0°C e 79,9kPa.

Figura 37: Relação de taxa de calor x potência e eficiência x potência para a condição ambiente de: (40°C e 101,3 kPa)



Na situação estudada de menor eficiência (40°C e 79,9kPa), Figura 38, observa-se que, além de alcançar o menor valor absoluto de geração de potência, esta geração é feita de maneira pouco eficiente, com alto consumo relativo de combustível, evidenciado pela taxa de calor necessária para produzir a potência elétrica.

Figura 38: Relação de taxa de calor x potência e eficiência x potência para a condição ambiente de: (40°C e 79,9 kPa)



A Tabela 5 mostra os valores de desempenho nominal para a análise cruzada, onde fica claro que a situação de maior eficiência é para $P_{amb} = 101,3\text{kPa}$ e $T_{amb} = 0^\circ\text{C}$ enquanto que o pior desempenho é dado para a combinação de condições $P_{amb} = 79,9\text{kPa}$ e $T_{amb} = 40^\circ\text{C}$.

Tabela 5: Dados de desempenho nominal da microturbina com a variação da T_{amb} e P_{amb} (avaliação c cruzada)

$T_{amb}(^\circ\text{C})$	$P_{amb}(\text{kPa})$	η	$\dot{w}_{el}(\text{kW})$	\dot{w}_{rel}	$\dot{Q}_H(\text{kW})$	$m_f(\text{kg/s})$	$\dot{Q}_L(\text{kW})$	$T_{r4}(\text{K})$	$G(\text{kg/s})$
0	79,9	0,2321	24,62	0,8038	106,1	0,00214	88,81	527,7	0,2993
40	79,9	0,1836	14,4	0,4703	78,43	0,00203	69,65	547,2	0,2566
0	101,3	0,2769	30,00	1,00	128,8	0,00259	101,8	537,7	0,3269
15	101,3	0,259	30,00	1,00	116,20	0,00234	94,05	546,20	0,31
40	101,3	0,2266	22,13	0,7226	97,66	0,00158	82,31	560,3	0,2847

6. CONCLUSÕES

Neste trabalho foi implementado um modelo analítico para a simulação de uma microturbina a gás com capacidade nominal de geração de 30kW. O modelo foi baseado em uma metodologia criada por Malinowski e Lewandowska (2013) e fundamentada em expressões analíticas capazes de predizerem a performance da microturbina operando tanto em situações de projeto como fora de projeto.

A metodologia escolhida tem a peculiaridade de necessitar de eleição de parâmetros adimensionais a fim de apresentar boa relação com a performance de microturbinas reais. Para isso, foram realizados estudos que avaliaram o impacto destes parâmetros e, por fim, a escolha dos melhores valores. Para efeito de comparação, foram utilizados os dados de comportamento da microturbina a gás CAPSTONE C30, fornecida pelo próprio fabricante para operações em condições ISO, ou seja, temperatura ambiente de 15°C e pressão ambiente de 101,3 kPa.

Após a definição dos parâmetros, foi realizada uma validação complementar com os valores obtidos de Malinowski e Lewandowska (2013), neste caso, para verificar se o modelo implementado no programa EES condiria com o desse autor que foi aplicado no programa Mathcad. Além disso, foram utilizados valores experimentais realizados pelo Departamento de Energia do Governo Americano (PIERCE, 2007) para a turbina da CAPSTONE C30.

O modelo criado neste trabalho mostrou um comportamento bastante coerente com os outros dados citados anteriormente o que evidenciou boa capacidade de predição da performance da microturbina.

Foram verificadas na validação as relações de potência gerada versus eficiência da microturbina, consumo de combustível (gás natural) versus potência gerada e, finalmente, relação entre a taxa de calor gerada nos gases de exaustão da microturbina versus potência gerada. Em todos os casos, foram aplicadas as condições ISO.

Posteriormente foi feito um estudo do efeito das condições ambientes no comportamento da microturbina.

Para esta etapa, inicialmente foi estudado o efeito da temperatura ambiente, onde pôde-se verificar que, quanto maior a temperatura, pior a performance da microturbina. No modelo, a temperatura de 40°C apresentou pior relação eficiência x potência além de maior consumo para uma mesma potência e maior perda de taxa de calor nos gases de exaustão. Os intervalos estudados foram de 0°C a 40°C. Estes valores foram escolhidos por abrangerem as temperaturas ambientes mais comuns do clima brasileiro.

Foi feito em seguida o estudo a influência da pressão ambiente na operação da microturbina. Os valores escolhidos foram da pressão a nível do mar, 101,3kPa, seguindo uma variação da pressão ambiente a cada 1600 pés, até chegar na menor pressão avaliada de 79,9kPa, referente a altitude 6400 pés ou 1950 m.

Os resultados mostraram que a eficiência da microturbina é maior para valores mais altos da pressão ambiente, o que aumenta a vazão mássica da microturbina.

No entanto, ficou evidente que para potências menores, até um limite de aproximadamente 5 kW, o comportamento da turbina é inverso, mostrando melhor performance para pressões ambientes menores. A este resultado foi atribuído o fato de a menor pressão atmosférica que diminui a vazão mássica, elevar a efetividade do trocador de calor, ocasionando um ganho de eficiência, fator este que é atenuado a medida que a potência se eleva e a vazão mássica também vai sendo aumentada.

Por fim, foi feita uma análise cruzada dos valores da pressão ambiente e temperatura ambiente. Foram analisadas as situações mais extremas para cada uma das variáveis e comparadas com a condição ISO. Ficou evidenciado que a pressão ambiente tem maior influência do que a temperatura ambiente no comportamento da microturbina

Ao final deste trabalho, pôde-se verificar a importância da construção do modelo e sua capacidade de avaliar situações que não seriam tão fáceis de serem reproduzidas com uma microturbina real.

Ele se mostrou uma ferramenta bastante versátil e capaz de reproduzir inúmeras situações de operação.

Há um horizonte de novas análises a serem realizada à frente, nas quais se sugerem como trabalhos futuros os seguintes tópicos:

- Aprimoramento do modelo, aprofundando o estudo combinado da variação da efetividade e da vazão mássica;
- Verificação da possibilidade do modelo simular o comportamento de microturbinas com diferentes capacidades de geração de potência, o que depende da obtenção dos valores de entrada destes equipamentos tais como, razão de compressão, eficiência isoentrópica dos equipamentos e determinação dos parâmetros adimensionais específicos para estas microturbinas, além de dados experimentais que possibilitem a validação nestas condições;
- Análise exegética da microturbina e seus componentes;
- Inserção de um modelo de combustão na câmara e análise da emissão de gases.

REFERÊNCIAS

AKLILU, B. T.; GILANI, S. I. Mathematical modeling and simulation of a cogeneration plant. **Applied Thermal Engineering**, v. 30, n. 16, p. 2545–2554, 2010.

ANEEL. **Atlas de energia elétrica do Brasil**. Brasília: 2002.

ANEEL. **Relatório de Análise - Desligamentos Forçados do Sistema de Transmissão**. Brasília: 2016.

ANEEL. **Geração distribuída**. Disponível em: <http://www.aneel.gov.br/informacoes-tecnicas/-/asset_publisher/CegkWaVJWF5E/content/geracao-distribuida-introducao/656827?inheritRedirect=false&redirect=http%3A%2F%2Fwww.aneel.gov.br%2Finformacoes-tecnicas%3Fp_p_id%3D101_INSTANCE_CegkWaVJWF5E%26p_p_lifecycle>.

BADAMI, M.; FERRERO, M. G.; PORTORARO, A. Dynamic parsimonious model and experimental validation of a gas microturbine at part-load conditions. **Applied Thermal Engineering**, v. 75, p. 14–23, 2015.

BALESTIERI, J. A. P. **Cogeração. Geração combinada de eletricidade e calor**. 1. ed. Florianópolis: 2002.

BARBOSA, J. R. Simulação numérica do desempenho de turbinas a gás. **COBEM**, 1997.

BAUMOL, W. J. ET AL. **Productivity and American leadership: the long view**. Cambridge: 1989.

BICALHO, R. G. Turbina a Gás : Oportunidades e Desafios. **Revista Brasileira de Energia**, v. 8, p. 1–12, 2001.

BOYCE, M. **Gas turbine Engineering Handbook**. 3. ed. Boston: 2001.

BRASIL, P. **Potencial hidrelétrico brasileiro está entre os cinco maiores do mundo**. Disponível em: <<http://www.brasil.gov.br/infraestrutura/2011/12/potencial-hidreletrico-brasileiro-esta-entre-os-cinco-maiores-do-mundo>>. Acesso em: 6 fev. 2017.

CAI, R. A new analysis of recuperative gas turbine cycles. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers**, v. 212, n. 4, p. 289–296, 1998.

CAPSTONE. **Solutions energy efficiency**. Disponível em: <<https://www.capstoneturbine.com/solutions/energy-efficiency>>. Acesso em: 8 fev. 2017.

CARLOS, L.; JR, M. **Máquinas Térmicas II**. 1. ed. Panambi: 2002

- CARNEIRO, W. **Avaliação do comportamento dinâmico de turbinas a gás aeroderivativas na operação em ciclo**. Universidade Federal de Itajubá, 2014.
- ÇENGEL, Y. A. *Thermodynamics and Heat Transfer*. p. 83, 414–441, 2008.
- CRUZ, T. V. G. **Identificação experimental de um baixa emissão de no x**. Universidade de Brasília, 2006.
- DUTRA, J.C.C. , GONZALEZ-CARMONA M.A., LAZARO-ALVARADO A., C. A. **Modeling of a cogeneration system with a micro gas turbine operating at partial load conditions for trigeneration applications**. Dubrovnik: 2015.
- EPA, U. E. P. A. **Catalogof de CHP Technologies Section 5.Characterization - MicroturbinesEpa**, 2015.
- GE. **A maior termoeétrica a gás natural da América Latina conta com tecnologia GE e será instalada no Brasil!** Disponível em: <<https://gereportsbrasil.com.br/a-maior-termoeétrica-a-gás-natural-da-américa-latina-conta-com-tecnologia-ge-e-será-instalada-no-b3a6803b1900>>. Acesso em: 8 fev. 2017.
- HAGLIND, F. Variable geometry gas turbines for improving the part-load performance of marine combined cycles – Gas turbine performance. **Energy**, v. 35, n. 2, p. 562–570, 2010.
- HOWARD, B.; MODI, V. Examination of the optimal operation of building scale combined heat and power systems under disparate climate and GHG emissions rates. **Applied Energy**, v. 185, p. 280–293, 2017.
- INCROPERA, F. P. et al. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. 6. ed. Hoboken: JOHN WILEY & SONS, 2007.
- JANSOHN, P. **Modern gas turbine systems, High efficiency, low emission, fuel flexibe power generation**. 1. ed. Cambridge: Adam Hooper, 2013.
- KHALIQ, A.; DINCER, I. Energetic and exergetic performance analyses of a combined heat and power plant with absorption inlet cooling and evaporative aftercooling. **Energy**, v. 36, n. 5, p. 2662–2670, 2011.
- KHAN, M. N. K. · I. T. · W. A. Thermodynamic Optimization of New Combined Gas / Steam Power Cycles with HRSG and Heat Exchanger Thermodynamic Optimization of New Combined Gas / Steam Power Cycles with HRSG and Heat Exchanger. n. May, 2017.
- KIM, T. S. ã. Comparative analysis on the part load performance of combined cycle plants

- considering design performance and power control strategy. v. 29, p. 71–85, 2004.
- KIM, T. S.; HWANG, S. H. Part load performance analysis of recuperated gas turbines considering engine configuration and operation strategy. v. 31, p. 260–277, 2006.
- KLEIN, S.; NELLIS, G. **Mastering EES**, 2014.
- KURZKE, J. GT2011-45 CORRELATIONS HIDDEN IN COMPRESSOR MAPS. p. 1–10, 2014.
- LEITE, A. D. **A energia do Brasil**. 3. ed. Rio de Janeiro: 2014.
- LORA, E. E. S.; HADDAD, J. **Geração Distribuída**. Aspectos Tecnológicos, Ambientais e Institucionais. 1ª ed. Rio de Janeiro: Interciência, 2006.
- MALINOWSKI, L.; LEWANDOWSKA, M. Analytical model-based energy and exergy analysis of a gas microturbine at part-load operation. **Applied Thermal Engineering**, v. 57, n. 1–2, p. 125–132, 2013.
- MCDONALD, C. F. Low-cost compact primary surface recuperator concept for microturbines. v. 20, p. 471–497, 2000.
- NAJJAR, Y. S. H. COMPARISON OF PERFORMANCE FOR COGENERATION SYSTEMS USING SINGLE- OR TWIN-SHAFT GAS TURBINE ENGINES. v. Ii, n. 2, 1997.
- NASCIMENTO, M. A. R. et al. Biodiesel fuel in diesel micro-turbine engines: Modelling and experimental evaluation. **Energy**, v. 33, n. 2, p. 233–240, 2008.
- PEČINKA, J. M. P. Gas Turbine Engine Off-Design Calculations Using Matlab. v. 6, n. 1, 2011.
- PIERCE, F. **Summary of Results from Testing a 30-kW-Microturbine and Combined Heat and Power (CHP) System** **Federal Technology Alert**. Washington:2007.
- PINTO, M.; CHARAMBA, J.; LIRA JR, C. **Influence of adjustment parameters in the definition of the characteristic map of compressors for a gas turbine**. Ex-HFT. Foz do Iguaçu, 2017.
- PLIS, M.; RUSINOWSKI, H. Predictive, adaptive model of PG 9171E gas turbine unit including control algorithms. **Energy**, v. 126, p. 247–255, 2017.
- REIS, A. **Análise das curvas de desempenho de uma microturbina a gás operando em**

um clima tropical e ambiente não controlado : ênfase nos parâmetros térmicos.

Universidade Federal de Pernambuco, 2015.

ROCHA, M. S.; ANDREOS, R.; SIMÕES-MOREIRA, J. R. Performance tests of two small trigeneration pilot plants. **Applied Thermal Engineering**, v. 41, p. 84–91, 2012.

SARAVANAMUTTOO, H.; ROGERS, G.; COHEN, H. **Gas turbine Theory**. 5. ed. Harlow: Pearson, 2001.

SHAPIRO, H. M. M. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics Textbook, Includes Interactive**. 7. ed. Hoboken: Don Fowley, 2011.

SIEMENS. **We power the world with innovative gas turbines Siemens gas turbine portfolio**, 2017. Disponível em: <<http://www.energy.siemens.com/us/pool/hq/power-generation/gas-turbines/downloads/gas-turbines-siemens.pdf>>

T. R. CAMP AND J. H. HORLOCK. Copyright © 1993 by asme; An analytical model of axial compressor off-design performance. **The American Society of Mechanical Engineers**, 1993.

THU, K. et al. Thermodynamic analysis on the part-load performance of a microturbine system for micro/mini-CHP applications. **Applied Energy**, v. 178, p. 600–608, 2016.

VAN WYLEN, G. **Fundamentals of Thermodynamics**. 6. ed. Michigan: EDGARD BLUSHER, 2003.

WANG, W.; CAI, R.; ZHANG, N. General characteristics of single shaft microturbine set at variable speed operation and its optimization. **Applied Thermal Engineering**, v. 24, n. 13, p. 1851–1863, 2004.

WANG, Z. et al. Effect of an alternative operating strategy for gas turbine on a combined cooling heating and power system. **Applied Energy**, v. 205, p. 163–172, 2017.

WEI, C.; ZANG, S. Experimental investigation on the off-design performance of a small-sized humid air turbine cycle. **Applied Thermal Engineering**, v. 51, n. 1–2, p. 166–176, 2013.

WHISTON, M. M. et al. Exergy and economic comparison between kW-scale hybrid and stand-alone solid oxide fuel cell systems. **Journal of Power Sources**, v. 353, p. 152–166, 2017.

ZHANG, N.; CAI, R. Analytical solutions and typical characteristics of part-load

performances of single shaft gas turbine and its cogeneration. **Energy Conversion and Management**, v. 43, n. 9–12, p. 1323–1337, 2002.