



ARA 7394 – Trabalho de Conclusão de Curso
Universidade Federal de Santa Catarina
Campus Araranguá
Curso de Engenharia de Energia

AVALIAÇÃO DA INFLUÊNCIA DA VAZÃO E DA TEMPERATURA DO AR DE ADMISSÃO NO DESEMPENHO DE UMA PLANTA COMPACTA DE COGERAÇÃO

MAURÍCIO DARABAS RONÇANI

Artigo científico apresentado ao Curso de Engenharia de Energia como requisito para aprovação na Disciplina ARA7394 – Trabalho de Conclusão de Engenharia, sob supervisão da Prof.^a Dr.^a Elise Meister Sommer, orientação do Prof. Dr. Rogério Gomes de Oliveira e avaliação dos seguintes docentes:

Prof. Dr. Rogério Gomes de Oliveira
Universidade Federal de Santa Catarina
Orientador

Prof. Dr. Fernando Henrique Milanese
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Dr. Giuliano Arns Rampinelli
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof.^a Dr.^a Elise Meister Sommer
Universidade Federal de Santa Catarina
(Suplente)

Araranguá, 10 de dezembro de 2014

RESUMO

A eficiência das microturbinas varia entre 20 e 30% quando operam em ciclo simples. Assim sendo, de 70 a 80% da energia primária contida no combustível é perdida para o ambiente na forma de calor. Com base nisso, buscou-se formas de aumentar o aproveitamento da energia disponível no combustível. Neste trabalho, foi desenvolvido um modelo matemático para uma planta compacta de cogeração, com o objetivo de avaliar a influência de alguns parâmetros de operação na produção de potência útil. O sistema de potência da planta é composto por uma microturbina a gás natural, enquanto que o sistema de cogeração comporta duas caldeiras de recuperação de calor, que servem como fonte térmica para duas máquinas de refrigeração por sorção. Sendo a primeira delas por absorção e a segunda por adsorção. Os parâmetros avaliados foram a temperatura de admissão do ar e a vazão mássica dos gases de exaustão da microturbina. Como resultados, verificou-se a influência desses parâmetros na eficiência e potência elétrica da microturbina, temperatura dos gases de exaustão e potência térmica recuperada nas caldeiras, e produção de potência frigorífica nos *chillers* de absorção e adsorção, a partir do aproveitamento do rejeito térmico. Nos sistemas de refrigeração, considerou-se a temperatura de evaporação como 5°C e a de condensação como 30°C, sendo que foi utilizada sílica-gel como adsorvente e água como refrigerante, no sistema de adsorção. No sistema de absorção, utilizou-se água como fluido absorvedor e amônia como fluido refrigerante. Como fluido térmico, utilizou-se vapor saturado na caldeira de recuperação primária e água quente na caldeira de recuperação secundária. Os resultados indicaram que a redução da temperatura de admissão do ar na microturbina afeta positivamente a eficiência e a produção de potência elétrica. Porém, diminui a temperatura de exaustão dos gases, reduzindo o potencial de cogeração e conseqüentemente a produção de efeito frigorífico. Os resultados também indicaram que a redução da vazão dos gases (redução de carga) compromete significativamente, de forma negativa, a eficiência elétrica da microturbina. Por último, fez-se uma comparação entre os resultados obtidos com o modelo e os dados apontados pelo fabricante, assim como alguns resultados experimentais disponíveis na literatura. Nessa análise, observou-se que o modelo apresentou resultados satisfatórios na simulação da microturbina.

Palavras-chave: Cogeração. Microturbina. Absorção. Adsorção. Refrigeração.

LISTA DE SÍMBOLOS

Alfabeto latino

<i>A</i>	Área	[m ²]
<i>Bi</i>	Número de Biot	[-]
<i>C</i>	Capacidade térmica	[W/K]
<i>COP</i>	Coefficiente de desempenho	[-]
<i>Cp</i>	Calor específico	[J/kg.K]
<i>D</i>	Parâmetro da equação de Dubinin-Astakhov	[-]
<i>Dh</i>	Diâmetro hidráulico	[m]
<i>h</i>	Entalpia específica	[J/kg]
<i>he</i>	Coefficiente de convecção externo	[W/m ² .K]
<i>hi</i>	Coefficiente de convecção interno	[W/m ² .K]
<i>hs</i>	Entalpia de sorção	[J/kg]
<i>k</i>	Condutividade térmica	[W/m.K]
<i>L</i>	Comprimento	[m]
<i>L_{lv}</i>	Calor latente de mudança de fase	[J/kg]
<i>m</i>	Massa	[kg]
<i>ṁ</i>	Vazão mássica	[kg/s]
<i>n</i>	Parâmetro da equação de Dubinin-Astakhov	[-]
<i>Nū</i>	Número de Nusselt médio	[-]
<i>P</i>	Pressão	[Pa]
<i>PCI</i>	Poder Calorífico Inferior	[J/kg]
<i>Pr</i>	Número de Prandtl	[-]
<i>Q̇</i>	Taxa de troca térmica	[W]
<i>Qs</i>	Calor de sorção	[W]
<i>R</i>	Constante universal dos gases	[J/kg.K]
<i>r_{AC}</i>	Razão ar/combustível	[kg/kg]
<i>RC</i>	Razão de compressão	[-]
<i>Re</i>	Número de Reynolds	[-]
<i>T</i>	Temperatura	[K]
<i>U</i>	Coefficiente global de transferência de calor	[W/m ² .K]

UA	Condutância global	[W/K]
V	Volume	[m ³]
vel	Velocidade	[m/s]
w	Umidade absoluta	[kg/kg]
\dot{W}	Potência	[W]
x	Fração mássica de amônia	[-]
X	Concentração de refrigerante no adsorvente	[kg/kg]
X_0	Parâmetro da equação de Dubinin-Astakhov	[-]

Alfabeto grego

α	Difusividade térmica	[m ² /s]
β	Coefficiente de dilatação volumétrica	[1/K]
γ	Espessura	[m]
Δt	Intervalo de tempo	[s]
ϵ	Efetividade	[-]
η	Eficiência	[-]
λ	Razão entre Cp e Cv	[-]
μ	Viscosidade dinâmica	[kg/m.s]
ν	Viscosidade cinemática	[m ² /s]
ξ	Fator de perda de carga	[-]
ρ	Massa específica	[kg/m ³]
β	Parâmetro de correção da eficiência	[-]
ϕ	Umidade relativa	[-]

Índices

abs	Absorção
$absr$	Absorvedor
ads	Adsorção
ale	Aleta
ALT	Alternador
BS	Bomba de solução

CA	Compressor
canal	Canal de escoamento
CC	Câmara de combustão
cond	Condensador
conj	Conjunto de aletas
des	Dessorção
evap	Evaporador
ex	Gases de exaustão
ext	Externo
frig	Frigorífica
ger	Gerador
GN	Gás natural
int	Interno
ise	Isentrópica
lei	Leito adsortivo
liq	Estado líquido
Loss	Perdas
lv	Mudança de fase
min	Valor mínimo
ml	Média logarítmica
net	Líquida (potência líquida)
par	Parede
rect	Retificador
RG	Recuperador
sat	Estado de saturação
sup	Superfície
t	Iteração de tempo
TB	Turbina
TC1	Trocador de calor na entrada
TC3	Caldeira de recuperação primária
TC4	Caldeira de recuperação secundária
vap	Estado de vapor

1 INTRODUÇÃO

Com a projeção crescente do consumo de energia elétrica no Brasil para os próximos anos (Empresa de Pesquisa Energética (EPE), 2013), necessita-se cada vez mais ampliar e diversificar a matriz energética. Nesse sentido, os sistemas de geração autônomos e de cogeração, presentes no cenário industrial nacional há mais de cinco décadas (ROSSA, 2007), vem ganhando força nos últimos anos e se apresentando como uma alternativa competitiva frente às tradicionais formas de se produzir energia.

Mundialmente falando, a cogeração é uma tecnologia conhecida e praticada há mais tempo (CARVALHO, 2010). Isso ocorre, principalmente, porque a matriz energética mundial tem como base os combustíveis fósseis (International Energy Agency (IEA), 2013), enquanto que no Brasil, a base da geração elétrica é formada pela exploração da energia hídrica (EPE, 2014). A utilização de sistemas de cogeração proporciona um significativo aumento no aproveitamento da energia primária disponível no combustível, portanto, contribuindo fundamentalmente para racionalizar o uso dos combustíveis fósseis nesses países.

O termo cogeração representa a produção simultânea de energia elétrica e térmica, para uso local, a partir de um mesmo combustível. A trigeração, por outro lado, pode ser dita como um caso particular da cogeração, em que a energia térmica recuperada é utilizada de duas formas. Na primeira delas, como calor para diversos processos industriais e na segunda, como fonte de energia para alimentar sistemas de refrigeração por compressão térmica, gerando como produto final efeito frigorífico.

Os sistemas de refrigeração por compressão térmica, em comparação aos sistemas convencionais, têm potencial para produzir o mesmo efeito frigorífico utilizando-se apenas de energia térmica. Dessa forma, podem contribuir significativamente com a economia de energia se alimentados por fontes térmicas residuais (SÁNCHEZ, 2012). Neste trabalho, serão utilizados dois sistemas de refrigeração por compressão térmica, sendo um por absorção e outro por adsorção. Em geral, os sistemas por absorção, em comparação com os sistemas por adsorção, requerem uma fonte térmica com temperatura mais elevada para produzir efeito frigorífico para a mesma finalidade (OLIVEIRA, 2004). Por outro lado, um ponto negativo para os sistemas de adsorção frente aos de absorção é o menor coeficiente de desempenho e a baixa potência de refrigeração por unidade de massa ou volume de adsorvente (OLIVEIRA e WANG, 2006).

Neste trabalho, será avaliada a influência de alguns parâmetros de operação de uma planta compacta de cogeração na produção de potência útil. A planta estudada é composta por uma microturbina a gás natural, uma máquina de refrigeração por absorção água-amônia e uma máquina de refrigeração por adsorção sílica gel-água.

São fatores que afetam a produção de potência mecânica em uma turbina a gás, a perda de carga na sucção e exaustão, variação da temperatura ambiente, variação da umidade relativa do ar, altitude, variação da vazão mássica de ar admitida pelo compressor, relação de compressão do mesmo, temperatura máxima atingida pelos gases quentes antes da expansão na turbina e tipo de combustível. Destes, serão analisados neste trabalho, a temperatura de admissão do ar na microturbina e a vazão mássica dos gases de exaustão.

Analisar-se-á a influência destes parâmetros na eficiência e produção de potência elétrica, na temperatura e potência dissipada nos gases de exaustão da microturbina e na produção de potência frigorífica, separadamente, nos *chillers* de absorção e adsorção.

1.1 OBJETIVOS

O objetivo geral e os objetivos específicos deste trabalho são descritos de forma detalhada abaixo.

1.1.1 Objetivo geral

O objetivo geral deste trabalho é avaliar a influência da temperatura de entrada do ar e da vazão mássica dos gases de exaustão de uma microturbina na produção de potência útil de uma planta compacta de cogeração.

1.1.2 Objetivos específicos

Para se atingir o objetivo geral, foram definidos alguns objetivos específicos. São eles:

- Revisar a literatura sobre produção de potência elétrica a partir de turbinas a gás, produção de efeito frigorífico a partir de sistemas de refrigeração por absorção e sistemas de refrigeração por adsorção;

- Desenvolver um modelo matemático com base na literatura para descrever a planta de cogeração a ser estudada;
- Utilizar o modelo desenvolvido para simular os seguintes parâmetros: temperatura e potência dissipada nos gases de exaustão da microturbina; eficiência e produção de potência elétrica da microturbina; produção de potência frigorífica nos sistemas de absorção e adsorção, separadamente;
- Verificar a influência da temperatura de admissão do ar na microturbina e da vazão mássica dos gases de exaustão da mesma nos parâmetros acima citados;
- Avaliar a viabilidade de se utilizar o efeito frigorífico dos sistemas de absorção e adsorção para reduzir a temperatura do ar de admissão na microturbina e com isso aumentar produção de potência elétrica.

2 JUSTIFICATIVA

A eficiência das microturbinas varia entre valores de 20 e 30% quando operam em ciclo simples. Assim sendo, 70 a 80% da energia primária contida no combustível é perdida para o ambiente na forma de calor. A baixa eficiência dessas máquinas se deve à alta temperatura dos gases na exaustão associada com a baixa pressão, insuficiente para produzir trabalho. No entanto, a alta temperatura dos gases na exaustão possibilita uma gama de processos para recuperação desse calor e posterior aproveitamento em processos de cogeração.

De acordo com Rossa (2007), no Brasil, a cogeração é uma tecnologia conhecida e praticada há mais de meio século. Contudo, somente nos últimos anos, devido às preocupações com a segurança do setor energético, passou a ter visibilidade como uma alternativa promissora na área industrial. Assim, diversos estudos vêm sendo realizados objetivando-se melhorar o desempenho desses sistemas.

As plantas de cogeração e/ou trigerção possibilitam um aumento essencial na conservação da energia disponível no combustível, sem prejuízos na qualidade do produto final (energia elétrica, calor e frio). Dessa forma, esses processos resultam, além das vantagens energéticas e ambientais, em vantagens econômicas.

Esses sistemas também constituem geração distribuída, pois a produção de energia elétrica e térmica ocorre no próprio local de consumo, eliminando as perdas na transmissão e distribuição, que representam de 5 a 10%. Além disso, permitem também economia em investimentos na expansão do setor elétrico, contribuem para o descongestionamento da matriz energética e ainda aumentam a segurança no fornecimento de energia nas indústrias em que estão instalados (CARVALHO, 2010);

As vantagens apresentadas pelos processos de cogeração motivou a análise de formas de maximizar o aproveitamento do combustível em uma planta compacta de cogeração, buscando alternativas para aumentar ainda mais a eficiência global da mesma e contribuir para o desenvolvimento sustentável.

3 REVISÃO DE LITERATURA

Romanos et al. (2005), fizeram uma análise teórica e experimental do uso do gás natural para acionamento de uma microturbina associada a um trocador de calor para produzir água quente ou vapor a partir da recuperação do rejeito térmico dos gases de exaustão. A análise incluiu ainda, a utilização da água quente ou vapor como fonte térmica para uma máquina de refrigeração por absorção, produzindo água gelada para climatização de ambientes. Os autores concluíram que o sistema é tecnicamente viável, produzindo até 28 kW de energia elétrica e recuperando até 50 kW de água quente à 93°C ou então até 44 kW de vapor saturado à 120°C. Utilizando a água quente como fonte térmica para o sistema de absorção, conseguiram produzir até 32 kW de potência de refrigeração. Utilizando o processo de cogeração, os autores conseguiram aumentar o aproveitamento da energia primária do gás natural de 24 para 48%.

Por outro lado, Takaki et al. (2006), fizeram uma análise econômica comparativa da expansão de um frigorífico bovino em Campo Grande – MS, utilizando um sistema convencional (energia elétrica comprada da concessionária e lenha) versus um sistema de cogeração. O sistema de cogeração era composto por uma turbina a gás de 15,5 MW, caldeiras de recuperação de calor e um sistema de refrigeração por absorção. Os gases de exaustão da turbina serviam como fonte térmica para o sistema de absorção e também para as caldeiras de recuperação, gerando o vapor necessário aos processos industriais do frigorífico. Os resultados obtidos pelos autores apontaram que a expansão do frigorífico utilizando-se o sistema convencional de energia era mais favorável do ponto de vista econômico, em comparação ao sistema de cogeração. Os fatores determinantes foram o alto preço de implantação do sistema de cogeração, resultando em um maior custo de geração de potência frigorífica a partir do sistema de absorção, em comparação ao sistema convencional, por compressão mecânica. Além disso, a utilização da lenha (que tem preço inferior ao do gás natural) como combustível para as caldeiras de geração de vapor no sistema convencional, também contribuiu de forma desfavorável à implantação do sistema de cogeração na ampliação do frigorífico.

Kami, Rossa e Bazzo, (2007), adaptaram e realizaram testes experimentais com uma máquina de refrigeração por absorção de 17 kW, que originalmente era projetada para operar a partir da queima direta de gás natural, para operar utilizando como fonte térmica uma solução quente de água/monoetilenoglicol. Essa solução era provida da recuperação de calor dos gases de exaustão de uma microturbina de 28 kW. Os

resultados obtidos apontaram produção de até 25 kW de potência elétrica e de 10 kW a 17 kW potência frigorífica entre 4 e 8 °C. O coeficiente de desempenho da máquina de refrigeração atingiu valor de 0,31 e a eficiência global da planta chegou a 37%.

Benito (2007) realizou um estudo sobre um sistema de cogeração envolvendo uma turbina a gás, um motor de combustão interna (ambos utilizando diesel como combustível), um sistema de refrigeração por absorção e um sistema de compressão de vapor auxiliar. O autor fez uma análise da utilização dos motores em três condições de operação da planta de cogeração. No primeiro, a demanda de frio era igual à produção do *chiller* de absorção. No segundo, a produção de frio excedia a demanda e no terceiro a demanda excedia a produção do *chiller*. Como resultado, concluiu que era mais conveniente utilizar o motor de combustão interna do que a turbina nos três casos.

Rossa e Bazzo (2009) desenvolveram um modelo termodinâmico para uma planta de cogeração, considerando geração de energia elétrica a partir de uma microturbina e a recuperação do calor residual dos gases de exaustão para servir como fonte térmica para uma máquina de refrigeração por absorção. Como resultados, a associação do sistema de absorção à microturbina aumentou em até 67% o aproveitamento da energia primária disponível no combustível, elevando a eficiência global da planta de cogeração para até 42%. O coeficiente de desempenho da máquina de refrigeração foi de 0,27, para produção de água gelada a 5°C.

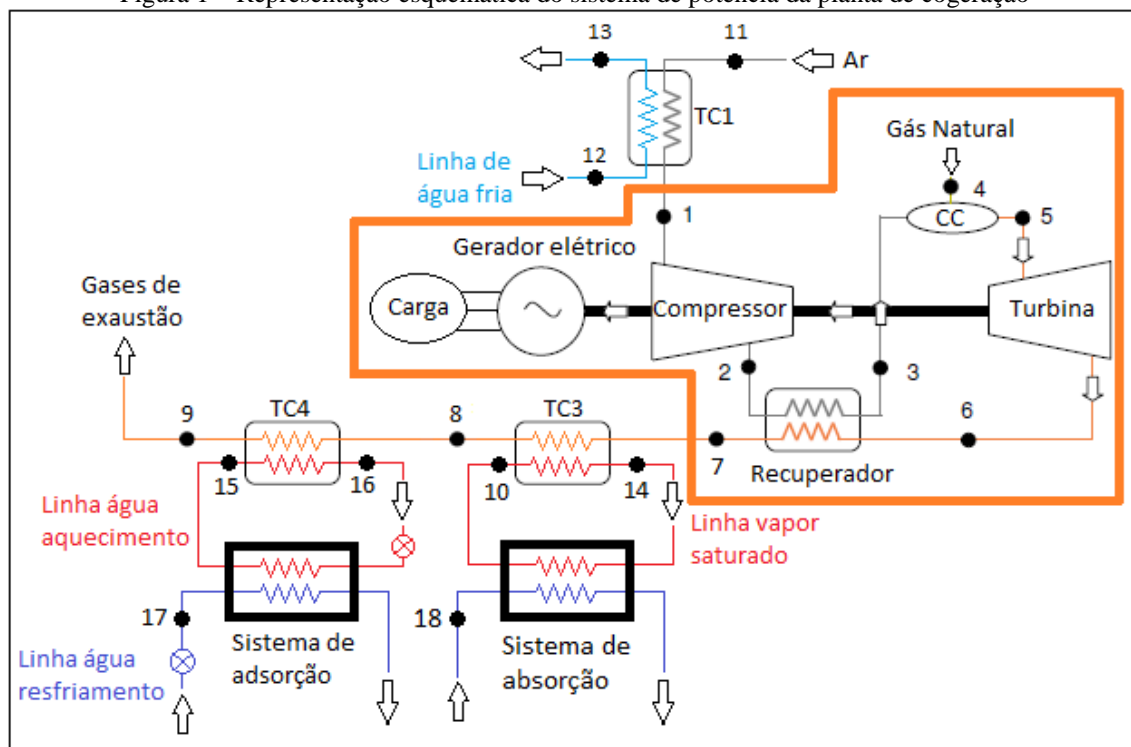
Bazzo, Carvalho e Matelli (2013), realizaram um estudo experimental para uma planta de cogeração composta por uma microturbina e uma máquina de refrigeração por absorção. Os autores testaram o sistema com diferentes potências de operação da microturbina, diferentes pressões de geração de vapor na caldeira de recuperação e diferentes temperaturas de refrigeração. Com temperatura plena carga, a microturbina foi capaz de fornecer 19 kW de vapor saturado a 5,3 bar, que quando utilizados como fonte térmica para a máquina de absorção, produziu 9,2 kW a 5°C.

Martinho (2013) desenvolveu um modelo matemático para prever o comportamento dos principais componentes de um sistema de refrigeração por absorção. Em uma das avaliações feitas, a autora verificou que o aumento na taxa de capacidade térmica do combustível leva o refrigerador a atingir a temperatura desejada num tempo menor, porém, o coeficiente de desempenho é afetado negativamente.

4 PROCEDIMENTO METODOLÓGICO

Para atingir os objetivos propostos, foi desenvolvido, com base na revisão bibliográfica, um modelo matemático para descrever termodinamicamente a planta de cogeração a ser analisada. As equações do modelo foram resolvidas utilizando-se o software Matlab como ferramenta de programação. A planta é composta por uma microturbina, uma máquina de refrigeração por absorção e uma máquina de refrigeração por adsorção. A Figura 1 representa esquematicamente o sistema de potência da planta, para facilitar o entendimento e a descrição das equações.

Figura 1 – Representação esquemática do sistema de potência da planta de cogeração



Fonte: Elaboração própria.

No ponto 11, o ar ambiente é admitido no trocador de calor de entrada (TC1). Nesse trocador de calor, o ar pode ser resfriado, para avaliação da influência desse parâmetro no desempenho da planta de cogeração. Após passar pelo TC1, o ar é entra na microturbina, que é composta pelo compressor, recuperador, câmara de combustão, turbina e gerador elétrico. O recuperador da microturbina tem por função pré-aquecer o ar antes da combustão, reduzindo o consumo de combustível. Após deixar a microturbina, os gases de exaustão passam pelas caldeiras de recuperação primária (TC3) e secundária (TC4), que recuperam energia dos mesmos para alimentar os

chillers de absorção de adsorção, respectivamente. As linhas de água de resfriamento (pontos 17 e 18) são responsáveis pela rejeição de calor das máquinas de refrigeração por sorção.

A apresentação das equações do modelo matemático foi dividida em três subseções: modelagem da microturbina, modelagem das caldeiras de recuperação e modelagem das máquinas por sorção.

4.1 MODELAGEM DA MICROTURBINA

As equações de modelagem da microturbina foram retiradas de Carvalho (2010), Incropera et al. (2008) e Rossa (2007). Na modelagem, as seguintes hipóteses simplificadoras foram assumidas:

- Operação em regime permanente;
- Variação nula da energia cinética e potencial;
- Combustão completa;
- Comportamento de mistura ideal para o ar atmosférico e para o gás natural;
- Comportamento de gás ideal para o ar e os gases de exaustão;
- Trocadores de calor com perda de carga nula. (ROSSA, 2007)

A modelagem da microturbina foi subdividida em volumes de controle, conforme apresentado a seguir.

4.1.1 Trocador de calor na entrada (TC1)

Esse trocador de calor é utilizado quando se deseja resfriar o ar a ser admitido pela microturbina. A umidade absoluta do ar na entrada do TC1 foi calculada como:

$$w_{11} = \frac{0,622 * \phi_{11} * P_{vap,11}}{P_{11} - \phi_{11} * P_{vap,11}} \quad (1)$$

onde ϕ_{11} é a umidade relativa do ar, P_{11} é a pressão do ar e $P_{vap,11}$ é a pressão de vapor do ar, obtidos na temperatura de entrada do trocador (BORGNAKKE e SONNTAG, 2009). A vazão mássica do ar de entrada foi calculada como:

$$\dot{m}_{11} = r_{AC} * \dot{m}_4 * (1 + w_{11}) \quad (2)$$

onde r_{AC} é a razão de combustão ar/combustível em base mássica e \dot{m}_4 é a vazão mássica de combustível. A efetividade do trocador de calor foi calculada como:

$$\epsilon_{TC1} = 1 - \exp\left(-\frac{UA_{TC1}}{C_{min,TC1}}\right) \quad (3)$$

onde UA_{TC1} é a condutância global e $C_{min,TC1}$ é o valor mínimo entre o produto da vazão mássica e o calor específico de cada fluido (INCROPERA et al., 2008). A taxa de troca térmica foi calculada como:

$$\dot{Q}_{TC1} = \epsilon_{TC1} * C_{min,TC1} * (T_{11} - T_{12}) \quad (4)$$

onde T_{11} é a temperatura do ar na entrada do trocador de calor e T_{12} é a temperatura da água de resfriamento na entrada do trocador (INCROPERA et al., 2008). As temperaturas nas saídas do TC1 foram calculadas como sendo:

$$T_1 = T_{11} - \frac{\dot{Q}_{TC1}}{\dot{m}_{11} * Cp_{ar}} \quad (5)$$

$$T_{13} = T_{12} + \frac{\dot{Q}_{TC1}}{\dot{m}_{12} * Cp_{water}} \quad (6)$$

onde Cp_{ar} e Cp_{water} são os calores específicos e \dot{m}_{11} e \dot{m}_{12} são as vazões mássicas do ar e da água, respectivamente. A pressão do ar na saída do trocador de calor foi calculada como:

$$P_1 = P_{11}(1 - \xi_{ar,TC1}) \quad (7)$$

onde P_{11} é a pressão de entrada e $\xi_{ar,TC1}$ é o fator de perda de carga no trocador, no fluxo de ar (ROSSA, 2007). Para o fluxo de água, a pressão de saída é calculada pela mesma equação, substituindo-se os parâmetros pelos valores referentes à água. Para fins de simplificação do trabalho, os fatores de perda de carga do TC1 foram considerados nulos.

A umidade absoluta do ar na saída do TC1 foi calculada pela Eq. 1, alterando-se os valores de entrada para os de saída do trocador. A umidade absoluta foi calculada novamente para verificar se houve condensação durante o resfriamento do ar e consequente diminuição na massa de água carregada pelo mesmo.

A vazão mássica de ar na saída do TC1 foi calculada pela Eq. 2, alterando-se o valor da umidade absoluta do ar na entrada pelo valor calculado na saída.

4.1.2 Compressor de ar (CA)

O compressor de ar da microturbina é o equipamento responsável pela compressão do ar antes da combustão. A pressão do ar na saída do compressor foi calculada como:

$$P_2 = P_1 * RC_{CA} \quad (8)$$

onde RC_{CA} é a razão de compressão do ar no compressor, que é uma propriedade específica de cada máquina e, neste trabalho, considerou-se um valor constante. A temperatura do ar na saída do compressor foi calculada como:

$$T_2 = T_1 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{ise,CA}} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\lambda_{ar}-1}{\lambda_{ar}}} - 1 \right] \right\} \quad (9)$$

onde T_1 é a temperatura do ar na entrada do compressor, $\eta_{ise,CA}$ é a eficiência isentrópica do compressor e λ_{ar} é a razão entre os calores específicos do ar à pressão constante e à volume constante (ROSSA, 2007). A potência consumida pelo compressor foi calculada como:

$$\dot{W}_{CA} = \frac{\dot{m}_1(h_2-h_1)}{\eta_{CA}} \quad (10)$$

onde η_{CA} é a eficiência do compressor e h_2 e h_1 são as entalpias específicas do ar na saída e na entrada do compressor, respectivamente. A umidade absoluta na saída do compressor foi calculada pela Eq. 1, alterando-se os valores para os de saída do compressor, de modo a verificar se há condensação na compressão do ar. A vazão

mássica na saída do compressor foi calculada pela Eq. 2, utilizando-se o valor da umidade absoluta calculado na saída do compressor.

4.1.3 Recuperador (RG)

O recuperador é um trocador de calor presente nos ciclos regenerativos, sendo responsável pela recuperação de parte do calor disponível nos gases após a expansão na turbina para pré-aquecer o ar antes da combustão. O recuperador permite a redução do consumo de combustível, aumentando significativamente a eficiência da máquina. A temperatura do ar na saída do recuperador foi calculada por:

$$T_3 = \epsilon_{RG}(T_6 - T_2) + T_2 \quad (11)$$

onde ϵ_{RG} é a efetividade do recuperador e, T_6 e T_2 são, respectivamente, as temperaturas de entrada dos gases de exaustão e do ar no recuperador. A temperatura de saída dos gases de exaustão foi calculada como:

$$T_7 = \frac{\dot{m}_2 * C_{p_{ar}}(T_2 - T_3)}{\dot{m}_6 * C_{p_{ex}}} + T_6 \quad (12)$$

onde \dot{m}_6 é a vazão mássica e $C_{p_{ex}}$ é o calor específico dos gases de exaustão. As pressões do ar e dos gases de exaustão na saída do recuperador foram calculadas pela Eq. 7, alterando-se os fatores de perda de carga para os valores do recuperador.

4.1.4 Turbina (TB)

A turbina é o equipamento responsável pela expansão dos gases quentes, produzindo trabalho de eixo. A temperatura na saída da turbina foi calculada por:

$$T_6 = T_5 \left\{ 1 - \eta_{ise,TB} \left[1 - \left(\frac{P_5}{P_6} \right)^{\frac{1-\lambda_{ex}}{\lambda_{ex}}} \right] \right\} \quad (13)$$

onde T_5 é a temperatura dos gases quentes na entrada da turbina, $\eta_{ise,TB}$ é a eficiência isentrópica, P_5 e P_6 são as pressões na entrada e na saída da turbina, respectivamente e

λ_{ex} é a razão entre os calores específicos dos gases quentes à pressão constante e à volume constante (ROSSA, 2007). A potência produzida pela turbina foi calculada por:

$$\dot{W}_{TB} = \dot{m}_5 * \eta_{TB}(h_5 - h_6) \quad (14)$$

onde \dot{m}_5 é a vazão mássica dos gases quentes, η_{TB} é a eficiência da turbina, h_6 é a entalpia específica dos gases de exaustão e h_5 é a entalpia específica dos gases quentes na entrada da turbina. A potência líquida da turbina foi calculada como:

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{TB} - \dot{W}_{CA} \quad (15)$$

onde \dot{W}_{TB} é a potência produzida pela turbina propriamente dita e \dot{W}_{CA} é a potência consumida pelo compressor.

4.1.5 Câmara de combustão (CC)

Na câmara de combustão, o combustível é admitido e, ao misturar-se com o ar, ocorre o processo de combustão. A vazão mássica na saída da câmara de combustão foi calculada por:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_3 + \dot{m}_4 \quad (16)$$

onde \dot{m}_3 é a vazão mássica do ar que entra na câmara de combustão. A taxa de calor perdido na câmara de combustão foi calculada como:

$$\dot{Q}_{Loss,CC} = \dot{m}_4 * PCI_{GN}(1 - \eta_{CC}) \quad (17)$$

onde η_{CC} é a eficiência da câmara de combustão. A entalpia específica na saída da câmara de combustão foi calculada por:

$$h_5 = \frac{\dot{m}_4 * PCI_{GN} + \dot{m}_3 * h_3 - \dot{Q}_{Loss,CC}}{\dot{m}_5} \quad (18)$$

onde PCI_{GN} é o poder calorífico inferior do combustível, h_3 é a entalpia específica do ar que entra na câmara de combustão e \dot{m}_5 é a vazão mássica de gases quentes que

deixa a câmara de combustão. A pressão na saída da câmara de combustão foi calculada pela Eq. 7, alterando-se o fator de perda de carga.

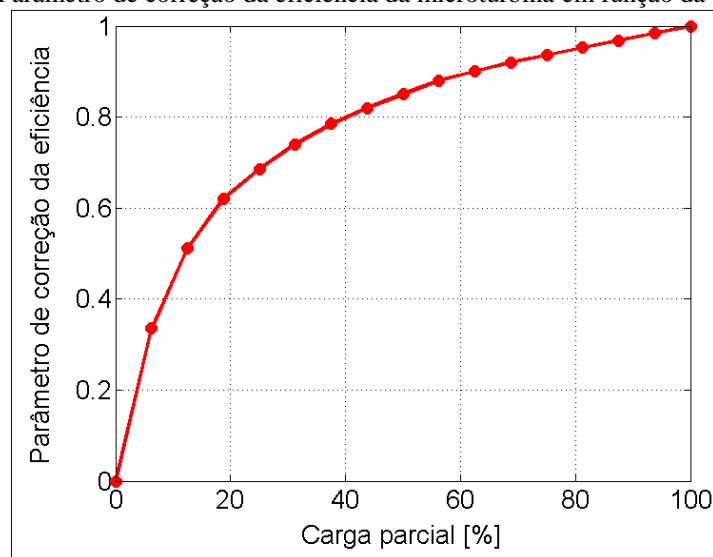
4.1.6 Alternador (ALT)

O alternador é o equipamento responsável pela conversão da energia mecânica dispendida pela microturbina em energia elétrica. A potência elétrica do gerador foi calculada por:

$$\dot{W}_{ALT} = \dot{W}_{net} * \eta_{ALT} * \beta \quad (19)$$

onde η_{ALT} é a eficiência do gerador e β é um parâmetro de ajuste fornecido pelo fabricante, obtido em Rossa (2007). Para operação com carga nominal, β é igual a 1. Para operação com cargas inferiores à nominal, β varia de conforme apresentado na Figura 2, em função da carga parcial.

Figura 2 – Parâmetro de correção da eficiência da microturbina em função da carga parcial



Fonte: Adaptado de Rossa (2007).

No entanto, para aplicar o parâmetro de correção, faz-se necessário saber como a carga parcial varia em função da vazão mássica dos gases, uma vez que o parâmetro é conhecido em função da carga parcial. Essa variação é ilustrada pela Figura 3.

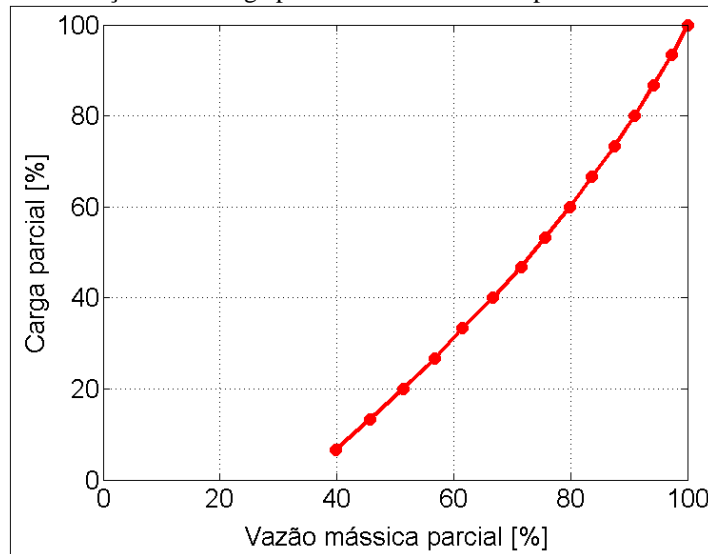
A eficiência elétrica real da microturbina foi calculada por:

$$\eta_{electric} = \frac{\dot{W}_{ALT}}{\dot{m}_4 * PCI_{GN}} \quad (20)$$

e a eficiência de 2ª lei, de acordo com Borgnakke e Sonntag (2009), foi calculada como:

$$\eta_{2^{a} lei} = 1 - \frac{T_1}{T_5} \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\lambda_{ar}-1}{\lambda_{ar}}} \quad (21)$$

Figura 3 – Relação entre carga parcial e vazão mássica parcial da microturbina



Fonte: Adaptado de Rossa (2007).

A Tabela 1 apresenta os valores de alguns parâmetros utilizados na modelagem.

Tabela 1: Parâmetros da microturbina

Parâmetro	Símbolo	Valor	Fonte
Razão ar combustível	r_{AC}	107,83	CARVALHO, 2010
Condutância global do TC1 (W/K)	UA_{TC1}	288	CARVALHO, 2010
Fator de perda de carga do TC1	$\xi_{ar,TC1}$	0	-
Razão de compressão do compressor	RC_{CA}	1,926	ROSSA, 2007
Eficiência isentrópica do compressor	$\eta_{ise,CA}$	0,81	ROSSA, 2007
Eficiência do compressor	η_{CA}	0,95	ROSSA, 2007
Efetividade do recuperador	ϵ_{RG}	0,7	ROSSA, 2007
Fator de perda de carga do recuperador	ξ_{RG}	0	-
Eficiência isentrópica da turbina	$\eta_{ise,TB}$	0,91	ROSSA, 2007
Eficiência da turbina	η_{TB}	0,90	ROSSA, 2007
Eficiência da câmara de combustão	η_{CC}	0,99	ROSSA, 2007
Poder calorífico inferior (PCI) (kJ/kg)	PCI_{GN}	47041	ROSSA, 2007
Eficiência do alternador	η_{ALT}	0,98	ROSSA, 2007

4.2 MODELAGEM DAS CALDEIRAS DE RECUPERAÇÃO

4.2.1 Caldeira de recuperação primária (TC3)

A caldeira de recuperação primária recupera calor dos gases de exaustão da microturbina para vaporizar água numa temperatura de 150°C, que é utilizada como fonte quente para o sistema de absorção. A efetividade é calculada pela Eq. 3, alterando-se os valores da condutância global e do C_{min} para os referentes à caldeira TC3. A condutância global da caldeira foi considerada como 288 W/K (CARVALHO, 2010).

A taxa de troca térmica foi calculada por:

$$\dot{Q}_{TC3} = \epsilon_{TC3} * \dot{m}_7 * C_{p_{ex}} * (T_7 - T_{10}) \quad (22)$$

onde \dot{m}_7 é a vazão mássica dos gases de exaustão, T_7 é a temperatura dos gases de exaustão na entrada do trocador de calor e T_{10} é a temperatura de geração de vapor saturado, definida 150°C (INCROPERA et al., 2008). A temperatura dos gases de exaustão na saída do TC3 foi calculada por uma equação semelhante à Eq. 5, sendo necessário alterar T_{11} por T_7 , \dot{Q}_{TC1} por \dot{Q}_{TC3} , \dot{m}_{11} por \dot{m}_7 e $C_{p_{ar}}$ por $C_{p_{ex}}$. A vazão mássica de vapor foi calculada como:

$$\dot{m}_{10} = \frac{\dot{Q}_{TC3}}{h_{lv,water}} \quad (23)$$

onde $h_{lv,water}$ é a entalpia específica de mudança de fase da água à 150°C (INCROPERA et al., 2008). A pressão dos gases de exaustão na saída do TC3 foi calculada pela Eq. 7, alterando-se o valor do fator de perda de carga para o valor referente ao TC3. Neste trabalho, para fins de simplificação, considerou-se o fator de perda de carga nulo.

4.2.2 Caldeira de recuperação secundária (TC4)

A caldeira de recuperação secundária recupera calor ainda disponível nos gases de exaustão para aquecer água. A água quente é utilizada como fonte de calor para o sistema de adsorção. A efetividade foi calculada pela Eq. 3, alterando-se os valores da

condutância global e C_{min} para os referentes ao TC4. A condutância global do TC4 foi considerada 288 W/K, assim como nos demais trocadores de calor. A taxa de troca térmica (\dot{Q}_{TC4}) foi calculada pela Eq. 4, alterando-se a efetividade e o C_{min} para os valores referentes ao TC4, e alterando-se T_{11} por T_8 e T_{12} por T_{15} .

A temperatura de saída dos gases de exaustão foi calculada por uma equação semelhante à Eq. 5, sendo necessário alterar T_{11} por T_8 , \dot{Q}_{TC1} por \dot{Q}_{TC4} , \dot{m}_{11} por \dot{m}_8 e C_{par} por C_{pex} . A temperatura da água na saída do TC4 foi calculada por uma equação semelhante à Eq. 6, sendo necessário alterar T_{12} por T_{15} , \dot{Q}_{TC1} por \dot{Q}_{TC4} e \dot{m}_{12} por \dot{m}_{15} , onde \dot{m}_{15} é a vazão mássica da água quente de alimentação do sistema de adsorção.

4.3 MODELAGEM DOS CICLOS DE REFRIGERAÇÃO POR SORÇÃO

Os ciclos de refrigeração por sorção, quando em operação, têm duas pressões. A alta é a pressão de saturação no condensador, e a baixa é a pressão de saturação no evaporador. No condensador, em alta pressão, o fluido refrigerante é condensado e rejeita calor. Após o condensador, o refrigerante passa por uma válvula de expansão que reduz a pressão para a pressão de saturação do evaporador. Na região da baixa pressão, o fluido refrigerante evapora, retirando calor do outro fluido do evaporador, que por consequência é resfriado e pode ser utilizado em diversos processos. Esse outro fluido que é resfriado é escolhido conforme as necessidades de carga térmica do usuário.

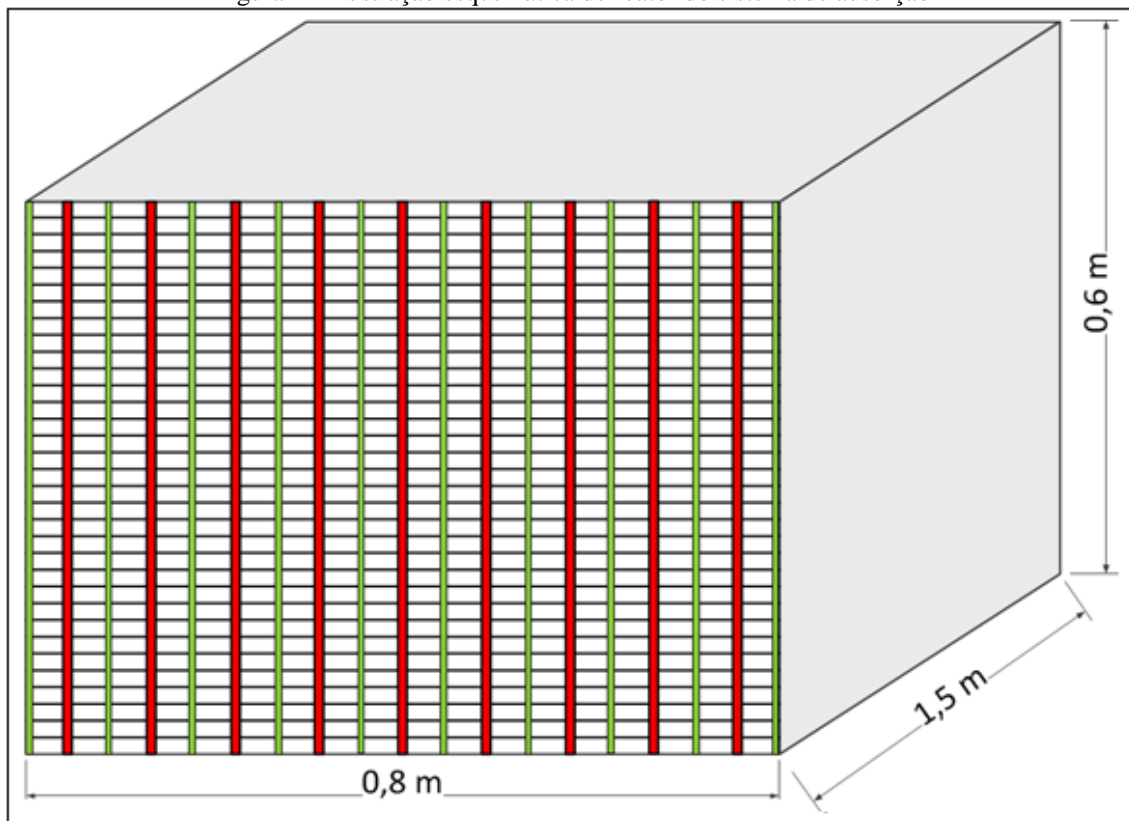
A modelagem dos sistemas de refrigeração foi subdividida em: sistema de refrigeração por adsorção e sistema de refrigeração por absorção, conforme segue. Nos dois ciclos, foi considerada temperatura de evaporação de 5°C e temperatura rejeição de calor (incluindo condensação) de 30°C.

4.3.1 Sistema de Refrigeração por Adsorção

A Figura 4 ilustra (em corte) o reator do sistema de refrigeração por adsorção. Pelos canais representados em vermelho, circula o fluido térmico de aquecimento ou resfriamento do reator. Na etapa de dessorção, o reator é aquecido de 30°C até atingir a temperatura de 80°C, sendo que a fonte de calor é o fluido térmico provindo da caldeira de recuperação TC4. Na etapa de adsorção, o reator é resfriado até atingir a temperatura

de 30°C, quando o ciclo é reiniciado. No processo de resfriamento, utiliza-se um fluido térmico à temperatura ambiente.

Figura 4 – Ilustração esquemática do reator do sistema de adsorção



Fonte: Elaboração própria.

No leito adsorvente (representado pela parte branca da figura), foi considerado o uso de aletas com o objetivo de maximizar a área de troca térmica e evitar que haja gradiente de temperatura durante o aquecimento e resfriamento do mesmo. Para garantir a uniformidade da temperatura do leito, foi calculado o Número de Biot, sendo este menor do que 0,1, de acordo com Incropera et al. (2008).

Foi utilizada sílica gel como adsorvente e água como refrigerante. Para permitir o escoamento do fluido refrigerante, foi considerado um canal (representado em verde na Figura 4) entre cada canal de fluido térmico. As paredes externas do reator são termicamente isoladas, de modo a garantir que o aquecimento seja uniforme e sem perdas.

A modelagem foi realizada discretizando-se as equações em relação ao tempo. O conjunto de equações foi resolvido com incremento de tempo de 1 segundo, para evitar problemas de estabilidade.

O Número de Biot foi calculado por:

$$Bi = \frac{U \cdot V_{lei}}{A_{int} \cdot k_{lei}} \quad (24)$$

onde V_{lei} e k_{lei} são o volume e a condutividade térmica, respectivamente, do material adsorvente contido no leito, A_{int} é a área interna de troca térmica e U é o coeficiente global de transferência de calor do fluido térmico para o leito adsorvente, calculado por:

$$U = \frac{1}{A_{int} \left(\frac{1}{he \cdot A_{ext}} + \frac{\gamma_{par}}{k_{par} \cdot A_{ext}} + \frac{1}{hi \cdot \eta_{conj} \cdot A_{int}} \right)} \quad (25)$$

onde A_{ext} é a área externa em contato com o fluido térmico, γ_{par} é a espessura e k_{par} é a condutividade térmica, respectivamente, da parede interna do reator, hi é o coeficiente de transferência de calor interno entre a parede do reator e o leito adsorvente, η_{conj} é a eficiência do conjunto de aletas e he é o coeficiente de transferência de calor externo entre o fluido térmico e a parede do reator (INCROPERA et al., 2008). A eficiência do conjunto de aletas foi calculada pela como:

$$\eta_{conj} = 1 - \frac{A_{ale}}{A_{int}} (1 - \eta_{ale}) \quad (26)$$

onde A_{ale} é a área total de aletas e η_{ale} é a eficiência da aleta, calculada por:

$$\eta_{al} = \frac{\tanh\left(L_{ale} \sqrt{\frac{2 \cdot hi}{k_{ale} \cdot \gamma_{ale}}}\right)}{L_{ale} \sqrt{\frac{2 \cdot hi}{k_{ale} \cdot \gamma_{ale}}}} \quad (27)$$

onde k_{ale} é a condutividade térmica da aleta, γ_{ale} é a espessura da aleta e L_{ale} é o comprimento da aleta (INCROPERA et al., 2008).

O coeficiente de transferência de calor externo foi calculado como:

$$he = \frac{\overline{Nu} \cdot k_{water}}{Dh} \quad (28)$$

onde k_{water} é a condutividade térmica do fluido de aquecimento/resfriamento, Dh é o diâmetro hidráulico e \overline{Nu} é o Número de Nusselt médio (INCROPERA et al., 2008). O Número de Reynolds e o Número de Prandtl foram calculados, respectivamente, por:

$$Re_{Dh} = \frac{vel * Dh}{\nu_{water}} \quad (29)$$

$$Pr = \frac{\nu_{water}}{\alpha_{water}} \quad (30)$$

onde vel é a velocidade de escoamento, ν_{water} é a viscosidade cinemática e α_{water} é a difusividade térmica do fluido (MUNSON et al., 2004). A velocidade de escoamento do fluido, na etapa de aquecimento do reator, foi calculada como:

$$vel = \frac{\dot{m}_{16}}{\rho_{water} * A_{canal}} \quad (31)$$

onde A_{canal} é a soma das áreas dos canais de escoamento de fluido térmico do reator. Na etapa de resfriamento, substitui-se \dot{m}_{16} por \dot{m}_{17} . O Número de Nusselt foi calculado pelas correlações descritas na Tabela 2, de acordo com as características do escoamento.

Tabela 2 – Correlações para o Número de Nusselt

Tipo de escoamento	Correlação
Laminar, comprimento de entrada combinado	$\overline{Nu} = 1,86 \left(\frac{Re_{Dh} Pr}{L/Dh} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_{sup}} \right)^{0,14}$ (32)
Laminar, comprimento de entrada térmico	$\overline{Nu} = 3,66 + \frac{0,0668(Dh/L)Re_{Dh}Pr}{1+0,04[(Dh/L)Re_{Dh}Pr]^{2/3}}$ (33)
Laminar, plenamente desenvolvido	$\overline{Nu} = 3,66$ (34)
Turbulento	$C = 1,07 + \frac{900}{Re_{Dh}} - \frac{0,63}{1+10Pr}$ $f = 0,00128 + 0,1143 * Re_{Dh}^{-0,31}$ $\overline{Nu} = \frac{(f/2) * Re_{Dh} * Pr}{C + 12,7(f/2)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}$ (35)
Intermediário	$\psi = 1,33 - \frac{Re_{Dh}}{6000}$ $\overline{Nu} = \psi \overline{Nu}_{laminar} + (1 - \psi) \overline{Nu}_{turbulento}$ (36)

A Eq. 32 foi obtida em Sieder e Tate (1936) apud Sánchez (2012). As Eq. 33 e 34 foram obtidas em Incropera et al. (2008). A Eq. 35 foi obtida em Petukov-Popov (1963) apud Sánchez (2012). A Eq. 36 foi obtida em Steiner e Taborek (1992) apud Sánchez (2012).

A concentração de refrigerante no adsorvente foi calculada por:

$$X = X_0 * \exp \left[-D * \left(T_{lei} * \ln \left(\frac{P_{sat}}{P_{lei}} \right) \right)^n \right] \quad (37)$$

onde X_0 , D e n são parâmetros da equação de Dubinin-Astakhov, apresentados na Tabela 3, ρ_{lei} e T_{lei} são a massa específica e a temperatura do leito adsortivo, respectivamente, P_{sat} é a pressão de saturação do refrigerante na temperatura do leito e P_{lei} é a pressão do leito (VIEIRA, 2009).

Tabela 3 – Parâmetros da equação de Dubinin Astakhov.

Parâmetro	X_0	D	n
Valor	0,526	2,805E-03	1,0

Fonte: Oliveira et al. (2013).

A temperatura da parede do reator em contato com o fluido térmico de aquecimento/resfriamento, na forma discreta, foi calculada como: (VIEIRA, 2009)

$$T_{par}^{t+1} = T_{par}^t + \left[U * A_{ext} * \Delta T_{ml} - h_i * A_{int} * (T_{par}^t - T_{lei}^t) \right] * \frac{\Delta t}{m_{par} * C_{p_{par}}} \quad (38)$$

onde Δt é o incremento de tempo, m_{par} e $C_{p_{par}}$ são a massa e o calor específico da parede mais o conjunto de aletas do reator, respectivamente, ΔT_{ml} é a média logarítmica das temperaturas no reator, calculada por:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{16} - T_{par}) - (T_{15} - T_{par})}{\ln \left(\frac{T_{16} - T_{par}}{T_{15} - T_{par}} \right)} \quad (39)$$

onde T_{16} e T_{15} são as temperaturas do fluido térmico na entrada e na saída do reator, respectivamente (INCROPERA et al., 2008). A temperatura do leito adsortivo foi calculada na forma discreta por (VIEIRA, 2009):

$$T_{lei}^{t+1} = T_{lei}^t + [Qs + hi * A_{int} * (T_{par}^{t+1} - T_{lei}^t)] * \frac{\Delta t}{C_{lei}} \quad (40)$$

onde C_{lei} é a capacidade térmica do leito (soma dos produtos da massa pelo calor específico do adsorvente e do refrigerante contidos no leito). O calor de sorção foi calculado como (VIEIRA, 2009):

$$Qs = m_{lei} * h_s * \left[\left(\frac{\ln P_{lei}^{t+1} - \ln P_{lei}^t}{\Delta t} \right) - \left(\frac{h_s}{R * T_{lei}^2} * \left(\frac{T_{lei}^{t+1} - T_{lei}^t}{\Delta t} \right) \right) \right] * T_{lei}^n * n * D * X * \left[\ln \left(\frac{P_{sat}}{P_{lei}^{t+1}} \right) \right]^{n-1} \quad (41)$$

onde R é a constante universal dos gases para o refrigerante e h_s é a entalpia de sorção, calculada por (VIEIRA, 2009):

$$h_s = L_{lv} + R * T_{lei}^t * \ln \left(\frac{P_{sat}^t}{P_{lei}^t} \right) + \left(\frac{\beta * R * T_{lei}^t}{n * D} \right) * \left[T_{lei}^t * \ln \left(\frac{P_{sat}^t}{P_{lei}^t} \right) \right]^{1-n} \quad (42)$$

onde L_{lv} é o calor latente de mudança de fase do refrigerante na temperatura de evaporação e β é o coeficiente de dilatação volumétrica do refrigerante. A pressão do leito adsorvivo foi calculada por (VIEIRA, 2009):

$$P_{lei}^{t+1} = \exp \left\{ \ln(P_{sat}^{t+1}) - \left[\frac{1}{T_{lei}^{t+1}} * \left(-\frac{1}{D} * \ln \left(\frac{X^{t+1}}{X_0} \right) \right)^{\frac{1}{n}} \right] \right\} \quad (43)$$

A potência frigorífica média do sistema de adsorção foi calculada como:

$$\dot{W}_{frig,ADS} = \frac{(X_f - X_i) * m_{lei} * L_{lv}}{tempo_{des}} \quad (44)$$

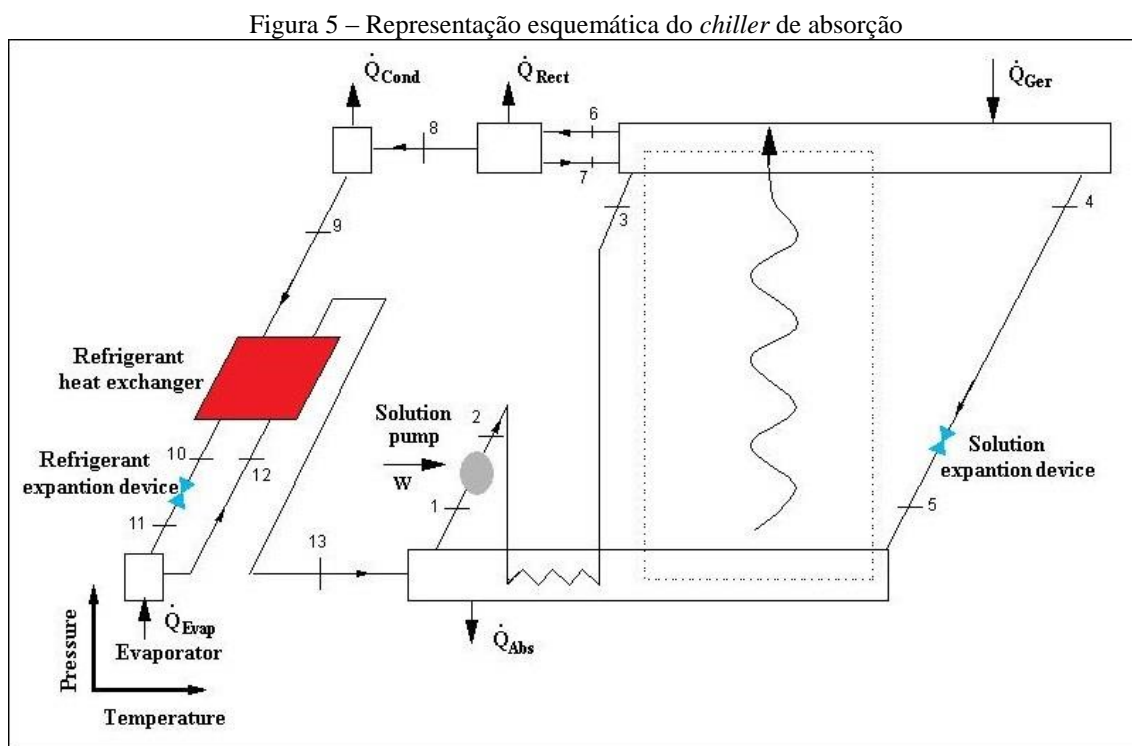
onde X_f e X_i são as concentrações de refrigerante na temperatura mais baixa e mais alta do ciclo, respectivamente, e $tempo_{des}$ é o tempo necessário para dessorver o refrigerante do reator (VIEIRA, 2009). Embora o efeito frigorífico ocorra na etapa de adsorção, foi utilizado o tempo de dessorção porque é nessa etapa que há necessidade de fornecimento de calor ao reator. Há uma pequena diferença entre os tempos de adsorção e dessorção do refrigerante no reator em função da temperatura do fluido térmico.

O coeficiente de desempenho (COP) foi calculado por:

$$COP_{ads} = \frac{W_{frig}}{\dot{Q}_{TC4}} \quad (45)$$

4.3.2 Sistema de Refrigeração por Absorção

A Figura 5 apresenta um diagrama esquemático do sistema de refrigeração por absorção, para facilitar o entendimento e descrição das equações. No ciclo de refrigeração, foi utilizada amônia como fluido refrigerante e água como fluido absorvedor.



Fonte: Adaptado de Herold, Radermacher e Klein (1996).

O processo de refrigeração por absorção se inicia quando a solução forte (rica em amônia), presente no gerador, é aquecida e parte desta é evaporada, através da troca térmica com o trocador de calor TC3 alimentado pelos gases de exaustão da microturbina. A solução restante no gerador é a solução fraca (pobre em amônia), que passa por uma válvula de expansão e entra no absorvedor.

O vapor rico em amônia chega ao retificador e, por resfriamento, devolve-se para o gerador o pouco de água que o vapor carrega. Assim sendo, um vapor praticamente puro de amônia segue para o condensador.

No condensador, o fluido refrigerante rejeita calor e condensa. Após o condensador, a amônia passa por uma válvula de expansão, tendo sua pressão reduzida para a pressão de saturação do evaporador, onde é evaporada.

Ao sair do evaporador, o vapor é absorvido no absorvedor pela solução fraca de água e amônia proveniente do gerador. Esse processo é exotérmico, libera grandes quantidades de calor e tem como produto final a solução forte que passa por uma bomba de solução e retorna ao gerador para dar início ao processo novamente.

Para a modelagem do ciclo os dados de entrada e condições operacionais foram assumidos de acordo com a literatura:

- Temperatura de saída do absorvedor igual à de condensação;
- Vapor sai do retificador com 99,999% de amônia;
- Eficiência da bomba = 0,90;
- Pressão alta = 1167 kPa;
- Pressão baixa = 516 kPa;
- $P_2 = P_3 = P_4 = P_6 = P_7 = P_8 = P_9 = P_{10} =$ Pressão alta;
- $P_{11} = P_{12} = P_{13} = P_1 = P_5 =$ Pressão baixa.

O sistema de equações da máquina de absorção foi resolvido no software Engineering Equation Solver (EES), onde também foram obtidas as propriedades termodinâmicas dos fluidos. Os balanços de massa e energia dos volumes de controle são apresentados a seguir. Os índices numéricos das equações dessa seção são referentes à Figura 5. A modelagem foi baseada em Herold, Rademacher e Klein (1996).

4.3.2.1 Absorvedor (absr)

O balanço de massa de solução no absorvedor foi calculado como:

$$\dot{m}_{13} + \dot{m}_5 = \dot{m}_1 \quad (46)$$

onde \dot{m} é a vazão em base mássica. O balanço de massa de amônia foi calculado por:

$$\dot{m}_{13} * x_{13} + \dot{m}_5 * x_5 = \dot{m}_1 * x_1 \quad (47)$$

onde x é a fração mássica de amônia na solução. O balanço de energia no absorvedor foi calculado como:

$$\dot{m}_{13}h_{13} + \dot{m}_5h_5 + \dot{m}_2h_2 = \dot{m}_1h_1 + \dot{m}_3h_3 + \dot{Q}_{absr} \quad (48)$$

onde h é a entalpia específica e \dot{Q}_{absr} é a taxa de calor liberado no processo de absorção.

4.3.2.2 Gerador (ger)

O balanço de massa de solução no gerador foi descrito como:

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_7 = \dot{m}_6 + \dot{m}_4 \quad (49)$$

E o balando de massa de amônia foi calculado por:

$$\dot{m}_3x_3 + \dot{m}_7x_7 = \dot{m}_6x_6 + \dot{m}_4 * x_4 \quad (50)$$

O balanço de energia no gerador foi calculado por:

$$\dot{m}_3h_3 + \dot{m}_7h_7 + \dot{Q}_{ger} = \dot{m}_6h_6 + \dot{m}_4h_4 \quad (51)$$

onde \dot{Q}_{ger} é a taxa de calor fornecida por TC3 ao gerador.

4.3.2.3 Retificador (rect)

O balanço de massa de solução no retificador foi calculado por:

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 + \dot{m}_8 \quad (52)$$

O balanço de massa de amônia no retificador foi calculado como:

$$\dot{m}_6 * x_6 = \dot{m}_7 * x_7 + \dot{m}_8 * x_8 \quad (53)$$

Sendo que $x_7 = x_3$. O balanço de energia no retificador foi calculado por:

$$\dot{m}_6 * h_6 = \dot{m}_7 * h_7 + \dot{m}_8 * h_8 + \dot{Q}_{rect} \quad (54)$$

4.3.2.4 Bomba (BS)

A potência da bomba foi calculada como:

$$\dot{W}_{BS} = \dot{m}_1 * (h_2 - h_1) \quad (55)$$

Sendo que a entalpia específica na saída da bomba foi calculada por:

$$h_2 = h_1 + v_1 * (p_2 - p_1) / \eta_{BS} \quad (56)$$

onde v é o volume específico e p é a pressão da solução, e η_{BS} é a eficiência da bomba.

4.3.2.5 Válvulas de expansão

Os balanços de energia nas válvulas de expansão foram descritos por:

$$h_4 = h_5 \quad (57)$$

$$h_{10} = h_{11} \quad (58)$$

4.3.2.6 Condensador (cond)

O taxa de calor rejeitado no condensador foi calculado por:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_8 * (h_8 - h_9) \quad (59)$$

4.3.2.7 Evaporador (evap)

A potência frigorífica da máquina de absorção foi calculada por:

$$\dot{W}_{frig,ABS} = \dot{m}_{12} * (h_{12} - h_{11}) \quad (60)$$

e o coeficiente de desempenho da máquina de refrigeração foi calculado por:

$$COP_{abs} = \frac{\dot{W}_{frig,ABS}}{\dot{Q}_{TC3}} \quad (61)$$

onde \dot{Q}_{TC3} é a disponibilidade térmica da caldeira TC3.

A eficiência global da planta de cogeração foi denominada como sendo:

$$\eta_{global} = \frac{\dot{W}_{ALT} + \dot{W}_{frig,ADS} + \dot{W}_{frig,ABS}}{\dot{Q}_{GN}} \quad (62)$$

onde \dot{W}_{ALT} é a potência elétrica, $\dot{W}_{frig,ADS}$ é a potência frigorífica da máquina de adsorção e \dot{Q}_{GN} é a potência dispendida na combustão do combustível.

5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste trabalho, foi avaliado como a temperatura do ar de admissão e a vazão mássica dos gases de exaustão de uma microturbina, afetam a eficiência e produção de potência elétrica, temperatura dos gases de exaustão e rejeito térmico, e produção de potência frigorífica, em uma planta compacta de cogeração.

Para fins de validação do modelo matemático, utilizaram-se parâmetros da microturbina Capstone C30 e compararam-se os resultados obtidos com dados de catálogo disponibilizados pelo fabricante, bem como dados experimentais obtidos por Rossa (2007). A Tabela 4 apresenta uma comparação entre os valores obtidos com o modelo (simulação) e os valores disponibilizados pelo fabricante, para condição de operação em potência nominal e temperatura ambiente de 30°C. Na mesma tabela, também são apresentados os resultados do sistema de cogeração, obtidos a partir da simulação com a microturbina operando nas mesmas condições.

Tabela 4 – Dados da planta de cogeração em temperatura ambiente e potência nominal

	Simulação	Fabricante¹
Temperatura de admissão do ar (°C)	30	30
Vazão dos gases de exaustão (kg/s)	0,28	0,29
Eficiência elétrica (%)	23,5	23,1
Potência elétrica (kW)	28,0	23,8
Temperatura exaustão (°C)	294	285
Potência térmica (PCI) (kJ/h)	428.957	370.472
Disponibilidade térmica no TC3 (kW)	26,0	-
Potência frigorífica do sistema de absorção (kW)	32,6	-
Coeficiente de desempenho (COP), sistema absorção	1,254	-
Disponibilidade térmica média no TC4 (kW)	21,2	-
Potência frigorífica do sistema de adsorção (kW)	9,7	-
COP, sistema de adsorção	0,46	-
Eficiência global da planta de cogeração (%)	59,1	-

Fonte: ¹Araújo (2007).

Pode-se observar na Tabela 4, que a eficiência elétrica obtida com a simulação ficou bem próxima da disponibilizada pelo fabricante, sendo a última 0,4% inferior à primeira. No entanto, a potência elétrica obtida na simulação foi de 28,0 kW, enquanto que o valor apresentado pelo fabricante foi de 23,8 kW, ou seja, 15% inferior. Essa diferença se deve, principalmente, à mistura ar-combustível, que para o fabricante, dispense uma potência de 370.472 kJ/h, enquanto na simulação produz uma potência de

428.957 kJ/h, valor 12,7% superior. Pode-se observar também, que a temperatura dos gases de exaustão apresentada pelo fabricante foi de 285°C, enquanto que o modelo estimou uma temperatura de 294°C.

No sistema de cogeração, com a microturbina operando em potência nominal, conseguiu-se recuperar 26 kW de vapor saturado a 150°C na caldeira TC3, que utilizados como fonte quente para o sistema de absorção, resultou na produção de 32,6 kW de potência frigorífica, disponível numa temperatura de até 5°C. Ainda, conseguiu-se recuperar 21,2 kW em água quente, para alimentar o sistema de adsorção, que produziu 9,7 kW de potência frigorífica, em uma temperatura de até 5°C.

O COP do sistema de absorção foi de 1,254 e o COP do sistema de adsorção foi de 0,46. Somando-se as potências elétrica e frigorífica, conseguiu-se um aproveitamento da energia primária disponível no combustível de 59,1%, índice denominado como eficiência global da planta de cogeração.

A influência da temperatura de admissão do ar e da vazão dos gases de exaustão nas eficiências, temperatura de exaustão e produção de potência útil, será analisada separadamente, nos subitens 5.1 e 5.2.

5.1 INFLUÊNCIA DA TEMPERATURA DO AR DE ADMISSÃO

Para analisar a influência da temperatura, utilizou-se o modelo matemático desenvolvido variando-se a mesma entre 5°C e 30°C. Nesse caso, a vazão dos gases de exaustão foi mantida na condição nominal, igual a 0,28 kg/s.

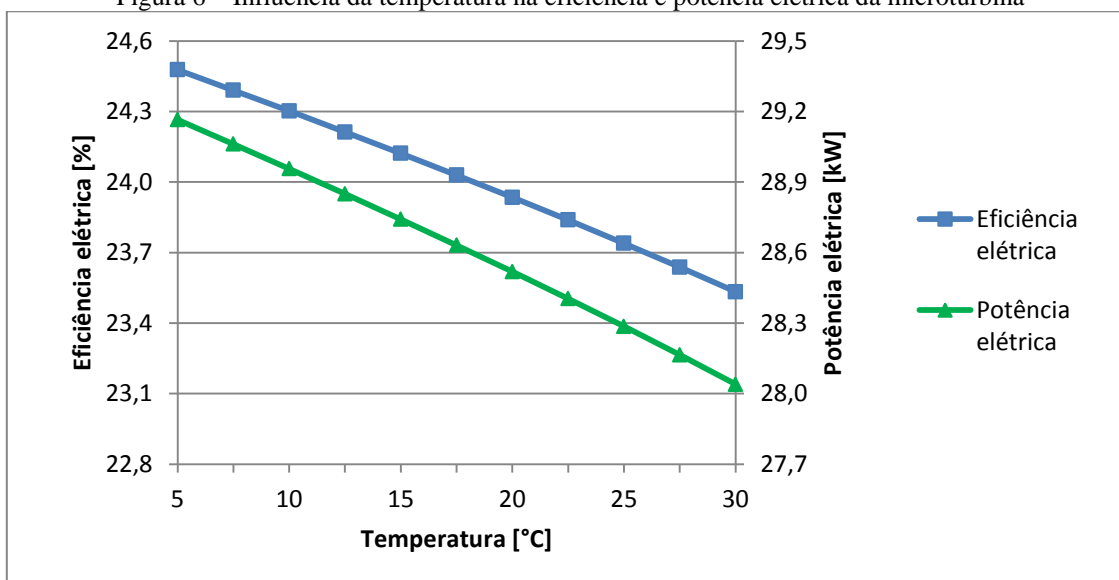
A Tabela 5 mostra a influência da temperatura de admissão do ar na eficiência elétrica e na produção de potência elétrica da microturbina. A variação na eficiência elétrica e potência elétrica em função da temperatura de admissão do ar podem ser visualizadas na Figura 6, para facilitar o entendimento.

Pode-se observar que a redução da temperatura de admissão do ar de 30°C para 5°C, resulta num aumento de 28,0 kW para 29,2 kW na geração de potência elétrica e de 23,5% para 24,5% na eficiência elétrica. Este aumento está de acordo com o esperado, pois a eficiência de 2ª lei tem um aumento de 76,0% para 77,8%, nesse intervalo de temperatura, conforme pode ser visto na Tabela 5.

Tabela 5 – Resultados obtidos com o modelo para avaliar a influência da temperatura de admissão do ar na eficiência e potência elétrica da microturbina

Temperatura de admissão do ar (°C)	Potência elétrica (kW)	Eficiência elétrica (%)	Eficiência de 2ª lei (%)
5	29,2	24,5	77,8
7,5	29,1	24,4	77,6
10	29,0	24,3	77,5
12,5	28,8	24,2	77,3
15	28,7	24,1	77,1
17,5	28,6	24,0	76,9
20	28,5	23,9	76,8
22,5	28,4	23,8	76,6
25	28,3	23,7	76,4
27,5	28,2	23,6	76,2
30	28,0	23,5	76,0

Figura 6 – Influência da temperatura na eficiência e potência elétrica da microturbina



Fonte: Elaboração própria.

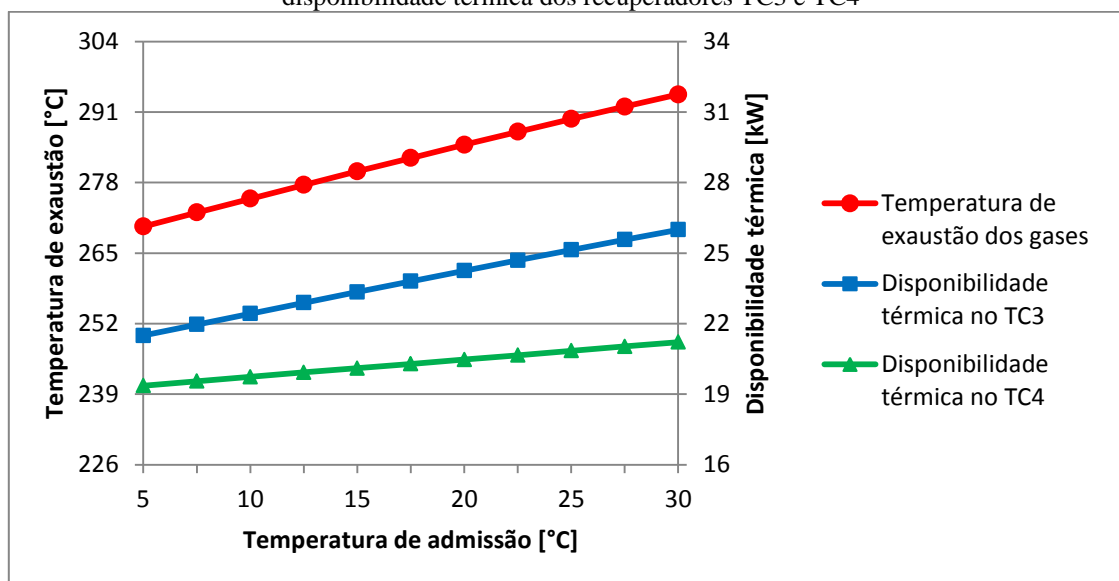
A Tabela 6, por outro lado, mostra a influência da temperatura de admissão do ar na temperatura de exaustão dos gases e na recuperação de calor, nas caldeiras TC3 e TC4. Os dados também podem ser visualizados na Figura 7.

Observa-se que a redução da temperatura de admissão do ar na microturbina ocasiona também a redução da temperatura dos gases de exaustão, reduzindo consequentemente a disponibilidade térmica nos recuperadores TC3 e TC4.

Tabela 6 – Resultados obtidos com o modelo para avaliar a influência da temperatura de admissão do ar na temperatura dos gases de exaustão e disponibilidade térmica dos recuperadores TC3 e TC4

Temperatura de admissão do ar (°C)	Temperatura de exaustão dos gases (°C)	Disponibilidade térmica no TC3 (kW)	Disponibilidade térmica no TC4 (kW)
5	270	21,5	19,4
7,5	272	22,0	19,6
10	275	22,4	19,7
12,5	278	22,9	19,9
15	280	23,3	20,1
17,5	283	23,8	20,3
20	285	24,2	20,5
22,5	287	24,7	20,7
25	290	25,1	20,8
27,5	292	25,6	21,0
30	294	26,0	21,2

Figura 7 – Influência da temperatura de admissão do ar na temperatura dos gases de exaustão e disponibilidade térmica dos recuperadores TC3 e TC4



Fonte: Elaboração própria.

A redução da temperatura de entrada do ar de 30°C para 5°C ocasiona redução de 294°C para 270°C na temperatura de exaustão dos gases, redução de 26,0 kW para 21,5 kW na disponibilidade térmica do TC3 e redução de 21,2 kW para 19,4 kW na disponibilidade térmica da caldeira TC4. A redução na disponibilidade térmica dos recuperadores está diretamente relacionada com a diminuição da temperatura de exaustão dos gases que, com menor temperatura, apresentam menor entalpia específica.

Ainda, pode-se observar que, com a diminuição da temperatura de admissão do ar, enquanto que a disponibilidade térmica da caldeira TC3 sofre uma redução de 17,3%, a disponibilidade térmica da caldeira TC4 sofre uma redução de apenas 8,5 %. Esse fato se justifica porque a caldeira TC3, por ser a caldeira primária, é afetada diretamente pela redução na temperatura de exaustão dos gases da microturbina. Por outro lado, a disponibilidade térmica da caldeira TC4 é afetada pela temperatura dos gases após passarem por TC3. Assim sendo, a variação da temperatura dos gases na saída da microturbina é maior do que a variação da temperatura na saída da caldeira TC3, de forma que, a variação na recuperação de calor em TC3 é maior do que em TC4.

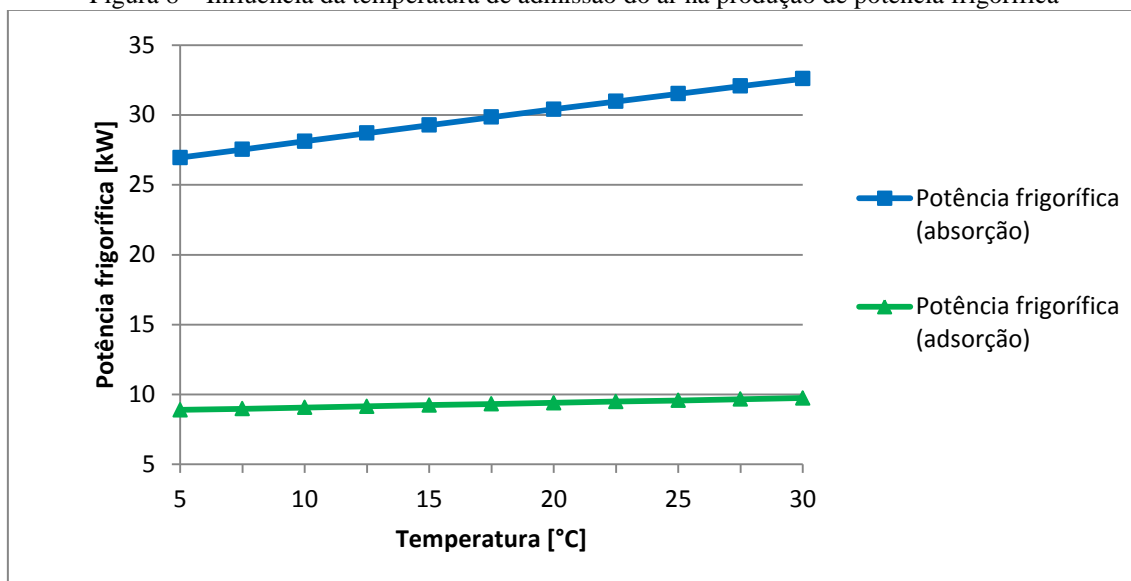
O calor recuperado pelas caldeiras TC3 e TC4 é utilizado como fonte quente para os sistemas de absorção e adsorção, respectivamente. A Tabela 7 apresenta a potência frigorífica gerada por esses sistemas, a partir do rejeito térmico da microturbina. Os dados também podem ser visualizados na Figura 8.

Tabela 7 – Resultados obtidos com o modelo para avaliação da influência da temperatura de admissão do ar na produção de potência frigorífica

Temperatura de admissão do ar (°C)	Potência frigorífica absorção (kW)	Potência frigorífica adsorção (kW)	Potência frigorífica total (kW)
5	26,9	8,9	35,8
7,5	27,5	9,0	36,5
10	28,1	9,1	37,2
12,5	28,7	9,2	37,9
15	29,3	9,2	38,5
17,5	29,8	9,3	39,2
20	30,4	9,4	39,8
22,5	31,0	9,5	40,5
25	31,5	9,6	41,1
27,5	32,1	9,7	41,7
30	32,6	9,7	42,3

Os dados apresentados mostram que, recuperando o rejeito térmico da microturbina, consegue-se obter entre 26,9 kW e 32,6 kW de potência frigorífica no sistema de absorção e entre 8,9 kW e 9,7 kW de potência frigorífica no sistema de adsorção, de acordo com a temperatura de admissão do ar na microturbina. Somando-se a potência frigorífica dos dois sistemas, obtêm-se entre 35,8 kW e 42,3 kW. Ressalta-se que, a produção de potência frigorífica está diretamente relacionada com a recuperação de calor nas caldeiras.

Figura 8 – Influência da temperatura de admissão do ar na produção de potência frigorífica



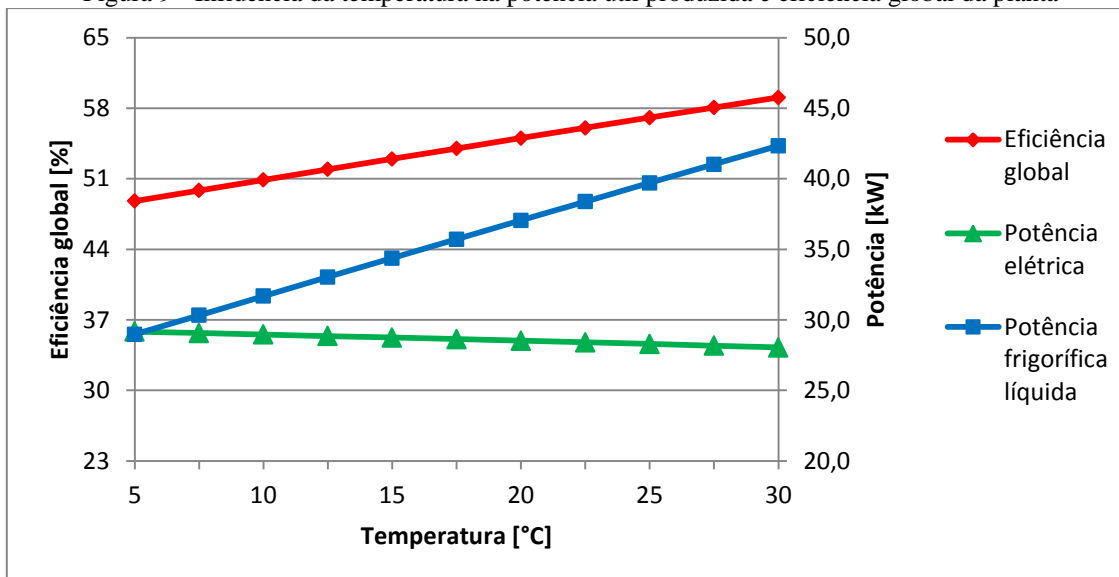
Fonte: Elaboração própria.

Como verificado na Figura 6, a redução da temperatura de admissão do ar na microturbina impacta positivamente a eficiência e potência elétrica da mesma. No entanto, para reduzir a temperatura do ar na entrada da microturbina, há necessidade de comprometer parte da potência frigorífica da planta. Sendo assim, fez-se uma análise de viabilidade da utilização de parte da potência frigorífica produzida pelos *chillers*, para resfriar o ar de entrada na microturbina através do TC1. Os resultados são apresentados na Tabela 8 e na Figura 9.

Tabela 8 – Resultados obtidos com o modelo para avaliar a influência da temperatura de admissão do ar na potência útil e eficiência global da planta

Temperatura de admissão do ar (°C)	Potência elétrica produzida (kW)	Potência frigorífica para resfriamento do ar (kW)	Potência frigorífica líquida (kW)	Eficiência global (%)
5	29,2	6,9	29,0	48,8
7,5	29,1	6,2	30,3	49,8
10	29,0	5,5	31,7	50,9
12,5	28,8	4,8	33,0	51,9
15	28,7	4,1	34,4	53,0
17,5	28,6	3,5	35,7	54,0
20	28,5	2,8	37,0	55,0
22,5	28,4	2,1	38,4	56,0
25	28,3	1,4	39,7	57,1
27,5	28,2	0,7	41,0	58,1
30	28,0	0,0	42,3	59,1

Figura 9 - Influência da temperatura na potência útil produzida e eficiência global da planta



Fonte: Elaboração própria.

Os resultados mostram que, apesar da redução da temperatura impactar positivamente a produção de potência elétrica, a potência frigorífica líquida sofre uma redução significativa. Isso ocorre porque, além de parte da potência frigorífica produzida ser consumida para resfriar o ar de entrada da microturbina, quando esta opera com temperaturas inferiores a ambiente, a produção de potência frigorífica é afetada negativamente, conforme foi visto na Figura 8.

Conforme pode ser visto na Tabela 8, quando se resfria o ar de 30°C para 5°C, a potência frigorífica líquida sofre uma redução de 42,3 kW para 29,0 kW, enquanto que a potência elétrica tem um aumento de 28,0 kW para 29,2 kW. Ou seja, há uma redução de 13,3 kW na potência frigorífica para se obter um ganho de 1,2 kW na potência elétrica. Assim sendo, somente em casos muito específicos, onde não há demanda para essa potência frigorífica, seria viável a utilização da mesma no resfriamento do ar.

Nas condições de operação que estão sendo consideradas neste trabalho para os sistemas de refrigeração, a temperatura do evaporador é de 5°C. Assim sendo, considerando as perdas e a diferença de temperatura entre os fluidos do TC1, não se conseguiria resfriar o ar de entrada a valores inferiores a 10°C.

5.1.1 Comparação com dados do fabricante

Para fins de validação do modelo matemático desenvolvido, compararam-se com dados do fabricante, a variação da eficiência elétrica, potência elétrica e temperatura dos gases de exaustão obtidos com o modelo, variando-se a temperatura do ar de admissão.

A Tabela 9 mostra dados fornecidos pelo fabricante para eficiência, potência elétrica e temperatura de exaustão dos gases, para temperaturas de admissão do ar entre 5°C e 30°C. Os dados do fabricante foram obtidos no trabalho de Araújo (2007).

Tabela 9 – Dados fornecidos pelo fabricante para a Microturbina Capstone C30

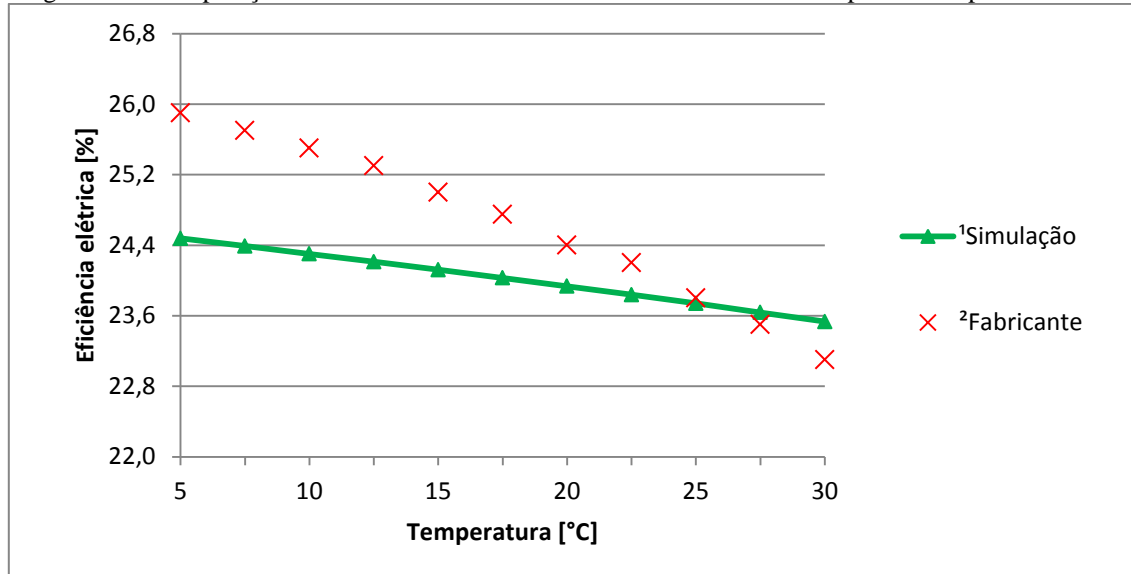
Temperatura de admissão do ar (°C)	Vazão dos gases de exaustão (kg/s)	Eficiência elétrica (%)	Potência elétrica (kW)	Temperatura de exaustão dos gases (°C)
5	0,30	25,9	28,0	262
7,5	0,30	25,7	28,0	265
10	0,30	25,5	28,0	268
12,5	0,31	25,3	28,0	273
15	0,31	25,0	28,0	276
17,5	0,31	24,8	27,9	279
20	0,31	24,4	27,1	281
22,5	0,30	24,2	26,3	282
25	0,30	23,8	25,4	283
27,5	0,30	23,5	24,7	284
30	0,29	23,1	23,8	285

Fonte: Adaptado de Araújo (2007).

A Figura 10 apresenta uma comparação entre a eficiência elétrica obtida na simulação com o modelo matemático e os dados apresentados pelo fabricante.

Pode-se observar que, embora as curvas estejam próximas, as mesmas têm inclinação diferente, sendo que a apresentada pelo fabricante decresce mais rapidamente do que a obtida com a simulação à medida que a temperatura aumenta. Isso se deve, provavelmente, ao fato de que o modelo desenvolvido não contempla todos os parâmetros que influenciam essa variável. Além disso, outro fator importante é que, nos dados apresentados pelo fabricante, há uma pequena variação na vazão dos gases à medida que a temperatura aumenta, enquanto que na simulação manteve-se a vazão constante.

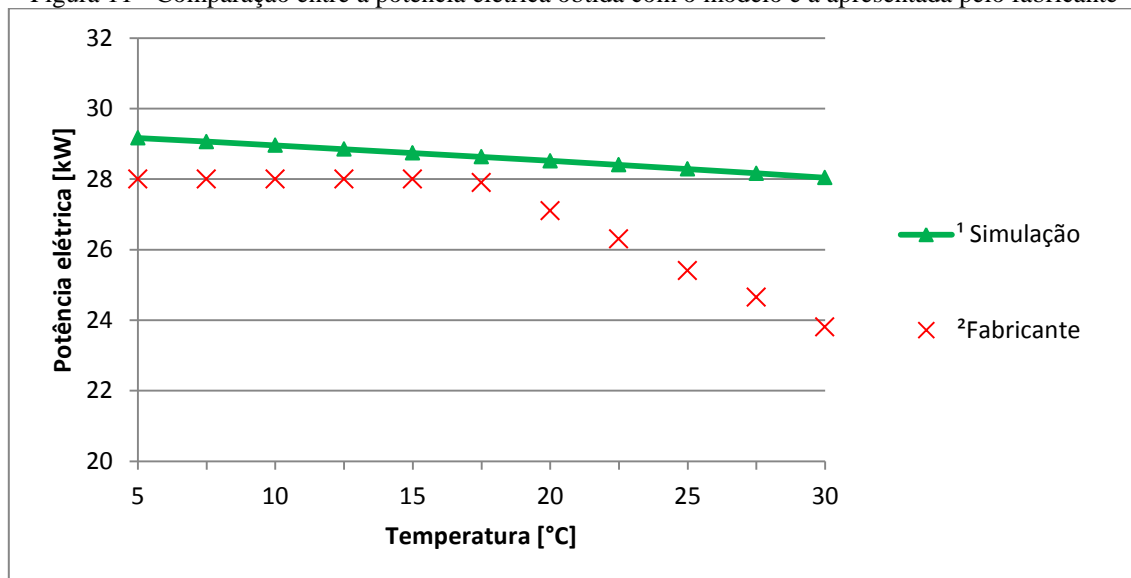
Figura 10 – Comparação entre a eficiência elétrica obtida com o modelo e a apresentada pelo fabricante



Fonte: ¹Elaboração própria e ²Adaptado de Araújo (2007).

A Figura 11 apresenta uma comparação da potência elétrica obtida a partir da simulação com os dados do fornecidos pelo fabricante, avaliados entre 5°C e 30°C.

Figura 11 - Comparação entre a potência elétrica obtida com o modelo e a apresentada pelo fabricante



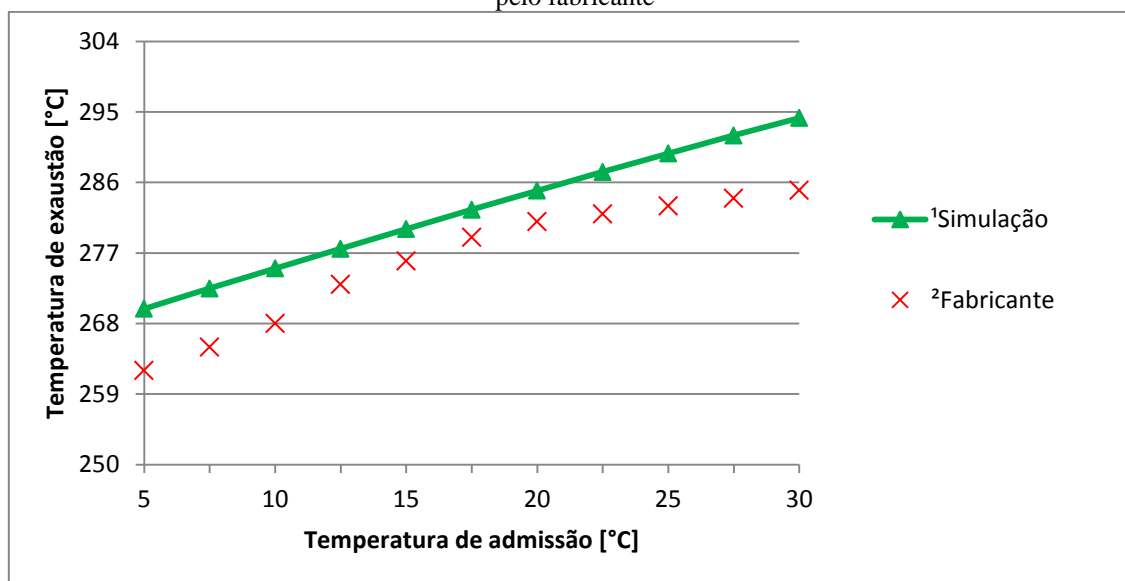
Fonte: ¹Elaboração própria e ²Adaptado de Araújo (2007).

Pode-se observar que, entre temperaturas de 5°C até 17,5°C, a potência elétrica apresentada pelo fabricante não sofre influência da temperatura. Provavelmente, há algum controle eletrônico que diminui a vazão dos gases para que a potência elétrica não ultrapasse 28 kW (potência nominal). Portanto, como o modelo não contempla

essas considerações, houve essa diferença na comparação dos dados. Além disso, conforme também pode ser visto na Tabela 9, a partir de 20°C, há novamente uma redução na vazão dos gases, fato esse que, associado à diminuição da eficiência, provoca essa queda mais acentuada no gráfico, conforme pode ser observado.

A Figura 12 apresenta uma comparação entre os valores obtidos com o modelo e os valores apresentados pelo fabricante para a temperatura de exaustão dos gases.

Figura 12 – Comparação entre a temperatura de exaustão dos gases obtida com o modelo e a apresentada pelo fabricante



Fonte: ¹Elaboração própria e ²Adaptado de Araújo (2007).

Pode-se observar que os dados obtidos com a simulação decrescem linearmente com o decréscimo da temperatura de admissão do ar, enquanto que nos dados apontados pelo fabricante, há um pequeno desvio, formando uma curva. Mesmo assim, os dados obtidos com a simulação se aproximam bastante dos apresentados pelo fabricante.

5.2 INFLUÊNCIA DA VAZÃO MÁSSICA DOS GASES DE EXAUSTÃO

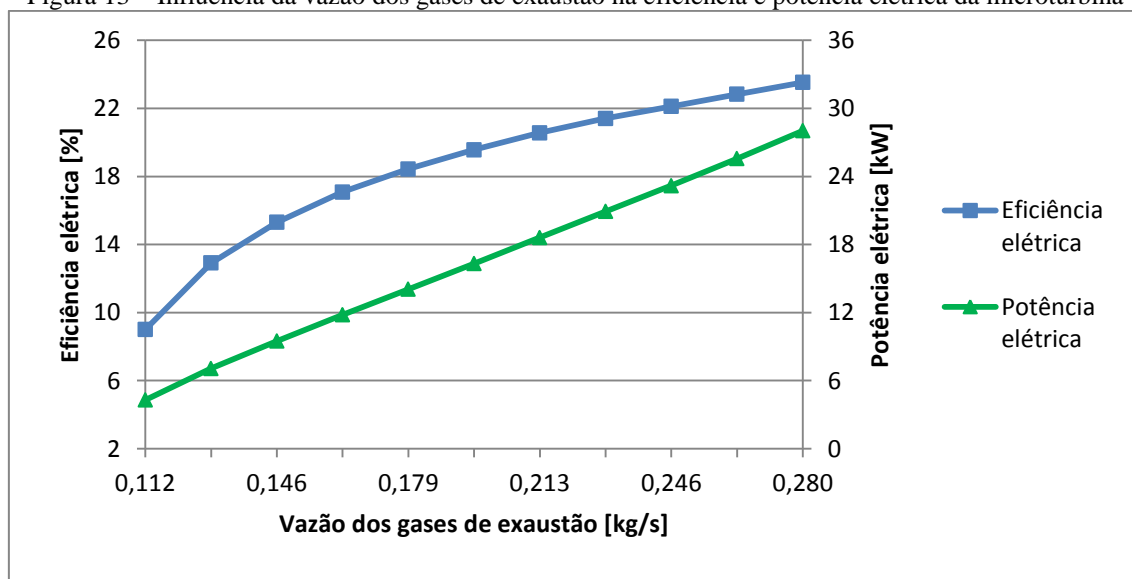
Para analisar a influência da vazão mássica dos gases de exaustão, utilizou-se o modelo desenvolvido variando-se a mesma entre 0,112 kg/s e 0,280 kg/s. Nesse caso, a temperatura de admissão do ar foi mantida constante em 30°C.

A Tabela 10 mostra a influência que a vazão mássica dos gases de exaustão exerce sobre a eficiência elétrica e a produção de potência elétrica da microturbina. Os dados também podem ser visualizados na Figura 13.

Tabela 10 – Resultados obtidos com o modelo para a avaliação da influência da vazão dos gases de exaustão na eficiência e potência elétrica da microturbina

Vazão dos gases (kg/s)	Potência elétrica (kW)	Eficiência elétrica (%)
0,112	4,3	9,0
0,129	7,1	12,9
0,146	9,5	15,3
0,162	11,8	17,1
0,179	14,1	18,4
0,196	16,3	19,6
0,213	18,6	20,6
0,230	20,9	21,4
0,246	23,2	22,1
0,263	25,6	22,8
0,280	28,0	23,5

Figura 13 – Influência da vazão dos gases de exaustão na eficiência e potência elétrica da microturbina



Fonte: Elaboração própria.

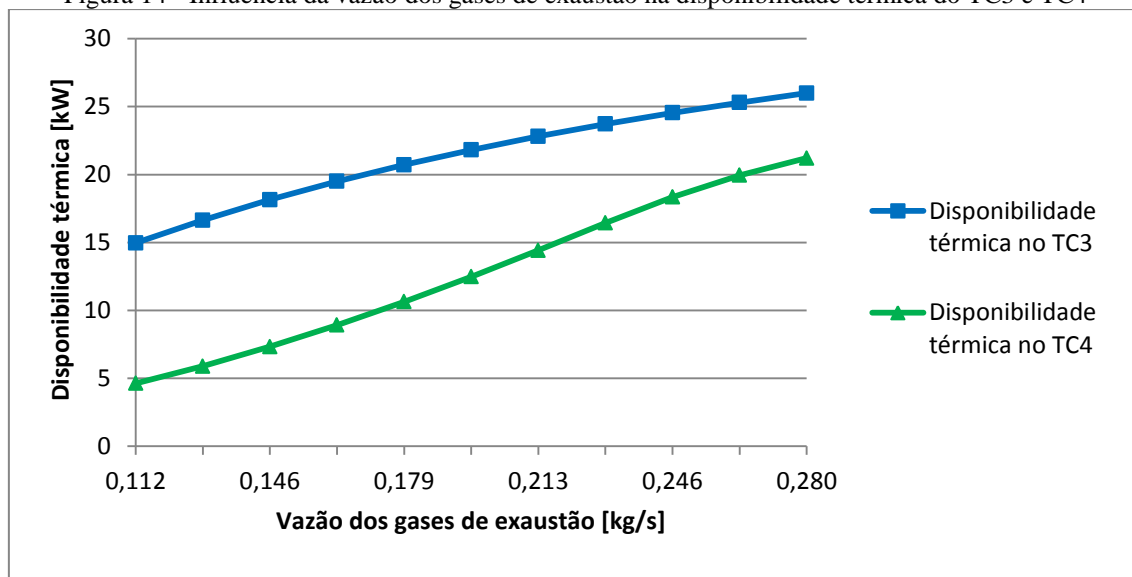
Pode-se observar que, tanto a potência como a eficiência elétrica, caem drasticamente com a redução da vazão dos gases. Nas condições nominais de operação, a vazão mássica dos gases de exaustão é de 0,28 kg/s, a potência elétrica é de 28,0 kW e a eficiência é de 23,5%. Observa-se que a redução da vazão mássica dos gases de exaustão resulta na redução da eficiência e consequentemente, na redução da potência elétrica. Reduzindo-se a vazão mássica para 0,112 kg/s (40% da vazão nominal), a produção de potência elétrica cai para 4,3 kW e a eficiência elétrica cai para 9,0%.

A Tabela 11 mostra a influência da vazão mássica dos gases de exaustão sobre a disponibilidade de rejeito térmico da microturбина recuperado nas caldeiras TC3 e TC4. Os dados também podem ser visualizados na Figura 14.

Tabela 11 – Resultados obtidos com o modelo para a avaliação da influência da vazão dos gases de exaustão na disponibilidade térmica do TC3 e TC4

Vazão dos gases (kg/s)	Disponibilidade térmica no TC3 (kW)	Disponibilidade térmica no TC4 (kW)
0,112	15,0	4,6
0,129	16,6	5,9
0,146	18,1	7,3
0,162	19,5	8,9
0,179	20,7	10,6
0,196	21,8	12,5
0,213	22,8	14,4
0,230	23,7	16,4
0,246	24,5	18,3
0,263	25,3	20,0
0,280	26,0	21,2

Figura 14 - Influência da vazão dos gases de exaustão na disponibilidade térmica do TC3 e TC4



Fonte: Elaboração própria.

Os resultados apresentados na tabela e no gráfico permitem observar que a redução na vazão dos gases de exaustão resulta consequentemente na diminuição de rejeito térmico. A redução da vazão mássica de 0,28 kg/s para 0,112 kg/s acarreta numa queda de 26,0 kW para 15,0 kW na disponibilidade térmica da caldeira TC3 e numa

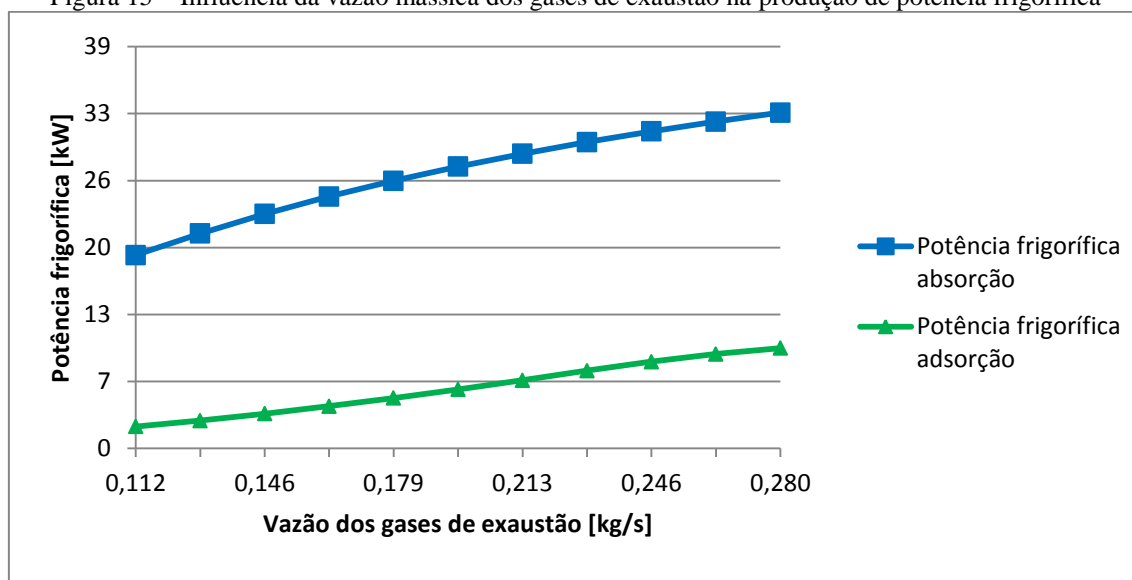
diminuição de 21,2 kW para 4,6 kW na disponibilidade térmica do TC4. A redução no rejeito térmico se deve, principalmente, à redução da vazão de combustível, uma vez que a mesma é proporcional à vazão dos gases de exaustão.

A Tabela 12 mostra a influência da vazão dos gases de exaustão da microturbina na produção de potência frigorífica nos *chillers* de absorção e adsorção. Os dados podem ser visualizados na Figura 15.

Tabela 12 – Resultados obtidos com o modelo para avaliar a influência da vazão mássica dos gases de exaustão na produção de potência frigorífica

Vazão dos gases (kg/s)	Potência frigorífica absorção (kW)	Potência frigorífica adsorção (kW)	Potência frigorífica total (kW)
0,112	18,8	2,1	20,9
0,129	20,9	2,7	23,6
0,146	22,8	3,4	26,1
0,162	24,5	4,1	28,6
0,179	26,0	4,9	30,9
0,196	27,4	5,7	33,1
0,213	28,6	6,6	35,2
0,230	29,7	7,6	37,3
0,246	30,8	8,4	39,2
0,263	31,7	9,2	40,9
0,280	32,6	9,7	42,3

Figura 15 – Influência da vazão mássica dos gases de exaustão na produção de potência frigorífica



Fonte: Elaboração própria.

Pode-se observar que a redução da vazão mássica de 0,28 kg/s para 0,112 kg/s resulta na diminuição de 32,6 kW para 18,8 kW (queda de 42,3%) na potência frigorífica do *chiller* de absorção e na redução de 9,7 kW para 2,1 kW (queda de 78,4%) na potência frigorífica do *chiller* de adsorção. Analisando a potência frigorífica total, há uma diminuição de 42,3 kW para 20,9 kW, representando queda de 50,6%, enquanto que a potência do combustível foi reduzida em 60% (proporcional à redução da vazão de gases).

A Tabela 13 apresenta os dados para avaliação da influência da vazão dos gases na potência elétrica, potência frigorífica e eficiência global da planta de cogeração. Os resultados podem ser visualizados na Figura 16.

Tabela 13 Resultados obtidos com o modelo para avaliar a influência da vazão de gases na eficiência global da planta

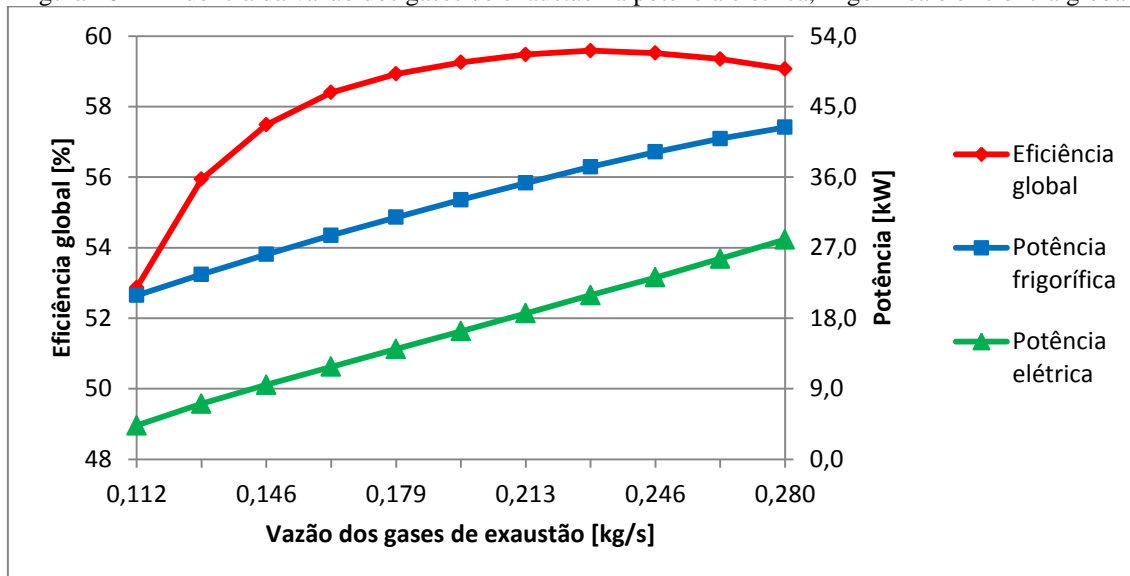
Vazão dos gases (kg/s)	Potência elétrica (kW)	Potência frigorífica (kW)	Eficiência global (%)
0,112	4,3	20,9	52,9
0,129	7,1	23,6	55,9
0,146	9,5	26,1	57,5
0,162	11,8	28,6	58,4
0,179	14,1	30,9	58,9
0,196	16,3	33,1	59,3
0,213	18,6	35,2	59,5
0,230	20,9	37,3	59,6
0,246	23,2	39,2	59,5
0,263	25,6	40,9	59,3
0,280	28,0	42,3	59,1

O gráfico da Figura 16 permite observar que, tanto a potência frigorífica quanto a potência elétrica, aumentam significativamente com o aumento da vazão de gases. No entanto, a eficiência global da planta não tem seu ponto máximo com quando a vazão de gases atinge a vazão nominal.

Isso ocorre porque, em potência nominal, a caldeira de recuperação TC4 não consegue recuperar calor suficiente dos gases para baixar sua temperatura até o limite mínimo estabelecido de 120°C, fato que ocorre quando a vazão dos gases é inferior. Assim sendo, quanto mais a vazão de gases se aproxima da vazão nominal, mais a temperatura dos gases na chaminé (após o TC4) se eleva. Dessa forma, quanto maior é a

temperatura na chaminé, maior é a entalpia dos gases e menor é o aproveitamento da energia do combustível.

Figura 16 – Influência da vazão dos gases de exaustão na potência elétrica, frigorífica e eficiência global



Fonte: Elaboração própria.

5.2.1 Comparação com dados do fabricante e dados experimentais

Para fins de validação do modelo, com variação da vazão de gases, compararam-se os resultados obtidos no mesmo com resultados experimentais e com dados do fabricante. A Tabela 14 apresenta alguns resultados experimentais obtidos por Rossa (2007) e alguns dados disponibilizados pelo fabricante, para potências de operação entre 5 kW e 25 kW. Os dados do fabricante também foram obtidos no trabalho de Rossa (2007).

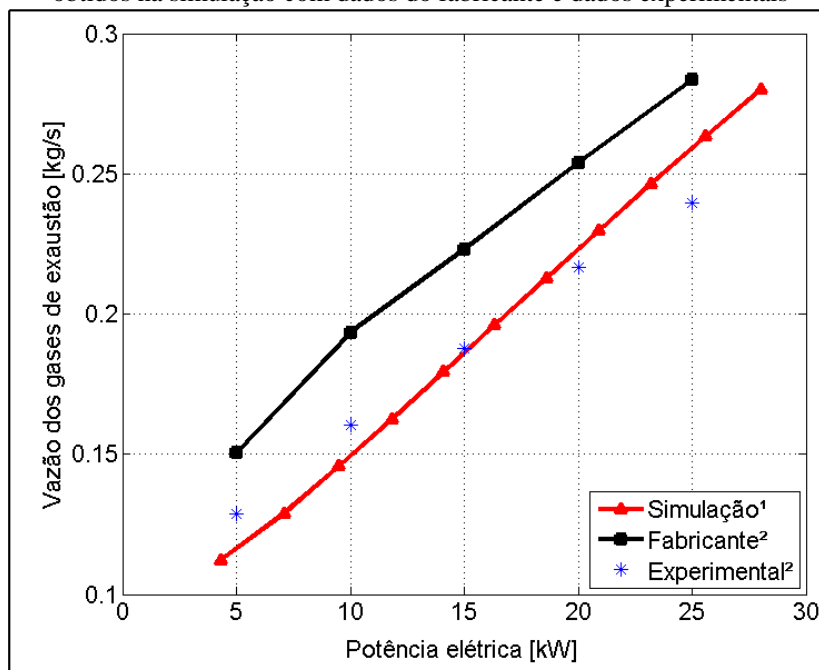
Tabela 14 – Dados experimentais e do fabricante para comparação dos resultados obtidos

Potência elétrica (kW)	Experimental		Fabricante	
	Vazão dos gases de exaustão (kg/s)	Eficiência elétrica (%)	Vazão dos gases de exaustão (kg/s)	Eficiência elétrica (%)
5	0,129	8,2	0,151	14,7
10	0,160	12,4	0,193	19,0
15	0,188	14,1	0,223	21,4
20	0,216	15,3	0,254	22,9
25	0,240	20,9	0,284	24,0

Fonte: Rossa (2007).

A Figura 17 ilustra a variação da vazão dos gases de exaustão, informada pelo fabricante, obtida experimentalmente por Rossa (2007) e obtida com o modelo matemático desenvolvido nesse trabalho. Os dados do fabricante e de Rossa (2007) estão disponíveis para potências elétricas de 5 kW a 25 kW.

Figura 17 – Relação entre vazão dos gases de exaustão e potência elétrica – comparação dos resultados obtidos na simulação com dados do fabricante e dados experimentais



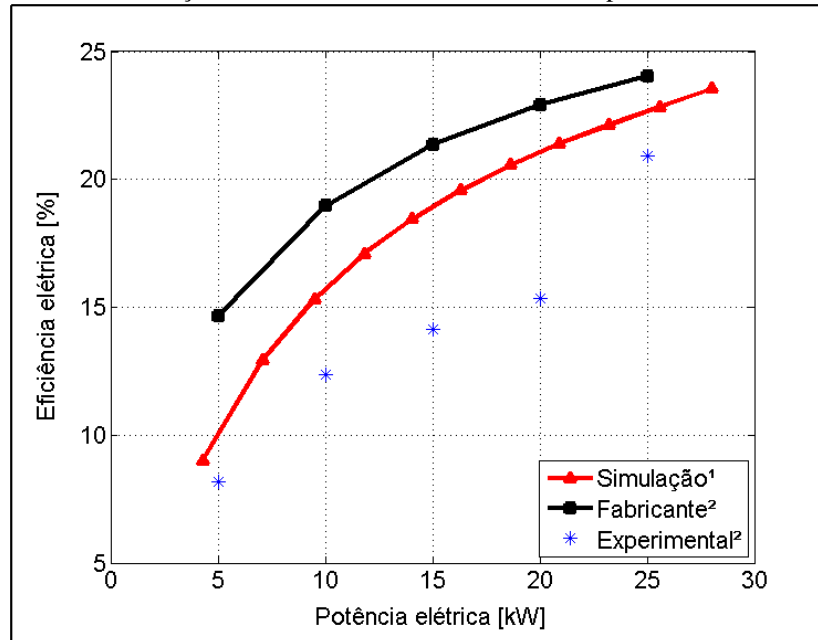
Fonte: ¹Elaboração própria e ²Rossa (2007).

Pode-se observar que os resultados obtidos com o modelo ficaram bem próximos dos obtidos experimentalmente por Rossa (2007). No entanto, ambos estão um pouco abaixo dos valores fornecidos pelo fabricante. São muitos os fatores que influenciam no desempenho de uma microturbina, de modo que não foi possível encontrar dados suficientes para desenvolver um modelo que represente com mais exatidão o desempenho da mesma. Mesmo assim, conseguiu-se obter resultados razoáveis, conforme apresentados.

A Figura 18 apresenta a relação entre a eficiência elétrica e a potência elétrica da microturbina, de forma a comparar os dados obtidos com o modelo com os dados experimentais obtidos por Rossa (2007) e os dados do fabricante. Observa-se que a curva obtida com o modelo apresenta o mesmo formato que a apresentada pelo fabricante. Porém, a curva do fabricante apresenta valores de eficiência superiores,

sendo que quanto menor a potência elétrica, maior é a diferença percentual entre as duas curvas.

Figura 18 – Relação entre eficiência elétrica e potência elétrica - comparação dos resultados obtidos na simulação com dados do fabricante e dados experimentais



Fonte: ¹Elaboração própria e ²Rossa (2007).

Por outro lado, comparando-se os resultados obtidos no modelo com os resultados obtidos experimentalmente por Rossa (2007), pode-se notar que para potências próximas à 5 kW e 25 kW, os dados se aproximam, enquanto que para valores intermediários, as mesmas se distanciam. Esse fato se deve às incertezas e fatores externos que influenciam nos resultados experimentais.

6 CONCLUSÕES

A partir da análise dos resultados, é possível concluir que a redução da temperatura de admissão do ar na microturbina resulta no aumento da eficiência e da potência elétrica produzida. Porém, leva à redução da temperatura de exaustão dos gases, redução da potência térmica recuperada nas caldeiras e consequente redução na produção de potência frigorífica nos *chillers* de absorção e adsorção.

Ao se reduzir a temperatura de 30°C para 5°C, mantendo-se as demais condições sem alteração, a eficiência elétrica tem uma ascensão de 23,5% para 24,5% e a potência elétrica tem um aumento de 28,0 kW para 29,2 kW (aumento relativo de 4,3%). Para essa mesma faixa de redução da temperatura de admissão do ar, a temperatura de exaustão dos gases sofre uma queda de 294°C para 270°C, fator que reflete diretamente na recuperação de calor das caldeiras. Na caldeira TC3, há uma queda na recuperação de calor de 26,0 kW para 21,5 kW e na caldeira TC4, uma redução de 21,2 kW para 19,4 kW. Dessa forma, a produção de potência frigorífica no *chiller* de absorção apresentou uma queda de 32,6 kW para 26,9 kW (-17,5%) e no *chiller* de adsorção uma redução de 9,7 kW para 8,9 kW (-8,2%).

Ao se analisar a eficiência global da planta de cogeração, levando em conta que a potência frigorífica necessária para reduzir a temperatura do ar de admissão é retirada da produção dos *chillers*, quando se reduz a temperatura do ar de 30°C para 5°C, o aproveitamento da energia térmica do combustível sofre uma queda de 59,1% para 48,8%. No entanto, deve-se ressaltar que se a demanda por potência frigorífica é inferior à produção dos *chillers* e a demanda por potência elétrica é maior do que a produção da microturbina, a possibilidade de redução da temperatura de admissão do ar na microturbina pode ser viabilizada.

Os resultados também indicaram que a redução da vazão dos gases (redução de carga) compromete significativamente, de forma negativa, a eficiência elétrica da microturbina. Da mesma forma, a potência elétrica sofre uma redução significativa. A recuperação de calor na caldeira TC3 sofre uma queda proporcional à diminuição da vazão dos gases, enquanto que na caldeira TC4, há uma redução bem mais acentuada. A produção de potência frigorífica nos *chillers* de absorção e adsorção é afetada proporcionalmente à taxa de calor recuperado pelas caldeiras.

Ao se reduzir a vazão dos gases de exaustão de 0,28 kg/s para 0,112 kg/s, a eficiência elétrica sofre uma redução de 23,5% para 9,0% e a potência elétrica diminui

de 28,0 kW para 4,3 kW (-84,6%). A recuperação de calor na caldeira TC3 apresentou uma queda de 26,0 kW para 15,0 kW, enquanto que na caldeira TC4 a redução foi de 21,2 kW para 4,6 kW. A variação na produção de potência frigorífica foi de 32,6 kW para 18,8 kW (-42,3%) no sistema de absorção e de 9,7 para 2,1 (-78,4%) no sistema de refrigeração por adsorção.

Ao se analisar a eficiência global da planta de cogeração, observa-se que na potência nominal da microturbina, a mesma é de 59,1%, enquanto que com 40% da vazão de gases, a eficiência global é de 52,9%. No entanto, o ponto de máxima eficiência global é de 59,6%, que ocorre com vazão de gases de 0,23 kg/s. Embora a eficiência da microturbina sofra uma redução, a recuperação relativa de calor na caldeira TC3 aumenta significativamente, de modo que supera as perdas elétricas.

Por último, fez-se uma comparação entre os resultados obtidos com o modelo e os dados apontados pelo fabricante, assim como alguns resultados experimentais disponíveis na literatura. Nessa análise, observou-se que o modelo apresentou resultados satisfatórios na simulação da microturbina.

Para trabalhos futuros, sugere-se o tratamento mais detalhado dos parâmetros que influenciam a eficiência da microturbina, bem como a inclusão de parâmetros que representem os controles eletrônicos de operação da mesma.

EVALUATION OF THE INFLUENCE OF THE INLET AIR TEMPERATURE AND FLOW RATE OF A COMPACT COGENERATION PLANT

ABSTRACT

The efficiency of microturbines varies between 20 and 30% when operating in a simple cycle. Thus, 70-80% of primary energy contained in the fuel is lost to the environment as heat. Based on this, are desirable ways to increase the utilization of the available energy in the fuel. In this work, a mathematical model was developed for a compact cogeneration plant, in order to evaluate the influence of some operating parameters in the net power production. The power plant system is composed by a natural gas microturbine, while the cogeneration system includes two heat recovery boiler serving as a heat source for two sorption refrigeration machines. The first is absorption and the second is adsorption. The air inlet temperature and the mass flow of exhaust gases from the microturbine were evaluated. The results indicated the influence of these parameters on the efficiency and on the electrical power of the microturbine, temperature exhaust gas and thermal power recovered in boilers, cooling capacity and production in absorption chillers and adsorption from the use of waste heat. In the refrigeration systems was considered the temperature of 5°C to evaporation and condensation as 30°C, using silica gel as adsorbent and water as refrigerant in the adsorption system. In the absorption system, it was used water as an absorber fluid and ammonia as a refrigerant fluid. As thermal fluid, it was used saturated steam in the primary recovery boiler and hot water in secondary recovery boiler. The results indicated that the reduction of temperature of admission of the air in the microturbine have positively affects in the efficiency and in the production of electrical power. However, by decreasing the exhaust gas temperature, the potential for cogeneration and consequently the production of refrigeration is reduced. The results also indicated that the reduction of the exhaust gas flow contributes negatively in the electrical efficiency of the microturbine. Finally, it was carried out a comparison between the results obtained with the model and the data from the manufacturer, as well as some experimental results available in the literature. In this analysis, it was observed that the model achieved satisfactory results in the simulation of the microturbine.

Keywords: Cogeneration. Microturbine. Absorption. Adsorption. Refrigeration.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ARAÚJO, J. V. **Metodologia para determinação do mercado potencial de um sistema de cogeração com microturbina para produção de energia elétrica e água quente.** 2007. 255 f. Dissertação (Mestrado em Metrologia), Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2007.

BAZZO, E.; CARVALHO, A. N.; MATELLI, J. A.. Experimental results and thermodynamic analysis of a natural gas small scale cogeneration plant for power and refrigeration purposes. *Applied Thermal Engineering*, v. 58, p. 264-272, 2013.

BENITO, Y. R. **Modelagem da produção simultânea de frio, calor e energia elétrica.** 2007. 127 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2007.

BORGNAKKE, Claus; SONNTAG, Richard E. **Fundamentos da termodinâmica.** 7 ed. São Paulo: Blucher, 2009.

CARVALHO, A.N. **Análise experimental e exergoeconômica de um sistema compacto de cogeração a gás natural.** 2010. 124 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2010.

EPE – EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Balanco Energético Nacional 2014: Ano Base 2013.** Relatório final / Ministério de Minas e Energia. Empresa de Pesquisa Energética – Rio de Janeiro, EPE, 2014.

EPE – EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Nota técnica DEA 28/13 – Projeção da demanda de energia elétrica para os próximos 10 anos (2014-2023).** Rio de Janeiro, EPE, 2013.

HEROLD, K.; RADERMACHER, R.; KLEIN, S. A., 1996. **Absorption Chillers and Heat Pumps**, CRC Press.

IEA – INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. **Key world energy statistics 2013.** IEA, 2014. Disponível em:
<http://www.iea.org/publications/freepublications/publication/KeyWorld2013.pdf>
Acesso em: 20 set. 2014.

INCROPERA, Frank P.; BERGMAN, Theodore L.; DEWITT, David P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa.** 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

KAMI, E. C. A. ; ROSSA, J. A. ; BAZZO, E. . Conversão de um chiller de absorção água-amônia para integração a uma microturbina à gás natural. In: XIV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica, 2007, Uberlândia. CREEM 2007, 2007.

MARTINHO, L.C.S. **Modelagem simulação e otimização de refrigeradores por absorção.** 2013. 139 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica), Universidade Federal do Paraná, Curitiba, 2013.

MUNSON, Bruce R.; YOUNG, Donald F.; OKIISHI, Theodore H. **Fundamentos da mecânica dos fluidos.** 4 ed. São Paulo: Blucher, 2004.

OLIVEIRA, R. G. **Avaliação de um sistema de refrigeração por adsorção para produção de gelo, operando diferentes tipos de ciclo com baixas temperaturas de geração.** 2004. 185 f. Tese (Doutorado em Engenharia de Alimentos) – Departamento de Engenharia de Alimentos, Unicamp, Campinas, 2004.

OLIVEIRA, R.G.; KORMANN, L.; PASCOALI, S.; SCOPEL, M. A.; DIAS, F. J. S.. Capacidade Adsorptiva da Sílica-Gel Impregnada com Cloretos Metálicos para Utilização em Sistemas de Climatização por Adsorção. In: 3ª Conferência Internacional de Materiais e Processos para Energias Renováveis, 2013, Porto Alegre. Anais da 3ª Conferência Internacional de Materiais e Processos para Energias Renováveis, 2013.

OLIVEIRA, R. G.; WANG, R. Z. Adsorption refrigeration-an efficient way to make good use of waste heat and solar energy. Progress In Energy And Combustion Science, v. 32, p. 424-458, 2006.

PETUKOV, B.; POPOV, V. N., Theoretical Calculation of Heat Exchange and Frictional Resistance in Turbulent Flow in Tubes of an Incompressible Fluid with Variable Physical Properties. High Temperature, 1963.

ROMANOS, R. R. ; BAZZO, E. ; MATELLI, J. A. ; MOURA, N. R. ; FREIRE, L. G. M. . Estudo da viabilidade técnica de uma bancada de cogeração baseada em uma microturbina à gás natural. In: P&D em Petróleo & Gás, 2005, Salvador. 3º Congresso Brasileiro de P&D em Petróleo & Gás, 2005. p. 1-6.

ROSSA, J. A. ; BAZZO, E. . Thermodynamic modeling of an ammonia-water absorption system associated with a microturbine. International Journal of Thermodynamics, v. 12, p. 201-207, 2009.

ROSSA, J.A. **Estudo teórico e experimental de um sistema compacto de cogeração consistindo de uma máquina de refrigeração por absorção água-amônia e uma microturbina**. 2010. 121 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2007.

SÁNCHEZ, C. J. N. **Modelagem e simulação do reator de um sistema de climatização por adsorção química**. 2012. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, UFSC, Florianópolis, 2012.

SIEDER E.N.; TATE, G.E., Heat transfer and pressure drop of liquids in tubes, Industrial Engineering Chemistry, v. 28, p. 1429-1435, 1936.

STEINER, D.; TABOREK, J. **Flow boiling heat transfer in vertical tubes correlated by an asymptotic model**, Heat Transfer Engineering, v. 13, p. 43-69, 1992.

TAKAKI, A. T. ;DIB, F. H. ; JUNIOR, R. ;CAMPITELLI, F. M. ;RAMOS, R. A. V. . Análise da viabilidade da implantação de um sistema de cogeração de energia a gás natural em um frigorífico bovino em expansão. In: Proceedings of the 11^o Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering – ENCIT 2006, Curitiba, 2006.

VIEIRA, H. M. **Estudo teórico e experimental de coletor adsortivo**. 2009. 96 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Centro de Tecnologia, UFPB, Paraíba, 2009.