

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA
ENGENHARIA MECÂNICA**

KAREN ALDICLEIA DA SILVA

**DESENVOLVIMENTO DE UMA METODOLOGIA DE ANÁLISE DE
UMA PLANTA DE COGERAÇÃO DE PEQUENA ESCALA COM
SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

PONTA GROSSA

2013

KAREN ALDICLEIA DA SILVA

**DESENVOLVIMENTO DE UMA METODOLOGIA DE ANÁLISE DE
UMA PLANTA DE COGERAÇÃO DE PEQUENA ESCALA COM
SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO**

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado como requisito parcial à
obtenção do título Bacharel em
Engenharia Mecânica da Coordenação de
Mecânica, da Universidade Tecnológica
Federal do Paraná.

Orientador: Prof. Dr. Jhon Jairo Ramirez
Behainne

Co-orientador: Prof. Dr. Paulo Henrique
Dias dos Santos

PONTA GROSSA

2013



Ministério da Educação
Universidade Tecnológica Federal do Paraná
Campus Ponta Grossa
Diretoria de Graduação e Educação Profissional
Departamento Acadêmico de Mecânica
Bacharelado em Engenharia Mecânica



TERMO DE APROVAÇÃO

DESENVOLVIMENTO DE UMA METODOLOGIA DE ANÁLISE DE UMA PLANTA DE COGERAÇÃO DE PEQUENA ESCALA COM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

por

KAREN ALDICLÉIA DA SILVA

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi apresentado em 6 de setembro de 2013 como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharela em Engenharia Mecânica. A candidata foi arguida pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho aprovado.

Prof. Dr. Jhon Jairo Ramirez Behainne
Orientador

Prof. Dr. Thiago Antonini Alves
Membro Titular

Prof. Me. Gilberto Zammar
Membro Titular

Prof. Dr. Luiz Eduardo Melo Lima
Responsável pelos Trabalhos
de Conclusão de Curso

Prof. Dr. Thiago Antonini Alves
Coordenador do Curso de
Engenharia Mecânica

- O Termo de Aprovação assinado encontra-se na Coordenação do Curso -

Dedico este trabalho aos meus pais,
Sebastião e Vilma.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus por esta conquista, pois esteve comigo todos os dias, foi meu socorro em dias de lutas, me deu discernimento nas minhas indecisões e colocou pessoas especiais em todos os momentos que precisei.

Agradeço a minha família pelo apoio até aqui concedido, por sempre acreditarem em mim e pelo esforço feito para tornar este sonho uma realidade.

Agradeço ao meu professor e co-orientador Paulo Henrique Dias dos Santos por sua sabedoria como mestre, que me ensinou e aconselhou em todos os momentos deste trabalho.

Agradeço ao professor Jhon Jairo Ramirez Behainne pela sua orientação ao final deste trabalho e por despertar meu interesse na área térmica da Engenharia Mecânica.

Agradeço ao Erick Marcondes por estar ao meu lado durante este trabalho, por me ajudar e sempre me apoiar. Também aos meus amigos pelos momentos de descontração e conselhos não apenas nessa etapa do projeto, mas durante todos os anos do curso.

Por fim, agradeço a todos os professores e a todas as pessoas da UTFPR campus Ponta Grossa que de alguma forma auxiliaram na conclusão deste trabalho e no meu desenvolvimento como profissional durante o curso.

“Mt 7:7 - Pois todo que pede recebe; o
que busca encontra; e, a quem bate,
abrir-se-á.”

RESUMO

SILVA, Karen Aldicléia. **Desenvolvimento de uma metodologia de análise de uma planta de cogeração de pequena escala com sistema de refrigeração por absorção**. 2013. 71. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica - Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Ponta Grossa, 2013.

A eficiência energética de sistemas térmicos tem sido um dos principais tópicos de discussão sobre a preservação dos recursos naturais e sobre a redução de custos dos processos envolvidos nesses sistemas. Dentro do contexto de preservação ambiental, os sistemas de cogeração surgem como uma alternativa tecnológica para geração de energia elétrica com melhor aproveitamento do potencial energético do combustível. Esses sistemas tem conquistado espaço não apenas em pesquisas acadêmicas, mas também em indústrias e, até mesmo, no meio urbano. Com a finalidade de auxiliar o aprendizado nas engenharias em relação a esse tema, foi desenvolvido uma metodologia para análise termodinâmica de sistemas de cogeração. A planta de cogeração foi analisada visando à avaliação do desempenho e da viabilidade de implantação deste sistema utilizando como combustível o gás natural. O sistema de cogeração em estudo, que pode ser empregado em diversas aplicações industriais e comerciais, é composto por: um motor de combustão interna, um trocador de calor intermediário (que recupera a energia dos gases de exaustão provenientes da queima do combustível) e um sistema de refrigeração por absorção de simples efeito que utiliza o par amônia-água. Estes equipamentos foram analisados utilizando as leis da termodinâmica. O sistema de equações resultantes da modelagem termodinâmica foi resolvido utilizando a plataforma computacional *EES (Engineering Equation Solver)*. Os resultados mostraram que com o sistema de cogeração proposto obteve um aumento de 11% no aproveitamento energético quando comparado com o motor de combustão operando isolado. Além disso foi possível afirmar que o combustível (gás natural) atendeu as exigências energéticas para a alimentação do gerador de vapor do sistema de absorção (amônia-água de simples efeito). A metodologia apresentada é didática e pode ser útil com o uso de outros combustíveis.

Palavras-chave: Cogeração. Sistemas de refrigeração por absorção. Gás Natural.

ABSTRACT

SILVA, Karen Aldicléia. **Development of a methodology of analysis of a small scale cogeneration plant with absorption refrigeration system.** 2013. 71. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica - Federal Technology University - Parana. Ponta Grossa, 2013.

The energy efficiency of thermal systems has been a major topic of discussion on the preservation of natural resources and reducing costs of processes involved in these systems. Within the context of environmental preservation, cogeneration systems emerge as an alternative technology for power generation would be the cogeneration systems, which provide satisfactory performance due to better using of the energy fuel potential. These systems has won your place not only in academic research, but also in industries and even in urban areas. In order to assist in engineering learning regarding this topic was developed of a methodology for thermodynamic analysis of cogeneration systems during graduation in engineering. The cogeneration plant was analyzed in order to evaluate its performance and the feasibility of its implementation using as fuels natural gas. The cogeneration system under study, which can be used in various industrial and commercial applications, comprises: a Internal combustion engine, an intermediate heat exchanger (which recovers energy from the exhaust gases from the fuel combustion) and a single effect ammonia-water absorption refrigeration system. These devices were analyzed using the thermodynamics laws. The equations system resulting from the thermodynamic model was solved using the computational platform ESS (Engineering Equation Solver). The results showed that with cogeneration system achieved a 11% increase in the energy utilization as compared with combustion engine operating alone. Furthermore it was possible to say that the fuel (natural gas) met the energy requirements to power the steam generator of the absorption system (ammonia-water single effect). The methodology presented is didactic and may also assist with the use other fuels.

Keywords: Cogeneration. Absorption Refrigeration System. Natural Gas.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Sistema de cogeração	19
Figura 2: Representação esquemática da definição de cogeração.....	20
Figura 3: Comparação da eficiência entre cogeração e produção separada de eletricidade e calor.	22
Figura 4: Desenho esquemático de um Ciclo <i>Topping</i>	23
Figura 5: Desenho esquemático de um Ciclo <i>Bottoming</i>	24
Figura 6: Intervalos de temperatura ciclos <i>Topping</i> e ciclos <i>Bottoming</i>	24
Figura 7: Métodos para transformar vapor de baixa pressão em vapor de alta pressão em um sistema de refrigeração por absorção.	29
Figura 8: Unidade básica de absorção.....	30
Figura 9: Figura esquemática de um ciclo básico de refrigeração por absorção amônia-água	31
Figura 10 : Diagrama esquemático do sistema de cogeração para a modelagem termodinâmica do sistema de refrigeração por absorção, trocador de calor e do motor de combustão interna.....	35
Figura 11: Sistema de refrigeração por absorção amônia-água.....	37
Figura 12: Volume de controle para o absorvedor	38
Figura 13: Volume de controle para o gerador	38
Figura 14: Volume de controle para o retificador.....	39
Figura 15: Volume de controle para o condensador.....	40
Figura 16: Volume de controle para o evaporador	40
Figura 17: Volume de controle para as válvulas de expansão da solução (a)	41
Figura 18: Volume de controle para a bomba	42
Figura 19: Volume de controle para o trocador de calor	42
Figura 20: Ciclo Otto ideal.....	44
Figura 21: Diagrama do Ciclo Otto	44
Figura 22: Diagrama de Sankey	46
Figura 23: Volume de controle para o trocador de calor intermediário dos gases de exaustão.....	49
Figura 24: Vazões mássicas do gás natural.....	54
Figura 25: Potência do motor acoplado ao sistema de absorção em função da rotação do motor	55
Figura 26: Capacidade de refrigeração do sistema de absorção em função da rotação do motor	55
Figura 27: Eficiência do motor e do sistema de cogeração em função da rotação do motor	56
Figura 28: Eficiência global em relação a eficiência do trocador de calor dos gases de exaustão.....	58

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Composição e propriedades do gás natural no Paraná.....	32
Tabela 2: Composição e propriedades típicas do gás natural no Brasil.....	47
Tabela 3: Dados de entrada para as simulações	51
Tabela 4: Parâmetros do motor.....	52
Tabela 5: Resultados do balanço estequiométrico para o gás natural	52
Tabela 6: Resultados obtidos nas simulações utilizando o combustível gás natural.....	53

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos gerais

g	Aceleração da gravidade (m/s ²)
z	Altura (m)
L	Deslocamento ou curso do pistão (m)
d	diâmetro do cilindro (m)
h	Entalpia (J/Kg)
M	Massa molecular (kg/kmol)
N	Número de cilindros do motor
PCI	Poder calorífico inferior (kJ/Nm ³)
r	Razão de compressão
k	Razão entre os calores específicos (c_p/c_v)
Rot	Rotação do motor
\dot{Q}	Taxa líquida de transferência de energia por calor (W)
\dot{W}	Taxa líquida de transferência de energia por trabalho (W)
T	Temperatura (K ou °C)
\dot{m}	Vazão mássica na entrada (kg/s)
V	Velocidade (m/s)
x	Concentração
\bar{h}_f^0	Entalpia de formação (kJ/kmol)
AC	Razão mássica de ar-combustível (kg de ar/kg de combustível)
\overline{AC}	Razão molar de ar-combustível (mols de ar/mols de combustível)
n	Número de mols

Símbolos Gregos

Σ	Somatório
Δ	Diferença
v	Volume específico (m ³ /kg)
η	Rendimento
ρ	Densidade (kg/m ³)

ϕ Coeficiente de excesso

Subscrito

ent	Entrada
sai	Saída
v.c.	Volume de controle
p	Produto
r	Reagente
ar	Ar
comb	Combustível
int	Interno
mist	Mistura
desl	Deslocamento
vol	Volumétrico
Abs	Absorvedor
Ger	Gerador de vapor de amônia
Ret	Retificador
Cond	Condensador
Evap	Evaporador
Bom	Bomba
Troc	Trocador de calor
glob	Global
mot	Motor
evap	Evaporação

Siglas

MCI	Motor de Combustão Interna
EES	<i>Engineering Equation Solver</i>
ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
PURPA	<i>Public Utilities Regulatory Policy Act</i>
LEED	<i>Leadership in Energy and Environmental Design</i>
MAE	Mercado Atacadista de Energia
CCEE	Câmara de Comercialização de Energia Elétrica

BNDES	Banco Nacional de Desenvolvimento Econômico e Social
COP	Coeficiente de Performance
GLS	Gás Liquefeito do Petróleo
COMPAGAS	Companhia Paranaense de Gás
COPEL	Companhia Paranaense de Energia

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	14
1.1 PROBLEMA	16
1.2 JUSTIFICATIVA	16
1.3 OBJETIVOS	17
1.3.1 Objetivo Geral	17
1.3.2 Objetivos Específicos	18
1.4 METODOLOGIA	18
2 REFERENCIAL TEÓRICO	20
2.1 ESTADO DA ARTE	20
2.2 ASPECTOS BÁSICOS DA COGERAÇÃO	21
2.3 REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO	26
2.3.1 Aspectos básicos dos ciclos de refrigeração por absorção	28
2.4 GÁS NATURAL	31
3 MODELAGEM TERMODINÂMICA	34
3.1 MODELAGEM DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE AMÔNIA-ÁGUA	36
3.2 MODELAGEM DO MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA	43
3.3 MODELAGEM DO TROCADOR DE CALOR INTERMEDIÁRIO	48
3.4 EFICIÊNCIA DA PLANTA DE COGERAÇÃO	49
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO	51
5 CONCLUSÃO	59
REFERÊNCIAS	61
APÊNDICE	64

1 INTRODUÇÃO

A eficiência energética de sistemas térmicos tem sido um dos principais tópicos em discussão sobre a preservação dos recursos naturais e sobre a redução de custos dos processos envolvidos nesses sistemas. Baseando-se em estimativas da redução das fontes de energias em médio e longo prazo, é de suma importância que se desenvolvam processos e/ou equipamentos mais eficientes do ponto de vista energético. A preservação do ambiente deve ser também considerada nesses estudos de otimização energética.

Segundo Santos (2005), a busca por novas tecnologias para a geração de energia colabora para o avanço nos estudos de otimização energética, o qual engloba muito mais que a simples eliminação do desperdício, mas envolve desde a melhoria no funcionamento dos equipamentos até a exploração de formas alternativas.

Dentro desse contexto de preservação ambiental e eficiência energética, uma alternativa tecnológica para a geração de energia elétrica são os sistemas de cogeração, que apresentam desempenho satisfatório devido ao melhor aproveitamento do potencial energético do combustível. Esses sistemas têm como objetivo o aproveitamento de fontes de calor que não são utilizadas e que apresentam potencial para economia de energia térmica.

Os sistemas de cogeração mais viáveis economicamente são compostos por: (i) um sistema de geração, que utiliza um combustível para a geração de energia elétrica ou trabalho; (ii) um sistema de refrigeração por absorção ou um sistema de aquecimento de água, que utiliza os gases de exaustão do sistema de geração como fonte térmica. Os principais sistemas de geração de energia elétrica utilizados são:

- Ciclo Rankine;
- Ciclo Brayton;
- Ciclo Diesel;
- Ciclo Otto.

Neste projeto escolheu-se um Motor de Combustão Interna (MCI) operando com Ciclo Otto, visto que são aplicados com maior frequência em plantas pequenas, como é o caso da planta de cogeração aqui estudada. Outra característica que justifica a escolha dos MCI, é que neles o aproveitamento energético é gerado pelos

gases de escape, ou também nos fluxos de resfriamento e lubrificação. Segundo Sánchez (2010) (apud OLIVIA 1994), os MCI transformam em eletricidade até 40% da energia que entra neles e recupera até 75% do calor sensível dos gases de exaustão, podendo chegar a um rendimento global do sistema de cogeração de 64%.

Outro elemento importante em uma planta de cogeração é o trocador de calor, pois este proporciona a transferência de energia entre os gases de exaustão do sistema de geração e o sistema de refrigeração por absorção. Pode-se existir sistemas que não possuam trocadores de calor, sendo assim os gases de exaustão do sistema de geração escoam de forma direta através do gerador de vapor do sistema de absorção. Porém, para um melhor aproveitamento energético do calor liberado nos gases de exaustão é inserido no sistema de cogeração um trocador de calor intermediário, onde os gases são recuperados pelo trocador de calor e liberados para o sistema de refrigeração por absorção.

Alguns pesquisadores realizaram simulações de sistemas de cogeração não levando em conta esse trocador de calor (SANTOS, 2005; MARQUES, 2005; MARQUES et al, 2006), entretanto os trabalhos publicados por esses pesquisadores foram meramente teóricos. Rossa e Bazzo (2006, 2009) e Carvalho (2010), cujas linhas de pesquisas são de cunho teórico-experimental, também realizaram pesquisas sobre sistemas de cogeração e perceberam a necessidade da utilização de um trocador de calor intermediário que fizesse a ligação entre os gases de exaustão provenientes de uma micro-turbina e o sistema de refrigeração por absorção, que utiliza o par amônia-água como fluido de trabalho. Eles observaram ainda que quanto maior a eficiência desse trocador de calor intermediário, maior a eficiência obtida no sistema de cogeração.

Existem alguns modelos para análise de Sistemas de Cogeração, porém envolvem conhecimentos mais aprofundados, o que inviabiliza seu estudo em termos de cursos de graduação. Conhecendo a importância dos Sistemas de Cogeração, a proposta deste trabalho é viabilizar o entendimento desses sistemas a nível de Graduação. O sistema de cogeração aqui proposto é composto por um motor de combustão interna que utiliza gás natural como combustível, um trocador de calor intermediário (que recupera a energia dos gases de exaustão provenientes da queima do combustível) e um sistema de refrigeração por absorção de simples efeito que utiliza o par amônia-água.

Com a finalização da parte teórica e conceitos de cogeração, parte-se para a segunda etapa, que é a modelagem matemática, a fim de desenvolver o modelo teórico para análise de sistemas de cogeração de pequena escala utilizando inicialmente gás natural como combustível. Esse modelo servirá como ferramenta de projeto para esse tipo de sistema de cogeração, podendo ser estendido para outros combustíveis, como por exemplo o biogás.

Todos os equipamentos são analisados utilizando as leis da conservação da massa e da energia para volumes de controle em regime permanente, com propriedades constantes. O sistema de equações resultantes da modelagem termodinâmica é resolvido utilizando a plataforma computacional *EES (Engineering Equation Solver)*. Esta plataforma foi escolhida devido a sua ampla aplicabilidade relacionada à resolução de problemas térmicos, pois dispõe de sub-rotinas para as propriedades térmicas e fluidodinâmicas de vários fluidos e sólidos.

1.1 PROBLEMA

Os sistemas de cogeração estão em pleno desenvolvimento e vem ganhando destaque em termos econômicos e de preservação do meio ambiente. A nível de graduação, de acordo com a literatura pesquisada, não existe uma metodologia acessível para análise de sistemas de cogeração, devido à complexidade da análise termodinâmica desses sistemas e também a falta de informações que tratam os sistemas de cogeração de energia com motor de combustão interna operando com gás natural.

1.2 JUSTIFICATIVA

O desenvolvimento de uma metodologia de análise termodinâmica de sistemas de cogeração se justifica pela escassez de informações sobre o tema em livros didáticos de introdução à termodinâmica, tais como *Princípios de Termodinâmica para Engenharia (MORAN; SHAPIRO, 2009)* e *Termodinâmica (ÇENGEL; BOLES, 2013)*. Esses livros didáticos abordam o tema de forma

superficial de maneira que a análise desses sistemas se torna complexo, gerando muitas dúvidas nos acadêmicos das engenharias em geral.

Além disso, a justificativa do desenvolvimento de tal metodologia de análise de sistemas de cogeração é reforçada por englobar dois temas principais: primeiro, a eficiência energética e, segundo, a redução de custos em processos que envolvem energia elétrica e que desperdiçam energia térmica. Pois apresentam muitas vantagens, tais como:

- Possibilidade do aproveitamento da energia térmica dos gases de exaustão do motor de combustão interna que seria desperdiçada para o ambiente, com isso, aumentando a eficiência global do sistema;
- Acionamento de sistema de refrigeração por absorção utilizando a energia térmica e não energia elétrica (mais nobre), reduzindo assim o custo de operação;
- Incentivo à cogeração utilizando gás natural, que é considerado menos agressivo ao meio ambiente quando comparado aos outros combustíveis derivados do petróleo.

Visto que a eficiência energética e a redução de custos em processos têm se tornado foco de estudos cada vez mais constantes, tanto no meio acadêmico quanto em empresas e indústrias, é necessário estimular o interesse dos alunos, ainda acadêmicos, em relação aos benefícios descritos acima e também fazê-los compreender melhor os processos envolvidos nos sistemas de cogeração.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 Objetivo Geral

Propor uma metodologia para a análise termodinâmica do aproveitamento energético do gás natural em uma planta de cogeração de pequena escala com refrigeração por absorção e um motor de combustão interna. Pretende-se implementar esta metodologia na plataforma *EES* de maneira que esta seja utilizada como ferramenta de projetos para esse tipo de sistema de cogeração.

1.3.2 Objetivos Específicos

- Definir os modelos matemáticos para a simulação da operação do motor de combustão interna utilizando ciclo de ar padrão Otto ideal, do sistema de refrigeração por absorção, do trocador de calor intermediário e do sistema global de cogeração;
- Simular o sistema de cogeração para o gás natural no *EES*;
- Analisar os rendimentos térmicos dos subsistemas que compõem o sistema de cogeração utilizando gás natural como combustível.

1.4 METODOLOGIA

Neste trabalho é apresentada uma metodologia para a análise termodinâmica do aproveitamento energético do gás natural utilizado como combustível em uma planta de cogeração de pequena escala. O sistema é composto por: um motor de combustão interna, um trocador de calor intermediário (que recupera a energia dos gases de exaustão provenientes da queima do combustível) e um sistema de refrigeração por absorção de simples efeito com amônia-água. O sistema de cogeração estudado está apresentado na figura 1.

A modelagem termodinâmica do sistema é feita mediante as equações da conservação da massa e da energia para volume de controle em regime permanente, com propriedades constantes. Este conjunto de equações será resolvido utilizando a plataforma computacional *EES*. Cada subsistema e seus componentes serão divididos em volumes de controles individuais, modelados e simulados seguindo a sequência: motor de combustão interna, sistema de refrigeração por absorção e trocador de calor intermediário.

As simulações serão feitas para o combustível gás natural, com a finalidade de analisar se o combustível atende as exigências energéticas para geração de energia elétrica e se a temperatura dos gases de exaustão do MCI atende as condições para alimentação do gerador de vapor do sistema de refrigeração por absorção escolhido. Será analisado ainda, o sistema de cogeração como um todo através da análise da eficiência energética.

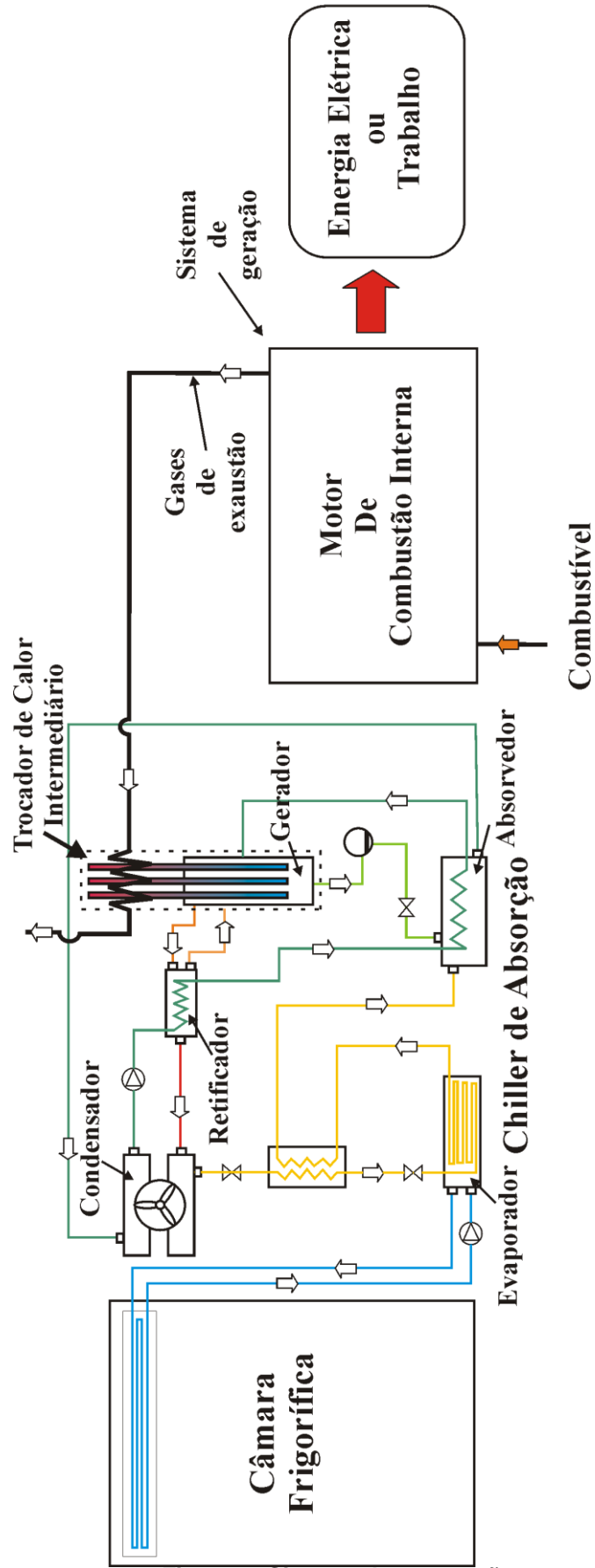


Figura 1: Sistema de cogeração

2 REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 ESTADO DA ARTE

A cogeração é definida pela Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL, 2006) como “processo operado numa instalação específica para fins da produção combinada das utilidades calor e energia mecânica, esta geralmente convertida total ou parcialmente em energia elétrica, a partir da energia disponibilizada por uma fonte primária”. Um desenho esquemático é apresentado na figura 2.

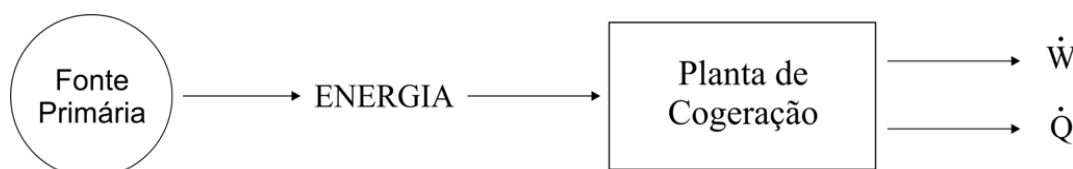


Figura 2: Representação esquemática da definição de cogeração.

Embora os sistemas de cogeração tenham surgido no início do século passado, foi somente depois da Segunda Guerra Mundial que apareceu um número significativo de sistemas de cogeração. Devido ao baixo custo dos combustíveis e abundância de combustíveis fósseis, os sistemas de cogeração não eram muito utilizados. Segundo Sánchez (2010), foi com a crise do petróleo no período de 1973 a 1980 e com a resistência na utilização de usinas nucleares para gerar energia elétrica, devido a questões de segurança e também ambiental, que os sistemas de cogeração ganharam espaço na geração de energia elétrica. O país destacado nestes sistemas foi os Estados Unidos.

Em 1978 foi publicado nos Estados Unidos o *PURPA (Public Utilities Regulatory Policy Act)*, no qual a seção 210 impunha às concessionárias a compra de energia a preço não discriminatório, atendendo as necessidades energéticas de cogeneradores ou de pequenos geradores (BALESTIERI, 2002). Dessa maneira, se justificou a abertura de novos horizontes na indústria de geração, pois abriu espaço para a competição em mercado aberto de energia elétrica, rompendo assim a estrutura integrada das concessionárias públicas. Porém, a medida que os anos passaram, se tornou cada vez mais fácil a utilização dos derivados do petróleo; o que antes possuía preços abusivos passou a ser mais plausível e presente na vida da maioria da população.

As técnicas de cogeração, embora existam, elas ainda são trocadas por meios mais convencionais (termoelétricas e hidrelétricas) de se produzir energia elétrica. Atualmente, sabendo da redução das fontes de energias em médio e longo prazo e das leis de preservação do ambiente, tem-se aumentado a frequência pela utilização e pelo desenvolvimento de processos e/ou equipamentos mais eficientes do ponto de vista energético e menos poluente. A cogeração está relacionada à diminuição do consumo de derivados do petróleo e à diminuição das emissões de gases poluentes. Portanto, devido a esses dois fatores, tem crescido os estudos nesta área e na implementação de medidas que estimulem a sua aplicação.

No Brasil, ao longo dos anos, muitas regulamentações foram propostas permitindo um maior envolvimento da iniciativa privada no mercado de energia. Segundo Balestieri (2002), a cogeração terá condições favoráveis para seu pleno estabelecimento, sendo resultado de algumas iniciativas já realizadas, como a entrada do gás natural da Bolívia, a privatização dos serviços de energia em muitas concessionárias federais e estaduais, o programa nacional de incentivo à construção de termelétricas e o advento do Mercado Atacadista de Energia (MAE), posterior Câmara de Comercialização de Energia Elétrica (CCEE).

Os benefícios da cogeração são positivos, tanto ao meio ambiente, como à indústria do ponto de vista financeiro, pois um mesmo combustível gera energia elétrica ou trabalho, dando possibilidades aos gases de combustão serem utilizados como fonte térmica de sistemas de refrigeração, como no caso da refrigeração por absorção. O Brasil se mostra mais atento a estes benefícios. Em julho de 2012, o Banco Nacional de Desenvolvimento Econômico e Social (BNDES) aprovou um financiamento de R\$ 210,7 milhões para a construção de uma unidade de cogeração a vapor e de energia elétrica a partir do cavaco de eucalipto (BNDES, 2012).

2.2 ASPECTOS BÁSICOS DA COGERAÇÃO

A cogeração possui um vasto potencial de aplicação, sendo uma tecnologia que pode ser utilizada tanto no setor industrial, quanto no setor terciário (aeroportos, hotéis e hipermercados). Ela ganhou espaço no mercado produtivo devido ao seu potencial de aproveitamento de energia da fonte primária.

Tomando como exemplo alguns sistemas térmicos (motores de combustão interna, usinas termoelétricas, microturbinas, geradores de energia elétrica, etc.), durante as suas operações, grandes quantidades de calor são rejeitados ao meio ambiente. Segundo Educogen (2001), a maior parte do calor rejeitado numa usina, por exemplo, pode ser recuperado e utilizado para cobrir as necessidades térmicas específicas de mesma, aumentando assim a eficiência da planta de 30-50% para 80-90%.

Uma comparação entre a cogeração e a produção separada de eletricidade e de calor, a partir do ponto de vista da eficiência, é dada na figura 3, com base em valores típicos de eficiências para a Primeira Lei da Termodinâmica.

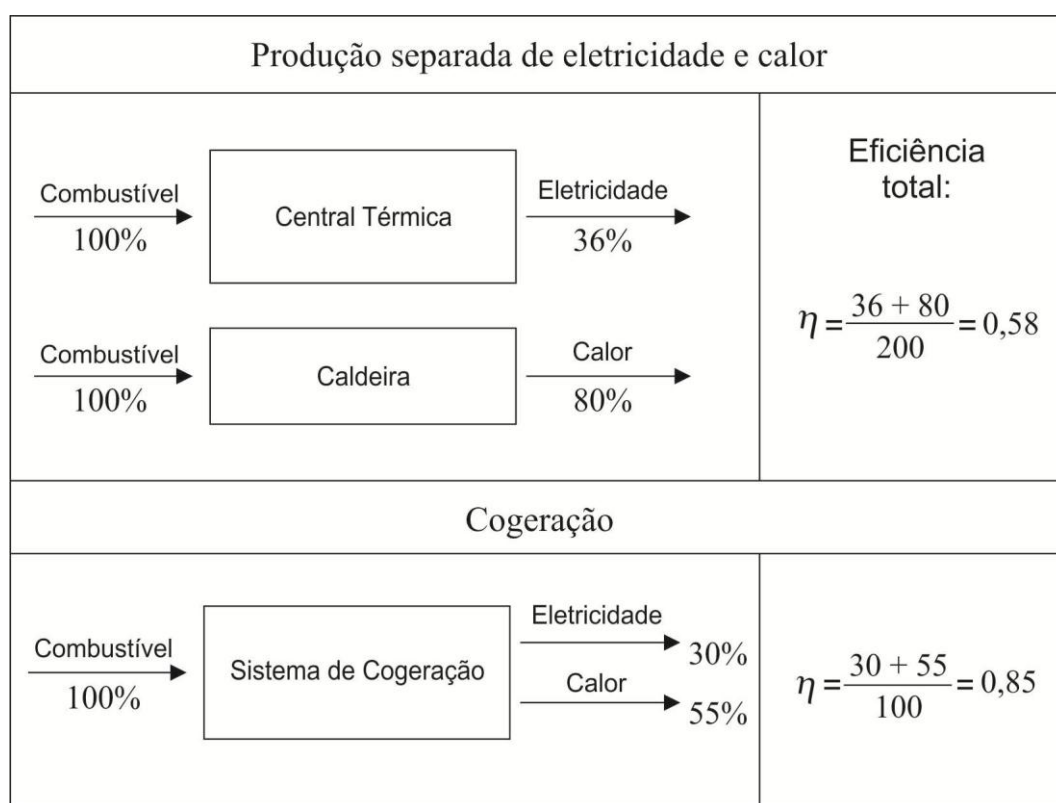


Figura 3: Comparação da eficiência entre cogeração e produção separada de eletricidade e calor.

Fonte: Adaptado de EDUCOGEM (2001 p.8).

Os sistemas de cogeração podem ser classificados de acordo com a sua configuração de operação, sendo divididos em: Ciclos *Bottoming* e Ciclos *Topping*. A figura 4 representa um exemplo de Ciclos *Topping*, composta por uma turbina a gás e um ciclo de potência a vapor, onde um fluido à alta temperatura (gases de exaustão ou vapor) aciona a turbina para a produção de eletricidade, enquanto isso

um fluido à baixa temperatura é utilizado em processos térmicos ou no aquecimento/arrefecimento de espaços.

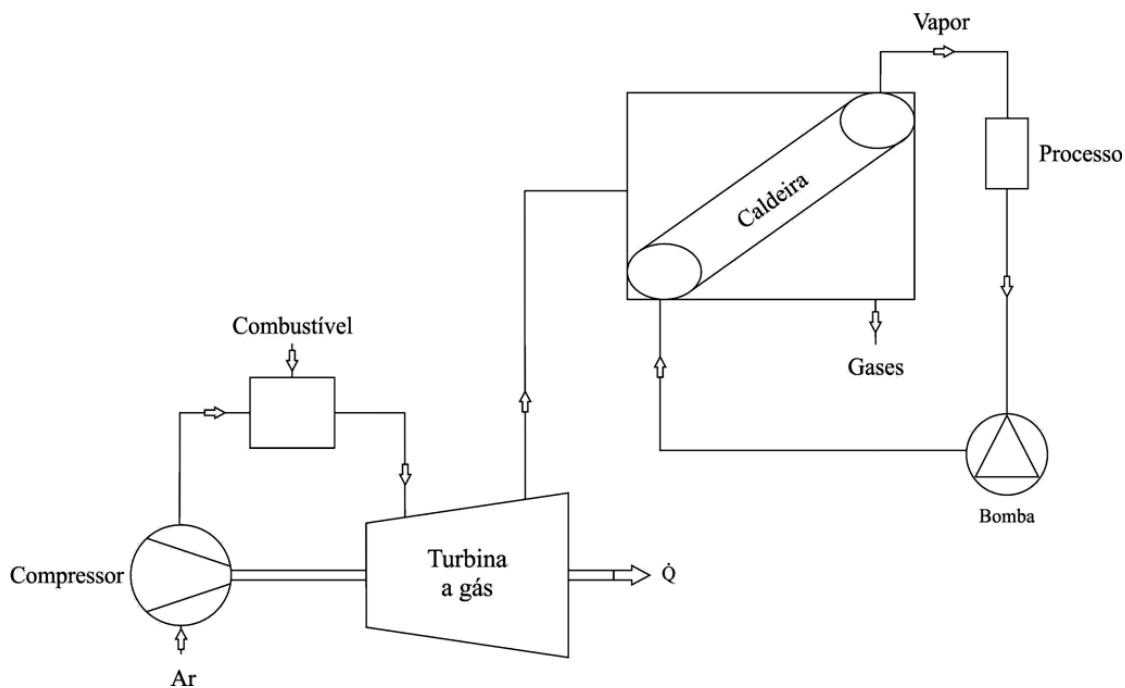


Figura 4: Desenho esquemático de um Ciclo *Topping*
Fonte: Adaptado de Sánchez (2010 p. 109).

Já os Ciclos *Bottoming*, representado pela figura 5, são divididos em duas fases: na primeira fase é produzido calor a altas temperaturas para um determinado processo (por exemplo numa fundição, indústria vidreira ou cimenteira) e na segunda fase, após o primeiro processo, os gases de combustão são utilizados diretamente para acionar uma turbina a vapor, caso a pressão for adequada, ou indiretamente, para produzir vapor num recuperador de calor, o qual aciona posteriormente uma turbina a vapor (EDUCOGEN, 2001).

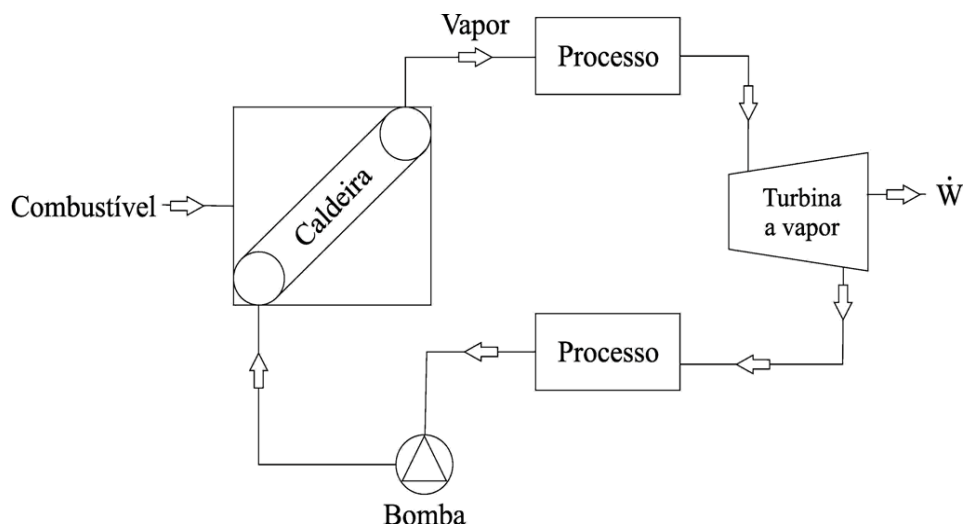


Figura 5: Desenho esquemático de um Ciclo *Bottoming*
Fonte: Adaptado de Sánchez (2010 p. 109).

Além de apresentarem características distintas em seu funcionamento, bem como na sua estrutura, os Ciclos *Topping* e *Bottoming*, também se diferem nos intervalos de temperaturas utilizados. Na figura 6 estão representados os intervalos de temperatura entre os dois tipos de ciclo.

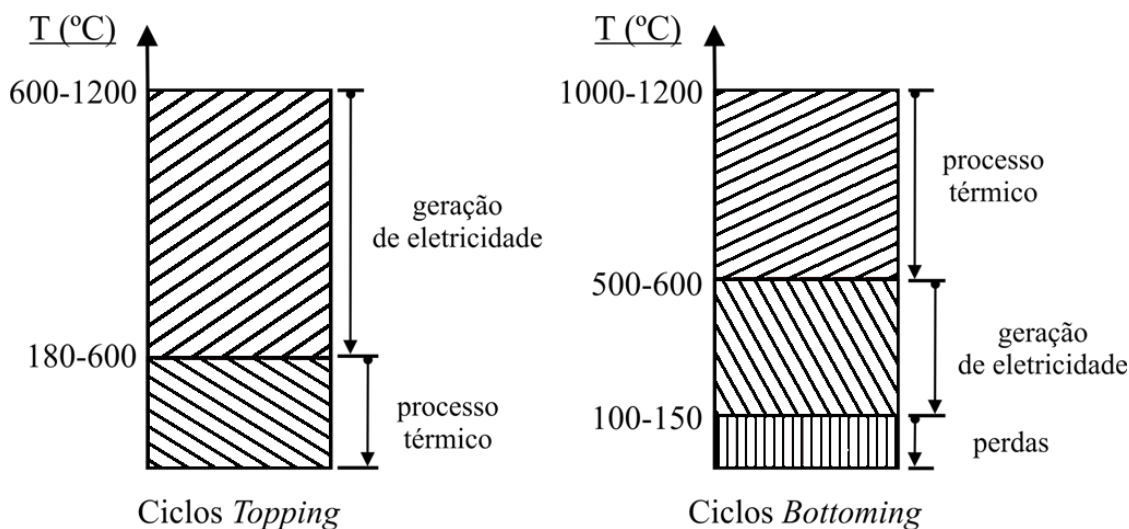


Figura 6: Intervalos de temperatura ciclos *Topping* e ciclos *Bottoming*
Fonte: Adaptado de EDUCOGEM (2001 p. 12).

Uma característica muito difundida nos Ciclos *Topping* é a utilização de algumas máquinas térmicas, tais como turbinas a vapor ou a gás, e motores de combustão interna. Nota-se que há diferenças significativas na utilização de cada componente na planta e também na distribuição da estrutura física desta. Sendo assim, a escolha depende de muitos parâmetros, os quais estão relacionados a

aspectos da planta, demanda energética, combustíveis utilizados e valor dos combustíveis, entre outros. Os sistemas de cogeração mais conhecidos que utilizam os Ciclos *Topping* geralmente são compostos por:

- Um sistema de geração de potência, que utiliza um combustível para a geração de energia elétrica ou trabalho;
- Um sistema de refrigeração por absorção ou de aquecimento de água, que utiliza os gases de exaustão do sistema de geração como fonte térmica.

Os sistemas de refrigeração por absorção, também conhecidos por *chillers* de absorção, são aplicados ao sistema de cogeração com a finalidade do aproveitamento energético do calor dos gases de exaustão para a produção de frio para uma câmara de refrigeração ou para condicionamento de ar. Esses sistemas de cogeração podem, por exemplo, ser aplicados na prática em fazendas produtoras de leite. Neste caso, o combustível é queimado num gerador de energia elétrica que alimenta a fazenda, e o calor dos gases de exaustão, proveniente da queima do combustível, é transferido para o *chiller* de absorção, a fim de produzir frio para a câmara de refrigeração, que por sua vez, mantém o leite em condições apropriadas de temperatura.

Atualmente a busca por um estilo de vida sustentável, tem feito com que não apenas indústrias estejam de acordo com as certificações ambientais, mas também, moradias urbanas, as quais tem procurado essa sustentabilidade. Existe uma certificação internacional chamada *Leadership in Energy and Environmental Design (LEED)*, que diz respeito a um sistema internacional de certificação e orientação ambiental para edificações, cujo objetivo é incentivar a transformação dos projetos, obra e operação das edificações, sempre com foco na sustentabilidade de suas atuações.

Andreas (2012), um estudo baseado em fatores para possuir a certificação *LEED* mostra que, em um edifício implementando apenas o sistema de refrigeração por absorção, pode-se obter 50% do pré-requisito para este processo de certificação. Porém, se implementar a cogeração, é possível alcançar 100% destes requisitos. A seguir, são apresentados por Andreas (2012) alguns pontos positivos que torna possível esta certificação:

- Eliminação dos fluidos refrigerantes a base de HCFCs (hidroclorofluorcarbono);

- Diminuição da demanda de energia elétrica proveniente da concessionária de fornecimento de energia elétrica local;
- Deslocamento do consumo de ponta diversificando a matriz energética;
- Diminuição dos custos operacionais.

Os sistemas de cogeração podem ser utilizados em diversos setores, não apenas industrial ou comercial. Um exemplo disso foi o sistema de cogeração estudado de forma teórica e experimental por Tien et al (2007). Nele, a queima de combustível cogera força motriz para um barco e utiliza os gases de exaustão para a geração de vapor que, por sua vez, foi utilizado para produção de energia elétrica através do ciclo Rankine.

Alguns pesquisadores (ROSSA; BAZZO, 2006, 2009; CARVALHO, 2010), cuja linha de pesquisa é a análise teórica-experimental de sistemas de cogeração, afirmam ainda que existe a necessidade de se utilizar um trocador de calor intermediário fazendo uma ligação entre o sistema de geração e o sistema de refrigeração por absorção. Eles afirmam que, quanto maior for a eficiência desse trocador, maior será a eficiência do sistema de cogeração.

2.3 REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

O primeiro sistema de refrigeração por absorção foi criado nos Estados Unidos em 1860 pelo francês Ferdinand Carré (STOECKER; JONES, 1985). A queda na utilização de sistemas de refrigeração por absorção veio com o surgimento de sistemas de refrigeração por compressão a vapor, a partir de 1880 nos Estados Unidos da América. Moreira (2004), afirma que somente após a primeira guerra mundial, período em que o custo de energia aumentou significativamente, ocasionando a necessidade do aproveitamento de resíduos térmicos, é que os sistemas de refrigeração por absorção voltaram a ser utilizados em larga escala. Atualmente, a busca por outros meios que não utilizem a energia elétrica tem feito com que sistemas como o de refrigeração por absorção sejam atrativos.

Por possuírem maior Coeficiente de Desempenho (COP), os sistemas de refrigeração mais utilizados atualmente ainda são os de compressão de vapor que requerem energia elétrica, entretanto os de refrigeração por absorção, por utilizarem

energia térmica que seria desperdiçada, vêm sendo cada vez mais utilizados em processos de resfriamento.

As instalações dos sistemas de refrigeração por absorção se distinguem das instalações por compressão a vapor pela ausência da compressão mecânica dos gases. Nela, os gases são absorvidos por um líquido à pressão de evaporação e uma bomba eleva a pressão desta solução até a pressão de condensação. A energia gasta para o bombeamento da solução é em torno de 5 a 10% da energia gasta pelos compressores dos sistemas de refrigeração por compressão (SANTOS, 2011).

Embora os sistemas de refrigeração por compressão a vapor sejam mais aplicados como descritos acima, segundo Muehle (2003), os sistemas de refrigeração por absorção apresentam vantagens significativas em relação aos de compressão a vapor:

- Consomem de 5 a 10% da energia elétrica de uma instalação com compressores;
- Com a capacidade reduzida, o rendimento é constante, sendo que os compressores de grande porte têm baixo rendimento ao operar com capacidade reduzida;
- A ausência de máquinas de grande porte reduz as manutenções, diminuindo assim o custo operacional.

Os sistemas de cogeração de pequena escala que utilizam sistemas de refrigeração por absorção para o processo de resfriamento e geradores de energia elétrica (microturbinas ou moto-geradores) têm sido investigados de forma teórica e experimental. Os resultados recentes dessas investigações demonstram a confiabilidade da operação dessas plantas e o alto desempenho global desses sistemas (MEDRANO et al, 2006; ROSSA e BAZZO, 2009).

Utilizando um sistema de refrigeração por absorção com a solução de água – brometo de lítio, Medrano et al (2006) desenvolveram um trabalho a fim de investigar o desempenho energético e exergético do Sistema Integrado de Energia (IES) em diferentes condições de operação. Os resultados obtidos mostraram que os sistema de cogeração com unidade de refrigeração por absorção apresentam maior confiabilidade em relação aos outros sistemas estudados sem a mesma.

Ainda mostrando a confiabilidade de sistemas de cogeração com refrigeração por absorção, Rossa e Bazzo (2009) realizaram uma modelagem

matemática para um sistema de cogeração de pequena escala. O sistema foi constituído por um *chiller* de absorção (amônia-água de simples efeito), um trocador de calor intermediário e uma microturbina cujo combustível era o gás natural. O trocador de calor intermediário tinha a função de transferir energia térmica dos gases de exaustão da microturbina para o gerador de vapor do *chiller* de absorção. Eles analisaram os dados obtidos de forma experimental, obtendo uma eficiência global para o sistema de cogeração de 42%. Os autores concluíram que houve um aumento de eficiência de 67% em relação à geração de energia elétrica utilizando apenas microturbinas.

2.3.1 Aspectos básicos dos ciclos de refrigeração por absorção

O ciclo de refrigeração por absorção é similar em alguns aspectos ao ciclo de compressão de vapor. Ambos operam com um condensador, uma válvula de expansão e um evaporador, a diferença entre eles está na maneira como é transformado o vapor de baixa pressão do evaporador em vapor de alta pressão entregue ao condensador (STOECKER; JONES, 1985). O sistema de compressão de vapor utiliza um compressor para este processo.

No sistema de refrigeração por absorção, primeiramente o vapor à baixa pressão é absorvido no absorvedor pela solução absorvente. Em seguida, a pressão da solução diluída é elevada por uma bomba e solução é então bombeada para o gerador de vapor. No gerador de vapor é transferido calor à solução, provocando o desprendimento do vapor à alta pressão.

O ciclo de compressão de vapor é um ciclo que opera a trabalho, devido a elevação da pressão depender do trabalho de um compressor. Já o sistema de absorção é considerado um ciclo que opera a calor, porque maior parte do custo de operação depende do fornecimento de calor que libera o vapor do da solução a alta pressão. A operação de compressão ocorre como descrito na figura 7.

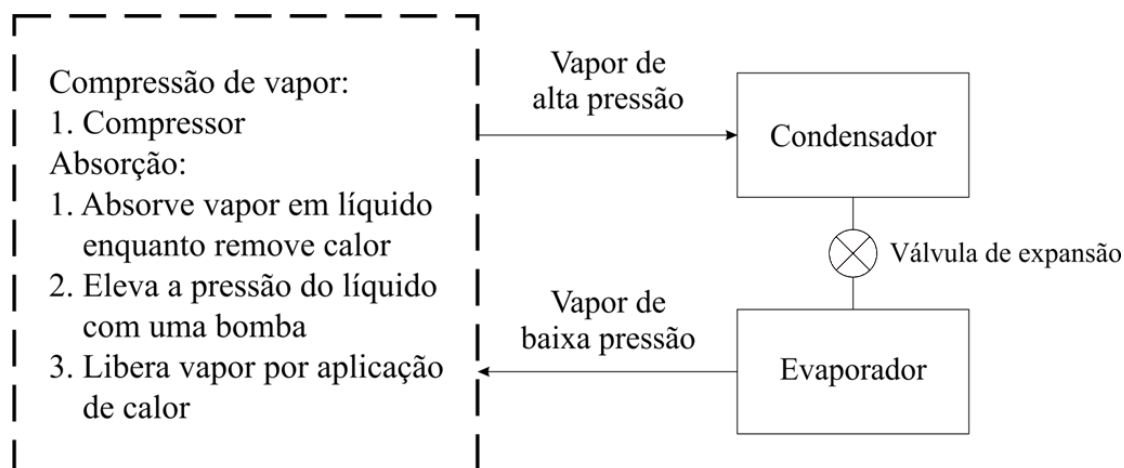


Figura 7: Métodos para transformar vapor de baixa pressão em vapor de alta pressão em um sistema de refrigeração por absorção.

Fonte: Adaptado de Stoecker e Jones (1985 p. 362).

O fluido de trabalho de um sistema de refrigeração por absorção é uma solução binária constituída de refrigerante e absorvente. O desempenho de um sistema de refrigeração por absorção depende das propriedades químicas e termodinâmicas desse fluido. Muitas soluções são sugeridas na literatura, mas as mais comuns são amônia-água e água-brometo de lítio. Para sistemas onde a função é refrigerar câmaras frigoríficas a solução mais utilizada é amônia-água.

Os sistemas de refrigeração por absorção são caracterizados também, segundo Santos (2005), pelo número de vezes que a solução é aquecida para a produção de vapor a alta pressão. Sendo chamados de números de efeitos: simples, duplo e triplo efeito:

- Simples efeito: usa o calor de entrada uma única vez;
- Duplo efeito: usa o calor de entrada no primeiro gerador de vapor e o vapor que é gerado à alta pressão é reutilizado no segundo gerador de vapor;
- Triplo efeito: usa o calor de entrada no primeiro gerador de vapor e o vapor gerado é reutilizado no segundo gerador de vapor e o vapor gerado neste segundo gerador é então reutilizado no terceiro gerador de vapor.

Na figura 8 é possível visualizar um sistema básico de refrigeração por absorção. O início do processo começa no gerador, o calor de uma fonte a alta temperatura entra no gerador, a solução absorvente e refrigerante é aquecida até que haja o desprendimento do vapor absorvido pela mistura no absorvedor. O vapor de refrigerante a pressão elevada segue para o condensador, onde perde calor para a atmosfera e será liquefeito. O líquido proveniente do condensador segue para uma

retificador é de evitar que gotículas de água migrem para o condensador, fazendo com que água no estado de líquido saturado volte para o gerador.

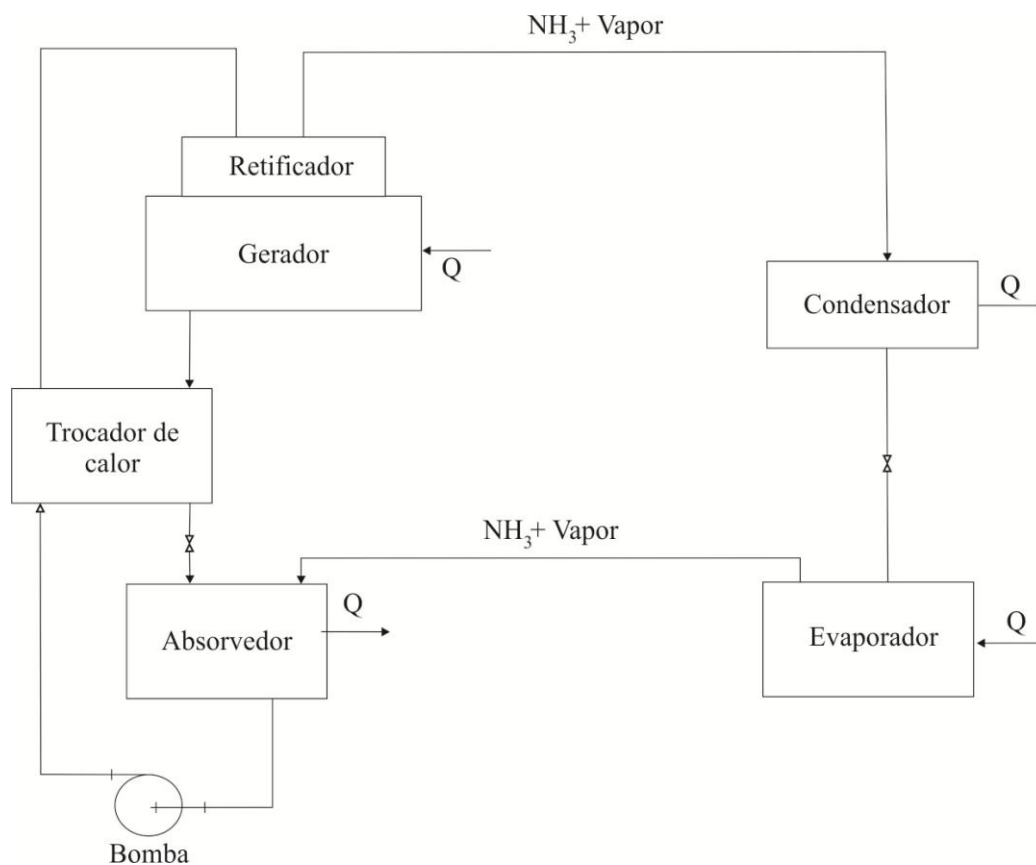


Figura 9: Figura esquemática de um ciclo básico de refrigeração por absorção amônia-água
Fonte: Adaptado de Stoecker e Jones (1985 p. 362)

2.4 GÁS NATURAL

Definido como uma fonte de energia não renovável, o gás natural é considerado menos agressivo ao meio ambiente quando comparado aos outros combustíveis derivados do petróleo. Ele é um hidrocarboneto gasoso originado da decomposição de matéria orgânica fossilizada ao longo de milhões de anos e pode ser encontrado no subsolo, em rochas porosas isoladas do meio ambiente por uma camada impermeável. A composição do gás natural no Paraná é apresentada na tabela 1.

Tabela 1: Composição e propriedades do gás natural no Paraná

Componente	% Volume
Metano	89,11
Etano	5,87
Propano	1,86
Butano e + pesados	1,06
Nitrogênio	0,91
Dióxido de carbono	1,17
Propriedades típicas	
Densidade relativa do ar	0,6340
Poder calorífico superior (kcal/m ³)	9550
Massa específica (kg/m ³)	0,76

Fonte: COMPAGAS (2006, p.3).

Até o século XIX, o gás natural era considerado um problema quando encontrado com o petróleo, pois exigia uma série de procedimentos de segurança que deixavam mais caro o processo, além de complicar as atividades de prospecção. Porém, a partir dos anos 80 nos Estados Unidos, ele passou a ser visto com bons olhos, e transformou-se na fonte de energia de origem fóssil a registrar maior crescimento no mundo. Segundo a ANEEL (2008), entre o período de 1973 e 2006, o gás natural manteve a terceira posição na matriz energética mundial (abaixo de carvão e derivados de petróleo) e saltou do quarto para o segundo lugar dentre as principais fontes produtoras da energia elétrica. No Brasil, essa evolução foi de 5650%, ao passar de 0,2 bilhões de m³ para 11,3 bilhões de m³, no mesmo período de tempo.

A busca por novas alternativas que possam substituir os combustíveis derivados do petróleo, bem como alternativas menos agressivas ao meio ambiente, tem feito com que haja esse crescimento no interesse pelo gás natural. Além dessas características, o gás natural é versátil, pois seu potencial energético pode ser utilizado tanto para gerar energia elétrica, como também combustível para motores de combustão interna no setor de transportes. O gás natural pode ser ainda utilizado na produção de chamas (substituindo o gás liquefeito do petróleo - GLP), podendo ainda gerar calor e vapor.

Segundo a Companhia Paranaense de Gás (COMPAGAS, 2013), o gás natural é dividido em dois segmentos, comercial e industrial, definidos como:

- Gás natural comercial: utilizado em panificadoras, hotéis, hospitais, lavanderias, onde a primeira preocupação é a economia causada com o uso do gás natural;

- Gás natural industrial: células a combustível que combinam o oxigênio do ar para gerar eletricidade e também em sistemas de cogeração, utilizando tanto a energia térmica gerada, quanto a elétrica. Neste segmento, a preocupação vai além da economia financeira, sendo considerada ainda a preocupação ambiental e o melhor aproveitamento energético.

SANTOS et al (2002), afirma que o gás natural como fonte de energia nos mercados residencial e comercial se compara a energia elétrica no que tange a facilidade de operação, abrindo assim um universo completamente novo para a utilização direta da energia térmica. Devido a sua queima completa, apresenta-se praticamente isento de produtos contaminantes, tais como óxido de enxofre, partículas sólidas e outros produtos tóxicos. Na combustão, a queima de gás natural é praticamente isenta de monóxido de carbono, diferente do que acontece normalmente na oxidação de outros combustíveis de origem fóssil.

Outra vantagem do gás natural está em viabilizar a geração distribuída, tendo em vista que as plantas de geração elétrica que utilizam microturbinas a gás são mais compactas. Esse fator traz benefícios à implantação em regiões onde a disponibilidade de terreno é difícil, como nas áreas metropolitanas e centros urbanos. Esses locais não só impõem dificuldades ambientais, mas também empecilhos referentes à localização de terrenos adequados e disponíveis para instalação. Desta forma, devido ao caráter compacto da planta, torna-se viável a sua implantação num supermercado ou num shopping integrado à área urbana de uma grande metrópole.

3 MODELAGEM TERMODINÂMICA

A modelagem termodinâmica da planta de cogeração baseia-se nas equações da conservação da massa e da energia para volume de controle em regime permanente para Primeira Lei da Termodinâmica, com propriedades constantes. As variações de energia cinética e potencial são desconsideradas. As equações principais do modelo são listadas a seguir:

- Conservação da massa total,

$$\sum_{ent} \dot{m}_{ent} - \sum_{sai} \dot{m}_{sai} = 0 \quad (1)$$

- Conservação da massa para o fluido refrigerante (NH₃),

$$\sum_{ent} \dot{m}_{ent} x_{ent} - \sum_{sai} \dot{m}_{sai} x_{sai} = 0 \quad (2)$$

- Conservação da energia:

$$\dot{Q}_{v.c} - \dot{W}_{v.c} + \sum_{ent} \left(h_{ent} + \frac{V_{ent}^2}{2} + gz_{ent} \right) - \sum_{sai} \left(h_{sai} + \frac{V_{sai}^2}{2} + gz_{sai} \right) = 0 \quad (3)$$

A figura 10 apresenta os estados termodinâmicos que serão analisados na modelagem da planta de cogeração. Os estados 13, 14 e 15, referentes aos processos internos que acontecem no motor de combustão, são omitidos nesta figura, entretanto serão explicitados ao longo do texto.

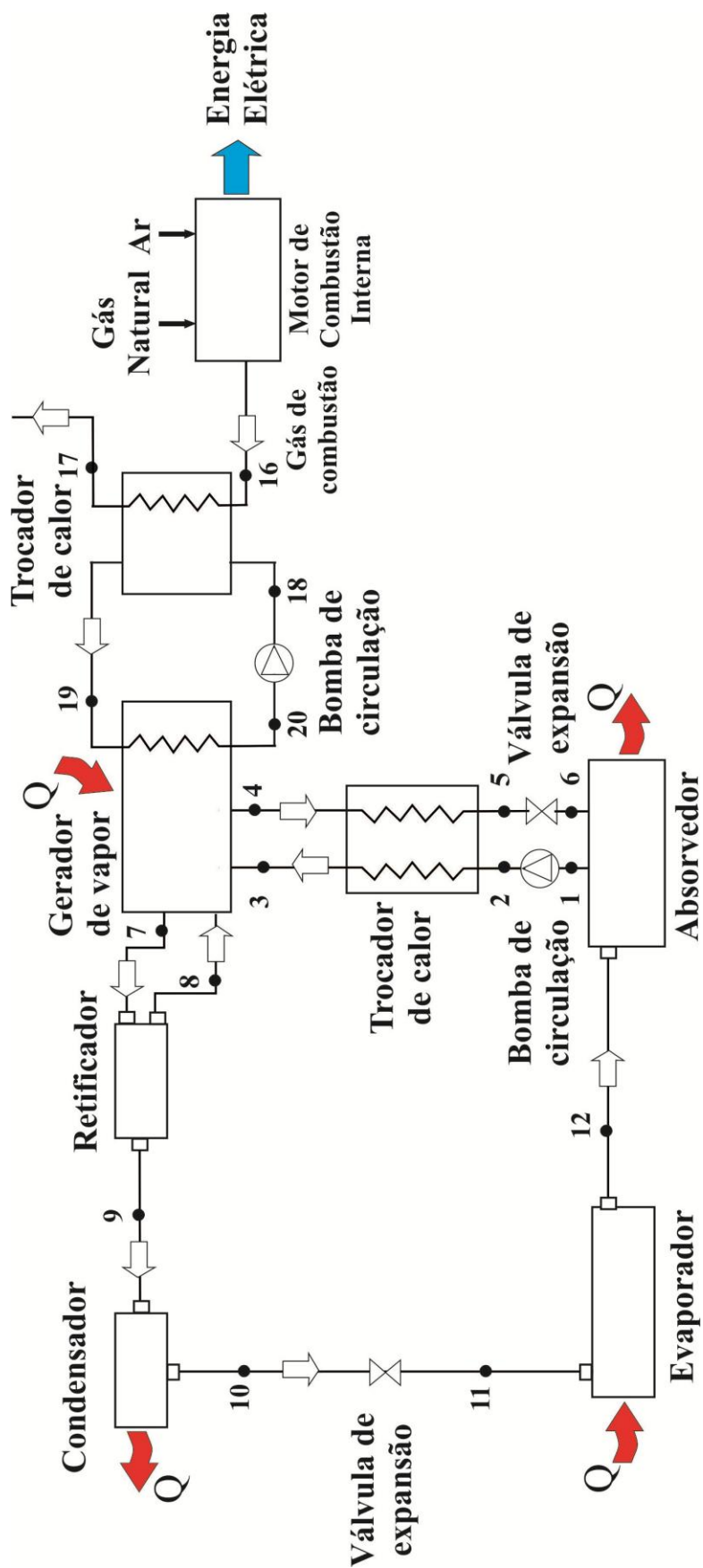


Figura 10 : Diagrama esquemático do sistema de cogeração para a modelagem termodinâmica do sistema de refrigeração por absorção, trocador de calor e do motor de combustão interna.

No sistema o gás natural é queimado com ar no motor de combustão interna para a geração de energia elétrica; em seguida os gases de exaustão passam por um trocador de calor. O calor absorvido vai para o gerador do sistema de refrigeração por absorção; com esse calor ocorre a dessorção do vapor de amônia (refrigerante) da solução forte. O vapor de amônia segue ao retificador, utilizado para o desprendimento dos vapores de água ainda presentes no vapor de amônia, garantindo que a amônia pura escoe até o condensador. No condensador ocorre a condensação do vapor de amônia, seguindo ao evaporador e depois ao absorvedor. No absorvedor ocorre a absorção do refrigerante (amônia), proveniente do evaporador, pela solução fraca vinda do gerador, através de uma bomba a solução é levada ao gerador onde o ciclo recomeça.

A modelagem termodinâmica no decorrer do texto será realizada seguindo a sequência dos equipamentos que compõem a planta de cogeração: sistema de refrigeração por absorção, motor de combustão interna e trocador de calor intermediário.

3.1 MODELAGEM DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE AMÔNIA-ÁGUA

O sistema de refrigeração por absorção utiliza o par amônia-água como fluido de trabalho, sendo amônia o fluido refrigerante e água o fluido absorvente. Este sistema é subdividido em volumes de controle: absorvedor, gerador de vapor, retificador, condensador, evaporador, válvulas de expansão, bomba de circulação da solução e trocador de calor. O diagrama esquemático do sistema de refrigeração com seus subsistemas, com o caminho do fluido refrigerante e absorvente é representado na figura 11.

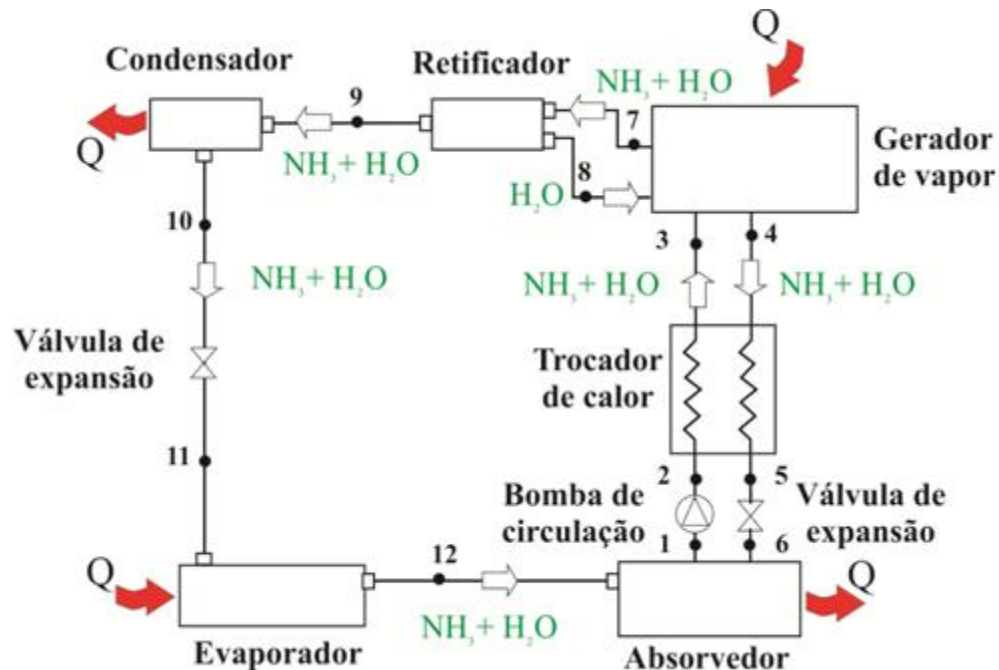


Figura 11: Sistema de refrigeração por absorção amônia-água.

As seguintes considerações, baseadas no trabalho de Herold et al (1996), são feitas para modelagem termodinâmica do sistema de refrigeração por absorção:

- Na saída do condensador, a temperatura do refrigerante no estado de líquido saturado corresponde à temperatura de condensação da solução, expressa pela temperatura ambiente acrescida em 15 °C;
- A temperatura do fluido refrigerante na saída do evaporador (estado 12) é fixada como a temperatura de evaporação;
- Os estados 8, 10, e 12 são considerados como estados de saturação;
- O valor correspondente a diferença entre a concentração de amônia na solução forte e na fraca é um valor fixo.

Visto que o ciclo de absorção trabalha com dois níveis de pressões, é importante determinar os estados termodinâmicos com baixas e altas pressões; os estados 1, 6, 11 e 12 são de baixas pressões e os estados 2, 3, 4, 5, 7, 8, 9 e 10 de alta pressão.

A modelagem é iniciada no absorvedor do sistema de refrigeração. É no absorvedor que ocorre a absorção do vapor de amônia vinda do evaporador, pela solução fraca em amônia vinda do gerador de vapor. As equações (1), (2) e (3)

apresentadas no t3pico anterior s3o aplicadas ao volume de controle presente na figura 12, obtendo as equa33es (6), (7) e (8).

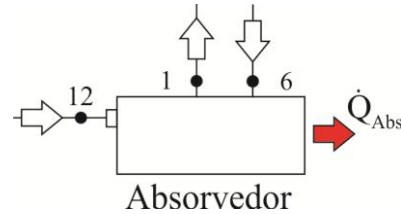


Figura 12: Volume de controle para o absorvedor

- Balan3o de massa,

$$\dot{m}_{12} + \dot{m}_6 = \dot{m}_1 \quad (6)$$

$$\dot{m}_{12}x_{12} + \dot{m}_6x_6 = \dot{m}_1x_1 \quad (7)$$

- Balan3o de energia,

$$\dot{Q}_{Abs} + \dot{m}_{12}h_{12} + \dot{m}_6h_6 - \dot{m}_1h_1 = 0 \quad (8)$$

O gerador de vapor tem a fun333o de dessor333o do vapor de am33nia da solu333o forte em am33nia pela adi333o de calor que provem de uma fonte de calor externa. Neste caso o calor vindo dos gases de escape do motor de combust33o interna. Atrav33s do volume de controle da figura 13 tamb33m s3o aplicadas as equa33es (1), (2) e (3), obtendo as equa33es (9), (10) e (11).

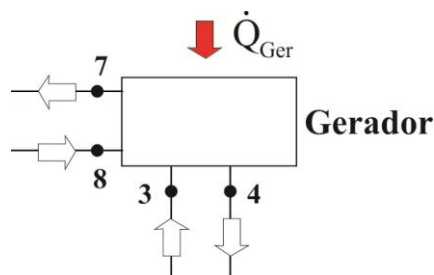


Figura 13: Volume de controle para o gerador

- Balanço de massa,

$$\dot{m}_8 + \dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7 \quad (9)$$

$$\dot{m}_8 x_8 + \dot{m}_3 x_3 = \dot{m}_4 x_4 + \dot{m}_7 x_7 \quad (10)$$

- Balanço de energia,

$$\dot{Q}_{Ger} + \dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_7 h_7 = 0 \quad (11)$$

O retificador retira partículas de água que são carregadas pelo escoamento de vapor de amônia vindo do gerador de vapor, permitindo que apenas amônia chegue ao condensador. Vale ressaltar que este componente é uma particularidade dos sistemas de refrigeração por absorção que utilizam solução amônia-água. Com o volume de controle destacado na figura 14, obtém-se as equações (12), (13) e (14).

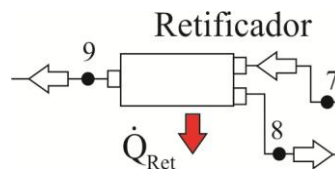


Figura 14: Volume de controle para o retificador

- Balanço de massa,

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 + \dot{m}_9 \quad (12)$$

$$\dot{m}_7 x_7 = \dot{m}_8 x_8 + \dot{m}_9 x_9 \quad (13)$$

- Balanço de energia,

$$\dot{Q}_{Ret} + \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_9 h_9 = 0 \quad (14)$$

A função do condensador é condensar o vapor de amônia vindo do gerador de vapor após a passagem no retificador. Com o volume de controle da figura 15, obtém-se as equações (15) e (16).

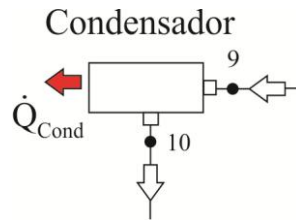


Figura 15: Volume de controle para o condensador

- Balanço de massa,

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (15)$$

- Balanço de energia,

$$\dot{Q}_{Cond} + \dot{m}_9 h_9 - \dot{m}_{10} h_{10} = 0 \quad (16)$$

O evaporador tem a função de resfriar o fluido externo (água) pela remoção de calor. Neste processo ocorre a evaporação da amônia à baixa pressão. Com o volume de controle destacado na figura 16 e utilizando as equações (1) e (3), obtém-se,

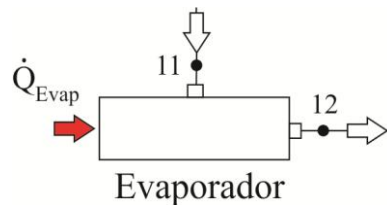


Figura 16: Volume de controle para o evaporador

- Balanço de massa,

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (17)$$

- Balanço de energia,

$$\dot{Q}_{Evap} + \dot{m}_{11} h_{11} - \dot{m}_{12} h_{12} = 0 \quad (18)$$

As válvulas de expansão são os componentes responsáveis pela regulação das pressões do sistema. Os volumes de controle analisados estão apresentados na figura 17. A seguir indicam-se as equações para a válvula de expansão da solução e de expansão do refrigerante.



Figura 17: Volume de controle para as válvulas de expansão da solução (a) e do refrigerante (b).

Analisando a válvula de expansão da solução:

- Balanço de massa,

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (19)$$

- Balanço de energia, considerando componente adiabático,

$$\dot{m}_5 h_5 = \dot{m}_6 h_6 \quad (20)$$

Agora a válvula de expansão do refrigerante:

- Balanço de massa,

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} \quad (21)$$

- Balanço de energia, considerando componente adiabático,

$$\dot{m}_{10} h_{10} = \dot{m}_{11} h_{11} \quad (22)$$

Para a bomba, o volume de controle é representado pela figura 18.



Figura 18: Volume de controle para a bomba

Aplicando as equações (1) e (3), obtém-se,

- Balanço de massa,

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (23)$$

- Balanço de energia para bomba considerada adiabática,

$$\dot{W}_{Bom} + \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_2 h_2 = 0 \quad (24)$$

No trocador de calor, numa corrente passa a solução pobre em amônia vindo do gerador de vapor (corrente quente) e a solução rica em amônia vinda do evaporador (corrente fria). Com o volume de controle da figura 19, realizando-se uma análise obtém-se as equações (25) a (30):

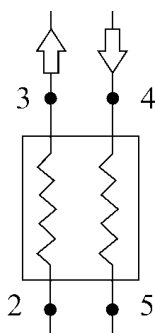


Figura 19: Volume de controle para o trocador de calor

- Balanço de massa,

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (25)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (26)$$

- Balanço de concentração,

$$\dot{m}_2 x_2 = \dot{m}_3 x_3 \quad (27)$$

$$\dot{m}_4 x_4 = \dot{m}_5 x_5 \quad (28)$$

- Balanço de energia

$$\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_5 h_5 = 0 \quad (29)$$

- Eficiência energética,

$$\eta_{Troc} = \frac{\dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_2 h_2}{\dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_5 h_5} \quad (30)$$

Para o sistema de refrigeração por absorção, a eficiência da primeira lei da termodinâmica é dada pelo coeficiente de desempenho (COP), definido pela equação (31) como sendo a razão entre a energia útil obtida e a energia requerida pelo sistema.

$$COP = \frac{\text{Energia útil}}{\text{Energia requerida}} = \frac{\dot{Q}_{Evap}}{\dot{Q}_{Ger} + \dot{W}_{Bom}} \quad (31)$$

3.2 MODELAGEM DO MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA

Para o sistema de geração de energia elétrica foi escolhido um motor de combustão interna que opera de acordo com o ciclo Otto ideal, este é composto por quatro processos internos:

- 13-14 processo de compressão isentrópica;
- 14-15 processo de adição de calor a volume constante;
- 15-16 processo de expansão isentrópica;
- 16-13 processo de remoção de calor a volume constante.

Os processos estão representados na figura 20 e o diagrama $p \times v$, é ilustrado na figura 21.

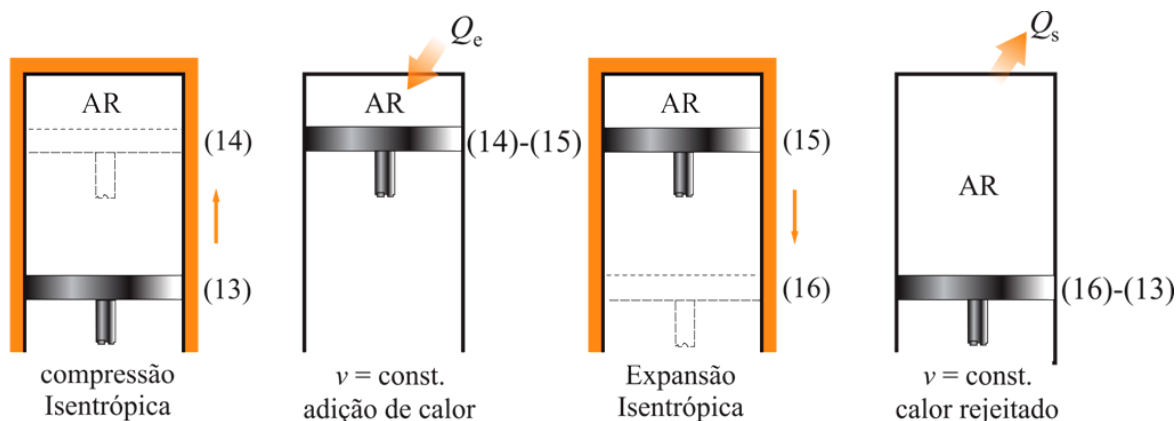


Figura 20: Ciclo Otto ideal
 Fonte: Adaptado de Çengel (2007 p.401)

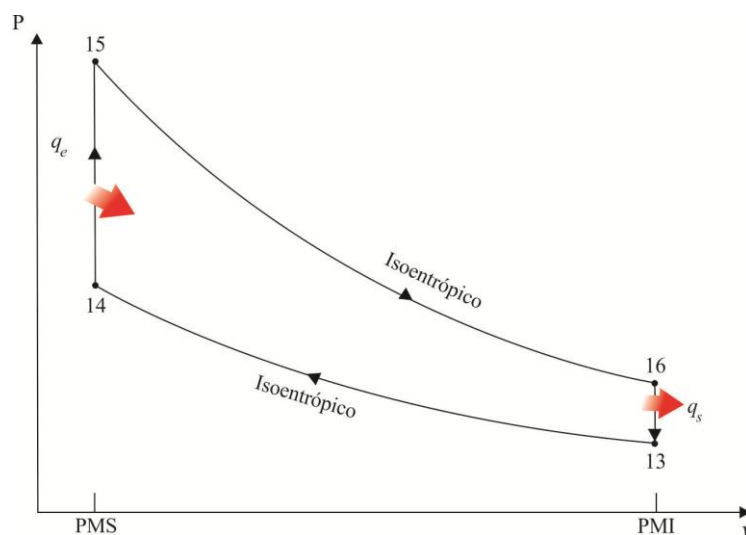


Figura 21: Diagrama do Ciclo Otto
 Fonte: Adaptado de Çengel (2007 p.401)

As condições do estado 13 são condições de ar atmosférico. Com os dados da temperatura e pressão no estado 13, e considerando a ocorrência de um processo adiabático e reversível (isentrópico) entre os estados 13 e 14, é possível determinar a temperatura e a pressão do estado 14 mediante as equações (32) e (33):

$$\frac{T_{14}}{T_{13}} = r^{(k-1)} \quad (32)$$

$$\frac{p_{14}}{p_{13}} = r^k \quad (33)$$

Onde r é a razão de compressão e k a razão entre os calores específicos do fluido:

$$r = \frac{v_{13}}{v_{14}} \quad (34)$$

$$k = \frac{c_p}{c_v} \quad (35)$$

O processo de combustão é simulado pela adição de calor a volume constante, representado pelo processo (14-15). A temperatura do estado 15 é determinada através de um balanço de energia aplicado no motor. Como o processo (14-15) ocorre a volume constante, o volume no estado 15 é igual ao volume no estado 14. Diante dos valores da temperatura e da pressão no estado 15, é possível determinar a temperatura e a pressão no estado 16 utilizando as equações (36) e (37):

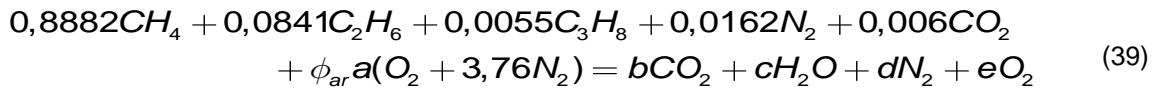
$$\frac{p_{15}}{p_{14}} = \frac{T_{15}}{T_{14}} \quad (36)$$

$$\frac{p_{16}}{p_{13}} = \frac{T_{16}}{T_{13}} \quad (37)$$

A temperatura dos produtos da combustão é determinada mediante um balanço de energia aplicado no motor de combustão. Desprezando as variações de energia cinética e potencial, tem-se,

$$\dot{Q}_{v.c.} - \dot{W}_{v.c.} + \sum_R (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_{ent} - \sum_P (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_{sai} = 0 \quad (38)$$

Para modelagem do motor de combustão interna, primeiramente fez-se a modelagem da combustão baseada na queima estequiométrica com excesso de ar, para o gás natural:



onde: a , b , c , d e e são os coeficientes estequiométricos, encontrados através do balanço estequiométrico, para 10% de excesso de ar (ϕ_{ar}). Utilizaram-se duas sub-rotinas externas do *EES*: JANAF e NASA; essas sub-rotinas permitem que se determinem as entalpias dos componentes envolvidos na reação química da combustão.

De acordo com o diagrama de Sankey (GANESAN, 1996), representado na figura 22, foi assumido que o trabalho é 23% do PCI (Poder Calorífico Inferior) do combustível e o calor transferido por unidade de massa é 25 % do PCI do combustível.

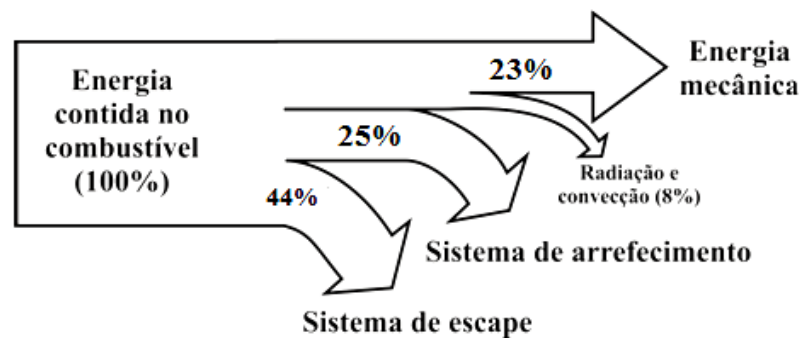


Figura 22: Diagrama de Sankey
Fonte: Adaptado de Ganesan (p.447, 1996)

Sendo assim, obtém-se as equações (40) e (41), (GANESAN, 1996):

$$Q_{mot} = -0,25 \times PCI \quad (40)$$

$$W_{mot} = 0,23 \times PCI \quad (41)$$

Considerou-se o PCI do gás natural um valor constante e igual a $35169,1 \text{ kJ/m}^3$, este dado foi retirado da tabela 2 de composição e propriedades típicas do gás natural. Utilizou-se estes dados pois apresentam as propriedades do gás natural em âmbito Brasil e não ficam restritos apenas a determinadas regiões.

Tabela 2: Composição e propriedades típicas do gás natural no Brasil

Componente	% Volume
Metano	88,82
Etano	8,41
Propano	0,55
Nitrogênio	1,62
Dióxido de carbono	0,60
Propriedades típicas	
Densidade relativa do ar	0,62
Poder calorífico superior (kJ/m ³)	39355,9
Poder calorífico inferior (kJ/m ³)	35169,1

Fonte: Santos (2005, p.46).

A massa molecular do gás natural foi determinada por:

$$M_{gas} = \frac{(CH_4 \times M_{CH_4} + C_2H_6 \times M_{C_2H_6} + C_3H_8 \times M_{C_3H_8} + N_2 \times M_{N_2} + CO_2 \times M_{CO_2})}{100} \quad (42)$$

A combustão foi simulada utilizando-se a composição do combustível. Mediante um balanço estequiométrico, determinam-se os coeficientes da reação química da combustão com excesso de ar e a relação ar-combustível. A relação mássica ar-combustível é determinada com a equação (43):

$$AC = \overline{AC} \frac{M_{ar}}{M_{comb}} \quad (43)$$

onde,

$$\overline{AC} = \frac{n_{ar}}{n_{comb}} \quad (44)$$

A vazão mássica dos gases de exaustão é calculada mediante a massa de mistura ar-combustível introduzida no motor e supondo conversão total do combustível. Logo, pela conservação da massa, a vazão mássica dos gases de exaustão é igual à de mistura, podendo ser estimada com a expressão:

$$\dot{m}_{gases} = \dot{m}_{mist} = \frac{\pi d_{int}^2}{4} L_{desl} N \eta_{vol} Rot \rho_{mist} \quad (45)$$

onde: d_{int} é diâmetro interno do cilindro, L_{desl} é deslocamento (curso) do pistão, N é o número de cilindros do motor, Rot é a rotação do motor, η_{vol} é o Rendimento volumétrico, valor encontrado na literatura, e ρ_{mist} é a massa específica da mistura que é calculada em função da razão ar-combustível conforme a equação (46),

$$\rho_{mist} = \frac{AC + 1}{\frac{AC}{\rho_{ar}} + \frac{1}{\rho_{comb}}} \quad (46)$$

Por fim, para o cálculo da eficiência do motor usou-se a equação (47):

$$\eta_{mot} = \frac{\dot{W}_{mot}}{\dot{Q}_{comb}} \quad (47)$$

sendo,

$$\dot{Q}_{comb} = \dot{m}_{comb} PCI \quad (48)$$

onde,

$$\dot{m}_{comb} = \frac{\dot{m}_{mist}}{AC} \quad (49)$$

3.3 MODELAGEM DO TROCADOR DE CALOR INTERMEDIÁRIO

O trocador de calor intermediário, representado na figura 23, também foi analisado de acordo com as equações (1), (2) e (3), sendo obtidas as equações (50) a (53),

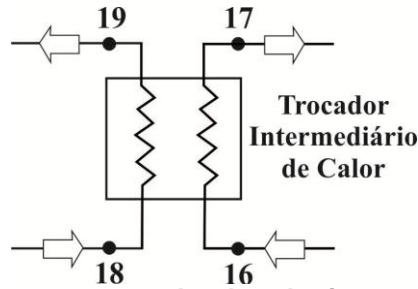


Figura 23: Volume de controle para o trocador de calor intermediário dos gases de exaustão

- Balanço de massa,

$$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{17} \quad (50)$$

$$\dot{m}_{18} = \dot{m}_{19} \quad (51)$$

- Balanço de energia,

$$\dot{m}_{16} h_{16} + \dot{m}_{18} h_{18} - \dot{m}_{17} h_{17} - \dot{m}_{19} h_{19} = 0 \quad (52)$$

- Eficiência energética,

$$\eta_{\text{trocador, gases}} = \frac{\dot{m}_{19} h_{19} - \dot{m}_{18} h_{18}}{\dot{m}_{16} h_{16} - \dot{m}_{17} h_{17}} \quad (53)$$

3.4 EFICIÊNCIA DA PLANTA DE COGERAÇÃO

A eficiência da planta de cogeração é expressa com a razão entre produtos úteis (potência do motor e a taxa de transferência de calor do evaporador) e o insumo necessário para a produção (calor da combustão), conforme a equação (54):

$$\eta_{\text{glob}} = \frac{\dot{W}_{\text{mot}} + \dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{Q}_{\text{comb}}} \quad (54)$$

Todas as equações referentes aos volumes de controle descritos anteriormente foram introduzidos no software EES, para realização das simulações

do sistema de cogeração analisado. Os resultados são apresentados a seguir e o programa implementado no EES que foi utilizado para a simulação está disponível no apêndice A.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo são apresentados os resultados da simulação do sistema de cogeração utilizando gás natural como combustível. Primeiramente são apresentados os dados utilizados para a simulação. Em seguida, os resultados e discussão dos resultados são apresentados.

Além da modelagem de cada sistema e subsistema, foi preciso determinar os dados de entrada do processo, para que o número de equações da modelagem fosse igual ao número de incógnitas, possibilitando assim a solução do sistema. Esses dados encontram-se na tabela 2.

Tabela 3: Dados de entrada para as simulações

Temperatura ambiente	25° C
Pressão atmosférica	101,325 kPa
Combustível	Gás Natural
Modelo do moto-gerador	Leon Heimer (Santos, 2005)
Diâmetro interno do cilindro do motor	140 mm
Curso do pistão do motor	157 mm
Número de cilindros do motor	4
Rendimento volumétrico do motor	0,8 (Ganesan, 1996)
Taxa de compressão do motor de combustão	8,5 (Ganesan, 1996)
Temperatura de evaporação do sistema de refrigeração	- 10° C
Concentração do vapor de amônia utilizado na refrigeração	0,99963 (Santos, 2005)
Diferença de concentração entre solução fraca e forte (largura do processo)	0,1 (Santos, 2005)
Eficiência do trocador de solução do sistema de refrigeração	0,75

Segundo Santos (2005), um dado importante de entrada na simulação do sistema de cogeração é a potência do motor em função de sua rotação, pois é através desse dado que é possível determinar a capacidade térmica dos gases de exaustão durante a queima do combustível (gás natural), que por sua vez é capaz de determinar a capacidade do sistema de refrigeração. Este dado foi obtido da

literatura, escolheu-se um moto-gerador a gás natural da Leon Heimer (SANTOS, 2005). A tabela 3 mostra os parâmetros do motor.

Tabela 4: Parâmetros do motor.

Carga	%	37,64	43,86	50,11	56,33	62,61	68,83	75,09	81,28	87,59	93,81	100
Velocidade de operação	RPM	1204	1403	1603	1802	2003	2202	2402	2600	2802	3001	3199
Potência	kW	74,1	86,9	98,4	109	120,7	131,3	140,9	150	157,2	163,5	167,2
Vazão de gás Natural	(10 ³) kg/s	4,74	5,61	6,373	7,274	8,036	8,763	9,317	9,941	10,56	11,36	11,60
Temperatura dos gases de exaustão	°C	583,8	602,9	619,6	630,7	656	667,6	678,8	695,4	712,5	715,1	733,5

Fonte: Santos (p.44, 2005)

Os resultados de todos os estados apresentados na figura 10, estão apresentados na tabela 4 e 5, considerando uma rotação fixa de 2600 rpm.

Tabela 5: Resultados do balanço estequiométrico para o gás natural

Constantes	Gás Natural
ϕ_{ar}	1,1
a	2,098
b	1,079
c	2,051
d	9,482
e	0,4194

Tabela 6: Resultados obtidos nas simulações utilizando o combustível gás natural

Estados	Condição termodinâmica	\dot{m} (kg/s)	T (°C)	p(kPa)	x	h(kJ/kg)
1	Solução concentrada – Líquido saturado	0,1905	40	244,9	0,3709	-43,27
2	Solução concentrada – Líquido comprimido	0,1905	40,44	1556	0,3709	-40,23
3	Solução concentrada – Líquido comprimido	0,1905		1556	0,3709	268,3
4	Solução diluída – Líquido saturado	0,1644	130,3	1556	0,2709	396,7
5	Solução diluída – Líquido saturado	0,1644		1556	0,2709	39,01
6	Solução diluída – Mistura bifásica	0,1644		244,9	0,2709	39,01
7	Refrigerante – Vapor saturado	0,02859	107,3	1556	0,946	1544
8	Refrigerante – Líquido saturado	0,002439	107,3	1556	0,3709	260,2
9	Refrigerante (amônia a 99,9%) – Vapor	0,02615	44,07	1556	0,9996	1297
10	Refrigerante – Líquido saturado	0,02615	40	1556	0,9996	190,8
11	Refrigerante – Mistura bifásica	0,02615	-14,14	244,9	0,9996	190,8
12	Refrigerante – Vapor saturado	0,02615	-10	244,9	0,9996	1259
13	Entrada de combustível		25	101		-
14	Ar + Combustível (gás ideal)		287,6	1615		-
15	Ar + Combustível (gás ideal)		1691	5655		-
16	Gases de exaustão do moto-gerador		771,1	353,7		-
17	Gases de exaustão à Tref		25			-
18	Líquido à pressão atmosférica		130	101,3		2736
19	Líquido à pressão atmosférica	3,856	140	101,3		2756
20	Líquido à pressão atmosférica		130	101,3		

Nota-se que a temperatura dos gases de exaustão atinge o valor de 771,1°C. Esta temperatura é superior a mínima requerida para fornecer a energia necessária para o gerador de vapor do sistema de refrigeração por absorção, pois, segundo Herold et al (1996), a faixa de temperatura necessária para alimentar um sistema de refrigeração por absorção fica entre 100 e 150°C. O valor também corresponde ao esperado em termos dos parâmetros do motor, pois ele é superior aos valores tabelados, uma vez que trata-se de um sistema ideal.

A fim de se avaliar o comportamento da planta de cogeração quando operada de forma intermitente, foi variada a rotação do motor de 1200 rpm (carga

mínima) até 3200 rpm (carga máxima). Com essa variação a vazão mássica do combustível também varia, sendo apresentada na figura 24. Como esperado, quanto maior a rotação do motor, maior a vazão mássica do combustível.

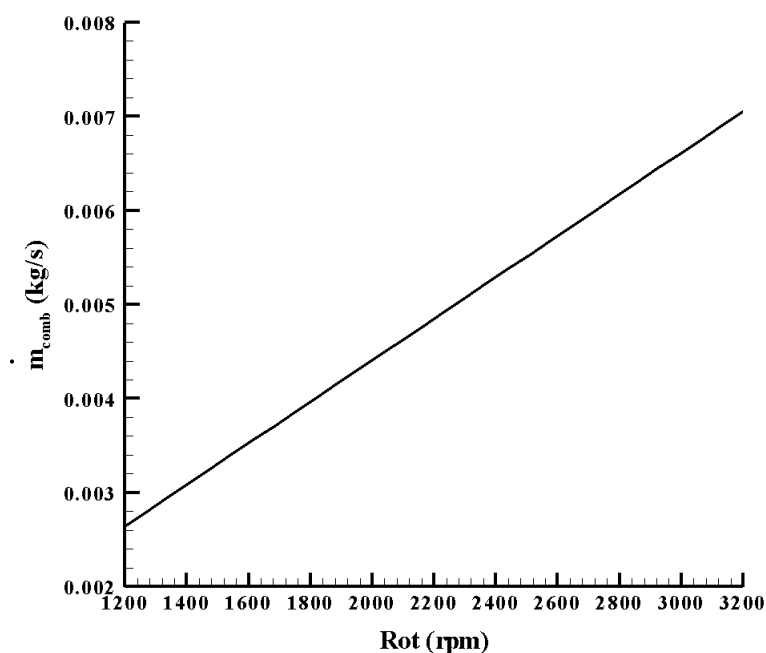


Figura 24: Vazões mássicas do gás natural.

Essa mudança também foi avaliada em termos da potência do motor (\dot{W}_{motor}), da capacidade de refrigeração do sistema de absorção (\dot{Q}_{evap}), e das eficiências baseadas na primeira lei da termodinâmica do motor e do sistema de cogeração. Todos esses resultados são apresentadas respectivamente nas figuras 25 a 27, a fim de analisar a relação entre elas.

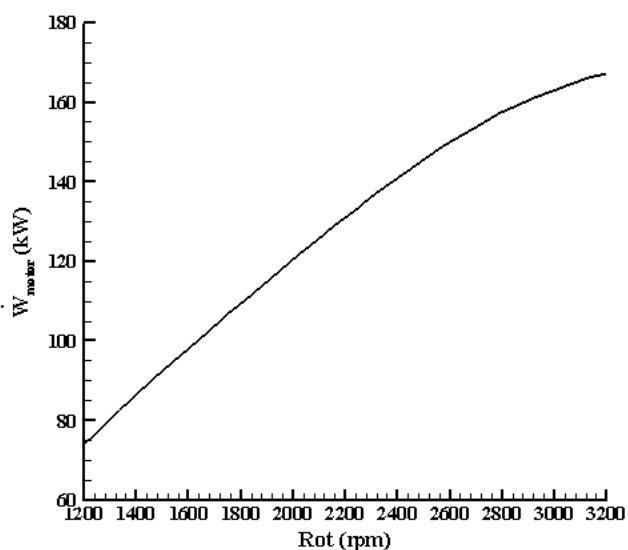


Figura 25: Potência do motor acoplado ao sistema de absorção em função da rotação do motor

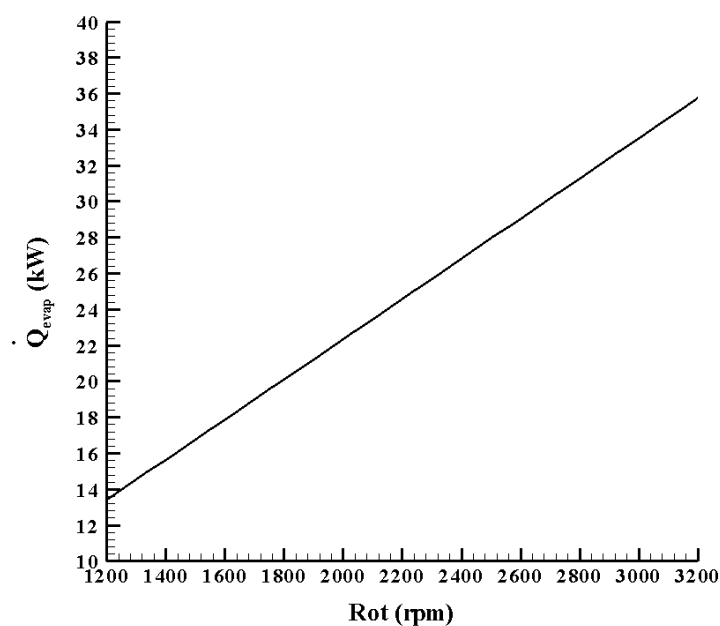


Figura 26: Capacidade de refrigeração do sistema de absorção em função da rotação do motor

Nota-se que à medida que se aumenta a rotação do motor, aumenta-se também a potência do motor e a capacidade de refrigeração. Logo, quanto maior a rotação do motor, maior será a capacidade de refrigeração dos chillers de absorção. Entretanto, percebe-se, pela figura 26, que para obter uma maior capacidade de refrigeração é necessário um maior consumo de combustível (gás natural). Diante desse resultado, faz-se necessário um estudo econômico para se analisar até que ponto vale a pena o aumento na capacidade de refrigeração ao custo de um maior consumo de combustível.

Uma das formas de analisar os sistemas térmicos é avaliar as suas eficiências do ponto de vista local (componentes) e do ponto de vista global (toda a planta). A figura 27 apresenta a eficiência do motor (η_{motor}), operando isoladamente e a eficiência da planta de cogeração (η_{global}), englobando todos os equipamentos.

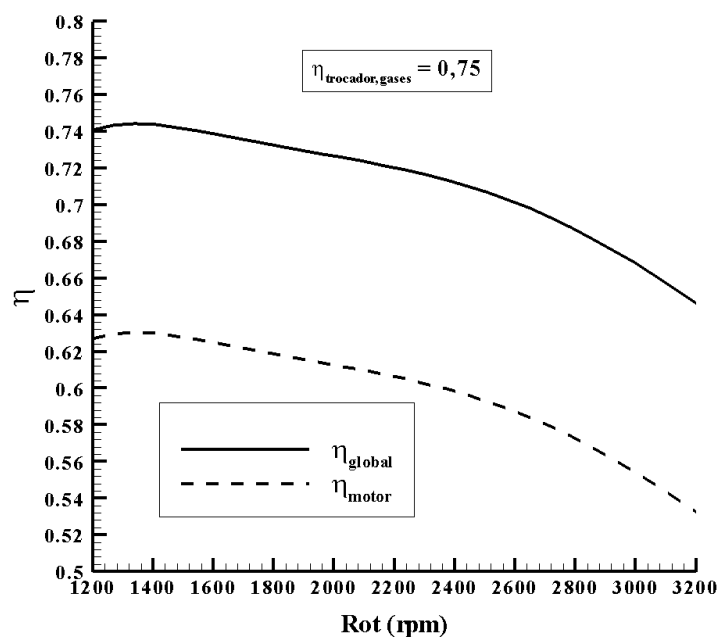


Figura 27: Eficiência do motor e do sistema de cogeração em função da rotação do motor

Percebe-se, pela figura 27, que a eficiência do motor (η_{motor}) aumenta levemente (de 0,6297 para 0,6304), atinge um ponto máximo e em seguida diminui em função do aumento da rotação. Desprezando-se esse leve aumento, a eficiência do motor variou de 0,6297 (1200 rpm) até 0,5325 (3200 rpm), isto é, apenas cerca de 63% da energia (rotação mínima) e cerca de 0,53% (rotação máxima) foi aproveitada para gerar energia elétrica. Logo, no mínimo 37% da energia térmica proveniente da queima do combustível seria desperdiçada na forma de calor para o ambiente. A ideia da cogeração é reaproveitar ou recuperar essa energia térmica que seria desperdiçada. Supondo que ao invés desses gases de exaustão serem liberados diretamente no meio ambiente, eles passassem através de um trocador intermediário que recuperasse o calor que seria perdido e transferisse essa energia térmica para um *chiller* de absorção. Note que dessa maneira, a eficiência do sistema de cogeração é maior do que a obtida com o motor operando isoladamente.

A eficiência do sistema de cogeração variou de 0.74 (1200 rpm) até 0.64 (3200 rpm), isto é, 74% da energia (rotação mínima) e 64% (rotação máxima) foi aproveitada para gerar energia elétrica. Note que houve um aumento de cerca de 11% na eficiência global da planta de cogeração em relação a eficiência do motor operando isoladamente. Antes, no mínimo 37% da energia térmica proveniente da queima do combustível seria desperdiçada na forma de calor para o ambiente, agora com a planta de cogeração esse percentual diminuiu para 26%.

Note que existe uma faixa de operação na qual a eficiência global da planta de cogeração não se altera significativamente. Isto é, o motor de combustão interna pode operar com rotação variando de 1200 rpm até 1800 rpm produzindo uma elevação que a sua eficiência irá variar entre 0,74 até 0,73.

Foi constatado por pesquisadores (ROSSA; BAZZO, 2006, 2009; CARVALHO, 2010) que existe a necessidade de se utilizar um trocador de calor intermediário fazendo uma ligação entre o sistema de geração e o sistema de refrigeração por absorção. Eles afirmaram que quanto maior for a eficiência desse trocador, maior é a eficiência do sistema de cogeração. Com intuito de avaliar a eficiência global do sistema em função da eficiência do trocador de calor dos gases de exaustão (trocador intermediário), foi elaborada a curva de rendimento ilustrada na figura 28 para uma rotação de 2500 rpm. Nesta figura é possível confirmar que, quanto maior for a eficiência do trocador de calor dos gases de exaustão, maior é o rendimento térmico do sistema de cogeração.

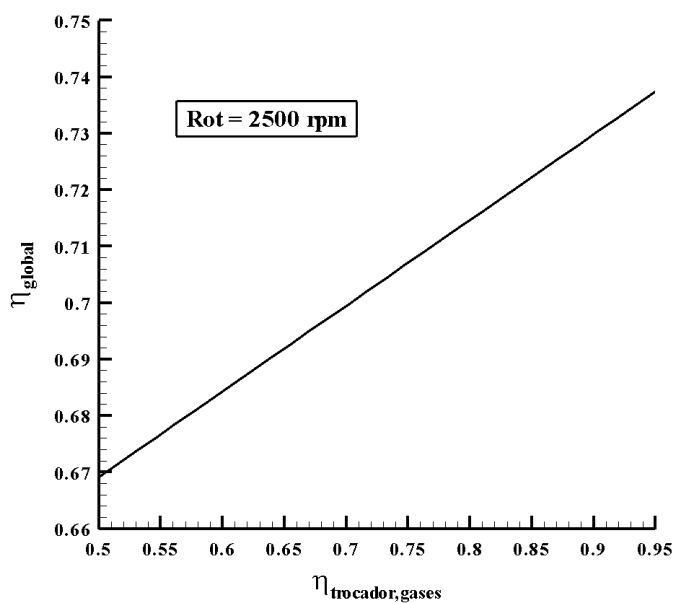


Figura 28: Eficiência global em relação a eficiência do trocador de calor dos gases de exaustão.

A eficiência global aumentou devido à maior taxa de transferência de calor transferida para o gerador de vapor do sistema de absorção, pois quanto mais eficiente o trocador de calor melhor será o aproveitamento energético do sistema de absorção.

5 CONCLUSÃO

Uma metodologia de análise de uma planta de cogeração de pequena escala composta por um moto-gerador, um trocador de calor intermediário e um sistema de refrigeração por absorção ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) foi apresentada neste trabalho. Essa metodologia, na forma de modelagem matemática baseada nas leis de conservação, foi implementada e simulada no *software EES*. O combustível utilizado nesta análise foi o gás natural.

Através dos resultados obtidos, é possível concluir que o combustível (gás natural) atendeu as exigências energéticas para a alimentação do gerador de vapor do sistema de absorção (amônia-água de simples efeito), atingindo temperaturas de $771,1^\circ\text{C}$ para os gases de exaustão do moto-gerador provenientes da queima do gás natural, sendo que, de acordo com Herold et al (1996), a faixa de temperatura necessária para alimentar um sistema de refrigeração por absorção fica entre 100 e 150°C .

Além de atender as exigências energéticas, pôde-se comprovar o melhor aproveitamento energético em sistemas de cogeração. Através dos resultados percebeu-se que o moto-gerador escolhido, operando isoladamente do sistema de cogeração com gás natural, tem 63% da energia aproveitada para gerar energia elétrica, quando a rotação do motor é mínima, e apresenta um aproveitamento energético menor quando a rotação é máxima, cerca de 53%. Neste caso aproximadamente 37% da energia térmica originária da queima do combustível seria desperdiçada na forma de calor e entregue diretamente ao ambiente. Analisando os resultados do motor em uma planta de cogeração, percebe-se que existe um aumento de aproximadamente 11% na eficiência global da planta de cogeração em relação a eficiência do motor operando isoladamente, desperdiçando apenas 26% na forma de calor ao ambiente. Esse valor tornaria-se mais significativo em estudos que envolvam valores econômicos (análise termoeconômica ou exergoeconômica), pois seria possível analisar o quanto esses 11% podem trazer benefícios financeiros, tanto para a indústria, quanto para pequenos comércios que apliquem esse tipo de sistemas.

Uma análise termoeconômica ou exergoeconômica também pode garantir a viabilidade econômica na escolha da rotação do motor. Com os resultados obtidos, também foi possível analisar que a medida que há um aumento na capacidade de

refrigeração do sistema, aumenta também o consumo de combustível. Existe então a necessidade de se estudar o ponto de equilíbrio desse sistema, garantindo uma capacidade de refrigeração ideal em que se obtenham benefícios econômicos. Notou-se também a importância do trocador de calor intermediário, pois foi comprovado que quanto maior for a eficiência do trocador de calor dos gases de exaustão, maior será a eficiência do sistema de cogeração, e conseqüentemente, maior a eficiência global do sistema.

Pretendeu-se desenvolver essa metodologia de análise para que fosse aplicada em disciplinas de graduação em engenharia mecânica ou em engenharias de áreas afins que analisam sistemas de cogeração do ponto de vista termodinâmico. Esta metodologia foi apresentada de forma didática, a fim de se analisar o sistema de cogeração como um todo, bem como os seus componentes operando isoladamente. A ferramenta utilizada, o EES, se destaca como uma ferramenta de fácil compreensão, e por possuir uma vasta biblioteca com dados termodinâmicos de outros componentes, permite que este modelamento seja utilizado para a simulação de outros combustíveis, como por exemplo, o biogás, alterando apenas os dados do motor e os dados estequiométricos do combustível.

Como sugestões para trabalhos futuros além a da análise econômica do sistema de cogeração, citada anteriormente, sugere-se que essa metodologia seja aplicada a outros combustíveis, tais como gasolina, diesel, biodiesel, biogás, entre outros. Em virtude da situação geográfica na qual se encontra a UTFPR, o biogás deveria ser a prioridade devido as diversas fazendas produtoras de biogás proveniente dos excrementos animais (origem bovina e suína). Entretanto, existe a necessidade de se conhecer alguns os parâmetros experimentais, tais como potência do motor, vazão do combustível, temperatura dos gases de exaustão, em função da rotação do motor para que essa metodologia possa ser utilizada.

Uma outra sugestão de trabalho futuro é a simulação do motor de combustão interna queimando biogás e gás natural através de modelos matemáticos mais realistas, para em seguida, ser aplicada a metodologia apresentada aqui a fim de se comparar os casos analisados. Visto a comprovação da existência do aumento da eficiência global do sistema em relação a eficiência do trocador de calor, outra sugestão seria a modelagem matemática mais aprofundada do trocadores de calor intermediário que faz a ligação entre os gases de exaustão do motor de combustão interna e o gerador de vapor do *chiller* de absorção.

REFERÊNCIAS

ANEEL 2000, **RESOLUÇÃO NORMATIVA No 235**, de 14 de novembro de 2006. Disponível em: <<http://www.aneel.gov.br/cedoc/ren2006235.pdf>>. Acesso em 3 de jun. 2013>.

Balestieri, J. A. P. **Cogeração**: geração combinada de eletricidade e calor. 1.ed. Florianópolis: UFSC, 2002.

Bazzo, E. **Geração de vapor**. 2. ed. Florianópolis: UFSC, 1995.

Carvalho, A.N. **Análise experimental e exergoeconômica de um sistema composto de co-geração a gás-natural**. Master's thesis, Universidade Federal de Santa Catarina, 2010.

COMPAGÁS. **Gás natural**: manual para estabelecimentos comerciais. 2006. Disponível em: <<https://www.google.com.br/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=4&cad=rja&ved=0CEIQFjAD&url=http%3A%2F%2Fwww.compagas.com.br%2Findex.php%2Fweb%2Fcontent%2Fdownload%2F1241%2F5742%2Ffile%2FMANUAL%2520COMERCIAL.pdf&ei=sfIMUs2LDoKE9QSa1YHwBQ&usq=AFQjCNGXTmR0ezPz-1HkT0jJ9sgQl67EzA&bvm=bv.50723672,d.eWU>>. Acesso em 10 de jul. 2013>.

Çengel, Y. A.; Boles, M. A. **Termodinâmica**, 7^a ed., McGraw-Hill, 2013.

Ceranto, F. A. A.; Silva, K. A.; Santos, P. H. D.; Alves, T. A. **Modelando sistemas térmicos com o Engineering Equation Solver (EES)**: facilidade de programação e obtenção de resultados. In XIX Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica, São Carlos, Brasil, 2012.

Educogen, **Educogen** – The European Educational Tool on Cogeneration, 2001.

Ganesan, V., 1996. **Internal Combustion Engines**. McGraw-Hill.

Herold, K.E., Radermacher, R. and Klein, S.A., 1996. **Absorption Chillers and Heat Pumps**. CRC Press.

Lv, P.M., Xiong, Z.H., Chang, J., Wu, C.Z., Chen, Y. and Zhu, J.X., 2004. "An experimental study on biomass air-steam gasification in a fluidized bed." **Bioresource Technology**, Vol. 95, pp. 95–101.

Marques, A.S. **Análise Termoeconômica de um Sistema de Refrigeração Automotivo por Absorção**. Master's thesis, Universidade Federal da Paraíba, 2005.

Marques, A.S., Santos, C.A.C., Santos, C.M.S., Torres, E.A., SOUZA, W.L. "**Análise termoeconômica de um sistema de refrigeração automotivo**". In 11th Brazilian Congress of Thermal Science and Engineering, Curitiba - Brasil, 2006.

Medrano, M., Mauzey, J., McDonell, V., Samuelsen, S. and Boer, D., 2006. "Theoretical analysis of a novel integrated energy system formed by a microturbine and an exhaust fired single-double effect absorption chiller". **International Journal of Thermodynamics**, Vol. 9, pp. 29–39.

Moran, M. J.; Shapiro, H. N. **Princípios da Termodinâmica para Engenharia**, 6ª ed., LTC, 2009.

Moreira, H. L. **Análise Termodinâmica de Sistemas de Refrigeração por Absorção com o Par Água-Brometo de Lítio**. Tese (Tese de Doutorado) – Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa – PB, 2004.

Muehle, I.N., 2003. "**Instalações de refrigeração por absorção - a experiência da madef**". In An. 3. Enc. Energ. Meio Rural (SciELO).

Rossa, J.A. and Bazzo, E., 2006. "Thermodynamic modeling and second law for an ammonia-water absorption system associated to a microturbine". In Proceedings of ECOS 2006 18th **International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems** - Aghia Pelagia, ISBN 960-87584-1-6, Vol 2, pp 651-658; Greece.

Rossa, J.A., Bazzo, E. "Thermodynamic modeling of an ammonia-water absorption system associated with a micro-turbine". **International Journal Thermodynamics**, vol. 12, p. 38–43, 2009.

Rucker, C.P.R. and Bazzo, E., 2004. "**Exergoeconomic optimization of a small scale cogeneration system using the exergy cost theory**". In Proceedings of ECOS 2004 16th International Conference on Efficiency, Costs, Optimization,

Simulation and Environmental Impact of Energy and Process Systems ISBN-968-489-027-3, Vol. II, pp. 619-628; Guanajuato, vol. II, pp. 619-628.

Rucker, C.P.R., Bazzo, E., Jonsson, M.R. and Karlsson, S.J., 2003. "**Exergy analysis of a compact microturbine-absorption chiller cogeneration system**". In Proceedings of COBEM 2003, São Paulo, Brazil.

Sánchez, C. G. **Tecnologia da gaseificação de biomassa**. Campinas: Editora Átomo, 2010.

Santos, C.M.S., 2005. **Análise exergoeconomica de uma unidade de cogeração a gás natural com refrigeração por absorção**. Master's thesis, Universidade Federal da Paraíba.

Stoecker, W. F.; Jones, J. W. **Refrigeração e Ar Condicionado**. Tradução José M. S. J. , São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1985.

Takeshita, K., Amano, Y. and Hashizume, T., 2005. "**Experimental study of advanced cogeneration system with ammonia-water mixture cycle at bottoming**". Energy, Vol. 30, pp. 247–260.

Tien, W.K., Yeh, R.H. and Hong, J.M., 2007. "**Theoretical analysis of cogeneration system for ships**". Energy Conversion and Management, Vol. 48, pp. 1965–1974.

APÊNDICE A

"Este programa é referente ao Trabalho de Conclusão de Curso apresentada ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal da Paraná pela aluna KAREN ALDICLEIA DA SILVA. Aborda o Desenvolvimento de uma metodologia de análise de uma planta de cogeração de pequena escala com sistema de refrigeração por absorção"

"!Primeiro Procedimento"

```
PROCEDURE TXQ(TC;x;Q:P;h;v;s)
TK=ConvertTEMP(C;K;TC)
CALL NH3H2O(138;TK;x;Q:TK;pbar;x;h;s;u;v;Q)
p=pbar*convert(bar;kPa)
END
```

"!Segundo Procedimento"

```
PROCEDURE PXQ(P;x;Q:TC;h;v;s)
pbar=p*convert(kPa;bar)
CALL NH3H2O(238;pbar;x;Q:TK;Pbar;x;h;s;u;v;Q)
TC=TK-273,15
END
```

"!Terceiro Procedimento"

```
PROCEDURE TpQ(TC;p;Q:x;h;v;s)
TK=ConvertTEMP(C;K;TC)
pbar=p*convert(kPa;bar)
CALL NH3H2O(128;TK;pbar;Q:TK;pbar;x;h;s;u;v;Q)
END
```

"!Quarto Procedimento"

```
PROCEDURE pHX(p;h;x:TC;Q;v;s)
pbar=p*convert(kPa;bar)
CALL NH3H2O(234;pbar;x;h:TK;pbar;x;h;s;u;v;Q)
TC=ConvertTEMP(K;C;TK)
END
```

"!Quinto Procedimento"

```
PROCEDURE TPX(TC;p;x;Q;h;v;s)
TK=ConvertTEMP(C;K;TC)
pbar=p*convert(kPa;bar)
CALL NH3H2O(123;TK;pbar;x:TK;Pbar;x;h;s;u;v;Q)
END
```

"!Sexto Procedimento"

```
PROCEDURE SHX(eta;mIs;mrs;ha;hb;hc;hd:hcc:hdd;q)
qIs=mIs*(hd-ha)
qrs=mrs*(hb-hc)
qmin=MIN(qIs;qrs)
q=eta*qmin
hcc=hb-eta*qmin/mrs
hdd=ha+eta*qmin/mIs
END
```

```
"!=====
SIMULAÇÃO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO
"!=====
```

"Dados de Entrada"

"PONTO 12"

$T[12] = -10$ "Temperatura de evaporação"

$Q[12] = 0,998$ "Considera-se que ainda tem líquido na saída do evaporador"

$x[12] = 0,99963406$ "Concentração da solução rica em amônia na saída do retificador (ponto 9)"

Call TXQ($T[12];x[12];Q[12];p[12];h[12];v[12];s[12]$) "Determinação das propriedades do ponto 12"

$p_{baixa} = p[12]$ "Determinação da baixa pressão do ciclo"

"PONTO 10"

$T[10] = 40$ "Temperatura de condensação"

$Q[10] = 0$ "Considera-se líquido saturado na saída do condensador"

$x[10] = x[12]$ "Segue o mesmo trajeto do ponto 12"

Call TXQ($T[10];x[10];Q[10];p[10];h[10];v[10];s[10]$) "Determinação das propriedades do ponto 10"

$p_{alta} = p[10]$ "Determinação da alta pressão do ciclo"

"Determinação das Pressões de cada Ponto do Ciclo"

$p[1] = p_{baixa}$

$p[2] = p_{alta}$

$P[3] = p_{alta}$

$p[4] = p_{alta}$

$P[5] = p_{alta}$

$P[6] = p_{baixa}$

$p[7] = p_{alta}$

$p[8] = p_{alta}$

$p[9] = p_{alta}$

$p[11] = p_{baixa}$

"PONTO 9"

$Q[9] = 1$ "Solução rica em amônia sai do retificador no estado de vapor saturado"

$x[9] = x[12]$ "Segue o mesmo trajeto do ponto 12"

Call PXQ($p[9];x[9];Q[9];T[9];h[9];v[9];s[9]$) "Determinação das propriedades do ponto 9"

"PONTO 1"

$T[1] = T[10]$ "Considera-se que a solução pobre em amônia sai do absorvedor à temperatura de condensação (Ponto 8)"

$Q[1] = 0$ "Líquido saturado"

Call TPQ($t[1];p[1];Q[1];x[1];h[1];v[1];s[1]$) "Determinação das propriedades do ponto 1"

"PONTO 4"

$Dx = 0,1$ "Definição da largura do processo"

$x[1] - x[4] = Dx$

$Q[4] = 0$ "A solução pobre em amônia sai do gerador de vapor no estado de líquido saturado"

Call PXQ($p[4];x[4];Q[4];T[4];h[4];v[4];s[4]$) "Determinação das propriedades do ponto 4"

"PONTO 7"

$x[3] = x[1]$ "Segue o mesmo trajeto do ponto 1"

$Q3_{liq} = 0$ "Estado de líquido saturado"

Call PXQ($p[3];x[3];Q3_{liq};T3_{liq};h3_{liq};v3_{liq};s3_{liq}$) "Determinação das propriedades de líquido saturado do ponto 3"

$T[7] = T3_{liq}$ "A solução rica em amônia sai do gerador à temperatura de saturação"

$Q[7] = 1$ "A solução rica em amônia sai do gerador no estado de vapor saturado"

Call TPQ($t[7];p[7];Q[7];x[7];h[7];v[7];s[7]$) "Determinação das propriedades do ponto 7"

"PONTO 8"

$h[8] = h3_{liq}$

$x[8] = x[3]$ "Entra no gerador com a mesma concentração do ponto 3"

"PONTO 2"

eta_bomba = 0,5 "!Eficiência isoentrópica da bomba"
 $x[2] = x[1]$ "!Segue o mesmo trajeto do ponto 1"
 $\text{eta_bomba} = w_ideal/w_real$
 $w_ideal = v[1]*(p[2]-p[1])$
 $w_real = h[2] - h[1]$
 Call PHX(p[2];h[2];x[2]:T[2];Q[2];v[2];s[2]) "!Determinação das propriedades do ponto 2"

"PONTO 11"

$h[11] = h[10]$ "!Processo isentálpico na válvula de expansão"
 $x[11] = x[10]$ "!Segue o mesmo trajeto do ponto 10"
 Call PHX(p[11];h[11];x[11]:T[11];Q[11];v[11];s[11]) "!Determinação das propriedades do ponto 11"

"PONTOS 5 e 3"

$T_{3e} = T[4]$ "!Assume-se que o fluido sai no ponto 3 à temperatura do ponto 10"
 $p_{3e} = p[3]$
 $x_{3e} = x[3]$
 CALL tpx(T3e;p3e;x3e:Q3e;h3e;v3e;s3e) "!Determinação das propriedades do ponto 3e"
 $T_{5e} = T[2]$ "!Assume-se que o fluido sai no ponto 5 à temperatura do ponto 2"
 $p_{5e} = p[5]$
 $x[5] = x[4]$ "!Segue o mesmo trajeto do ponto 4"
 $x_{5e} = x[5]$
 CALL tpx(T5e;p5e;x5e:Q5e;h5e;v5e;s5e) "!Determinação das propriedades do ponto 5e"
 eta_trocador = 0,9 "!Eficiência do trocador de calor"
 CALL shx(eta_trocador;m_dot[2];m_dot[4];h[2];h[4];h5e;h3e:h[5];h[3];Q_Trocador) "!Cálculo das entalpias dos pontos 5 e 3:"

"PONTO 6"

$h[6] = h[5]$ "!Processo isentálpico na válvula de expansão"
 $x[6] = x[5]$ "!Segue o mesmo trajeto do ponto 5"

"BALANÇOS DE MASSA TRIVIAIS"

$m_dot[1]=m_dot[2]$
 $m_dot[2]=m_dot[3]$
 $m_dot[4]=m_dot[5]$
 $m_dot[5]=m_dot[6]$
 $m_dot[9]=m_dot[10]$
 $m_dot[10]=m_dot[11]$
 $m_dot[11]=m_dot[12]$

"EQUAÇÕES GOVERNANTES"

"ABSORVEDOR"

$m_dot[12]+m_dot[6]=m_dot[1]$ "!Balanço de Massa"
 $m_dot[12]*x[12]+m_dot[6]*x[6]=m_dot[1]*x[1]$ "!Balanço de Concentração"
 $0 = Q_dot_absorvedor + m_dot[12]*h[12]+m_dot[6]*h[6] - m_dot[1]*h[1]$ "!Balanço de Energia"
 $Q_dot_absorvedor_mod = -Q_dot_absorvedor$

"GERADOR"

$\text{balm} = m_dot[8]+m_dot[3]-(m_dot[7]+m_dot[4])$ "!Balanço de Massa"
 $\text{bala} = m_dot[8]*x[8]+m_dot[3]*x[3]-(m_dot[7]*x[7]+m_dot[4]*x[4])$ "!Balanço de Concentração"
 $0 = Q_dot_gerador+m_dot[3]*h[3]+m_dot[8]*h[8]-m_dot[7]*h[7]-m_dot[4]*h[4]$ "!Balanço de Energia"

"RETIFICADOR"

$m_dot[7]=m_dot[9]+m_dot[8]$ "!Balanço de Massa"
 $m_dot[7]*x[7]=m_dot[9]*x[9]+m_dot[8]*x[8]$ "!Balanço de Concentração"
 $0 = Q_dot_retificador+m_dot[7]*h[7]-m_dot[9]*h[9]-m_dot[8]*h[8]$ "!Balanço de Energia"

"CONDENSADOR"

$0 = Q_dot_condensador+m_dot[9]*h[9]-m_dot[10]*h[10]$ "!Balanço de Energia"
 $Q_dot_condensador_mod = -Q_dot_condensador$

"EVAPORADOR"

$$0=Q_dot_evap+m_dot[11]*h[11]-m_dot[12]*h[12]$$

$$Q_evap = Q_dot_evap/m_dot[11]$$

$$Q_dot_evap_TR = Q_dot_evap/3,517$$

"BOMBA"

$$0=-W_dot_bomba + m_dot[1]*h[1]-m_dot[2]*h[2] \quad "!\text{Balanço de Energia}"$$

"ANÁLISE DO SISTEMA PELA 1 LEI DA TERMODINÂMICA:"

$$COP=(ABS(Q_dot_evap))/(ABS(W_dot_bomba)+Q_dot_gerador))$$

$$DELTA_E=(Q_dot_gerador+Q_dot_evap+ABS(W_dot_bomba))-$$

$$(ABS(Q_dot_retificador)+ABS(Q_dot_condensador)+ABS(Q_dot_absorvedor))$$

"!=====

"SIMULAÇÃO DO MOTO-GERADOR"

"!=====

"!Dados:"

$$M_O2=MolarMass(O2)$$

$$M_CO2=MolarMass(CO2)$$

$$M_N2=MolarMass(N2)$$

$$M_ar=MolarMass(Air)$$

$$M_C=12$$

$$M_H=1$$

$$M_CH4 = 1*M_C + 4*M_H$$

$$M_C2H6 = 2*M_C + 6*M_H$$

$$M_C3H8 = 3*M_C + 8*M_H$$

"!Balanço estequiométrico."

$$exc = 1,1$$

$$a = 2,098$$

$$0,8882*1 + 0,0841*2 + 0,0055*3 + 0,006*1 = b*1 \quad "!\text{Para o Carbono}"$$

$$0,8882*4 + 0,0841*6 + 0,0055*8 = c*2 \quad "!\text{Para o Hidrogênio}"$$

$$0,006*2 + a*exc*2 = b*2 + c*1 + 2*e \quad "!\text{Para o Oxigênio}"$$

$$0,0162*2 + a*exc*3,76*2 = d*2 \quad "!\text{Para o Nitrogênio}"$$

"Entalpia dos Reagentes"

$$Tref = 25$$

$$Tref_K = ConvertTEMP(C;K;Tref)$$

$$CALL JANAF('O2';Tref_K:CP_O2;h_bar_f_O2;s_bar_f_O2)$$

$$h_f_O2 = h_bar_f_O2/M_O2$$

$$h_O2_Tref_K=ENTHALPY(O2;T=Tref)$$

$$CALL JANAF('CO2';Tref_K:CP_CO2;h_bar_f_CO2;s_bar_f_CO2)$$

$$h_f_CO2 = h_bar_f_CO2/M_CO2$$

$$h_CO2_Tref_K=ENTHALPY(CO2;T=Tref)$$

$$CALL JANAF('N2';Tref_K:CP_N2;h_bar_f_N2;s_bar_f_N2)$$

$$h_f_N2 = h_bar_f_N2/M_N2$$

$$h_N2_Tref_K=ENTHALPY(N2;T=Tref)$$

$$DELTAh_ReagenteCH4 = 0$$

$$DELTAh_ReagenteC2H6 = 0$$

$$DELTAh_ReagenteC3H8 = 0$$

$$DELTAh_ReagenteO2=(h_O2_Tref_K-h_O2_Tref_K)$$

$$DELTAh_ReagenteCO2=(h_CO2_Tref_K-h_CO2_Tref_K)$$

$$DELTAh_ReagenteN2=(h_N2_Tref_K-h_N2_Tref_K)$$

$$CALL JANAF('H2O';Tref_K:CP_H2O;h_bar_f_H2O;s_bar_f_H2O)$$

$$h_f_H2O = h_bar_f_H2O/M_H2O$$

$$CALL JANAF('CH4';Tref_K:CP_CH4;h_bar_f_CH4;S_bar_f_CH4)$$

$h_f_{CH4} = h_{bar_f_CH4}/M_{CH4}$
 CALL JANAF('C2H6';Tref_K:CP_C2H6;h_bar_f_C2H6;S_bar_f_C2H6)
 $h_f_{C2H6} = h_{bar_f_C2H6}/M_{C2H6}$
 CALL NASA('C3H8';Tref_K:CP_C3H8;h_bar_f_C3H8;S_bar_f_C3H8) "!Foi utilizada a rotina NASA, pois a JANAF não tem o propano"
 $h_f_{C3H8} = h_{bar_f_C3H8}/M_{C3H8}$
 $h_{Reagente} = 0,8882*(h_f_{CH4}+DELTA h_{ReagenteCH4}) +$
 $0,0841*(h_f_{C2H6}+DELTA h_{ReagenteC2H6}) + 0,0055*(h_f_{C3H8}+DELTA h_{ReagenteC3H8}) +$
 $0,006*(h_f_{CO2}+DELTA h_{ReagenteCO2}) +$
 $a*exc*(h_f_{O2}+DELTA h_{ReagenteO2})+a*exc*3,76*(h_f_{N2}+DELTA h_{ReagenteN2})$

$q_{motor} = -0,25*PCI_kJ_kg$ "!V. Ganesan, Internal Combustion Engines, 1996, 2a Ed., McGraw-Hill, pag 447"
 $w_{motor} = 0,23*PCI_kJ_kg$ "!V. Ganesan, Internal Combustion Engines, 1996, 2a Ed., McGraw-Hill, pag 447"
 $q_{motor} - w_{motor} = h_p - h_{Reagente}$

$h_p = b*(h_f_{CO2}+DELTA h_{CO2}) + c*(h_f_{H2O}+DELTA h_{H2O}) + d*(h_f_{N2}+DELTA h_{N2}) + e*(h_f_{O2}+DELTA h_{O2})$

$DELTA h_{CO2} = (h_{CO2_Tp} - h_{CO2_Tref_K})$
 $h_{CO2_Tp} = ENTHALPY(CO2; T=Tp)$
 $DELTA h_{H2O} = (h_{H2O_Tp} - h_{H2O_Tref_K})$
 $M_{H2O} = MOLARMASS(H2O)$
 $h_{H2O_Tp} = ENTHALPY(H2O; T=Tp)$
 $h_{H2O_Tref_K} = ENTHALPY(H2O; T=Tref)$

$DELTA h_{N2} = (h_{N2_Tp} - h_{N2_Tref_K})$

$h_{N2_Tp} = ENTHALPY(N2; T=Tp)$
 $DELTA h_{O2} = (h_{O2_Tp} - h_{O2_Tref_K})$
 $h_{O2_Tp} = ENTHALPY(O2; T=Tp)$

$TpK = ConvertTEMP(C; K; Tp)$

$CH4 = 88,82$ "!Bazzo, E. Geração de vapor. 2. ed. Florianópolis: UFSC, 1995"
 $C2H6 = 8,41$ "!Bazzo, E. Geração de vapor. 2. ed. Florianópolis: UFSC, 1995"
 $C3H8 = 0,55$ "!Bazzo, E. Geração de vapor. 2. ed. Florianópolis: UFSC, 1995"
 $N2 = 1,62$ "!Bazzo, E. Geração de vapor. 2. ed. Florianópolis: UFSC, 1995"
 $CO2 = 0,6$ "!Bazzo, E. Geração de vapor. 2. ed. Florianópolis: UFSC, 1995"
 $CO = 0$ "!Bazzo, E. Geração de vapor. 2. ed. Florianópolis: UFSC, 1995"
 $H2 = 0$ "!Bazzo, E. Geração de vapor. 2. ed. Florianópolis: UFSC, 1995"

$PCI_kJ_m3 = 35169,1$ "! Tabela 2: Composição e propriedades típicas do gás natural no Brasil. pag 74 "

$M_{Gas} = (CH4*M_{CH4} + C2H6*M_{C2H6} + C3H8*M_{C3H8} + N2*M_{N2} + CO2*M_{CO2})/100$
 $PCI_kJ_kg = PCI_kJ_m3*(22,41/M_{Gas})$

"Análise do ciclo Otto"

"Análise Molar dos Produtos de Combustão"

$n_{total} = b + c + d + e$
 $Y_{CO2} = b/(n_{total})$
 $Y_{H2O} = c/(n_{total})$
 $Y_{N2} = d/(n_{total})$
 $Y_{O2} = e/(n_{total})$

"Massa dos Compostos"

$$mi_CO2=M_CO2*Y_CO2$$

$$mi_H2O=M_H2O*Y_H2O$$

$$mi_N2=M_N2*Y_N2$$

$$mi_O2=M_O2*Y_O2$$

$$mi_total=mi_CO2+mi_H2O+mi_N2+mi_O2$$

"Frações Mássicas"

$$xi_CO2=mi_CO2/mi_total$$

$$xi_H2O=mi_H2O/mi_total$$

$$xi_N2=mi_N2/mi_total$$

$$xi_O2=mi_O2/mi_total$$

$$cp_CO2_T16=CP(CO2;T=T[16])$$

$$cp_H2O_T16=CP(H2O;T=T[16])$$

$$cp_N2_T16=CP(N2;T=T[16])$$

$$cp_O2_T16=CP(O2;T=T[16])$$

$$cp_mist=(xi_CO2*cp_CO2_T16)+(xi_H2O*cp_H2O_T16)+(xi_N2*cp_N2_T16)+(xi_O2*cp_O2_T16)$$

$$cv_CO2_T16=Cv(CO2;T=T[16])$$

$$cv_H2O_T16=Cv(H2O;T=T[16])$$

$$cv_N2_T16=Cv(N2;T=T[16])$$

$$cv_O2_T16=Cv(O2;T=T[16])$$

$$cv_mist=(xi_CO2*cv_CO2_T16)+(xi_H2O*cv_H2O_T16)+(xi_N2*cv_N2_T16)+(xi_O2*cv_O2_T16)$$

$$k=cp_mist/cv_mist$$

$$r = 8,5$$

$$p[13] = 101$$

$$T13 = Tref_K$$

$$T16 = TpK$$

$$p[15]/p[14] = T15/T14$$

$$p[16]/p[13] = T16/T13$$

$$p[14]/p[13] = r^k$$

$$T14/T13 = r^{(k-1)}$$

$$T16/T15 = 1/(r^{(k-1)})$$

$$T[13] = \text{ConvertTEMP}(K;C;T13)$$

$$T[14] = \text{ConvertTEMP}(K;C;T14)$$

$$T[15] = \text{ConvertTEMP}(K;C;T15)$$

$$T[16] = \text{ConvertTEMP}(K;C;T16)$$

$$R_bar = R\#$$

$$rho_mist = ((101,325)*mi_total)/(R_bar*T16)$$

"A razão ar-combustível em base molar é:"

$$AC_bar=a*exc+(a*exc*3,76) \text{ "kmol de ar/ kmol de comb."}$$

"Logo, a razão ar-combustível em base mássica é:"

$$M_bar_ar=MOLARMASS(Air)$$

$$M_bar_comb=M_Gas$$

$$AC=AC_bar*(M_bar_ar/M_bar_comb) \text{ "kg de ar/ kg de comb."}$$

"! 4º - Determinação da transeferência de calor pelos gases de exaustão."

"Cálculo do fluxo de massa de mistura dentro do motor"

$$Di = 140[mm]*\text{convert}(mm;m) \text{ "Diâmetro interno do cilindro em m"}$$

$L_{des} = 157[\text{mm}] \cdot \text{convert}(\text{mm};\text{m})$ "Curso do pistão em m"
 $N = 4$ "Número de cilindros do motor"
 $Rot = 2500$ "Rotação do motor em rpm. Termo a ser variado na tabela"
 $\eta_{vol} = 0,80$ "Rendimento volumétrico"

$$m_{dot_mist} = ((\pi \cdot D_i^{**2})/4) \cdot L_{des} \cdot N \cdot \eta_{vol} \cdot (Rot/60) \cdot \rho_{mist}$$

$$p_{im} = w_{motor} / (L_{des} \cdot (\pi \cdot D_i^{**2}) / 4)$$

"Fluxo de massa de mistura em kg/s"

$$m_{dot_mist} = (1 + AC) \cdot m_{dot_comb}$$

"Cálculo da Quantidade de Calor nos Gases de Exaustão"

$$Q_{dot_gasesex} = (m_{dot_mist} \cdot c_{p_mist}) \cdot (T[16] - T[13])$$

"Análise termodinâmica do motor operando num ciclo Otto"

"!Balanço de energia no processo de exaustão:"

$$Q_{dot_liberado} = m_{dot_mist} \cdot c_{v_mist} \cdot (T[16] - T[13])$$

"Eficiência do motor"

$$\eta_{otto} = 1 - 1/(r^{(k-1)})$$

"! 5º - Cálculo do Calor introduzido ao sistema pela ação do combustível"

"Trocador de calor de ligação:"

$$T[19] = 140$$

$$p[19] = 101,3$$

$$p[20] = p[19]$$

$$T[20] = 130$$

$$T[18] = T[20]$$

$$p[18] = p[20]$$

$$h[19] = \text{Enthalpy}(\text{Water}; T=T[19]; P=P[19])$$

$$h[18] = \text{Enthalpy}(\text{Water}; T=T[18]; P=P[18])$$

"Análise Termodinâmica do Trocador de Calor dos Gases de Exaustão"

$$\eta_{trocador_gases} = Q_{dot_trocador_agua} / Q_{dot_gasesex}$$

$$Q_{dot_trocador_agua} = m_{dot}[19] \cdot (h[19] - h[18])$$

$$\eta_{trocador_agua} = 0,75$$

$$Q_{dot_gerador} = Q_{dot_trocador_agua} \cdot \eta_{trocador_agua}$$

$$W_{dot_motor} = -1,50698591E+02 + 4,35480085E-01 \cdot rot - 3,56906632E-04 \cdot rot^2 + 1,64770783E-07 \cdot rot^3 - 3,69263771E-11 \cdot rot^4 + 3,13515611E-15 \cdot rot^5$$

$$Q_{dot_fornecido} = m_{dot_comb} \cdot PCI_{kJ_kg}$$

$$\eta_{motor_Qcomb} = (W_{dot_motor}) / Q_{dot_fornecido}$$

$$\eta_{global_Qcomb} = (W_{dot_motor} + Q_{dot_evap}) / Q_{dot_fornecido}$$