



Universidade Federal da Paraíba
Centro de Tecnologia
Programa de Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica
- Mestrado - Doutorado

**AVALIAÇÃO TEÓRICO - EXPERIMENTAL DE UM SISTEMA DE
REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO ACOPLADO A UMA UNIDADE
DE MICROCOGERAÇÃO**

por

Daniel Ferreira Queiroz

**Dissertação de Mestrado apresentada à Universidade Federal da Paraíba
para obtenção do grau de Mestre**

João Pessoa - Paraíba

Agosto, 2013

DANIEL FERREIRA QUEIROZ

**AVALIAÇÃO TEÓRICO - EXPERIMENTAL DE UM SISTEMA DE
REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO ACOPLADO A UMA UNIDADE
DE MICROCOGERAÇÃO**

Dissertação apresentada ao curso de
Pós-Graduação em engenharia
mecânica da Universidade Federal da
Paraíba, em cumprimento às exigências
para obtenção do Grau de Mestre.

Orientador: Prof. Dr. Carlos Antônio Cabral dos Santos

João Pessoa - Paraíba

Agosto, 2013

Q3a

Queiroz, Daniel Ferreira.

Avaliação teórica - experimental de um sistema de refrigeração por absorção acoplado a uma unidade de microcogeração / Daniel Ferreira Queiroz.- João Pessoa, 2013. 141f.

Orientador: Carlos Antônio Cabral dos Santos

Dissertação (Mestrado) – UFPB/CT

1. Engenharia mecânica. 2. Refrigeração por absorção. 3. Cogeração. 4. Teórico-experimental. 5. NH₃/H₂O.

UFPB/BC

CDU: 621(043)

**"AVALIAÇÃO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UM
SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO
ACOPLADO A UMA UNIDADE DE MICROGERAÇÃO"**

por

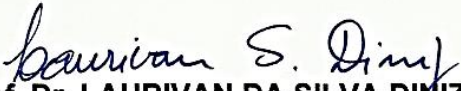
DANIEL FERREIRA QUEIROZ

Dissertação aprovada em 26 de agosto de 2013

Período letivo 2013.2


Prof. Dr. CARLOS ANTONIO CABRAL DOS SANTOS
Orientador – UFPB


Prof. FRANCISCO ANTONIO BELO
Examinador Interno - UFPB


Prof. Dr. LAURIVAN DA SILVA DINIZ
Examinador Externo – IFPB

“Tentar não significa conseguir, mas certamente quem conseguiu tentou.”

(Aristóteles).

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho de forma especial aos meus pais Ezilmar e Ernandes, que não mediram esforços para oferecer apoio, carinho, incentivo e educação, sendo, portanto a maior fonte de inspiração.

A meu irmão, Danilo, por ser meu grande amigo e pelo apoio de sempre, mesmo em situações difíceis que nós passamos.

Dedico ainda a minha namorada e companheira Aline, que tanto me ajudou e suportaram finais de semanas e feriados ausentes e me deu forças durante essa caminhada.

AGRADECIMENTOS

Sempre e primeiramente a Deus, pois estará ali por nós em toda e qualquer situação e por todas as bênçãos concedidas a mim, minha família e todas as pessoas ligadas a mim.

À minha família, o alicerce da minha vida, Ernandes (pai), Ezilmar (mãe), Danilo (irmão), Aline (namorada), por fazerem parte diariamente da minha vida, por todo amor, carinho, compreensão, amizade e paciência.

Ao meu orientador e amigo professor Dr. Carlos Antônio Cabral dos Santos, pela confiança, oportunidade e seus ensinamentos direcionados a mim tanto academicamente quanto pessoalmente. Com certeza, uma das figuras mais inteligentes que pude ter a oportunidade de trabalhar.

A todos os professores que fizeram parte da minha formação.

Aos meus amigos, Diego, Pedro Paulo, Weiber, Vamberto, Quéops e Pedro Sinval, principalmente pela a amizade construída. Além das conversas, problemas, discussões sobre estudo, descontração e todos os momentos compartilhados desde a graduação até o presente momento, pelo incentivo e ensinamentos mútuo que nos fizeram crescer nas relações pessoais e acadêmicas.

Aos colegas e amigos de mestrado e graduação, Igor, Marcos César, Alysson, Felipe (Doido), Kléber (Swokowisk), Mabel, Raíssa, Vitor Marlen, pela amizade, troca de conhecimentos e contribuições concedidas.

Aos trabalhadores e companheiros do Instituto de Energia Sustentável, Iolanda, Taísa, Diógenes Montenegro e Wilton pela a ajuda na parte elétrica e eletrônica do trabalho e principalmente a Hernanes Alves (O Solda), pela amizade e ensinamento pratico e soluções dos problemas apresentado durante o desenvolvimento deste trabalho, pois sem ele não teria acontecido os avanços necessários no projeto.

AVALIAÇÃO TEÓRICO - EXPERIMENTAL DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO ACOPLADO A UMA UNIDADE DE MICROCOGERAÇÃO

RESUMO

O presente trabalho apresenta uma análise teórico-experimental de uma planta de cogeração, composta por um chiller de absorção que utiliza a tecnologia $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, um recuperador de calor e um grupo gerador a gás natural. A modelagem termodinâmica foi desenvolvida na plataforma computacional EES (Engineering Equation Solver) e está embasada em processos ideais, dados fornecidos pelo fabricante do motor e do chiller de absorção, bem como em resultados experimentais e da literatura. Este trabalho visa também expor características construtivas, metodologia experimental adotada, problemas detectados, intervenções realizadas e as soluções adotadas na resolução dos problemas ocorridos.

Palavras-chaves: Refrigeração por absorção, cogeração, teórico-experimental, $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$

THEORETICAL AND EXPERIMENTAL EVALUATION OF A ABSORPTION COOLING SYSTEM COUPLED TO A UNIT OF MICROCOGENERATION

ABSTRACT

The present study presents a theoretical and experimental analysis of a cogeneration plant composed of one absorption chiller that uses technology $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, a heat exchanger and a generator by natural gas. A thermodynamic model was developed in computational platform EES (Engineering Equation Solver) and it's based on ideal processes, information supplied by the engine manufacturer and the absorption chiller, as well as experimental results and literature. This work also aims to expose constructive characteristics, experimental methodology adopted, problems identified, interventions and the solutions adopted in the resolution of problems occurring.

Keywords: absorption cooling, cogeneration, theoretical and experimental $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$

SUMÁRIO

CAPITULO I	1
1. INTRODUÇÃO	1
CAPÍTULO II	4
2. REVISÃO BIBLIOGRAFICA	4
2.1. INTRODUÇÃO	4
2.2. GÁS NATURAL	4
2.2.1. DEFINIÇÃO	4
2.2.2. A HISTÓRIA DO GÁS NATURAL NO MUNDO	7
2.2.3. A HISTÓRIA DO GÁS NATURAL NA AMÉRICA DO SUL	8
2.2.4. A HISTÓRIA DO GÁS NATURAL NO BRASIL	8
2.2.5. MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA A GÁS NATURAL	9
2.3. COGERAÇÃO	9
2.3.1. HISTÓRICO DA COGERAÇÃO	13
2.4. SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO	20
2.4.1. POR COMPRESSÃO A VAPOR	20
2.4.2. POR ABSORÇÃO	21
2.4.3. VANTAGENS E DESVANTAGENS	24
2.4.4. FLUIDO DE TRABALHO	25
2.4.5. SISTEMA AMÔNIA-ÁGUA ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$)	29
2.4.5.1. CICLO BÁSICO	29
2.4.5.2. MODIFICAÇÕES NO CICLO	30
2.5. EVOLUÇÃO HISTÓRICA DA REFRIGERAÇÃO	32
2.6. AVALIAÇÃO ENERGÉTICA E EXERGÉTICA	33
CAPÍTULO III	37
MODELAGEM TERMODINÂMICA DO SISTEMA	37
3.1. MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA	38

3.2.	UNIDADE DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO.....	42
3.2.1.	CONDENSADOR	48
3.2.2.	GERADOR.....	49
3.2.3.	RETIFICADOR.....	50
3.2.4.	VÁLVULAS DE EXPANSÕES	51
3.2.5.	BOMBA DE SOLUÇÃO	53
3.2.6.	TROCADOR DE CALOR.....	54
3.2.7.	ABSORVEDOR	56
3.2.8.	EVAPORADOR.....	58
3.2.9.	BOMBA DE ÓLEO.....	59
3.2.10.	RECUPERADOR DE CALOR	60
3.2.11.	TROCADOR DO ABSORVEDOR (SCA).....	61
	CAPÍTULO IV.....	64
	MATÉRIAS E MÉTODOS	64
4.1.	Planta de Cogeração.....	64
4.2.	Gerador de Vapor	66
4.3.	Condensador.....	66
4.4.	Absorvedor	67
4.5.	Evaporador	68
4.6.	Trocador de calor de solução.....	68
4.7.	Recuperador de calor	68
4.8.	Bombas.....	69
4.9.	Motor de Combustão Interna.....	71
4.10.	Reservatório de Óleo	72
4.11.	Instrumentação da Unidade	72
4.12.	Metodologia.....	76
	CAPÍTULO V	78
	RESULTADOS	78
5.1.	Resultados da Modelagem Matemática	78
5.1.1.	Comparação Teórica com Outros Trabalhos.....	79
5.1.2.	Resultados Teóricos	80
5.2.	Resultados Experimentais	87
5.2.1.	Circuito de óleo	92

CAPÍTULO VI.....	95
CONCLUSÕES E SUGESTÕES.....	95
6.1. Conclusões Para os Resultados Teóricos	95
6.2. Conclusões Para os Resultados Experimentais	97
6.3. Sugestões.....	98
REFERÊNCIAS.....	101
Anexo A.....	106
Anexo B.....	107
Anexo C.....	111

LISTA DE FIGURAS

Figura 2. 1 - Ciclo Combinado	11
Figura 2. 2 - Ciclo Topping	11
Figura 2. 3 - Ciclo Bottoming.....	12
Figura 2. 4 - Faixa de temperatura para os sistemas em topping e em bottoming.....	12
Figura 2. 5 - Sistema Smokejack	14
Figura 2. 6 - Motor de Heron.....	15
Figura 2. 7 - Balanço típico de unidade de cogeração com motor a gás natural	18
Figura 2. 8 - Aproveitamento de calor para sistema de absorção	19
Figura 2. 9 - Aproveitamento de calor do motor de combustão interna.....	19
Figura 2. 10 - Diferenças entre os sistemas compressão e absorção.....	21
Figura 2. 11 - Ciclo Simples de Absorção.....	22
Figura 2. 12 - Sistema Duplo Efeito Serie (a) e Paralelo (b).....	23
Figura 2. 13 - Sistema Triplo Efeito Serie (a) e Paralelo (b).....	23
Figura 2. 14 - Equipamentos individuais de segurança para manuseio de amônia.....	27
Figura 2. 15 - Modelo Ciclo Simples (a) e com retificador (b)	29
Figura 2. 16 - Ciclo GAX	31
Figura 2. 17 - Parcelas da exergia	34
Figura 3. 1 - Representação Esquemática do Sistema.....	38
Figura 3. 2 - Parâmetros do Motor.....	39
Figura 3. 3 - Esquema do ciclo do equipamento.....	43
Figura 3. 4 - Fluxograma do sistema de refrigeração Água-Amônia.....	43
Figura 3. 5 - Fluxograma do Sistema de Cogeração	45
Figura 3. 6 - Volume de Controle do Condensador	48
Figura 3. 7 - Volume de Controle do Gerador.....	49
Figura 3. 8 - Volume de Controle do Retificador	50
Figura 3. 9 - Volume de Controle das Válvulas de Expansão 1, 2 e 3.....	52

Figura 3. 10 - Volume de Controle na Bomba de solução	53
Figura 3. 11 - Volume de Controle do Trocador RHX	55
Figura 3. 12 - Volume de Controle do Absorvedor	57
Figura 3. 13 - Volume de Controle do Evaporador.....	58
Figura 3. 14 - Volume de Controle da Bomba de Óleo.....	59
Figura 3. 15 - Volume de Controle do Recuperador de Calor.....	60
Figura 3. 16 - Volume de Controle do SCA.....	61
Figura 4. 1 - Vista Frontal Chiller de Absorção Robur	65
Figura 4. 2 - Gerador de vapor original (a) e modificado (b)	66
Figura 4. 3 - Condensador	67
Figura 4. 4 - Absorvedor	67
Figura 4. 5 - Evaporador.....	68
Figura 4. 6 - Recuperador de Calor.....	69
Figura 4. 7 - Bombas do Sistema de Cogeração	71
Figura 4. 8 - Grupo Gerador Leon Heimer	72
Figura 4. 9 - Reservatório de Óleo (a), com isolamento térmico (b) e finalizado (c)	72
Figura 4. 10 - Termômetro digital com termopar acoplado	73
Figura 4. 11 - Transdutor (a) e Indicador de pressão (b).....	73
Figura 4. 12 - Medidores de Vazão (a) e transdutores (b).....	74
Figura 4. 13 - Bomba de Vácuo	75
Figura 4. 14 - Equipamento de aquisição de dados Agilent 34970A.....	75
Figura 4. 15 - Placa de entrada para conexão dos cabos de extensão dos sensores.....	76
Figura 5. 1 - Comparação entre Fluxo Energético e Exergético no Sistema.....	83
Figura 5. 2 - Eficiências de 1ª e 2ª lei.....	84
Figura 5. 3 - Variação do COP com a largura de processo	84
Figura 5. 4 - Variação do COP com a Temperatura Ambiente	85
Figura 5. 5 - Variação do COP com a Eficiência do Trocador.....	85
Figura 5. 6 - Diagrama T-x para a pressão Alta.....	86
Figura 5. 7 - Diagrama T-x para a Pressão Baixa	86
Figura 5. 8 - Diagrama T-x para a pressão Intermediária	86
Figura 5. 9 - Sistema de Cogeração	88
Figura 5. 10 - Variação das Temperaturas 1 à 6	88
Figura 5. 11 - Variação das Temperaturas 7 à 12	89

Figura 5. 12 - Variação das Temperaturas 13 à 16	89
Figura 5. 13 - Variação da Pressão	90
Figura 5. 14 - Circuito de Óleo	93

LISTA DE TABELAS

Tabela 2. 1 - Valores Médios dos Elementos Constituintes do Gás Natural.....	5
Tabela 2. 2 - Composição do gás natural da PBGÁS	6
Tabela 2. 3 - Propriedades dos Valores Médios do Gás Natural	6
Tabela 2. 4 - Relações entre Tecnologias existentes e alguns parâmetros	17
Tabela 2. 5 - Pares de refrigerantes e absorventes mais comumente usados	28
Tabela 2. 6 - Comparação entre energia e exergia	36
Tabela 3. 1 -Parâmetros do Motor	38
Tabela 3. 2 - Composição do gás natural da PBGÁS	40
Tabela 3. 3 - Propriedades do gás natural da PBGÁS.....	41
Tabela 5. 1 - Estados Termodinâmicos da Simulação	80
Tabela 5. 2 - Fluxo de Calor do Sistema	81
Tabela 5. 3 - Fluxo de Recuperação de Calor do Sistema.....	81
Tabela 5. 4 - Balanço Exergético do Chiller por Absorção.....	82
Tabela 5. 5 - Irreversibilidades do Sistema	82
Tabela 5. 6 - Comparação de Resultados Teóricos.....	87
Tabela 5. 7 - Comparação Teórico Experimental do Sistema Robur.....	91
Tabela 5. 8 - Comparação de Resultados Experimentais	92
Tabela 5. 9 - Perda de Carga no Circuito de Óleo	93

LISTA DE SÍMBOLOS

Ex	Exergia total (kW)
C	Percentual mássico de Carbono
c_p	Calor específico (kJ/kg.K)
COP	Coeficiente de performance
Carga	carga de operação do motor (%)
d	diferencial
ex	Exergia específica (kJ/kg)
h	Entalpia específica (kJ/kg)
H	Entalpia Total (kW)
H	Percentual mássico de Hidrogênio (eq 3.10)
I	Irreversibilidade (kW)
N_c	Número de moléculas de carbono
P	Pressão (bar)
PCI	Poder calorífico superior (kJ/kg)
Q	Calor (kW)
R	Constante universal dos gases (kJ/kmol-K)
R^2	Coeficiente de correlação
s	Entropia específica (kJ/kg.K)
T	Temperatura (°C)
t	Tempo (s)
u	Energia interna específica (kJ/kg)
V	Velocidade (m/s)
v	Volume específico (m ³ /kg)
W	Trabalho (kW)
X	Concentração da solução de amônia (kg Amônia /kg Solução)
X	Fração volumétrica
Z	Cota (m)

Letras Gregas

η	Eficiência de primeira lei
δ	Parcela de irreversibilidade (%)
ρ	Massa específica (kg/m ³)
ε	Eficiência de segunda lei
ϕ	Relação entre a exergia e o PCI do combustível
Σ	Somatório
Δ	Diferença
χ	Fração molar do combustível (%)

γ	Coeficiente de atividade química
μ	Potencial químico (kJ/kgmol)
Sobrescritos	
ch	Química
f	Termofísica
k	Cinética
ΔT	Parcela de variação da temperatura
ΔP	Parcela de variação da pressão
p	Potencial
.	Em cima das letras refere-se a taxa ou vazão mássica
Subescrito	
ab	Absorvdor
ag	Água
b	Bomba
c	Condensador
comb	Combustível
ch	Química
e	Entrada
ev	Evaporador
f	Insumo
g	Gerador
gases	Gases de exaustão
gn	Gás Natural
i,j,k	Fluxo Genérico
m	motor
mis	mistura
op	Operação
p	Produto
real	Condição estequiométrica
ret	Retificador
s	Saída
SCA	Solution cooler absorber
sat	Saturação
tc	Trocador de calor
v	Vapor
0	Condição ambiente (27°C,e 1 atm)
vc	Volume de controle

CAPITULO I

1. INTRODUÇÃO

O avanço científico e tecnológico tem proporcionado inúmeros benefícios à sociedade, ele também tem gerado alguns problemas como sociais, econômicos e principalmente ambientais. Com o crescimento da população e o surgimento de novas indústrias se fez necessário o aumento também da geração de energia, mas atender essa demanda sem causar danos ao meio ambiente e utiliza-la de forma racional, é um grande desafio mundial. Podemos ver que a utilização correta desses recursos necessita de mudanças de costumes, pensamentos que se tem enraizado desde o nascimento.

Segundo BALASTIERI (2002) “A conservação de energia engloba não apenas a diminuição da quantidade de energia primaria necessária para propiciar o consumo de um mesmo nível de energia útil, mas também a construção de um estilo de desenvolvimento que implique em um menor perfil de demanda da energia útil para um mesmo padrão de satisfação das necessidades sociais”.

A geração de energia elétrica de origem hídrica foi por muitos anos a principal forma de geração de energia brasileira. Entretanto, após a última crise que ocasionou o racionamento, termos como geração distribuída, cogeração, geração termoelétrica, dentre outros começaram a ganhar espaço na matriz energética brasileira. Atualmente, o conhecimento popular não se resume as forças das quedas hidráulicas como única forma de aproveitamento energético. Energia solar, biomassa, energia eólica, dentre outras são modalidades já consideradas senso comum.

Questões tanto ambientais como energéticas justificam o investimento por novas tecnologias para geração de energia, promovendo a evolução de um conceito mais amplo do uso racional da mesma, o qual envolve não só a simples diminuição ou eliminação de desperdício, mas também a melhoria na utilização dos equipamentos e a exploração de formas alternativas. Como uma alternativa para geração de energia elétrica, a cogeração

apresenta um ótimo desempenho devido ao uso maior do potencial energético do combustível. É evidente que quanto mais produtos forem disponibilizados pela planta de cogeração, ela apresentará um maior desempenho. Dessa forma, algumas plantas fornecem além de energia mecânica e térmica, produtos químicos como CO_2 .

Neste contexto, encontra-se este trabalho, no qual se propõe a avaliar uma planta de cogeração composta por um sistema de refrigeração por absorção que utiliza o par $\text{H}_2\text{O}/\text{NH}_3$ como fluido de trabalho que utiliza os gases de escape de um motor de combustão interna que utiliza o gás natural como combustível.

O desenvolvimento de uma planta de cogeração que utiliza um sistema de refrigeração por absorção, que utiliza os gases de escape como uma fonte de energia alternativa, mostra-se adequado para a obtenção de frio e atende as necessidades de cuidados e proteção ao meio ambiente. O uso da amônia permite a substituição de outros refrigerantes a base de hidrocarbonetos halogenados (CFCs HFCs) ofensivos à camada de ozônio e atendendo as medidas propostas pelos protocolos de Montreal (1988) e Kyoto (1997) com relação ao meio ambiente.

A utilização do gás natural representa mais uma fonte de energia alternativa na obtenção de frio. Os sistemas de refrigeração por absorção, devido ao seu baixo coeficiente de desempenho quando comparado com outros sistemas de refrigeração, têm se mostrado cada vez mais apropriado às condições de disponibilidade de energia térmica a baixo custo, visto que o calor do gerador de vapor é a maior fonte de consumo de energia, devido esta limitação, houve, ao longo do tempo, menor desenvolvimento desta tecnologia, em comparação com o ciclo de compressão de vapor, mas atualmente com a competitividade que oferece o uso do gás natural, a refrigeração por absorção tem apresentado grandes avanços na pesquisa e desenvolvimento dessa tecnologia.

O presente trabalho combina uma análise energética e exergética, aplicada a um sistema de cogeração composto por um moto-gerador que queima o gás natural e sistema de refrigeração por absorção. Os gases de exaustão fornece energia sob a forma de calor ao sistema de refrigeração, que opera segundo a tecnologia amônia-água. Desta forma, destacamos que o objeto de estudo parte inicialmente do rejeito térmico do motor, ou seja, busca-se determinar a capacidade de produção de frio através do sistema de refrigeração por absorção, a partir do aproveitamento do potencial energético dos gases de escape do motor, energia esta que seria jogada fora a uma elevada temperatura sem a implementação

da cogeração. Assim caracteriza-se de forma clara o impacto do aproveitamento dos fluxos energéticos de um sistema térmico.

No presente trabalho ainda foi desenvolvido um código computacional da planta de cogeração na plataforma *EES (Engineering Equation Solver)* e uma comparação com dados experimentais. Esta plataforma de programação foi escolhida, pois o mesmo possui uma rotina contendo um banco de dados com todas as propriedades termodinâmicas da mistura água-amônia em qualquer concentração, além de apresentar uma fácil linguagem de programação quando comparado com outros softwares, pois ao contrário de alguns pacotes computacionais, o EES não soluciona os problemas de engenharia; ele apenas resolve numericamente sistemas lineares ou não lineares de equações diferenciais ou algébricas.

A simulação energética e exergética do ciclo de refrigeração por absorção passam por estudos de cada componente: Gerador, Condensador, Evaporador, Absorvedor, Válvulas, Bomba de solução e Recuperador de calor.

A unidade em desenvolvimento que é objeto de estudo do presente trabalho objetiva o uso de combustíveis mais limpos (o gás natural), como fonte de energia para o acionamento do ciclo de refrigeração por absorção produzindo frio além de produzir simultaneamente a energia elétrica para as edificações do Instituto de Energias Sustentáveis (IES) localizado no prédio da RECOGÁS/LES.

A dissertação está organizada da seguinte forma: Inicialmente, no Capítulo 2, é realizada uma revisão bibliográfica do uso do gás natural no Brasil e no mundo, motores de combustão interna (MCI), da cogeração, fluidos refrigerantes e suas características, sistemas de refrigeração por compressão de vapor, sistemas de refrigeração por absorção. Além disto, são descritas a 1ª e 2ª Leis da Termodinâmica, com ênfase em análise exergética. O capítulo 3 trata da modelagem termodinâmica do acoplamento do motor de combustão interna ao sistema de refrigeração por absorção utilizada, passando pela simulação da mistura ar-combustível no motor, combustão e análise das propriedades do ciclo de absorção. O capítulo 4 mostra os resultados e discussões da simulação energética e exergética, desenvolvida na plataforma EES, realizada na unidade. Finalmente, no capítulo 5, são apresentadas as conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

CAPÍTULO II

2. REVISÃO BIBLIOGRAFICA

2.1. INTRODUÇÃO

O presente trabalho aborda a avaliação energética e exergética de uma planta de cogeração que utiliza o rejeito térmico de um motor de combustão interna para a produção de frio a com o uso do ciclo de refrigeração por absorção de vapor. O estudo inicia-se com a análise do motor de combustão interna incluindo a energia elétrica gerada, desde o combustível utilizado até os produtos da combustão. Cada componente do sistema de refrigeração é estudado em separado, determinando as propriedades do fluido em cada ponto do ciclo e as irreversibilidades de cada equipamento bem como as eficiências dos mesmos. Também é feita a análise da unidade global e as eficiências de primeira e segunda lei são determinadas. Este capítulo refere-se aos conceitos teóricos e às experiências presentes na literatura.

2.2. GÁS NATURAL

2.2.1. DEFINIÇÃO

As principais definições encontradas nas literaturas sobre gás natural são:

- É a parte do petróleo existente na fase gasosa ou em solução no óleo, nas condições de reservatório, e que permanece no estado gasoso nas condições atmosféricas de pressão e temperatura.

- É a misturas de hidrocarbonetos na fase gasosa ou em solução, nas condições de reservatório, e que permanece no estado gasoso nas condições atmosféricas de pressão e temperatura.

Já legislação brasileira o define o gás natural como “todo hidrocarboneto que permaneça em estado gasoso nas condições atmosféricas normais, extraído diretamente a partir de reservatórios petrolíferos ou gasíferos, incluindo gases úmidos, secos, residuais e gases raros” (BRASIL, 1997).

Em relação à composição química, o gás natural é composto na sua maior parte de metano (CH_4), possuindo menores porcentagens de etano (C_2H_6) e quantidades menores de hidrocarbonetos mais pesados como gás liquefeito de petróleo (GLP), propano (C_3H_8) e butano (C_4H_{10}), além de hidrocarbonetos com mais de cinco átomos de carbono.

Os principais componentes do gás natural estão apresentados na Tab. (2.6). A composição qualitativa e quantitativa do gás depende dos fatores envolvidos no processo de produção, coleta, condicionamento e escoamento.

Tabela 2. 1 - Valores Médios dos Elementos Constituintes do Gás Natural

Elemento	% Molar
Metano	82,54
Etano	10,36
Propano	2,96
Nitrogênio	1,42
Iso-Butano	0,75
N-Butano	0,76
Dióxido de Carbono	0,49
Iso-Pentano	0,26
N-Pentano	0,27
Hexanos e superiores	0,19
Hélio	Traços
Argônio	Traços
H ₂ S	2000 ppm
RSH	2000 ppm

(Fonte: PROCEL/2006)

A composição do gás natural referente ao estado da Paraíba esta mostrada na tabela 2.2

Tabela 2. 2 - Composição do gás natural da PBGÁS

Elemento	%Vol
Metano	90,09
Etano	6,84
Dióxido de Carbono	1,56
Nitrogênio	1,35
Propano	0,16

(Fonte: PBGÁS/2013)

As características do gás natural são três: inodoro; incolor e inflamável. No processo de distribuição ao consumidor final, por medida de segurança, é obrigatória a adição de compostos à base de enxofre, em concentrações necessárias à caracterização de um cheiro marcante, porém sem características corrosivas. O processo é conhecido como odorização. A Tabela. 3 apresenta as propriedades do gás natural.

Tabela 2. 3 - Propriedades dos Valores Médios do Gás Natural

Propriedades	
Pode calorífico superior	9100 kcal/m ³
Densidade relativa ao ar	0,614
Massa especifica	0,737 kg/m ³

(Fonte: PBGÁS/2013)

O gás natural utiliza quatro tipos de insumo que podem funcionar como alimentação direta no uso da combustão e geração de potência. Esses quatro tipos de insumo indicam que ele é:

- Utilizado como combustível para o atendimento térmico direto aos segmentos residencial, comercial e industrial; para geração de potência de acionamento em termelétricas e em processos industriais; bem como carburante para o transporte;

- O gás natural é usado como redutor siderúrgico no processamento de minérios;
- Utilizado como matéria-prima básica de processos de produção de combustíveis sintéticos como gasolina, nafta, querosene, gasóleo, óleos lubrificantes, óleo Diesel, parafina, dentre outros;
- Identificado pela produção de gasoquímicos, base da indústria moderna, em que os investimentos são elevados e o insumo gás natural bastante valorizado, ou seja, os gasoquímicos são determinados pela produção de petroquímicos a partir do gás natural e diferenciado da produção tradicional, na qual são identificados derivados do petróleo através do insumo básico, além de oferecer inúmeras vantagens, em particular a redução expressiva de impactos ambientais.

Os produtos são os mesmos, eteno, propeno, buteno, polímeros (polietileno e polipropileno), matéria prima na fabricação de fibras sintéticas, borrachas sintéticas, plásticos, revestimentos, química automotiva, produtos nitrogenados, detergentes e outros.

2.2.2. A HISTÓRIA DO GÁS NATURAL NO MUNDO

Durante muito tempo, a utilização do gás natural foi evitada na produção do petróleo, por medida de segurança. Apesar de pouco utilizado, só no início da década de 1920, o gás natural passou a ser mais aproveitado, em especial nos Estados Unidos, quando foram feitas novas descobertas, auxiliados ao uso de materiais de maior tecnologia à exploração e ao transporte. Mais tarde, a ex-União Soviética e a Europa Ocidental também colaboraram para a utilização do gás, a partir de outras pesquisas e descobertas.

À medida que houve a possibilidade de transportar grandes volumes de gás natural e reservas maiores era encontrada, a exploração foi se generalizando pelo mundo, confirmando os benefícios do produto.

O gás natural no cenário energético tem sido o melhor tipo, do ponto de vista ambiental, de geração de eletricidade através de combustíveis fósseis. A estrutura molecular dos hidrocarbonetos predominantes no gás natural acarreta um alto poder calorífico e com menor formação de óxido de carbono e enxofre do que qualquer outro fóssil.

2.2.3. A HISTÓRIA DO GÁS NATURAL NA AMÉRICA DO SUL

Na década de 1990, os países da América do Sul sofreram importantes mudanças nas políticas energéticas, sendo observadas tanto nas reformas legislativas, como nos regimes de exploração e produção de hidrocarbonetos (PALOMINO, 2004).

A indústria do gás natural entrou num expressivo crescimento. Reformas de privatizações, quebra de monopólio e marcos regulatório na década passada fizeram com que houvesse o incremento no fornecimento, demanda e comércio. Estas condições trouxeram como consequência a construção de alguns gasodutos de interconexão energética.

2.2.4. A HISTÓRIA DO GÁS NATURAL NO BRASIL

A utilização do gás natural teve início na década de 40, quando foram descobertos óleo e gás na Bahia. A partir da mesma época, a distribuição já era observada no Recôncavo Baiano, servindo como combustível às diversas indústrias.

A Petrobras, empresa brasileira de petróleo, por mais de quatro décadas, exerceu o monopólio das diferentes atividades da cadeia, sendo verticalmente integrada. No entanto, a gestão estatal em setores relacionados à infraestrutura levou a questionamento um processo de reforma institucional não só do segmento petrolífero, como também nos segmentos de telecomunicação, energia e outros.

No que diz respeito ao segmento petrolífero, a reforma se pautou na eliminação das barreiras institucionais à entrada, por meio da quebra do monopólio estatal das atividades de produção, refino, comércio internacional e transporte (ANP, 2002).

Entre os anos de 1998 e 2000, houve uma mudança na matriz energética brasileira, que passa a ter efeitos duradouros na economia do país.

SANTOS *et al* (2002) preconizam que o gás natural como energético 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 seis produtos contaminadores, tais como óxido de enxofre, partículas sólidas e outros produtos tóxicos como monóxido de carbono, por exemplo, presentes na emissão de oxidantes da queima de outros energéticos derivados do petróleo.

2.2.5. MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA A GÁS NATURAL

O motor de combustão interna a gás natural já vem sendo utilizado largamente nos setores de fabricação industrial automobilística, por exemplo, substituindo com vantagens os motores de combustão interna de ciclo Otto alimentado à gasolina (JÚNIOR, 2006).

As melhorias tecnológicas desenvolveram-se em vários segmentos nos MCI, desde redução do atrito dos anéis, como sistema de injeção constituído de bicom bustíveis com alimentação do Diesel para pré-ignição e mudança na geometria da cabeça do pistão.

Os fabricantes de MCI atualmente têm sua linha de fabricação condizendo com os dados necessários para o aprimoramento da adaptação dos motores de combustão interna de ciclo Otto a gasolina, utilizado em veículos rodoviários de pequeno e médio porte para motores estacionários a gás natural, até a adaptação de motores maiores (de ciclo Diesel), também transformados em motores estacionários a gás.

2.3. COGERAÇÃO

Segundo WALTER (1994), a cogeração é a geração tanto de calor como trabalho (energia mecânica / elétrica), termo utilizado desde meados dos anos 70, já a resolução ANEEL N° 235, de 14 de novembro de 2006, a cogeração é definida como processo de produção combinada de calor e energia mecânica que é convertida total ou parcialmente em energia elétrica, a partir da energia disponibilizada por uma fonte primária.

Desde o início do século passado, meados dos anos 80, a cogeração teve sua difusão nos Estados Unidos da América (EUA), quando a queda no preço do gás natural permitiu a utilização de novos sistemas de geração de energia. Na realidade, o sistema de cogeração é um dos fatores responsável pela desaceleração da construção de plantas de energia nuclear e hidráulica.

Nas plantas de cogeração, as energias (calor e trabalho) são produzidas a partir da queima de um combustível, com o reaproveitamento de parte do calor rejeitado, independente do ciclo termodinâmico empregado. Com isso tratamos de um processo de geração de energia mais eficiente do que simplesmente a geração de energia elétrica, pois a partir da cogeração ocorrem dois produtos. Em consequência imediata da maior eficiência,

tem-se a menor emissão de poluentes, desde que seja utilizado o mesmo combustível. É uma tecnologia conhecida e empregada desde o início do século 20, mas que foi deixada de lado com o passar dos anos, e a partir da década de 80 foi ganhando espaço no setor energético devido às tendências de desregulamentação do setor elétrico em alguns países e à adoção de políticas de racionalização do uso da energia.

Nos últimos anos sistemas de cogeração, passaram a se destacar também pela minimização dos impactos ambientais, com redução das emissões de CO₂ (o sistema consome menos combustível, quando comparado com os sistemas convencionais) e pela maior gama de combustíveis renováveis que podem ser empregados, como, por exemplo, a biomassa. Devido à dependência econômica privada do setor elétrico, a cogeração se apresenta como uma opção interessante na oferta de energia elétrica, permitindo a geração descentralizada, com unidades menores, mais flexíveis, próximas aos centros de consumo, além de serem sistemas mais eficientes e menos poluentes.

A implantação da cogeração necessita de um determinado nível de conhecimento sobre sistemas de geração de energia que utilizam combustíveis fósseis e produzem vapor baseado na queima dos mesmos. Um dos fatores que tornam as turbinas ineficientes é a pressão em que o vapor vai ser utilizado, associado a isso, também existem as perdas e irreversibilidades decorrentes do processo de combustão, que cerca de 30% da energia do combustível é convertido para a geração de energia elétrica.

A cogeração ocorre através da utilização do excesso de calor, recuperando-o, geralmente, na forma de vapor descarregado nas turbinas geradoras. Este vapor pode ser utilizado em uma infinidade aplicações e substitui, de forma vantajosa, a combustão de derivados do petróleo, com todas suas implicações ambientais. Da mesma forma, existem diversas tecnologias para utilização do vapor exaurido em seus decrescentes níveis de pressão e temperatura, que são conhecidos como "sistemas de ciclo combinado" conforme a figura x. Estes que produzem cerca de 30% de energia e 70% de calor são mais eficientes que os sistemas tradicionais e menos eficientes que a cogeração.

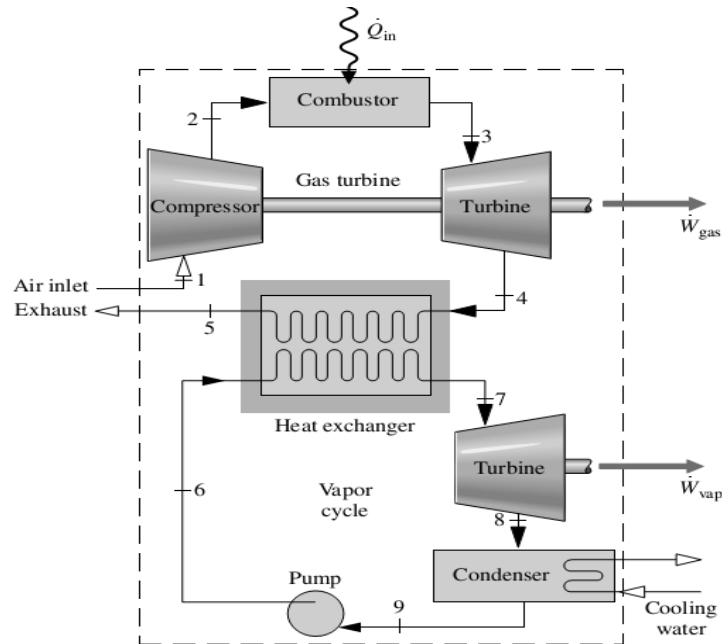


Figura 2. 1 - Ciclo Combinado

(Fonte: Morran Shapiro)

As tecnologias de cogeração geralmente são classificadas em dois tipos, de acordo com a ordem relativa de geração de potência e calor: os ciclos *topping* (Figura 2.2) e os ciclos *bottoming* (Figura 2.3). Em um sistema de ciclo típico *topping*, o combustível é queimado numa turbina a gás ou motor alternativo para gerar eletricidade. A energia normalmente rejeitada pelos gases de escape é recuperada e fornecida geralmente sob a forma de vapor para processos industriais, água quente, ou para aquecimento, arrefecimento e desumidificação. Essa é a configuração mais comum dos processos de cogeração.

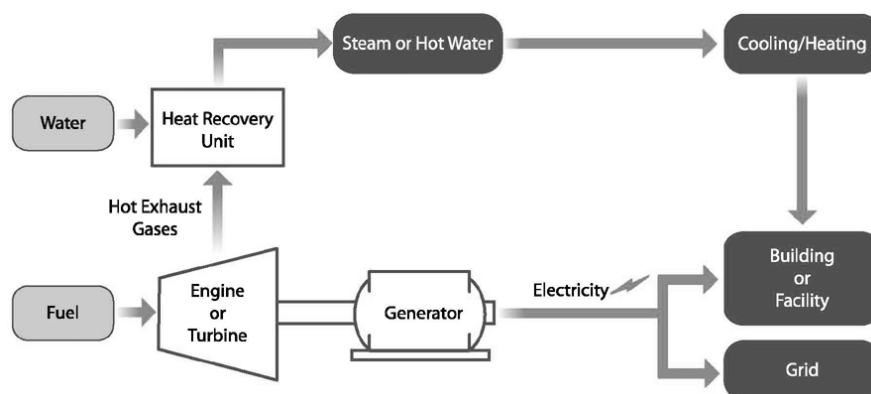


Figura 2. 2 - Ciclo Topping

Em um sistema de ciclo de *bottoming*, também designado por "recuperação de calor", o combustível é queimado para fornecer energia térmica de uma caldeira de forno, ou outro processo industrial e o calor rejeitado a partir do processo é, então, utilizada para a produção de eletricidade.

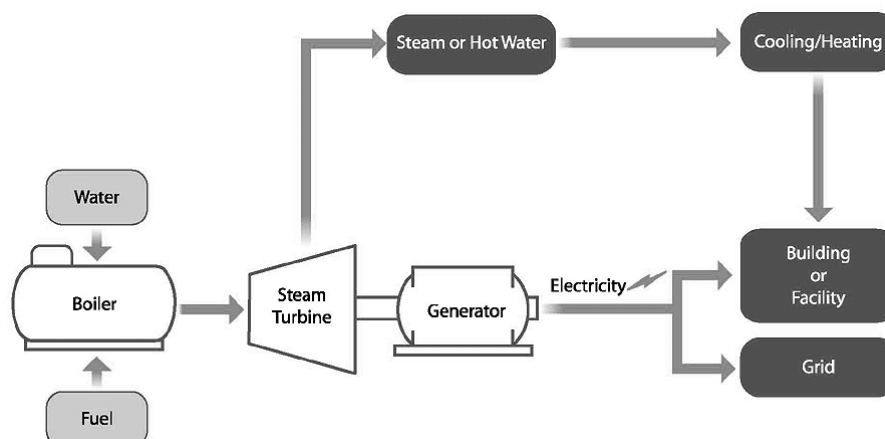


Figura 2. 3 - Ciclo Bottoming

A figura 4 representa a racionalidade da cogeração em se aproveitar toda a faixa da temperatura disponibilizada pelo combustível, para a produção sequencial de eletricidade e calor útil. A utilização de calor nas indústrias, de acordo com CARVALHO *et al.* (2004) é habitual na faixa entre 120 e 200°C, temperatura típica para os processos de secagem, cozimento, evaporação, etc.; já a geração de energia elétrica trabalha em níveis mais elevados de temperatura, entre 400 e 950°C.

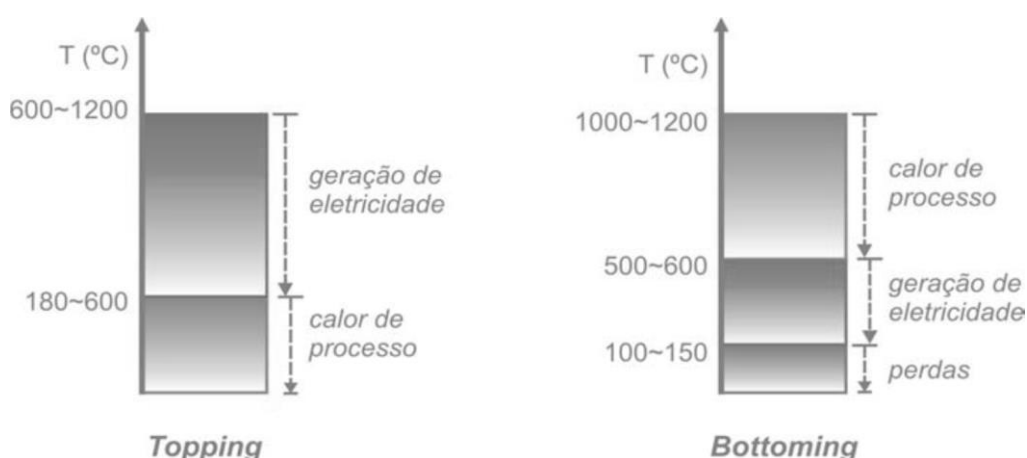


Figura 2. 4 - Faixa de temperatura para os sistemas em topping e em bottoming

(Fonte: COGEN Europe,2001)

Segundo BALESTIERI (2002), a cogeração se destaca entre as varias formas de geração, essa característica está no fato de:

- Elevar a eficiência conjunta da conversão da energia química dos combustíveis em energia útil para o patamar da ordem de 85%, dos quais 35% consistem em energia elétrica e 50% em térmica, dependendo do ciclo adotado;
- Ser tecnologia “ecológica”, não apenas por reduzir a cadência com que a humanidade vem exaurindo as fontes energéticas não renováveis, mas também pelo fato de apresentar menores índices de emissão de poluentes;
- Garantir a empresa ou unidade que a pratica maior confiabilidade na geração de seus insumos energéticos, especialmente naqueles setores que contam com processos, aos quais não se podem permitir falhas no fornecimento de energia (sistemas prioritários);
- Ser uma prática cuja tecnologia pode ser facilmente dominada pelo quadro técnico da empresa;
- Constituir nova fonte de geração de renda para a empresa, desde que se encontre interligada ao sistema da concessionária local e que as tarifas de compra e venda de energia se encontrem em patamar adequado que remunerem o capital empatado.

2.3.1. HISTÓRICO DA COGERAÇÃO

Pesquisas históricas mostram que os primeiros passos de sistemas de cogeração estavam presentes nos sistemas de elevação, conhecidos como “*smokejacks*” que utilizavam gases quentes para geração combinada de calor e potencia.

Este projeto foi desenvolvido por Leonardo da Vinci, que desenvolveu um protótipo em meados de 1480, cujo dispositivo consistia basicamente de moinhos de ventos instalados dentro de chaminés e movidos pela ascensão dos gases quentes do fogo. O movimento rotatório era usado desde cerimônias religiosas no Tibet até movimentação de tornos mecânicos. A quantidade de movimento dependia da velocidade e massa do fluxo de ar quente. Este dispositivo foi introduzido na Europa com a captura de escravos tártaros. Em 1832, a “*smokejacks*” fora utilizada com o objetivo de mover uma bomba para circular água através de tubulações para aquecimento ou refrigeração do ar em edifícios.

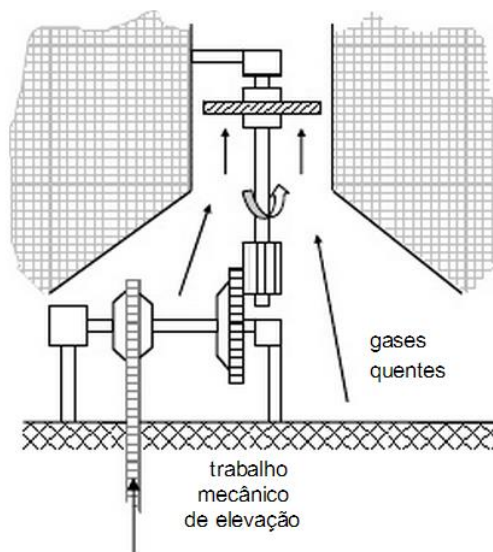


Figura 2. 5 - Sistema Smokejack

No final do século XIX, a “Smokejack” evoluiu para a sua forma mais moderna. As turbinas a gás são provenientes das antigas turbinas de ar quente. Uma aplicação ou variação da cogeração era a utilização do ar comprimido para a distribuição de potência em áreas urbanas na primeira metade do século XIX. Mesmo as “Smokejack” tendo sua uma ampla gama de aplicações naquele período, mas ainda assim produzia uma baixa potência e a revolução industrial exigia avanços mais significativos na geração de potência. Durante muito tempo, a água e o vento eram as fontes de energia mais utilizadas, mas, suas limitações geográficas e sazonais permitiam o aproveitamento de geração de potência com o vapor.

O filósofo Heron de Alexandria idealizou um motor rotatório conhecido como motor de Heron (aeolipila figura 2.6) cujo aquecimento produzia um jato de vapor e este poderia ser utilizado em diversas aplicações. A utilização do vapor para movimentar uma “smokejak” incrementava sua capacidade de geração de potência e este dispositivo passava-se a chamar “steamjack”.



Figura 2. 6 - Motor de Heron

Em meados de 1784, o cervejeiro Sutton Thomas Wood realizou o primeiro registro de patente de um sistema de cogeração, que acionava um motor a vapor a partir do rejeito térmico do vapor de processo.

Priorizando a segurança nos motores a vapor, Watt relatava que os motores deveriam operar com vapor de baixa pressão, mas assim que as suas patentes expiraram, outros inventores como Richard Trevithick (Inglaterra) e Oliver Evans (Filadélfia) projetaram e construíram motores a alta pressão, apresentando assim uma maior eficiência que os seus antecessores.

Por volta de 1812, Evans na sua de fios em Connecticut, utilizava vapor de processo para o aquecimento de salas durante o inverno.

Em 1824, um dos mais importantes pesquisadores na área, defendia “Reflexões sobre a potência motriz do fogo”, um dos principais trabalhos na área da cogeração. Carnot afirmava que a eficiência de motores térmicos era uma função da diferença de temperatura dos reservatórios térmicos em que este operava.

Com o crescimento de varias indústrias, o aumento do lucro fez com que os empresários se preocupassem com os fatores que influenciasse nos custos de seus negócios. Muitas empresas (as fábricas de algodão, por exemplo) necessitavam cada vez mais potência e se localizavam onde a geração hidráulica era possível.

Por volta de 1840, ocorreu uma discussão sobre os custos de geração de vapor em comparação a geração de potencia hidráulica, foi constatada que a potencia gerada a partir do vapor apresentava um custo de produção menor quando se recuperava a energia térmica para o aquecimento de ambientes, além de apresentar uma alta confiabilidade. Foram realizados vários debates até o final do século, mas essa temática necessitava de estudos

mais aprofundados na termodinâmica e na economia relacionada com os processos produtivos envolvidos.

Segundo SANTOS (2005), a produção combinada de potência e calor pode ser compreendida de varias em concepções de projeto. Uma delas consiste no principio de funcionamento de centrais termoeletricas, nas quais o calor, rejeitado na operação do ciclo termodinâmico de produção de potência, é recuperado e aproveitado na forma de fluxo de calor. Esta concepção remete ao conceito de calor distrital (*districtal heating*) que é o fornecimento de calor para instalações vizinhas, muito comuns em polos indústrias. A segunda concepção de produção combinada refere-se ao atendimento parcial ou total das necessidades da instalação pela produção de potência, existindo a possibilidade de venda do excedente para a concessionária local. Por outro lado, o fluxo térmico é usado na forma de calor de processo. Esta visão se torna mais viável em casos que a demanda térmica seja significativa e em plantas onde existam subprodutos que possam ser utilizados como combustível. As indústrias sulco-alcooeiras servem como um típico exemplo.

Como já citado anteriormente, a cogeração pode ser classificada como “*bottiming*” e “*topping*”, quando se utiliza equipamentos motores (turbina a vapor, a gás e combinações com motores de combustão de interna) os ciclos do tipo “*topping*” se tornam mais viável.

A aplicação de motores de combustão interna em plantas de cogeração apresenta não só um elevado rendimento além de uma ampla faixa de potencia disponível no mercado geralmente entre 10KW até 30MW. Entretanto existem também algumas restrições para a recuperação de calor em níveis de temperatura mais baixos, a quantidade de calor que realmente pode ser reaproveitada depende de fatores como tipo de motor, tamanho e também regime de operação.

Como por exemplo, o reaproveitamento de calor em turbo compressores do óleo lubrificante e do fluido de refrigeração, que geralmente atingem cerca de 70° C, aplicada ao uso domestica no aquecimento de água. Já os gases de escapamento que atingem elevadas temperaturas (acima de 400°C) é uma importante fonte de calor em um motor de combustão interna, Neste caso, o potencial calorífero existente na água de refrigeração do motor - principal fonte de calor - pode ser recuperada.

Segundo SANTOS (2005), a escolha por qual equipamento (motor, turbina ou qualquer outra tecnologia) dependerá de vários parâmetros, tais como:

- Relação de demanda térmica, trabalho e/ou eletricidade;

- Preço do combustível;
- Preço da tarifa de energia elétrica;
- Característica da curva de demanda térmica e elétrica do empreendimento;
- Disponibilidade de combustível;
- Entre outros.

A tabela 2.4 demonstra alguns fatores para a escolha da tecnologia de cogeração.

Tabela 2. 4 - Relações entre Tecnologias existentes e alguns parâmetros

Parâmetro	Tecnologia				
	Motor a Diesel	Motor a Gás	Turbina a Vapor	Turbina a Gás	Microturbina
Eficiência (PCI)	30 - 50%	24 - 45%	30 - 42%	24 - 40% ^g 40 - 60% ^h	20 - 30%
Potência (MW)	0,05 - 5	0,05 - 5	Qualquer	3 - 200	0,025 - 0,25
Área (m ² /KW)	0,0204	0,0204 0,0288<	0,009 ^e	0,0019 - 0,0567	0,0139 - 0,1394
Custo de Instalação ^b (US\$/kWh)	800-1500	800-1500	800-1000 ⁱ	700-900	500-1300
Custo de O&M (US\$/kWh)	0,005 - 0,008	0,007 - 0,015	0,004	0,002 - 0,008	0,002 - 0,01
Disponibilidade (%)	90 - 95%	92 - 97%	100%	90 - 98%	90 - 98%
Período entre Revisão (h)	25000 - 30000	24000 - 60000	>50000	30000 - 50000	5000 - 40000
Tempo de Partida	10s	10s	1h - 1dia	10min - 1h	60s
Pressão do Combustível (kPa)	<34,5	6,9 - 310	-	828 - 3447 ^d	276 - 690 ^d
Combustíveis	Diesel e Óleos Residuais Gás	Gás Natural, Biogás e Propano Todos	-	Gás natural, Biogás, Propano e Óleo Destilado Gás	Gás Natural, Biogás, Propano e Óleo Destilado
Ruído	Moderado a Alto ^e	Moderado a Alto ^e	Moderado a Alto ^e	Moderado ^f	Moderado ^f
Emissões de NOx (g/kWh)	1,368 - 14,968	0,998 - 12,7	0,816	0,136 - 1,814	0,181 - 0,998

Usos de Calor Recuperado	0,996	0,293 - 1,465	-	0,996 - 3,516	1,172 -4,395
Faixa de Temperatura do Calor útil (°C)	82 - 482	150 - 260	-	260 - 593	205 - 345

a – eficiência da máquina térmica; b – Sistemas de cogeração básico, ou seja, a máquina térmica instalada com o recuperador de calor; c – Só turbina sem o ciclo de geração de vapor; d – Pode exigir compressor de gás; e – Requer enclausuramento da área; f – Enclausuramento agregado ao equipamento; g – Ciclo Simples; h – Ciclo combinado; i – Sem caldeira de geração de vapor.

(Fonte: Santana 2003)

Segundo SANTANA (2003), a utilização do gás natural em motores de ignição por centelha é adequada devido ao seu índice de octana, podendo ser usado com maiores taxas de compressão que a gasolina, podendo essa taxa chegar a 15:1.

Conforme ROSA (2003), podemos observar que de um balanço de energia em uma central de cogeração que utiliza motores a gás natural conforme figura 2.7, a partir da queima do gás natural (100%), 40% é convertido em energia mecânica, 31% da energia em gás de escape, 22% arrefecimento e 5% em outras perdas, e o não aproveitamento desse potencial implicará no aumento dos custos de produção.

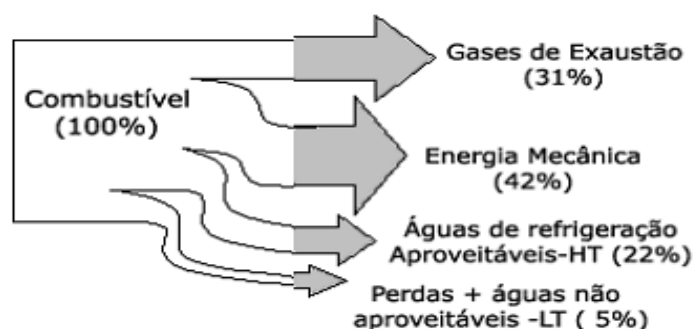


Figura 2. 7 - Balanço típico de unidade de cogeração com motor a gás natural

(Fonte: SANTOS 2005)

A recuperação de calor na cogeração através de motores de combustão pode ser feita de diversas formas, a configuração a ser utilizada vai depender do investimento e de fatores técnicos presente na instalação a ser utilizada. A seguir podemos ver na figura 2.8, uma configuração o rejeito térmico de um motor de combustão interna pré-aquece a água, antes da região de gases de escape, obtendo vapor para ser fornecido para o sistema de absorção.

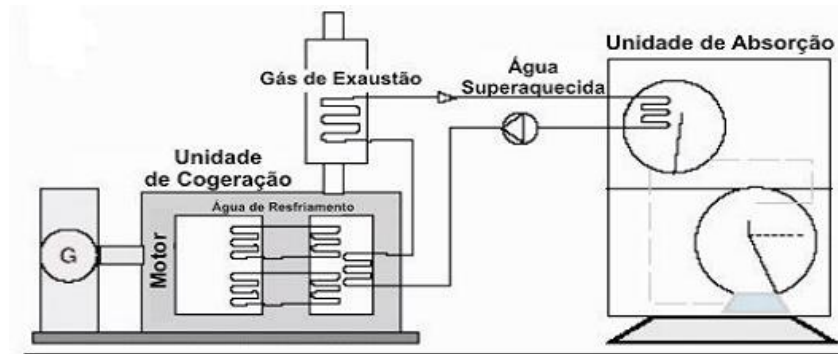


Figura 2. 8 - Aproveitamento de calor para sistema de absorção

(Fonte: SANTOS 2005)

Esse reaproveitamento dos gases de exaustão para sistemas de refrigeração por absorção diminui o consumo de energia elétrica para o sistema de condicionamento de ar, o que pode viabilizar, por exemplo, um projeto para o setor terciário.

A figura 2.9 ilustra uma configuração na qual a energia térmica é aproveitada do motor de combustão interna em dois níveis distintos. O primeiro nível refere-se ao vapor produzido numa caldeira de recuperação através dos gases de exaustão. O segundo consiste de água superaquecida, obtida no sistema de arrefecimento do motor, podendo assim comportar dois sistemas de refrigeração por absorção.

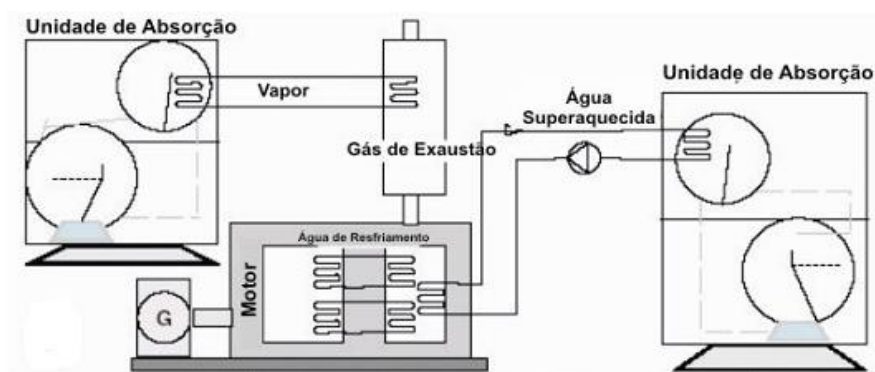


Figura 2. 9 - Aproveitamento de calor do motor de combustão interna

(Fonte: SANTOS 2005)

2.4. SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

2.4.1. POR COMPRESSÃO A VAPOR

Atualmente a maioria dos sistemas de refrigeração se baseia nos ciclos de compressão a vapor, os quais são divididos em principalmente em: ciclos de compressão e por absorção.

Nos ciclo de refrigeração a vapor, o fluido refrigerante a alta pressão é condensado, já no estado líquido, sofre um estrangulamento para um determinado nível de pressão e temperatura, passando por um evaporador, onde ele volta à fase gasosa, evaporando ao longo do dispositivo que recebe calor do ambiente a ser refrigerado.

Tanto nos ciclos de compressão como os por absorção, os processos de condensação, evaporação e expansão são semelhantes, mas a forma com que o fluido sofre o aumento de pressão é o que diferencia um ciclo do outro, conforme a figura 10. Em ciclo de compressão utiliza-se um compressor para o aumento de pressão do evaporador até o condensador, enquanto que, nos ciclos por absorção utiliza-se um grupo de dispositivos (bomba, gerador de vapor e absorvedor).

O sistema de refrigeração por compressão de vapor apresenta um elevado consumo de trabalho devido o fluido refrigerante estar na fase gasosa e apresentar uma grande variação no seu volume específico¹. Já nos ciclos o consumo de energia no processo de aumento de pressão do fluido refrigerante é menor porque ao invés de se trabalhar com vapor, se utiliza o fluido no estado líquido consequentemente a energia utilizada será menor, pois o variação de volume específico é menor quando comparada com a da fase de vapor.

¹ Volume específico é definido como a razão entre seu volume e sua massa.

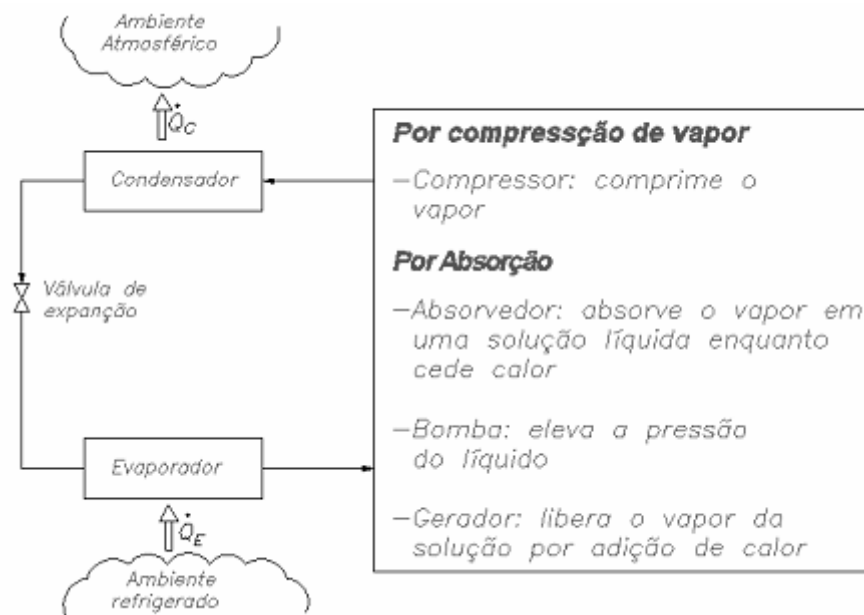


Figura 2. 10 - Diferenças entre os sistemas compressão e absorção

(Fonte: SILVA 2009)

O menor custo dos sistemas de compressão a vapor pode justificar a não aplicação dos sistemas de absorção, mas o mesmo pode ser economicamente atrativo quando se tem disponível rejeito térmico a alta temperatura que estão sendo descartado na atmosfera, ou seja, se tem uma fonte de energia a um custo baixíssimo.

2.4.2. POR ABSORÇÃO

Diferente dos sistemas de refrigeração por compressão mecânica que para produzir arrefecimento utilizam trabalho mecânico produzido por um motor elétrico, os sistemas de refrigeração por absorção utilizam calor como fonte de energia. Esse tipo de refrigeração se deve a uma característica particular de alguns fluidos refrigerantes, que além de ter afinidade química, também ter a capacidade de absorver outros fluidos.

O vapor refrigerante é absorvido pela solução absorvente líquida formando uma solução líquida rica em refrigerante. A solução rica em refrigerante pode ter sua pressão elevada por uma bomba com um baixo consumo de trabalho por causa do baixo volume específico dos líquidos. Posteriormente, o vapor refrigerante é separado do absorvente por meio de um processo de fornecimento de energia sob a forma de calor.

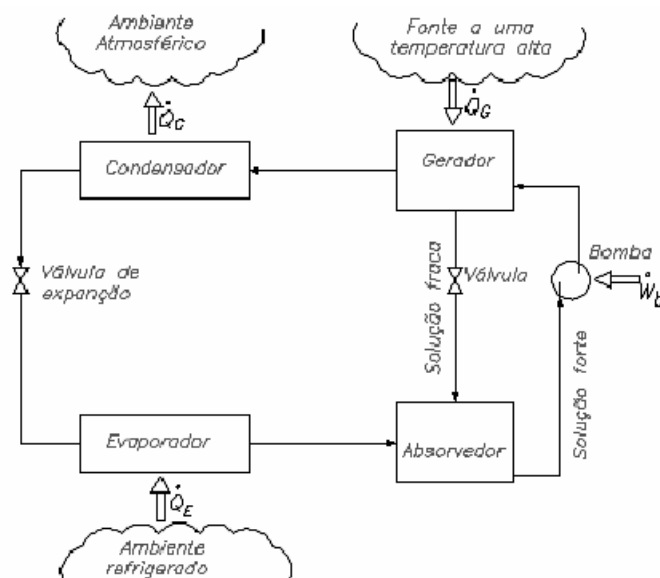


Figura 2. 11 - Ciclo Simples de Absorção

(Fonte: SILVA 2009)

Nos ciclos de absorção os principais pares de solução são os pares água-amônia ($\text{H}_2\text{O}/\text{NH}_3$) e o água-brometo de lítio ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$). No par $\text{H}_2\text{O}/\text{NH}_3$, a água é o absorvente e a amônia é o refrigerante. Já no par $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$, a água é o refrigerante e a solução de brometo de lítio é o absorvente.

Esses sistemas são classificados quanto ao número de efeitos, como simples, duplo ou triplo efeito (os sistemas de duplo e triplo efeito ainda são subdivididos devido ao fluxo da solução, podendo ser em paralelo e em série). O número de efeitos de um sistema de refrigeração por absorção está relacionado à quantidade de vezes em que se produz vapor a partir da solução com o uso de uma única fonte primária de energia, desta forma, aumentando a vazão de refrigerante, o efeito frigorífico e por fim, proporcionando o aumento no coeficiente de desempenho da unidade. É importante frisar que cada um desses sistemas, o sistema trabalha com diferentes níveis de pressão, onde o sistema de simples efeito trabalha com dois níveis de pressão, o de duplo efeito com três níveis de pressão e o triplo com quatro níveis de pressão.

Nos sistemas em série, o fluido de trabalho é bombeado diretamente do absorvedor para o gerador de vapor de alta pressão. No caso do sistema em paralelo, o fluido de trabalho é bombeado simultaneamente para todos os geradores de vapor no sistema. A seguir encontram-se os esquemas simplificados dos ciclos de duplo efeito (em série e em paralelo) e de triplo efeito (em série e em paralelo).

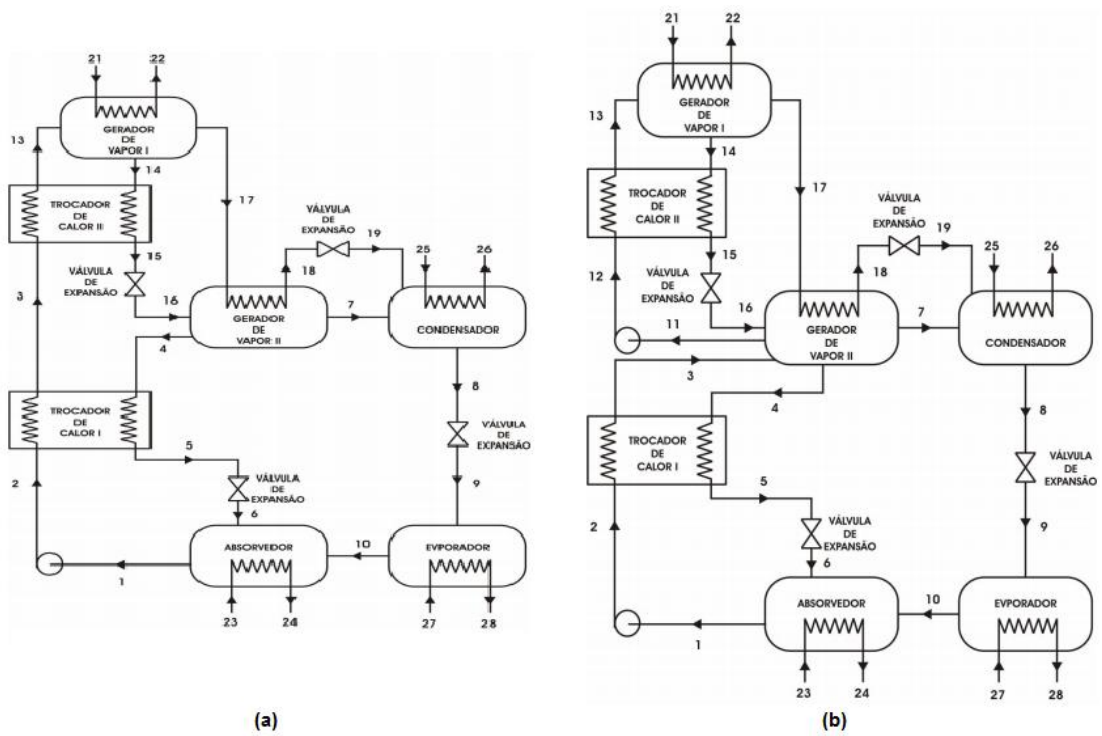


Figura 2. 12 - Sistema Duplo Efeito Serie (a) e Paralelo (b)

Adaptado de CORDEIRO (2012)

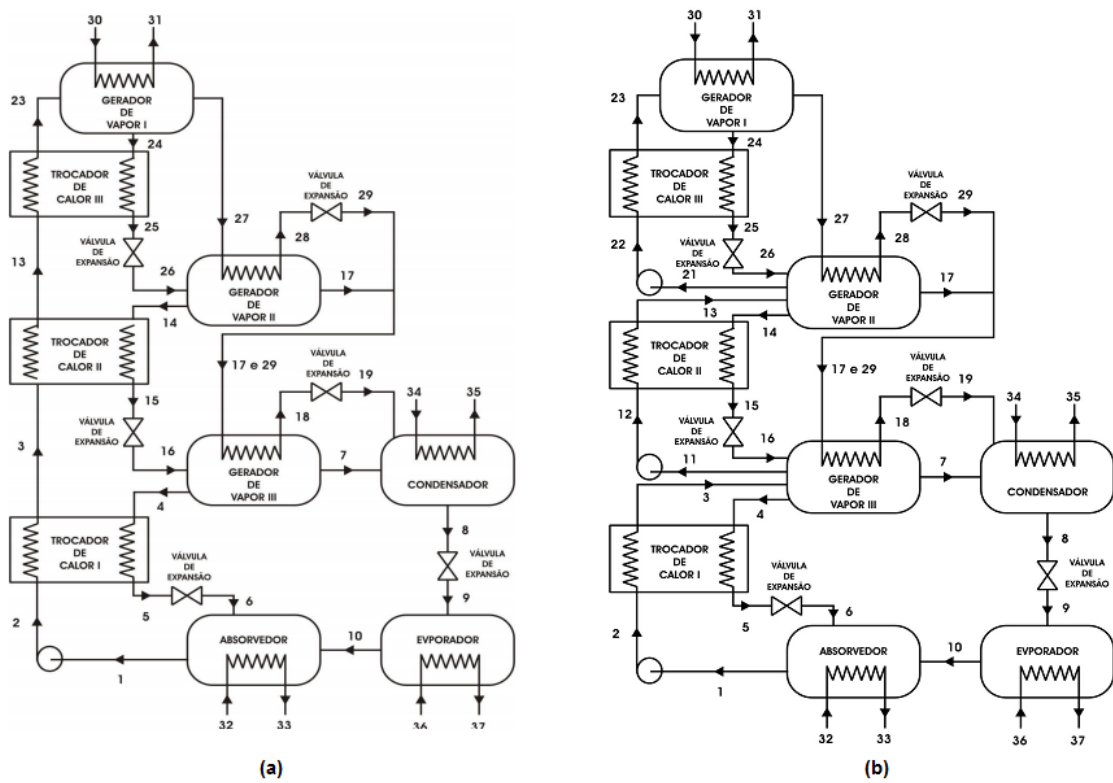


Figura 2. 13 - Sistema Triplo Efeito Serie (a) e Paralelo (b)

Adaptado de CORDEIRO (2012)

2.4.3. VANTAGENS E DESVANTAGENS

Uma das principais vantagens do sistema de refrigeração por absorção é o fato de ele operar com calor como fonte de energia, e desta maneira poder ser aproveitado em plantas de cogeração fazendo uso de rejeitos térmicos. Outras vantagens que podem ser apontadas, entre elas algumas propostas por DORGAN *et al.* (1995):

- Máquinas de absorção são termicamente ativadas e, por essa razão, alta energia de entrada (eixo) não é exigida. Neste sentido, onde a eletricidade é cara ou indisponível, ou onde se há gás, resíduos, fontes de calor geotérmicas e solar disponíveis, máquinas de absorção podem fornecer arrefecimento com confiança e tranquilidade, reduzindo os custos operacionais e evitando picos elétricos devido a mudanças de demanda;
- Uma das principais vantagens no ciclo de absorção está no custo do bombeamento de um líquido em lugar de vapor, desde a região de pressão baixa até a de pressão alta, em que o trabalho realizado é consideravelmente menor.
 - Longo tempo de vida útil (entre 20 a 25 anos);
 - Funcionamento silencioso e livre de vibração;
 - Enquanto um sistema convencional elétrico tem uma perda de 65% a 75% de energia para a produção de frio, em contraste a isso, apenas cerca de 5% a 10% da fonte de combustível é perdida com um sistema de absorção movido a gás;
 - Alta confiabilidade;
 - Calor recuperado pode ser utilizado como insumo energético (em substituição ao trabalho mecânico) em ciclos de refrigeração por absorção;
 - Trabalha com carga variável de forma fácil e eficiente;
 - Baixo custo de manutenção;
 - Perdas de energia devido a operações de parada e retorno de funcionamento são praticamente nulas;
- Não necessita o uso de refrigerantes CFC's e HCFC's, fazendo com que máquinas de absorção não causem dano à camada de ozônio e tenham menor impacto no aquecimento global;

- Os custos dos combustíveis são substancialmente menores que os de energia elétrica, sendo na média, 12 a 20% do custo da energia elétrica. Como desvantagens desse sistema, pode-se citar:

- Baixo coeficiente de desempenho (COP), principalmente em sistemas de simples efeito, faz com que o sistema não seja competitivo quando comparado com o ciclo de refrigeração por compressão de vapor, o que implica em maiores custos operacionais em sistemas de queima direta. Mesmo os sistemas de duplo efeito são pouco rentáveis em algumas aplicações;

- Ação corrosiva do brometo de lítio (em sistemas com par água – brometo de lítio), necessitando assim de aditivos inibidores da corrosão (SRIKHIRIN et al., 2001, DORGAN et al., 1995);

- Segundo KISTLER (1997) sistemas de absorção são maiores e mais pesados se comparados aos de compressão de vapor, ele diz ainda que as máquinas de absorção necessitam de torres de resfriamento com capacidade 30% maior que uma de compressão de mesma capacidade;

- Como a água atua como refrigerante em sistemas de H₂O–LiBr, não se pode obter temperaturas menores que 0°C devido à água sofrer congelamento nessa temperatura. Para temperaturas abaixo desta, deve-se utilizar o sistema amônia-água;

- O sistema água–brometo de lítio opera com pressões abaixo da atmosférica, resultando em infiltrações inevitáveis de ar no sistema, que precisa ser purgado periodicamente. (DORGAN *et al*, 1995);

- O sistema água-amônia tem a desvantagem de requerer componentes extras;

- Amônia altamente tóxica e inflamável.

2.4.4. FLUIDO DE TRABALHO

Na refrigeração por absorção se faz necessário o uso de uma solução como fluido refrigerante, um como fluido que realmente retira o calor no ambiente, promovendo o efeito frigorífico e o fluido absorvente que absorve o vapor de refrigerante a baixa temperatura para que ele possa ser bombeado até o gerador de vapor.

Para que um fluido possa ser utilizado como refrigerante, ele deve apresentar características que permitam o seu uso em sistema de refrigeração por absorção, como:

- Afinidade química entre o absorvente e o refrigerante para um melhor processo de absorção;
- Ser não tóxicas e não inflamáveis, para evitar possíveis acidentes;
- Possuir alguma característica que permita sua detecção em caso de vazamento, como por exemplo, odor característico;
- Não reagir com os materiais utilizados no equipamento, evitando assim a corrosão do mesmo;
- Possuir um alto calor latente de vaporização, diminuindo a quantidade de refrigerante utilizando e minimizando o porte do equipamento;
- O refrigerante deverá ter pressão de evaporação maior que a da atmosfera para evitar entrada de ar em caso de vazamento;
- As substâncias devem existir em abundância, com facilidade de aquisição e baixo preço para seu emprego comercial;
- Ausência de fase sólida - O par de refrigerante - absorvente não deve formar uma fase sólida durante a faixa de mistura e temperatura a que será submetido. A formação de sólidos podem interromper o fluxo e causar problemas ao equipamento.
- O refrigerante deve ser mais volátil do que o absorvente de modo que possa ser facilmente separado por aquecimento.
- Alta estabilidade química é necessária para evitar a formação de gases indesejáveis, sólidos ou substâncias corrosivas.

O Instituto Internacional de Refrigeração por Amônia (IIAR) faz algumas recomendações para o manuseio da amônia:

- Uma máscara panorâmica com filtro de amônia;
- Equipamento de respiração autônomo;
- Óculos de proteção ou protetor facial;
- Um par de luvas protetoras de borracha (PVC);
- Um par de botas protetoras de borracha (PVC);

- Uma capa impermeável de borracha e/ou calças e jaqueta de borracha.



Figura 2. 14 - Equipamentos individuais de segurança para manuseio de amônia
(Fonte IIAR)

Segundo a norma ANSI/IIAR 2-1984, desenvolvida para sistemas de amônia, faz uma série de recomendações como, que a amônia se apresente com 99,95% de concentração e que placas de identificação sejam afixadas nos principais componentes do sistema, contendo informações tais como: o nome do fabricante, o ano de fabricação, o número do modelo e a pressão nominal, atestando que o equipamento foi testado quanto a sua segurança e aplicação adequada. A norma especifica, ainda, dois níveis de pressão de projeto: alto e baixo. Muito utilizada no passado, a amônia nunca esteve totalmente fora de uso no meio industrial, apesar de ter perdido espaço com a introdução dos CFCs no início da década de 1930. Na década de 1970, descobriu-se que os CFCs liberados para o meio ambiente estava atingindo e destruindo a camada de ozona na atmosfera. A amônia, em virtude de suas propriedades termodinâmicas, assim como pelo fato de apresentar um baixo custo, eficiente e segura, se utilizada com as devidas precauções, tem se tornado a grande opção em termos de fluido refrigerante de uso geral e especificamente na refrigeração por absorção.

Segundo BERECHÉ (2007), um estudo foi feito por MARCRISS *et al.*, (1988) e citado por SRIKHIRIN *et al.*, (2001), que sugere a existência de aproximadamente 40

compostos refrigerantes e 200 compostos absorventes. Alguns dos mais importantes estão na Tab. (2.1), abaixo, com pares citados por CORTEZ e MÜHLE (1994).

Tabela 2. 5 - Pares de refrigerantes e absorventes mais comumente usados

Fluido Absorvente	Fluido Refrigerante
Água	Amônia (NH ₃), Metil Amina (CH ₃ NH ₂) e Outras Aminas Alifáticas
Solução de Brometo de lítio em água	Água
Solução de Cloreto de lítio em metanol	Metanol (CH ₃ OH)
Acido Sulfúrico (H ₂ SO ₄)	Água
Hidróxido de Potássio (KOH) ou de sódio (NaOH) ou misturas	Água
Sulfocianeto de Amônia (NH ₄ CNS)	Amônia (NH ₃),
Tetracloroetano (C ₂ H ₂ CL ₄)	Cloreto de Etila (C ₂ H ₅ Cl)
Óleo de Parafina	Tolueno (C ₇ H ₈), Pentano (C ₅ H ₁₂)
Glicol Etílico (C ₂ H ₂ (OH) ₂)	Metil amina (CH ₃ NH ₂)
Éter Dimetílico de Glicol Tetraetílico (CH ₃ (OCH ₂ CH ₂) ₄ OCH ₃)	Monoflúor-dicloro-metano (CHFCl ₂) Diclorometano (CH ₂ Cl ₂)

Fonte: (NAPOLEÃO, 2003)

Em sistemas de refrigeração por absorção os principais fluidos refrigerantes são os pares amônia/água (NH₃/H₂O) e água brometo de lítio (H₂O/LiBr). O par NH₃/H₂O não é adequado para uso com coletores solares, pois necessita temperaturas mais elevadas no gerador de vapor (125 - 170°C), temperatura esta que só pode ser atingida com o uso de coletores parabólicos (FLORIDES, KALOGIROU, TASSOU, *et al.* 2002).

Já para a solução LiBr/H₂O as temperaturas são relativamente mais baixas, em torno de 75 a 120°C, podendo ser atingidas com uso de coletores planos de alto desempenho, coletores compostos parabólicos e coletores de tubo de vácuo que são de baixo custo, fáceis de instalar e operar, e de coletores de concentração parabólica com relação média. (FLORIDES, KALOGIROU, TASSOU, *et al.* 2002), a seguir, serão focados os aspectos do sistema que será estudado, ou seja, o sistema de refrigeração por absorção que utiliza a par amônia- água.

2.4.5. SISTEMA AMÔNIA-ÁGUA ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$)

2.4.5.1. CICLO BÁSICO

Em ciclos de refrigeração por absorção que usam a tecnologia amônia-água ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$), utilizam a configuração mostrada na figura 2.15.

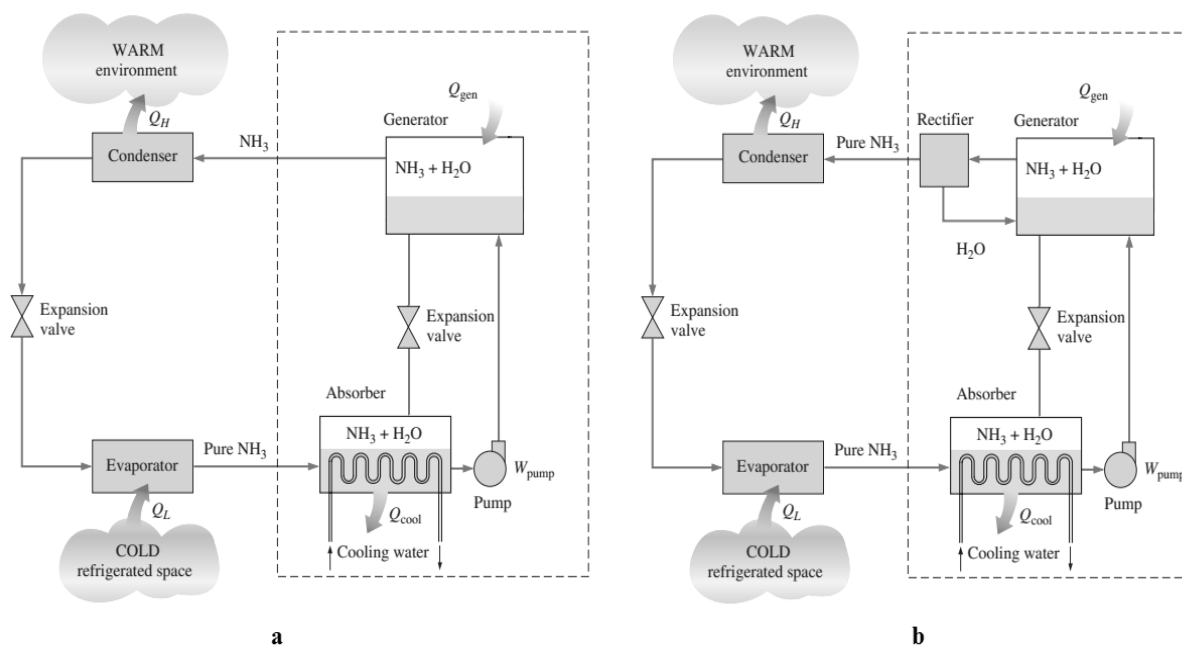


Figura 2. 15 - Modelo Ciclo Simples (a) e com retificador (b)

Fonte: Adaptado de Cengel

Em sistemas de refrigeração $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, faz necessário o uso de um retificador, pois dependendo da energia retirada no evaporador a presença de água na solução poderia congelar e obstruir o equipamento e causar problemas no sistema.

Conforme o ciclo básico indicado na figura 15a, o vapor de amônia a baixa pressão deixa o evaporador e entra no absorvedor onde é absorvido pela solução líquida (solução fraca) proveniente do gerador de vapor. Como processo de absorção é exotérmico e a quantidade de amônia que pode ser dissolvida em água aumenta à medida que a temperatura da solução decresce, necessita-se resfriar o absorvedor para remover a energia liberada conforme a amônia se torna uma solução e para manter a temperatura no absorvedor tão baixa quanto possível. A solução que deixa o absorvedor com alta concentração de amônia, denominada solução forte, é então bombeada para o gerador de vapor. No gerador, uma transferência de calor de uma fonte a alta temperatura (podendo

ser através da queima de algum combustível ou a recuperação de calor de algum processo) extrai o vapor de amônia da solução, deixando uma solução com pouca concentração de amônia, denominada solução fraca. A solução fraca retorna ao absorvedor através de uma válvula redutora de pressão e então o ciclo recomeça. O vapor de amônia deixa o gerador carregando uma pequena umidade de água e entra no retificador onde a umidade de água é condensada com a liberação de calor. O condensado do retificador retorna para o gerador e o vapor, agora praticamente puro, segue para o condensador. O condensado que deixa o evaporador passa pelo dispositivo de expansão e segue para o evaporador.

2.4.5.2. MODIFICAÇÕES NO CICLO

Com o objetivo de aumentar o desempenho do ciclo são feitas algumas modificações, como por exemplo, o acréscimo de trocadores de calor no ciclo. Assim, quanto mais calor for recuperado menos energia térmica será requerida para o funcionamento do sistema.

Outra forma melhorar significativamente o coeficiente de desempenho dos ciclos de refrigeração é a introdução de múltiplos estágios. Esses ciclos possuem configurações de tal forma que o calor da fonte térmica a alta temperatura é aplicado ao gerador no estágio de temperatura mais elevada e o calor rejeitado nos estágios de temperaturas mais elevadas vão alimentando os geradores de vapor dos estágios de temperatura mais baixa. Os vapores gerados em cada um dos estágios são juntados e levados ao condensador. O fluido refrigerante da entrada no condensador até a saída no evaporador segue normalmente como num sistema de simples efeito. Na saída do evaporador o fluido refrigerante é, então, distribuído para cada um dos estágios. Cada estágio do ciclo de refrigeração por absorção apresenta um gerador, um absorvedor, uma bomba, e, no caso do par água-amônia, um retificador. Assim, por exemplo, o ciclo de refrigeração por absorção água amônia de dois estágios apresenta dois geradores, dois retificadores, dois absorvedores e duas bombas.

Segundo SRIKHIRIN *et al.*(2001) relatam que vários tipos de ciclos de refrigeração de múltiplos efeitos têm sido analisados, tais como os de triplo e quádruplo efeitos.

Conforme Santos (2005) verificou-se que o aumento de COP não é diretamente proporcional ao incremento do número de efeitos. Um número mais elevado de efeitos conduz a uma maior complexidade.

Assim, o sistema de duplo efeito é único que está disponível comercialmente. O ciclo de refrigeração por absorção água-amônia de simples efeito, no qual a recuperação de calor para o gerador de vapor é feita dentro do absorvedor, é chamado de ciclo GAX-Generator-Absorber-heat eXchanger conforme a figura 2.16.

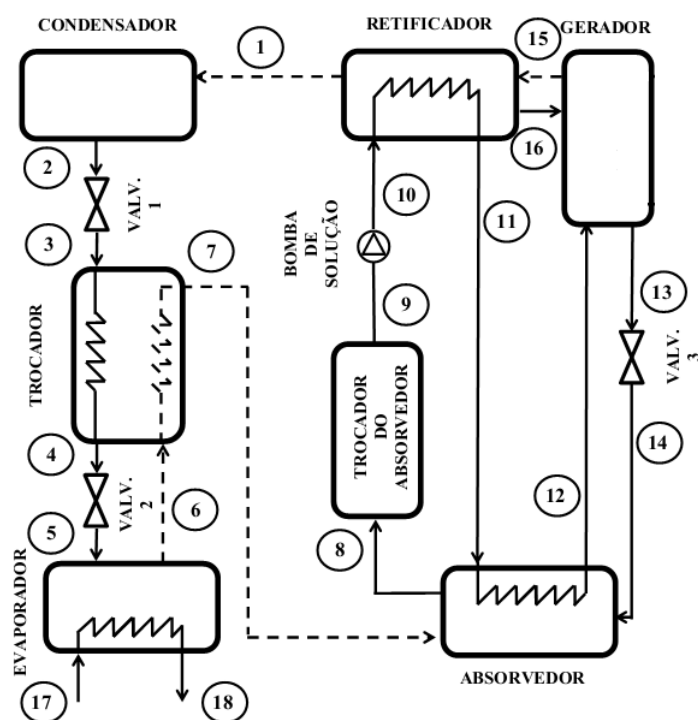


Figura 2. 16 - Ciclo GAX

O conceito GAX só é possível em ciclos de refrigeração por absorção em que o fluido de trabalho é formado pelo par água-amônia, devido o processo de absorção do vapor de amônia ser exotérmico. O calor gerador durante o processo de absorção deverá ser retirado para manter a capacidade de absorver do vapor. Esse calor deverá ser recuperado em um trocador de calor em contra corrente. Assim, o calor produzido a alta temperatura é recuperado e, somente, o calor produzido a baixa temperatura é rejeitado para o ambiente.

O modelo do ciclo GAX surgiu para simplificar o ciclo de absorção de duplo efeito e manter o coeficiente de desempenho elevado. Esse ciclo vem sendo estudado por

KANG *et al.* (2000), VELÁZQUEZ e BEST (2002) e KANG *et al.* (2004). Esses estudos apontam para uma produção futura em escala comercial.

2.5. EVOLUÇÃO HISTÓRICA DA REFRIGERAÇÃO

As antigas civilizações gregas, romanas e chinesas usavam o gelo natural colhido nas montanhas e superfícies de rios e lagos congelados para conservação e preparo de alimentos e bebidas geladas. Já a civilização egípcia, devido a sua localização geográfica e ao clima quente desfavorável a formação de gelo natural, usava vasos de barros porosos para refrescar a água por evaporação. O vaso de barro, sendo poroso, pelo efeito da capilaridade deixa passar um pouco da água contida no seu interior, a evaporação desta para o ambiente permite baixar a temperatura da água no interior do mesmo.

No século XVIII, os cientistas descobriram que alguns tipos de bactérias responsáveis pela putrefação dos alimentos não conseguiam se reproduzir em ambientes a baixas temperaturas. A partir daí, a utilização do gelo para conservação de alimentos se intensificou, resultando numa grande expansão no comércio do gelo. No entanto, o gelo ainda era obtido naturalmente, em períodos sazonais, e seu transporte e armazenamento eram muito deficientes.

Os primeiros estudos realizados pelos cientistas na tentativa de produzir gelo artificialmente datam de 1777, ano no qual Edward Nairne realiza as primeiras pesquisas utilizando a absorção do ácido sulfúrico em água. Em 1810, o escocês Jhon Leslie descreveu um aparato para absorção de ácido sulfúrico em água. Em 1823, Edmund Carré constrói a primeira máquina de refrigeração por absorção, baseado no aparato descrito por Jhon Leslie.

Em 1834, Jakab Perkins inventou nos Estados Unidos o primeiro sistema por compressão de vapor, o qual constituiu a base precursora dos sistemas de compressão atuais. Os aperfeiçoamentos nos processos de fabricação de gelo artificial foram avançando, surgindo sistematicamente melhorias nos sistemas, com maiores rendimentos e melhores condições de trabalho.

O gelo passou, então, a ser produzido em pequenas usinas, o qual era distribuído para as residências onde era colocado dentro de geladeiras construídas simplesmente por um recipiente isolado com cortiça. Somente em 1918 é que apareceu o primeiro refrigerador automático, movido à eletricidade, o qual foi fabricado pela Kelvinator

Company, dos Estados Unidos. A partir de 1920, a evolução foi tremenda, com uma produção sempre crescente de refrigeradores mecânicos.

2.6. AVALIAÇÃO ENERGÉTICA E EXERGÉTICA

A termodinâmica é uma ciência que se baseia em duas leis naturais que são a primeira lei da termodinâmica, que expressa a conservação da energia e afirma que energia é uma propriedade termodinâmica e que durante uma interação a energia muda de uma forma para outra, mas o total da energia se mantém constante e a segunda lei, que preconiza que a energia tem qualidade bem como quantidade e que os processos ocorrem na direção da diminuição da qualidade energética. Este princípio da termodinâmica impõe certas limitações ao processo de troca de energia, propiciando às suas diversas formas, qualidades diferentes.

Segundo SANTOS (2005a), o processo de transformação entre energias, por exemplo: mecânica em elétrica, é possível à transformação integral através de processo reversível, visto que essas formas energéticas possuem índices de qualidade iguais, mas por outro lado, percebe-se que a energia interna e o calor possuem índices de qualidade diferentes. Deste modo, uma definição de eficiência generalizada depende da forma de energia que participa do processo, desta forma deve-se calcular o produto e o consumo energético em outra base, ou seja, com outra propriedade que não a energia. A exergia presta-se a esse papel.

A exergia é definida como o máximo trabalho de eixo que pode ser realizado por um elemento de um sistema a uma referência ambiental. Tipicamente, a referência ambiental é especificada pela temperatura, pressão e composição química.

Segundo DINCE e CENGEL (2001), a exergia não é simplesmente uma propriedade termodinâmica, mas uma copropriedade do sistema e da referência ambiental.

Conforme RIVERO e POLIDO (1990), o conceito de exergia só veio a se consolidar depois que eles demonstraram em seus trabalhos a terminologia para a aplicação do método exergético, onde delineia os fundamentos teóricos dos conceitos da exergia propostos por Gibbs, bem como diversos nomes apresentados ao longo do tempo, a fim de definir de forma clara e concisa esta nova ideia.

Na literatura, a definição de exergia tem diferentes enfoques. TORRES (1999) reuniu em seu trabalho alguns deles. TSATSARONIS (1993) define: “Exergia é o máximo

trabalho útil que se pode obter de um portador de energia, quando este é levado às condições ambientais”.

Neste contexto, a exergia não é meramente um objeto de medida da termodinâmica, mas algo relacionado ao valor econômico desse portador, haja vista o usuário de energia pagar por esse potencial energético pra causar mudança no seu processo.

A exergia (Ex) de um fluxo pode ser dividida – didaticamente - em quatro componentes, como pode ser vista na figura 2.17.

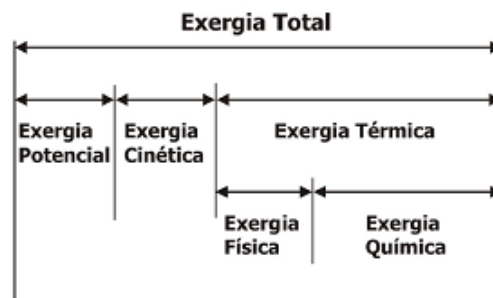


Figura 2. 17 - Parcelas da exergia

$$Ex = Ex^k + Ex^f + Ex^f + Ex^{ch} \quad 2.1$$

A exergia cinética é a própria energia cinética quando a velocidade relativa considerada é a da superfície da terra.

$$Ex^k = \frac{m \cdot V_0^2}{2} \quad 2.2$$

Quando o referencial é a superfície do local avaliado, neste caso, a superfície da terra, a exergia potencial é também igual à energia potencial.

$$Ex^p = m \cdot g_0 \cdot Z_0 \quad 2.3$$

Exergia física é o trabalho máximo realizado através de processos reversíveis quando uma quantidade de matéria é levada do estado inicial (P e T), ao estado de equilíbrio de pressão e temperatura de referência (P0 e T0) do ambiente. Desta forma, se a pressão e a temperatura se igualam a temperatura ambiental, afirma-se que esse é o Estado Morto, não havendo mais capacidade de gerar trabalho.

Para uma região do espaço, ou massa contida no interior de um sistema a exergia termomecânica ou física é dada pela equação (2.4) (KOTAS 1985).

$$ex^f = (u - u_0) + P_0 \cdot (v - v_0) - T_0 \cdot (s - s_0) \quad 2.4$$

Para um fluxo de massa que cruza a fronteira do volume de controle a exergia física dada é dada pela equação (2.5).

$$ex^f = (h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0) \quad 2.5$$

A exergia térmica pode ser calculada por uma equação, na qual estão representadas a exergia termomecânica ou física e a exergia química.

$$ex^f = (h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0) + (\mu_{k0} - \mu_k^0) \quad 2.6$$

Na equação acima, o primeiro termo é o potencial entálpico, o segundo termo é o potencial entrópico multiplicado pela temperatura ambiente, já o último termo é o componente químico. Em SZARGUT (1988), encontram-se tabelas para diversas substâncias puras.

Para uma mistura de substâncias puras a exergia química encontrada em KOTAS (1985) é dada pela equação 2.7

$$ex^{ch} = \sum \chi_i \cdot ex_i^{ch} + R \cdot T_0 \cdot \sum \chi_i \cdot \ln \gamma_i \chi_i \quad 2.7$$

Se a mistura puder ser considerada ideal, o coeficiente de atividade será igual à unidade ($\gamma = 1$), portanto:

$$ex^{ch} = \sum \chi_i \cdot ex_i^{ch} + R \cdot T_0 \cdot \sum \chi_i \cdot \ln \chi_i \quad 2.8$$

Na equação 2.8 o primeiro termo representa a soma das parcelas da exergia química dos componentes k. O valor da exergia química dos componentes em estado puro pode ser encontrado em tabelas (KOTAS 1985, SZARGUT 1988). O segundo termo é devido geração de entropia associada ao próprio fato de se realizar a mistura e depende da concentração de cada substância presente na mesma.

De acordo com MOREIRA (2004), a análise exérgica foi iniciada por F. Bosnjakovic, com o slogan “Flight against the irreversibilities” que incentivou todos em 1938.

Segundo TSATSARONIOS (1993), a avaliação exérgica complementa a análise energética da seguinte forma:

- Oferece uma medida para avaliação da magnitude da energia perdida em relação à energia total fornecida sob a forma de insumo energético;
- Fornece uma medida da qualidade (ou do desperdício) da energia do ponto de vista termodinâmico;
- Fornece uma variável que possibilita definir a eficiência racional que é a relação entre a exergia do efeito desejado e a exergia necessária ao processo.

A análise exérgica supera as limitações de primeira lei, pois ela se baseia tanto na 1ª como na 2ª lei da termodinâmica. Essa análise permite localizar os pontos de maiores perdas num processo, possibilitando melhorias no sistema. Além de permitir a quantificação da qualidade do calor de um fluxo rejeitado. O foco da análise com base na exergia é identificar as causas e calcular a verdadeira magnitude das perdas exérgicas.

DINCE e CENGEL (2001) abordam os conceitos da energia, entropia e exergia e suas aplicações na engenharia térmica. Uma comparação entre energia e exergia é estabelecida na tabela abaixo.

Tabela 2. 6 - Comparação entre energia e exergia

Energia	Exergia
É dependente de parâmetros ou fluxos energético somente e é independente de parâmetros do ambiente.	E dependente tanto de parâmetros massa, fluxo de energia e de condições ambientais.
Tem valor diferente de zero.	E igual à zero para o estado morto ou em equilíbrio com o meio ambiente
É limitada pela 2ª lei da termodinâmica para todos os processos inclusive o reversível.	Não é limitada para processos reversíveis devido à 2ª lei da termodinâmica
É o movimento ou capacidade de gerar movimento	E trabalho ou a capacidade de produzir trabalho
É sempre conservada num processo, então não pode ser produzida ou destruída.	E sempre conservada para processos reversíveis, mas é sempre degradada em processos irreversíveis.
E a medida da quantidade somente	E medida da quantidade e qualidade devido à entropia

Fonte: Dince e Cengel (2001)

CAPÍTULO III

MODELAGEM TERMODINÂMICA DO SISTEMA

Neste capítulo, é descrito a metodologia utilizada tanto para a análise energética, como para a exergética. Para uma análise quantitativa do sistema, faz-se o uso da 1ª Lei da Termodinâmica e com o auxílio da 2ª Lei da Termodinâmica pode-se avaliar o sistema do ponto de vista qualitativo, complementando, desta forma, a análise global da unidade.

Segundo TORRES (1999) essas análises são complementares, contribuindo assim para uma avaliação coerente do sistema térmico.

Para iniciar a análise exergética de forma geral, devem-se seguir alguns passos:

- Conhecer o processo e as principais etapas de operação;
- Identificar os equipamentos, suas capacidades nominais e operacionais;
- Identificar a existência de particularidades.

Após essa primeira etapa, foi analisado o diagrama dos processos envolvidos no sistema, para isso subdividimos em sistemas menores para facilitar o análise e para um melhor entendimento das interações entre calor e trabalho nas entradas e saídas.

A próxima etapa refere-se aos balanços de massa, energia e exergia para cada volume de controle, com destaque para os principais equipamentos geradores ou consumidores de calor e potência. Durante toda a análise, todos os pontos da planta dispõem todos os estados termodinâmicos (pressões, temperatura, entalpia e etc.), e admite-se que esteja operando em regime permanente.

Em toda a análise deste estudo, os equipamentos operam em regime permanente, regidos pelos principais princípios da termodinâmica: a conservação da massa, a primeira e a segunda lei da termodinâmica e, particularmente, o balanço de exergia.

Neste trabalho, analisa-se sistema de cogeração que utiliza um motor para a combustão do gás natural, e como resultado desta, obtém-se o trabalho mecânico e os gases

de exaustão, nos quais a energia térmica é aproveitada na geração de frio através de um sistema de refrigeração por absorção que utiliza a tecnologia Amônia-Água ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$).

A modelagem foi realizada com o reaproveitamento dos gases de combustão no sistema de refrigeração, com a utilização de um trocador de calor de recuperação ou equipamento similar conforme a figura 3.1.

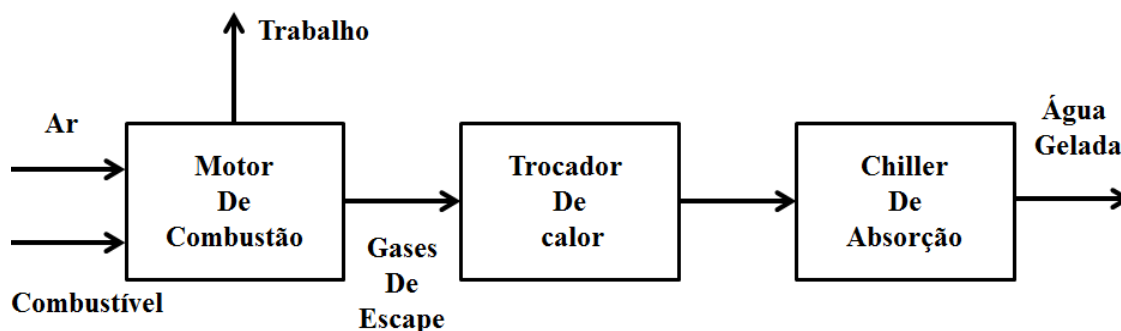


Figura 3. 1 - Representação Esquemática do Sistema

Este sistema de cogeração é dividido em três unidades, a se estudar, o motor, trocador de calor de Recuperação e a unidade de refrigeração por absorção.

3.1. MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA

Com objetivo de realizar a modelagem do motor de combustão interna, os dados obtidos com o fornecedor do conjunto moto-gerador, Leon Heimer, foram parametrizados conforme a tabela 3.1 encontrando equações parametrizadas destes dados, sendo essas equações inseridas no EES.

Tabela 3. 1 - Parâmetros do Motor

Carga [%]	37,64	43,86	50,11	56,61	68,83	62,61	75,09	87,59	93,81	100
Velocidade de operação [RPM]	1024	1403	1603	1802	2003	2202	2402	2802	3001	3199
Potência Em [KW]	74,1	86,9	98,4	109	120,7	131,3	140,9	157,2	163,5	167,2
Vazão de GNV [10^{-3} kg/s]	4,74	5,61	5,61	6,373	7,274	8,036	8,763	9,941	10,56	11,36
Temp.dos gases exaustão [°C]	583,8	602,9	619,6	630,7	656	667,6	678,8	712,5	715,1	733,5

(Fonte: Leon Heimer)

As equações a seguir foram obtidas da tabela 3.1 e representam o comportamento do motor em função da carga, logo as equações 3.1 e 3.2 fornecem a vazão de gás natural e a temperatura dos gases de escape do motor. Para estas variáveis a correlação linear apresenta um coeficiente de 0,9924 e 0,9912.

$$\dot{m}_{gn} = 1,12 \times 10^{-4} \cdot Carga + 7,84 \times 10^{-4} \quad 3.1$$

$$T_{gases} = 2,372 \cdot Carga + 499,989 \quad 3.2$$

O trabalho desenvolvido (Potência) também está descrito pela equação 3.3, a melhor correlação escolhida foi um polinômio do terceiro grau, que conduz a um coeficiente de correlação de 0,9999, como é mostrado na figura 3.2.

$$\dot{W} = -0,0001 \cdot Carga + 0,0197 \cdot Carga + 1,0052 \cdot carga + 16,598 \quad 3.3$$

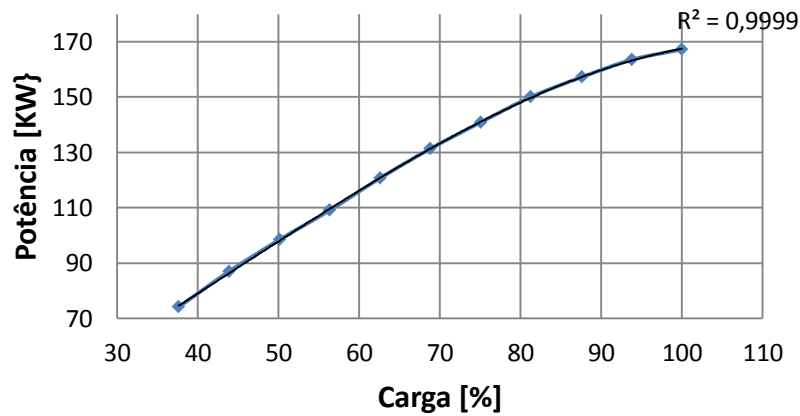


Figura 3. 2 - Parâmetros do Motor

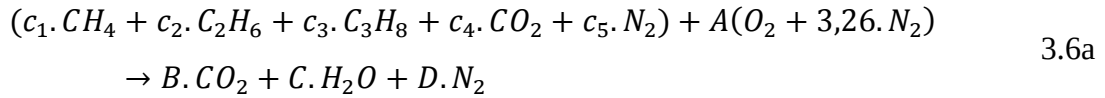
A vazão de ar do motor é obtida considerando a vazão de ar ideal e corrigida pelo excesso de ar como é mostrado na equação 3.4.

$$\dot{m}_{ar_{real}} = \dot{m}_{ar_{ideal}} \times \left(1 + \frac{Exc}{100} \right) \quad 3.4$$

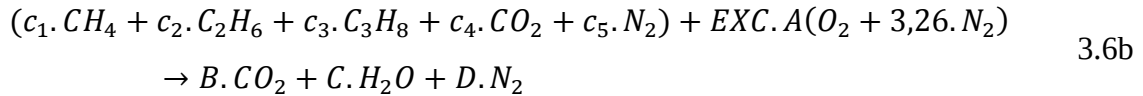
A partir da equação da continuidade aplicada no motor de combustão temos que a vazão dos gases de escape é dada por:

$$\dot{m}_{gases_{real}} = \dot{m}_{ar_{real}} + \dot{m}_{gn} \quad 3.5$$

A simulação do motor de combustão em questão inicia-se com a determinação dos coeficientes para o balanceamento da equação química da combustão e a determinação da relação ar-combustível. A equação 3.6a mostra a modelagem da combustão baseada na queima estequiométrica do gás natural, com quantidade teórica de ar (sem excesso de ar).



Considerando uma queima estequiométrica do gás natural, com excesso de ar a equação da combustão torna-se:



Os termos: c_1 , c_2 , c_3 , c_4 e c_5 representam as porcentagens em volume de cada componente do gás natural, os termos A, B, C, D, e E representam os coeficientes da equação da combustão a serem determinados e o termo EXC representa o excesso de ar.

Tabela 3. 2 - Composição do gás natural da PBGÁS

Composição	
Elemento	%Vol.
Metano	90,09
Etano	6,84
Dióxido de Carbono	1,56
Nitrogênio	1,35
Propano	0,16

(Fonte: PBGÁS 2013)

Tabela 3. 3 - Propriedades do gás natural da PBGÁS

Propriedades	
PCS [Kcal/m ³]	9100
Densidade do ar [kg/m ³]	0,614
Massa especifica [kg/m ³]	0,737

(Fonte: PBGÁS 2013)

Para realizar a análise energética e exergética, determinamos a quantidade de energia a partir do seu PCI (poder calorífico inferior) através da equação 3.7 e a determinação da exergia química do combustível é obtida através da equação 3.8 proposta por KOTAS (1995).

$$\dot{Q}_{Comb.} = \dot{m}_{Comb.} \times PCI_{Comb.} \quad 3.7$$

$$e^{qui} = \phi \times PCI_{Comb.} \quad 3.8$$

O PCI_{Comb} e ϕ são calculados a partir das equações 3.9 e 3.10 respectivamente. Para o cálculo do PCI_{Comb} , x_i é a fração molar do hidrocarboneto i e PCI_i o poder calorífico do hidrocarboneto i . Já para a determinação do fator ϕ segue a metodologia que fora proposta por SZARGUT *et al.*(1988) onde as variáveis H e C representam o percentual mássico dos elementos químicos no combustível e N_c o número de moléculas de carbono

$$PCI_{Comb.} = \sum x_i \cdot PCI_i \quad 3.9$$

$$\phi = 1,0334 + 0,0183 \cdot \frac{H}{C} + 0,0694 \cdot \frac{1}{N_c} \quad 3.10$$

A energia dos gases de exaustão do motor que irá acionar termicamente o sistema de refrigeração por absorção é calculada a partir da equação 3.11

$$\dot{Q}_{GASES} = \dot{m}_{gases} \cdot C_{p_{mist}} \cdot (T_{gases} - T_0) \quad 3.11$$

O calor específico dos gases de exaustão ($C_{p_{mist}}$) é dado pela soma de todos os calores específicos dos elementos que formam os gases de exaustão conforme a equação 3.12.

$$C_{p_{mist}} = \sum x_i \cdot c_{p_i} \quad 3.12$$

A exergia dos gases de combustão é obtida pela soma da contribuição da exergia física e química. A parcela física é calculada através da equação 3.13 desprezando-se a variação de pressão.

$$\dot{Ex}_{gases}^f = \dot{m}_{gase} \cdot c_{p_{mist}} \left[(T_{gases} - T_0) - T_0 \cdot \ln \left(\frac{T_{gases}}{T_0} \right) \right] \quad 3.13$$

A contribuição química é dada pela equação 3.14, que tem com referência a equação 2.7 conforme KOTAS (1985).

$$\dot{Ex}_{gases}^{ch} = \dot{m}_{gase} \cdot \left(\sum x_i \cdot ex_i^{ch} + R \cdot T_0 \sum x_i \cdot \ln x_i \right) \quad 3.14$$

3.2. UNIDADE DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

A simulação do sistema de refrigeração deste trabalho tem como base um ciclo de absorção amônia-água (NH_3/H_2O) cujo fabricante é a ROBUR modelo ACF 60-00. O diagrama esquemático deste sistema (figura 3.4) foi elaborado de acordo com ciclo real do sistema disponível no manual do equipamento (figura 3.3).

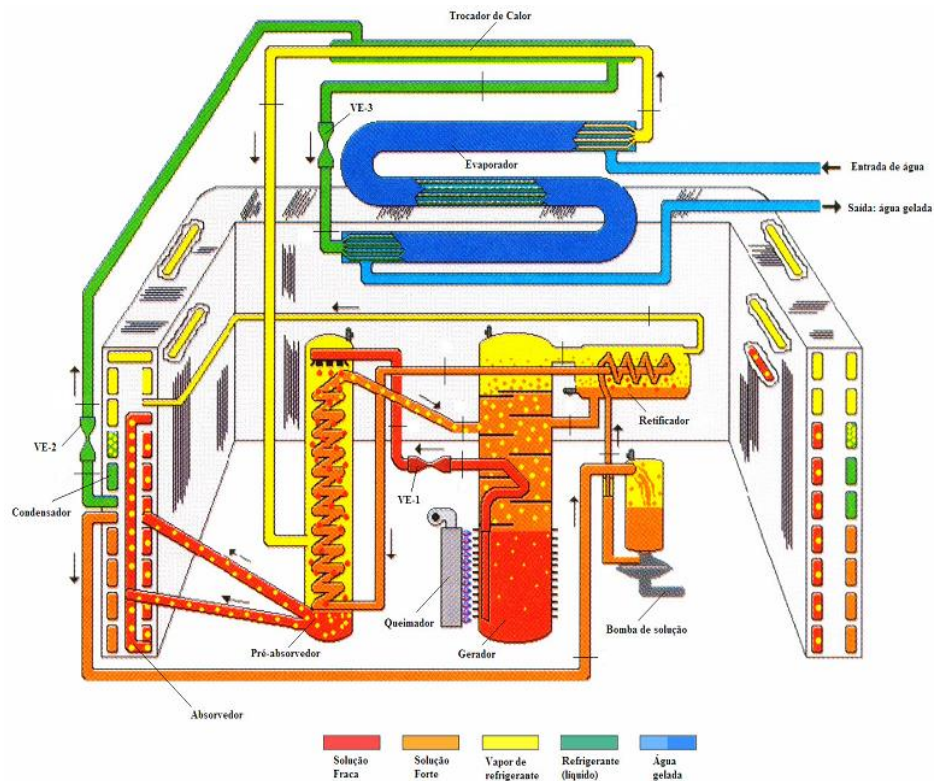


Figura 3.3 - Esquema do ciclo do equipamento

(Fonte: Server Robur)

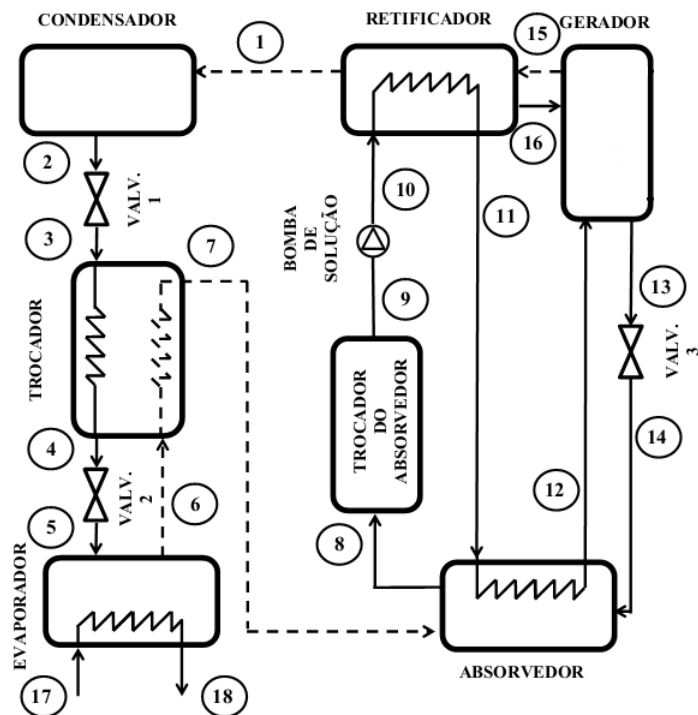


Figura 3.4 - Fluxograma do sistema de refrigeração Água-Amônia

Neste sistema em análise é utilizada a solução amônia-água ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) como fluido refrigerante, onde a amônia é o fluido refrigerante e a água o fluido absorvente. No gerador, a solução é aquecida até o ponto de ebulição, produzindo tanto o vapor a alta pressão de solução de amônia como a solução líquida com baixa concentração de amônia também chamada de “solução fraca”.

Após a vaporização da amônia da solução, o vapor do mesmo passa por um retificador retirar vapor de água, que possa ter vaporizado junto com amônia, aumentando a concentração do vapor de amônia (em torno de 99,8%). O vapor de amônia a alta pressão passa pelo retificador (ponto 9) e entra no condensador, onde a solução rejeita calor e ocorre a mudança da fase gasosa para a líquida.

A solução líquida passa por um dispositivo de expansão e tem sua pressão reduzida (pontos 10 e 11), depois é resfriada em um trocador de calor (pontos 11 e 12) e por fim o fluido refrigerante passa por uma segunda restrição (pontos 12 e 13). Nestas condições de pressão e temperatura baixas (ponto 13), a amônia líquida entra no evaporador, sofrendo o processo de evaporação devido à retirada de calor do fluido térmico utilizado na refrigeração dos ambientes. O vapor, a baixa temperatura e pressão, deixam o evaporador (ponto 14) e troca calor com a amônia líquida oriunda do condensador, no trocador de calor tubo-tubo citada anteriormente.

Então, o vapor de amônia entra num dispositivo denominado “SCA” (*Solution Cooled Absorber*), que é o próprio absorvedor entra em contato com a solução fraca vinda do gerador, que teve sua pressão reduzida por uma restrição, a fim de ter sua pressão equalizada.

No interior do SCA, o processo de absorção inicia-se com a diluição do vapor de amônia na solução fraca, como este processo de absorção do vapor de amônia é exotérmico (calor é produzido), com o objetivo de ter todo o vapor absorvido pela solução, a solução que sai do “SCA” segue para as serpentinas do absorvedor/condensador, o qual é resfriado a ar.

Finalizado o processo de absorção, obtém-se uma solução líquida com alta concentração de amônia (solução forte). Esta solução tem sua pressão elevada por uma bomba (bomba de diafragma), e levada para o gerador à alta pressão. Antes de entrar no gerador, a solução é pré-aquecida no retificador e absorvedor.

Esses pré-aquecimento antes de entrar no gerador, se faz para diminuir o fornecimento de calor no gerador, aumentando assim coeficiente de desempenho do sistema. O que caracteriza o ciclo GAX (*Genarator Absorver Exchanger*) que consiste no aproveitamento da energia proveniente do processo exotérmico de absorção de vapor de refrigerante na solução fraca, pelo fluxo que segue para o gerador.

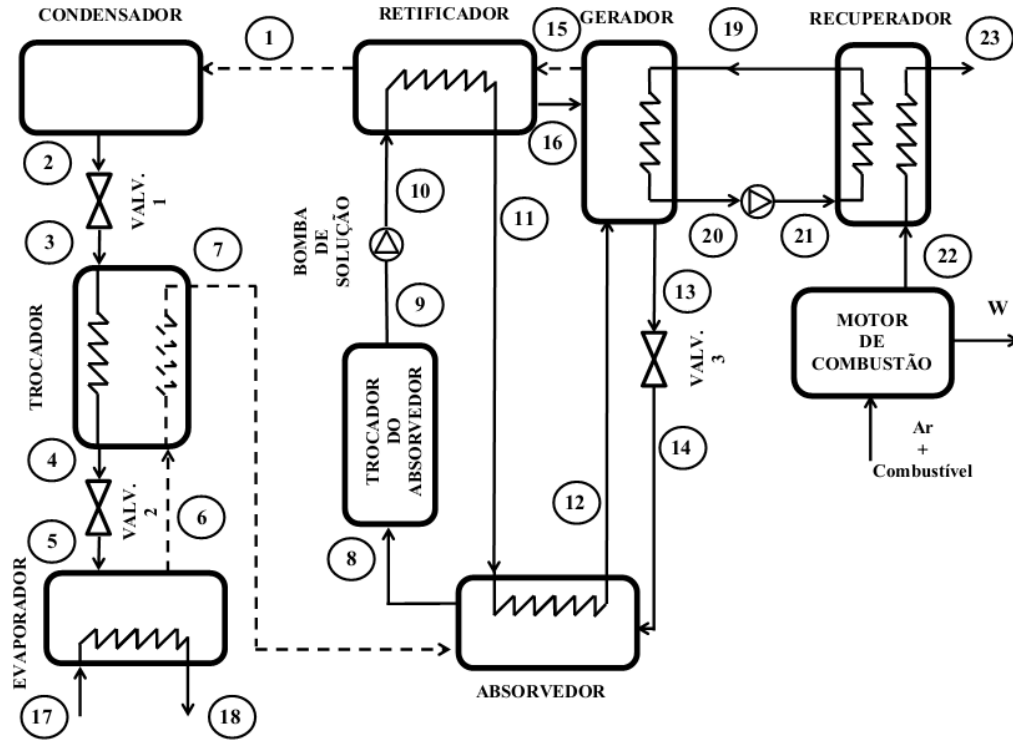


Figura 3. 5 - Fluxograma do Sistema de Cogeração

Com base no sistema mostrado na figura 3.5, que representa o nosso sistema de cogeração composto pelo chiller de absorção, recuperador de ligação e motor de combustão interna. É efetuada a análise energética do sistema com base na conservação da massa e de energia, equações 3.15 e 3.16 respectivamente. O sistema foi dividido em volumes de controle e as equações, aplicadas em cada um deles.

$$\frac{dm}{dt} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \quad 3.15$$

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_e \cdot h_e^T - \sum \dot{m}_s \cdot h_s^T \quad 3.16$$

Para cada volume de controle que será analisado, seguiram as seguintes considerações:

- Perdas de carga nas tubulações foram desprezadas;
- Todo o sistema opera em regime permanente;
- Processo isoentalpico, nos dispositivos de expansão;
- A variação de energia cinética e potencial foi desprezada;
- O volume de controle de cada equipamento envolve apenas os fluidos de trabalho de entrada e saída. Para o gerador, leva-se em consideração a energia disponível do óleo, através do recuperado de calor; e no evaporador o fluxo de água gelada;
- A troca de calor com o ambiente é desprezível;

Cada consideração deve ser aplicada em cada sistema a ser estudado, geralmente, na maioria dos casos, obtêm-se resultados satisfatórios. Tomando-se como base estas considerações, podem ser descritas as equações abaixo.

Conservação da massa:

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s \quad 3.17$$

Conservação da energia:

$$0 = \dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_e \cdot h_e^T - \sum \dot{m}_s \cdot h_s^T \quad 3.18$$

Variação de exergia física:

$$\Delta \dot{E}x = \dot{W} + \sum \dot{m}_e \cdot ex_e - \sum \dot{m}_s \cdot ex_s \quad 3.19$$

Cálculo da irreversibilidade:

$$\sum \dot{m}_e \cdot ex_e + \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_r}\right) \cdot \dot{Q}_r = \sum \dot{m}_s \cdot ex_s + \dot{W} + \dot{I} \quad 3.20a$$

Ou pelo Teorema de Guy-Stodola:

$$\dot{I} = T_0 \cdot \left[\sum \dot{m}_s \cdot s_s - \sum \dot{m}_e \cdot s_e - \frac{\dot{Q}}{T} \right] \quad 3.20b$$

Cálculo da exergia específica:

$$ex = (h_i - T_0 \cdot s_i) - (h_0 - T_0 \cdot s_0) \quad 3.21$$

Foram adotadas algumas considerações para simular o funcionamento do sistema de refrigeração por absorção e determinar as propriedades e estados dos pontos, representado na figura 3.5. Estas considerações estão baseadas em algumas literaturas como, por exemplo, os trabalhos de HEROLD *et al* (1996) e MANRIQUE (1991).

- Na saída do condensador, temperatura do refrigerante líquido corresponde à temperatura de condensação da solução, é expressa pela temperatura ambiente acrescida em 10 ° C. Assim sendo, tem-se:

$$T_1 = T_{ambiente} + 10^\circ C \quad 3.22$$

- A fração mássica da amônia é assumida neste ponto como 0,998 e vapor saturado;
- A pressão no ponto 3 é definida através de uma variação de pressão (ΔP) na Válv. 1;
- A temperatura no ponto 4 é definida através da eficiência do trocador de calor de refrigerante;
- A temperatura do fluido refrigerante na saída do evaporador (ponto 6) é imposta como a temperatura de evaporação;
- A temperatura do ponto 9 é idêntica a do ponto 2, pois o condensador e o absorvedor dividem a mesma estrutura;

- A solução que recircula no absorvedor é aquecida até a temperatura de saturação da solução pobre no ponto 14;
- Os pontos 1, 2, 6, 9 e 13 são considerados como pontos de saturação;
- A diferença entre a concentração de amônia na solução forte e na fraca (largura do processo) é fixada;
- Uma parcela do calor do retificador e do SCA é transferida para a solução que recircular nestes equipamentos;

Todo o sistema foi dividido em volumes de controle e estes abrangem os seguintes equipamentos: condensador, válvulas de expansão, trocador de calor, evaporador, absorvedor, gerador, retificador, trocador de calor de ligação, motor de combustão interna e os fluxos neles envolvidos. Como podem ser observadas abaixo as equações de balanço de massa, energia e exergia foram aplicadas a cada um dos volumes de controle.

3.2.1. CONDENSADOR

Responsável por condensar vapor de amônia oriundo do retificador.

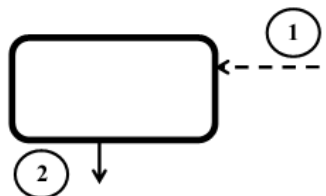


Figura 3. 6 - Volume de Controle do Condensador

Balanço de Massa e concentração

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad 3.23$$

$$x_1 = x_2 \quad 3.24$$

Balço de Energia

$$\dot{Q}_{cond.} = \dot{m}_1(h_2 - h_1) \quad 3.25$$

Taxa de Irreversibilidades

$$\dot{I}_{cond} = T_0 \cdot \left[\sum \dot{m}_2 \cdot s_2 - \sum \dot{m}_1 \cdot s_1 - \frac{\dot{Q}_{cond}}{T_{cond}} \right] \quad 3.26$$

3.2.2. GERADOR

Equipamento responsável pela vaporização da amônia (refrigerante) da solução através do fornecimento de calor proveniente dos gases de exaustão de um motor de combustão interna.

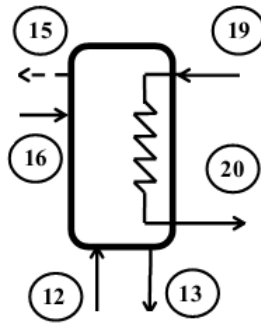


Figura 3. 7 - Volume de Controle do Gerador

Balço de Massa e concentração

$$\dot{m}_{12} + \dot{m}_{16} = \dot{m}_{15} + \dot{m}_{13} \quad 3.27$$

$$\dot{m}_{12} \cdot x_{12} + \dot{m}_{16} \cdot x_{16} = \dot{m}_{15} \cdot x_{15} + \dot{m}_{13} \cdot x_{13} \quad 3.28$$

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{18} \quad 3.29$$

$$x_{17} = x_{18} \quad 3.30$$

Balço de Energia

$$\dot{Q}_{ger} = \dot{m}_{15} \cdot h_{15} + \dot{m}_{13} \cdot h_{13} - \dot{m}_{16} \cdot h_{16} - \dot{m}_{12} \cdot h_{12} \quad 3.31$$

$$\dot{Q}_{ger} = \dot{m}_{oleo} \cdot c_{p_{oleo}} \cdot (T_{19} - T_{20}) \quad 3.32$$

Taxa de Irreversibilidades

$$\dot{I}_{ger} = T_0 \cdot \left[\sum (\dot{m}_{11} \cdot s_{11} + \dot{m}_1 \cdot s_1 + \dot{m}_{16} \cdot s_{16}) - \sum (\dot{m}_{10} \cdot s_{10} + \dot{m}_{15} \cdot s_{15}) - \frac{\dot{Q}_{Ret}}{T_{Ret}} \right] \quad 3.33$$

3.2.3. RETIFICADOR

Este equipamento é uma particularidade dos sistemas de refrigeração por absorção que usam a tecnologia água amônia. Sua função é retirar a água que evapora junto à amônia no processo de geração de vapor de amônia, garantindo assim que amônia pura siga para o condensador. Este modelo assume que uma parcela do calor rejeitado no processo é utilizada para pré-aquecer a solução forte que é bombeada ao gerador, visando o aumento do coeficiente de performance do sistema.

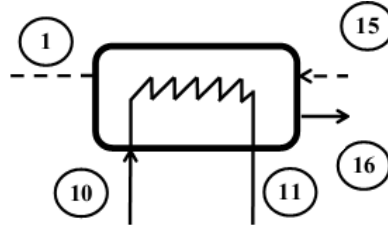


Figura 3. 8 - Volume de Controle do Retificador

Balço de Massa e concentração

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16} + \dot{m}_1 \quad 3.34$$

$$\dot{m}_{15} \cdot x_{15} = \dot{m}_{16} \cdot x_{16} + \dot{m}_1 \cdot x_1 \quad 3.35$$

Linha de pré-aquecimento

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} \quad 3.36$$

$$x_{10} = x_{11} \quad 3.37$$

Balço de Energia

$$\dot{Q}_{Ret.} = \dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_{16} \cdot h_{16} - \dot{m}_{15} \cdot h_{15} \quad 3.38$$

Para o balanço de energia no ramo que é pré-aquecido no retificador deve considerar a sua efetividade, ou seja:

$$\varepsilon_{Ret} = \frac{\dot{Q}_{pré}}{\dot{Q}_{Ret.}} \quad 3.39$$

$$\dot{Q}_{Pret.} = \dot{m}_{11} \cdot (h_{11} - h_{10}) \quad 3.40$$

Taxa de Irreversibilidades

$$\dot{I}_{Ret} = T_0 \cdot \left[\sum (\dot{m}_{11} \cdot s_{11} + \dot{m}_1 \cdot s_1 + \dot{m}_{16} \cdot s_{16}) - \sum (\dot{m}_{10} \cdot s_{10} + \dot{m}_{15} \cdot s_{15}) - \frac{\dot{Q}_{Ret}}{T_{Ret}} \right] \quad 3.41$$

3.2.4. VÁLVULAS DE EXPANSÕES

Considere o esquema da válvula de expansão apresentado pela Figura 3.9. Os pontos 2 e 3 referem-se à válvula de expansão 1, os pontos 4 e 5 se referem à válvula de expansão 2 e os pontos 13 e 14 se referem à válvula de expansão 3.

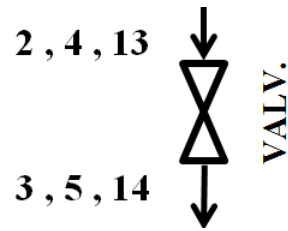


Figura 3. 9 - Volume de Controle das Válvulas de Expansão 1, 2 e 3.

Balanço de Massa e Concentração

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad 3.42$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad 3.43$$

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} \quad 3.44$$

$$x_2 = x_3 \quad 3.45$$

$$x_4 = x_5 \quad 3.46$$

$$x_{13} = x_{14} \quad 3.44$$

Balanço de Energia

$$h_2 = h_3 \quad 3.45$$

$$h_4 = h_5 \quad 3.46$$

$$h_{13} = h_{14} \quad 3.47$$

Taxa de Irreversibilidades

$$\dot{I}_{Valv.I} = T_0 \cdot \left[\sum \dot{m}_3 \cdot s_3 - \sum \dot{m}_2 \cdot s_2 \right] \quad 3.48$$

$$\dot{i}_{valv.II} = T_0 \cdot \left[\sum \dot{m}_5 \cdot s_5 - \sum \dot{m}_4 \cdot s_4 \right] \quad 3.49$$

$$\dot{i}_{valv.III} = T_0 \cdot \left[\sum \dot{m}_{14} \cdot s_{14} - \sum \dot{m}_{13} \cdot s_{13} \right] \quad 3.50$$

3.2.5. BOMBA DE SOLUÇÃO

Dispositivo responsável pelo bombeamento da solução forte que deixa o absorvedor até o gerador de vapor.

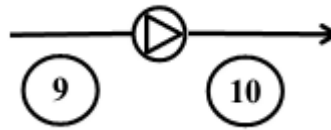


Figura 3. 10 - Volume de Controle na Bomba de solução

Balanço de Massa e concentração

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_9 \quad 3.51$$

$$x_{10} = x_9 \quad 3.52$$

Balanço de Energia

Admitindo que a bomba seja adiabática e reversível (isentrópica) da saída da bomba será:

$$h_{10s} = h_9 + v_9(P_{10} - P_9) \quad 3.53$$

Onde:

$$\dot{W}_{Bomba\ I\ iso} = v_9(P_9 - P_{10}) \quad 3.54$$

O trabalho real da bomba é obtido através da eficiência da bomba:

$$\eta_{Bomba} = \frac{\dot{W}_{Bomba\ I\ iso}}{\dot{W}_{Bomba\ I}} \quad 3.55$$

Taxa de Irreversibilidades

$$\dot{i}_{Bomba} = T_0 \cdot \left[\sum \dot{m}_{10} \cdot s_{10} - \sum \dot{m}_9 \cdot s_9 \right] \quad 3.56$$

3.2.6. TROCADOR DE CALOR

Por definição o rendimento de um trocador de calor é definido como:

$$\varepsilon_{Trocador} = \frac{\dot{Q}_{real}}{\dot{Q}_{Max}} \quad 3.57$$

A quantidade máxima de transferência de calor é determinada por:

$$\dot{Q}_{Max} = C_{Min} \cdot (T_{q,e} - T_{f,e}) \quad 3.58$$

Onde:

C_{Min} - é o menor valor das taxas de capacidade térmica dos fluídos quentes e frios;

$T_{q,e}$ - é a temperatura de entrada do fluído quente no trocador de calor;

$T_{f,e}$ - é a temperatura de entrada do fluído frio no trocador de calor;

O ciclo do presente trabalho apresenta inúmeras dificuldades para a determinação da capacidade térmica dos fluidos, devido à mudança de fase do fluido refrigerante, e a determinação dos estados dos pontos 4 e 7 no Engineering Equation Solver (EES), pois nesses pontos não temos propriedades suficiente para determinar os estado em análise.

Segundo KLEIN (1996) um método semelhante que pode ser utilizado na determinação da taxa real de transferência de calor no trocador e das entalpias nos pontos 4 e 7, de modo que os estados termodinâmicos possam ser determinados, através da determinação da taxa de troca mínima de calor entre o fluido quente e frio.

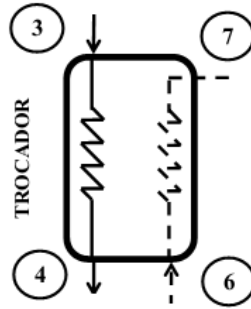


Figura 3. 11 - Volume de Controle do Trocador RHX

$$\dot{q}_1 = \dot{m}_3 \cdot (h_3 - h_4^*) \quad 3.59$$

$$\dot{q}_2 = \dot{m}_1 \cdot (h_7^* - h_6) \quad 3.60$$

Onde h_4^* e h_7^* são estimativas das entalpias dos pontos 4 e 7, pois esses pontos não estão determinados. Primeiramente, assume-se que as temperaturas dos pontos de uma mesma seção do trocador de calor são iguais, permitindo o cálculo inicial das entalpias e da mínima taxa de troca de calor:

$$\dot{q}_{Mín} = MÍN (q_1 : q_2) \quad 3.61$$

A taxa real de transferência de calor no trocador é obtida a partir do rendimento:

$$\dot{q}_{Real,RHX} = \varepsilon_{RHX} \cdot \dot{q}_{Mín} \quad 3.62$$

A partir da determinação da troca mínima de calor, conseguimos determinar as entalpias dos pontos 4 e 7 e consequentemente conseguimos realizar os balanços de massa e energia neste equipamento.

$$h_4 = h_3 - \frac{\dot{q}_{Real,RHX}}{\dot{m}_3} \quad 3.63$$

$$h_7 = h_6 + \frac{\dot{q}_{Real,RHX}}{\dot{m}_6} \quad 3.64$$

Balanço de Massa e concentração

$$x_3 = x_4 \quad 3.65$$

$$x_6 = x_7 \quad 3.66$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad 3.67$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 \quad 3.68$$

Balanço de Energia

$$\dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_6 \cdot h_6 = \dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{m}_7 \cdot h_7 \quad 3.69$$

Taxa de Irreversibilidades

$$\dot{I}_{Trocador} = T_0 \cdot \left[\sum (\dot{m}_4 \cdot s_4 + \dot{m}_7 \cdot s_7) - \sum (\dot{m}_3 \cdot s_3 + \dot{m}_6 \cdot s_6) - \frac{\dot{Q}_{Troc.}}{T_{Troc.}} \right] \quad 3.70$$

3.2.7. ABSORVEDOR

Equipamento responsável pela absorção de amônia (refrigerante) pela solução fraca proveniente do gerador. Verifica-se também a recirculação da solução forte antes de entrar no gerador, logo a troca de calor entre os ramos de solução fraca e forte caracteriza um trocador de calor, de modo que o método desenvolvido para o retificador também pode ser aplicado. Note que os balanços de massa foram realizados separadamente para o ramo da solução forte e para absorvedor. Neste último, o vapor de refrigerante (ponto 7) é absorvido pela solução fraca.

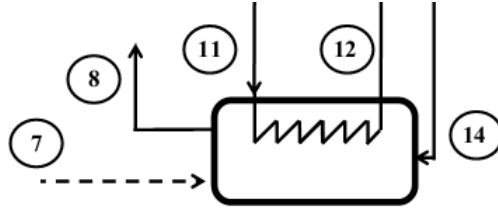


Figura 3. 12 - Volume de Controle do Absorvedor

Balanço de Massa e concentração

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_7 + \dot{m}_{14} \quad 3.71$$

$$\dot{m}_8 \cdot x_8 = \dot{m}_7 \cdot x_7 + \dot{m}_{14} \cdot x_{14} \quad 3.72$$

Linha de pré-aquecimento

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{11} \quad 3.73$$

$$x_{12} = x_{11} \quad 3.74$$

Balanço de Energia

$$\dot{Q}_{Abs.} = \dot{m}_8 \cdot h_8 - \dot{m}_{14} \cdot h_{14} - \dot{m}_7 \cdot h_7 \quad 3.75$$

Para o balanço de energia no ramo que é pré-aquecido no absorvedor deve considerar a sua efetividade, ou seja:

$$\varepsilon_{Abs.} = \frac{\dot{Q}_{pré.Abs.}}{\dot{Q}_{Abs.}} \quad 3.76$$

$$\dot{Q}_{Pret.Abs} = \dot{m}_{11} \cdot (h_{12} - h_{11}) \quad 3.77$$

Taxa de Irreversibilidades

$$i_{Abs} = T_0 \cdot \left[\sum (\dot{m}_8 \cdot s_8 + \dot{m}_{12} \cdot s_{12}) - \sum (\dot{m}_{11} \cdot s_{11} + \dot{m}_{14} \cdot s_{14} + \dot{m}_7 \cdot s_7) - \frac{\dot{Q}_{Abs}}{T_{Abs}} \right] \quad 3.78$$

3.2.8. EVAPORADOR

Onde ocorre a retirada de calor do fluido térmico, refrigerando a água que resfria o ambiente desejado.

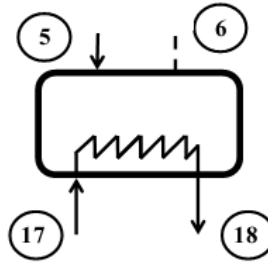


Figura 3. 13 - Volume de Controle do Evaporador

Balanço de Massa e concentração

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad 3.79$$

$$x_5 = x_6 \quad 3.80$$

Circuito de Água gelada:

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{18} \quad 3.81$$

$$x_{17} = x_{18} \quad 3.82$$

Balanço de Energia

$$\dot{Q}_{Evap.} = \dot{m}_5 (h_6 - h_5) \quad 3.83$$

$$\dot{Q}_{Água gelada} = -\dot{Q}_{Evap.} \quad 3.84$$

Taxa de Irreversibilidades

$$\dot{i}_{Evap.} = T_0 \cdot \left[\sum (\dot{m}_6 \cdot s_6 + \dot{m}_{18} \cdot s_{18}) - \sum (\dot{m}_5 \cdot s_5 + \dot{m}_{17} \cdot s_{17}) \right] \quad 3.85$$

3.2.9. BOMBA DE ÓLEO

A bomba de óleo é responsável por bombear o óleo do recuperador de calor para o gerador do ciclo de absorção:

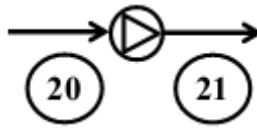


Figura 3. 14 - Volume de Controle da Bomba de Óleo

Balanço de Massa e concentração

$$x_{20} = x_{21} \quad 3.86$$

$$\dot{m}_{20} = \dot{m}_{21} \quad 3.87$$

Balanço de Energia

$$\dot{W}_{\text{Bomba de Óleo}} = v_{20} (P_{20} - P_{21}) \quad 3.88$$

Taxa de Irreversibilidades

$$\dot{i}_{\text{Bombade Óleo}} = T_0 \cdot \left[\sum \dot{m}_{21} \cdot s_{21} - \sum \dot{m}_{20} \cdot s_{20} \right] \quad 3.89$$

3.2.10. RECUPERADOR DE CALOR

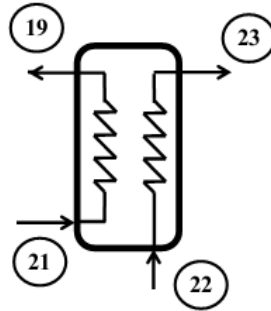


Figura 3. 15 - Volume de Controle do Recuperador de Calor

O recuperador de calor é um trocador de calor no qual os gases de escapamento a alta temperatura provenientes do motor de combustão interna transfere calor para o óleo mineral que passa pelo interior de um conjunto de tubos e que, depois de aquecido, irá abastecer o gerador de vapor servindo assim de fonte de calor para o ciclo de refrigeração por absorção.

Como já foi citado anteriormente, o rendimento de um trocador de calor é definido como:

$$\varepsilon_{Trocador} = \frac{\dot{Q}_{real}}{\dot{Q}_{Max}} \quad 3.90$$

Onde:

$$\dot{Q}_{Max} = \dot{Q}_{gases} \quad 3.91$$

$$\dot{Q}_{real} = \dot{Q}_{óleo} = \dot{Q}_{gerador} \quad 3.92$$

E que por sua vez:

$$\dot{Q}_{óleo} = \dot{m}_{óleo} \cdot C_{óleo} \cdot (T_{21} - T_{17}). \quad 3.93$$

Balço de Massa e concentraço

$$\dot{m}_{19} = \dot{m}_{21} \quad 3.94$$

$$\dot{m}_{23} = \dot{m}_{22} \quad 3.95$$

$$x_{19} = x_{21} \quad 3.96$$

$$x_{22} = x_{23} \quad 3.97$$

Balço de Energia

$$\dot{m}_{23} \cdot h_{23} + \dot{m}_{19} \cdot h_{19} = \dot{m}_{22} \cdot h_{22} + \dot{m}_{21} \cdot h_{21} \quad 3.98$$

Taxa de Irreversibilidades

$$\dot{I}_{Recuperador} = T_0 \cdot \left[\sum (\dot{m}_{19} \cdot s_{19} + \dot{m}_{23} \cdot s_{23}) - \sum (\dot{m}_{21} \cdot s_{21} + \dot{m}_{22} \cdot s_{22}) - \frac{\dot{Q}_{\acute{o}leo}}{T_{\acute{o}leo}} \right] \quad 3.99$$

3.2.11. TROCADOR DO ABSORVEDOR (SCA)

Dispositivo responsável pelo bombeamento de óleo que deixa o recuperador de calor até o gerador de vapor.

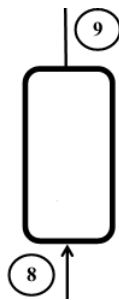


Figura 3. 16 - Volume de Controle do SCA

Balço de Massa e concentraço

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad 3.100$$

$$x_8 = x_9 \quad 3.101$$

Balço de Energia

$$\dot{Q}_{SCA} = \dot{m}_8(h_9 - h_8) \quad 3.102$$

Taxa de Irreversibilidades

$$\dot{I}_{SCA} = T_0 \cdot \left[\sum \dot{m}_9 \cdot s_9 - \sum \dot{m}_8 \cdot s_8 - \frac{\dot{Q}_{SCA}}{T_{SCA}} \right] \quad 3.103$$

A eficiência do sistema de refrigeração por absorção, pela 1ª Lei da Termodinâmica, é dada pelo coeficiente de performance (COP), definido pela equação 3.104, como o coeficiente de energia útil pela energia requerida pelo sistema.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{Evap}}{\dot{Q}_{Ger.} + \dot{W}_{Bomba}} \approx \frac{\dot{Q}_{Evap}}{\dot{Q}_{Ger.}} \quad 3.103$$

Analisando a unidade de cogeração de forma ampla determina-se a eficiência de primeira Lei global, conforme a equação 3.104, indicando a razão entre os produtos da unidade e o insumo para produção, ambos em base energética.

$$\eta_{global} = \frac{\dot{W}_{motor} + \dot{Q}_{Evap}}{\dot{Q}_i} \quad 3.104$$

Similar à análise de primeira lei, pode-se determinar os coeficientes para análise de segunda lei. Esta informação complementa a primeira, pois a análise exergética ou de segunda lei leva em consideração as perdas, parâmetro que não é considerado na análise energética.

A equação 3.105 mostra o cálculo da eficiência exergética do sistema de refrigeração por absorção, que leva em consideração a disponibilidade no evaporador e no gerador de vapor.

$$\varepsilon_{refri} = \frac{ex_{Evap}}{ex_{Ger.}} \quad 3.105$$

Onde:

$$ex_{Evap} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{Evap}}\right) \cdot \dot{Q}_{Evap} \quad 3.106$$

$$ex_{Ger.} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{Ger.}}\right) \cdot \dot{Q}_{Ger.} \quad 3.107$$

A análise exergética da unidade de forma global é apresentada através da equação 3.108.

$$\varepsilon_{global} = \frac{\dot{W}_{Motor} + ex_{Evap}}{\dot{m}_{Comb.} \cdot e^{qui}} \quad 3.108$$

CAPÍTULO IV

MATÉRIAS E MÉTODOS

Este capítulo do presente trabalho apresenta de forma mais detalhada as características construtivas e operacionais dos principais componentes que constituem a planta de cogeração desenvolvida nas instalações da RECOGÁS-N/NE na Universidade Federal da Paraíba. Além disso, será abordada a descrição dos equipamentos utilizados para aquisição de dados que foi utilizado para o desenvolvimento deste trabalho.

Será explanada também a metodologia experimental aplicada com o uso dos materiais utilizados, as discussões em relação aos aspectos construtivos e o funcionamento da unidade, problemas detectados, as intervenções realizadas na unidade piloto e soluções de alguns dos problemas observados.

4.1. Planta de Cogeração

Planta que tem como principal componente um sistema de refrigeração por absorção de simples efeito que opera segundo o ciclo GAX (*Generator-Absorber-heat exChanger*) que utiliza mistura binária de água e amônia, esse sistema é formado por subsistemas descritos a seguir:

- **Chiller de absorção:** Composto por um gerador, um absorvedor, um condensador, um evaporador, um trocador de calor de solução, três dispositivos de expansão (do tipo *short tube orifice*) e duas bombas, sendo: um para circulação da solução na unidade e uma para a circulação de água gelada. Sistema do fabricante ROBUR, modelo ACF 60-00;
- **Sistema de água gelada/fan-coil:** Duto de tomada de ar externo, duto de retorno de ar, caixa de mistura de ar, uma bomba para a circulação da água gelada e um fan-coil com manta filtrante;

- **Recuperador de calor:** Trocador de calor de contra corrente que realizará reaproveitamento da energia térmica proveniente dos gases de exaustão do motor de combustão interna, através do bombeamento de um óleo do tipo mineral que depois de aquecido será utilizado como fonte térmica para acionar o chiller de absorção;
- **Grupo Gerador:** Gerador composto de um motor de combustão interna e um alternador que opera com o uso de gás natural como combustível, que será utilizado para o reaproveitamento térmico dos gases de escape do MCI para o chiller de absorção.

A unidade piloto desta planta de cogeração pode ser classificada entre pequena a médio porte, com uma capacidade de refrigeração de 5 TR (17,58KW). Ela encontra-se nas instalações da Rede Cooperativa de Pesquisa Norte/Nordeste do Gás Natural (RECOGÁS-N/NE), presente na UFPB, e possui uma estrutura de aço carbono, utilizando tubulação de aço carbono, com uma espessura de parede consideravelmente elevada, devido às limitações impostas pelo uso da amônia, pois o ciclo apresenta elevadas pressões de trabalho (4 a 15 bar). Os principais pontos da unidade podem ser vistos nas figuras a seguir:

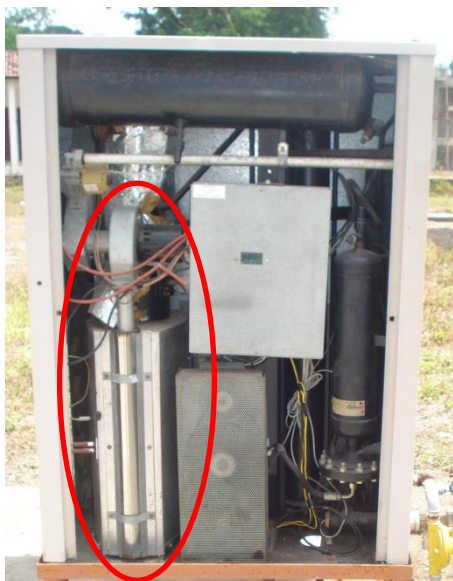


Figura 4. 1 - Vista Frontal Chiller de Absorção Robur

A seguir serão abordados alguns dos principais equipamentos e suas respectivas modificações de forma mais aprofundada.

4.2. Gerador de Vapor

Um dos principais subsistemas do chiller de absorção da Robur que sofreram modificações, este dispositivo que tem como função realizar a dessorção da amônia na mistura com a água. Originalmente o gerador de vapor operava com a queima direta de gás natural como pode ser visto na figura 4.2a e na figura 4.2b modificado para receber o óleo mineral aquecido através de um recuperador de calor que utilizará os gases de escape de um motor de combustão interna para o aquecimento do mesmo.



(a)



(b)

Figura 4. 2 - Gerador de vapor original (a) e modificado (b)

4.3. Condensador

O condensador tem como função condensar o vapor de amônia que o mesmo recebe do retificador, rejeitando calor para o ambiente através dos tubos aletados conforme a figura 4.3. Após o fluido ser condensado depois de entrar em contato com as paredes da tubulação ele sofre o primeiro estrangulamento antes de chegar ao trocador de calor.



Figura 4. 3 - Condensador

4.4. Absorvedor

Componente do sistema em que a solução pobre em amônia contida em seu interior tem como função absorver o vapor de amônia proveniente do evaporador, fazendo com que o vapor de amônia se dilua na solução. Como o processo de absorção é exotérmico, necessitasse rejeitar calor para que a solução absorva maior quantidade amônia possível.

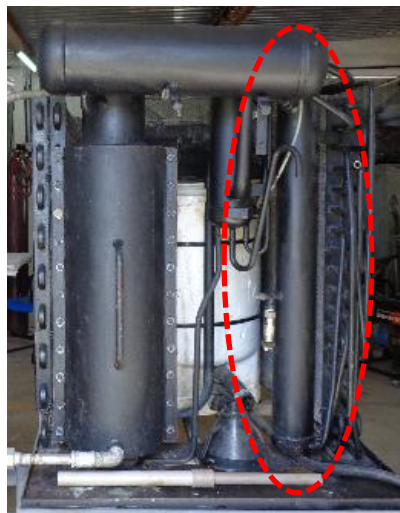


Figura 4. 4 - Absorvedor

4.5. Evaporador

O evaporador é o componente do sistema responsável pela produção de frio que será utilizada para a climatização, é nele que se encontra a temperatura mais baixa do ciclo. Conectado ao evaporador está o sistema de água gelada vindo do *fan-coil*, que é necessário para ajudar a evaporar o fluido refrigerante. O evaporador se apresenta submerso em um tanque com água na forma de espiral conforme a figura 4.5.

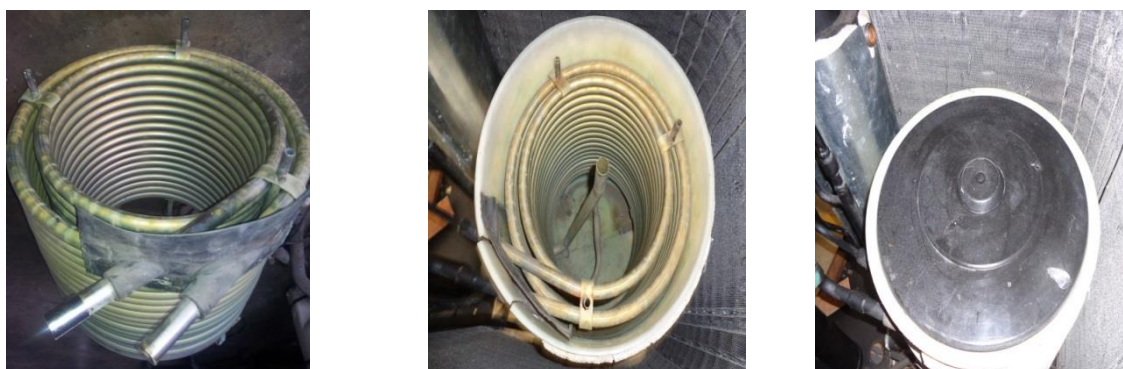


Figura 4. 5 - Evaporador

4.6. Trocador de calor de solução

É um trocador de calor do tipo *tube in tube* (tubos concêntricos) operando em contracorrente. Este componente tem a função de melhorar o desempenho do ciclo, pré-aquecendo a solução antes chegar ao gerador, e ao mesmo tempo arrefece o vapor de amônia antes de chegar ao evaporador.

Pré-aquecer a solução antes que ela chegue ao gerador é de grande importância à medida que quanto maior a troca existente no trocador e quando maior a temperatura da solução ao chegar ao gerador, menor a quantidade de calor necessária para que haja dessorção da solução.

De acordo com os resultados de SANTOS (2005) a diferença de temperatura idealizada para este trocador de calor seria de aproximadamente 30°C.

4.7. Recuperador de calor

O recuperador de calor é um equipamento no qual os gases de escape do motor de combustão interna que saem à alta temperatura transfere calor para o óleo mineral (características descrita no Anexo A), que percorre o interior de um conjunto de tubos aletados e que depois de aquecido, será utilizado como fonte térmica para acionar o gerador de vapor para do ciclo de refrigeração por absorção.

A Figura 4.7 mostra o interior do recuperador de calor. Um conjunto de oito tubos de 6 mm de diâmetro interno nos quais são soldados dez blocos de aletas circulares contendo 45 arames de 1,5 mm de diâmetro cada bloco foram instalados na região interna do recuperador. O óleo mineral irá escoar pelo interior desses tubos no sentido descendente e seguirá para o *chiller* absorção, enquanto que pela região externa a esses tubos aletados passarão os gases de escapamento em contra fluxo ao óleo mineral. Os gases irão entrar por um tubo central e são distribuídos por um total de vinte e três tubos de 23,0 mm de diâmetro cada um, de forma a ocupar toda a área interna do recuperador e, por fim, sairão novamente por um tubo central para o meio ambiente.



Figura 4. 6 - Recuperador de Calor

4.8. Bombas

Na planta de cogeração abordada, são utilizadas três bombas com diferentes finalidades. Uma bomba para a circulação da solução na unidade do tipo diafragma, uma bomba para a água resfriada no evaporador e uma bomba para o recuperador de calor que bombeará óleo mineral no sistema.

O circuito de óleo utiliza uma bomba (figura 4.7a) do tipo centrífuga com as seguintes características:

- Vazão: 1,6 a 16,4 m³/h;
- Altura: 2 a 39 mca;
- Potência: 3/4 a 3 cv;
- Bocais com rosca BSP;
- Caracol da bomba de ferro fundido;
- Rotor fechado de alumínio;
- Selo mecânico constituído de aço inox AISI-304, buna N, grafite e cerâmica;
- Motor elétrico, 2 Polos, 60Hz.

No circuito de água gelada foi utilizada uma bomba (figura 4.7 b) do tipo centrífuga com as seguintes características:

- Vazão: 1,6 a 16,4 m³/h;
- Altura: 2 a 39 mca;
- Potência: 3/4 a 3 cv;
- Bocais com rosca BSP;
- Caracol da bomba de ferro fundido;
- Rotor fechado de alumínio;
- Selo mecânico constituído de aço inox AISI-304, buna N, grafite e cerâmica;
- Motor elétrico, 2 Polos, 60Hz.

O *Chiller* por absorção utiliza uma bomba (figura 4.8 c) do tipo deslocamento positivo (Diafragma) a com as seguintes características do Motor e transmissão:

- Potência: 3/4 hp;
- Rotação: 3450 RPM;
- Relação de Transmissão: 1/5;
- Material do Diafragma: Teflon;

. A instalação das bombas pode ser vista na figura 4.7.

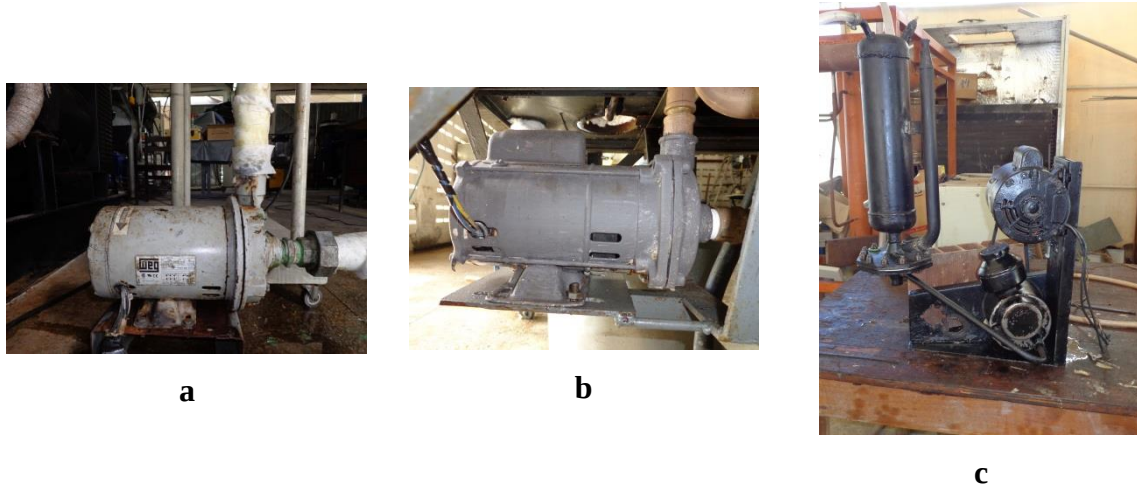


Figura 4. 7 - Bombas do Sistema de Cogeração

4.9. Motor de Combustão Interna

A fonte térmica utilizada para o acionamento do ciclo de absorção será os gases de escape do motor de combustão interna do grupo gerador da LEON HEIMER disponível nas instalações da Recogás conforme a figura 4.8.

Descrição do Grupo Gerador de 100KVA:

- **Marca:** HEIMER;
- **Modelo:** GEHGM-100;
- **Rotação:** 1.800RPM;
- **Motor:** GM 8,1L (Movido a gás Natural);
- **Taxa de compressão:** 9,1:1;
- **Potência:** 240hp a 3000 rpm (gás natural) e 264hp a 3000 rpm (propano);
- **Alternador:** NEGRINI;
- **Modelo:** ATED, trifásico, brushless (sem escovas), com regulador eletrônico de tensão.



Figura 4. 8 - Grupo Gerador Leon Heimer

4.10. Reservatório de Óleo

Reservatório utilizado para armazenar o óleo oriundo do gerador de vapor e ser bombeado para o recuperador de calor. Este reservatório tem capacidade de 30 litros e está isolado termicamente, para evitar perdas de calor para o ambiente.



a



b



c

Figura 4. 9 - Reservatório de Óleo (a), com isolamento térmico (b) e finalizado (c).

4.11. Instrumentação da Unidade

Para a aquisição dos dados necessários ao propósito deste trabalho foram utilizados os seguintes equipamentos:

- **Termopar MTK-01 e Termômetro Digital MT-405 - Fabricante - Minipa:** Foram utilizados 23 termopares para a aquisição dos dados de

temperatura de cada ponto de interesse do sistema. Eles foram instalados nas superfícies das tubulações, após a limpeza da mesma, como lixamento, a utilização de pasta térmica e isolamento térmico de forma a minimizar as incertezas de medição. Segundo ROCHA (2010), tem-se que o erro em relação ao método invasivo (ou seja, que está em contato com o fluido) é de aproximadamente 1,3%. Por este motivo os valores medidos não sofrerão correção, pois o sistema não permite a instrumentação evasiva devido às elevadas pressões de trabalho, a toxicidade da amônia, de maneira que o erro é aceitável, menor que 5%. Abaixo na Figura. (4.11) está apresentado o termopar utilizado e o termômetro digital.



Figura 4. 10 - Termômetro digital com termopar acoplado

- **Transdutores e indicadores de Pressão:** Como o sistema trabalha com três níveis de pressão (4, 12 e 14 bar), foi instalado um transdutor de pressão para a medição de cada nível. Esses dados são de extrema importância para a determinação das propriedades do sistema. Os transdutores (TM25) e indicadores (HM204) utilizados são da Fabricante-*Hytronic* e estão ilustrados a seguir nas Figuras. 4.10a e 4.10b



a



b

Figura 4. 11 - Transdutor (a) e Indicador de pressão (b)

- **Medidor de Vazão Ultrassônico:** O medidor UFM140 da Fabricante-FMS Plandata CSI Ltda, foi utilizado para se medir à vazão do óleo do recuperador de calor e do circuito de água gelada. Ele funciona através da fixação dos transdutores na tubulação aliado ao uso de um gel condutor que deve ser utilizado tanto nos transdutores quanto na tubulação. Eles são construídos com cristais piezelétricos, feitos tanto para transmitir como para receber sinais ultrassônicos através das paredes dos tubos por onde é circulada a água e o óleo, ou seja, a medição é feita de maneira não intrusiva. O medidor e seus transdutores podem ser vistos na Figura 4.11 abaixo.



Figura 4. 12 - Medidores de Vazão (a) e transdutores (b)

- **Bomba de Vácuo:** Foi utilizada neste trabalho a bomba de vácuo de 12 CFM (*cubic feet per minute*) - o equivalente a $0,0056633693 \text{ m}^3/\text{s}$ - da SURYHA, com potência de 560 W/h para a retirada do ar existente no interior do chiller da Robur e a posterior introdução da massa de solução do refrigerante no sistema. Abaixo, na Figura 4.12 tem-se a representação do modelo e localização dos componentes da bomba de vácuo.



Figura 4. 13 - Bomba de Vácuo

- **Sistema de Aquisição de Dados:** Foi utilizada neste trabalho foi o modelo 34970a da Agilent Technologies (figura 4.15)



Figura 4. 14 - Equipamento de aquisição de dados Agilent 34970A.

O equipamento permite 11 diferentes sinais de entrada, como temperatura utilizando termopares, termorresistências e termistores; tensões DC e AC; resistência de 2 e 4 fios; período e frequência; e corrente DC e AC. Intervalo de varredura com armazenamento de até 50000 leituras, 600 leituras por segundo por canal. Permite conexões com o computador utilizando a interface GPIB (IEEE-488) e RS-232.

O fabricante disponibiliza o programa de aquisição de dados BenchLink Data Logger 3 com o equipamento de aquisição de dados. Para a conexão dos sensores, os cabos de extensão foram conectados a uma placa de entrada de dados que possui 20 canais. Esta placa é modular e permite que seja destacada do equipamento para a conexão dos fios, conforme Figura 4.16.



Figura 4. 15 - Placa de entrada para conexão dos cabos de extensão dos sensores.

4.12. Metodologia

A metodologia utilizada para o funcionamento da planta de cogeração ocorre por partes e em uma determinada sequência lógica descrita a seguir:

- **Evacuar todo o *chiller* por absorção:** O primeiro passo é realizar o vácuo na unidade e garantir a ausência de vazamentos. Para este procedimento usa-se uma bomba de vácuo já descrita anteriormente. Em média, para se realizar o vácuo no sistema em estudo, leva em torno de 15 minutos, depois de realizado o vácuo, geralmente as pressões se situavam em torno de 6 mbar (0,6 kPa), devido à impossibilidade de se retirar toda a massa existente;
- **Garantir o vácuo:** Esse é um passo mais demorado, uma vez que se deve esperar ao menos 24 horas para garantir que não haverá mudanças significativas no valor da pressão. A temperatura ambiente é um dos fatores que pode modificar essa grandeza, sendo necessário estar ciente deste fato;
- **Carregar a unidade com a solução:** Após garantir o vácuo coloca-se em torno de 20 kg da solução de água e amônia com uma concentração de 35% de amônia na água. A solução esta que foi obtida com ATM Refrigeração com a concentração desejada;
- **Liberar os cilindros de pressão:** Os cilindros de gás natural são liberados de forma que 5 bar de pressão de gás seja enviada para a válvula de redução de pressão e após ela a pressão seja de 300 mbar na entrada do motor;
- **Ligar o gerador:** Após o gás ser liberado, dar a partida no gerador através de uma chave no quadro de comando do gerador;
- **Ligar as bombas do sistema:** No quadro de controle da planta de cogeração, encontram-se as chaves e inversores de frequência das bombas que

serão ligados. As bombas de solução do *chiller* e a do circuito de água gelada por serem monofásicas, não têm sua rotação controlada pela frequência. Por outro lado, a bomba do recuperador de calor é trifásica é controlada por inversor de frequência para poder ter o controle de vazão.

CAPÍTULO V

RESULTADOS

Este capítulo do presente trabalho é destinado a apresentar os resultados obtidos tanto teoricamente como experimentalmente e a comparação dos mesmos com trabalhos já realizados presentes na bibliografia.

Primeiramente serão apresentados os resultados obtidos no modelo matemático desenvolvido na plataforma *EES*, analisando o tanto o *chiller* por absorção como o sistema de cogeração em regime permanente e confrontando-os com resultados de outros trabalhos desenvolvidos na mesma linha pesquisa. Também será mostrada uma análise exergética do sistema e para finalizar serão apresentados os resultados experimentais e uma posterior análise dos mesmos.

5.1. Resultados da Modelagem Matemática

O modelo matemático foi simulado em duas situações:

- **Primeira:** Com um valor semelhante do calor fornecido ao gerador de vapor de alguns trabalhos, para que se possa fazer a comparação dos resultados teóricos;
- **Segunda:** Com base em valores obtidos experimentalmente, para se comparar o modelo desenvolvido com os resultados experimentais obtidos;

Os volumes de controle, bem como os pontos de estados, utilizados no modelo para regime permanente estão detalhados no capítulo III e na Figura 3.5.

5.1.1. Comparação Teórica com Outros Trabalhos

As condições iniciais adotadas na simulação foram baseadas nos dados fornecidos pelo manual da ROBUR e os gráficos apresentados a seguir foram gerados com base nos seguintes dados abaixo:

- Condições Ambientais:
 - $T_0 = 27^{\circ}\text{C}$;
 - $P_0 = 1,013 \text{ bar}$;
- Sistema de Refrigeração:
 - $T_{\text{Evaporação}} = 5^{\circ}\text{C}$;
 - Diferença de Pressão na ValvulaI = 1,5 bar;
- Circuito de Água Gelada
 - $T_{\text{entrada}} = 12^{\circ}\text{C}$
 - $T_{\text{saida}} = 7^{\circ}\text{C}$
 - $\dot{m}_{\text{água}} = 4,21 \text{ kg/s}$
- Solução $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$
 - $X_{\text{NH}_3} \text{ no evaporador} = 99,8\%$
 - $X_{\text{NH}_3} \text{ da solução forte no gerador} = 40\%$
- Fluxo de Calor
 - $\text{No gerador} = 152,5 \text{ KW}$

Além dos dados acima e também simplificações apresentadas no Capítulo III, a solução de amônia-água será considerada líquida saturada nos seguintes pontos de estados: 2 (saída do Condensador), 9 (entrada da bomba de solução) e 16 (retorno da solução do Retificador para o Gerador); e vapor saturado nos pontos: 1 (saída do Retificador), 6 (saída do Evaporador) e 15 (entrada do Retificador). A concentração de amônia foi adotada em 99,8 % nos seguintes volumes de controle: Condensador, Trocador de tubos concêntricos e Evaporador.

5.1.2. Resultados Teóricos

A partir das condições iniciais adotadas descritas na seção acima foram obtidos os resultados mostrados na Tabela - 5.1. Com base nesses dados, observa-se que o chiller apresenta três níveis de pressão: 4,87 bar, 12,14 bar e 13,64 bar. A menor concentração de amônia foi encontrada no retorno do gerador para o absorvedor (pontos de estados 13 e 14). Observa-se, também, que no ponto de estado 16 (retorno da solução retificada para o gerador) a concentração de amônia é de 52,63%, evidenciando a condensação de amônia com a água.

A maior temperatura do sistema encontra-se no ponto de estado 13, que corresponde à saída do gerador (103,1°C) e a menor temperatura ocorre no ponto 5 (3,51°C) na entrada do evaporador.

A qualidade, parâmetro que indica em que estado a solução se encontra, podendo estar no estado de líquido comprimido, líquido saturado, vapor úmido, vapor saturado ou vapor superaquecido é apresentada também na tabela 5.1. Logo, os seguintes critérios são adotados:

1. Qualidade 100 % indica que o estado é de vapor saturado;
2. Qualidade igual a 0 % indica que o estado é de líquido saturado;
3. Qualidade superior a 100% indica que a solução está superaquecida;
4. Qualidade negativa indica que a solução está sub-resfriada;
5. Qualidade entre 0 e 100 % indica que o estado da solução é de vapor úmido.

Tabela 5. 1 - Estados Termodinâmicos da Simulação

Ponto	Temperatura [°C]	$\dot{m}$ [kg/s]	Pressão [bar]	Concentração [%]	Entalpia [kJ/kg]	Qualidade [%]
1	53,19	0,07412	13,64	0,998	1340	1
2	37	0,07412	13,64	0,998	174,7	0
3	31,38	0,07412	12,14	0,998	174,7	0,02415
4	26,15	0,07412	12,14	0,998	121,8	-0,001
5	3,515	0,07412	4,878	0,998	121,8	0,08518
6	5	0,07412	4,878	1	1276	1
7	25,97	0,07412	4,878	1	1329	1,001
8	61,99	0,3139	4,878	0,5128	383,6	0,2377
9	37	0,3139	4,878	0,5128	-73,59	0
10	37,12	0,3139	13,64	0,5128	-72,32	-0,001

11	41,61	0,3139	13,64	0,5128	-52,12	-0,001
12	63,12	0,3139	13,64	0,5128	45,66	-0,001
13	103,1	0,2398	13,64	0,3628	242	0
14	74,05	0,2398	4,878	0,3628	242	0,08393
15	74,23	0,07545	13,64	0,9895	1418	1
16	74,23	0,001323	13,64	0,5127	97,11	0
17	12			-	50,46	0
18	7			-	29,51	0

Com base nos resultados dos estados termodinâmicos do sistema de refrigeração por absorção acima, é possível realizar uma análise tanto energética quanto exergética, como se podem ver na Tabela 5.2 e 5.3 apresentadas a seguir.

Tabela 5. 2 - Fluxo de Calor do Sistema

Componente do Sistema	Fluxo de calor [kW]
Trocador do Absorvedor	143,5
Gerador	150,5
Evaporador	85,56
Condensador	86,41
Absorvedor	36,11
Retificador	7,46

Tabela 5. 3 - Fluxo de Recuperação de Calor do Sistema

Componente do Sistema	Fluxo de calor [kW]
Serpentina do Retificador	6,341
Serpentina do Absorvedor	30,69
Trocador Concêntrico	3,983

O balanço exergético é apresentado na tabela 5.4. Como se pode observar a maior disponibilidade de energia está na saída do gerador de vapor (ponto 15), e a menor disponibilidade está no retorno do retificador para o gerador de vapor (ponto 16).

Tabela 5. 4 - Balanço Exergético do Chiller por Absorção

Ponto	Temperatura [°C]	$\dot{m}$ [kg/s]	Entropia [kJ/kg]	Exergia Específica [kJ/kg]	Exergia [kW]
1	53,19	0,07412	4,369	361,2	26,77
2	37	0,07412	0,6129	323	23,94
3	31,38	0,07412	0,6147	322,4	23,9
4	26,15	0,07412	0,4405	321,8	23,85
5	3,515	0,07412	0,458	316,5	23,46
6	5	0,07412	4,604	226,4	16,78
7	25,97	0,07412	4,786	224,5	16,64
8	61,99	0,3139	1,808	61,99	19,46
9	37	0,3139	0,3938	29,39	9,225
10	37,12	0,3139	0,3944	30,47	9,565
11	41,61	0,3139	0,4591	31,27	9,816
12	63,12	0,3139	0,7595	38,87	12,2
13	103,1	0,2398	1,294	39,88	9,562
14	74,05	0,2398	1,316	33,33	7,991
15	74,23	0,07545	4,6	368,5	27,8
16	74,23	0,001323	0,9101	45,1	0,05966

A tabela a seguir mostra as irreversibilidades do ciclo de absorção estudado e seus respectivos percentuais, estes dados são de grande importância para a análise através da segunda lei da termodinâmica, pois informa onde ocorrem as maiores perdas no sistema.

Tabela 5. 5 - Irreversibilidades do Sistema

Componente do Sistema	Irreversibilidade [kW]	%
Trocador do Absorvedor	0,2281	0,7088
Gerador	26,33	83,54
Evaporador	0,3325	1,055
Condensador	0,04786	0,1519
Absorvedor	2,484	7,647
Retificador	0,5104	1,62
Válvulas	2,003	6,355
Trocador Concêntrico	0,1874	0,5496
Bomba	0,0577	0,1833
Total	31,51	100

Primeiramente, o gerador e o retificador apresentam as maiores irreversibilidades do sistema de refrigeração por absorção, somando 80,05% de toda irreversibilidade do sistema. Isso ocorre devido:

- No gerador onde se apresentam as maiores temperaturas do sistema;
- O processo de dessorção ser um processo intrinsecamente irreversível.

Os volumes de controle responsáveis pela absorção do vapor de refrigerante na solução (SCA e resfriador) aparecem como o segundo grupo de equipamentos com maior irreversibilidade (8,36% da irreversibilidade total do sistema), isso ocorre não só pela temperatura em que o componente opera, mas também pela natureza da reação química que ocorre nesses volumes de controle.

Os resultados de irreversibilidades obtidos nesse trabalho estão em concordância aos trabalhos que abordam a avaliação exergética de sistemas de refrigeração por absorção. Indicando analogamente que os equipamentos responsáveis pelo processo de dessorção e absorção requerem uma atenção maior, objetivando a melhoria deste tipo de tecnologia para a produção de frio.

A figura a seguir mostra uma comparação entre a energia e a exergia das trocas de calor envolvidas no *chiller* por absorção.

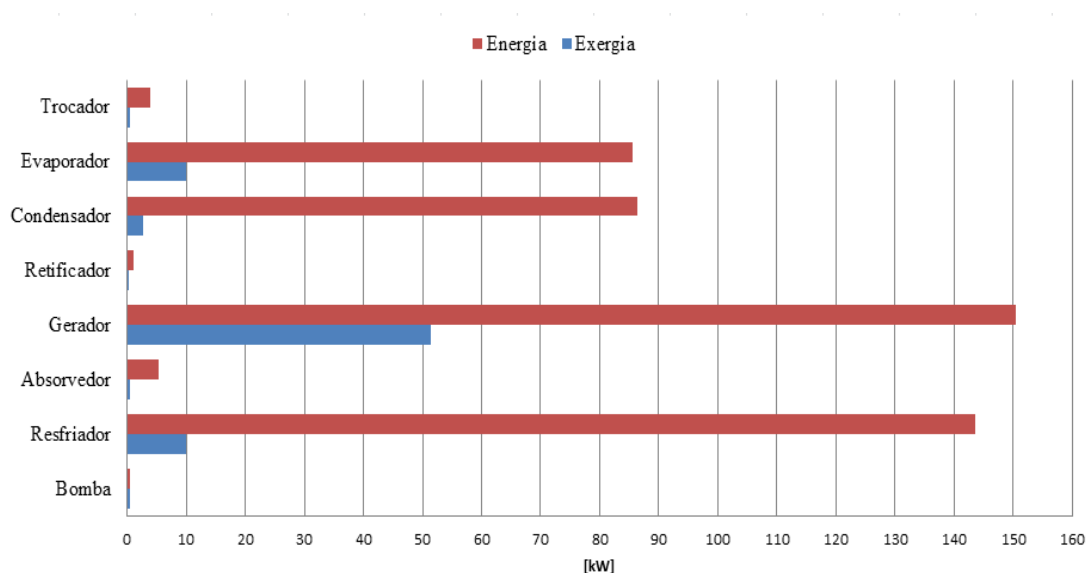


Figura 5. 1 - Comparação entre Fluxo Energético e Exergético no Sistema

Uma análise da unidade de cogeração é mostrada na forma das eficiências de primeira e segunda lei da termodinâmica, as quais são comparadas com as eficiências dos subsistemas operando de forma isolada.

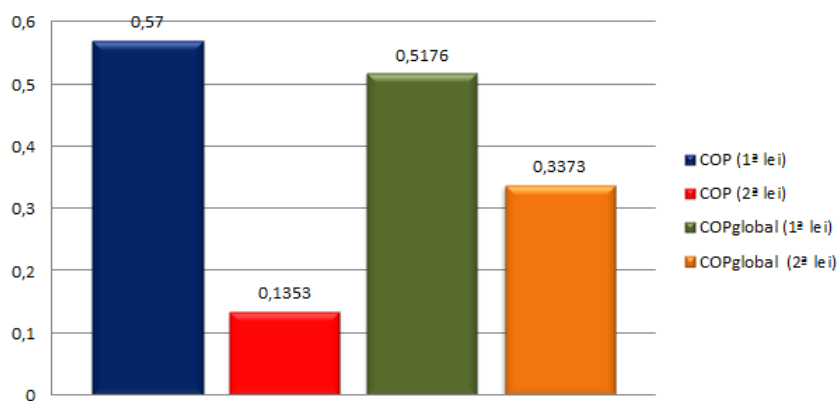


Figura 5. 2 - Eficiências de 1ª e 2ª lei

A análise energética do sistema de refrigeração por absorção fornece como resultado o coeficiente de desempenho (COP), para as condições mostradas na seção 5.1.1 alcança-se um valor corresponde a 0,57. Este parâmetro sofre influencia de diversos fatores, conforme as figuras abaixo que mostram a variação do COP do sistema de refrigeração em função de alguns fatores, como a variação na largura do processo (diferença entre a concentração da solução rica e a solução pobre). Este gráfico mostra a influencia tanto o processo de dessorção, quanto o de absorção são importantes no desempenho do sistema, pois a identificação de problemas, em algum desses processos pode interferi nas concentrações da solução e assim influir diretamente no desempenho do sistema.

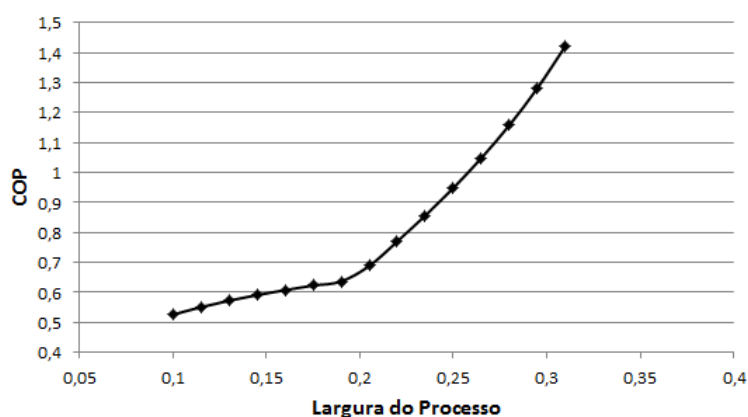


Figura 5. 3 - Variação do COP com a largura de processo

Outro parâmetro que afeta o coeficiente de desempenho do sistema é a temperatura ambiente, observa-se na figura 5.3 que um aumento de 10 °C na temperatura ambiente acarreta numa variação significativa do COP do sistema. Sendo que este decresce com o aumento da temperatura ambiente.

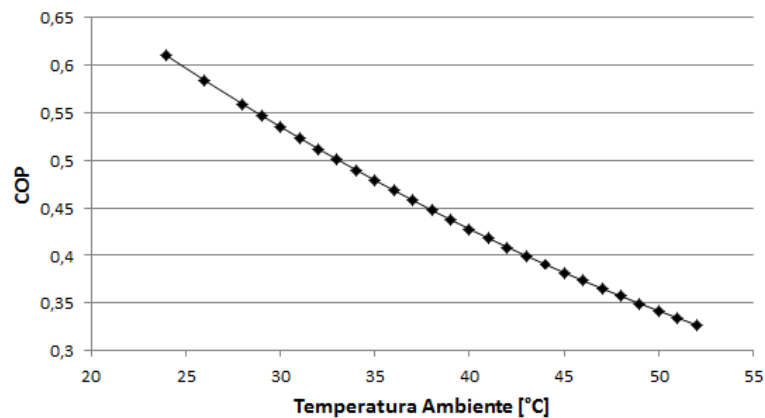


Figura 5. 4 - Variação do COP com a Temperatura Ambiente

Outro fator que influencia diretamente no desempenho do sistema de refrigeração por absorção é a eficiência do trocador de calor concêntrico, este parâmetro mostra que o pré-aquecimento do vapor de refrigerante favorece melhora o desempenho do sistema. Esta influencia está retratada na figura 5.4

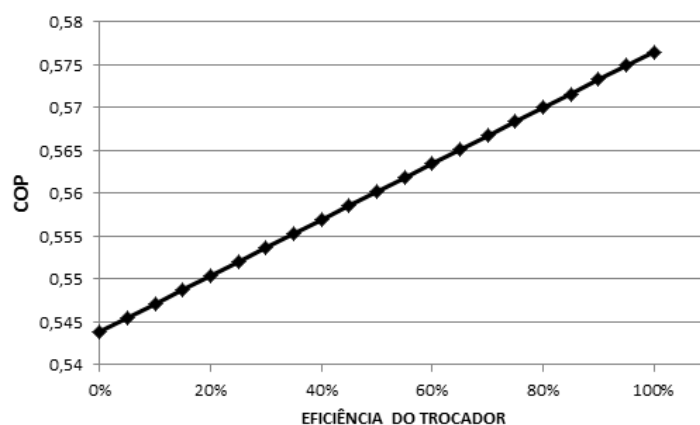


Figura 5. 5 - Variação do COP com a Eficiência do Trocador

As Figuras 5.6, 5.7 e 5.8 apresentam os diagramas T-x para as pressões alta, baixa e intermediária do ciclo em estudo, respectivamente.

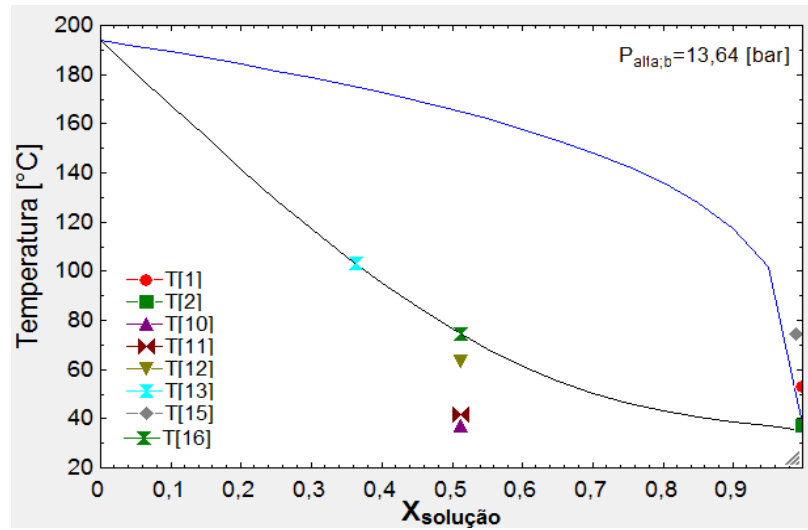


Figura 5. 6 - Diagrama T-x para a pressão Alta

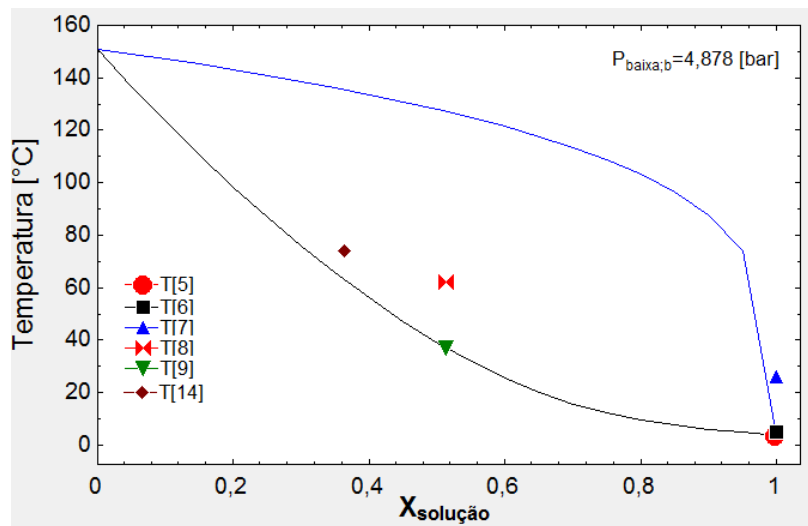


Figura 5. 7 - Diagrama T-x para a Pressão Baixa

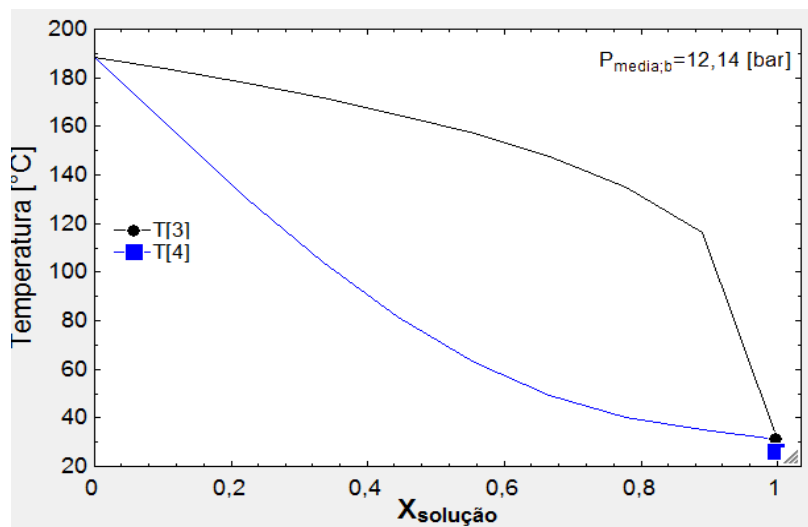


Figura 5. 8 - Diagrama T-x para a pressão Intermediária

A tabela seguir mostra uma comparação entre o modelo desenvolvido e alguns trabalhos presentes na bibliografia que foram tomados como referência. Apesar modelo desenvolvido apresentar formas diferenças na abordagem do problema em estudo, nota-se que o programa apresenta coerência nos valores calculados apresentando uma pequena margem de erro como se pode ver a seguir:

Tabela 5. 6 - Comparação de Resultados Teóricos

Ponto	T (°C)	T (°C)	T (°C)	T (°C)
1	54,27	54,27	44,07	51,85
2	37,00	37,00	40,0	35,00
3	33,14	33,14	30,94	29,18
4	6,57	7,47	-1,52	24,37
5	3,51	3,51	-10,1	3,513
6	5,00	5,00	-10,0	5,00
7	30,45	30,45	26,42	25,46
8	64,14	62,44	-	58,85
9	37,00	37,00	40,0	35,00
10	37,17	37,17	40,15	35,11
11	42,80	42,31	56,2	38,91
12	63,12	59,87	109,1	60,47
13	105,15	101,5	174,2	97,61
14	74,65	71,13	116,6	70,46
15	76,15	76,15	87,0	69,63
16	76,25	76,25	65,54	69,63
	Marlom 2005	Josegil 2010	Ortigosa 2007	Presente Trabalho

5.2. Resultados Experimentais

A figura seguir mostra sistema de cogeração utilizado neste trabalho, que é composto por um motor de combustão interna, recuperador de calor e *chiller* de absorção.

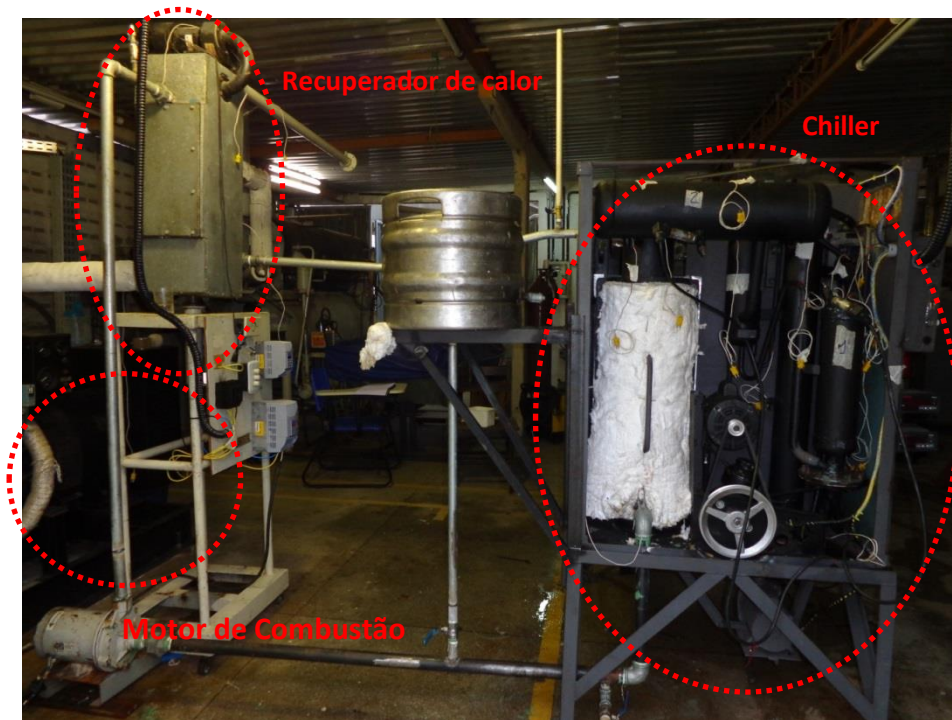


Figura 5. 9 - Sistema de Cogeração

Foram realizados diversos experimentos, onde para efeito de análise será utilizado o último ensaio, devido apresentar os mesmos comportamentos dos dados obtidos, que estão expostos nas figuras 5.9, 5.10 e 5.11 que mostra a evolução dos dados de temperatura no tempo e na figura 5.12 que mostra o comportamento das pressões do sistema.

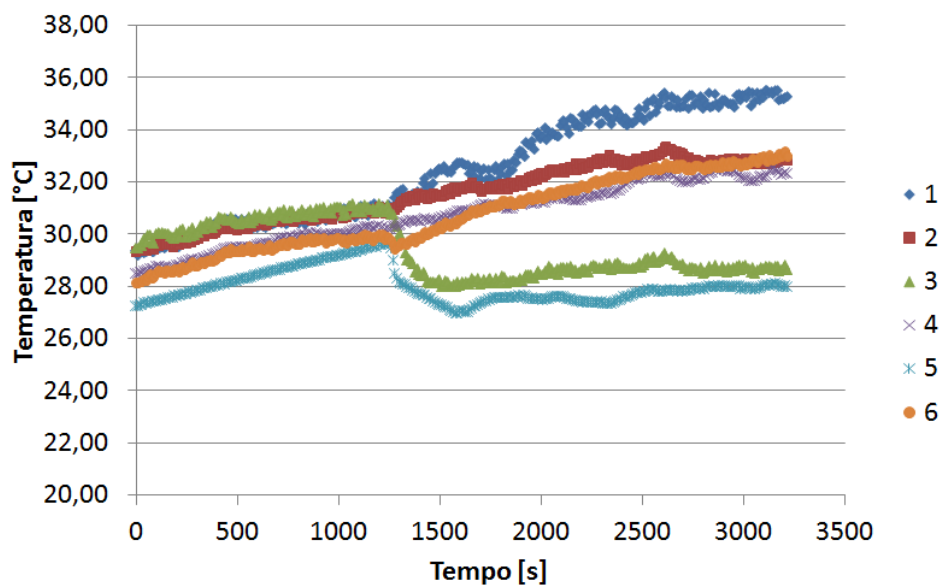


Figura 5. 10 - Variação das Temperaturas 1 a 6

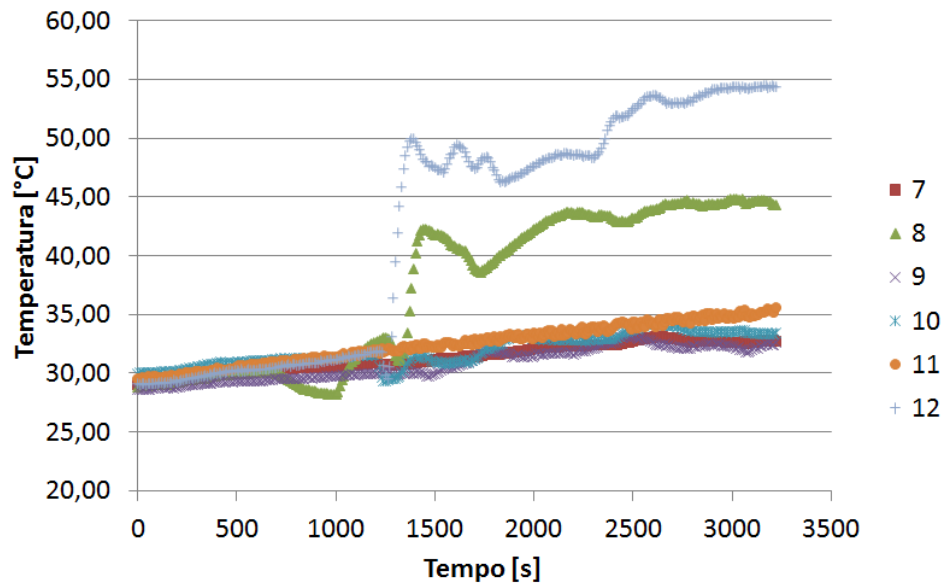


Figura 5. 11 - Variação das Temperaturas 7 a 12

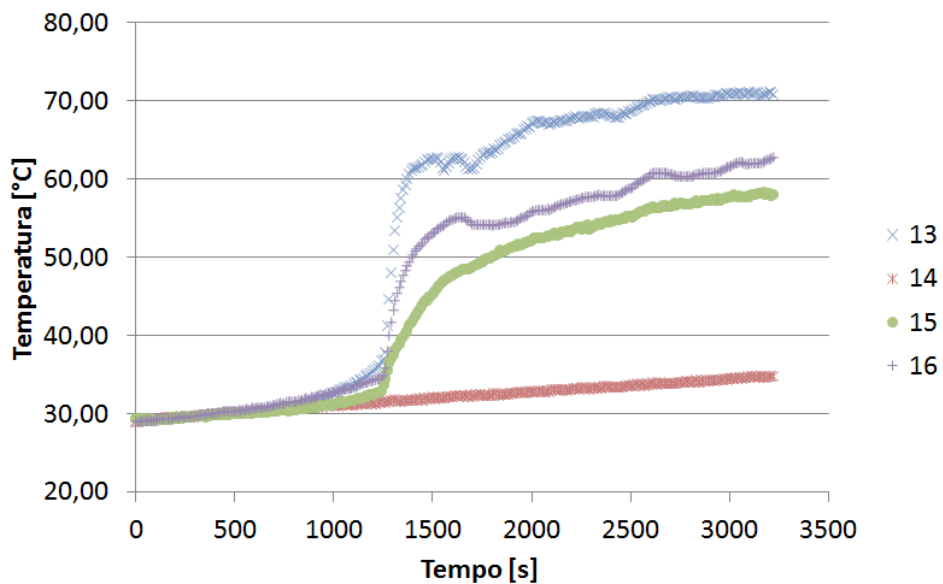


Figura 5. 12 - Variação das Temperaturas 13 a 16

Na figura abaixo é apresentado o comportamento das pressões durante a realização do ensaio do sistema, nota-se um equilíbrio de pressões até 20 minutos de funcionamento, a partir desse momento é ligado a bomba de circulação de solução para o gerador de vapor e promovendo a dessorção da amônia da solução e consequentemente o aumento de pressão no sistema como pode ser visto na figura abaixo.

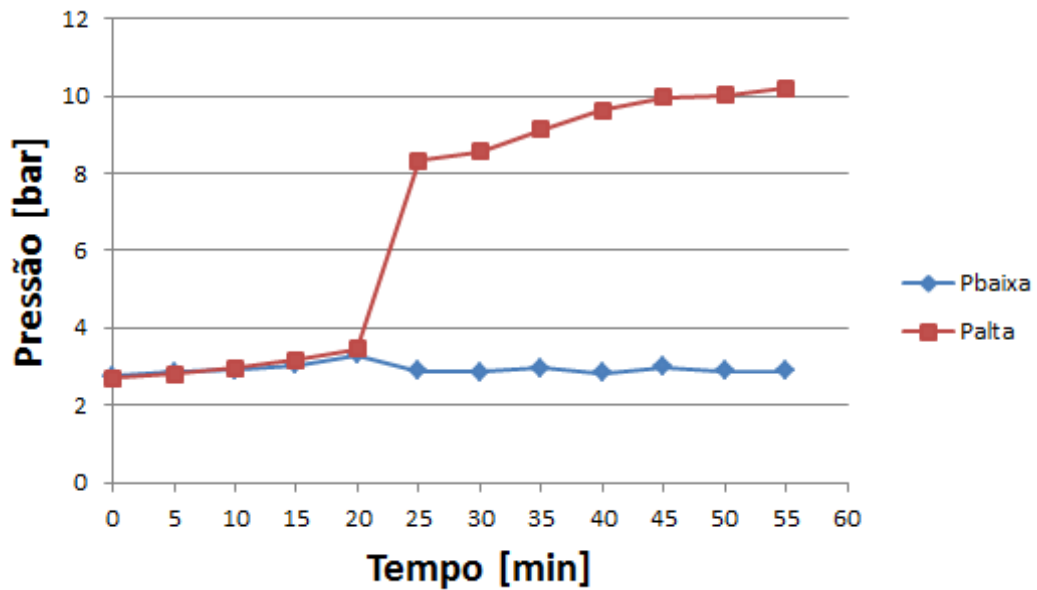


Figura 5. 13 - Variação da Pressão

Para a comparação experimental foram adotadas as mesmas condições iniciais descritas na seção 5.1.1, além de alguns dados técnicos e também dados obtidos experimentalmente descritos a seguir:

- Propriedades do Óleo Mineral
 - Calor específico: $c_p = 1,6 \text{ kJ} \cdot (\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$;
 - Massa específica: $\rho = 835 \text{ kg/m}^3$;
- Propriedades dos Gases de Escape
 - Calor específico: $c_p = 1,28 \text{ kJ} \cdot (\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$;
 - Massa específica: $\rho = 1,15 \text{ kg/m}^3$.
- Recuperador de Calor
 - Ramo do Óleo:
 - Diferença de Temperatura: $\Delta T = 15^\circ\text{C}$;
 - Vazão Volumétrica: $\dot{V}_{oleo} = 3 \text{ m}^3/\text{h}$ ($0,00083333334 \text{ m}^3/\text{s}$);
 - Vazão mássica: $\dot{m}_{oleo} = 0,6958 \text{ kg/s}$;
 - Ramo dos Gases:
 - Diferença de Temperatura: $\Delta T \simeq 200^\circ\text{C}$;
 - Vazão mássica: $\dot{m}_{gases} = 0,1853 \text{ kg/s}$;

- Fluxo de Calor No Recuperador de Calor

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T = (\rho \cdot \dot{V}) \cdot c_p \cdot \Delta T$$

- *Ramo dos Gases* – $\dot{Q} = 47,59 [kW]$
- *Ramo do Óleo* – $\dot{Q} = 16,7 [kW]$
- *Eficiência do Recuperador:*

$$\varepsilon_{recuperador} = \frac{\dot{Q}_{oleo}}{\dot{Q}_{gases}} = 0,3367$$

- Calor Fornecido ao Gerador de Vapor

- Diferença de Temperatura: $\Delta T \cong 10^\circ C$;
- Vazão mássica: $\dot{m}_{oleo} = 0,6958 kg/s$;
- *Calor:* $\dot{Q}_{gerador} = 13,36 [kW]$

Com base nesses dados foi alimentado o código computacional desenvolvido e os resultados obtidos estão apresentados a seguir:

Nota-se que uma disparidade dos dados obtidos experimentais e teóricos esse fato ocorre devido principalmente concentração da solução utilizada no sistema não serem as mesmas.

Tabela 5. 7 - Comparação Teórico Experimental do Sistema Robur

Ponto	T (°C)	T (°C)
1	53,19	35,24
2	37	32,85
3	31,38	28,60
4	26,15	32,28
5	3,515	27,96
6	5,00	32,99
7	25,97	32,73
8	61,99	44,28
9	37,00	32,57
10	37,12	33,39
11	41,61	35,57
12	63,12	54,38
13	103,1	70,78
14	74,05	34,70
15	74,23	58,06
16	74,23	62,85

Teórico Experimental

A tabela 5.9 mostra uma comparação entre dados experimentais entre o presente trabalho e trabalhos tomados com referência.

Tabela 5. 8 - Comparação de Resultados Experimentais

Ponto	T (°C)	T (°C)	T (°C)
1	74,87	59,91	35,24
2	37,87	27,33	32,85
3	36,84	27,77	28,60
4	27,40	24,01	32,28
5	8,70	-4,15	27,96
6	12,03	17,60	32,99
7	12,16	24,23	32,73
8	68,07	68,24	44,28
9	40,45	31,66	32,57
10	41,74	36,84	33,39
11	68,70	53,64	35,57
12	105,80	96,85	54,38
13	126,09	102,66	70,78
14	124,27	102,15	34,70
15	93,86	91,54	58,06
16	107,01	83,84	62,85
17		16,78	-
18		10,83	-
	Josegil Exp.	Ortigosa Exp.	Presente Trabalho.

5.2.1. Circuito Primário

Um fator de grande importância para o desenvolvimento do sistema de cogeração é maneira como ocorre o fornecimento de calor para o *chiller* de absorção, especificamente no presente trabalho esse fornecimento ocorre através do bombeamento de um determinado fluido através de um trocador de calor para recuperação de calor dos gases de exaustão do motor de combustão interna e o direcionamento do mesmo para o gerador de vapor do sistema de refrigeração por absorção.

O fluido utilizado foi um óleo mineral do tipo parafínico, este fluido foi escolhido por apresentar determinadas características, como calor específico e viscosidade, que

proporcionaria uma maior recuperação de calor para o chiller. O detalhamento das propriedades do óleo mineral está no Anexo A.

O circuito primário do sistema utiliza uma bomba do tipo centrífuga já descrita na seção 4.8 do capítulo IV, teve seu sistema de vedação que era do tipo selo mecânico substituído por um do tipo selo de Viton, devido a elevada temperatura de operação do sistema. Além disso, devemos ter uma atenção especial para as perdas de cargas presentes no circuito mostrado na figura seguir.

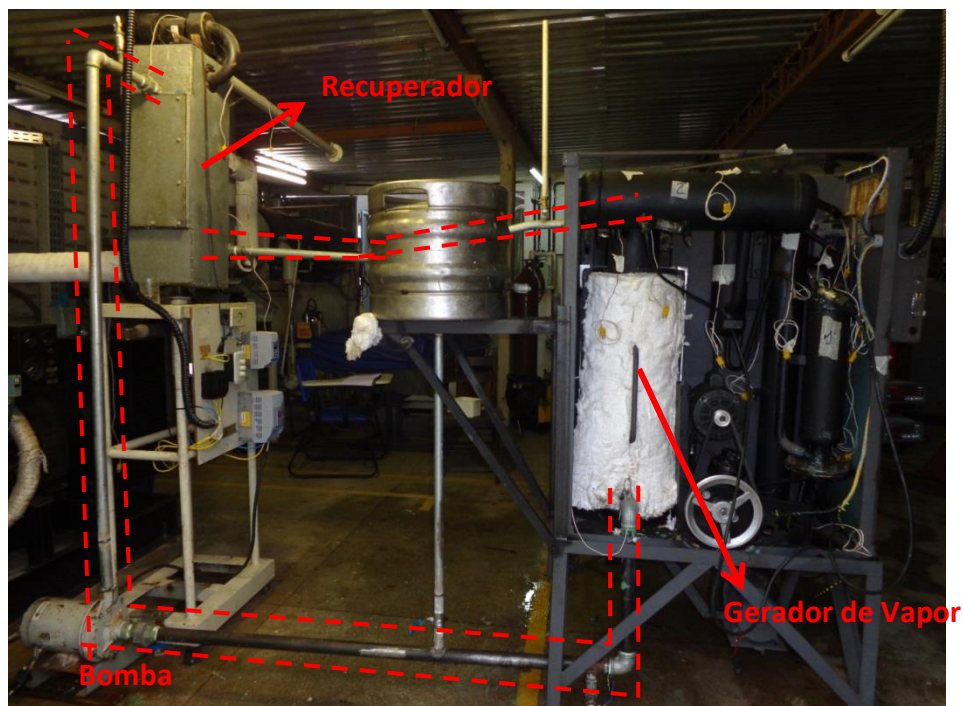


Figura 5. 14 - Circuito Primário

O cálculo da perda de carga do sistema esta descrito no Anexo B, a seguir na Tabela 5.9 podemos ver a perda de carga detalhada do sistema, que apresenta uma maior parcela no recuperador de calor.

Tabela 5. 9 - Perda de Carga no Circuito Primário

Perdas De Carga [m]		
Aspiração	Localizada	0,03933
	Distribuídas	0,03166
Recalque	Localizada	0,2362

	Distribuídas	0,3544
Trocador /Gerador	Distribuídas	4,197
Recuperador de Calor	Distribuídas	0,001856
Total		4,8605 m

CAPÍTULO VI

CONCLUSÕES E SUGESTÕES

O presente estudo se propôs a apresentar uma análise experimental de um sistema de cogeração desenvolvido nos laboratórios da RECOGÁS-N/NE na UFPB, sendo este sistema composto por um chiller de absorção que usa a tecnologia Amônia-Água, grupo motor/gerador movido a gás natural e um recuperador de calor que interliga os gases de escape do motor de combustão interna e o sistema de refrigeração.

A base sobre a tecnologia da refrigeração por absorção foi investigada assim como foram abordados os conhecimentos termodinâmicos necessários para se realizar tal pesquisa, que através de um estudo aprofundado sobre a tecnologia, puderam-se entender os aspectos construtivos e funcionais da unidade. Foi realizada também toda a instrumentação da unidade, podendo ser abordada a descrição dos equipamentos utilizados para monitoração e por consequência levando dados da unidade.

A partir de dados obtidos experimentalmente, resultados de trabalhos presente na revisão bibliográfica e do software *Engineering Equation Solver* (EES) foi possível realizar análise energética e exergética do sistema em estudo e confronta-los com dados da literatura e experimentais permitindo expor alguns aspectos inerentes deste trabalho experimental além de suas dificuldades e particularidades.

6.1. Conclusões Para os Resultados Teóricos

O código computacional desenvolvido na plataforma EES, para a simulação do sistema e principalmente do chiller por absorção permite a seleção de alguns dados de entrada como: temperatura ambiente e de evaporação, efetividade dos equipamentos de

recuperação de calor entre outros dados. Analisando os dados obtidos com a simulação do sistema de cogeração em regime permanente, chega-se nas seguintes conclusões:

- O sistema apresenta três níveis de pressão: o nível de alta pressão com 13,64 bar; o nível de pressão intermediário com 12,14 bar e o nível de baixa pressão com 4,878 bar.
- O sistema apresentou três fluxos de solução com concentrações de amônia diferentes: o fluxo de solução pobre, com concentração de 36,28%; o fluxo de solução rica, com concentração de 51,28 % e o fluxo com baixa concentração de água, com concentração de amônia de 99,8 %.
- O retorno da solução do retificador para o gerador (Ponto 16) apresentou uma concentração de 51,27% caracterizando a presença de amônia diluída na água após o processo de retificação.
- A menor temperatura do sistema é identificada na entrada do evaporador apresentando uma temperatura de 3,51 °C e a maior temperatura do sistema encontrado na saída de líquido (Ponto 13) do Gerador, que marcou 103 °C;
- Nos gráficos Temperatura-Concentração é possível identificar cada ponto do *chiller* de absorção e identificar em que estado termodinâmico os mesmos se encontram.
- A avaliação energética apresentou um o valor de 0,57 para o COP do *chiller* por absorção e para o sistema como um todo um rendimento de 51,76%.
- A avaliação Exergética apresentou um o valor de 0,1353 para o COP do *chiller* por absorção e para o sistema como um todo um rendimento de 33,73%.
- Na comparação dos dados obtidos na simulação com os dados obtidos de outros trabalhos, foram observadas algumas diferenças, que podem estar relacionadas com a maneira de abordar o volume de controle ou as considerações adotadas para a determinação dos estados termodinâmicos.
- Apesar de que os dados obtidos da simulação apresentar erros mesmo que irrelevantes quando comparados com outros trabalhos em alguns pontos do sistema, a simulação do *chiller* por absorção possibilita o entendimento

do funcionamento do sistema de refrigeração por absorção e é uma ferramenta útil para o estudo e desenvolvimento desses sistemas.

6.2. Conclusões Para os Resultados Experimentais

Para avaliação experimental do sistema, a coleta de dados ocorreu através do sistema de aquisição (Agilent 34970A) para os dados de temperatura com e de transdutores (TM 25) do Fabricante-Hytronic para os dados de pressões, para então alimentar o simulador desenvolvido na plataforma EES além de algumas considerações descritas no Capítulo V.

Além disso, foi estimado o calor fornecido ao gerador do *chiller* através da vazão medida no circuito de óleo, propriedades do óleo utilizado e da diferença de temperatura entre a entrada e saída do óleo no gerador de vapor.

Em um trabalho experimental como este nem sempre é possível alcançar os objetivos propostos integralmente, entretanto, embora não se tenha conseguido obter o perfeito funcionamento da unidade, mas importantes conclusões foram obtidas e estão descritas a seguir:

- O calor fornecido ao gerador de vapor não atingiu o patamar necessário para a produção de vapor do sistema. A máxima quantidade do mesmo foi de 16,7 kW, o qual era necessário aproximadamente 31 kW. Esse fato ocorreu por vários fatores, mas os principais foram à vazão de óleo do sistema (abaixo do necessário) e óleo utilizado que não suporta as elevadas temperaturas do recuperador de calor.
- O recuperador de calor outro fator limitante do sistema devido à necessidade de se trabalhar com uma vazão relativamente alta ($8 \text{ m}^3/\text{h}$), acarretando em uma elevada perda de carga forçando o sistema a operar com uma vazão menor, esse efeito ocorre principalmente devido à redução de diâmetro entre a linha de recalque (1") e os tubos do recuperador (6 mm).
- A bomba utilizada no circuito de óleo foi adaptada para o funcionamento com fluido acima de sua temperatura de operação (Máx 70°C), a vedação utilizada foi o selo de viton recomendada para temperatura acima de 70°C .

- O Óleo mineral utilizado não suportava a temperatura de operação necessária, outro fator importante, pois necessitávamos de temperatura acima de 110°C. Em determinadas situações o fluido atingia o ponto de fulgor aumentando a pressão no circuito devido à formação de vapor de óleo, obrigando a paralisar o sistema.
- Com base no resultados de temperatura e pressão juntamente com os resultados obtidos vai simulação verificou-se que concentração da solução ponto a ponto do sistema está abaixo do resultado teórico obtido, resultando em temperaturas diferentes e pressões do ciclo sempre bem abaixo da recomendada, isso se deve a baixa concentração da solução introduzida no ciclo, acarretando numa baixa produção de vapor no gerador, baixo nível de pressão de operação e consequentemente uma temperatura no evaporador diferente da desejada.
- A dificuldade de se manusear a solução é um fator extremamente importante, pois qualquer vazamento da mesma pode causar danos à saúde, que vão de uma simples irritação até a morte devido à asfixia causa pela toxicidade da amônia.
- O recuperador de calor realizando-se uma rápida avaliação energética verificou-se que o mesmo apresentou uma eficiência de 33,7% e apresentando uma considerável de calor pelas laterais do recuperador sob a forma de radiação.
- Durante o estudo e a manutenção da bomba de solução do sistema foi necessário o desenvolvimento da válvula reguladora de fluxo e do diafragma da mesma, pois os mesmo foram danificados durante a operação de montagem.

6.3. Sugestões

O conhecimento e a experiência prática adquiridos durante o desenvolvimento deste trabalho, inicia-se com a análise do sistema embasado por leis e conceitos teóricos, fabricação de componentes, realização de testes preliminares ao funcionamento, ajustes e correções, discussões relacionadas à melhoria de componentes, descobertas de defeitos e

soluções encontradas para saná-los e, ainda, novas ideias de aprimoramento e estudos futuros, fizeram deste trabalho de pesquisa uma excelente vivência prática de engenharia.

Salienta-se, ainda, que os resultados teóricos obtidos mediante as análises são coerentes com a literatura pesquisada e, portanto, não deixam de ser validadas pelos resultados experimentais obtidos no sistema. Por outro lado, para que se possa conseguir uma melhor aproximação entre a teoria e o experimento, se faz necessário efetuar novas intervenções, sejam elas, no projeto ou mesmo de ordem prática referente a alguns componentes da unidade que foi construída. Diante disso, é proposto a seguir, algumas sugestões para novas pesquisas as quais poderão contribuir para o desenvolvimento da unidade e melhor equalização dos resultados prático e teórico.

- Implementação do sistema de aquisição de dados de maneira que se possam ter todas as variáveis que influenciam o sistema como: temperatura, pressão, controle de frequência das bombas para o desenvolvimento de um sistema de controle.
- Utilização de fluidos com características apropriadas para trocas térmicas apresentando um elevado calor específico e que suportem temperatura elevadas, fluidos específicos para trocas de calor como, por exemplo: Shell Thermia, Therminol ®XP, Mobiltherm, LUBRAX UTILE OT e entre outro.
- Utilizações de bombas especificam para o bombeamento de fluidos com temperatura elevadas. Estes tipos de bombas são constituídos de partes em bronze, com rotor isolado do motor elétrico para a operação em temperaturas acima de 100°C.
- Realização um estudo e avaliação do recuperador de calor utilizado, pois o mesmo pode ter sua eficiência elevada reduzindo as perdas por radiação e também reduzindo sua perda de carga aumentando com o aumento o diâmetro de seus tubos.
- Realização de um estudo experimental da unidade de refrigeração com o acionamento direto com gases de escape no gerador de vapor, já que os mesmo atingem aproximadamente 300°C na entrada do recuperador.
- Realização um estudo para o desenvolvimento de um sistema de controle já que o equipamento estudado apresenta apenas um controle do tipo ON/OFF.

- Realização de um estudo sobre os dispositivos de expansão utilizados neste tipo de equipamento que são do tipo *Short Tube Orifice* e a comparação dos mesmos com os dispositivos de expansão mais comuns.
- Realização um estudo Termoeconômico do sistema

REFERÊNCIAS

ARAÚJO, J. J. P. 2010, SIMULAÇÃO DE UMA UNIDADE DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO USANDO O PAR ÁGUA-AMÔNIA NOS REGIMES PERMANENTE E TRANSIENTE (Tese de Doutorado), UNIVERSIDADE FEDERAL DA PARAIBA, João Pessoa-PB.

BALESTIERE, J.A.P. 2002, Cogeração: geração combinada de eletricidade e calor. 1ª ed. Florianópolis, Santa Catarina, UFSC.

BERECHE R.P, 2007, Avaliação de sistemas de refrigeração por absorção $H_2O/LiBr$ e sua possibilidade de inserção no setor terciário utilizando gás natural (Dissertação de Mestrado), UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS, Campinas-SP.

CARVALHO, F.R.; NOGUEIRA, L.A.H.; TEIXEIRA, F.N. Cogeração e geração distribuída. In: LORA, E.E.S.; NASCIMENTO, M.A.R. (2004). Geração termelétrica: planejamento, projeto e operação. Rio de Janeiro: Interciência, 2004. 1296 p

CORDEIRO M. C. L. 2012, Estudo Termodinâmico E Avaliação Experimental Do Protótipo 01 Do Sistema De Refrigeração Por Absorção Com O Par Água-Brometo De Lítio Da Recogás. (Dissertação de Mestrado).

CORTEZ, L.A.B., MÜHLE, I.N, SILVA A. da., 1994, “Refrigeração Por Absorção Com O Par Água Amônia E Seu Potencial No Caso Brasileiro”, Revista Abrava (Jan-Fev) pp.38-33.

DINCE, I. CENGEL Y. A., 2001, “Energy, Entropy And Exergy Concepts And Their Roles In Thermal Engineering”, Entropy, v. 3 pp. 116- 149

DORGAN, C. B., DORGAN, E. C., LEIGHT, S. P., 1995, Application Guide for Absorption Cooling / Refrigeration Using Recovered Heat. Atlanta, USA, America Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Inc.

FLORIDES, G. A., KALOGIROU, S. A., TASSOU, S. A. & WROBEL, L. C. Design and construction of a LiBr–water absorption machine. Energy Conversion and Management, 44: 2483-2508 2003.

FOX, Robert W. 2006 – Introdução à Mecânica dos Fluidos. -6. Ed.- Rio de Janeiro, LTC.

HEROLD, K. E., RADERMACHER, R; KLEIN, A. S., 1996, “Absorption Chillers and Heat Pumps”, CRC Press, Printed in the U.S.A.

INCROPERA, F. P., et al , 2008, Fundamentos de Transferência de Calor e Massa. 6ª ed. Rio de Janeiro: LTC.

KALOGIROU, S.; FLORIDES, G.; TASSOU, S.; WROBEL, L., 2002. Design and Construction of a Lithium Bromide Water Absorption Refrigerator

KANG, Y. T., KUNUGI, Y; KASHIWAGI, T., 2000 “Review Of Advanced Absorption Cycles: Performance Improvement And Temperature Lift Enhancement”, International Journal of Refrigeration, v. 23, pp. 388-401.

KANG, Y. T., HONG, H., PARK, K. S., 2004 “Performance analysis of advanced hybrid GAX cycles: HGAX”, International Journal of Refrigeration, v. 27, pp. 442-448.

KISTLER P. 1997, Advantages and Disadvantages of Using Absorption Chillers to Lower Utility Bills, California: Naval Facilities Engineering Service Center, 1997. Disponível em: <https://energy.navy.mil/publications/techdatasheets/tds2041.pdf>, Acesso em: 21 de novembro de 2012.

KOTAS T.J., 1985, The Exergy Method Of Thermal Plant Analysis. 1 ed. London, UK Butterwoths.

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

ORTIGOSA, S. A. 2007, Modelagem, Simulação e Otimização de um Ciclo Comercial de Produção de Água Gelada por Absorção de Amônia (Trabalho de conclusão de Curso). Escola Politécnica, Universidade de São Paulo-SP.

RIVERO, M. G. POLIDO, R. 1990. “Termologia Para La Aplicación Del Método De Exergia”. Revista Del IMEQ ano XXXII. v.17 pp7-11.

ROCHA, M. A., 2010, Estudo Teórico-Experimental de um Sistema de Refrigeração por Absorção de Duplo Efeito em Série usando o par Água/Brometo de Lítio. Dissertação (Dissertação de mestrado) - Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa - PB.

ROSA, R.A. SILVA A.A. 2003 “Motores A gás e recuperação de CO₂ a melhor eficiência em cogeração” Em <http://www.gasnet.com.br/conteudo/3110> acesso em 17/01/2013.

SANTANA G.C.S. 2003, Análise energética e exergética em sistema de cogeração para uma empresa do setor terciário, Dissertação de M. Sc PPGEQ/DEQ/UFBA Salvador BA, Brasil.

SANTOS, C. M. S. TORRES E.A., 2002, “Estado da Arte de Refrigeração por Absorção para Aplicações em Sistemas Industriais”, In: anais do II Congresso Nacional de Engenharia Mecânica João Pessoa – Paraíba (CD-ROM).

SANTOS, C. M. S 2005, Análise Exergoeconica de uma Unidade de Cogeração a Gás Natural com Refrigeração por Absorção (Dissertação de Mestrado) Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa – PB.

SILVA J. C., 2009, Análise Termodinâmica E De Transferência De Calor Para Dimensionamento De Um Sistema De Refrigeração Por Absorção Para Aplicações Em Baixas Temperaturas Usando Gás Natural, (Dissertação de Mestrado) Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa – PB.

SRIKHIRIN, P.; APHONRATANA, S.; CHUNPAIBULPATANA, S. 2001, “A review of absorption refrigeration technologies”, Int Journal of refrigeration v 19, n. 7, pp 343-372.

SZARGUT, J.; MORRIS, D.R.; STEWARD, F.R., 1988, Exergy Analysis Of Thermal, Chemical And Metallurgical Processes 1 ed. New York USA, Hemisphere Publishing CO.

TORRES, E.A., 1999, “Avaliação Energética E Termoeconômica De Um Sistema De Cogeração De Um Polo Petroquímico”, tese D.C., FEM/UNICAMP Campinas – SP, Brasil.

TSATSARONIS, G 1993, “Thermoeconomic Analysis And Optimization Of Energy Systems”, Progress in Energy and, v. 19, n.3, pp. 227-257.

VELÁZQUES, N, BEST, R., 2002, “Methodology for the energy analysis of an air cooled GAX absorption heat pump operated by natural gas and solar energy”, Applied Thermal Engineering, v. 22, n. 1, pp. 1089-1103.

WYLEN, V.; SONNTAG; BORGNAKKE. Fundamentos da Termodinâmica. São Paulo: Edgard Blucher, 2003.

Anexo A

Características e Propriedades do óleo Mineral LUBRAX INDUSTRIAL AV-10

Tabela - Propriedades Óleo AV-10

Densidade a 20/4°C		0,8518
Ponto de Fulgor (VA)	(°C)	176
Ponto de Fluidez	(°C)	-15
Viscosidade a 40°C	(cSt)	10,0
Viscosidade a 100°C	(cSt)	2,61
Fator de Dissipação a 90°C	(%)	0,04
Rigidez Dielétrica, Disco, 2,5 mm	(KV)	57
Água	(ppm)	11
Tensão Interfacial, 25oC	(din/cm)	48,3
Ponto de Anilina	(°C)	88
Índice de Acidez Total	(mgKOH/g)	
Cloretos e Sulfatos	-	ausentes
Enxofre Corrosivo	-	não corrosivo
Estabilidade à Oxidação, 164h, 02/Cu, 100oC	-	
Borra	(%peso)	0,1
Índice de Acidez Total	(mgKOH/g)	0,27
Fator de Dissipação a 90°C	(%)	11,62

Fonte: <http://www.aguialubrificantes.com.br/industrial/av10.html>

Anexo B

Cálculo da Perda de carga no circuito de óleo da planta de cogeração

Dados do Fluido a temperatura Ambiente (27°C):

- $\rho_{\text{óleo}} = 835 \text{ kg/m}^3$;
- $\mu_{\text{óleo}} = 0,00835 \text{ kg/m.s}$;

Perdas Distribuídas na Linha de Aspiração

Dados:

- Diâmetro Interno do Tubo: $\phi = 36,85 \text{ mm}$;
- Comprimento do Tubo: $L = 1,9 \text{ m}$;
- Vazão do sistema: $\dot{V} = 3 \text{ m}^3/\text{h}$;
- Tubulação de Aço: $\varepsilon = 0,045 \text{ mm}$

Cálculo do Número de Reynolds

$$Re = \frac{\rho_{\text{óleo}} \cdot V \cdot D_{\text{Tubo}}}{\mu_{\text{óleo}}} = 2879 \text{ (turbulento)}$$

Logo o fator de atrito (f) pode ser determinado pela equação de Swamee-Jain ou pelo o diagrama de Moody:

$$f = \frac{0,25}{\left[\log \left(0,27 \cdot \frac{\varepsilon}{D_{\text{tubo}}} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^2} = 0,04284$$

Logo a Perda de carga distribuída é calculada pela equação de Darcy:

$$h_{\text{asp. distribuida}} = f \cdot \frac{L_{\text{tubo}}}{D_{\text{tubo}}} \cdot \frac{V^2}{2g} = 0,06743 \text{ m}$$

Perdas Localizadas na Linha de Aspiração (Método dos Comprimentos Equivalentes):

Acessório	Qtd	Comprimento Equivalente [m]
Nipples	1	1 x (0,01)
União	1	1 x (0,01)
Cotovelo 90°	2	2 x (1,17)
Total		2,36

$$h_{asp. localizada} = f \cdot \frac{L_{equivalente}}{D_{tubo}} \cdot \frac{V^2}{2g} = 0,08376 \text{ m}$$

$$h_{asp. Total} = h_{asp. localizada} + h_{asp. Distribuida} = 0,1512$$

Perdas Distribuídas na Linha de Recalque

Dados do Sistema:

- Diâmetro Interno do Tubo: $\phi = 28 \text{ mm}$;
- Comprimento do Tubo: $L = 4,29 \text{ m}$;
- Vazão do sistema: $\dot{V} = 3 \text{ m}^3/\text{h}$;
- Tubulação de Aço Galvanizado: $\varepsilon = 0,15 \text{ mm}$

Calculo do Número de Reynolds

$$Re = \frac{\rho_{\text{óleo}} \cdot V \cdot D_{Tubo}}{\mu_{\text{óleo}}} = 3789 \text{ (turbulento)}$$

Logo o fator de atrito (f) pode ser determinado pela equação de Swamee-Jain ou pelo o diagrama de Moody:

$$f = \frac{0,25}{\left[\log \left(0,27 \cdot \frac{\varepsilon}{D_{tubo}} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^2} = 0,04683$$

Logo a Perda de carga distribuída é calculada pela equação de Darcy:

$$h_{asp. distribuida} = f \cdot \frac{L_{tubo}}{D_{tubo}} \cdot \frac{V^2}{2g} = 0,657 \text{ m}$$

Perdas Localizadas na Linha de Aspiração (Método dos Comprimentos Equivalentes):

Acessório	Qtd	Comprimento equivalente [m]
Nipples	1	1 x (0,01)
União	3	3 x (0,01)
Cotovelo 90°	3	3 x (0,94)
Total		2,86

$$h_{Rec. localizada} = f \cdot \frac{L_{equivalente}}{D_{tubo}} \cdot \frac{V^2}{2g} = 0,438 m$$

$$h_{Rec. Total} = h_{Rec. localizada} + h_{Rec. Distribuida} = 1,095 m$$

Perdas No Recuperador de Calor

Dados:

- Diâmetro Interno do Tubo: $\phi = 6 mm$;
- Comprimento do Tubo: $L = 1,3 m$;
- Número de Tubos: 8
- Vazão em cada Tubo: $\dot{V} = 0,375 m^3/h$;
- Tubulação de Aço: $\varepsilon = 0,045 mm$

Calculo do Número de Reynolds

$$Re = \frac{\rho_{\acute{o}leo} \cdot V \cdot D_{Tubo}}{\mu_{\acute{o}leo}} = 2210 (laminar)$$

Logo o fator de atrito (f) pode ser determinado pela equação:

$$f = \frac{64}{Re} = 0,03011$$

Logo a Perda de carga distribuída é calculada pela equação de Darcy:

$$h_{recuperador} = f \cdot \frac{L_{tubo}}{D_{tubo}} \cdot \frac{V^2}{2g} = 4,427 m$$

Perdas no Trocador de Calor do Gerador

Dados do Sistema:

- Diâmetro Externo do Tubo: $\phi_e = 180 mm$;

- Diâmetro Interno do Tubo: $\phi_i = 160 \text{ mm}$;
- Diâmetro hidráulico: $\phi_h = \phi_e - \phi_i = 20 \text{ mm}$;
- Comprimento do Tubo: $L = 0,9 \text{ m}$;
- Vazão em cada Tubo: $\dot{V} = 3 \text{ m}^3/h$;
- Tubulação de Aço: $\varepsilon = 0,045 \text{ mm}$

Calculo do Número de Reynolds

$$Re = \frac{\rho_{\text{óleo}} \cdot V \cdot \phi_h}{\mu_{\text{óleo}}} = 312,1 \text{ (laminar)}$$

Logo o fator de atrito (f) pode ser determinado pela equação:

$$f = \frac{64}{Re} = 0,2051$$

Logo a Perda de carga distribuída é calculada pela equação de Darcy:

$$h_{Trocador} = f \cdot \frac{L_{tubo}}{\phi_h} \cdot \frac{V^2}{2g} = 0,01123 \text{ m}$$

$$h_{Total} = h_{Trocador} + h_{recuperador} + h_{asp. Total} + h_{Rec. Total} = 5,684 \text{ m}$$

Anexo C

Código Computacional elaborado para a Simulação e Avaliação do Sistema de Cogeração.

```

=====
"!PROCEDURES E FUNCIONS"
=====
PROCEDURE RHX(eta;mls;mrs;ha;hb;hc;hd:hbb;hdd;q)
"Dado eta, mls, mrs, ha, hb, hc e hd no SI, este procedimento retorna hcc, hdd, e q no SI"
qls=mls*(ha-hb)
qrs=mrs*(hd-hc)
qmin=MIN(qls;qrs)
q=eta*qmin

hbb=ha-q/mrs
hdd=hc+q/mls
END

"!RECUPERADOR"

PROCEDURE OHX(eta;cls;crs;mls;mrs;ta;tb;tc;td:tbb;tdd;q)
"Dado eta, cls, crs, mls, mrs, ta, tb, tc e td no SI, este procedimento retorna tcc, tdd, e q no SI"
qls=mls*cls*(tb-ta)
qrs=mrs*crs*(tc-td)
qmin=MIN(qls;qrs)
q=eta*qmin

tbb=ta+q/(mls*cls)
tdd=tc-q/(mrs*crs)
END

"!Função para converter C para K"
FUNCTION tk(T)
tk:=ConvertTemp('C'; 'K';T)
end

=====
"!MOTOR"
=====

"!PARTE I: SIMULAÇÃO DO MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA"

"!Dados:"

```

"COMPOSIÇÃO GNV % em volume FONTE PBGÁS:"

Vol_CH4 = 90,09	"METANO"
Vol_C2H6 = 6,84	"ETANO"
Vol_C3H8 = 0,16	"PROPANO"
Vol_CO2 = 1,56	"DIOXIDO DE CARBONO"
Vol_N2 = 1,35	"NITROGENIO"
Vol_Total = Vol_CH4 + Vol_C2H6 + Vol_C3H8 + Vol_CO2 + Vol_N2	

"MASSA MOLAR"

"!Gás Natural"

m_bar_CH4=MolarMass(CH4)	"metano"
m_bar_C2H6=MolarMass(C2H6)	"etano"
m_bar_C3H8=MolarMass(C3H8)	"Propano"
m_bar_CO2=MolarMass(CO2)	"CO2"
m_bar_N2=MolarMass(N2)	"N2"

"!Ar"

m_bar_ar=MolarMass(air)	"AR"
-------------------------	------

"FRAÇÃO MOLAR"

y_CH4=Vol_CH4/Vol_Total	"METANO"
y_C2H6=Vol_C2H6/Vol_Total	"ETANO"
y_C3H8=Vol_C3H8/Vol_Total	"PROPANO"
y_CO2=Vol_CO2/Vol_Total	"DIOXIDO DE CARBONO"
y_N2=Vol_N2/Vol_Total	"NITROGÊNIO"

y_TOTAL_F= y_CH4 + y_C2H6 + y_C3H8 + y_CO2 + y_N2

"MASSA MOLAR DA MISTURA"

m_bar_GN=y_CH4*m_bar_CH4+y_C2H6*m_bar_C2H6+y_C3H8*m_bar_C3H8+y_CO2*m_bar_CO2+y_N2*m_bar_N2

"FRAÇÃO MASSICA"

c_CH4=(y_CH4*m_bar_CH4)/m_bar_GN	"METANO"
c_C2H6=(y_C2H6*m_bar_C2H6)/m_bar_GN	"ETANO"
c_C3H8=(y_C3H8*m_bar_C3H8)/m_bar_GN	"PROPANO"
c_CO2=(y_CO2*m_bar_CO2)/m_bar_GN	"DIOXIDO DE CARBONO"
c_N2=(y_N2*m_bar_N2)/m_bar_GN	"NITROGÊNIO"

c_TOTAL= c_CH4 + c_C2H6 + c_C3H8 + c_CO2 + c_N2

"A equação química para a combustão completa do gás natural"

c1=Vol_CH4/100
c2=Vol_C2H6/100
c3=Vol_C3H8/100
c4=Vol_CO2/100
c5=Vol_N2/100

"!SEM excesso"

"(c1*CH4+c2*C2H6+c3*C3H8+c4*CO2+c5*N2) + A(O2+3,26*N2) --> B*CO2+C*H2O+D*N2"

"!P/ COMBUSTÃO COMPLETA - DETERMINA-SE o A"

c1+2*c2+3*c3+c4=B	"p/ C"
4*c1+6*c2+8*c3=2*C	"p/ H"

$$2 \cdot c_4 + 2 \cdot A = 2 \cdot B + C$$

$$2 \cdot 3,76 \cdot A + 2 \cdot c_5 = 2 \cdot D$$

"p/ O"
"p/ N"

"!COM excesso"

"!P/ COMBUSTÃO INCOMPLETA A=2,049"

"(c1*CH4+c2*C2H6+c3*C3H8+c4*CO2+c5*N2) + A1(O2+3,26*N2) --> B*CO2+C*H2O+D*N2"

"!(c1*CH4+c2*C2H6+c3*C3H8+c4*CO2+c5*N2) + exc*2,049(O2+3,26*N2) -->
B*CO2+C*H2O+D*N2"

A1=A

exc=1

VARIADO"

"!excesso de ar - TERMO A SER

$$c_1 + 2 \cdot c_2 + 3 \cdot c_3 + c_4 = B_1$$

$$4 \cdot c_1 + 6 \cdot c_2 + 8 \cdot c_3 = 2 \cdot C_{11}$$

$$2 \cdot c_4 + 2 \cdot exc \cdot A_1 = 2 \cdot B_1 + C_{11} + 2 \cdot E_1$$

$$2 \cdot 3,76 \cdot exc \cdot A_1 + 2 \cdot c_5 = 2 \cdot D_1$$

"p/ C"
"p/ H"
"p/ O"
"p/ N"

"Razão Ar/Combustível"

$$AC_bar = (A_1 \cdot exc \cdot (1 + 3,76)) / 1$$

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

$$AC = AC_bar \cdot (m_bar_ar / m_bar_GN)$$

"Vazao de gases de exaustao"

$$m_ar_ideal = 16,01 \cdot m_gn \quad \text{"!16,01 - obtido do balac. exc=1 (comb. completa)"}$$

$$m_ar_real = m_ar_ideal \cdot (1 + exc/100)$$

$$m_gases_real = m_ar_real + m_gn$$

"ENTALPIA DOS REAGENTES"

"!Ver no ciclo dados de entrada"

{T0_C= 25 [C]

T0_K=ConvertTEMP(C;K;T0_C)

{P0_b=101

"!Temperatura Ambiente em °C"

"!Temperatura Ambiente em K"}
[kPa]}

$$PCI_kcal = 9100 \cdot \text{convert}(kcal/m^3; kJ/m^3)$$

$$PCI_GN_pbgas = PCI_kcal / \rho_{GN_pbgas}$$

$$\rho_{GN_pbgas} = 0,737 [kg/m^3]$$

"Massa Especifica GN"

$$\rho_{CH4} = \text{Density}(CH4; T=T0_C; P=P0_b)$$

$$\rho_{C2H6} = \text{Density}(C2H6; T=T0_C; P=P0_b)$$

$$\rho_{C3H8} = \text{Density}(C3H8; T=T0_C; P=P0_b)$$

$$\rho_{CO2} = \text{Density}(CO2; T=T0_C; P=P0_b)$$

$$\rho_{N2} = \text{Density}(N2; T=T0_C; P=P0_b)$$

$$\rho_{GN} = c_{CH4} \cdot \rho_{CH4} + c_{C2H6} \cdot \rho_{C2H6} + c_{C3H8} \cdot \rho_{C3H8} + c_{CO2} \cdot \rho_{CO2} + c_{N2} \cdot \rho_{N2}$$

"PCI do GN"

$$PCI_{CH4} = 50020$$

$$PCI_{C2H6} = 47480$$

$$PCI_{C3H8} = 46360$$

[kJ/Kg] {Shapiro tab- A-25 pg730}"

[kJ/Kg] {Shapiro tab- A-25 pg730}"

[kJ/Kg] {Shapiro tab- A-25 pg730}"

$PCI_{CO2}=0$ [kJ/Kg] {Shapiro tab- A-25 pg730}
 $PCI_{N2}=0$ [kJ/Kg] {Shapiro tab- A-25 pg730}
 $PCI_{GN} = c_{CH4} * PCI_{CH4} + c_{C2H6} * PCI_{C2H6} + c_{C3H8} * PCI_{C3H8} + c_{CO2} * PCI_{CO2} + c_{N2} * PCI_{N2}$

"MODELAGEM TERMODINAMICA DO MOTOR"

"! Dissertação de MARLON"

$carga = 75$ "!"Termo a ser variado"
 $\{RPM * 100 = 3199 * carga\}$
 $carga = 8912,41190574 * m_{gn} - 6,98850055814$ "Consumo de Gás Natural"
 $m_{gases1} = 0,00654255301828 + 0,0019519671357 * carga$ "Vazão"
 $m_{gases} = m_{gases_real}$
 $T_{gases} = 499,989327626 + 2,37207606962 * carga$ "Temperatura dos gases de exaustão em C"
 $W_{dot_motor} = -0,0001 * (carga)^3 + 0,0197 * (carga)^2 + 1,0052 * (carga) + 16,598$ "Trabalho de Eixo do motor"

$m_{gases} = m_{dot_mist}$

$Tg = T_{gases}$
 $Tg_K = ConvertTEMP(C;K;Tg)$

"! DETERMINAÇÃO DA TRANSFERENCIA DE CALOR PELOS GASES DE EXAUSTÃO"

"Análise Molar dos Produtos de Combustão"

$n_{total} = B1 + C11 + D1 + E1$
 $y_{p_CO2} = B1 / (n_{total})$
 $y_{p_H2O} = C11 / (n_{total})$
 $y_{p_N2} = D1 / (n_{total})$
 $y_{p_O2} = E1 / (n_{total})$
 $y_{Total_P} = y_{p_CO2} + y_{p_H2O} + y_{p_N2} + y_{p_O2}$

"Massa dos Compostos"

$M_{bar_H2O} = MolarMass(H2O)$
 $mi_{p_CO2} = M_{bar_CO2} * y_{p_CO2}$
 $mi_{p_H2O} = M_{bar_H2O} * y_{p_H2O}$
 $mi_{p_N2} = M_{bar_N2} * y_{p_N2}$
 $mi_{p_O2} = m_{bar_ar} * y_{p_O2}$
 $mi_{Total_P} = mi_{p_CO2} + mi_{p_H2O} + mi_{p_N2} + mi_{p_O2}$

"Frações Mássicas"

$c_{p_CO2} = mi_{p_CO2} / mi_{Total_P}$
 $c_{p_H2O} = mi_{p_H2O} / mi_{Total_P}$
 $c_{p_N2} = mi_{p_N2} / mi_{Total_P}$
 $c_{p_O2} = mi_{p_O2} / mi_{Total_P}$

"CALOR ESPECIFICO DOS PRODUTOS DA COMBUSTÃO - cp"

$cp_{CO2_Tg} = CP(CO2; T=Tg)$
 $cp_{H2O_Tg} = CP(H2O; T=Tg)$
 $cp_{N2_Tg} = CP(N2; T=Tg)$
 $cp_{O2_Tg} = CP(O2; T=Tg)$
 $cp_{mist} = (c_{p_CO2} * cp_{CO2_Tg}) + (c_{p_H2O} * cp_{H2O_Tg}) + (c_{p_N2} * cp_{N2_Tg}) + (c_{p_O2} * cp_{O2_Tg})$ "[kJ/kg-K]"

"Cálculo da Quantidade de Calor nos Gases de Exaustão"

$$Q_dot_gasesex=(m_dot_mist*cp_mist)*(Tg_K-T0_K)$$

"[kW]"

$$EX_gases=(1-(T0_K/Tg_K))*Q_dot_gasesex$$

"! Cálculo da Energia introduzida ao sistema pelo combustível"

$$Q_dot_i=m_dot_comb*PCI_GN_pbgas$$

$$m_gn=m_dot_comb$$

$$\phi=1,045$$

"! Rendimento térmico do motor de combustão interna pela 1ª Lei da Termodinâmica"

$$\eta_{motor}=(W_dot_motor/Q_dot_i)*100$$

"=====

"!DADOS"

"=====

$$T0_C= 27$$

"!Temperatura Ambiente em °C"

$$T0_K=ConvertTEMP(C;K;T0_C)$$

"!Temperatura Ambiente em K"

$$P0_b=1,013[\text{bar}]$$

$$Xr=0,998$$

"!Concentração do vapor de NH3 apos

retificação"

$$T[6] = 5 [C]$$

"!Temperatura de evaporação"

$$T[2] = T0_C+10[C]$$

"!Temperatura de condensação"

$$\Delta P=1,50 [\text{bar}]$$

"!Queda da pressão Intermediária em

kPa"

$$\{Q_dot_Gera=150,5 [\text{kW}]\}$$

"!Teste"

"!vem do recuperador de calor"

$$\{Q_dot_Gera=Q_dot_gasesex$$

"Gases de exaustão é a fonte de energia

do gerador"

$$\{Q_dot_Evap=5*3,517 [\text{kW}]\}$$

"=====

"!DETERMINAÇÃO DOS NIVEIS DE PRESSÃO DO CICLO"

"=====

"Determinação dos Níveis de Pressão alta e baixa do ciclo"

$$TEVAP=ConvertTEMP(C;K;T[6])$$

$$TCOND=ConvertTEMP(C;K;T[2])$$

$$\log_{10}(P_alta_kPa)=Aa-(Bb/TCOND)$$

$$\log_{10}(P_baixa_kPa)=Aa-(Bb/TEVAP)$$

$$Aa=7,44-1,767*Xr+0,9823*Xr^2+0,3627*Xr^3$$

$$Bb=2013,8-2155,7*Xr+1540,9*Xr^2-194,7*Xr^3$$

$$P_alta_b=P_alta_kPa*Convert(kPa;bar)$$

$$P_baixa_b=P_baixa_kPa*Convert(kPa;bar)$$

$$P[1]=P_alta_b$$

$$P[2]=P_alta_b$$

$$P[3]=P_alta_b-\Delta P$$

```

P[4]=P_alta_b-DELTAP
P[5]=P_baixa_b
P[6]=P_baixa_b
P[7]=P_baixa_b
P[8]=P_baixa_b
P[9]=P_baixa_b
P[10]=P_alta_b
P[11]=P_alta_b
P[12]=P_alta_b
P[13]=P_alta_b
P[14]=P_baixa_b
P[15]=P_alta_b
P[16]=P_alta_b

```

=====

!"DETERMINAÇÃO DOS ESTADOS TERMODINÂMICOS DE CADA PONTO"

=====

"Considerações Iniciais"

```

Dx = 0,15!"Definição da largura do processo"
Q[6]=1!"Vapor saturado na saída do Evaporador"
Q[1]=1!"Vapor saturado na saída do Condensador"
Q[2]=0!"Liq. saturado na saída do Condensador"
Q[9] = 0!"Líquido saturado na entrada da bomba"
Q[15] = 1!"A solução rica em amônia sai do gerador no estado de vapor saturado"
Q[16]=0!"A solução rica em amônia retorna p/ o gerador no estado de líq saturado"
Q[13] = 0 !"A solução pobre em amônia sai do gerador de vapor no estado de líquido saturado"
T[9] = T[2]"!Considera-se que a solução pobre em amônia sai do absorvedor à temperatura de
condensação (Ponto 2)"

```

"Ponto 6"

```

T6=tk(T[6])
{x[6]=Xr}
{Call NH3H2O(123;T6;P[6];x[6]: T_6; P6; x6; h[6]; s[6]; u[6]; v[6]; Q[6]) }
Call NH3H2O(123;T6;P[6];x[6]: T_6; P6; x[6]; h[6]; s[6]; u[6]; v[6]; Q6)
"Ponto 1"
x[1]=Xr!"Mesma Concentração da saída do Retificador"
Call NH3H2O(238;P[1];x[1];Q[1]: T_1; P1; x1; h[1]; s[1]; u[1]; v[1]; Q1)
T[1]=ConvertTEMP(K;C;T_1)

```

"Ponto 2"

```

T2=tk(T[2])
Call NH3H2O(138;T2;x[2];Q[2]: T_2; P2; x2; h[2]; s[2]; u[2]; v[2]; Q2)

```

"Ponto 3"

```

Call NH3H2O(234;P[3];x[3];h[3]: T_3; P3; x3; h3; s[3]; u[3]; v[3]; Q[3])
T[3]=ConvertTEMP(K;C;T_3)

```

"Ponto 9"

```

T9=tk(T[9])
Call NH3H2O(128;T9;P[9];Q[9]: T_9; P9; x[9]; h[9]; s[9]; u[9]; v[9]; Q9)

```

"Ponto 10"

!"Ponto 10 - Isoentropico"

```

Call NH3H2O(235;P[10];x[10];s10iso: T_10iso; P10iso; x10iso; h10iso; s_10iso; u10iso; v10iso;
Q10iso)
T10iso=ConvertTEMP(K;C;T_10iso)

```

"!Ponto 10 - Real"

Call NH3H2O(234;P[10];x[10];h[10]: T_10; P10; x10; h10; s[10]; u[10]; v[10]; Q[10])
 T[10]=ConvertTEMP(K;C;T_10)

"Pontos 4 e 7"

"Para a determinação das entalpias dos Pontos 4 e 7, é necessário desenvolver o PROCEDIMENTO RHX."

"Este procedimento calcula as entalpias através da eficiência do trocador de calor do refrigerante em função de: eta_trocador, m_dot[6], m_dot[3], h[6], h[3], h4e e h7e"

T7e=tk(t[3]) "!Assume-se que o fluido sai no Ponto 7 à temperatura do Ponto 3"

p7e = p[7]

x7e = x[6]

"!Segue o mesmo trajeto do Ponto 6"

Call NH3H2O(123;T7e;P7e;x7e: T_7e; P_7e; x_7e; h7e; s7e; u7e; v7e; Q7e)

T4e = tk(T[6])

"!Assume-se que o fluido sai no Ponto 4 à temperatura do Ponto 6"

à temperatura do Ponto 6"

p4e = p[4]

x4e = x[3]

"!Segue o mesmo trajeto do Ponto 4"

Call NH3H2O(123;T4e;P4e;x4e: T_4e; P_4e; x_4e; h4e; s4e; u4e; v4e; Q4e)

eta_trocador = 0,8

"!Eficiência do trocador de calor"

{m_dot[6]=0,01519 [kg/s]

"APAGAR - teste do procedimento"}

CALL RHX(eta_trocador;m_dot[4];m_dot[6];h[3];h4e;h[6];h7e:h[4];h[7];Q_Trocador)

"Ponto 4"

Call NH3H2O(234;P[4];x[4];h[4]: T_4; P4; x4; h4; s[4]; u[4]; v[4]; Q[4])

T[4]=ConvertTEMP(K;C;T_4)

"Ponto 7"

Call NH3H2O(234;P[7];x[7];h[7]: T_7; P7; x7; h7; s[7]; u[7]; v[7]; Q[7])

T[7]=ConvertTEMP(K;C;T_7)

"Ponto 5"

Call NH3H2O(234;P[5];x[5];h[5]: T_5; P5; x5; h5; s[5]; u[5]; v[5]; Q[5])

T[5]=ConvertTEMP(K;C;T_5)

"Ponto 15"

"Para o ponto 15, precisa-se determinar as propriedades de saturação do ponto 12"

Q12e = 0

"!líquido saturado"

p12e = p[12]

x12e = x[12]

Call NH3H2O(238;P12e;x12e;Q12e: T_12e; P_12e; x_12e; h12e; s12e; u12e; v12e; Q_12e)

T12e=ConvertTEMP(K;C;T_12e)

T[15] = T12e"!A solução rica em amônia sai do gedrador à temperatura de saturação"

T15=tk(T[15])

Call NH3H2O(128;T15;P[15];Q[15]: T_15; P15; x[15]; h[15]; s[15]; u[15]; v[15]; Q15)

"Ponto 16"

"A função do retificador é de evitar que gotículas de água migrem para o condensador. Portanto, água no estado de líquido saturado volta para o gerador."

{h[16] = h12e}

T[16] = T12e"!A solução pobre em amônia volta p/ o gedrador à temperatura de saturação"

T16=tk(T[16])

Call NH3H2O(128;T16;P[16];Q[16]: T_16; P16; x[16]; h[16]; s[16]; u[16]; v[16]; Q16)

"Ponto13"

$x[9] - x[13] = Dx$

Call NH3H2O(238;P[13];x[13];Q[13]: T_13; P13; x13; h[13]; s[13]; u[13]; v[13]; Q13)
 $T[13]=\text{ConvertTEMP}(K;C;T_13)$

"Ponto 14"

Call NH3H2O(234;P[14];x[14];h[14]: T_14; P14; x14; h14; s[14]; u[14]; v[14]; Q[14])
 $T[14]=\text{ConvertTEMP}(K;C;T_14)$

"Ponto 12"

"A solução que recircula pelo absorvedor é assumida com sendo aquecida até a temperatura de saturação da solução pobre em 14 (liquido saturado) --> $t[12]=t14s$ "

"Determina-se o estado de saturação do Ponto 14 em função de P, x e Q=0"

$P14e=p[14]$

$x14e=x[14]$

$Q14e=0$

" liq. saturado"

Call NH3H2O(238;P14e;x14e;Q14e: T_14e; P_14e; x_14e; h14e; s14e; u14e; v14e; Q_14e)
 $T14e=\text{ConvertTEMP}(K;C;T_14e)$

$T12=tk(T14e)$

Call NH3H2O(123;T12;P[12];x[12]: T_12; P_12; x_12; h[12]; s[12]; u[12]; v[12]; Q[12])
 $T[12]=\text{ConvertTEMP}(K;C;T_12)$

"Ponto 11"

Call NH3H2O(234;P[11];x[11];h[11]: T_11; P11; x11; h11; s[11]; u[11]; v[11]; Q[11])
 $T[11]=\text{ConvertTEMP}(K;C;T_11)$

"Ponto 8"

Call NH3H2O(238;P[8];x[8];Q[8]: T_8; P8; x8; h[8]; s[8]; u[8]; v[8]; Q8)
 $T[8]=\text{ConvertTEMP}(K;C;T_8)$

=====

!"BALANÇO DE MASSA ,ESPECIE E ENERGIA POR VOLUME DE CONTROLE"

=====

"Condesador"

$x[2]=x[1]$

$m_dot[1]=m_dot[2]$

$0=Q_dot_Cond-0+m_dot[1]*(h[1]-h[2])$

"VE. 1"

$x[3]=x[2]$

$m_dot[2]=m_dot[3]$

$h[3]=h[2]$

"Bomba de Solução"

$x[10]=x[9]$

$m_dot[9]=m_dot[10]$

$\eta_{a_bomba} = 0,85$

$s10iso=s[9]$

$w_BI_iso=h[9]-h10iso$

!"ou"

$p9_k=p[9]*\text{Convert}(\text{bar};\text{kPa})$

"!Eficiência isoentrópica da bomba"

"!isoentropico"


```

p10_k=p[10]*Convert(bar;kPa)
w_Bliso = v[9]*(p9_k-p10_k)                                "x100 - para converter de bar pra kPa"

eta_bomba = w_Bl_iso/w_BI
w_BI = h[9] - h[10]                                         "Determina o h[10] real"

W_dot_BI=m_dot[9]*w_BI                                     "W real"

V_dot_bomba=m_dot[9]*v[9]                                   "Vazão volumetrica da bomba"

V_dot_bomba1=V_dot_bomba*Convert(m^3/s;l/s)
"Trocador RHX"
x[4]=x[3]
x[7]=x[6]

m_dot[3]=m_dot[4]
m_dot[6]=m_dot[7]

m_dot[6]=m_dot[4]                                           "APAGA - teste de procedimento RHX"

0=Q_dot_RHX+m_dot[3]*h[3]+m_dot[6]*h[6]-m_dot[4]*h[4]-m_dot[7]*h[7]

"VE. 2"
x[5]=x[4]
m_dot[5]=m_dot[4]
h[5]=h[4]

"Evaporador"
{x[6]=x[5]}                                                  "Ja defino - x[5]=x[4]"

0=Q_dot_Evap+m_dot[5]*(h[5]-h[6])
{m_dot[6]=m_dot[5]}                                         "ja definido"

"Retificador" "OK"
x[10]=x[11]
m_dot[10]=m_dot[11]

m_dot[15]*x[15]=m_dot[1]*x[1]+m_dot[16]*x[16]             "encontra m_dot[15] e m_dot[16]"
m_dot[15]=m_dot[16]+m_dot[1]                               "encontra m_dot[15] e m_dot[16]"

0=Q_dot_Ret-0+m_dot[15]*h[15]-m_dot[16]*h[16]-m_dot[1]*h[1]

eta_Ret=0,85                                                "Termo a ser Variado"
Q_dot_pre_ret=eta_Ret*(-Q_dot_ret)
Q_dot_pre_ret=m_dot[11]*(h[11]-h[10])                      "Determina - se o h[11]"

0=Q_dot_REC+m_dot[15]*h[15]+m_dot[10]*h[10]-m_dot[1]*h[1]-m_dot[16]*h[16]-m_dot[11]*h[11]

"Absorvedor"

"!Air Cooled Absorber"
x[8]=x[9]
m_dot[8]=m_dot[9]
Q_dot_resfriador=m_dot[9]*(h[9]-h[8])

"!Solution Cooled Absorber"
"Na serpentina"

```

```
Q_dot_pre_SCA=m_dot[12]*(h[12]-h[11])
x[12]=x[11]
m_dot[12]=m_dot[11]
```

```
eta_SCA=0,85
Q_dot_pre_SCA=eta_SCA*(-Q_dot_SCA)
```

"!Termo a ser Variado"

```
{m_dot[8]=m_dot[14]+m_dot[7]}
{m_dot[8]*x[8]=m_dot[14]*x[14]+m_dot[7]*x[7]}
```

```
0=Q_dot_SCA+m_dot[7]*h[7]+m_dot[14]*h[14]-m_dot[8]*h[8]"!determina-se h[8]"
```

```
0=Q_dot_SCA2+m_dot[7]*h[7]+m_dot[14]*h[14]+m_dot[11]*h[11]-m_dot[8]*h[8]-m_dot[12]*h[12]
```

"VE. 3"

```
x[14]=x[13]
m_dot[13]=m_dot[14]
h[14]=h[13]
```

"Gerador"

```
balm=m_dot[12]+m_dot[16]-(m_dot[13]+m_dot[15])
bala=m_dot[12]*x[12]+m_dot[16]*x[16]-(m_dot[13]*x[13]+m_dot[15]*x[15])
```

```
m_dot[12]*x[12]+m_dot[16]*x[16]=m_dot[13]*x[13]+m_dot[15]*x[15]"!encontra m_dot[12] e m_dot[13]"
m_dot[12]+m_dot[16]=m_dot[13]+m_dot[15]"!encontra m_dot[12] e m_dot[13]"
```

```
0=Q_dot_Gera+m_dot[16]*h[16]+m_dot[12]*h[12]-m_dot[15]*h[15]-m_dot[13]*h[13]"TESTE"
```

```
checkQ=Q_dot_gera+Q_dot_Evap+W_dot_BI+Q_dot_Rec+Q_dot_Cond+Q_dot_SCA2+Q_dot_Re
sfriador+Q_dot_RHX
```

```
"=====
"!EFICIENCIAS"
"=====
```

"1ª Lei"

```
{Eta_motor=(W_dot_motor/Q_dot_i)*100 }           "!JA DEFINIDO ACIMA"
COP=Q_dot_Evap/(Q_dot_Gera+W_dot_BI)             "COP DO CICLO"
{COP_ideal=(tevap*(tmg-tk(T0)))/(tmg*(tk(T0)-tevap))}
COP_ideal=(T6*(T_m_Gera-T0_K))/(T_m_Gera*(T0_K-T6))"COP DO CICLO IDEAL"
eta_coger=100*(W_dot_motor+Q_dot_Evap)/Q_dot_i    "EFICIENCIA DA COGERAÇÃO"
```

"2ª Lei"

```
COP_II=((1-(T0_K/T_m_Evap))*Q_dot_Evap)/(((1-(T0_K/T_m_Gera))*Q_dot_Gera)+W_dot_BI)
epsilon_global=((W_dot_motor+(1-(T0_K/T_m_Evap)))/(phi*Q_dot_i))*100
```

```
"=====
"!DETERMINAÇÃO DA ENTALPIA E ENTROPIA PADRÃO P/ SOL. RICA, POBRE E
REFRIGERANTE"
"=====
```

"Solução forte - pts 8 à 12"

Call NH3H2O(123;T0_K;P0_b;x[8]: T_0sr; P_0sr; x_0sr; h_0sr; s_0sr; u_0sr; v_0sr; Q_0sr)

"Solução Pobre - pts 13 e 14"

Call NH3H2O(123;T0_K;P0_b;x[13]: T_0sp; P_0sp; x_0sp; h_0sp; s_0sp; u_0sp; v_0sp; Q_0sp)

"Refrigerante - pts 1 à 7"

Call NH3H2O(123;T0_K;P0_b;x[1]: T_0r; P_0r; x_0r; h_0r; s_0r; u_0r; v_0r; Q_0r)

"Pontos 15 e 16"

Call NH3H2O(123;T0_K;P0_b;x[15]: T_015; P_015; x_015; h_015; s_015; u_015; v_015; Q_015)

Call NH3H2O(123;T0_K;P0_b;x[16]: T_016; P_016; x_016; h_016; s_016; u_016; v_016; Q_016)

=====

!"DETERMINAÇÃO DAS EXERGIAS ESPECIFICAS - ex"

=====

ex1=(h[1]-h_0r) -T0_K*(s[1]-s_0r)

Duplicate j=1;7

ex[j]=(h[j]-h_0r) -T0_K*(s[j]-s_0r)

End

Duplicate j=8;12

ex[j]=(h[j]-h_0sr)-T0_K*(s[j]-s_0sr)

End

Duplicate j=13;14

ex[j]=(h[j]-h_0sp)-T0_K*(s[j]-s_0sp)

End

ex[15]=(h[15]-h_015)-T0_K*(s[15]-s_015)

ex[16]=(h[16]-h_016)-T0_K*(s[16]-s_016)

"Circuito água Gelada"

T_e_agua.gelada=12

"!valor medido"

T_s_agua.gelada=7

"!valor medido"

T[17]=T_e_agua.gelada

"entrada agua gelada"

T[18]=T_s_agua.gelada

"saida agua gelada"

Duplicate j=17;18

h[j]=Enthalpy(Water;T=T[j];P=P0_b)

s[j]=Entropy(Water;T=T[j];P=P0_b)

End

sw0=ENTROPY(Water;T=T0_C;P=P0_b)

hw0=ENTHALPY(Water;T=T0_C;P=P0_b)

Duplicate j=17;18

ex[j]=(h[j]-hw0)-T0_K*(s[j]-sw0)

End

=====

!"DETERMINAÇÃO DAS EXERGIAS ESPECIFICAS - Ex"

=====

Duplicate j=1;16

Ex_dot[j]=ex[j]*m_dot[j]

End

=====

"!2ª LEI e IRREVERSSIBILIDADES"

=====

"Retificador"

$$T_{m_Ret} = tk(\text{Average}(t[1]; t[10]; t[11]; t[16]; t[15]))$$

$$0 = m_{dot}[15] * s[15] + m_{dot}[10] * s[10] - m_{dot}[1] * s[1] - m_{dot}[16] * s[16] - m_{dot}[11] * s[11] + Q_{dot_Rec} / T_{m_Ret} + S_{dot_G_Ret}$$

$$I_{dot_Ret} = T0_K * S_{dot_G_Ret}$$

$$0 = (1 - (T0_K / T_{m_Ret})) * Q_{dot_Rec} - 0 + m_{dot}[15] * ex[15] + m_{dot}[10] * ex[10] - m_{dot}[1] * ex[1] - m_{dot}[16] * ex[16] - m_{dot}[11] * ex[11] - I_{Ret}$$

$$EX_{retificador} = (1 - (T0_K / T_{m_Ret})) * Q_{dot_Rec}$$

$$xi_{retificador} = (ex[1] - ex[11] + ex[16]) / (ex[10] + ex[15])$$

"Gerador"

$$T_{m_Gera} = tk(\text{Average}(t[15]; t[16]; t[12]; t[13]; 600))$$

$$0 = m_{dot}[16] * s[16] + m_{dot}[12] * s[12] - m_{dot}[15] * s[15] - m_{dot}[13] * s[13] + Q_{dot_Gera} / T_{m_Gera} + S_{dot_G_Gera}$$

$$I_{dot_Gera} = T0_K * S_{dot_G_Gera}$$

$$0 = (1 - (T0_K / T_{m_Gera})) * Q_{dot_Gera} - 0 + m_{dot}[16] * ex[16] + m_{dot}[12] * ex[12] - m_{dot}[15] * ex[15] - m_{dot}[13] * ex[13] - I_{GERA}$$

$$EX_{gerador} = (1 - (T0_K / T_{m_Gera})) * Q_{dot_Gera}$$

$$xi_{gerador} = (ex[13] + ex[15]) / (((1 - (T0_K / T_{m_Gera})) * Q_{dot_Gera}) + ex[12])$$

"Condensador"

$$T_{m_cond} = tk(\text{Average}(t[2]))$$

$$0 = m_{dot}[1] * (s[1] - s[2]) + Q_{dot_Cond} / T_{m_Cond} + S_{dot_G_Cond}$$

"!2ª lei"

$$I_{dot_Cond} = T0_K * S_{dot_G_Cond}$$

$$0 = (1 - (T0_K / T_{m_Cond})) * Q_{dot_Cond} - 0 + m_{dot}[1] * ex[1] - m_{dot}[2] * ex[2] - I_{cond}$$

$$xi_{condensador} = (ex[2] + ((1 - (T0_K / T_{m_Cond})) * Q_{dot_Cond})) / (ex[1])$$

$$EX_{cond} = (1 - (T0_K / T_{m_Cond})) * Q_{dot_Cond}$$

"Ve. 1"

$$0 = m_{dot}[2] * (s[2] - s[3]) + 0 + S_{dot_G_VE1}$$

$$I_{dot_VE1} = T0_K * S_{dot_G_VE1}$$

$$0 = m_{dot}[2] * ex[2] - m_{dot}[3] * ex[3] - I_{VE1}$$

$$xi_{val1} = (ex[3]) / (ex[2])$$

"Bomba de Solução"

$$0 = m_{dot}[9] * (s[9] - s[10]) + 0 + S_{dot_G_BI}$$

$$I_{dot_BI} = T0_K * S_{dot_G_BI}$$

$$0 = -W_{dot_BI} + m_{dot}[9] * ex[9] - m_{dot}[10] * ex[10] - I_{BI}$$

$$Ex_{bomba} = W_{dot_BI}$$

"Trocador RHX"

$$T_{m_RHX} = tk(\text{Average}(t[3]; t[4]; t[6]; t[7]))$$

$$0 = m_{dot}[3] * s[3] + m_{dot}[6] * s[6] - m_{dot}[4] * s[4] - m_{dot}[7] * s[7] + Q_{dot_RHX} / T_{m_RHX} + S_{dot_G_RHX}$$

$$I_{\text{dot_RHX}} = T_0 \cdot K \cdot S_{\text{dot_G_RHX}}$$

$$0 = (1 - (T_0 / T_{\text{m_RHX}})) \cdot Q_{\text{dot_RHX}} - 0 + m_{\text{dot}[3]} \cdot ex[3] + m_{\text{dot}[6]} \cdot ex[6] - m_{\text{dot}[4]} \cdot ex[4] - m_{\text{dot}[7]} \cdot ex[7] - I_{\text{RHX}}$$

$$Ex_{\text{RHX}} = (1 - (T_0 / T_{\text{m_RHX}})) \cdot Q_{\text{dot_RHX}}$$

$$xi_{\text{trocador}} = (ex[6] + ex[4]) / (ex[3] + ex[5])$$

"VE. 2"

$$0 = m_{\text{dot}[4]} \cdot (s[4] - s[5]) + 0 + S_{\text{dot_G_VE2}}$$

$$I_{\text{dot_VE2}} = T_0 \cdot K \cdot S_{\text{dot_G_VE2}}$$

$$0 = m_{\text{dot}[4]} \cdot ex[4] - m_{\text{dot}[5]} \cdot ex[5] - I_{\text{VE2}}$$

$$xi_{\text{val2}} = (ex[5]) / (ex[4])$$

"Evaporador"

$$T_{\text{m_Evap}} = (\text{Average}(tk(t[5]); tk(t[6])))$$

"!Temp. media da superficie do

Condensador"

$$0 = m_{\text{dot}[5]} \cdot (s[5] - s[6]) + Q_{\text{dot_Evap}} / T_{\text{m_Evap}} + S_{\text{dot_G_Evap}} \quad "!\text{2}^{\text{a}} \text{ lei}"$$

$$I_{\text{dot_Evap}} = T_0 \cdot K \cdot S_{\text{dot_G_Evap}}$$

$$0 = (1 - (T_0 / T_{\text{m_Evap}})) \cdot Q_{\text{dot_Evap}} + m_{\text{dot}[5]} \cdot ex[5] - m_{\text{dot}[6]} \cdot ex[6] - I_{\text{Evap}}$$

$$Ex_{\text{evaporador}} = (1 - (T_0 / T_{\text{m_Evap}})) \cdot Q_{\text{dot_Evap}}$$

$$xi_{\text{evap}} = (ex[5] + ex[18]) / (ex[4] + ex[17])$$

"Absorvedor"

$$T_{\text{m_ABS}} = tk(\text{Average}(t[8]; t[7]; t[14]; t[11]; t[12]))$$

$$0 = m_{\text{dot}[7]} \cdot s[7] + m_{\text{dot}[14]} \cdot s[14] + m_{\text{dot}[11]} \cdot s[11] - m_{\text{dot}[12]} \cdot s[12] -$$

$$m_{\text{dot}[8]} \cdot s[8] + Q_{\text{dot_SCA2}} / T_{\text{m_ABS}} + S_{\text{dot_G_SCA}}$$

$$I_{\text{dot_SCA}} = T_0 \cdot K \cdot S_{\text{dot_G_SCA}}$$

$$0 = (1 - (T_0 / T_{\text{m_ABS}})) \cdot Q_{\text{dot_SCA2}} - 0 + m_{\text{dot}[7]} \cdot ex[7] + m_{\text{dot}[14]} \cdot ex[14] + m_{\text{dot}[11]} \cdot ex[11] -$$

$$m_{\text{dot}[8]} \cdot ex[8] - m_{\text{dot}[12]} \cdot ex[12] - I_{\text{SCA}}$$

$$EX_{\text{abs}} = (1 - (T_0 / T_{\text{m_ABS}})) \cdot Q_{\text{dot_SCA2}}$$

"Resfriador"

$$T_{\text{m_resfr}} = tk(\text{Average}(t[9]; t[8]))$$

"!Temp. media da superficie do

Condensador"

$$0 = m_{\text{dot}[8]} \cdot (s[8] - s[9]) + Q_{\text{dot_Resfriador}} / T_{\text{m_resfr}} + S_{\text{dot_G_Resfr}} \quad "!\text{2}^{\text{a}} \text{ lei}"$$

$$I_{\text{dot_Resfr}} = T_0 \cdot K \cdot S_{\text{dot_G_Resfr}}$$

$$0 = (1 - (T_0 / T_{\text{m_Resfr}})) \cdot Q_{\text{dot_Resfriador}} + m_{\text{dot}[8]} \cdot ex[8] - m_{\text{dot}[9]} \cdot ex[9] - I_{\text{Resfr}}$$

$$Ex_{\text{resfriador}} = (1 - (T_0 / T_{\text{m_Resfr}})) \cdot Q_{\text{dot_Resfriador}}$$

"VE. 3"

$$0 = m_{\text{dot}[13]} \cdot (s[13] - s[14]) + 0 + S_{\text{dot_G_VE3}}$$

$$I_{\text{dot_VE3}} = T_0 \cdot K \cdot S_{\text{dot_G_VE3}}$$

$$0 = m_{\text{dot}[13]} \cdot ex[13] - m_{\text{dot}[14]} \cdot ex[14] - I_{\text{VE3}}$$

$$xi_{\text{val3}} = (ex[14]) / (ex[13])$$

"% das irreversibilidade por volume de controle"

$I_{\dot{Total}} = I_{\dot{Ret}} + I_{\dot{Gera}} + I_{\dot{VE1}} + I_{\dot{VE2}} + I_{\dot{VE3}} + I_{\dot{Resfr}} + I_{\dot{SCA}} + I_{\dot{Evap}} + I_{\dot{RHX}} + I_{\dot{BI}} + I_{\dot{Cond}}$

$p_{Retificador} = 100 * I_{\dot{Ret}} / I_{\dot{Total}}$
 $p_{Gerador} = 100 * I_{\dot{Gera}} / I_{\dot{Total}}$
 $p_{Válvulas} = 100 * (I_{\dot{VE1}} + I_{\dot{VE2}} + I_{\dot{VE3}}) / I_{\dot{Total}}$
 $p_{Resfriador} = 100 * I_{\dot{Resfr}} / I_{\dot{Total}}$
 $p_{Absorvedor} = 100 * I_{\dot{SCA}} / I_{\dot{Total}}$
 $p_{Evaporador} = 100 * I_{\dot{Evap}} / I_{\dot{Total}}$
 $p_{Trocador} = 100 * I_{\dot{RHX}} / I_{\dot{Total}}$
 $p_{Condensador} = 100 * I_{\dot{Cond}} / I_{\dot{Total}}$
 $p_{Bomba} = 100 * I_{\dot{BI}} / I_{\dot{Total}}$

$p_{totql} = p_{Retificador} + p_{Gerador} + p_{Válvulas} + p_{Resfriador} + p_{Absorvedor} + p_{Evaporador} + p_{Trocador} + p_{Condensador} + p_{Bomba}$

$www = I_{\dot{VE1}} + I_{\dot{VE2}} + I_{\dot{VE3}}$

"=====

"!Balanço Exergetico"

"=====

$(1 - (T_0 / T_{m_Ret})) * Q_{\dot{Rec}} = B_{Ret}$
 $(1 - (T_0 / T_{m_Gera})) * Q_{\dot{Gera}} = B_{gera}$
 $(1 - (T_0 / T_{m_Cond})) * Q_{\dot{Cond}} = B_{cond}$
 $W_{\dot{BI}} = B_{bomb_sol}$
 $(1 - (T_0 / T_{m_RHX})) * Q_{\dot{RHX}} = B_{RHX}$
 $(1 - (T_0 / T_{m_Evap})) * Q_{\dot{Evap}} = B_{evap}$
 $(1 - (T_0 / T_{m_ABS})) * Q_{\dot{SCA2}} = B_{sca}$
 $(1 - (T_0 / T_{m_Resfr})) * Q_{\dot{Resfriador}} = B_{resfriador}$