

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

FERNANDO CASSIAS PEREIRA JÚNIOR  
RAFAEL TAKAHIRO OSAKI

**ESTUDO DA VIABILIDADE DA UTILIZAÇÃO DO CALOR  
PROVENIENTE DA REAÇÃO DE OXIDAÇÃO DE CAVACOS DE  
USINAGEM EM UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO TIPO *DAR***

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

CURITIBA

2013

FERNANDO CASSIAS PEREIRA JÚNIOR  
RAFAEL TAKAHIRO OSAKI

**ESTUDO DA VIABILIDADE DA UTILIZAÇÃO DO CALOR  
PROVENIENTE DA REAÇÃO DE OXIDAÇÃO DE CAVACOS DE  
USINAGEM EM UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO TIPO *DAR***

Monografia do Projeto de Pesquisa apresentada à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2 do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, como requisito parcial para aprovação na disciplina.

Orientador: Prof. Dr. José Antonio Andrés Velásquez Alegre.

CURITIBA  
2013

## TERMO DE APROVAÇÃO

Por meio deste termo, aprovamos a monografia do Projeto de Pesquisa "ESTUDO DA VIABILIDADE DA UTILIZAÇÃO DO CALOR PROVENIENTE DA REAÇÃO DE OXIDAÇÃO DE CAVACOS DE USINAGEM EM UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO TIPO *DAR*", realizado pelo aluno(s) Fernando Cassias Pereira Jr. e Rafael Takahiro Osaki, como requisito parcial para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Prof. Dr. José Antonio Andrés Velásquez Alegre  
Departamento Acadêmico de Mecânica, UTFPR  
Orientador

Prof. Dr. Luciano Fernando dos Santos Rossi  
Departamento Acadêmico de Mecânica, UTFPR  
Avaliador

Prof. Me. Antônio Kozlik Junior  
Departamento Acadêmico de Mecânica, UTFPR  
Avaliador

Curitiba, 7 de Maio de 2013.

## **AGRADECIMENTOS**

Agradecemos primeiramente ao Sr. João Pedro Buiarskey Kovalchuk, pela orientação neste trabalho, nos sentimos gratos por todo auxílio durante o desenvolvimento deste projeto e também pelo aprendizado inestimável que nos foi proporcionado, e à Empresa a qual colaborou com este projeto.

Gostaríamos de agradecer a todas as pessoas que nos ajudaram durante todo o curso de graduação em Engenharia Industrial Mecânica, familiares, amigos, colegas, professores e servidores da UTFPR, que sempre nos ajudaram nos momentos difíceis e que também compartilharam conosco suas conquistas, alegrias e tristezas. Agradecemos também aos professores da banca avaliadora deste trabalho: Prof. Dr. Luciano Fernando dos Santos Rossi, Prof. Me. Antonio Kozlik Jr. e ao professor orientador José A. A. Velásquez Alegre, que nos auxiliaram para melhorar este projeto.

## RESUMO

CASSIAS, Fernando (aluno); OSAKI, Rafael Takahiro (aluno). Estudo da viabilidade da utilização do calor proveniente da reação de oxidação de cavacos de usinagem em um sistema de refrigeração tipo *DAR*. 2013. 67 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica). Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2013.

Atualmente com os altos níveis de poluição e a forte política de redução de custos presente nas empresas, aliadas à previsão de esgotamento das fontes de energia fósseis (não renováveis), como a gasolina, o gás natural, o óleo diesel e o carvão mineral, fomenta-se a busca e utilização de fontes renováveis de energia. Pode-se destacar a cogeração e o reaproveitamento energético nos ambientes fabris, através do uso de energias residuais provenientes de processos industriais para a utilização em um regenerador ou trocador de calor, por exemplo. Os processos mais comuns são as produções de eletricidade e energia térmica (calor ou frio) a partir do uso de gás natural ou de biomassa. Paralelamente a esta fase de mudança de pensamento, em uma empresa do ramo agrícola, localizada na cidade de Curitiba, foi levantado um desperdício energético que consistia no não aproveitamento do calor liberado pela reação química de oxidação de cavacos de usinagem, os quais são armazenados para posterior venda a uma indústria metalúrgica. Constatou-se que dentro de um período de 48 horas, a oxidação dos cavacos atingia picos de até 90 °C. Este trabalho de graduação procurou estudar a viabilidade da utilização do calor proveniente da reação de oxidação de cavacos de usinagem em um sistema de refrigeração tipo *DAR* (*Diffusion Absorption Refrigerator*). Sistema, este que possui a característica principal de requerer apenas uma fonte de calor para o seu funcionamento, não apresentando mecanismos ou partes móveis para a movimentação dos fluidos de trabalho (água, amônia e gás hidrogênio). Levantou-se a bibliografia existente, buscando o entendimento do funcionamento deste ciclo de refrigeração. Foram desenvolvidos volumes de controle convenientes para um sistema de refrigeração tipo *DAR* baseado em um modelo comercial com vazão de amônia aproximada em 100 g/h e alimentado por uma fonte térmica de temperatura constante (a reação de oxidação do ferro presente nos cavacos de usinagem). Deste modo determinaram-se equações dos balanços de massa e de energia para os volumes de controle implementando-as no *software* EES, para resolução de um sistema de equações para determinar o COP, a capacidade de refrigeração e o calor perdido no condensador. Os resultados demonstraram ser possível a utilização da fonte de calor disponível para produzir refrigeração. Como a carga de refrigeração obtida é relativamente pequena, 31,66 W, fica inviável utilizá-la em aplicações que requerem baixíssimas temperaturas, como na contração de peças para montagem por interferência, onde há necessidade de -20 °C.

**Palavras-chave:** Refrigeração, *DAR*, Oxidação de Cavacos de Usinagem, Viabilidade Térmica.

## ABSTRACT

CASSIAS, Fernando (aluno); OSAKI, Rafael Takahiro (aluno). Estudo da viabilidade da utilização do calor proveniente da reação de oxidação de cavacos de usinagem em um sistema de refrigeração tipo *DAR*. 2013. 67 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica). Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2013.

Nowadays, high levels of pollution and strong cost reduction policy in companies, allied to the forecast of fossil fuels exhaustion (non-renewable) such as gasoline, natural gas, diesel and coal, encourages researches related to renewable energy use, cogeneration and energy reuse in manufacturing environments, through the exploitation of energy waste from industrial processes to use in a heat exchanger or regenerator, for example. The most common processes are the production of electricity and thermal energy (heat or cold) from the use of natural gas or biomass. Alongside this stage of shift in thinking, in a agricultural equipment company, located in Curitiba, Brazil, was discovered energy waste from the heat released by exothermic chemical reaction of oxidation of machining chips, which are stored then sold to a metallurgical industry. It was found that within a period of 48 hours, the oxidation of the chips reached peaks up to 90 °C. This Paper Work aimed at exploring the feasibility of using heat from the oxidation reaction of machining chips in a Diffusion Absorption Refrigerator (DAR) system, which has the main feature of requiring only a source of heat for its operation, presenting no moving parts or mechanisms for movement of working fluids, that are: water, ammonia and hydrogen gas. The existing literature was studied, in order to understand the functioning of this refrigerator cycle details. Convenient control volumes were developed for the DAR system based on a model with commercial flow of ammonia at approximately 100 grams per hour, and fed by a constant temperature thermal source, which is the oxidation reaction of machining chips. Thus it was determined equations of energy and mass balances for the volume control software implementing them in the ESS software, for the purpose of solving the equations systems to determine the COP, cooling capacity and the heat lost in the condenser. The results have proved that it is possible to use the available heat source to produce refrigeration. Since the cooling capacity obtained is relatively small, 31.66 W, it was not possible to use this type of refrigerator in applications that require extremely low temperatures, such as the contraction of parts for assembly by interference, where there is need to reach -20 °C.

**Keywords:** Refrigeration, DAR, Machining Chips Oxidation, Thermal Feasibility.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Exemplo de carcaça de transmissão para máquinas agrícolas. Fonte: <a href="http://www.tractor-supplier.com">http://www.tractor-supplier.com</a> .....	13
Figura 2 – Exemplo de carcaça de semi-eixo, "eixo de trombeta" para máquinas agrícolas. Fonte: <a href="http://www.farina.com.br">http://www.farina.com.br</a> .....	13
Figura 3 – Componentes do rolamento. Pista externa será refrigerada e a pista interna aquecida. Fonte: <a href="http://www.forterolamentos.com.br">http://www.forterolamentos.com.br</a> ..	15
Figura 4 – Botijão criogênico e reservatório de nitrogênio líquido. Fonte: Autoria Própria .....	15
Figura 5 – Equipamento para aquecimento por indução eletromagnética. Fonte: Autoria Própria .....	16
Figura 6 – Equipamento para aquecimento de água por meio de reação de oxidação de cavacos de usinagem (KOVALCHUK, 2012) .....	18
Figura 7 - Ciclo de compressão a vapor (a) e o seu respectivo diagrama P-h (b) (STOECKER, 1985) .....	21
Figura 8 - Unidade de absorção básica (STOECKER, 1985) .....	22
Figura 9 – Os três circuitos existentes em um DAR (Adaptado de HEROLD <i>et al.</i> , 1996) .....	26
Figura 10 – Ciclo DAR elementar (Adaptado de CHEN <i>et al.</i> , 1996) .....	27
Figura 11 – Ciclo DAR completo (SOUZA <i>et al.</i> 2008) .....	27
Figura 12 – Bubble pump (adaptado de SATHE, 2001) .....	30
Figura 13 – Volumes de controle do modelo utilizado por Chen <i>et al.</i> (Adaptado de Chen <i>et al.</i> , 1996) .....	34
Figura 14 – Gráfico da vazão de água <i>versus</i> vazão de ar da bomba de bolha (Adaptado de SRIKHIRIN e APHORNRATANA, 2002) .....	37
Figura 15 – Identificação dos componentes e pontos de interesse do ciclo. Fonte: Autoria Própria .....	42
Figura 16 – Volumes de controle, gerador, <i>bubble pump</i> e retificador. Fonte: Autoria Própria .....	44
Figura 17 – Volume de controle: Condensador. Fonte: Autoria Própria .....	47
Figura 18 – Volume de controle: câmara de expansão. Fonte: Autoria Própria .....	47
Figura 19 – Volume de controle: Evaporador. Fonte: Autoria Própria .....	50
Figura 20 – Célula Recuperadora que contém os cavacos. Fonte: Autoria Própria. ....	52
Figura 21 – Imagem feita pelo termômetro infravermelho (a). Histograma de temperaturas criado a partir da imagem (b). Fonte: Autoria Própria. ....	52
Figura 22 – Termopar medindo a temperatura dos cavacos. Fonte: Autoria Própria. ....	53

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Combinações de Refrigerante e absorvente. (adaptado de ABREU, 1999, p.21) .....	23
Tabela 2 – Fluxos de energia através dos componentes encontrados por Chen <i>et al.</i> (Adaptado de Chen <i>et al.</i> , 1996).....	35
Tabela 3 – Faixa de perda de calor nos principais componentes encontrados por Chen <i>et al.</i> (Adaptado de Chen <i>et al.</i> , 1996).....	35
Tabela 4 – Características do refrigerador experimental construído por Srihirin e Aphornratana (2002).....	37
Tabela 5 – Parâmetros utilizados no protótipo piloto construídos por Jakob <i>et al.</i> (2002).....	41
Tabela 6 – Condições de estado termodinâmico dos pontos do VC 2 .....	46
Tabela 7 – Condições de estado termodinâmico dos pontos do VC 3 .....	46
Tabela 8 – Parâmetros e Resultados .....	56



## LISTA DE ABREVIATURAS, SIGLAS E ACRÔNIMOS

**CNC** - Comando Numérico Computarizado

**COP** - *Coefficient of Performance*

**CQG22** - Modelo de refrigerador doméstico do fabricante Consul

**DAMEC** - Departamento Acadêmico de Mecânica

**DAR** - *Diffusion Absorption Refrigeration*

**diam<sub>ext.</sub>** - Diâmetro externo do tubo da *bubble pump*

**diam<sub>int.</sub>** - Diâmetro interno do tubo da *bubble pump*

**EES** - *Engineering Equation Solver*

**HX** - *Heat Exchanger*

**Máx** - Máximo(o)

**Mín** - Mínima(o)

**SIMEPAR** - Sistema Meteorológico do Paraná

**TCS** - Trocador de calor da solução

**UTFPR** - Universidade Tecnológica Federal do Paraná

**VC 1** - Volume de Controle 1

**VC 2** - Volume de Controle 2

**VC 3** - Volume de Controle 3

# SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	11
1.1	Contexto do Tema	12
1.2	Caracterização do Problema	14
1.3	Objetivos	16
1.3.1	Objetivos Gerais .....	17
1.3.2	Objetivos específicos .....	17
1.4	Justificativa	18
1.5	Conteúdo ou Etapas do Trabalho	19
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA .....	20
2.1	Ciclo de compressão a vapor	20
2.2	Ciclo de refrigeração por absorção	21
2.3	Resfriamento por evaporação	23
2.4	Pressão parcial	24
2.5	Ciclo de refrigeração por absorção do tipo difusão (DAR)	25
2.6	Bomba de Bolha ( <i>Bubble Pump</i> )	29
2.7	Escolha dos fluídos de trabalho	31
2.8	Determinação da Pressão do Sistema	32
2.9	Trabalhos similares	32
3	PROCEDIMENTOS METODOLÓGICOS .....	42
3.1	Identificação dos componentes e pontos de interesse do sistema	42
3.2	Hipóteses e Suposição	43
3.3	Análise dos volumes de controle	44
3.3.1	Balanço de massa e energia no VC 1 .....	44
3.3.2	Balanço de massa e energia no VC 2 .....	45
3.3.3	Balanço de massa e energia no VC 3 .....	46
3.3.4	Balanço de massa e energia no Condensador .....	46
3.3.5	Balanço de massa e energia na Câmara de Expansão .....	47
3.3.6	Balanço de massa e energia no Evaporador.....	50
3.4	Energia disponível	51
3.5	Parâmetros usados na simulação	53
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	56
5	CONCLUSÕES.....	58
5.1	Trabalhos futuros	59
	REFERÊNCIAS .....	61
	APÊNDICE A – Linhas do programa EES .....	65

# 1 INTRODUÇÃO

Em uma fábrica do ramo agrícola de Curitiba, percebeu-se que quando cavacos de ferro fundido ficavam expostos ao ambiente, armazenados dentro de uma caçamba, ocorria um aumento em sua temperatura, assim como em suas imediações. Estes cavacos são provenientes da usinagem de blocos de motores de ferro fundido e são acumulados dentro desta caçamba, a mesma utilizada para receber entulhos em construções civis, aguardando para serem vendidos para fundições.

Atualmente com os altos níveis de poluição e com a previsão de esgotamento de fontes de energia não renováveis, como gasolina, gás natural, óleo diesel e carvão mineral há uma grande busca por fontes limpas e renováveis de energia e pelo reaproveitamento energético, como processos de cogeração que utilizam energia residual provenientes de processos industriais para a produção simultânea e de forma sequenciada, de duas ou mais formas de energia a partir de um único combustível. O processo mais comum é o da produção de eletricidade e energia térmica (calor ou frio) a partir do uso de gás natural e/ou de biomassa, entre outros (ASSOCIAÇÃO DA INDÚSTRIA DE COGERAÇÃO DE ENERGIA, 2013). Dentro deste contexto, Kovalchuk (2012) construiu um sistema no qual o calor proveniente dos cavacos era utilizado para aquecimento da água dos chuveiros dos vestiários da fábrica citada. Valores empíricos mostraram a necessidade de 180 kg de cavacos para aquecer 1 litro de água em 40° C em três segundos.

Pretende-se com este trabalho avaliar a viabilidade da utilização do calor proveniente da reação de oxidação de cavacos de usinagem para o aquecimento de um gerador de um ciclo de refrigeração por absorção do tipo difusão (DAR, *Diffusion Absorption Refrigerator*), o qual deve ter seu funcionamento estudado, buscando encontrar quais são as influências das alterações nos parâmetros do sistema e posteriormente podendo ser dimensionado adequadamente de forma a atender a capacidade de refrigeração necessária para uma aplicação específica.

Neste trabalho, este sistema de refrigeração será utilizado para aproveitar o calor desperdiçado atualmente na fábrica e será avaliado se é possível obter “frio” a partir desta fonte de calor (oxidação de cavacos). Uma possível aplicação dentro da própria fábrica seria o resfriamento de peças que são montadas com interferência

mecânica. Neste processo de montagem é necessária que a peça sofra redução de suas dimensões através de resfriamento. Este tipo de montagem é utilizado na união de rolamentos em eixos e em furos. Porém, primeiramente será analisada a carga de refrigeração obtida através deste tipo de ciclo de refrigeração, para posteriormente avaliar se sua aplicação na contração térmica dos rolamentos é possível.

### 1.1 Contexto do Tema

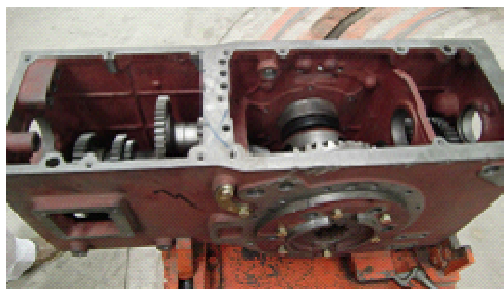
Após a primeira Revolução Industrial, iniciada no século XVIII e difundida ao mundo em meados do século XIX, até os dias de hoje o conceito de produção foi introduzido e otimizado constantemente por meio de métodos e teorias de diversas áreas do conhecimento para uma finalidade, a produtividade. Como consequência, hoje se vive uma situação de excessivo consumo de fontes energéticas não renováveis e seu possível esgotamento. Com os efeitos que os gases poluentes emitidos na atmosfera provocam no meio ambiente, tem-se mudado a forma com que se vê a utilização destas fontes, bem como o incentivo à pesquisa e desenvolvimento de fontes renováveis e melhor aproveitamento energético.

Um melhor aproveitamento energético é feito utilizando o calor que seria desperdiçado em processos industriais. Sabe-se que a reação de oxidação do ferro, dada pela equação (1), é um processo exotérmico e a variação da entalpia do processo gera aproximadamente 821,3 kJ/mol de ferro, mostrada na equação (2), correspondendo a uma massa de 110 gramas de ferro (POLIAKOV, 2005).



$$\Delta H = - 821,3 \text{ kJ/mol} \quad (2)$$

Na fábrica em questão, utilizam-se máquinas CNC (*Computer Numeric Control*), tornos e fresas, tanto automatizadas quanto manuais, para a usinagem de carcaças de transmissão e semi-eixos fundidos (exemplificados nas Figuras 1 e 2), por meio dos processos de furação, desbaste e retífica, havendo um grande acúmulo de cavacos metálicos (2,5 toneladas por dia) de ferro fundido provenientes desta usinagem, os quais sofrem oxidação quando em contato com o ar ambiente e produzindo calor que é dissipado no ambiente, sem nenhum aproveitamento de energia.



**Figura 1 – Exemplo de carcaça de transmissão para máquinas agrícolas.**  
Fonte:<http://www.tractor-supplier.com>



**Figura 2 – Exemplo de carcaça de semi-eixo, "eixo de trombeta" para máquinas agrícolas.**  
Fonte:<http://www.farina.com.br>

Apesar deste potencial térmico não ser utilizado, Kovalchuk (2012) verificou a possibilidade de utilização desta fonte de energia para geração de energia elétrica, aquecimento de água e em aplicações em condicionamento de ar e refrigeração.

Tendo em vista estas possibilidades, neste trabalho avaliar-se-á a utilização da energia proveniente da oxidação dos cavacos para alimentar um gerador em ciclo de refrigeração por absorção do tipo DAR (*Diffusion Absorption Refrigerator*). Este tipo de refrigeração não utiliza partes móveis, como um compressor ou bomba para seu funcionamento (STOECKER, 1985), necessitando apenas de uma fonte de calor. O funcionamento do ciclo é descrito na Seção 2.5.

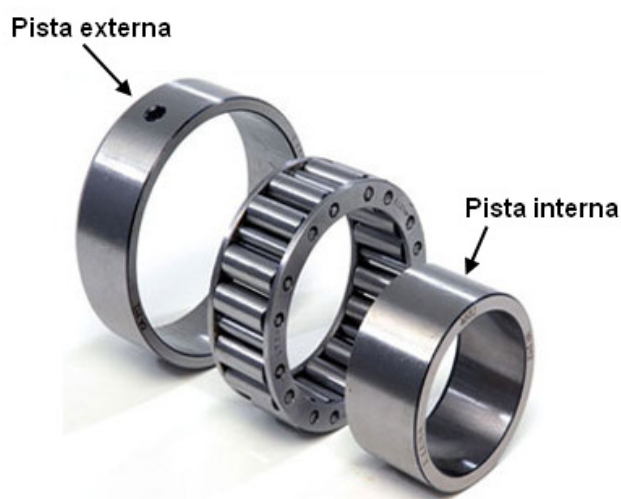
Existem estudos que estão relacionados ao aproveitamento de calor desperdiçado para seu uso em refrigeração movida a calor. Pode-se citar Escobedo (1987), que estudou o uso de energia solar, Mainardes *et al.* (2002) que propôs o uso do calor proveniente de emissões automotivas e a viabilidade da implantação em usinas petroquímicas e Manzela (2005), que fez um estudo experimental da utilização de gases de exaustão de motores de combustão interna como fonte de energia de um ciclo de refrigeração por absorção.

O estudo e o desenvolvimento de ciclos de refrigeração por absorção fazem parte da ementa do curso de engenharia mecânica, alocado na área de ciências térmicas, pois envolvem os princípios e leis da termodinâmica e da transferência de calor e de massa.

## **1.2 Caracterização do Problema**

Levando em consideração o desperdício do calor gerado por processos industriais, busca-se um meio de aproveitar esta energia em um processo que seja revertido em benefício à empresa, aos seus colaboradores e à sociedade. O calor proveniente da oxidação dos cavacos poderia ser utilizado principalmente em processos de aquecimento e resfriamento de água, ar, condicionamento de ambientes, pré-aquecimento de processos fabris e na reutilização de calor em processos termodinâmicos para geração de energia elétrica e térmica (cogeração de energia).

Na mesma empresa do segmento agrícola citada anteriormente, é utilizado o processo de montagem por interferência de rolamentos em eixos e furos. Este processo consiste em resfriar a pista externa do rolamento (mostrado na Figura 3) que será encaixado em um furo. Com o resfriamento a pista externa se contrai e suas dimensões ficam reduzidas permitindo o encaixe no furo. Após a pista externa entrar em equilíbrio térmico com o ambiente, suas dimensões retornam ao estado original dentro do furo, ocorrendo o ajuste interferente, pois as dimensões originais (à temperatura ambiente) da pista externa e do furo são próximas. Este resfriamento da capa externa é feito usando botijões criogênicos de nitrogênio líquido, mostrados na Figura 4 chegando à temperatura de  $-142^{\circ}\text{C}$ , entretanto o componente que terá suas dimensões reduzidas necessita atingir  $-40^{\circ}\text{C}$ . Devido a essa baixa temperatura, o uso de nitrogênio líquido pode ser considerado perigoso, pois já foram registrados casos de acidentes no meio industrial.



**Figura 3 – Componentes do rolamento. Pista externa será refrigerada e a pista interna aquecida. Fonte: <http://www.forterolamentos.com.br>**



**Figura 4 – Botijão criogênico e reservatório de nitrogênio líquido. Fonte: Autoria Própria**

O ajuste interferente também é utilizado para encaixar a pista interna do rolamento (mostrada na Figura 3) ao eixo, porém nesta situação a pista interna é aquecida fazendo com que suas dimensões aumentem devido à dilatação térmica. A pista interna é encaixada no eixo e quando ocorre o equilíbrio térmico com o ambiente suas dimensões retornam para os valores originais. O aquecimento é feito por indução eletromagnética, fazendo com que a capa interna chegue a  $120^{\circ}\text{C}$ , o equipamento utilizado para realizar o aquecimento é mostrado na Figura 5.



**Figura 5 – Equipamento para aquecimento por indução eletromagnética.  
Fonte: Autoria Própria**

Na medida em que se procura reverter o calor disponibilizado pelos cavacos em oxidação em algum benefício à empresa, o professor orientador deste trabalho, José A. Velásquez, juntamente com Kovalchuk sugeriram o estudo da viabilidade da aplicação desta fonte térmica em um sistema de refrigeração com uma finalidade prática a empresa, no sentido de que pudesse ser usada na fábrica ou escritórios não se restringindo ao estudo plenamente teórico, sem um fim ou objetivo prático. Levando em consideração os perigos envolvendo o uso de nitrogênio líquido, como baixas temperaturas, inferiores a  $-40^{\circ}\text{C}$ , a que o operador está exposto além do registro de acidentes envolvendo este processo, considerou-se o estudo da aplicação de um sistema de refrigeração por absorção por difusão, o qual utiliza somente energia térmica em seu funcionamento, para o resfriamento das pistas externas dos rolamentos, em substituição ao uso de nitrogênio líquido, durante o processo de montagem destas peças.

Essa seria uma possível aplicação industrial, porém a temperatura é extremamente baixa para ser atingida através de um sistema de refrigeração comum, principalmente através de um sistema de refrigeração de absorção do tipo difusão.

### **1.3 Objetivos**

Como foi apresentado nas seções anteriores, Kovalchuk (2012) identificou uma oportunidade de aproveitamento de energia em forma de calor, proveniente da oxidação de cavacos de usinagem, o qual foi utilizado no aquecimento de água de chuveiros localizados nos vestiários da fábrica. Em primeira instância objetiva-se



buscar outras aplicações para este calor, aliando esta oportunidade a uma aplicação prática relacionada diretamente com a manufatura/produção dentro da empresa.

Pretende-se avaliar a viabilidade do uso do calor liberado pela reação de oxidação de cavacos de ferro fundido, produzidos pelo processo de usinagem em tornos e máquinas CNC, que se desperdiça, para do gerador de um ciclo de refrigeração operado a calor, com objetivo de aproveitar-se da disponibilidade de energia para fins de resfriamento. Uma possível aplicação do “frio” gerado seria a de substituir o uso de nitrogênio para o resfriamento de peças montadas por interferência.

Contudo, se a temperatura necessária para se obter a contração da pista externa do rolamento não for atingida, a partir dos resultados obtidos poder-se-á procurar outras aplicações para a capacidade de refrigeração atingida.

### **1.3.1 Objetivos Gerais**

Executar os balanços de massa e energia do sistema de refrigeração, o qual terá seu gerador alimentado pelo calor proveniente da oxidação dos cavacos, em um *software* com propriedades termodinâmicas para misturas de água e amônia e gás hidrogênio, deste modo avaliando a viabilidade do uso deste sistema de refrigeração para a obtenção de uma capacidade de refrigeração suficiente para fins práticos.

### **1.3.2 Objetivos específicos**

Far-se-á um estudo detalhado dos trabalhos já publicados na área dos ciclos de refrigeração do tipo DAR, comparando-os e procurando semelhanças entre a bibliografia existente e o tema trabalho. As hipóteses simplificadoras do problema serão adotadas seguindo recomendações da bibliografia existente e, quando necessário, serão justificadas.

A modelagem termodinâmica do sistema será feita através de equações de balanço de massa e energia nos volumes de controle adequados para análise.

Como condição necessária para consecução do Objetivo Geral, pretende-se verificar a capacidade de refrigeração obtida pelo sistema proposto levando em consideração a fonte de calor disponível, ou seja, o calor utilizável gerado na oxidação dos cavacos, realizando balanços de massa e de energia em cada componente do sistema e utilizando o *software* EES (*Engineering Equation Solver*, licenciado para uso dos alunos da UTFPR) para a resolução das equações e

fazendo-se uso das propriedades termodinâmicas presentes no banco de dados do programa.

#### 1.4 Justificativa

Por meio do êxito na aplicação encontrada por Kovalchuk (2012), que fez uso do calor liberado pela reação de oxidação de cavacos de usinagem para o desenvolvimento de um sistema para o aquecimento de água de chuveiros, nos vestiários da planta industrial, conforme pode ser visualizado na Figura 6, e devido ao grande volume de cavacos de usinagem produzidos pela fábrica e seu potencial de geração de calor, busca-se através deste trabalho um emprego para o calor que está sendo desperdiçado como forma de aproveitamento de energia. Com base nisto, uma possível aplicação para este calor seria em um sistema de refrigeração operado a calor. Optou-se pelo estudo do ciclo de refrigeração que utiliza água, amônia e hidrogênio como fluidos de trabalho, a exemplo do ciclo utilizado nas geladeiras Dometic da marca Electrolux e Consul modelo CQG22, o qual compõe o portfólio de geladeiras a gás que ainda é fabricada pela marca (GELADEIRAS CONSUL, 2012). A Electrolux comprou a patente dos inventores do ciclo DAR, e a usou para projetar-se no mercado de eletrodomésticos, por isso, muitas vezes, chama-se o ciclo DAR de ciclo Electrolux (ABREU, 1999).

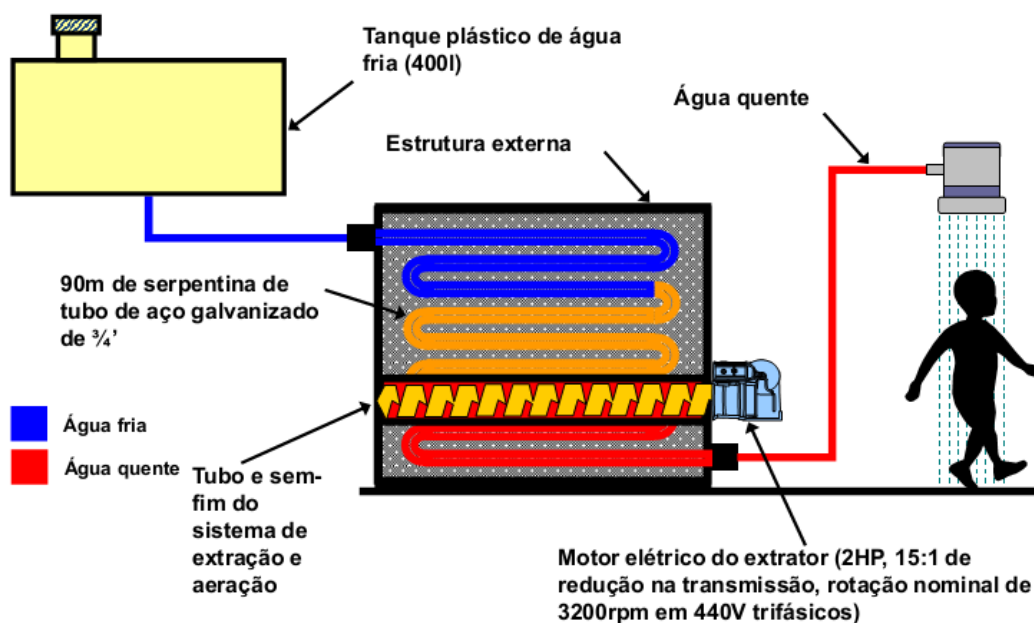


Figura 6 – Equipamento para aquecimento de água por meio de reação de oxidação de cavacos de usinagem (KOVALCHUK, 2012)

Atualmente, na fábrica, são utilizados botijões criogênicos à base de nitrogênio líquido para o resfriamento de peças possibilitando a montagem de componentes por interferência. Entretanto o uso de nitrogênio líquido apresenta risco à saúde do operador devido à baixa temperatura a qual ele fica exposto (aproximadamente  $-140^{\circ}\text{C}$ ). Portanto o estudo da viabilidade do uso de outro processo menos agressivo utilizando temperaturas mais próximas às toleráveis pelo operador humano é de interesse tanto do meio acadêmico como da empresa, como empregadora de mão de obra.

Além do objetivo prático e funcional, o desenvolvimento deste trabalho proporcionará aos alunos envolvidos no projeto um maior contato com as áreas de ciências térmicas, como termodinâmica, transferência de calor e principalmente sistemas de refrigeração.

### **1.5 Conteúdo ou Etapas do Trabalho**

Este Trabalho de Conclusão de Curso está dividido em cinco capítulos, os quais são descritos resumidamente no texto abaixo.

No Capítulo 1 deste trabalho é descrito o contexto em que este trabalho foi desenvolvido, assim como a oportunidade de aproveitamento de energia e aplicabilidade desta em uma situação prática no ambiente fabril. Nesta seção são caracterizados e justificados os objetivos desta monografia.

Uma revisão da literatura existente na área de refrigeração tipo DAR, além da exposição de conceitos fundamentais inerentes a este sistema de refrigeração, para o melhor entendimento do ciclo, é apresentada no Capítulo 2.

No Capítulo 3 são desenvolvidos os volumes de controle para o sistema bem como o equacionamento dos balanços de massas e de energia. As hipóteses atribuídas e os parâmetros de entrada também são contemplados neste capítulo.

No Capítulo 4 são mostrados e discutidos os resultados obtidos com a resolução do sistema de equações provenientes dos balanços de massa e de energia dos volumes de controle.

Finalmente no Capítulo 5, as considerações finais e a conclusão atingida pelos alunos de acordo com os resultados obtidos e propostas para trabalhos futuros são apresentadas. As dificuldades encontradas e considerações adicionais dos autores são também apresentadas neste capítulo.

## 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Como citado anteriormente o objetivo deste trabalho é simular um sistema de refrigeração e mensurar sua capacidade de refrigeração, avaliando a viabilidade de construção do sistema físico para uma aplicação específica. A capacidade de refrigeração diz respeito à quantidade de energia em forma de calor retirada do ambiente refrigerado por unidade de tempo.

A função da refrigeração é retirar calor de um corpo ou de um meio, transferindo-o para outro meio, provocando a alteração da temperatura dos corpos (aumento e redução). Muitos processos industriais, instalações residenciais e comerciais e até mesmo automóveis utilizam a refrigeração com a finalidade de reduzir a temperatura, como no condicionamento de ambientes em casas, escritórios, lojas, automóveis e o uso na indústria alimentícia, química e petrolífera para a conservação de produtos.

Define-se como ciclo termodinâmico, uma sequência de processos que começam e terminam no mesmo estado, como conclusão todas as propriedades têm o mesmo valor que tinham no início (MORAN e SHAPIRO, 2006). Há vários tipos de ciclos de refrigeração, cada um com características diferentes, porém em geral todos eles apresentam alguns processos básicos semelhantes. O principal e mais utilizado ciclo de refrigeração é o ciclo de compressão a vapor (STOECKER, 1985).

### 2.1 Ciclo de compressão a vapor

O ciclo de compressão a vapor é mostrado esquematicamente na Figura 7(a) e funciona da seguinte maneira: o evaporador é parcialmente preenchido com líquido de fluido refrigerante a uma baixa pressão e conforme este líquido evapora a uma temperatura baixa, por exemplo  $-15^{\circ}\text{C}$ , o compressor suga o vapor do evaporador mantendo a pressão no evaporador constante. O compressor eleva a pressão do vapor e entrega ao condensador a uma alta temperatura, por exemplo,  $40^{\circ}\text{C}$ , onde o vapor condensa-se com retirada de calor para a atmosfera. O líquido a alta pressão passa por uma válvula de expansão que reduz sua pressão podendo evaporar em uma baixa pressão no evaporador fechando o ciclo.

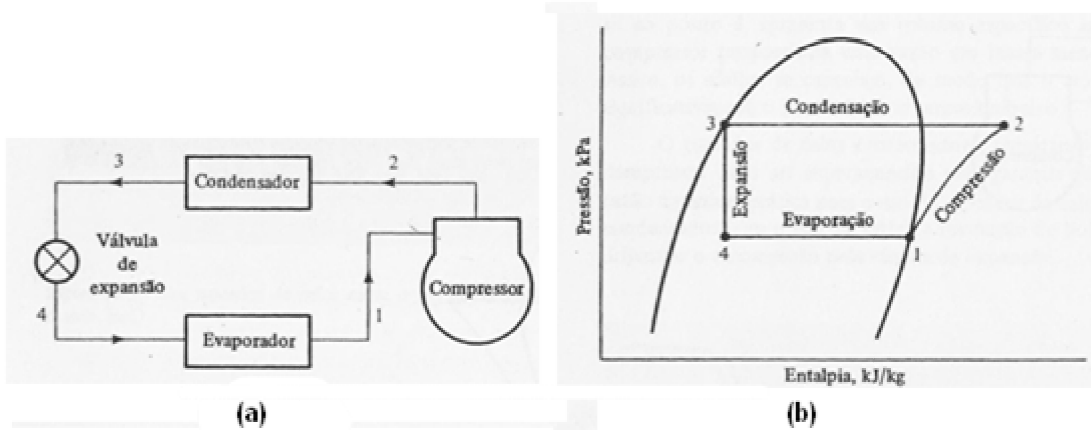
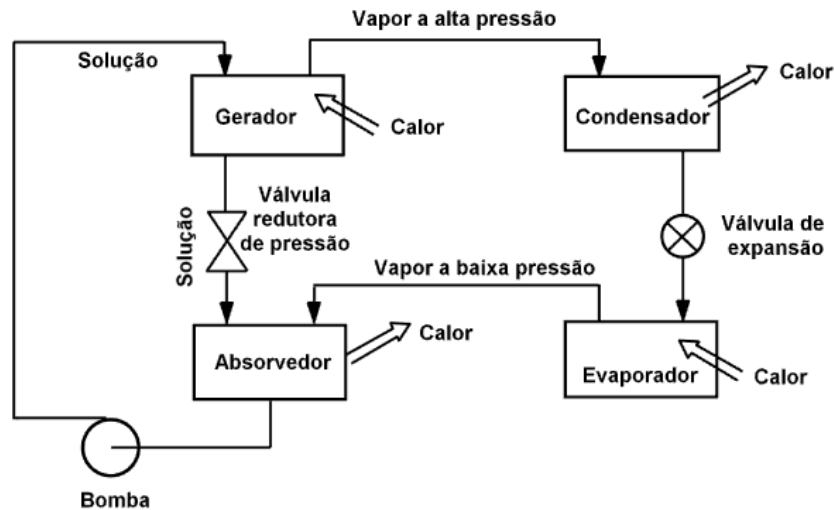


Figura 7 - Ciclo de compressão a vapor (a) e o seu respectivo diagrama P-h (b) (STOECKER, 1985).

## 2.2 Ciclo de refrigeração por absorção

O ciclo de refrigeração por absorção (Figura 8) foi desenvolvido pelo francês Ferdinand Carré por volta de 1860. Segundo Araujo *et al.* (2007) este tipo de sistema foi importante no início das aplicações industriais de refrigeração e em sistemas de ar condicionado, porém perdeu espaço devido ao barateamento e ao aumento da distribuição de energia elétrica no início do século XX. Contudo, este sistema atualmente voltou a ter destaque devido à crescente importância dada às questões relacionadas à sustentabilidade, à preservação do meio ambiente e, conseqüentemente, à economia de energia. É reconhecida também a falta de informações técnicas e publicações acadêmicas atreladas a esses tipos de sistemas, fato que dificulta projetos de pesquisa e de aplicações práticas. Araujo (2007) e Srihirin *et al.* (2001) fazem uma revisão sobre as tecnologias de sistemas de refrigeração por absorção disponíveis atualmente.



**Figura 8 - Unidade de absorção básica (STOECKER, 1985)**

Segundo Stoecker (1985), sistemas de refrigeração por absorção são semelhantes a um ciclo de compressão de vapor por conter componentes semelhantes como condensador, uma válvula de expansão e um evaporador. Entretanto a diferença entre esses dois sistemas está no modo como a pressão é elevada. Em ciclos de compressão de vapor é utilizado um compressor para elevar a pressão do vapor de saída do evaporador, entregando vapor ao condensador a alta pressão, ao passo que em um sistema de refrigeração por absorção é utilizada uma solução que absorve o refrigerante (algumas combinações de absorvente e refrigerante são mostradas na Tabela 1) a baixa pressão do evaporador e eleva-se a pressão por meio de uma bomba ou por meio de calor, como será descrito posteriormente. Devido a essa diferença, o ciclo de compressão é mencionado como um ciclo operado a trabalho, enquanto o ciclo de absorção como operado a calor.

**Tabela 1 – Combinações de Refrigerante e absorvente. (adaptado de ABREU, 1999, p.21)**

<b>Absorvente</b>	<b>Refrigerante</b>
Água	Amônia, metil amina ou outras aminas alifáticas.
Solução de água e brometo de lítio	Água
Solução de cloreto de lítio e metanos	Metanol
Ácido sulfúrico	Água
Hidróxido de sódio ou potássio ou misturas	Água
Nitrato de lítio	Amônia
Sulfocianeto de amônia	Amônia
Tetracloroetano	Cloreto de etila
Dimetil éter tetraetileno glicol	Cloreto de metileno
Óleo de parafina	Tolueno ou pentano
Glicol etílico	Metil amina
Éter dimetílico ou glicol tetraetílico	Monofluordicloro metano ou diclorometano

### **2.3 Resfriamento por evaporação**

O resfriamento evaporativo é um conceito já conhecido e utilizado nos sistemas de refrigeração e está diretamente relacionado com a pressão de vapor do fluido de trabalho destes sistemas. A seguir serão mostrados, brevemente, os conceitos de pressão de vapor e de resfriamento por evaporação.

Inicialmente, para compreender o que é a pressão de vapor considera-se um recipiente aberto contendo um líquido, por exemplo, a água a 25° C e 1 atm. Com o passar do tempo o líquido passará para o estado de vapor, diminuindo a quantidade de água no estado líquido presente no reservatório num processo conhecido como evaporação, no qual, mesmo a temperatura do líquido sendo inferior a temperatura de ebulição as moléculas na superfície do líquido tem energia suficiente para “escapar”, transformando-se em vapor. Essa tendência de “escapar” advém do fato de que as moléculas presentes no líquido, assim como em qualquer estado físico da matéria, apresentam velocidades variáveis. Com o aumento da temperatura, maior a porção de moléculas com energia cinética (velocidade) suficiente para passar para o estado de vapor. Como as moléculas com maior energia escapam, a energia cinética média do líquido diminui, reduzindo também sua temperatura, num fenômeno conhecido como resfriamento por evaporação (MOREIRA *et al.*, 1999).

Se o recipiente estiver fechado, as moléculas de água que se transformam em vapor não escapam para o ambiente, ficando armazenadas dentro do frasco. Em um primeiro momento a taxa de moléculas de água líquida passando para o estado de vapor é maior, porém conforme a concentração de moléculas no estado de vapor aumenta, algumas voltam para o estado líquido, condensando sobre a superfície. Quando a taxa de evaporação e a taxa de condensação igualam-se, significa que se atingiu um equilíbrio dinâmico. Quando este equilíbrio é atingido o número de moléculas de vapor não muda com o tempo e a pressão exercida pelo vapor sobre a superfície do líquido e sobre as paredes internas do recipiente é denominada pressão de vapor, que também permanece constante durante o equilíbrio.

A pressão de vapor é uma propriedade intensiva do líquido considerado e depende somente da temperatura em que ele se encontra. Essa propriedade varia para cada tipo de líquido devido às diferenças das forças intermoleculares entre eles. É importante destacar também que a pressão de vapor é independente do volume do recipiente enquanto líquido e vapor estiverem em equilíbrio dinâmico. Se uma pequena quantidade de líquido é introduzida no recipiente fechado, parte dele irá vaporizar. Quanto maior o volume do recipiente, maior a quantidade de líquido que vaporizará para restabelecer a pressão de vapor (MASTERTON *et al.*, 2012).

## 2.4 Pressão parcial

Outro conceito empregado no ciclo de refrigeração tratado neste trabalho é o de pressão parcial. Considerando uma mistura de dois gases (A e B) dentro de um recipiente fechado, à temperatura  $T$  e à pressão  $P_{total}$ , a pressão parcial de cada gás é a pressão que cada gás exerceria nas paredes internas do recipiente caso ele estivesse sozinho, a mesma temperatura  $T$ . Isso implica que a soma das pressões parciais de cada gás em uma mistura de gases ideais é igual à pressão total do sistema.

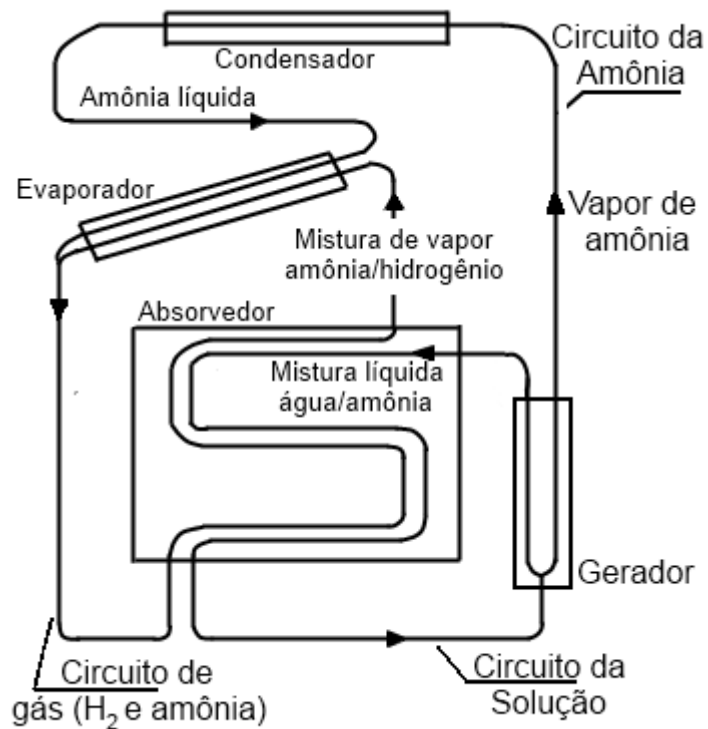
Este fato é frequentemente referenciado como a lei de Dalton, a qual possui o seguinte enunciado: “A pressão total de uma mistura de gases ideais é igual à soma das pressões parciais dos componentes da mistura” (MASTERTON *et al.*, 2012).



## 2.5 Ciclo de refrigeração por absorção do tipo difusão (DAR)

O ciclo de absorção por difusão (DAR), também conhecido como ciclo Electrolux, desenvolvido e patenteado por Von Platen e Carl Gustav Munters em 1922 (*apud* ABREU, 1999), é caracterizado por possuir uma pressão total constante, apenas com variação das pressões de vapor e das pressões parciais dos fluidos de trabalho. Por estes motivos não se faz necessária a utilização de componentes mecânicos móveis para a elevação da pressão, melhorando sua manutenção, reduzindo ruídos e vibração, justificando o emprego em quartos de hotéis e automóveis de passeio, além de serem usados em refrigeradores domésticos em localidades rurais onde não há energia elétrica ou em caravanas e acampamentos (em suas versões portáteis).

No ciclo DAR são necessários três fluídos: o refrigerante, o absorvente e um gás inerte para equalização de pressão. Como refrigerante utiliza-se a amônia, como absorvente, a água. Este par refrigerante - absorvente deve apresentar afinidade físico-química para que haja solubilidade entre eles, justificando o fato de a amônia e a água serem o par mais eficiente. Por fim o gás inerte mais utilizado é o hidrogênio, seguido do hélio. Herold *et al.* (1996) divide o sistema DAR em três circuitos, de acordo com o fluido: ciclo do hidrogênio, do vapor da amônia e da solução água-amônia. Os três circuitos são mostrados na Figura 9.



**Figura 9 – Os três circuitos existentes em um DAR (Adaptado de HEROLD *et al.*, 1996)**

A seguir será descrito detalhadamente o funcionamento de um ciclo de refrigeração por absorção do tipo difusão (DAR), considerando o trio amônia-água-hidrogênio como os fluídos de trabalho.

Vários trabalhos foram publicados e explicam o funcionamento deste tipo de ciclo, entre eles pode-se citar: Chen *et al.* (1996), Srihirin *et al.* (2002), Levy *et al.* (2007) e Souza *et al.* (2008). Um ciclo tipo DAR é composto, basicamente por um gerador, bomba de bolha (explicada na Seção 2.6), retificador, condensador, evaporador, absorvedor e reservatório. Unidades mais eficientes apresentam também trocadores de calor. A Figura 10 apresenta uma forma esquemática do ciclo, na qual se pode localizar cada um de seus componentes de uma forma simplificada. A Figura 11 apresenta o ciclo completo, com os trocadores de calor de solução e de gás.

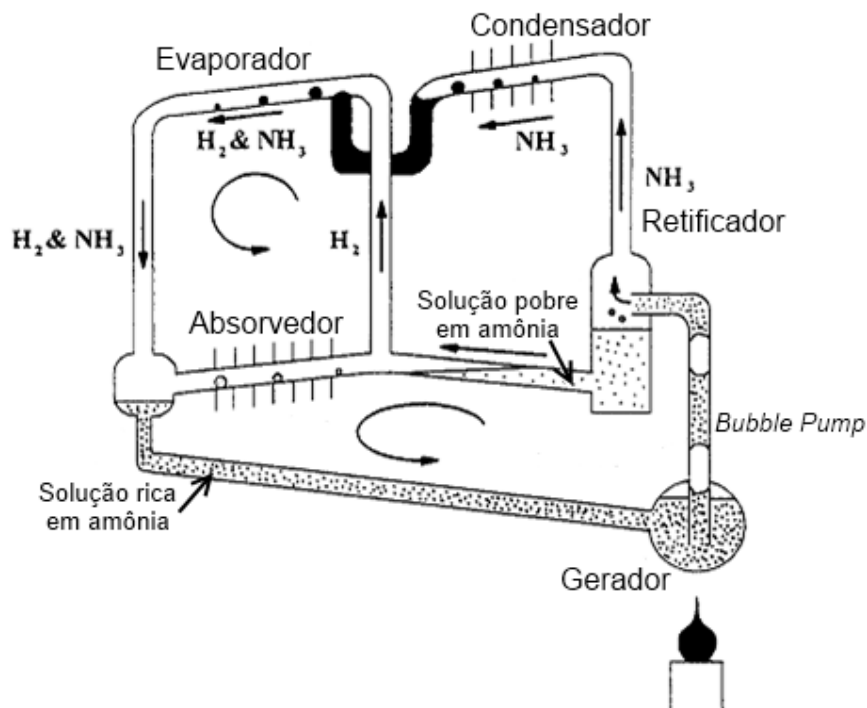


Figura 10 – Ciclo DAR elementar (Adaptado de CHEN *et al.*, 1996)

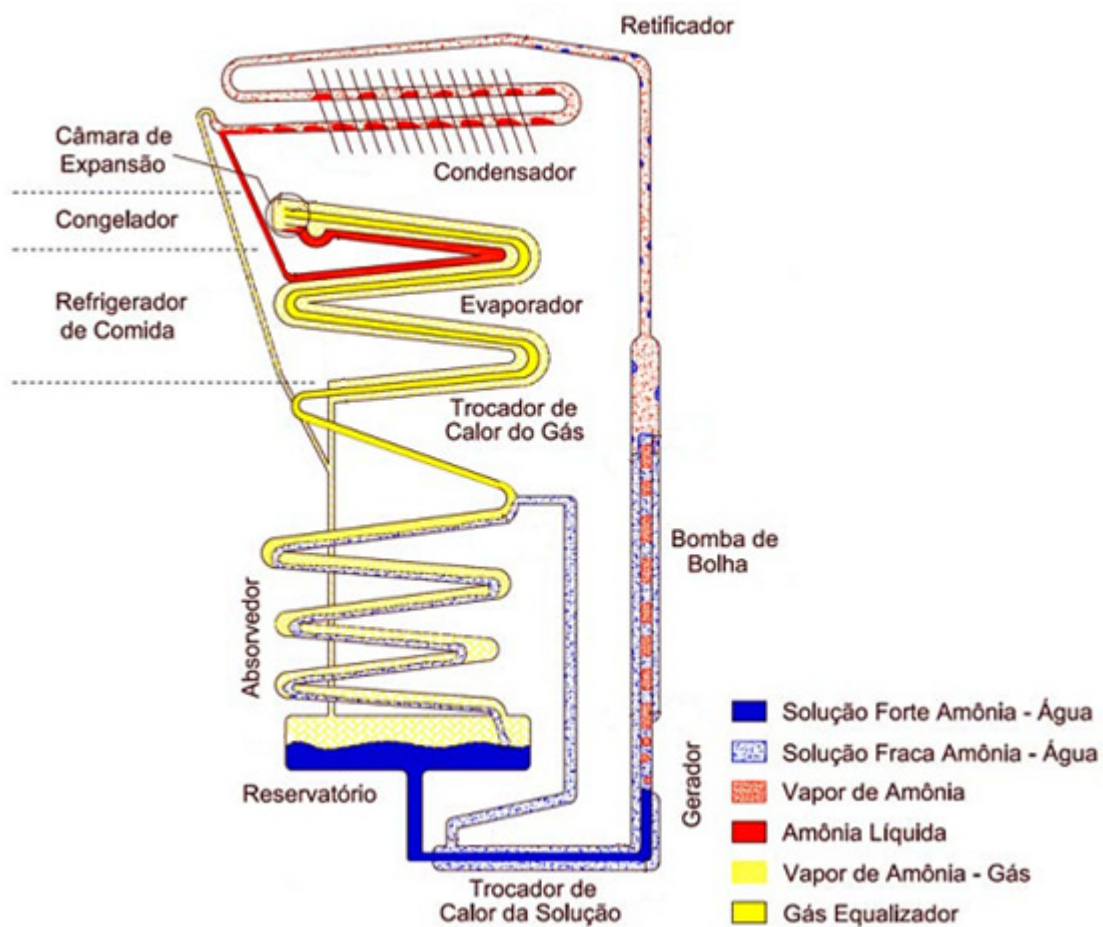


Figura 11 – Ciclo DAR completo (SOUZA *et al.* 2008)

A solução de água rica em amônia, contida no reservatório, flui para o gerador por diferença de pressão hidrostática. No gerador a solução receberá uma quantidade de calor suficiente para evaporar certa quantidade de amônia, por ter um ponto de ebulição inferior à água, formando bolhas de vapor de amônia. Dessa forma há separação da amônia da água, tornando a solução fraca em amônia.

As bolhas formadas tendem a subir devido à diferença de densidade, de forma que quando passem por dentro de um tubo de pequeno diâmetro (aproximadamente 10 mm), carreguem a solução fraca em amônia para cima, em um escoamento bifásico, fazendo a movimentação da solução de amônia-água no circuito da solução. Este processo é definido como *bubble pump* (HEROLD *et al.*, 1996) ou bomba de bolha como mostrado na Figura 12. A solução fraca que sai do tubo é levada pela diferença de pressão hidrostática até o absorvedor, passando antes por um trocador de calor, conhecido como trocador de calor da solução, neste, a solução fraca saindo do gerador pré aquece a solução forte que chega ao gerador, melhorando a eficiência do ciclo. O vapor de amônia segue para o retificador, no qual há perda de calor para o ambiente de forma que ocorra a condensação do restante de água presente no vapor de amônia.

Após o retificador, o vapor de amônia vai para o condensador, ocorrendo perda de calor latente para o ambiente, mudando o estado físico da amônia para líquido.

A amônia líquida, no final do condensador, passa por um sifão que impede a entrada de hidrogênio no condensador. Na entrada do evaporador a amônia líquida entra em contato com uma mistura de gás hidrogênio, que é responsável pela maior pressão do sistema, e vapor residual de amônia, reduzindo a pressão parcial do refrigerante. Como a pressão da amônia é reduzida ela evaporará a uma temperatura baixa. O calor necessário à evaporação é retirado do ambiente, gerando o efeito de refrigeração.

Como o vapor de amônia tem uma densidade maior que a do hidrogênio, conforme a mistura enriquece-se de amônia, torna-se mais pesada, descendo em direção ao absorvedor. Devido a este aumento de concentração, a pressão parcial do refrigerante aumentará, aumentando também a temperatura de vaporização do refrigerante no final do evaporador.

No absorvedor a mistura de gás hidrogênio e vapor de amônia entra em contato com a solução fraca proveniente do *bubble pump* ocorrendo à absorção do vapor de amônia pela solução fraca. O processo de absorção é exotérmico e para que ele seja contínuo deve-se remover calor constantemente para que o processo não cesse (STOECKER, 1985). Com a absorção de amônia a solução torna-se rica e passa para o reservatório enquanto o gás hidrogênio fica mais leve, pois a concentração de amônia na mistura gasosa foi reduzida seguindo novamente para o evaporador juntamente com uma parcela de vapor não absorvida passando por um trocador de calor conhecido como trocador de calor de gás. Neste trocador a mistura de gases quentes saindo do absorvedor é pré-resfriada pela mistura fria que sai do evaporador, aumentando a eficiência do ciclo.

Percebe-se então que o “motor” de circulação do gás equalizador de pressão (hidrogênio) é a diferença da densidade da mistura.

## 2.6 Bomba de Bolha (*Bubble Pump*)

Assim como as diferenças de densidades movem a mistura de hidrogênio com vapor residual de amônia (não absorvido) entre o absorvedor, trocador de calor de gás, evaporador e reservatório a bomba de bolha é a responsável pela movimentação da solução de água-amônia no circuito de solução, composto por: reservatório, trocador de calor de solução, gerador, bomba de bolha e absorvedor. A configuração básica da bomba de bolha é mostrada na Figura 12, onde são mostradas as alturas relacionadas ao processo de elevação de líquido, sendo:  $h$  o nível da solução dentro do reservatório e  $L$  a altura atingida pela solução carregada pelas bolhas de vapor de amônia. Além destes parâmetros, o diâmetro do tubo da bomba e o calor adicionado ao gerador fazem parte da caracterização deste subsistema.

A bomba de bolha é classificada como um escoamento bifásico, envolvendo bolhas de vapor de amônia e solução de água e amônia no estado líquido, dentro de um tubo de diâmetro interno pequeno, geralmente em torno de 10 mm em aplicações comerciais (SRIKHIRIN e APHORNRATANA, 2002). O líquido proveniente do reservatório inicialmente preenche a bomba a uma altura  $h$  (ver Figura 12), mas com a adição de calor, certa quantidade de amônia evapora, formando bolhas que sobem através do tubo. Estas bolhas preenchem quase todo o

diâmetro interno do tubo e carregam entre elas uma porção de líquido, funcionando como pistões a gás que elevam a solução líquida para o topo do tubo (SATHE, 2001).

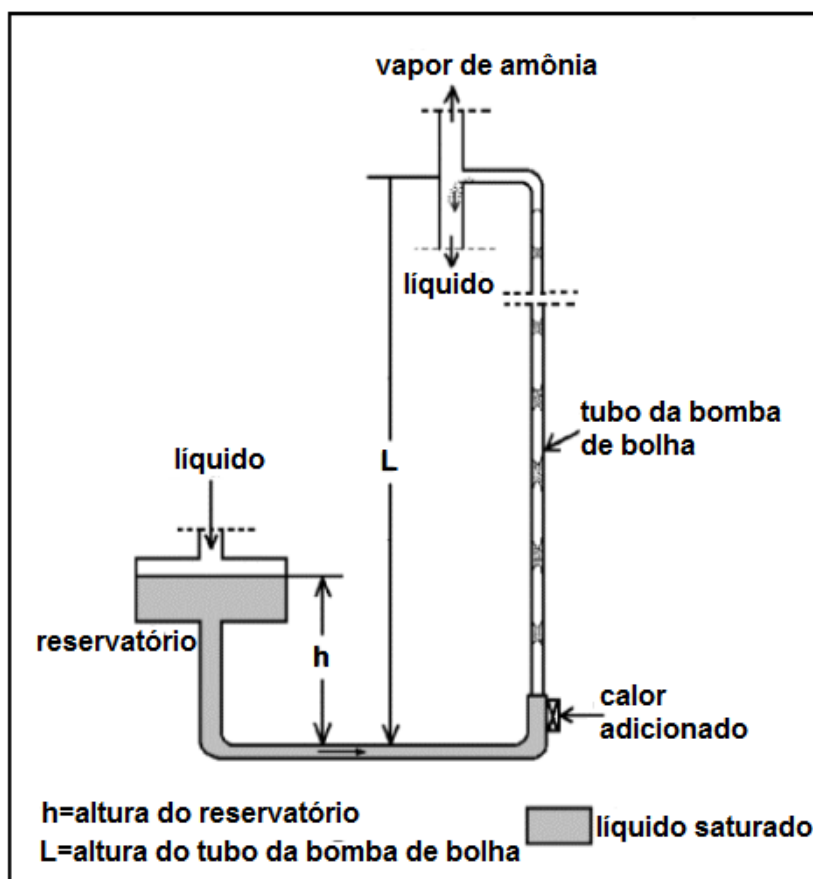


Figura 12 – Bubble pump (adaptado de SATHE, 2001).

Srikhirin e Aphornratana (2002) ressaltam a importância das características da *bubble pump* na eficiência do ciclo. White (2001) analisou o escoamento bifásico existente em ciclos de refrigeração de única pressão (DAR) através do estudo de uma bomba de bolha de ar e água.

Para sistemas de refrigeração, a vazão mássica de líquido é um parâmetro dependente do calor adicionado no gerador. Withe (2001) estudou este parâmetro constatando que o calor adicionado ao gerador deve ser minimizado até um limite inferior, visando aumentar a eficiência do ciclo, pois ao passo que o calor adicionado aumenta, a característica do escoamento bifásico é alterada e a vazão de solução transportada é reduzida. A autora (WITHE, 2001) constatou uma faixa ótima para o calor adicionado no gerador. Desta forma é definida uma eficiência da bomba de

bolha dada como a razão entre a vazão mássica de líquido bombeado e o calor adicionado ao gerador.

Outras variáveis também podem ser alteradas visando o aumento da eficiência, como a geometria da bomba, a razão de submersão ( $h/L$  na Figura 12) e o diâmetro do tubo onde ocorre o escoamento. Após os experimentos de White (2001) conclui-se que a operação da bomba de bolha é altamente dependente da razão de submersão, além de que há um diâmetro ótimo do tubo para cada vazão mássica.

## 2.7 Escolha dos fluidos de trabalho

Em geral, todas as publicações pesquisadas sobre o sistema DAR, tomadas como referências neste trabalho, mencionam a amônia como refrigerante e a água como absorvente. Entretanto, dois gases auxiliares foram utilizados em boa parte dos estudos aqui referenciados, o hidrogênio e o hélio. Os estudos demonstraram desempenhos do ciclo diferentes para cada gás equalizador, ainda existindo divergências entre os autores no que tange a escolha do gás equalizador que resultaria em um melhor desempenho do ciclo.

Herold *et al.* (1996) indicam estudos comparativos entre o desempenho do hidrogênio e do hélio e, de acordo com as investigações, o hidrogênio apresentou um melhor resultado. O motivo para este fato, segundo os autores, seria o surgimento de células localizadas de convecção dentro do absorvedor. Nestas células a mistura de gases sobre o líquido no absorvedor levaria mais amônia para próximo da superfície da solução aumentando a absorção da amônia no absorvedor. Devido à diferença de densidades entre o hidrogênio e o hélio, as células convectivas tem um melhor desempenho na presença do hidrogênio. Contudo o hidrogênio apresenta um problema relacionado às condições de segurança, pois este gás entra em combustão a altas temperaturas, que poderiam ser atingidas durante um incêndio em um edifício. Em caso de vazamentos de hidrogênio ou de amônia em ambientes confinados, não há risco à saúde dos seres humanos devido à pequena quantidade destes fluidos presentes dentro do equipamento.

Em contrapartida, Levy *et al.* (2004) construíram um modelo analítico para o sistema e simularam-no computacionalmente utilizando os dois gases equalizadores obtendo maiores valores de COP com o uso de gás hélio como equalizador de

pressão. Sua explicação baseia-se no fato de que o hélio apresenta um calor específico menor que o do hidrogênio, desta forma mais calor é absorvido pela amônia durante a evaporação do que pelo gás auxiliar. Porém, é afirmado que em seu modelo não foram consideradas perdas de carga e o fato de que o gás hélio possui uma viscosidade e uma densidade maior que o hidrogênio, o que poderia influenciar nos resultados.

## **2.8 Determinação da Pressão do Sistema**

A pressão total do sistema é determinada pela quantidade de gás auxiliar carregado no sistema, ou seja, após ser evacuado, entenda-se desgaseificar, “produzir vácuo” dentro do sistema, introduz-se a solução de água com amônia, em seguida injeta-se gás auxiliar até atingir a pressão de projeto. Em particular, a pressão total do sistema determina a temperatura de operação do condensador. Se o sistema é carregado a 25 bar, por exemplo, e considerando a hipótese de que todo vapor de água misturado com o vapor de amônia passando pelo retificador é removido, então a temperatura de condensação corresponderá a temperatura de saturação da amônia pura, a qual, por exemplo é 58° C, a 25 bar. Se a carga de gás auxiliar for grande, elevar-se-á muito a pressão do sistema, resultando em uma alta temperatura de condensação, como consequência o desempenho é reduzido, pois com uma pressão maior, mais calor seria necessário para operar a *bubble pump*. Contudo, se a carga de gás auxiliar é muito pequena, temperaturas baixas no condensador tornarão a troca de calor com o ambiente externo mais difícil. Em lugares com altas temperaturas ambientes, por exemplo, a amônia não condensaria, não produzindo efeito frigorífico.

## **2.9 Trabalhos similares**

Tendo em vista a questão do desperdício energético e a necessidade de maximizar o aproveitamento de energia no qual este trabalho está inserido, percebeu-se que as pesquisas relacionadas ao uso da energia térmica desperdiçada para gerar frio ou energia elétrica estão em ascensão, principalmente em aplicações na indústria sucroalcooleiras, que utilizam biomassa da cana-de-açúcar em um ciclo termodinâmico de cogeração para geração de energia elétrica (ROMÃO JÚNIOR, 2009). Na cogeração de energia, o calor que é eliminado para o ambiente externo de



um sistema térmico, é reutilizado no próprio sistema, reduzindo o desperdício de calor e aumentando a eficiência do ciclo.

Em 1787, sistemas de refrigeração por absorção operados pelo calor do vapor de exaustão de máquinas a vapor foram projetados por Oliver Evans. Mais tarde, em 1820, oficinas inglesas também usaram cogeração para condicionamento de ambientes (TAKAKI, 2006).

Durante a pesquisa de trabalhos existentes nesta área de refrigeração por absorção do tipo difusão, notou-se que o foco adotado pela maioria dos autores estrangeiros está na melhoria da eficiência do ciclo, que é representada pelo Coeficiente de Desempenho (COP), para torná-lo mais competitivo comercialmente. O COP, em um sistema de absorção, é definido como a razão entre o calor retirado do ambiente que se deseja resfriar ( $Q_{evap}$ ) e o calor adicionado ao ciclo no gerador ( $Q_{ger}$ ), representado na equação (3).

$$COP = \frac{Q_{evap}}{Q_{ger}} \quad (3)$$

Chen *et al.*(1996) buscaram, muito devido ao baixo rendimento deste tipo de refrigerador, entenda-se baixo COP, melhorias para a eficiência, com a finalidade de tornar a tecnologia de refrigeração por absorção por difusão mais competitiva. Para isto, os autores utilizaram um refrigerador DAR doméstico com dois compartimentos (*freezer* e o compartimento para alimentos), num total de 0,212 m<sup>3</sup>. Este refrigerador vinha equipado com alimentação multipropósito (no gerador), tanto elétrica (por meio de um resistor elétrico) como a gás (queima de combustível). A pressão total do sistema foi adotada de acordo com as especificações do fabricante, 25 bar, do mesmo modo fora utilizado o par amônia-água e o gás hidrogênio como gás equalizador de pressão.

Deste sistema experimental os autores (CHEN *et al.*, 1996) adquiriram os seguintes dados: a potência elétrica de entrada, a pressão do sistema, a temperatura do ambiente e as temperaturas de entrada e de saída de cada volume de controle, os quais foram definidos basicamente como os componentes do sistema, (evaporador, condensador, gerador, absorvedor, reservatório e retificador, como se pode ver na Figura 13), em seguida foram calculados, de acordo com as equações de balanço de massa e de energia, representada pela equação (4), os taxas de energia em cada componente. Para uma concentração de amônia de 0,29

(fração em massa) e a uma temperatura de 31,1° C para o ambiente pode-se quantificar assim o COP e de acordo com os valores de calor rejeitados para o ambiente, também foram verificadas potenciais melhorias no sistema fazendo-se uso de trocadores de calor regenerativos (regeneradores), o que aumentaria o valor do COP. Os resultados obtidos para as taxas de energia são mostrados na Tabela 2 e a quantidade de calor trocada entre os componentes e a vizinhança é representada por uma faixa, do maior valor constatado para o menor, na Tabela 3.

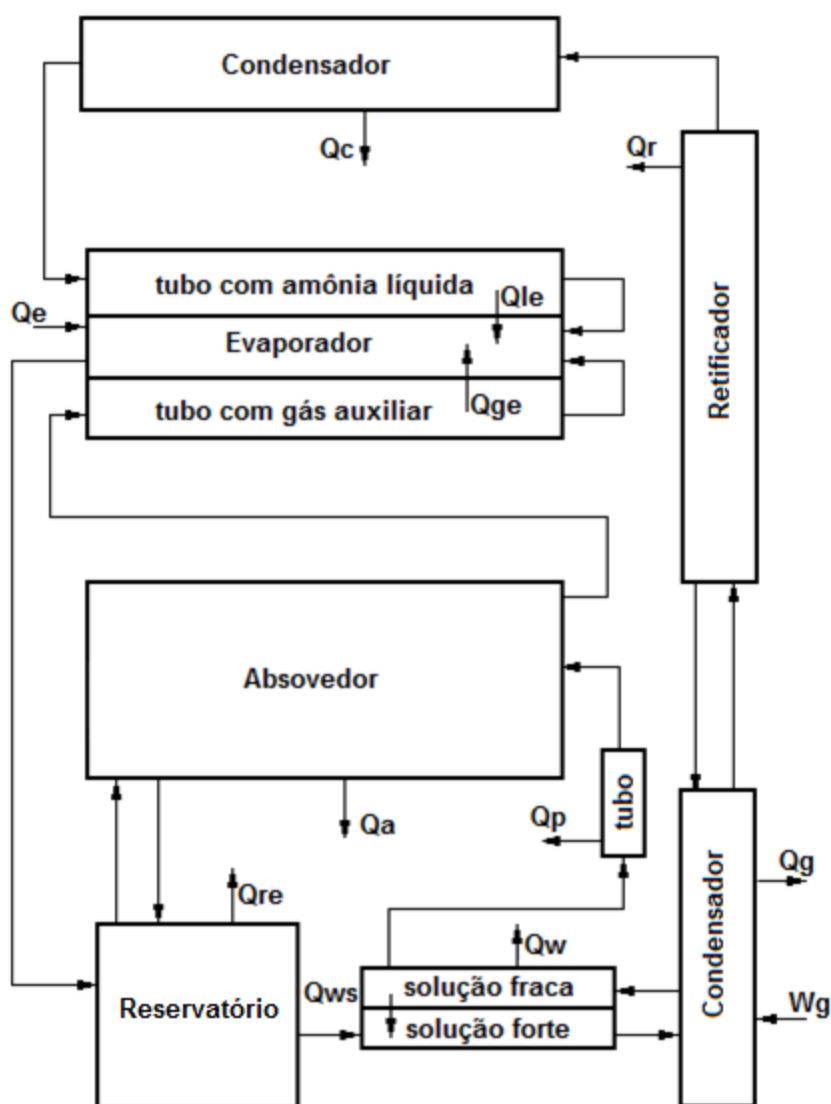


Figura 13 – Volumes de controle do modelo utilizado por Chen *et al.* (Adaptado de Chen *et al.*, 1996)

$$W_g + Q_e - Q_g - Q_r - Q_c - Q_a - Q_{re} - Q_w - Q_p = 0 \quad (4)$$

**Tabela 2 – Fluxos de energia através dos componentes encontrados por Chen *et al.* (Adaptado de Chen *et al.*, 1996)**

Parâmetro	Descrição	Calor (W)
$W_g$	Potência elétrica	242,80
$Q_e$	Calor retirado do ambiente resfriado	50,90
$Q_{le}$	Calor retirado do tubo com amônia líquida	16,34
$Q_{ge}$	Calor retirado do tubo com gás auxiliar	30,20
$Q_{ws}$	Calor trocado no trocador de solução	68,60
$Q_{re}$	Calor liberado pelo reservatório	5,77
$Q_g$	Calor desperdiçado pelo gerador	52,69
$Q_r$	Calor liberado pelo retificador	57,06
$Q_c$	Calor liberado pelo condensador	51,52
$Q_a$	Calor liberado pelo absorvedor	70,02
$Q_p$	Calor perdido no tubo da solução	29,21
$Q_w$	Calor do trocador de solução perdido	27,44

**Tabela 3 – Faixa de perda de calor nos principais componentes encontrados por Chen *et al.* (Adaptado de Chen *et al.*, 1996)**

	Gerador ( $Q_g$ )		Retificador ( $Q_r$ )		Condensador ( $Q_c$ )		Absorvedor ( $Q_a$ )		TCS ( $Q_w$ )		Tubo da solução ( $Q_p$ )	
	Mín	Máx	Mín	Máx	Mín	Máx	Mín	Máx	Mín	Máx	Mín	Máx
Perda de calor (W)	35	70	30	80	30	55	35	72	15	35	10	30
Temp. (°C)	165	200	45	165	35	45	32	45	60	105	30	60

Uma vez notados pontos a serem melhorados no sistema, foi elaborado e posteriormente testado, pois muitos estudos e modelos, segundo o autor, foram propostos, porém a maioria nunca fora posta em prática (testado), um novo *design* para o gerador, no qual se incluiu um trocador de calor anexado ao gerador. A ideia proposta por trás do trocador de calor adicional é utilizar o calor do retificador ( $Q_r$ ) para pré-aquecer a solução fraca vinda do absorvedor.

Os resultados, obtidos por Chen *et al.*(1996), dos testes realizados no refrigerador modificado foram comparados com a referência de desempenho obtida

primeiramente com o refrigerador padrão (sem modificações), assim pôde-se confrontar o COP e a capacidade de refrigeração, ambos em relação à potência de entrada. Foi constatada uma significativa melhoria no COP, um aumento de 50% em relação ao valor de desempenho obtido nos testes base, que fora 0,2096 para a mesma capacidade de refrigeração, ou seja, o calor adicionado ao gerador foi reduzido para uma mesma quantidade de calor retirado do ambiente refrigerado. No refrigerador elementar deste estudo, para valores de potência do resistor elétrico adicionados ao gerador inferiores a 175 W, havia falha do sistema devido à grande perda de calor para o ambiente. Entretanto, graças às modificações no sistema, inclusão de regeneradores, principalmente o trocador de calor solução, fora possível reduzir esta perda, fazendo com que o sistema modificado pudesse operar a toda capacidade com estes 175 W adicionados ao gerador.

Em outro estudo, com o objetivo de se analisar as características de um sistema de refrigeração tipo DAR, Srihirin e Aphornratana (2002) construíram um protótipo de refrigerador no qual alguns parâmetros do processo foram modificados independentemente para avaliar a influência destes sobre o ciclo. Algumas características do refrigerador construído por eles estão na Tabela 4. Para avaliar o desempenho do sistema foi desenvolvido também um modelo matemático simples, através do qual foram comparados os resultados dos cálculos com os valores medidos em seu protótipo real, localizando o componente no qual ocorressem maiores perdas e conseqüentemente qual deveria ser melhorado. Para avaliar o desempenho da bomba de bolha, dada pela razão entre a vazão volumétrica de solução e a vazão volumétrica de vapor, realizou-se um experimento simples, utilizando ar e água: variando a vazão de ar e medindo a vazão de água correspondente construiu-se uma curva representativa da bomba de bolhas, mostrada na Figura 14, e para essa curva fora feita uma interpolação polinomial de quarto grau para os cálculos de vazão de vapor em função da vazão de solução.

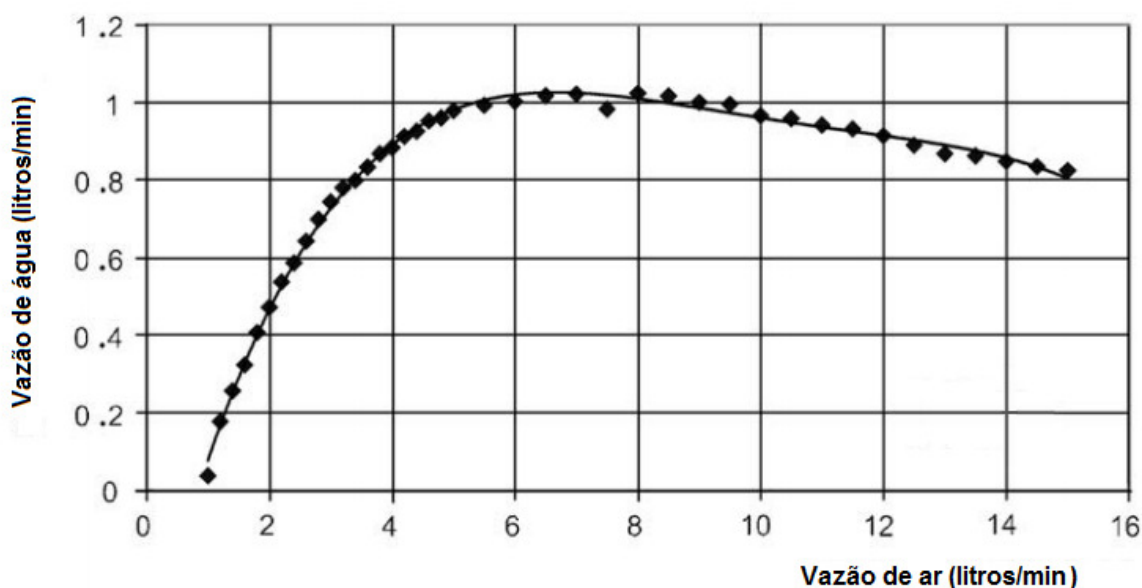


Figura 14 – Gráfico da vazão de água *versus* vazão de ar da bomba de bolha (Adaptado de SRIKHIRIN e APHORNRATANA, 2002).

Com a realização dos ensaios (alguns resultados são apresentados na Tabela 4), os autores descobriram que há um valor mínimo de calor adicionado ao gerador para que o sistema comece a funcionar e produzir algum efeito refrigerante, esse fato deve-se principalmente as características da bomba de bolha, pois com uma baixa adição de calor não há movimentação de solução dentro do circuito de solução. Este fato já era esperado, como mencionado em Herold *et al.* (1996).

Tabela 4 – Características do refrigerador experimental construído por Srikiirin e Aphornratana (2002).

Pressão do sistema	6,1 bar
Temperatura de retificação	Entre 75 e 80 °C
Gás auxiliar	Gás Hélio
Fonte de calor	Resistores elétricos de 4 kW. Durante os teste variou-se a potencia entre 1000 W e 2500 W.
Bomba de bolha	Tubo com $diam_{ext}$ : 12,7 mm e $diam_{int}$ :10,9 mm. L-h = 1 m e h=0,65 m (Figura 10).
Solução de amônia	Sistema carregado inicialmente com 7 litros de solução de 23% em massa de amônia
Capacidade de refrigeração	100 a 180 W
COP	0,09 a 0,15

Porém com um aumento excessivo do calor adicionado, a capacidade de refrigeração não mais aumentava, o que pode ser explicado pelas características do

evaporador e do absorvedor, pois, mesmo aumentando a vazão de amônia, as dimensões e as áreas para transferência de massa e calor no evaporador e absorvedor continuam as mesmas, ou seja, a amônia líquida passaria a deixar o evaporador sem ser evaporada.

As comparações entre os valores calculados pelo simples modelo matemático e os valores medidos na prática demonstraram que as transferências de massa no absorvedor e no evaporador têm um grande efeito no desempenho do sistema, pois quanto mais amônia é evaporada no evaporador melhor, entretanto para toda amônia evaporar seria necessário um área adequada de transferência de massa. Além disso, Srihirin e Aphornratana (2002) concluíram que o desempenho do sistema depende muito das características da bomba de bolhas, pois deve haver um equilíbrio ótimo entre a vazão de solução, vazão de vapor de amônia produzido e calor adicionado ao gerador.

Além dos trabalhos mencionados acima, que focam o estudo para o aumento da eficiência do ciclo DAR, nota-se que alguns trabalhos de pesquisa visam o aproveitamento energético de fontes quentes que seriam desperdiçadas para usar em um ciclo de refrigeração por absorção, como aquele abordado nesta monografia. Exemplos destas fontes energéticas são:

- Gases quentes provenientes da combustão em motores de automóveis;
- Gases quentes emitidos por uma refinaria de petróleo;
- Energia solar;
- Biomassa;
- Cavacos de usinagem (abordado neste trabalho).

Como já foi descrito anteriormente neste trabalho, a partir de estudos feitos por uma indústria do ramo agrícola, localizada na cidade de Curitiba, estado do Paraná, descobriu-se que existe um potencial energético proveniente da reação de oxidação de cavacos de ferro gerados da usinagem de carcaças de transmissão e eixos fundidos, que pode ser utilizado para inúmeras aplicações que demandem calor. Uma aplicação seria a sua utilização em sistemas de refrigeração por absorção operada a calor.

Em uma pesquisa feita por Mainardes *et al.* (2002) foi investigada a viabilidade de utilização de fontes alternativas de energia aos derivados do petróleo, como gases quentes provenientes da queima de combustível em um veículo

automotor e eventualmente de uma refinaria, aplicando este tipo de fonte de calor em um ciclo de refrigeração por absorção para fins de condicionamento de ar, tal qual refrigeração.

No trabalho feito por Mainardes *et al.* (2002) objetivou-se a construção de um protótipo baseado em um sistema de refrigeração por absorção alimentado pelo calor de gases quentes expelidos de um motor de veículo automotivo. A quantificação da capacidade de refrigeração, os parâmetros de projetos que deveriam ser otimizados, assim como a apresentação de um modelo matemático a ser validado experimentalmente também foram metas a serem atingidas pelos autores desse artigo.

O protótipo construído seguiu o sistema de refrigeração por absorção Electrolux modelo MobilCool (fluidos: par água-amônia e gás hidrogênio) modificando-se apenas o gerador, substituindo o original por um trocador de calor de duas correntes paralelas de fluido sem mistura a fim de permitir uma troca de calor eficiente entre os gases quentes de exaustão advindos de um motor de combustão interna de quatro cilindros e a solução (amônia e água) e principalmente visando fornecer quantidade de calor equivalente à que seria entregue pelo sistema original (o qual opera tanto por resistor elétrico quanto pela queima de gás). Este protótipo de refrigerador foi adaptado em um automóvel Parati da marca Volkswagen.

Como referência inicial para o trabalho, Mainardes *et al.* (2002) acoplou ao gerador do protótipo um resistor de 2,2 ohm sujeito a uma tensão elétrica de 12 V proveniente do sistema elétrico do automóvel e em seguida fora monitorada a temperatura no gerador e no evaporador com o sistema operando. A partir deste primeiro teste, constatou-se que, após um período de tempo, foi possível obter redução da temperatura no evaporador em torno de  $-20^{\circ}\text{C}$  em regime permanente para uma temperatura de  $100^{\circ}\text{C}$  no gerador, que estava sendo aquecido pelo resistor ligado à fonte elétrica do veículo, e em determinado momento foi possível se obter o efeito refrigerante (redução da temperatura no evaporador). O sistema também foi testado com o automóvel em movimento, e foi observado um comportamento aceitável dos fluidos dentro das tubulações de modo que nesta situação também foi constatado o efeito refrigerante na mesma intensidade.

Finalmente, para a verificação do sistema com alimentação por meio de gases quentes (advindos do sistema de exaustão do motor do veículo) foi calculado,

por meio da Primeira Lei da Termodinâmica, a quantidade de calor disponibilizada pelos gases de exaustão assim como a quantidade de calor retirada da câmara de refrigeração para a determinação do coeficiente de desempenho. Tendo os valores das temperaturas de entrada e de saída dos gases que aqueciam o gerador e as temperaturas de entrada e de saída de água que era refrigeradas pelo evaporador, monitoradas para cinco faixas de rotação do motor, os autores obtiveram um resultado muito favorável para o COP, o qual foi 0,552. Esta conclusão corroborou a viabilidade do uso de gases quentes provenientes do escapamento de um automóvel como alimentação térmica para um sistema de refrigeração de absorção por difusão.

Sistemas de refrigeração do tipo DAR, também foram estudados utilizando energia solar como fonte de calor para o gerador. Jakob *et al.* (2002, 2005a e 2005b) construíram dois protótipos de refrigeradores. O primeiro foi construído no ano 2000 e, através das experiências obtidas, construiu-se um segundo em 2003. Este último utilizava componentes comerciais para os trocadores de calor, tendo seu peso e altura reduzidos além de uma eficiência melhorada.

Inicialmente o objetivo do grupo era construir refrigeradores para baixas capacidades de refrigeração (entre 1 kW e 10 kW) devido a falta destes tipos de refrigeradores no mercado, isto é, operando com temperaturas entre 0 e 10° C no evaporador mesmo com temperaturas baixas no gerador, valores entre 100 e 150° C, por meio de uma fonte de energia solar.

O primeiro protótipo construído, chamado de protótipo piloto, na Universidade de Ciências Aplicadas em Stuttgart, Alemanha, foi projetado para desenvolver 2,5 kW de capacidade de refrigeração usando um gerador aquecido indiretamente por água, a qual era aquecida por tubos coletores de calor a vácuo (equipamento utilizado para extrair calor do Sol). O condensador, o absorvedor e o retificador eram resfriados por correntes de água, e o evaporador refrigerava uma corrente de água salgada. Os parâmetros usados no protótipo piloto são mostrados na Tabela 5.



**Tabela 5 – Parâmetros utilizados no protótipo piloto construídos por Jakob *et al.* (2002)**

Temperatura de entrada / saída do gerador	101 °C / 112 °C
Temperatura no condensador e absorvedor	45 °C
Temperatura no evaporador	5 °C
Temperatura ambiente	32 °C
Temperatura do fluido que aquece o gerador (entrada/saída)	127 °C / 117 °C
Pressão total do sistema (determinada pela temperatura de condensação)	18,5 bar
Concentração de amônia na solução rica	0,42
Concentração de amônia na solução fraca	0,37
Potência fornecida ao gerador	5,2 kW
Capacidade de refrigeração do evaporador	2,5 kW
Taxa de calor retirado do condensador	2,8 kW
Taxa de calor retirado do absorvedor	4,0 kW
Taxa de calor retirado do retificador	0,9 kW

As medições feitas por Jakob *et al.* (2002, 2005a e 2005b) no protótipo piloto, mostraram que temperaturas entre 135 e 145 °C no gerador implicavam em temperaturas no evaporador que flutuavam entre 10 e 0 °C. Apesar deste valor considerável de temperatura no evaporador, o sistema apresentava dificuldade em manter estas temperaturas constantes. Experimentalmente, por meio do aumento da temperatura do gerador, constatou-se que o ciclo somente entrava em regime permanente a temperaturas de 150 a 170 °C, no gerador.

O segundo protótipo de refrigerador foi construído pelo grupo utilizando componentes comerciais, como os trocadores de calor. A nova unidade de refrigeração era menor e mais leve, e começou a ser testada em 2003. Após alguns experimentos foram feitas algumas modificações neste segundo protótipo, como a substituição do gerador antigo por um novo, mais eficiente. Como resultado dos testes, a equipe de pesquisadores alemães obteve um valor estável de -5 °C no evaporador com uma temperatura de 145 °C no gerador.

A partir da análise destes trabalhos, percebe-se que ainda há um grande empenho em desenvolver este tipo de refrigeração e que há uma boa perspectiva em relação ao uso deste tipo de sistema utilizando energias renováveis.

### 3 PROCEDIMENTOS METODOLÓGICOS

A análise termodinâmica do sistema foi embasada em trabalhos já publicados como o de Levy *et al.* (2004) e Souza *et al.* (2008 e 2005), nos quais foram feitos balanços de massa, de espécie (balanço de massa de amônia) e de energia para os volumes de controle arbitrados, necessários para a obtenção de informações essenciais para a avaliação do ciclo, como o posterior dimensionamento de trocadores de calor: o condensador, evaporador, retificador e absorvedor. Porém a maioria dos trabalhos pesquisados não apresentavam explicações detalhadas de cada componente do sistema.

#### 3.1 Identificação dos componentes e pontos de interesse do sistema

Para realizar os balanços de massa, de espécie e de energia o sistema considerado neste trabalho é o da Figura 15, o qual foi dividido em partes ou tecnicamente, volumes de controle e nestes foram aplicados os balanços. Como referência para os índices indicados nos cálculos utilizou-se os números presentes na Figura 15. O calor adicionado no gerador ( $\dot{Q}_{ger}$ ) será o calor proveniente da reação de oxidação do ferro dos cavacos de usinagem.

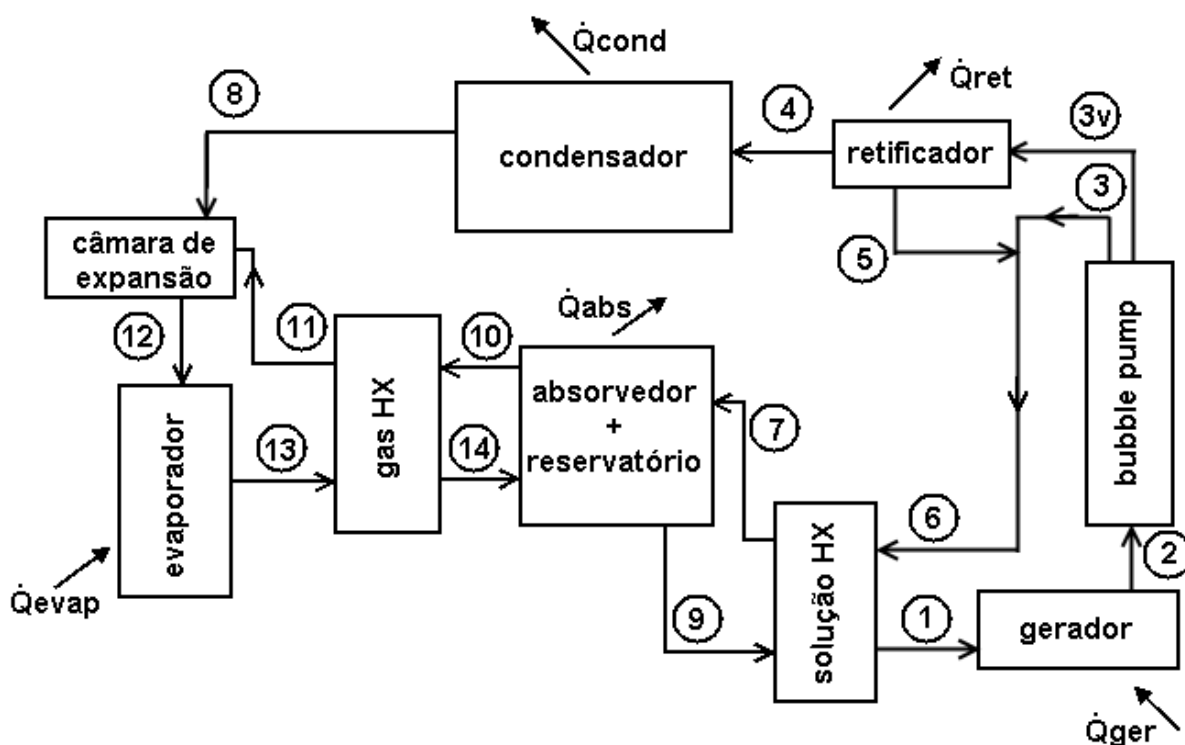


Figura 15 – Identificação dos componentes e pontos de interesse do ciclo.  
Fonte: Autoria Própria

### 3.2 Hipóteses e Suposição

Nos trabalhos que fizeram um estudo termodinâmico de todo o ciclo DAR várias hipóteses simplificadoras foram feitas e que serão utilizadas também neste trabalho. Os números entre parênteses referem-se àqueles mostrados na Figura 15.

- a) As temperaturas no reservatório e no condensador são assumidas iguais, uma vez que os dois são refrigerados a ar, por convecção natural (LEVY *et al.*, 2005).
- b) O vapor de amônia que entra no condensador (4) é considerado puro (não há presença de água). Logo a temperatura de condensação é determinada pela pressão na qual o sistema trabalha.
- c) As bolhas de vapor de amônia e a solução fraca (2) saem do gerador a mesma temperatura
- d) O calor fornecido ao gerador aquece apenas a solução rica, não aquecendo a solução fraca voltando.
- e) A solução e as bolhas de vapor de amônia resfriam em 5° C enquanto passam pela bomba de bolha (3) e (3v). (LEVY *et al.*, 2005).
- f) O gás hidrogênio e o vapor de amônia residual entram na câmara de expansão 20° C mais frio do que no absorvedor (10).
- g) A bomba de bolha (*bubble pump*), o trocador de calor de solução (solução HX) e o trocador de calor de gás (gás HX) estão isolados do ambiente externo.
- h) A contribuição da pressão hidrostática é negligenciada, pois a pressão do sistema é muito maior.
- i) Perdas de carga ao longo dos tubos também são negligenciadas. (LEVY *et al.* 2005).
- j) As propriedades das misturas de gases foram calculadas de acordo com a lei dos gases ideais.
- k) É assumido que nenhuma absorção ocorre no reservatório. (LEVY *et al.* 2005).
- l) A amônia que sai do condensador está no estado saturado sem sub-resfriamento (8) e toda a amônia foi condensada.
- m) A concentração de da solução que volta do retificador (5) é a mesma da solução forte (TEUBER, 2004 *apud* JAKOB *et al.* 2007).

- n) A condição da amônia na saída do evaporador é de vapor saturado (13).

### 3.3 Análise dos volumes de controle

Como ponto de partida para a análise termodinâmica do sistema escolheu-se a região do ciclo apresentada na Figura 16. Esta parte do sistema foi dividida em quatro volumes de controle, VC 1, VC 2, VC 3 e Retificador para que fosse levado em conta todos os pontos de interesse. Abaixo são apresentados os balanços de massa, de espécie e de energia em cada volume indicado.

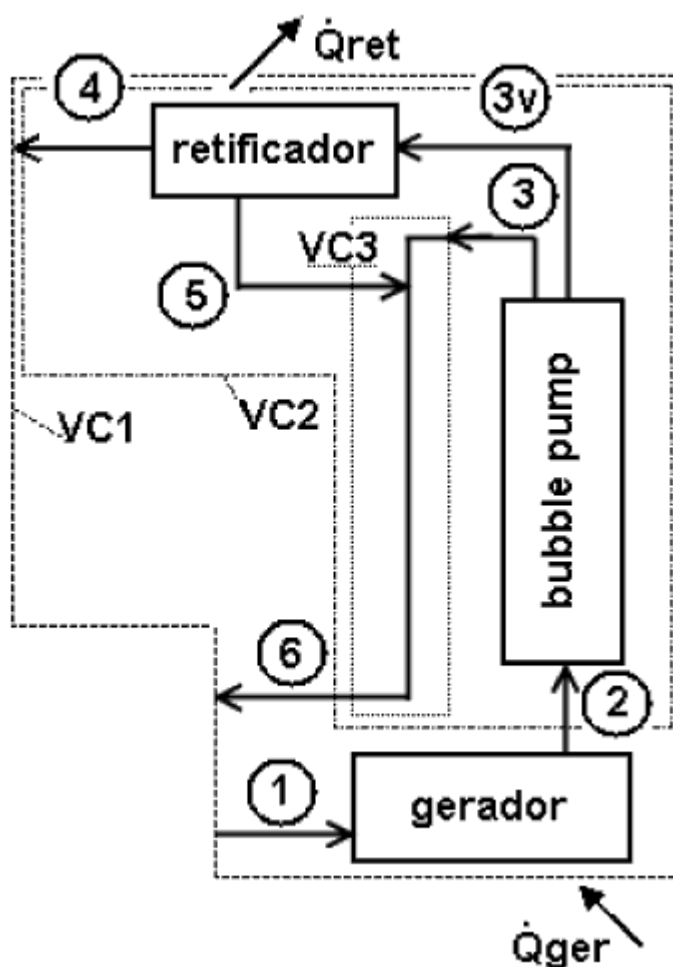


Figura 16 – Volumes de controle, gerador, *bubble pump* e retificador. Fonte: Autoria Própria

#### 3.3.1 Balanço de massa e energia no VC 1

Neste volume de controle leva-se em consideração o retificador, a *bubble pump* e o gerador.

Balanço de massa, apresentado na equação (5):

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_4 + \dot{m}_6 \quad (5)$$

Balanço de espécie, equação (6), utilizando a hipótese (b) apresentada na Seção 3.2.

$$\dot{m}_1 \cdot x_{forte} = \dot{m}_4 + \dot{m}_6 \cdot x_{fraco} \quad (6)$$

Como será comentado posteriormente, todas as variáveis até esse ponto estarão determinadas, pois  $\dot{m}_4$  (vazão mássica de vapor de amônia no condensador) a concentração da solução forte e fraca ( $x_{forte}$  e  $x_{fraco}$  respectivamente) serão dados de entrada do sistema, ou seja, valores conhecidos. Portanto pode-se determinar  $\dot{m}_1$  e  $\dot{m}_6$ .

### 3.3.2 Balanço de massa e energia no VC 2

Excluindo o gerador, obtém-se o volume de controle 2 (VC 2). Neste ponto encontram-se duas fases: o vapor de amônia que foi evaporado (2v) e a solução líquida (2l), agora com uma concentração de amônia menor.

Balanço de massa, apresentado na equação 7:

$$\dot{m}_{2l} + \dot{m}_{2v} = \dot{m}_4 + \dot{m}_6 \quad (7)$$

Retificador: Usando agora o retificador como volume de controle obtém-se o balanço de massa pela equação 8, abaixo.

$$\dot{m}_{3v} = \dot{m}_4 + \dot{m}_5, \text{ onde } \dot{m}_{3v} = \dot{m}_{2v} \quad (8)$$

Pela equação 9, tem-se o balanço de espécie:

$$\dot{m}_{3v} \cdot y_v = \dot{m}_4 + \dot{m}_5 \cdot x_{forte} \quad (9)$$

Onde, igualmente para o ponto 2, o ponto 3 apresenta duas componentes: a vazão de vapor de amônia que vai para o retificador ( $\dot{m}_{3v} = \dot{m}_{2v}$ ) e a solução fraca ( $\dot{m}_{3l} = \dot{m}_{2l}$ ).

Neste caso foi considerada a hipótese (m), apresentada na Seção 3.2, em que a concentração da solução que volta do retificador é a mesma da solução forte. Deste modo temos o balanço de energia apresentado pela equação (10).

$$\dot{m}_{3v} \cdot h_{3v} = \dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{m}_5 \cdot h_5 + \dot{Q}_{ret} \quad (10)$$

Para a resolução deste balanço de energia a condições nos pontos representados na Figura 16 são mostradas na tabela 6.

**Tabela 6 – Condições de estado termodinâmico dos pontos do VC 2**

Ponto	Condição
4	Vapor saturado, puro e com a pressão do sistema
5	Solução de amônia na condição de líquido saturado à pressão do sistema, com concentração forte
3v	Segundo a hipótese (e) a temperatura em 3 é 5° C mais fria que no ponto 2. Temperatura em 2 é um dado de entrada. Este ponto tem concentração $y_v$ e está a pressão do sistema

### 3.3.3 Balanço de massa e energia no VC 3

Até agora todas as vazões são conhecidas. Para o cálculo da concentração no ponto 6, representada por  $x_6$ , realiza-se o balanço de massa de amônia no volume de controle 3, no qual é considerado que a mistura entre a solução fraca proveniente da *bubble pump*, ponto 3 e a mistura proveniente do retificador, ponto 5. O balanço de espécie é dado pela equação (11).

$$\dot{m}_6 \cdot x_6 = \dot{m}_5 \cdot x_{forte} + \dot{m}_{3l} \cdot x_{fraco} \quad (11)$$

No gerador, balanço de energia é mostrado pela equação (12).

$$\dot{Q}_{ger} + \dot{m}_1 \cdot h_1 = \dot{m}_{2l} \cdot h_{2l} + \dot{m}_{2v} \cdot h_{2v} \quad (12)$$

Para a solução deste balanço a condição termodinâmica nos pontos é dada pela tabela 7, abaixo.

**Tabela 7 – Condições de estado termodinâmico dos pontos do VC 3**

Ponto	Condição
1	Solução de amônia com concentração forte, a temperatura $T_1$ e a pressão do sistema.
2l	Solução de amônia com concentração fraca, a temperatura $T_2$ e a pressão do sistema.
2v	Vapor de amônia com vapor de água, onde a concentração de amônia é de $y_v$ e está a pressão do sistema.

### 3.3.4 Balanço de massa e energia no Condensador

Após determinadas as propriedades e vazões nesses pontos, o próximo volume de controle considerado é o condensador, mostrado na Figura 17.

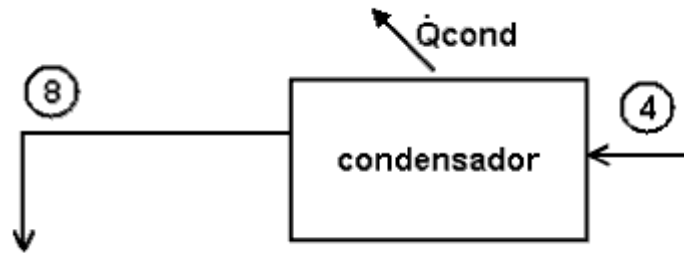


Figura 17 – Volume de controle: Condensador. Fonte: Autoria Própria

No condensador, o balanço de massa e o balanço de energia são representados pelas equações (13) e (14), respectivamente.

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_4 \quad (13)$$

$$\dot{m}_4 \cdot h_4 = \dot{Q}_{cond} + \dot{m}_8 \cdot h_8 \quad (14)$$

O ponto 8 da Figura 17, é considerado como amônia pura, no estado de líquido saturado à pressão do sistema.

### 3.3.5 Balanço de massa e energia na Câmara de Expansão

Antes de entrar no evaporador, a solução entra na câmara de expansão (Figura 18) onde se encontra com uma mistura de gases vinda do absorvedor composta de gás hidrogênio e de vapor de amônia não absorvidas, esta última chamado de amônia residual. Como citado na hipótese (f), Seção 3.2, a temperatura da mistura de hidrogênio e amônia residual está 20° C mais fria que estava no absorvedor.

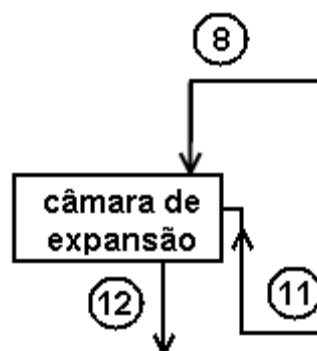


Figura 18 – Volume de controle: câmara de expansão. Fonte: Autoria Própria

O balanço de massa é dado pela equação (15):

$$\dot{m}_8 + \dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (15)$$

Em que  $\dot{m}_{11}$  é representada pela equação (16):

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{11,H_2} + \dot{m}_{11,NH_3} \quad (16)$$

Nesta equação,  $\dot{m}_{11,NH_3}$  será chamado de  $\dot{m}_{res}$ . Pode-se dizer, portanto, que a vazão no ponto 11 é composta de duas parcelas: uma vazão de hidrogênio (gás inerte equalizador de pressão do sistema) e vapor de amônia residual (vapor de amônia não absorvida no absorvedor). Da mesma maneira  $\dot{m}_{12}$ , também é composta de duas parcelas, uma contendo hidrogênio e outra amônia (mistura de vapor e líquido), mostradas na equação (17):

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{12,H_2} + \dot{m}_{12,NH_3} \quad (17)$$

Como não há adição ou remoção de hidrogênio neste volume de controle, na equação (18), tem-se que:

$$\dot{m}_{11,H_2} = \dot{m}_{12,H_2} = \dot{m}_{H_2} \quad (18)$$

O balanço de espécie apresenta-se abaixo na equação (19).

$$\dot{m}_{12,NH_3} = \dot{m}_8 + \dot{m}_{res} \quad (19)$$

Para encontrar as vazões mássicas nestes pontos, é necessário encontrar a vazão de hidrogênio no circuito de gás ( $\dot{m}_{H_2}$ ) assim como a vazão de amônia residual ( $\dot{m}_{res}$ ). Para a vazão de hidrogênio será usada uma formulação proposta por Almén (2012), o qual utiliza-se da consideração de uma mistura de gases ideais, demonstrado a seguir. A vazão de amônia residual ( $\dot{m}_{res}$ ), não é um valor de fácil obtenção, pois depende da eficiência do absorvedor no processo de transferência de massa que ocorre em seu interior, porém será estimada usando o mesmo princípio mostrado a seguir.

Para o cálculo da vazão de gás, considera-se a mistura de gás hidrogênio e vapor de amônia, como uma mistura de gases ideais, com massas molares de 2 kg/kmol e 17 kg/kmol para  $H_2$  e  $NH_3$  respectivamente.

Abaixo é mostrada a equação dos gases ideais, para o hidrogênio (20a) e vapor de amônia (20b):

$$P_{NH_3} \cdot V = \frac{m_{NH_3}}{M_{NH_3}} \cdot \bar{R} \cdot T \quad (20a)$$

$$P_{H_2} \cdot V = \frac{m_{H_2}}{M_{H_2}} \cdot \bar{R} \cdot T \quad (20b)$$

Considerando a pressão parcial da amônia como  $p$  e a pressão total do sistema como  $P$ , tem-se a equação (20c) e (20d) para o vapor de amônia e o hidrogênio, respectivamente:



$$p \cdot V = \frac{m_{NH_3}}{M_{NH_3}} \cdot \bar{R} \cdot T \quad (20c)$$

$$(P - p) \cdot V = \frac{m_{H_2}}{M_{H_2}} \cdot \bar{R} \cdot T \quad (20d)$$

Isolando as massas nas equações (20c) e (20d), tem-se (20e) e (20f) respectivamente.

$$m_{NH_3} = p \cdot M_{NH_3} \cdot \frac{V}{\bar{R} \cdot T} \quad (20e)$$

$$m_{H_2} = (P - p) \cdot M_{H_2} \cdot \frac{V}{\bar{R} \cdot T} \quad (20f)$$

Considera-se  $z$  como sendo a razão entre a massa de amônia pela massa de hidrogeno, obtém-se a equação (21), a qual representa a carga de amônia por quilograma de hidrogênio.

$$z = \frac{m_{NH_3}}{m_{H_2}} = \frac{p \cdot M_{NH_3}}{(P - p) \cdot M_{H_2}} = \frac{17 \cdot p}{2 \cdot (P - p)} \quad (21a)$$

Denominando-se a pressão parcial da amônia na mistura pobre (em amônia) por  $p_1$  e a pressão parcial da mistura rica (em amônia) por  $p_2$ , pode-se dizer então que as cargas de amônia na mistura pobre e rica são, respectivamente, equações (21b) e (22c):

$$z_1 = \frac{17 \cdot p_1}{2 \cdot (P - p_1)} \quad (21b)$$

$$z_2 = \frac{17 \cdot p_2}{2 \cdot (P - p_2)} \quad (21c)$$

Fazendo  $\Delta z = z_2 - z_1$ , resulta na quantidade de amônia evaporada por quilograma de hidrogênio, mostrada na equação (21d), abaixo.

$$\Delta z = z_2 - z_1 = \frac{17}{2} \cdot \left[ \frac{p_2}{(P - p_2)} - \frac{p_1}{(P - p_1)} \right] \quad (21d)$$

O inverso de  $\Delta z$ , corresponderá a quantidade de hidrogênio por quilograma de amônia evaporada  $kg_{H_2}/kg_{NH_3}$ . Logo, na equação (21e):

$$\frac{1}{\Delta z} = \frac{1}{\frac{17}{2} \cdot \left[ \frac{p_2}{(P - p_2)} - \frac{p_1}{(P - p_1)} \right]} \quad (21e)$$

Por conseguinte, pode-se obter a vazão de hidrogênio com a pressão total do sistema e as pressões parciais que a amônia assume durante o percurso do

sistema. Assumindo a hipótese (n) da Seção 3.2, em que toda a amônia que sai do condensador é evaporada no evaporador conclui-se na equação (21f) que:

$$\dot{m}_{H_2} = \frac{1}{\Delta Z} \cdot \dot{m}_8 \quad (21f)$$

Para o a estimativa da vazão de amônia residual utilizamos a quantidade de amônia presente por quilograma de hidrogênio na região de maior pressão parcial ( $z_2$  na equação 21c). A equação 21 g mostra o resultado:

$$\dot{m}_{res} = \frac{17}{2} \cdot \left( \frac{p_1}{P - p_1} \right) \cdot \dot{m}_{H_2} \quad (21g)$$

Deste modo, o balanço de energia é apresentado na equação (22a) abaixo.

$$\dot{m}_8 \cdot h_8 + \dot{m}_{11} \cdot h_{11} = \dot{m}_{12} \cdot h_{12} \quad (22a)$$

Onde em (22b):

$$\dot{m}_{11} \cdot h_{11} = \dot{m}_{res} \cdot h_{11,res} + \dot{m}_{H_2} \cdot h_{11,H_2} \quad (22b)$$

E em (22c):

$$\dot{m}_{12} \cdot h_{12} = \dot{m}_{12,NH_3} \cdot h_{12,NH_3} + \dot{m}_{H_2} \cdot h_{12,H_2} \quad (22)$$

Por meio do balanço de energia pode-se encontrar o valor de  $h_{12,NH_3}$ , importante para o cálculo da capacidade de refrigeração ( $\dot{Q}_{evap}$ ) calculada na subseção a seguir.

### 3.3.6 Balanço de massa e energia no Evaporador

Levando em consideração o volume de controle do evaporador, mostrado na Figura 19, pode-se obter o valor de  $\dot{Q}_{evap}$  realizando o balanço de energia adequado.

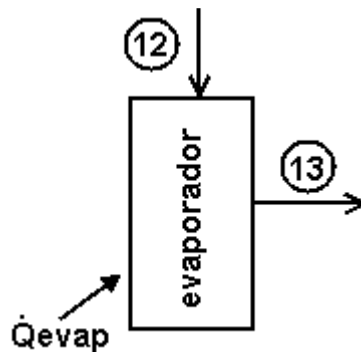


Figura 19 – Volume de controle: Evaporador. Fonte: Autoria Própria

Pelo balanço de massa, facilmente percebe-se que  $\dot{m}_{12}$  é igual a  $\dot{m}_{13}$  e que a vazão mássica 13 também é composta de duas parcelas: uma de hidrogênio ( $\dot{m}_{H_2}$ )

e outra parcela de vapor de amônia saturado ( $\dot{m}_{13,NH_3}$ ). Equacionando, temos em (23):

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{H_2} + \dot{m}_{13,NH_3} \quad (23)$$

De maneira análoga como na câmara de expansão, não há perda nem entrada de amônia adicional, logo na equação (24):

$$\dot{m}_{13,NH_3} = \dot{m}_{12,NH_3} \quad (24)$$

Realizando o balanço de energia no evaporador, apresentado pela equação (25), abaixo.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{12,NH_3} \cdot h_{12,NH_3} + \dot{m}_{H_2} \cdot h_{12,H_2} + \dot{Q}_{evap} &= \\ &= \dot{m}_{13,NH_3} \cdot h_{13,NH_3} + \dot{m}_{H_2} \cdot h_{13,H_2} \end{aligned} \quad (25)$$

De acordo com a hipótese (n) da Seção 3.2, o estado da amônia na saída do evaporador é considerado vapor saturado, podendo-se, portanto, obter a condição termodinâmica do ponto 13 e resolvendo a equação (25) para  $\dot{Q}_{evap}$ .

### 3.4 Energia disponível

Kovalchuk (2012) realizou experimentos para avaliar a temperatura atingida na caçamba que contém os cavacos, chamada de célula (Figura 20), e na tubulação nela inserida (para aquecimento de água) por meio da aquisição de dados de espectro infravermelho, analisados a partir de fotos tiradas por um termômetro infravermelho modelo Ti27, da marca Fluke (Figura 21a). Sucessivas amostragens foram realizadas, e através da análise da intensidade das imagens obtidas, construíram-se histogramas de temperatura que demonstram uma temperatura média de 69,61° C, como pode ser visto na Figura 21b. Destaca-se que a célula utilizada para a aquisição (Figura 20) destas imagens foi projetada para receber os cavacos e mantê-los oxidando naturalmente por um período longo de tempo, em torno de 48 horas, entretanto temperaturas de pico de 90° C podem ser obtidas, conforme mostrado na Figura 22, por meio da insuflação de ar e uma troca mais frequente dos cavacos.



Figura 20 – Célula Recuperadora que contém os cavacos. Fonte: Autoria Própria.

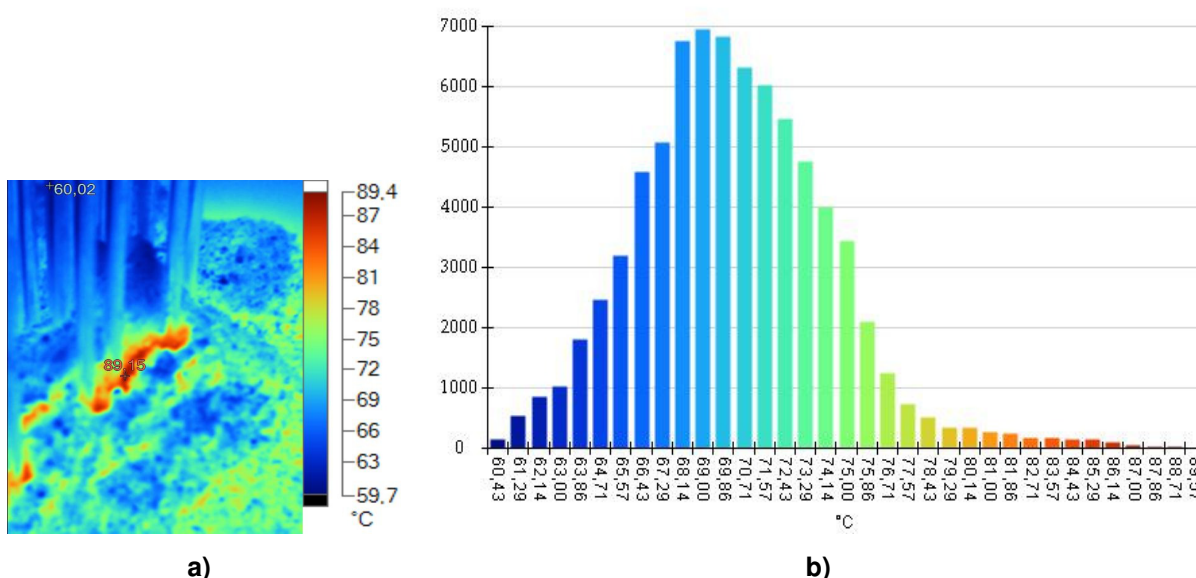


Figura 21 – Imagem feita pelo termômetro infravermelho (a). Histograma de temperaturas criado a partir da imagem (b). Fonte: Autoria Própria.

De acordo com os dados obtidos nos experimentos realizados e descritos anteriormente, foi considerado uma temperatura fixa no gerador de 90° C. Esta temperatura é exemplificada na Figura 22, a qual foi medida a partir de um termômetro digital Yokogama, modelo 2455.

Internamente ao gerador, a fim de definir um valor de temperatura, ou seja, um parâmetro de entrada, necessário para resolução do sistema de equação de balanços de energia e de massa, a temperatura do vapor de amônia na saída deste fora considerada 85° C, o projeto adequado do trocador de calor não está inserido no contexto de trabalho, entretanto como medições mostram que temperaturas próximas a 90° C puderam ser alcançadas na célula de cavacos, e como a vazão de

solução de amônia dentro da tubulação é baixa, é razoável considerar este valor de 85° C da solução na saída do gerador.



Figura 22 – Termopar medindo a temperatura dos cavacos. Fonte: Autoria Própria.

### 3.5 Parâmetros usados na simulação

Para realizar os cálculos no programa EES foi necessário estabelecer os dados de entrada para resolução dos balanços de massa, de espécie e de energia descritos na seção anterior. Os valores necessários para a solução das equações usadas nesta simulação serão apresentados nesta seção.

Os materiais usados como referência para os valores ponderados a seguir, foram em sua maioria artigos, e conseqüentemente não apresentavam com grande profundidade, detalhes relativos à escolha de parâmetros como: pressão de vapor da amônia após a expansão, pressão de vapor da amônia na saída do evaporador, vazão mássica de amônia no condensador, vazão mássica de hidrogênio e amônia residual.

A pressão do sistema foi escolhida de modo que a temperatura de condensação resultasse em uma temperatura de aproximadamente 40° C, o que pode ser considerado viável para a utilização em regiões de baixas médias anuais de temperaturas, como é o caso da região de Curitiba, Paraná, onde se localiza a fábrica abordada neste trabalho. A partir do banco de dados fornecido pelo próprio *software* EES, a pressão do sistema foi determinada pela equipe em 15 bar, pressão a qual resulta em uma temperatura de condensação de aproximadamente 39° C. Como discutido na Seção 2.8, sobre a determinação da pressão do sistema, deve-se

buscar, para o caso do sistema proposto neste trabalho, a menor pressão possível, justificada pela fonte de energia (oxidação de cavacos metálicos) de baixa temperatura.

Outro parâmetro necessário para o projeto físico do sistema de refrigeração é a vazão de amônia no condensador. Para efeitos de avaliação do COP, o valor da vazão não influencia os resultados, porém a capacidade de refrigeração e o calor que deve ser adicionado ao gerador são dependentes desta vazão. Alguns autores como Souza *et al.* (2008 e 2005), Levy *et al.* (2004, 2005, 2009) utilizaram uma vazão de 1 kg/s de amônia no condensador, entretanto este valor é usado apenas para avaliação do desempenho do sistema uma vez que em unidades de refrigeração comerciais, o valor da vazão gira em torno de 100 g/h, ou seja,  $2,77 \times 10^{-5}$  kg/s (KOUREMENOS, 1987, e ALMEN, 2012). Outro fato é que a vazão de solução depende do desempenho da *bubble pump*, o que é muito difícil de obter analiticamente, conforme foi comentado na Seção 2.6. Neste trabalho utilizou-se o valor de 100 g/h para realizar os cálculos dos balanços.

Os valores para as concentrações fracas e fortes foram escolhidos de acordo com a bibliografia. Na maioria das publicações encontram-se valores médios para a solução fraca e forte de 10% e 30% em peso de amônia, respectivamente (Souza, 2008). Outro valor ponderado é a quantidade de vapor de água presente na mistura de vapor que entra no retificador. Este valor foi definido como 1%.

A temperatura na saída do gerador foi determinada como 85° C, como explicado na seção 3.4. Este ponto de saída é representado pela solução forte a qual foi aquecida por meio da oxidação de cavacos. Kovalchuk e a equipe que realizou este trabalho realizaram medições de temperatura obtendo valores máximos de até 91° C. Como deve-se considerar a eficiência do trocador calor que será usado para aquecer os fluídos de trabalho, uma temperatura plausível seria de 85° C.

Para a determinação da pressão que a amônia e o hidrogênio assumem após a expansão deve se ter uma visão do projeto do sistema físico. Nenhum autor referenciado neste trabalho fornece maiores detalhes das limitações práticas desta escolha, portanto, arbitrou-se neste trabalho uma pressão mais “conservadora” do que a encontrada comumente nas publicações acadêmicas. Para a pressão parcial da amônia após a expansão foi usada uma pressão de 2,5 bar que corresponde a

uma temperatura de  $-13^{\circ}\text{C}$  para a mudança de fases. A pressão parcial na saída do evaporador foi estabelecida como 4,5 bar, o que corresponde a uma temperatura de aproximadamente  $0^{\circ}\text{C}$  para a mudança de fases.

A temperatura dos gases na entrada da câmara de expansão também foi avaliada, e testes mostraram que ela tem pouca influência sobre o COP. Ela foi estabelecida como  $20^{\circ}\text{C}$  menor que a temperatura do absorvedor, esta é igual à temperatura do condensador (Seção 3.2, hipótese a).

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

A Tabela 8 mostra os parâmetros de entrada e os resultados obtidos com a resolução do conjunto de equações de balanço de massa e de energia. A escolha do uso da plataforma EES deve-se ao fato, principalmente, da fácil alteração dos parâmetros. As linhas de comando usadas no desenvolvimento deste programa são apresentadas no Apêndice A.

**Tabela 8 – Parâmetros e Resultados**

<b>Parâmetros de entrada:</b>	
Pressão do sistema:	15 bar
Temperatura no condensador e no absorvedor:	39° C
Vazão de amônia no condensador:	$2,77 \times 10^{-5}$ kg/s (100 g/h)
Concentração de amônia da solução rica:	30%
Concentração de amônia da solução fraca:	10%
Quantidade de água presente na entrada do retificador:	1%
Temperatura da solução na saída do gerador:	85° C
Pressão parcial da amônia na entrada do evaporador:	2,5 bar
Pressão parcial da amônia na saída do evaporador:	4,5 bar
Temperatura da mistura de gases na entrada da câmara de expansão:	19° C
<b>Resultados obtidos:</b>	
Calor adicionado ao gerador ( $\dot{Q}_{ger}$ )	65,15 W
Calor removido do retificador ( $\dot{Q}_{ret}$ )	4,10 W
Calor removido do condensador ( $\dot{Q}_{cond}$ )	30,70 W
Capacidade de refrigeração ( $\dot{Q}_{evap}$ )	31,66 W
COP	0,4860

Pela análise dos resultados percebe-se um COP elevado em relação aos trabalhos mencionados nesta monografia, exceto ao realizado por Mainardes *et al.* (2002), o qual apresentou um valor próximo de COP igual a 0,552. A capacidade de



refrigeração ( $\dot{Q}_{evap}$ ) alcançada neste trabalho foi de 31,66 W. Paralelamente o gerador deve receber 65,15 W, esta taxa de calor é proveniente da reação de oxidação dos cavacos.

Destaca-se, portanto, a viabilidade teórica da utilização do calor proveniente da oxidação de cavacos de usinagem de uma fábrica para alimentação de um sistema de refrigeração de absorção por difusão para fins de refrigeração de ambientes que necessitem de capacidade de refrigeração, de acordo com o porte do sistema escolhido para este trabalho. Porém, constatou-se a inviabilidade da utilização deste sistema para o resfriamento de capas de rolamentos para montagem interferente, pois com este tipo de refrigeração é impossível alcançar temperaturas abaixo de  $-20^{\circ}\text{C}$ , que seria requerida para o resfriamento da peça em tempo hábil.

Apesar de obterem-se valores quantitativos para um sistema de refrigeração do tipo DAR doméstico teórico, adaptado para receber de uma fonte alternativa e de reaproveitamento de energia em seu gerador, o processo exotérmico de oxidação dos cavacos de usinagem ainda é um assunto a ser desbravado, portanto, os dados de temperatura experimentais (calor), no gerador, devem ser confrontados com valores obtidos teoricamente, através do desenvolvimento da reação exotérmica de oxidação do ferro considerando-se o tamanho dos cavacos, área em contato com o ar do ambiente da célula, o tamanho da caçamba (quantidade de material com potencial de oxidar e liberar calor), entre outros, para obter-se maior confiabilidade nos dados (trabalhos propostos na Seção 5.1). Contudo a não existência de estudos e desenvolvimentos teóricos sobre este assunto, implica, obviamente, a não comparação destes dados, o que tende a dificultar a escolha precisa de um valor de temperatura no gerador, apenas sendo sustentado pelas hipóteses apresentadas neste trabalho e na bibliografia.

Outro fato que deve ser levado em consideração são as idealizações feitas, como por exemplo: não há água entrando no condensador, conseqüentemente nenhuma água entraria no evaporador, toda a amônia no condensador é condensada, e toda a amônia é evaporada no evaporador, estes fatos contribuem para um desempenho melhor. Portanto o funcionamento adequado do sistema depende fortemente do desempenho e projeto adequado dos trocadores de calor para que se aproxime da eficiência teórica do sistema.

## 5 CONCLUSÕES

Como apresentado e discutido na Seção 4, os resultados obtidos com a resolução dos sistemas de equação formados pelos balanços de massa e energia nos volumes de controle escolhidos são positivos no que tange a capacidade teórica do sistema de refrigeração do tipo DAR doméstico, com alimentação do gerador por meio da energia da oxidação de cavacos de usinagem, em retirar calor de um ambiente através de uma fonte de alimentação térmica de baixa temperatura, entretanto, não é adequada na utilização para o resfriamento de peças (capas de rolamento) que serão montadas com interferência mecânica.

O levantamento de estudos sobre o tema abordado neste Trabalho de Graduação foi de grande importância para o desenvolvimento das equações e para o melhor entendimento deste tipo de sistema de refrigeração, contudo a falta de uma sólida bibliografia dificultou o pleno entendimento de algumas etapas do ciclo, como o processo de expansão na câmara de expansão, absorção e da *bubble pump*. Para contornar estes problemas, os parâmetros necessários para a resolução das equações foram escolhidos tomando como base a bibliografia existente. Durante a etapa de estudo da literatura, percebeu-se a existência de um grande potencial deste tipo de sistema em conjunto com a temática do aproveitamento de energia, como exemplificado nos trabalhos de Mainardes *et al.* (2002), Jakob *et al.* (2002, 2005a e 2005b) e Manzela (2005).

O estudo da viabilidade termodinâmica de um sistema de refrigeração do tipo DAR mostrou-se complexo, muito pelo fato de apresentar muitas variáveis de avaliação não trivial, como por exemplo, pontos de intersecção entre linhas (fluxos de massa) do sistema, nos quais há mais de uma fase e mais de uma substância interagindo, dificultando a avaliação das propriedades termodinâmicas.

Acredita-se que a falta de trabalhos acadêmicos relacionados ao ciclo DAR deve-se ao fato de que este sistema de refrigeração não atingiu um nível de popularidade que fosse capaz de se traduzir em uma maior quantidade de estudos científicos e uma literatura mais densa. Ainda hoje, as unidades refrigeradoras de compressão a vapor são as mais utilizadas e compreendem a maior parte dos estudos acadêmicos e da bibliografia. Entretanto, nota-se que com o aumento da preocupação com questões relacionadas à preservação do meio ambiente, como a

redução de consumo de energia e desenvolvimento de sistemas que utilizam energias reaproveitáveis, renováveis ou limpas, este tipo de ciclo de refrigeração tenderá a ganhar espaço, justamente pela característica versátil da alimentação deste sistema. Aliada a esta previsão de maiores estudos e modelagens matemáticas sobre este tipo de ciclo, espera-se também que o funcionamento do ciclo seja esclarecido de forma mais profunda, e uma vez estabelecidos novos valores para os parâmetros de entrada deste sistema teórico, a partir de novos estudos, pode-se facilmente modificá-los nas linhas de programação do modelo desenvolvido no *software* EES neste Trabalho, podendo-se assim obter-se uma rápida avaliação dos parâmetros sobre o COP e a capacidade de refrigeração.

### 5.1 Trabalhos futuros

Esta Monografia abordou de forma generalista e global o aproveitamento de energia em forma de calor, desperdiçada pela reação química de oxidação de cavacos de usinagem de uma fábrica, em um sistema de refrigeração por absorção do tipo DAR. O desenvolvimento deste tipo de estudo abrange muitas áreas das ciências térmicas como a termodinâmica, mecânica dos fluidos, transferência de calor e a química. Deste modo citam-se abaixo algumas possíveis linhas de trabalhos futuros:

- Estudo e avaliação do potencial térmico do calor liberado pela reação de oxidação de cavacos de ferro fundido em outros ambientes, como regiões próximas ao mar, onde a oxidação do ferro é mais intensa, ou em regiões com temperaturas ambientes elevadas, como na região norte e nordeste do país;
- Descrever o funcionamento e o comportamento detalhado de cada componente do sistema de refrigeração do tipo DAR, por exemplo a *bubble pump* para o par amônia-água, a expansão do condensado de amônia na entrada do evaporador, o processo de absorção, e os fatores que influenciam o funcionamento destes assim como a elaboração de um protótipo funcional para estudo;
- Elaboração e construção de um protótipo físico do sistema DAR utilizando calor da reação de oxidação dos cavacos de usinagem para

avaliação prática da viabilidade para algum objetivo prático, como o condicionamento de ar de uma sala ou de alguma peça.

- Projeto de um trocador de calor adaptado para o aproveitamento do calor proveniente dos cavacos, que seja capaz de transferir o calor da reação de oxidação de cavacos para um fluido circulante.

## REFERÊNCIAS

ABREU, Ari Ferreira de. **Sistema de refrigeração por absorção intermitente: concepção, dimensionamento, construção, ensaio e considerações econômicas**. 1999. 199 f. Tese (Doutorado em Energia) – Programa Interunidades de Pós-Graduação em Energia, São Paulo, 1999.

ALMÉN, Carl G. **Gas absorption refrigerator technology**. Disponível em: <<http://absreftec.com/>>. Acesso em: 14 de abril de 2012.

ARAUJO, José de; PIMENTA, João; ENIO; Refrigeração por Absorção – Revisão sobre as tecnologias disponíveis. **X Congresso Brasileiro de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Tratamento de Ar**. São Paulo, SP. 2007.

ASSOCIAÇÃO DA INDÚSTRIA DE COGERAÇÃO DE ENERGIA – COGEN. **Conceito e Tecnologias**. Disponível em: <[http://www.cogen.com.br/cog\\_conceito.asp](http://www.cogen.com.br/cog_conceito.asp)>. Acesso em: 21 de março de 2013.

POLIAKOV, Vladimir Prokofievich. **Introdução à termodinâmica dos materiais**. 1ed. Editora UFPR - Curitiba Brasil, 2005.

CHEN, J.; KIM, K. J.; HEROLD, K. E. Performance enhancement of a diffusion-absorption refrigerator. **International Journal of Refrigeration**, v. 19, ed. 3, p. 208–218, fevereiro de 1996.

COSTA, E. C. **Refrigeração**. Editora Edgard Blücher, São Paulo, 2000.

ESCOBEDO, João Francisco. **Refrigeração com uso de energia solar**. 1987. Tese (Doutorado em Física Aplicada) - Instituto de Física e Química de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 1987. Disponível em: <<http://www.teses.usp.br/teses/disponiveis/54/54132/tde-28052009-094024/>>. Acesso em: 2012-05-10.

FARINA – COMPONENTES AUTOMOTIVOS. **Tratores/Colheitadeiras**. Disponível em: <<http://www.farina.com.br/por/produtos/original/tratores>>. Acesso em 15 de março de 2013.

FORTE ROLAMENTOS. **Rolamentos para guindastes**. Disponível em: <  
<http://forterolamentos.com.br/images/rolamento4.jpg> >. Acesso em 27 de julho de  
2012

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

JAKOB, Uli; EICKER, Ursula; SCHNEIDER, Dietrich; TEUßER, Alexander.  
Experimental Investigation of Bubble Pump and System Performance for a Solar  
Driven 2.5 kW Diffusion Absorption Cooling Machine. **Proceedings of Heat Transfer  
in Components and Systems for Sustainable Energy Technologies**. Chambéry,  
França. 2007.

JAKOB, Uli; EICKER, Ursula; TAKI, Ahmad H.; COOK, Malcolm J.; Development of a  
Solar Powered Diffusion Absorption Cooling Machine. **1<sup>th</sup> International Conference  
Solar Air-Conditioning**. Staffelslein, Alemanha. Outubro de 2005.

JAKOB, Uli; EICKER, Ursula; BARTH, Ulrich. Solar cool – Promising results with a  
new diffusion-absorptions cooling machine from Germany. **Renewable Energy World**.  
Junho de 2005.

JAKOB, Uli; EICKER, Ursula. Solar Cooling with Diffusion Absorption Principle.  
World Renewable Energy Congress VII. 2002

KOVALCHUK, M; KOVALCHUK J. **Projeto Uso de cavacos de usinagem para  
aquecimento e/ou produção de energia elétrica**. CURITIBA: 5<sup>a</sup> edição do Prêmio  
Ozires Silva de Empreendedorismo Sustentável, 2012.

KOUREMENOS, D. A.; STEGOU-SAGIA, A. Measuring the evaporation of NH<sub>3</sub> in  
triple-fluid gas absorption units. **International Journal of Refrigeration**. v. 11, Issue  
3, Pages 153-158. Maio de 1988.

LEVY, A.; ZOHAR, A.; JELINEK, M.; BORDE, I. The influence of diffusion absorption  
refrigeration cycle configuration on the performance. **Applied Thermal Engineering**,  
v. 27, ed. 13, p. 2213-2219, setembro de 2007.

LEVY, A.; ZOHAR, A.; JELINEK, M. Numerical investigation of a diffusion absorption  
refrigeration cycle. **International Journal of Refrigeration**. v. 28. 2005.

LEVY, A.; ZOHAR, A.; JELINEK, M. Performance of diffusion absorption refrigeration cycle with organic working fluids. **International Journal of Refrigeration**. v. 32. 2009.

MAINARDES, Roque Luiz S., BIANCHI, Daniela, PADILHA, Helio *et al.* Desenvolvimento e caracterização de um protótipo de refrigerador de absorção alimentado por emissões automotivas. In **Anais do 4º Encontro de Energia no Meio Rural**. Campinas, 2002. Disponível em: <[http://www.proceedings.scielo.br/scielo.php?script=sci\\_arttext&pid=MSC0000000022002000100048&lng=pt&nrm=iso](http://www.proceedings.scielo.br/scielo.php?script=sci_arttext&pid=MSC0000000022002000100048&lng=pt&nrm=iso)> Acesso em 01 de maio de 2012.

MANZELA, André Aleixo. **Estudo experimental da utilização dos gases de exaustão de um motor de combustão interna como fonte de energia de um sistema de refrigeração por absorção**. 2005. 139 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Minas Gerais, 2005.

MASTERTON, William L.; HURLEY, Cecile N.; NETH, Edward J. **Chemistry: Principles and Reactions**. 7ª Edição, 2012.

MORAN, Michael J.; SHAPIRO Howard N. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics: SI version**. 5ª Edição, 2006

MOREIRA, Albert R.; GOMEZ, Alex R.; ARAÚJO. André L. F.; REIS, Kassyo P. A.; PORTNOI, Marcos; DA COSTA, Marcus V. A.; ARAUJO, Rafael G. B. **Líquidos – Mudanças de Estado e Propriedades Coligativas**. 1999. Disponível em: <<http://www.eecis.udel.edu/~portnoi/academic/academic-files/liquids.html>> Acesso em 04 de março de 2013.

ROMÃO JÚNIOR, Ricardo Agudo. **Análise da viabilidade do aproveitamento da palha da cana de açúcar para cogeração de energia numa usina sucroalcooleira**. 2009. 164 f. Dissertação (mestrado) – Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, São Paulo, 2009.

SATHE, Abhijit. **Experimental and Theoretical Studies on a Bubble Pump for a Diffusion-Absorption Refrigeration System**. 2001. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) Institut für Thermodynamik and Wärmetechnik, Universität Stuttgart, Alemanha e Refrigeration and Air-Conditioning Laboratory Department of Mechanical Engineering, Indian Institute of Technology Madras, India. 2001.

SIMEPAR, **Sistema Meteorológico do Paraná**. Disponível em: <[http://www.simepar.br/tempo/clima/teste\\_historico.jsp](http://www.simepar.br/tempo/clima/teste_historico.jsp)>. Acesso em 15 de março de 2013.

SOUZA, Wilson Luciano de; Santos, C. A. Cabral dos; Torres, Ednildo A.; Moreira, Evania C. da Costa. Análise energética e exergética de um ciclo de refrigeração de única pressão. **CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA**, 5., Bahia, 2008.

SOUZA, Wilson Luciano de; SANTOS, C. A. Cabral dos; MOREIRA, Evania C. da Costa; LEAL, Rodrigo de A.; RIBEIRO, Celina M. C. R. Study of Diffusion-Absorption Refrigeration Cycle Using Ammonia-Water-Helium as Working Fluids. 18th **International Congresso of Mechanical Engineering**. Ouro Preto – Minas Gerais. Novembro de 2005

SRIKHIRIN, Pongsid; APHORNATANA, Satha. Investigation of a diffusion absorption refrigerator. **Applied Thermal Engineering**, v. 22, ed. 11, p. 1181-1193, agosto de 2002.

SRIKHIRIN, Pongsid; APHORNATANA, Satha; CHUNGPABULPATANA, Supachart. A review of absorption refrigeration technologies. **Renewable & Sustainable Energy Reviews**. 2001

STOECKER, Wilbert F.; JONES, J. W. **Refrigeração e ar condicionado**. São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1985.

TAKAKI, Alessandro Tomio. **Análise do aproveitamento do gás natural em plantas de cogeração e geração de energia em indústrias frigoríficas**. 2006. 179 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”, Ilha Solteira, São Paulo, 2006.

TRACTOR SUPPLIER. **Tractor Features You May Concern**. Disponível em: <<http://www.tractor-supplier.com/news/tractor-features.html#.UVwWSJNwpHc>> Acesso em: 15 de março de 2013

WHIRLPOOL INC, WHIRLPOOL LATIN AMERICA, Geladeiras CONSUL. Disponível em: <http://www.consul.com.br/Home/Geladeiras/GeladeirasConvencionais/GeladeiraGas220litros> >



## APÊNDICE A – LINHAS DO PROGRAMA EES

$$m\_dot\_4 = 2,77 \cdot (10^{-5})$$

$$\{m\_dot\_4 = 1\}$$

$$x\_forte = 0,3$$

$$x\_fraco = 0,1$$

$$y\_v = 0,99 \text{ "concentração de amonia no vapor saindo da bubble pump"}$$

$$P\_sis = 15$$

$$p\_1 = 2,5$$

$$p\_2 = 4,5$$

$$T\_2 = 85 + 273$$

$$T\_3 = T\_2 - 5 \text{ "hipótese e"}$$

$$T\_1 = 50 + 273 \text{ "hipótese"}$$

$$x\_5 = x\_forte$$

$$T\_res = T\_abs - 20 \text{ "hipótese g"}$$

$$T\_abs = T\_4$$

"VC1"

$$m\_dot\_1 = m\_dot\_4 + m\_dot\_6$$

$$m\_dot\_1 \cdot x\_forte = m\_dot\_4 + m\_dot\_6 \cdot x\_fraco$$

"VC2"

$$m\_dot\_2\_l + m\_dot\_2\_v = m\_dot\_6 + m\_dot\_4$$

$$m\_dot\_2\_l = m\_dot\_3\_l$$

$$m\_dot\_2\_v = m\_dot\_3\_v$$

"Retificador"

$$m\_dot\_3\_v = m\_dot\_4 + m\_dot\_5$$

$$m\_dot\_3\_v \cdot y\_v = m\_dot\_4 + m\_dot\_5 \cdot x\_5 \text{ "hip: concentração da solução retificada = } x\_forte \text{"}$$

$$m\_dot\_3\_v \cdot h\_3\_v = m\_dot\_4 \cdot h\_4 + m\_dot\_5 \cdot h\_5 + Q\_ret$$

"VC3"

$$m\_dot\_6 \cdot x\_6 = m\_dot\_5 \cdot x\_forte + m\_dot\_3\_l \cdot x\_fraco$$

"Gerador"

$$Q_{\text{dot\_ger}} + m_{\text{dot\_1}} \cdot h_{\text{1}} = m_{\text{dot\_2\_l}} \cdot h_{\text{2\_l}} + m_{\text{dot\_2\_v}} \cdot h_{\text{2\_v}}$$

Call NH3H2O(123;T\_3; P\_sis; y\_v:T3v; P3v; x3v; h\_3\_v; s3v; u3v; v3v; Qu3v)

Call NH3H2O(238;P\_sis; 1;1: T\_4; P4; x4; h\_4; s4; u4; v4; Qu4)

Call NH3H2O(238;P\_sis;x\_5;0: T5; P5; x5; h\_5; s5; u5; v5; Qu5)

Call NH3H2O(123;T\_2; P\_sis; x\_fraco: T2l; P2l; x2l; h\_2\_l; s2l; u2l; v2l; Qu2l)

Call NH3H2O(123;T\_2; P\_sis; y\_v: T2v; P2v; x2v; h\_2\_v; s2v; u2v; v2v; Qu2v)

Call NH3H2O(123;T\_1;P\_sis; x\_forte: T1; P1; x1; h\_1; s1; u1; v1; Qu1)

"Condensador"

$$m_{\text{dot\_8}} = m_{\text{dot\_4}}$$

$$m_{\text{dot\_4}} \cdot h_{\text{4}} = Q_{\text{dot\_cond}} + m_{\text{dot\_8}} \cdot h_{\text{8}}$$

Call NH3H2O(238;P\_sis;1;0: T8; P8; x8; h\_8; s8; u8; v8; Qu8)

"Câmara de expansão"

$$\{m_{\text{dot\_8}} + m_{\text{dot\_11}} = m_{\text{dot\_12}}\}$$

$$m_{\text{dot\_11}} = m_{\text{dot\_H2}} + m_{\text{dot\_res}}$$

$$m_{\text{dot\_12}} = m_{\text{dot\_H2}} + m_{\text{dot\_12\_NH3}}$$

$$m_{\text{dot\_12\_NH3}} = m_{\text{dot\_8}} + m_{\text{dot\_res}}$$

"cálculo da vazão de hidrogênio"

$$m_{\text{dot\_H2}} = m_{\text{dot\_8}} / (17/2 * ((p_2 / (P_{\text{sis}} - p_2)) - (p_1 / (P_{\text{sis}} - p_1))))$$

$$m_{\text{dot\_res}} = (17/2 * (p_1 / (P_{\text{sis}} - p_1)) * m_{\text{dot\_H2}})$$

$$m_{\text{dot\_8}} \cdot h_{\text{8}} + m_{\text{dot\_11}} \cdot h_{\text{11}} = m_{\text{dot\_12}} \cdot h_{\text{12}}$$

$$m_{\text{dot\_11}} \cdot h_{\text{11}} = m_{\text{dot\_res}} \cdot h_{\text{11\_res}} + m_{\text{dot\_H2}} \cdot h_{\text{11\_H2}}$$

$$m_{\text{dot\_12}} \cdot h_{\text{12}} = m_{\text{dot\_12\_NH3}} \cdot h_{\text{12\_NH3}} + m_{\text{dot\_H2}} \cdot h_{\text{11\_H2}}$$

Call NH3H2O(123;T\_res;p\_1; 1: Tres; p\_11\_res; x11; h\_11\_res; s11res; u11res; v11res; Qu11res)

$$h_{\text{11\_H2}} = \text{ENTHALPY}(\text{Hydrogen}; T=T_{\text{res}}-273; P=P_{\text{sis}}-p_1)$$

$h_{12\_H2} = \text{ENTHALPY}(\text{Hydrogen}; T=T_{12\_nh3}-273; P=P_{\text{sis-}p_1})$

Call NH3H2O(234;p\_1; 1;h\_12\_NH3: T12nh3; p12nh3; x12nh3; h12nh3; s12nh3; u12nh3; v12nh3; Qu12nh3)

"Evaporador"

$m_{\text{dot}}_{13} = m_{\text{dot}}_{12}$

$m_{\text{dot}}_{13\_NH3} = m_{\text{dot}}_{12\_NH3}$

$m_{\text{dot}}_{12\_NH3} \cdot h_{12\_NH3} + m_{\text{dot}}_{H2} \cdot h_{12\_H2} + Q_{\text{dot\_evap}} = m_{\text{dot}}_{13\_NH3} \cdot h_{13\_NH3} + m_{\text{dot}}_{H2} \cdot h_{13\_H2}$

Call NH3H2O(238;p\_2; 1;1: T\_13\_nh3; P13nh3; x13nh3; h\_13\_nh3; s13nh3; u13nh3; v13nh3; Qu13nh3)

$h_{13\_H2} = \text{ENTHALPY}(\text{Hydrogen}; T=T_{13\_nh3}-273; P=P_{\text{sis-}p_2})$

$\text{COP} = Q_{\text{dot\_evap}} / Q_{\text{dot\_ger}}$