



UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA QUÍMICA



ÁREA DE CONCENTRAÇÃO
SISTEMAS DE PROCESSOS QUÍMICOS E INFORMÁTICA

ANÁLISE TERMODINÂMICA E OTIMIZAÇÃO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO PARA CONSERVAÇÃO DE ALIMENTOS

Autora: Nayra Reis do Nascimento

Orientador: Prof. Dr. José Vicente Hallak d'Angelo

Co-orientadora: Dra. Francine de Mendonça Fábrega

Dissertação de Mestrado apresentada
à Faculdade de Engenharia Química
da Unicamp como parte dos requisitos
necessários para a obtenção do título
de Mestre em Engenharia Química

Campinas- São Paulo

Dezembro/2011

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE - UNICAMP

N17a Nascimento, Nayra Reis do
Análise termodinâmica e otimização de um sistema de refrigeração por absorção para conservação de alimentos /
Nayra Reis do Nascimento. --Campinas, SP: [s.n.], 2011.

Orientadores: José Vicente Hallak d'Angelo, Francine de Mendonça Fábrega.

Dissertação de Mestrado - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Química.

1. Refrigeração. 2. Absorção. 3. Simulação por computador. 4. Otimização matemática. 5. Alimentos - Armazenamento. I. D'Angelo, José Vicente Hallak. II. Fábrega, Francine de Mendonça. III. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Química. IV. Título.

Título em Inglês: Thermodynamic analysis and optimization of an absorption refrigeration system for food preservation

Palavras-chave em Inglês: Refrigeration, Absorption, Computer simulation, mathematical optimization, Food - Storage

Área de concentração: Sistemas de Processos Químicos e Informática

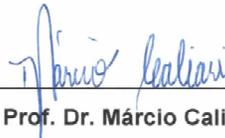
Titulação: Mestre em Engenharia Química

Banca examinadora: Márcio Caliarí, Maria Alvina Krähenbühl

Data da defesa: 15-12-2011

Programa de Pós Graduação: Engenharia Química

Dissertação de Mestrado defendida por Nayra Reis do Nascimento e
aprovada em 15 de dezembro de 2011 pela banca examinadora constituída
pelos seguintes professores doutores:



Prof. Dr. Márcio Callari
UFG

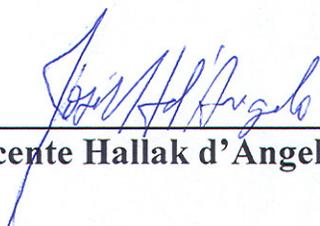


Profª Drª Maria Alvina Krähenbühl
FEQ/UNICAMP



Prof. Dr. José Vicente Hallak d'Angelo (orientador)
FEQ/UNICAMP

Este exemplar corresponde à versão final da Dissertação de Mestrado em Engenharia Química da aluna Nayra Reis do Nascimento, defendida e aprovada em 15 de dezembro de 2011.



Prof. Dr. José Vicente Hallak d'Ángelo – FEQ/UNICAMP

**Dedico este trabalho a toda minha família,
em especial ao Petritos (em memória)
e ao Júnior (em memória),
cujas forças e vontade de viver me
acompanham por toda a vida.
Foi um prazer lhes conhecer!**

Agradecimentos

Em primeiro lugar a Jesus por seu amor infinito, por guiar-me e sempre mostrar-me o melhor caminho. À Maria por sempre interceder a seu filho por nós.

Ao meu orientador Prof. José Vicente pela paciência, incentivo, compreensão, atenção, amizade e acima de tudo, pelos ensinamentos que foram muito além de conceitos científicos, foram lições de vida.

À Francine, minha co-orientadora, pelo carinho, amizade e segurança que me dá com sua presença.

Aos professores que participaram do Programa Minter-Dinter. Em especial Prof. Everson e Prof^a Maria Alvina pela amizade, carinho e auxílio dados ao nos acolherem em Campinas. Aos Professores Alberto Marques e Liliane Lona por fazerem este projeto tornar-se uma realidade. Ao professor Márcio Caliari e Prof^a Maria Alvina pelas contribuições pertinentes na dissertação na ocasião da defesa.

À minha família, que me incentiva e me dá ânimo de vida pra continuar. Ao meu pai, caboclo simples e forte que gosta de se embrenhar na mata e expressar seu amor trazendo o melhor peixe e o melhor fruto da natureza para nos agradar. À minha mãe que esbanja alegria e esta me contagia. Dá-me segurança e certeza que tudo vai dar certo. Aos meus irmãos Nayara por torcer por mim e por ter-me permitido conhecer Petritos. Ao Neandro que faz de sua presença no mundo um grande motivo pra sorrir. Ao Nilson por complementar a alegria de nossa casa.

A todos os meus tios, em especial Oscar, Luza, Rosa, Mariazinha e Fernando pelo incentivo. E aos meus primos queridos, que também são amigos.

Ao meu namorado José, pelo companheirismo, incentivo e exemplo a ser seguido de dedicação no que se propõe em fazer.

A todos os colegas do Minter-Dinter e do laboratório, em especial ao Germano, pela sua amizade, incentivo e auxílio dado quando requerido. A todos os amigos de caminhada, em especial, à Maria Lenilda, que sonha e se empolga junto comigo para alçarmos vôos mais altos.

A FAPEAM pelo auxílio financeiro.

Enfim, a todos que de alguma forma colaboraram para a realização desse sonho.

“Tudo posso naquele que me fortalece.”

Fl. 4,13

RESUMO

Sistemas de refrigeração têm diversas aplicações, como por exemplo: proporcionar conforto térmico através da climatização de ambientes; gerar utilidades frias para aplicações em processos industriais; conservação de alimentos, bebidas e produtos farmacêuticos, entre outros. Sistemas de refrigeração por absorção podem ser aplicados para obter níveis de refrigeração menor, utilizando fontes alternativas de energia, como por exemplo, a energia solar. Essa tecnologia pode ser implantada em regiões onde não há energia elétrica, como é o caso de boa parte do Estado do Amazonas. No entanto, nessa região, há um alto potencial de energia solar, pois é cortada pela Linha do Equador. Nesse trabalho, um ciclo de refrigeração por absorção capaz de ser acionado por energia solar, utilizando como fluidos refrigerante-absorvente $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, R134a/DMF, (R134a+R32+R23)/DMF e (R134a+R32)/DMF, foi estudado visando sua aplicação para a conservação de alimentos de pequenas comunidades do Estado do Amazonas. Os ciclos foram simulados utilizando o simulador de processos Aspen Hysys®, versão 7.2. Uma vez validadas as simulações, foi realizada uma análise termodinâmica das principais variáveis operacionais (temperatura do gerador e do evaporador e pressão da região de baixa pressão) e em seguida, utilizando a ferramenta *Optimizer* do simulador, foi realizada a otimização dos ciclos visando a maximização do coeficiente de desempenho (COP) dos mesmos, obtendo-se uma melhoria em torno de 8 % para o sistema $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$. Para o sistema R134a/DMF, O COP aumentou 25 %. Os sistemas simulados mostraram-se adequados para usar como fonte de calor no gerador, a energia solar, aproveitando assim a alta incidência que ocorre no local proposto para sua aplicação.

Palavras-chave: refrigeração, absorção, simulação, otimização, alimentos.

ABSTRACT

Refrigeration systems have a lot of applications, like: thermal comfort for environmental acclimatization; generation of cold utilities used in industrial processes; food, beverage and pharmaceutical products preservation, and many others. Absorption refrigeration systems may be used to obtain refrigeration at low levels, using energy alternative sources, as solar energy for example. This technology may be implemented in places where there is no electric energy available, like is the case of a great part of Amazonas State. In this region, there is a high availability of solar energy, since it is situated at Equator Line. In this work, absorption refrigeration cycles, which can use solar energy as primary energy source, using the following pairs refrigerant-absorbent $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, R134a/DMF, (R134a+R32+R23)/DMF e (R134a+R32)/DMF were studied, aiming its application for food preservation in small communities at Amazonas State. The cycles were simulated using a commercial process simulator, Aspen Hysys®, version 7.2. Once the simulations performed were validated using literature data, a thermodynamic analysis of the main operational variables of the cycle was done. These variables are: generator and evaporator outlet temperature and pressure at low pressure side of the cycle and then, using the *Optimizer* tool of the simulator, the optimization of the cycle was performed using as objective function the maximization of the coefficient of performance (COP). An improvement of 8% for the system $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ was achieved. For the system R134a/DMF, an increase of 25% for the COP was observed. Simulated systems are adequate to use solar energy as heat source in the generator, using the great potential of the region proposed for their application.

Keywords: refrigeration, absorption, simulation, optimization, food.

SUMÁRIO

Resumo.....	viii
Abstract.....	ix
Lista de Figuras.....	xi
Lista de Tabelas.....	xii
Nomenclatura.....	xiii
1- Introdução.....	01
1.1 Objetivos.....	04
2 – Revisão Bibliográfica.....	06
2.1 Sistemas de Refrigeração.....	06
2.2 Fluidos Refrigerantes.....	13
2.3 Energia Solar.....	16
2.4 Determinação do Coeficiente de Desempenho de um SRA.....	26
2.5 A Importância da Refrigeração na Conservação dos Alimentos.....	27
2.6 Otimização de um SRA.....	30
3 – Materiais e Métodos.....	32
3.1 Simulação do Sistema de Refrigeração e Validação dos Dados.....	33
3.1.1 Descrição do SRA Proposto.....	37
3.1.2 Balanço de Massa e Energia.....	38
3.1.3 Coeficiente de Desempenho.....	39
3.1.4 Taxa de Fluxo Mássico.....	40
3.2 Otimização do Sistema de Refrigeração em Termos do COP.....	41
4 – Resultados e Discussões.....	46
4.1 Seleção dos Refrigerantes e Absorventes Utilizados nas Simulações.....	47
4.2 Cálculo da Carga Térmica do Ciclo de Refrigeração.....	50
4.3 Resultados da Análise de Sensibilidade dos Parâmetros Operacionais,,,,	51
4.4 Resultados da Otimização.....	57
5 – Conclusões e Sugestões para Trabalhos Futuros.....	62
6 – Referências Bibliográficas.....	64

Lista de Figuras

Figura 1.1 Irradiação média anual no Brasil.	2
Figura 1.2 (a) dados da Temperatura média em Manaus e a insolação incidente anual. (b), as temperaturas máximas e mínimas da cidade de Manaus.	3
Figura 2.1 Diferença entre os sistemas de compressão e de absorção.	7
Figura 2.2. Sistema de Refrigeração por absorção típico.	8
Figura 3.1 Fluxograma das etapas da metodologia utilizada.	32
Figura 3.2 Tela do simulador Aspen Hysys com o ciclo utilizado nesse trabalho.	35
Figura 3.3 Sistema de refrigeração por absorção	37
Figura 4.1 Variação do COP com diferentes temperaturas no gerador. Misturas: 1= NH ₃ -H ₂ O, 2= R 134a-DMF, 3= R 134a-23 e 4= R 134a+R 32+R 23-DMF	52
Figura 4.2 Variação da temperatura no gerador com a vazão dos refrigerantes analisados. Foram fixadas as temperaturas no condensador de 35 °C e no evaporador de 4 °C. Misturas: 1= NH ₃ -H ₂ O, 2= R 134a-DMF, 3= R 134a-23 e 4= R 134a+R 32+R 23-DMF	54
Figura 4.3 Variação do COP com a temperatura do evaporador. Misturas: 1= NH ₃ -H ₂ O, 2= R 134a-DMF, 3= R 134a-23 e 4= R 134a+R 32+R 23-DMF	55

Lista de Tabelas

Tabela 2.1 Algumas propriedades desejáveis dos fluidos refrigerantes.	14
Tabela 3.1 Correntes inseridas no otimizador que são conectadas no evaporador e no gerador, bem como as variáveis consideradas.	44
Tabela 4.1. Comparação entre as propriedades termodinâmicas do artigo base e dados obtidos do sistema simulado.	47
Tabela 4.2. Composição da corrente de alimentação do gerador, utilizada nas simulações realizadas em % mássica de refrigerantes e absorventes.	48
Tabela 4.3 Pressões de saturação (P_{sat} em kPa) para cada temperatura avaliada no evaporador para os diferentes fluidos	56
Tabela 4.4 Cargas de energia que deve ser fornecida ao sistema pelo gerador com diferentes sistemas refrigerante-absorvente	57
Tabela 4.5 Resultados da otimização do sistema NH ₃ -H ₂ O com 53,14% de refrigerante	58
Tabela 4.6 Resultados da otimização do sistema NH ₃ -H ₂ O com 50% de refrigerante	58
Tabela 4.7 Resultados da otimização do sistema R134a-DMF com 50% de refrigerante	59

Nomenclatura

COP	coeficiente de desempenho
Q	taxa de calor (kW)
W	potência (kW)
f	fluxo mássico (kg/h)
<i>m</i>	vazão mássica (kg/h)
V	vapor
L	líquido
H	entalpia molar (kJ/kgmol)
E	energia
T	temperatura
P	pressão (kPa)
R	constante dos gases ideais
ω	fator acêntrico

Subscritos

<i>pot</i>	potencial
<i>cin</i>	cinética
<i>b</i>	bomba
<i>ger</i>	gerador
<i>evap</i>	evaporador
<i>cond</i>	condensador
<i>abs</i>	absorvedor
<i>sat</i>	saturado
<i>superaq.</i>	superaquecido
<i>c</i>	crítica
<i>r</i>	reduzida

1 - Introdução

Os sistemas de refrigeração abrangem vários processos da vida moderna desde os domésticos até os industriais (Dinçer, 2010). Dentre as diversas aplicações tem-se como exemplo: proporcionar conforto térmico através da climatização de ambientes; gerar utilidades frias para aplicações em processos industriais; conservação de alimentos, bebidas, produtos farmacêuticos, etc. Por terem uma enorme faixa de aplicação, os sistemas de refrigeração são os maiores consumidores de energia elétrica. Eles consomem energia para que o calor de uma fonte fria possa ser rejeitado para uma fonte com temperatura superior a ela.

Os principais tipos de ciclos de refrigeração são os de compressão de vapor e o de absorção. O de compressão de vapor utiliza energia elétrica, consumida no compressor do ciclo. Embora o ciclo de refrigeração por compressão de vapor seja uma tecnologia muito utilizada, o fato de utilizar energia elétrica requer atenção com relação a duas questões: a escassez crescente das fontes de combustíveis fósseis, muitas vezes utilizadas na geração de energia elétrica em usinas termoelétricas e a questão ambiental, pois os produtos de combustão destas fontes emitem gases que contribuem para o aumento do efeito estufa, provocando o aquecimento global. Já os sistemas que utilizam a tecnologia de refrigeração por absorção têm uma grande vantagem: são capazes de proporcionar os benefícios da refrigeração utilizando fontes alternativas de energia no regenerador (energia solar e geotérmica) ou então rejeitos de processo, como correntes de condensado e gases quentes. Além disso, um SRA (sistema de refrigeração por absorção) utiliza geralmente pares absorvente-refrigerantes constituídos de substâncias que não degradam a camada de ozônio, como os HFCs (hidrofluorcarbonos) e a amônia que é um fluido natural.

Essas questões energéticas e ambientais, são os principais fatores que vêm impulsionando ao longo dos anos o desenvolvimento de pesquisas SRA's para que melhorias sejam implantadas, a fim de obter sistemas com maior desempenho e que possam usados em um número cada vez maior de aplicações.

Assim, as tecnologias de refrigeração por absorção entram no cenário de proteção ao meio ambiente, reduzindo ou até mesmo excluindo danos a ele.

A energia solar destaca-se como fonte alternativa para acionar estes sistemas, pois é uma fonte limpa, sem custos e permite a implantação destes sistemas em regiões desprovidas de energia elétrica. Essa realidade inclui a maior parte das comunidades que vivem em áreas mais longínquas e até mesmo isoladas, como é o caso de muitas populações da Região Norte do Brasil, que vivem em comunidades ribeirinhas e que não dispõem de energia elétrica, mas que contam com uma alta incidência de radiação solar.

Por questões geográficas, o Estado do Amazonas é considerado como uma região de alto potencial de energia solar, pois é cortado pela Linha do Equador. Com isso, seu clima predominante é o equatorial, que é caracterizado por elevadas temperaturas e altos índices pluviométricos. Isso é decorrente das altas temperaturas que provocam uma grande evaporação e que mais tarde se transformam em chuvas.

Na Figura 1.1 observam-se os dados do Instituto Nacional de Meteorologia (INMET) referentes aos índices médios de irradiação solar no Estado do Amazonas. Considerando as médias de várias partes do Estado do Amazonas, os índices de irradiação solar podem variar de 5.100 a 5.700 Wh/m² ao ano.

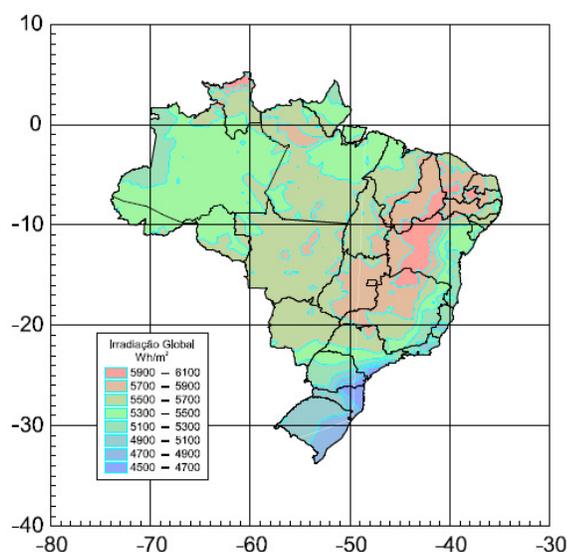


Figura 1.1 Irradiação média anual no Brasil.
Fonte: Atlas de Irradiação Solar do Brasil (1998).

A Figura 1.2 apresenta a temperatura média mensal num intervalo de 30 anos para a cidade de Manaus, bem como a insolação incidente durante todos os meses do ano, com seu pico máximo no mês de agosto e mínimo no mês de fevereiro. Apresenta também as temperaturas mínimas de ~22,5 °C e máximas de ~33 °C da cidade de Manaus, as quais ocorrem nos meses de julho e setembro, respectivamente

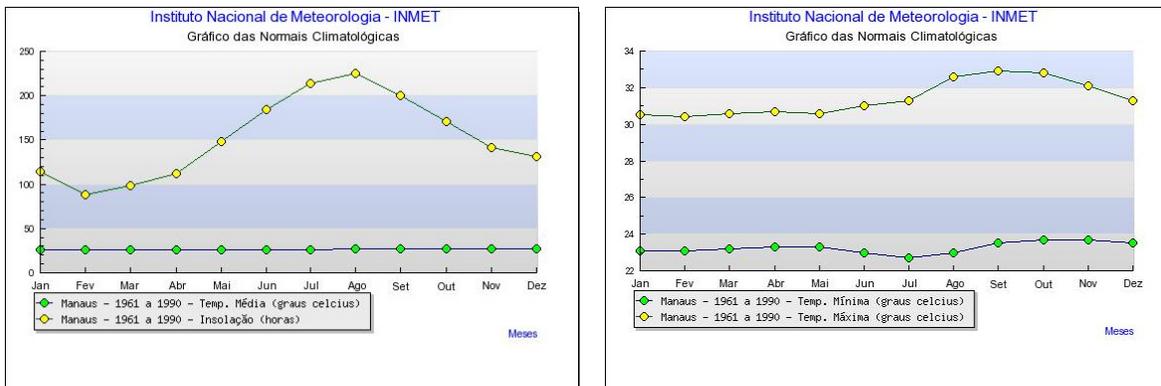


Figura 1.2 - (a) dados da temperatura média em Manaus e a insolação incidente anual. (b) temperaturas máximas e mínimas da cidade de Manaus. FONTE: INMET (2011).

Os ribeirinhos da Amazônia como um todo se caracterizam por ter como principal atividade de subsistência a pesca. No Amazonas, esta prática constitui importante atividade social, cultural, histórica, econômica e ecológica. Além disso, constitui-se como fonte de alimento, comércio e lazer para grande parte de sua população, especialmente a que reside nas margens dos rios de grande e médio porte.

Segundo Santos e Santos (2005) apud Batista *et al.* (2004) e Cerdeira *et al.* (1997) as taxas de consumo de pescado na Amazônia são as maiores do mundo, com média estimada em 369 g/pessoa/dia ou 135 kg/ano, chegando a cerca de 600 g/ pessoa/dia ou 220 kg/pessoa/ano em certas áreas do baixo rio Solimões e alto Amazonas, constituindo-se na principal fonte de proteínas para as populações. De acordo com dados da pesquisa de orçamentos familiares (IBGE, 2008), o estado do Amazonas é o maior consumidor de pescado do Brasil, onde seu consumo per capita é de 30 kg/hab/ano.

Dessa forma, a maneira predominante de associativismo na pesca regional é através de colônias de pescadores que são vinculadas a uma Federação Regional e esta a uma Nacional. Segundo dados apresentados pela Federação dos pescadores dos Estados do Amazonas e Roraima (FEPESCA), no Amazonas existem 54 colônias, com 40.160 pescadores registrados. Estima-se que 180 mil empregos são gerados pela pesca neste estado, o que caracteriza um potencial para ocupação de mão-de-obra.

O Instituto Brasileiro do Meio Ambiente e dos Recursos Naturais Renováveis (IBAMA) executa o ProVárzea (Projeto Manejo dos Recursos Naturais da Várzea) que atua na região central da bacia Amazônica com ênfase em recursos pesqueiros. Atualmente, o projeto apóia técnica e financeiramente 27 projetos comunitários na calha do rio Amazonas- Solimões.

Neste contexto, a tecnologia de refrigeração por absorção usando a energia solar como fonte de energia, é uma boa alternativa como suporte para a etapa de conservação de produtos perecíveis para que eles cheguem ao consumidor final com condições de consumo adequadas. A refrigeração é o método mais eficaz de conservação de alimentos perecíveis, pois permite uma maior conservação de alimentos (basicamente frutas e pescados) oriundos da pesca e agricultura que são utilizados para consumo próprio ou então comercializados para garantir o sustento dessas populações, melhorando assim a sua qualidade de vida.

Uma vez contextualizada a importância da utilização de sistemas de refrigeração por absorção em especial para a conservação de alimentos em comunidades da zona rural do Estado do Amazonas, são apresentados no próximo item os objetivos desse trabalho de pesquisa.

1.1 Objetivos

O objetivo principal deste trabalho é: avaliar, por meio de simulações, a influência de algumas variáveis operacionais de um sistema de refrigeração por absorção sobre o desempenho termodinâmico desse sistema. No caso específico desse trabalho, pretende-se avaliar condições operacionais compatíveis com as

de um sistema de refrigeração por absorção que poderia ser acionado por energia solar, adequando-se às necessidades pertinentes ao Estado do Amazonas, visando especialmente a conservação de alimentos perecíveis, principalmente nas localidades onde a energia elétrica é escassa ou inexistente.

Os objetivos específicos deste trabalho são:

- Testar diferentes sistemas refrigerantes utilizando simulações validadas com base em dados obtidos da literatura;

- Avaliar o desempenho termodinâmico dos ciclos simulados, considerando-se principalmente o coeficiente de desempenho do ciclo;

- Adequar as variáveis operacionais do ciclo para atender diversas aplicações importantes, características do Estado do Amazonas, mediante o levantamento de demandas específicas, especialmente para conservação de alimentos;

- Realizar uma análise de sensibilidade das variáveis operacionais do ciclo, tais como pressão, temperatura e par refrigerante-absorvente utilizado e sua influência sobre o coeficiente de desempenho do ciclo, visando condições ótimas de operação do ciclo.

Uma vez apresentada uma breve introdução para justificar a realização desse trabalho e seus objetivos, faz-se no item a seguir uma revisão bibliográfica dos conceitos envolvidos nos sistemas de refrigeração por absorção, ressaltando trabalhos da literatura que descrevem diferentes aplicações práticas desses sistemas.

2 - Revisão Bibliográfica

Neste capítulo será apresentada uma breve revisão acerca de estudos realizados no campo da refrigeração, especialmente os sistemas de refrigeração por absorção e sua importância no contexto atual.

2.1 Sistemas de Refrigeração

Em 1987, Lorentzen realizou uma projeção acerca da refrigeração no mundo e discutia o aumento obrigatório da importância que deveria ser dada à refrigeração, uma vez que ela seria um fator essencial em resolver dois dos maiores problemas do futuro: o fornecimento de alimentos em quantidades suficientes e o desenvolvimento de fontes alternativas de energia.

Segundo Smith e Van Ness (1980), a refrigeração pode ser definida como o processo relacionado à diminuição da temperatura de um determinado sistema para níveis inferiores ao de sua vizinhança.

Da forma como é atualmente conhecida, a refrigeração é produzida quase totalmente por meios artificiais, utilizando diferentes tipos de sistemas, dentre os quais destacam-se: refrigeração por absorção, refrigeração por compressão mecânica de vapor, refrigeração a ar, refrigeração termo-elétrica e refrigeração termo-magnética.

O aumento de focos de interesse voltados para o SRA (Sistema de Refrigeração por Absorção) tem contribuído no desenvolvimento dessa tecnologia, com a realização de vários estudos visando a otimização destes sistemas. Os SRA têm algumas características comuns ao sistema de compressão de vapor. O fluido refrigerante circula por um condensador, passa por uma válvula de expansão e em seguida por um evaporador. Porém, algumas peculiaridades os diferem um do outro. A principal diferença entre os ciclos de compressão de vapor e de absorção é a força motriz que faz circular o refrigerante através do sistema e que origina o diferencial de pressão necessário entre os processos de vaporização e de evaporação.

Na Figura 2.1, está apresentado o esquema comparativo dos sistemas de compressão e de absorção.

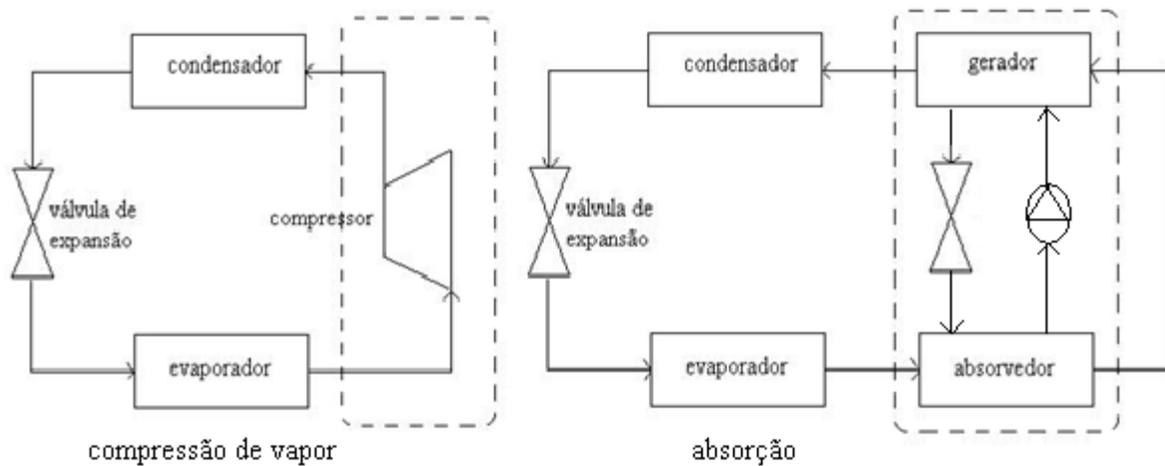


Figura 2.1 Diferença entre os sistemas de compressão e de absorção.
 Fonte: Adaptado de Dinçer (2010).

Enquanto o ciclo de compressão de vapor utiliza um compressor que recebe o refrigerante que deixa o evaporador e o comprime, transformando-o em vapor superaquecido, no ciclo de absorção esse componente é substituído por um absorvedor e um gerador que realizam suas devidas funções. Além disso, enquanto a energia exigida pelo ciclo de compressão de vapor é fornecida ao compressor na forma de energia elétrica, a energia do ciclo de absorção é fornecida, em forma de calor, diretamente ao gerador. Logo, vapor e calor, que de outra forma seriam descartados para as vizinhanças sem uso, são particularmente viáveis para este fim, acarretando em economia de energia e redução do custo total do processo.

Outro aspecto importante é a natureza do processo de compressão. Em vez de comprimir um vapor entre o evaporador e o condensador, o refrigerante de um sistema de absorção é absorvido por uma substância secundária (absorvente) para formar uma solução líquida. A solução líquida é em seguida bombeada para a pressão mais alta porque a média do volume específico da solução líquida é muito menor do que o vapor refrigerante, resultando em um trabalho de compressão significativamente menor.

Portanto, os SRA têm uma vantagem de entrada de trabalho relativamente baixa, pois o trabalho de entrada é a potência requerida somente para operar a bomba, a qual é bem menor em comparação à potência necessária para comprimir vapor de refrigerante entre os mesmos níveis de pressão.

A idéia dos sistemas de refrigeração por absorção foi desenvolvida bem antes do advento de refrigeradores elétricos. A disponibilidade de eletricidade barata tem deixado os sistemas de absorção de lado. Atualmente, as melhorias na tecnologia de absorção, o aumento do custo e o impacto ambiental da geração de eletricidade contribuíram para o aumento da popularidade dos sistemas de absorção.

A Figura 2.2 apresenta um sistema de absorção tradicional, composto de quatro componentes básicos: o evaporador e o absorvedor localizados no lado de baixa pressão do sistema, o gerador e o condensador, no lado de alta pressão.

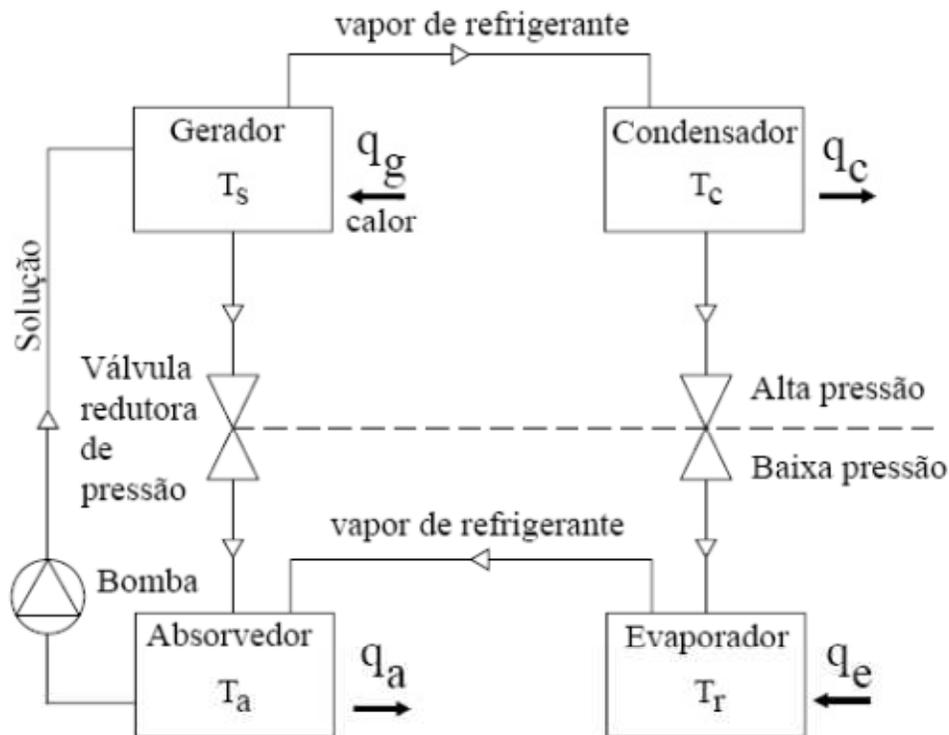


Figura 2.2. Sistema de Refrigeração por absorção típico. Adaptado de Araújo et al., (2007).

A direção de circulação do refrigerante é do condensador para o evaporador, deste para o absorvedor, em seguida para o gerador, e depois retorna ao condensador, enquanto o absorvente passa do absorvedor para o gerador e retorna ao absorvedor. A sequência operacional pode ser iniciada pelo líquido refrigerante à alta pressão, vindo do condensador, passando para o interior do evaporador através de um dispositivo de expansão, que reduz a pressão do refrigerante à baixa pressão existente no evaporador. O líquido refrigerante vaporiza no evaporador por absorção do calor latente do meio a ser refrigerado e o vapor à baixa pressão resultante é enviado ao absorvedor, onde é absorvido em uma solução com o absorvente. Em seguida, essa solução é bombeada para o gerador, onde à alta temperatura o refrigerante é separado da solução e no estado de vapor segue para o condensador, completando o ciclo.

A refrigeração por absorção é uma tecnologia que utiliza fundamentalmente calor (e pouca ou nenhuma eletricidade) para a geração de frio. Os sistemas de refrigeração por absorção são também chamados de termo-ativados por necessitarem de fonte de calor para seu acionamento, podendo assim aproveitar fontes de calor alternativas. As fontes de energia térmica que podem ser utilizadas para gerar frio por meio da absorção podem ser diversas, tais como: energia solar; energia geotérmica; queima direta de gás, óleo ou biomassa; condensados de processo, calor residual proveniente de processos industriais, entre outras.

Frequentes estudos acerca dessa tecnologia podem ser encontrados na literatura sendo os ciclos acionados por diferentes fontes de calor. Um SRA para aplicação na produção de gelo em escamas foi simulado por Makiyama, (2008), utilizando como fonte de calor gases quentes provenientes do escapamento de um motor a diesel de 123 kW de potência máxima de um grupo diesel-gerador de pequeno porte.

Num estudo experimental de um SRA instalado na UNICAMP, Silva (1994) utilizou vapor de processo como fonte de calor em um SRA para produção de gelo. A capacidade frigorífica do sistema era de 23,24 kW.

Bereche (2007) e Horuz e Callander (2004) realizaram estudos utilizando gás natural como combustível para acionar um SRA. Keçeciler *et al.*,(2000) fizeram uso da energia geotérmica.

Na literatura também constam inúmeros trabalhos, tanto experimentais quanto teóricos já consolidados ou em andamento que mostram que é possível obter os benefícios da refrigeração, utilizando apenas a energia solar como fonte de calor para acionar o SRA como mostram (Abu-Ein, 2009; Dinçer, 1996; He *et al.*, 2009). Isso assegura a possibilidade destes sistemas serem implantados em áreas onde há grande incidência de energia solar e ao mesmo tempo onde as populações não foram contempladas com a extensão das redes elétricas para o fornecimento de energia convencional.

Uma vez que os SRA podem ser acionados por energia térmica de baixo teor, tem-se a possibilidade da conversão de calor em fins úteis, como a refrigeração. Isso conseqüentemente, reduz o consumo de energia elétrica, como retratou Gomri (2009). O fluido de trabalho utilizado nestes sistemas é uma solução binária (refrigerante e absorvente). Dieng e Wang (2001) acrescentaram que estes fluidos devem apresentar forte afinidade entre eles, para assim, formar a solução.

Não existe um par de fluidos de trabalho inteiramente efetivo. O ideal é escolher um par que reúna o maior número de vantagens relacionadas ao seu uso. A escolha do par de fluidos de trabalho (refrigerante/absorvente) é de suma importância, pois influencia o desempenho do sistema. Inovações em projetos de refrigeração são urgentes e imprescindíveis frente às atuais questões ambientais e energéticas. Encontrar modos de melhorar a eficiência do sistema de refrigeração por absorção tem se tornado um grande desafio para os pesquisadores. Considerando a grande demanda de energia consumida no mundo todo, e principalmente os meios pelos quais ela é obtida, há uma ênfase especial em investigar novos sistemas que sejam favoráveis em manter uma economia e ambiente sustentáveis, prezando pelo baixo consumo energético e diminuindo os danos causados ao meio ambiente. Muitos desses trabalhos estão sendo

direcionados na descoberta de novos ciclos ou ciclos híbridos (que utilizam mais de uma fonte de calor).

Prasartkaew e Kumar (2010) fizeram o emprego do uso de biomassa, juntamente com a energia solar como fontes renováveis de energia para acionar um ciclo de refrigeração para aplicações de ar condicionado em regiões tropicais. Em outro estudo, Velásquez e Best (2002) utilizaram gás natural e energia solar como fontes de calor do SRA. Estas duas fontes de energia podem trabalhar independentemente, evitando assim a redução da eficiência do coletor solar.

Ciclos combinados são introduzidos como tecnologias capazes de reduzir o consumo de energia elétrica. Ventas *et al.* (2010) utilizaram esta tecnologia onde compressão e absorção formaram um ciclo combinado. Eles mostraram que este ciclo pode trabalhar com menor temperatura de condução do que o ciclo de simples efeito tradicional, com menor consumo de eletricidade. Pratihar *et al.* (2010) apresentaram um sistema de compressão-absorção para produção de água gelada com capacidade de 400 kW. Eles mostraram que o aumento da área do trocador de calor da solução influencia no sistema, aumentando seu COP. Horuz (1998) ressalva que alguns estudos teóricos ou experimentais são dedicados à busca de novos fluidos de trabalho e melhorar a transferência de calor e massa no processo de absorção de modo a solucionar problemas ocorrentes no sistema, também são metas a serem alcançadas.

O fato dos SRA serem acionados por fontes de calor os torna, em especial, utilizáveis em sistemas de cogeração. A cogeração permite o uso mais racional dos recursos energéticos. Diante da realidade de fornecimento precário de energia elétrica no Estado do Amazonas, Cruz (2004) realizou um levantamento, e com base nos dados reais, propôs um sistema de cogeração (que gera eletricidade e calor) dieselétrico no parque termoelétrico Amazonense tanto para reduzir custos, quanto para aumentar a qualidade e abrangência do fornecimento de energia para o interior do Estado, bem como o uso da refrigeração. Este sistema aproveita os rejeitos térmicos dos motores das usinas para acionar a unidade de absorção.

Outra vantagem relacionada aos sistemas por absorção está ligada à conservação do meio ambiente já que estes ciclos não empregam os CFC's

(clorofluorcarbonos) ou outros fluidos refrigerantes sintéticos, que contribuam para a destruição da camada de ozônio e aquecimento global. Os SRA também estão presentes em sistemas de trigeriação como mostraram Lozano *et al.* (2010) com aplicabilidade designada para edifícios da cidade de Zaragoza, na Espanha. Estes sistemas são interessantes para fornecer diferentes serviços, pois eles produzem eletricidade, frio e calor.

Colonna e Gabrielli (2003) realizaram um estudo de uma planta industrial de trigeriação que envolve a análise de diferentes configurações e otimização termodinâmica. Na unidade de absorção, há um reaproveitamento de energia desperdiçada sob a forma de energia térmica, aumentando assim o rendimento do sistema como um todo. Observou-se que uma eficiência elétrica nos sistemas de potência analisados é compensada com uma maior recuperação de calor das turbinas a gás que acarreta em uma maior eficiência do sistema de refrigeração.

Desideri *et al.* (2009) fizeram uma comparação acerca do valor do líquido presente e estimativa do custo do combustível utilizados na planta que usa 100% de energia elétrica com as plantas de refrigeração híbrida solar de trigeriação. Os resultados mostraram que a planta híbrida é superior tanto do ponto de vista técnico quanto econômico. As tecnologias de cogeração e trigeriação desempenham um importante papel na economia de energia e também é uma forma de amenizar os danos ao meio ambiente, causados pela emissão de gases nocivos por conta da queima de combustíveis fósseis. Em (Araújo *et al.*, 2007; Fan *et al.*, 2007; Srihirin *et al.*, 2001), as tecnologias dos SRA já existentes e também em desenvolvimento podem ser consultadas.

Aliado à redução do consumo de combustíveis fósseis, o aumento da eficiência dos sistemas de refrigeração e a utilização de energia de baixo teor constituem formas efetivas de reduzir a emissão de CO₂. Assim, os ciclos de refrigeração acionados a potência térmica assumem uma grande importância neste contexto. Srihirin *et al.* (2001) consideram que o ciclo de refrigeração por absorção é o mais viável em termos de performance energética, hoje, e o seu potencial, já comprovado, pode ainda ser melhorado. Portanto, onde houver energia térmica disponível e de baixo custo, seja ela advinda da queima direta da

biomassa, de biogás, de gases de escape de motores a combustão interna, solar, ou de vapor residual de processos, a tecnologia de SRA pode ser empregada.

2.2 Fluidos Refrigerantes

Segundo Dinçer (2003), os refrigerantes são fluidos que absorvem calor durante a evaporação, resfriando um outro fluido qualquer de interesse. São comumente usados na refrigeração, ar condicionado e sistemas de bombas de calor. Zhu e Gu (2009) destacaram que o desempenho e eficiência dos SRA são determinados em grande parte pelas propriedades dos refrigerantes. Zehioua *et al.* (2010) acrescentaram que a escolha do par de fluidos de trabalho (refrigerante/absorvente) é de suma importância, pois acarreta no desempenho do sistema. E há a necessidade de usar métodos para avaliar o desempenho do par de fluido utilizado no SRA. Srihirin *et al.* (2001) afirmaram que as propriedades físicas e termodinâmicas do refrigerante determinam o quão eficiente é o sistema. Não existe um par de fluido inteiramente ideal. O melhor é escolher fluidos de trabalho que reúnam o maior número de vantagens relacionadas ao seu uso.

Na Tabela 2.1 constam algumas propriedades que devem ser consideradas na escolha dos fluidos que são utilizados em SRA's. Elas estão associadas às propriedades físico-químicas, exigências de segurança e economia.

Os CFCs possuem cloro em sua composição, por isso, essa classe de refrigerantes são os principais responsáveis pela degradação da camada de ozônio. Por conta disso, em 1987, o Protocolo de Montreal foi assinado para que o ozônio estratosférico fosse protegido. Este tratado internacional propôs um controle e eliminação progressiva do uso das substâncias que destroem a camada de ozônio, para isso, os CFCs precisavam ser extintos. A partir desse tratado, pesquisas em torno da busca de novos refrigerantes, têm se intensificado na indústria de refrigeração e ar-condicionado.

Tabela 2.1 Algumas propriedades desejáveis dos fluidos refrigerantes.

Propriedades	Características
Pressão de vaporização não muito baixa e pressão de condensação não muito alta	as pressões de saturação correspondentes a temperatura de evaporação e condensação devem ser próximas da pressão atmosférica. Essa condição permite minimizar o peso dos equipamentos e os vazamentos para o interior ou para fora do sistema.
Condutibilidade térmica elevada	Favorece a transferência de calor
Calor latente de vaporização elevado	é desejável que o refrigerante tenha um alto calor latente de vaporização, pois desta forma pode-se reduzir ao mínimo a quantidade de solução circulante
Volume específico reduzido, sobretudo da fase vapor	Menor volume específico de vapor permite reduzir a vazão volumétrica para uma dada capacidade de refrigeração
COP elevado	Reduz o custo operacional para uma determinada capacidade de refrigeração
Volatilidade	para uma maior facilidade na separação entre os fluidos, o refrigerante deve ser mais volátil que o absorvente. O ideal seria um absorvente não volátil, para que o vapor formado no gerador seja refrigerante puro
Não corrosivo	é devidamente importante que os fluidos não sejam corrosivos aos materiais utilizados nos equipamentos e na construção do sistema
Estável e inerte	considerando que os fluidos escoarão continuamente num sistema selado hermeticamente, e que deverá funcionar sem problemas por vários anos, esta propriedade é extremamente importante, pois instabilidade pode resultar na formação de gás, sólidos ou substância corrosiva. Eles não devem sofrer alteração química em sua composição ou reagir com outros materiais
Afinidade	considerando as condições nas quais ocorre a absorção, é de suma importância que o absorvente tenha uma forte afinidade com o vapor de refrigerante. Tal afinidade é resultado de uma aglutinação química suave, geralmente uma aglutinação de hidrogênio
Baixa viscosidade na fase líquida e gás	é desejável que ambos os fluidos tenham baixa viscosidade para que uma boa transferência de calor e massa seja alcançada, bem como para diminuir os problemas de bombeamento para a circulação da solução. Além disso, acarreta em menores perdas de carga
Não ser inflamável ou explosivo	em caso de vazamento acidental, não deve haver risco de incêndio ou explosão
Não ser tóxico ou estimulante	em caso de vazamentos acidentais, a segurança de pessoas, animais e produtos não deve ser comprometida
Baixo custo e disponibilidade	A disponibilidade está relacionada ao custo. Problemas de abastecimento

Fonte: PIMENTA (s.a.)

Sendo assim, foram desenvolvidas outras classes de refrigerantes contendo várias quantidades de hidrogênio, em vez de átomos de cloro, além disso, possuem menor potencial de dano ao ozônio atmosférico quando comparado, por exemplo, com o refrigerante 12 (R 12), até então, o mais utilizado. Os HFCs (hidrofluorcarbonos) fazem parte de uma dessas classes. O refrigerante 134a é o HFC classificado como um substituto ambientalmente aceitável para o R 12.

Os atuais sistemas de energia que utilizam combustíveis fósseis são, entre outros, grandes responsáveis pela presente crise humanitária, ambiental e econômica. A demanda de energia mundial e as emissões de CO₂ têm previsão de aumentar até o final do século, em 60% em relação ao início deste século. O fato é que as reservas de petróleo e gás estão bem concentradas. Com isso, a tendência é que estes produtos sejam cada vez mais caros.

Pesquisas avançam de forma contínua, porém atualmente os fluidos mais antigos ainda são os mais utilizados, são eles: NH₃-H₂O (amônia-água) e H₂O-LiBr (água-brometo de lítio), que continuam a oferecer diversas vantagens para os ciclos de refrigeração, pois eles atendem a maioria das exigências e por isso são utilizados comercialmente. A pressão negativa e efeito de corrosão são algumas das desvantagens do par H₂O-LiBr. Os setores industrial e comercial de grande porte ainda utilizam a amônia como principal fluido de trabalho, pois a amônia, em relação a outros refrigerantes, apresenta vantagens como baixo custo, COPs mais altos (com isso, custo com energia mais baixo), propriedades termodinâmicas e de transporte mais favoráveis e, conseqüentemente, coeficientes de transferência de calor mais altos (exige trocadores de calor menores e de menor custo), maior facilidade de detecção em caso de vazamento e nenhum efeito sobre a camada de ozônio.

A principal desvantagem da amônia é sua toxicidade, que a torna inadequada para uso doméstico. A amônia é predominantemente utilizada em instalações de refrigeração de alimentos como no resfriamento de frutas, vegetais, carne e peixe; refrigeração de bebidas e laticínios; produção de sorvete e refrigeração a baixa temperatura na indústria farmacêutica e em outras indústrias de processos.

2.3 Energia Solar

A busca de novas fontes de energia é atualmente uma das maiores preocupações do homem em todo o mundo. Em países desenvolvidos, já é uma realidade crescente a implementação de sistemas que usam a energia solar para diversos fins (Ali *et al.*, 2008; Dinçer *et al.*, 1996; He *et al.*, 2009).

No Brasil há boas possibilidades para a utilização da energia solar, pois é um país que possui a grande maioria de seu território localizada em regiões de alto potencial de energia solar. Seu território se estende, aproximadamente, desde 5° norte até 32° sul, deste modo o Brasil encontra-se na faixa privilegiada em relação à disponibilidade de energia solar.

A aplicação de energia solar para resfriamento e congelamento de alimentos, tem sido muito sugerida na literatura. Entretanto, muito pouco existe, na forma de estudos, sobre a aplicabilidade técnica e econômica dessa tecnologia. Sistemas mais simples que os SRA solar, são os sistemas de aquecimento solar capazes de substituir o chuveiro elétrico. O desenvolvimento de tecnologias que utilizem a energia solar, das mais simples às mais complexas, esbarram no mesmo empecilho: a falta de entendimento do governo em considerar que o uso dessa tecnologia acarreta em conservação de energia convencional.

Na verdade, é necessário que incentivos do governo sejam aliados à universidade, iniciativa privada, pública e política. Dessa forma, a acessibilidade a essas tecnologias será cada vez mais entendida e economicamente viável, especialmente às esferas mais pobres das populações.

Sobre as questões de incentivos governamentais para impulsionar o uso das tecnologias solares, Desidere *et al.* (2009) colocaram que na Itália, o governo previu uma dedução fiscal de 55 % para pessoas ou empresas que explorarem energia renovável. Dessa forma, o parâmetro custo será reduzido e este setor terá maior aquisição e considerável avanço.

Na área de energias renováveis, são feitos vários estudos para aperfeiçoar os sistemas fotovoltaicos (energia solar), eólicos, hídricos e biocombustíveis, bem como os chamados sistemas híbridos, os quais utilizam duas ou mais dessas

alternativas. Na realidade, quase toda a energia que se tem disponível provém do sol. Ela pode ser dividida em duas frações: uma que incide diretamente na terra e que se renova a cada dia. Ela representa, por assim dizer, a renda em energia. Outra parte representa a riqueza acumulada, ou seja, a energia produzida no passado e guardada sob a forma de petróleo, carvão, gás e biomassa.

A refrigeração a partir da energia solar torna-se cada vez mais uma opção viável, principalmente para uma região tropical, como é o caso da maior parte do território brasileiro. O ciclo de absorção é adequado para produção de frio a partir da energia solar que é uma fonte de energia em potencial que deve ser utilizada.

Durante as últimas décadas, pesquisadores procuraram desenvolver novas tecnologias capazes de reduzir o consumo de energia ou mesmo o consumo nas horas de pico, sem modificar a temperatura desejada ou, no caso do ar condicionado, o conforto. Nesse contexto, a tecnologia capaz de aproveitar a energia solar, pode ser uma boa alternativa para o uso mais racional dos recursos naturais. Os sistemas de refrigeração e ar condicionado são responsáveis por um elevado e crescente consumo de energia elétrica, sendo essa uma tendência mundial. As estatísticas demonstram a importância, tanto do ponto de vista energético, quanto econômico, dos sistemas de condicionamento de ar no país.

Da mesma forma, ou até em maior intensidade, encontra-se o setor de refrigeração. Considerando o impacto desses sistemas na matriz energética nacional e o crescente custo da energia elétrica, o uso combinado de fontes térmicas para fins de climatização pode ser uma alternativa estratégica e economicamente viável. Com a retomada do desenvolvimento econômico, incrementam-se os diversos setores produtivos e de serviços, tais como a indústria de processos, têxtil e de gêneros alimentícios, os grandes centros comerciais, a rede bancária e os aeroportos, aumentando consideravelmente a demanda por refrigeração e ar condicionado.

O grande desafio do uso de sistemas que tem como fonte de calor a energia solar, é melhorar sua eficiência e torná-los aceitáveis economicamente, promovendo efetiva presença no mercado. Para tanto, intensas pesquisas são desenvolvidas com o intuito de ativar novos sistemas solares com viabilidade

econômica, sem redução de eficiência. Isso acarretará em sistemas competitivos aos de compressão de vapor, podendo quem sabe substituí-los, agregando modelos ambientalmente amigáveis.

O uso da energia solar nos sistemas de refrigeração pode ser muito útil para cessar ou desacelerar o crescimento da demanda de energia elétrica principalmente no verão, época em que há maior uso da refrigeração principalmente para fins de climatização de ambientes. Agindo assim, é possível sustentar o desenvolvimento de tecnologias baseadas em fontes renováveis de energia.

Os estudos sobre novas tecnologias que têm como fonte a energia solar têm crescido e mostrado que estes ciclos são promissores para diversas aplicações.

2.3.1 Sistemas de Refrigeração acionados por Energia Solar

Nesta seção serão apresentados alguns trabalhos relevantes que utilizaram a energia solar como fonte de calor para acionar os sistemas de refrigeração por absorção.

Vários sistemas de refrigeração por absorção solar para condicionamento de ar são apresentadas em trabalhos como (Henning, 2007; Kim e Ferreira, 2008; Li e Sumathy, 2002). Eles demonstraram que é possível ter conforto térmico sem degradar o meio ambiente. O uso de energia solar em sistemas de refrigeração por absorção tem sido estudado por diversos autores. Dinçer *et al.* (1996) utilizaram coletores de placa plana para fornecer ao gerador de um sistema experimental uma carga de 7,6 kW no qual a temperatura de geração é de 90 °C e carga de refrigeração de 4,65 kW para uma temperatura de evaporação de -5 °C. Os fluidos de trabalho utilizados foram R22+DMETEG e o COP do sistema foi de 0,6. He *et al.* (2009) utilizaram coletores de tubos evacuados para obter uma carga de refrigeração de 1 kW para uma temperatura de evaporação na faixa de 5 a 15 °C.

Um ponto positivo e favorável ao uso da energia solar em SRA é utilizar o calor que ao mesmo tempo que chega a incomodar pela sensação térmica produzida, também é utilizado para proporcionar ambientes climatizados, pois o melhor desempenho do SRA solar coincide com a maior incidência da energia solar. Ortiz *et al.* (2010) utilizaram energia solar como fonte de calor para um sistema de aquecimento, ventilação e ar-condicionado para um edifício educacional de 7000 m². Bermejo *et al.* (2010) estudaram uma planta em Sevilha, na Espanha, que usa a energia solar e gás natural para acionar um ciclo de duplo efeito com capacidade de refrigeração de 174 kW com COP de 1,1 a 1,25. Do total da entrada de calor no gerador, 75% foram provenientes da energia solar.

Tora e El-Halwagi (2010) mostraram que a atenção em integrar a energia solar em processos industriais incluiu comparações do uso de outras fontes como: calor rejeitado de processos e combustíveis fósseis. Li e Sumanthy (2001) estudaram um sistema de LiBr-H₂O que tem como fonte de calor a energia solar com capacidade de refrigeração de 4,7 kW. Os resultados experimentais mostraram que em dias nublados, o sistema não pode promover o efeito de resfriamento quando convencionalmente operado. Porém, no sistema solar teve seu tanque dividido em duas partes (superior e inferior) a fim de reduzir o tempo de partida, o *chiller* pode ser energizado somente com a energia solar como fonte de calor.

Syed *et al.* (2005) também utilizaram o par de fluidos LiBr-H₂O, mas com capacidade de refrigeração de 35 kW. Essas tecnologias são interessantes para climatizar residências e repartições públicas (como hospitais, escolas, shoppings, etc). E em áreas mais distantes das cidades, a climatização seria útil para hotéis de selva, comuns nas áreas da Amazônia. Isto também contribui para alimentar a economia local. Outra aplicação da refrigeração por absorção solar que pode ser feita no Amazonas é para fins de conservação de alimentos. Nas cidades pode ser um ótimo suporte para feiras e supermercados na conservação de frutas, verduras e outros produtos perecíveis. E na zona rural para acondicionamento de alimentos para consumo e até mesmo comercialização dos produtos provenientes das atividades de agricultura familiar e pesca artesanal.

Fathi e Ouaskit (2001) observaram que $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ pode ser operado por simples coletores planos enquanto os sistemas $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ operam com tubos coletores evacuados por tubos de calor ou concentradores solar.

Chen *et al.* (1996) e Sun (1998) explanaram que apesar de a amônia possuir excelentes propriedades termofísicas, possui alta pressão, toxicidade, é explosiva e tem ação corrosiva para o cobre. Porém, tem baixo custo e este ciclo pode ser conduzido por calor a baixas temperaturas (abaixo de $100\text{ }^\circ\text{C}$). No caso dos sistemas que usam o par $\text{H}_2\text{O-LiBr}$, o absorvente (LiBr) não é volátil. Logo, não há necessidade de um retificador. Porém, usando a água como refrigerante, limita a aplicação de baixa temperatura (abaixo de $0\text{ }^\circ\text{C}$). No caso de altas concentrações, a solução pode sofrer cristalização. O LiBr também é corrosivo para alguns metais e tem alto custo. Com base nas características e limitações destas soluções mais utilizadas, elas servem como padrão para comparações no estudo e desenvolvimento de novos ciclos e novos pares refrigerante-absorvente.

He e Chen (2007) e Levy *et al.* (2004) investigaram alguns pares baseados na mistura de um HFC (hidrofluorcarbono) como refrigerante e uma substância orgânica como absorvente que tenham boas propriedades termofísicas. Estes pares de fluidos de trabalho não são tóxicos nem corrosivos.

Sathyabhama e Babu (2008) apresentaram em um estudo o par $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ (amônia-água) e este mostrou melhor desempenho que os refrigerantes da classe dos fluorcarbonos. O refrigerante amônia não possui limitações colocadas pela alta temperatura de congelamento do refrigerante e baixa temperatura de cristalização, como é o caso do par $\text{H}_2\text{O-LiBr}$, ou corrosividade extrema, como no caso do sistema que usa $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$.

Ezzine *et al.* (2010) estudaram um ciclo de absorção por difusão que utilizou o refrigerante R124 (clorotetrafluoroetano) e o absorvente DMAC (dimetilacetamida) como fluidos de trabalho. Numa comparação com o sistema que usa $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, este obteve maior COP.

Com auxílio da simulação (Abdulateef *et al.*, 2007; Bourseau e Bugarel, 1986) fizeram uma análise termodinâmica comparativa do par $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, com novos pares, tais como o $\text{LiNO}_3\text{-NH}_3$ (nitrato de lítio-amônia) e NaSCN-NH_3

(tiocianato de sódio-amônia). Os resultados mostraram que estas novas misturas podem ser utilizadas num SRA. Os pares $\text{LiNO}_3\text{-NH}_3$ e o NaSCN-NH_3 possibilitaram um melhor desempenho em relação ao ciclo comum de $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$.

Zhu e Gu (2009) confirmaram que vantagens superiores foram obtidas com a utilização do par NaSCN-NH_3 quanto ao par $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, pois em condições iguais, o COP dessa mistura estudada foi 10% maior que no sistema tradicional que usa $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ como fluidos de trabalho.

Num SRA solar, Worsoe-Schmidt (1979) estudou os pares $\text{NH}_3\text{-CaCl}_2$ (amônia-cloreto de cálcio) e $\text{NH}_3\text{-SrCl}_2$ (amônia-cloreto de estrôncio), e obteve um alcance de COP total de 0,10, correspondente à produção de gelo de 6 kg/m^2 de área coletora.

Rivera e Rivera (2003) realizaram um estudo teórico de um SRA intermitente usando a mistura com $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ a fim de evitar um retificador, em um sistema conduzido por um concentrador parabólico composto, onde foi possível produzir $11,8 \text{ kg}$ de gelo e o alcance de COPs térmicos foi entre 0,15 e 0,4, dependendo das temperaturas de geração e condensação.

Propriedades físicas e termodinâmicas das soluções de $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ e $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ foram estudadas por (Bourseau e Bugarel 1986; Sun, 1998). Eles fizeram interessantes comparações entre os sistemas de $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ e $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$.

A solução $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ foi utilizada por Ventas *et al.* (2010) num ciclo híbrido e apresentou um COP maior do que um ciclo de compressão nas mesmas condições.

Fatouh e Murthy (1993) utilizaram o R-22 para ser analisado com seis diferentes absorventes orgânicos em um AHT (Transformador de Calor por Absorção). Considerado por Borde *et al.* (1995) como substituto aos CFCs, o refrigerante R134a (tetrafluorcarbono) foi testado com diferentes absorventes comerciais. Interessantes resultados foram obtidos, indicando que o par R134a-DMETEG (dimetiléter de tetraetilenoglicol) obteve o melhor desempenho, o que tem estimulado e incentivado o teste deste refrigerante com mais absorventes orgânicos como o DMF em um AHT.

Dados de equilíbrio líquido-vapor sobre o par CO₂-DMF foram obtidos por Duran e Valencia (2001). Dados de equilíbrio da mistura R134a+DMF foram obtidos por Zehioua *et al.* (2010). Um AHT foi utilizado no ciclo, onde o calor pode ser atualizado sem recorrer a uma fonte externa de calor, reduzindo custos.

O DMF é um solvente orgânico que tem sido muito estudado para aplicações no SRA, porém o mesmo reage com metais na presença de oxigênio. Apesar disso, devido a várias outras vantagens agregadas, a utilização deste absorvente tem obtido bons resultados quanto à melhoria no desempenho do ciclo.

Fathi e Ouaskit (2001) modificaram um ciclo comum introduzindo um trocador de dupla linha acoplado entre o gerador e o condensador e entre o evaporador e o gerador, melhorando o COP em 4%.

Lucas *et al.* (2008) propuseram a adição de um surfactante (n-octanol) a fim de melhorar a capacidade de absorção das soluções absorventes nos refrigeradores dos SRA, onde a mistura LiBr+CHO₂Na (brometo de lítio+formiato de sódio)+1000ppm de solução de n-octanol de 45% mostra maior capacidade de absorção de vapor que a solução de LiBr, empregada convencionalmente nos SRA.

He *et al.* (2009) analisaram os refrigerantes R22, R134a e R32 com DMF (dimetil formamida) como absorvente para cada um deles. Entre as três combinações, o par R134a+DMF obteve melhor desempenho, além de apresentar interessantes propriedades para ser usado em sistemas com baixas temperaturas da fonte de calor.

Ezzine *et al.* (2010) utilizaram o refrigerante R124 e o absorvente DMAC em um SRA solar com capacidade de refrigeração de 1kW. Os resultados mostraram que esta mistura é a que obteve um maior COP para aplicações solares.

Pelo exposto, estudos buscando novos fluidos de trabalho para os sistemas de refrigeração por absorção tem sido muito frequentes na literatura, não só para atender aos apelos de amenizar os danos ao meio, como também para melhorar o desempenho do ciclo como um todo.

No caso da refrigeração para manter a qualidade do pescado, o SRA solar permite armazenamento destes produtos se utilizado coletores solares de tubos evacuados ao invés de coletores de placa plana, pois assim, é possível alcançar temperaturas abaixo de 0 °C e com isso possibilitar que o pescado seja conservado em regiões onde não haja energia elétrica.

Na zona urbana, é possível implantar um ciclo combinado, porém na maioria das comunidades do interior há baixo fornecimento de energia elétrica ou nenhum. Essa dificuldade também é afetada pela grande distância de muitas comunidades em relação aos centros urbanos, tratando-se, portanto, de uma questão geográfica. Seria interessante a aplicação de SRA para essas regiões do interior do Amazonas, pois na época em que as águas dos rios secam, as dificuldades de sobrevivência aumentam, principalmente no que diz respeito à alimentação. Assim, um SRA solar simples poderia ser aproveitado para a conservação dos alimentos.

Neste contexto, Arias-Varela et al. (2010) estudaram um SRA para atender comunidades desprovidas da fonte de energia convencional para fins de acondicionamento de pescados. Para tanto, energia solar é captada por coletores de tubos evacuados e a menor temperatura alcançada é de -10 °C, comprovando assim a potencialidade deste sistema e a possibilidade de implantá-lo em áreas remotas.

Esforços têm sido feitos para aumentar a capacidade de refrigeração destes ciclos. Um dos empecilhos do uso do SRA solar é o alto custo inicial. Para tanto, pesquisas contínuas estão sendo realizadas para pelo menos minimizar os custos, tornando-o mais competitivo e assim agregar mais uma vantagem a estes sistemas junto a tantas outras já existentes.

Grossman (2002) fez um estudo econômico comparativo e mostrou que a parte que encarece o uso do SRA, é a parte do sistema solar. Baseado nisso, Sumathy *et al.* (2002) desenvolveram um novo modelo de *chiller* de absorção H₂O-LiBr de dois estágios. Os resultados do teste demonstraram que o sistema de dois estágios pode ser impulsionado por baixa temperatura da água quente, variando de 60 a 75 °C, que podem ser fornecidos facilmente por sistemas solares

convencionais de água quente. Comparado com o de único estágio, o sistema de dois estágios poderia alcançar aproximadamente o mesmo COP total como no sistema convencional, com uma vantagem na redução de custos de cerca de 50%.

Zambrano *et al.* (2008) utilizaram em um sistema real além da energia solar um aquecedor a gás de 60 kW com capacidade de refrigeração de 35 kW. Este complemento poderia ser utilizado para fornecer energia em situações onde a irradiação solar não fosse suficiente. Afif *et al.* (2002) realizaram um estudo de um ciclo termodinâmico de potência e refrigeração onde empregaram análises da primeira e segunda leis em um ciclo combinado que usa energia solar como fonte de calor.

Em alguns ciclos, a energia solar funciona como energia auxiliar, como parte de um ciclo híbrido. Muito comum com o principal objetivo de reduzir o consumo de energia elétrica. Com isso, há redução nos custos e ameniza os impactos ao meio ambiente. Na Tailândia, Jaruwongwittaya e Chen (2010) aplicaram estudos em SRA conduzidos com diferentes fontes de energia. Entre elas a energia solar. E esta fonte tem se mostrado totalmente viável para ser utilizada para aplicações em ar condicionado. Fan *et al.* (2007), em um trabalho de revisão de SRA que usam energia solar como fonte de calor mostraram que essas tecnologias são alternativas atrativas para diversas aplicações, tais como: ar condicionado, refrigeração, produção de gelo e congelamento. Encontrando também demanda em sistemas que buscam a conservação de energia e proteção ao meio-ambiente.

Kim e Ferreira (2008) apresentam um estudo comparativo entre diferentes SRA solar, tais como: solar com produção de energia elétrica, solar com produção de energia térmica (absorção, adsorção, termo-mecânica e com soluções dessecantes) e algumas outras tecnologias emergentes. A comparação foi feita em termos de eficiência energética e viabilidade econômica. O sistema de produção de energia elétrica a partir da energia solar e o sistema termomecânico são os mais caros e o custo total de um SRA H₂O- LiBr de simples efeito é o menor de todos os sistemas.

Sumathy *et al.* (2002) propuseram um *chiller* de absorção de duplo estágio de H₂O-LiBr e mostraram que este pode ser facilmente acionado por um sistema solar, onde a temperatura da água quente fica na faixa de 60 a 75 °C. O sistema tem capacidade de refrigeração de 100 kW. Eles dizem que seu sistema serve para qualquer época do ano para regiões que experimentam tempo nublado e baixa radiação solar, o sistema de duplo efeito é altamente recomendável.

Nakahara *et al.* (1977) utilizaram tubos evacuados ou outros coletores solares de alto grau para fornecer água quente a temperatura na faixa de 88-90 °C como calor médio para conduzir o *chiller*. Eles desenvolveram o sistema que utiliza energia solar para aquecimento, refrigeração e fornecimento de água quente com base em várias tecnologias para conservação de energia em edifícios. Na primeira etapa deste projeto um sistema solar de aquecimento e refrigeração com coletores de placa plana e a máquina de refrigeração por absorção foi instalada em uma casa.

Hinotani *et al.* (1979), estudaram um sistema solar de refrigeração, aquecimento e fornecimento de água quente para o Hospital com coletores solares tipo de tubos de vidro evacuados.

De Francisco *et al.* (2002), desenvolveram e testaram um SRA solar de NH₃-H₂O com capacidade de refrigeração de 2 kW para pequenas operações rurais. Este sistema foi designado para áreas isoladas com alto nível de radiação solar para atender demandas de refrigeração. O equipamento foi designado para operar com um sistema de energia solar para obter as temperaturas requeridas.

De acordo com os estudos experimentais e teóricos, conclui-se que é possível, e além de tudo viável a utilização de sistemas de refrigeração por absorção tendo a energia solar como fonte. E a gama de aplicações é animadora, em caso particular, para implantação desses sistemas na região Norte do Brasil, mais precisamente o Estado do Amazonas, onde há alta incidência dessa fonte de calor. Além disso, assim como pode ser funcional em zonas urbanas (que na maioria, tem energia elétrica), é ainda mais interessante que os benefícios da refrigeração sejam usufruídos pela população que vive na zona rural. Com isso,

haverá um efeito positivo direto na qualidade de vida destas pessoas. E acima de tudo, sem causar danos ao meio ambiente.

2.4 Determinação do Coeficiente de Desempenho de um SRA

O coeficiente de desempenho (COP) é a medida que caracteriza a eficiência de um ciclo de refrigeração. Se vários ciclos da mesma espécie e para a mesma aplicação são comparados, o ciclo com maior COP representa o melhor ciclo. Entretanto, Srihirin *et al.* (2001) enfatizam que se ciclos de diferentes espécies, como os acionados por diferentes formas de energias, são comparados, o COP não é uma medida real.

Ao se comparar os SRA com os de compressão de vapor, os SRA são caracterizados como ciclos de baixa eficiência. No entanto, esta comparação é indevida e injusta, pois o critério de COP, medido isentropicamente, baseia-se na primeira lei da termodinâmica, distinguindo apenas o efeito produzido e a energia consumida, sem levar em conta a origem dessa energia. Esse critério, portanto, desconsidera as perdas na geração, transmissão e distribuição da energia.

Em geral, um alto COP carrega como penalidade um aumento na complexidade dos equipamentos e custos elevados. Além disso, uma maior complexidade geralmente causa uma maior sensibilidade para temperaturas próximas (como por exemplo, a diferença de temperatura que ocorre nos trocadores de calor). Conforme Srihirin *et al.* (2001) tem-se como consequência que essa é a dificuldade para se obter um alto COP pelo aumento de estágios do ciclo e os efeitos produzidos na prática.

O COP de um ciclo de absorção normalmente situa-se na faixa de 1/3 do COP de um ciclo de compressão de vapores. Contudo deve-se levar em consideração nessa análise que o custo da energia elétrica para o trabalho de compressão, é bem maior do que o custo da energia térmica. O valor comparativamente baixo do COP do ciclo de absorção não deve ser considerado prejudicial para os ciclos de absorção, porque os coeficientes de desempenho dos dois ciclos são definidos diferentemente. O COP do ciclo de compressão de vapor,

é a relação da taxa de refrigeração pela potência na forma de trabalho fornecida para operar o ciclo. Energia na forma de trabalho, normalmente é muito mais valiosa e cara que energia na forma de calor.

Na tentativa de aumentar os coeficientes de desempenho, estudos sobre os SRA são aplicados. Zhang e Zhang (2009) utilizaram tubos trocadores de calor no SRA de H₂O-LiBr, em substituição ao trocador tradicional e mostraram que tubos permutadores são um dos dispositivos mais eficazes para recuperação de calor, aumentando significativamente o COP do sistema.

Chen e Hihara (1999) propuseram um ciclo que utiliza além da energia solar, a elétrica, o que ameniza, porém não exclui a emissão de gases poluentes para a atmosfera. Este novo ciclo teve aumento na eficiência e no COP. Em outro estudo He e Chen (2007) analisaram, entre outros refrigerantes, o R134a que foi utilizado com o absorvente DMF num SRA de calor conduzido em cascata e alcançou temperatura de refrigeração menor que -50 °C na temperatura de geração de 163 °C. Isto representa melhor temperatura de refrigeração do que em um SRA tradicional nas mesmas condições. Porém, não obteve um bom COP.

A equação que determina esse importante parâmetro do ciclo é apresentada no Capítulo 3.

2.5 A Importância da Refrigeração na Conservação dos Alimentos

A refrigeração desempenha um importante papel na conservação dos alimentos e é atualmente uma das formas mais populares utilizadas para este fim. O abaixamento da temperatura reduz a velocidade de proliferação das bactérias e as reações químicas que deterioram os alimentos. Neste contexto, a refrigeração destaca-se por ser um método eficaz que permite que os alimentos cheguem à mesa das pessoas com qualidades nutricionais preservadas. Além disso, a refrigeração pode permitir a conservação sem necessariamente requerer a utilização de compostos conservantes. Dessa forma favorece a obtenção de produtos de alta qualidade e sem aditivos químicos.

Dinçer (2003) retratou que maior importância deve ser agregada às tecnologias de refrigeração, pois ela será um fator essencial na resolução de duas questões do futuro: o fornecimento de alimento suficiente para a demanda de consumidores e o desenvolvimento de novas fontes de energia. Segundo ele, o fornecimento de alimento no futuro também depende da disponibilidade de energia. Entra neste contexto a questão do uso de energia convencional e seus efeitos no meio ambiente. Com isso, ele enfatiza a urgência em promover novos sistemas de energia que promoverão a conservação racional de alimentos perecíveis.

Considerando o caráter indispensável da refrigeração na vida moderna para conservação de alimentos é preciso que ela esteja ao alcance de todos. O sistema de refrigeração por absorção solar é uma forma viável de se levar a refrigeração para muitas regiões do interior do Amazonas, em especial as que são desprovidas de energia elétrica. Estudos sobre os sistemas de refrigeração por absorção solar confirmam que é possível sim obter os benefícios da refrigeração mesmo nestas regiões. Neste caso, o fornecimento da fonte convencional de energia não é fator de empecilho para implantação dos sistemas de refrigeração por absorção.

Para cada alimento, existe uma temperatura de refrigeração adequada. No caso de frutas e verduras, a temperatura e a umidade relativa ótimas de conservação podem variar dependendo da espécie. Mas em geral, a temperatura ideal de conservação é de 10°C, pois estes alimentos são sensíveis a temperaturas muito baixas. O armazenamento em baixa temperatura associado ao controle de umidade pode prolongar a vida útil dos produtos agrícolas frescos contribuindo para a manutenção de suas características desejáveis sensoriais e nutricionais, podendo também minimizar o crescimento dos microorganismos.

No caso de pescados mantidos a uma temperatura de 0 °C sua vida útil é de 8 dias; de 0 a -4°C, o pescado pode ser armazenado por até 12 dias; a 22°C sua vida útil é de apenas um dia e a 38°C apenas 12 horas. No Regulamento da Inspeção Industrial e Sanitária de Produtos de Origem Animal do Ministério da Agricultura, no seu Artigo 439, consta que o pescado considerado fresco é aquele dado ao consumo sem ter sofrido qualquer processo de conservação, a não ser a

ação do gelo. E o pescado resfriado é aquele que é devidamente acondicionado em gelo e mantido em temperatura entre -0,5 e -2 °C.

Mitchell (1987) retratou a influência e a importância da temperatura de refrigeração para manutenção da qualidade de frutas de caroço. Segundo ele, os organismos responsáveis pelos processos de deterioração da fruta espalham-se mais rapidamente em altas temperaturas. No entanto, com o abaixamento da temperatura, os efeitos de deterioração são desacelerados ou estagnados. Assim, é necessário que logo após a colheita estas frutas sejam submetidas à refrigeração. Borde e Jelinek (1987) estudaram um protótipo construído para atender uma carga produtos agrícolas de 15 toneladas, onde a temperatura interna é mantida a 5°C. A água quente é fornecida de 95 a 98°C.

Segundo Lorentzen (1987), o uso de baixas temperaturas constitui um principal meio de conservação de alimentos perecíveis durante o armazenamento e distribuição e ela é largamente aplicada em países desenvolvidos. No terceiro mundo, entretanto, o uso de baixas temperaturas é principalmente limitado aos alimentos para exportação e a necessidade de um setor próspero da população. Alimentos congelados ou refrigerados, na sua presente forma, são geralmente muito caros para os pobres. Há uma necessidade urgente para métodos de refrigeração simples e baratos para habilitar produção de massa de baixo custo e distribuição em condições mais primitivas. O futuro do homem, e sua oferta de alimentos, em particular depende da disponibilidade de energia suficiente. Atualmente, combustíveis fósseis transportam a principal carga, mas no decorrer do próximo século, novas fontes de energia, tais como de fusão nuclear terão que ser comissionados (autorizados por alguém). A tecnologia de refrigeração desempenhará um importante papel neste desenvolvimento.

Portanto, a refrigeração é uma importante aliada em reduzir a ação das bactérias e prolongar a qualidade dos alimentos por mais tempo e o uso de sistemas de refrigeração por absorção, tendo como fonte de energia a radiação solar, poderá contribuir significativamente para as melhorias das condições de vida das comunidades do interior do Estado do Amazonas, que enfrentam dificuldades para conseguir conservar e comercializar frutos e pescados.

2.6 Otimização de um SRA

O conceito de otimização está intrinsecamente ligado aos princípios que envolvem a análise de muitas decisões complexas. Analistas de pesquisa operacional, engenheiros administradores e outros profissionais são constantemente confrontados com problemas de alta complexidade presentes na vida real. Esses problemas envolvem tomadas de decisões que, em sua maioria, são impossíveis de serem obtidas através de uma análise do problema por parte dos profissionais devido ao elevado número de soluções possíveis.

Atualmente, devido à alta competitividade, não basta mais ter uma solução aceitável para um determinado problema, faz-se necessário que essa solução, além de satisfazer o problema, seja a melhor possível. Problemas de tomadas de decisões são freqüentes no dia-a-dia. Escolher o melhor trajeto a percorrer de carro ou quanto e em quais aplicações investir parte do salário são exemplos típicos. Empresas também enfrentam problemas de tomada de decisões ao desenvolverem produtos e aos planejarem suas operações. Nesse sentido está inserida a área de otimização, buscando desenvolver e aplicar métodos que auxiliem os profissionais na busca pela melhor solução possível na tentativa de melhorar aspectos operacionais.

Ao lado da simulação, a otimização compreende um conjunto de ferramentas matemáticas que possibilitam a tomada de decisão com base em parâmetros ajustados de acordo com as perspectivas de desempenho que se pretende para determinado sistema. Existem métodos clássicos de resolução desses problemas.

Fábrega (2010) apresenta uma revisão desses métodos e as condições as quais cada um se aplica. Dentro do simulador (Aspen Hysys®) utilizado no desenvolvimento deste trabalho, está inserida a ferramenta *Optimizer*, na qual os métodos de otimização podem ser escolhidos de acordo com a necessidade de cada sistema. Eles são: Fletcher Reeves, aplica-se a sistemas sem restrições; Quase Newton, também aplica-se a sistemas sem restrições; BOX, é usado em sistemas com restrições de desigualdade; SQP (Programação Quadrática

Seqüencial), quando se pretende obter a minimização de alguma variável do sistema e Mixed, representa uma junção dos métodos BOX e SQP.

Ao término desse capítulo de revisão bibliográfica, percebe-se a importância da realização de estudos de sistemas de refrigeração por absorção, aplicados à conservação de alimentos, não só por ser um tema importante e de grande aplicação, mas principalmente por ser uma área que ainda permite grandes oportunidades de aprimoramento.

Especificamente em termos de otimização de processos, aliar estudos de aplicação de sistemas de refrigeração por absorção com técnicas de otimização ainda representa uma grande oportunidade de estudo, em face da possibilidade de novas aplicações.

Uma vez apresentada a revisão bibliográfica dos principais tópicos relacionados ao desenvolvimento desse trabalho, faz-se, no próximo capítulo, o detalhamento dos materiais e métodos utilizados.

3 - Materiais e Métodos

Neste capítulo é feita a descrição detalhada da metodologia utilizada na realização desse trabalho, envolvendo: o simulador utilizado, o pacote termodinâmico escolhido e os fluidos de trabalho selecionados para avaliar o ciclo termodinâmico em termos de COP, além das hipóteses adotadas na simulação do ciclo proposto.

É importante ressaltar que o uso de simuladores de processo oferece uma gama de possibilidades de melhoria para que se obtenha o melhor comportamento do sistema, porém, uma análise detalhada das condições operacionais obtidas, face à sua implantação, requer, necessariamente, uma etapa de avaliação da viabilidade econômica. A partir da metodologia implementada e com base nas análises realizadas, englobando os fluidos utilizados e as melhores condições de temperatura e pressão foram obtidos resultados que permitem avaliar a influência desses parâmetros. A Figura 3.1 apresenta um fluxograma das etapas de execução do trabalho realizado.



Figura 3.1 Fluxograma das etapas da metodologia utilizada.

Nas seções seguintes, serão descritas mais detalhadamente cada uma das etapas apresentadas na Figura 3.1.

3.1 Simulação do Sistema de Refrigeração e Validação dos Dados

A primeira etapa de execução do trabalho envolveu a simulação do sistema. Para tanto, foi usado o simulador comercial de processos Aspen Hysys® da Aspen Technology, versão 7.2. A utilização desta ferramenta foi combinada com o uso da planilha eletrônica do Microsoft Office Excel 2007® para análise dos dados obtidos.

Combinando essas duas ferramentas, foi possível avaliar o desempenho termodinâmico do ciclo proposto, alterando variáveis de operação, tais como temperatura e pressão, para que fosse alcançado o maior desempenho possível. O uso do simulador permite obter as propriedades termodinâmicas das substâncias, necessárias para a realização dos balanços de massa e energia nos ciclos, possibilitando o uso de diversos pacotes termodinâmicos, adequados à investigação dos refrigerantes sugeridos neste trabalho para operação no ciclo termodinâmico. Os refrigerantes e absorventes podem ser escolhidos de acordo com as necessidades de cada sistema estudado, definindo-se na sequência o melhor pacote termodinâmico para calcular as propriedades das substâncias selecionadas.

Nesse trabalho, o pacote termodinâmico utilizado na avaliação das propriedades necessárias para os cálculos do COP foi a equação de estado de Peng-Robinson (1976), apresentada na Equação 3,1 que justamente por envolver substâncias polares, apresentou resultados coerentes com os encontrados na literatura.

$$P = \frac{RT}{v-b} - \frac{a}{v^2 + ubv + wb^2} \quad (3.1)$$

na qual $u = 2$, $w = -1$

$$b = \frac{0,07780RT_c}{P_c} \quad a = \frac{0,45724R^2T_c^2}{P_c} \left[1 + f(\omega)(1 - T_r^{0,5}) \right]^2, \text{ em que}$$

$$f(\omega) = 0,37464 + 1,54226\omega - 0,26992\omega^2$$

Neste trabalho, o SRA utilizado nas simulações foi baseado no trabalho de Karamangil *et al.* (2010) que realizaram uma revisão acerca dos pares refrigerante-absorvente utilizados nos SRA. Em suas análises, eles compararam o COP dos sistemas de H₂O-LiBr, NH₃-LiNO₃ e NH₃-H₂O que foram 0,76; 0,55 e 0,54, respectivamente. No presente estudo, para validar os resultados, somente o par NH₃-H₂O foi analisado em termos do COP, bem como a variação de diferentes temperaturas no evaporador, para que demandas para conservação de diferentes tipos de alimentos fossem atendidas.

O ciclo do caso base utilizado, para o par NH₃-H₂O, retirado de Karamangil *et al.* (2010), é assim descrito a seguir. As correntes referem-se ao fluxograma apresentado na Figura 3.2, que ilustra a tela do simulador de processos para o ciclo. Ao sair do evaporador a uma temperatura de 4 °C (corrente 6), o refrigerante na fase vapor passa pelo trocador de calor do refrigerante (TC solução), gerando a corrente 7 que alimenta o absorvedor (ABS), no qual ocorre o processo exotérmico da absorção, ou seja, vapor de refrigerante é absorvido pelo fluido secundário chamado de absorvente, formando uma solução. Essa solução rica em refrigerante (corrente 8) troca calor com a corrente 1 de refrigerante no TC solução-refrigerante, gerando a corrente 9. A corrente 1 é proveniente do gerador. A corrente 9 segue para a bomba, elevando sua pressão, gerando então a corrente 10. Em seguida, essa corrente 10 troca calor (TC refrigerante) com a corrente 12 de absorvente (solução pobre), que é a corrente de fundo do gerador, formando então a corrente 11 que alimenta o gerador.

Energia térmica é fornecida ao gerador para realizar a vaporização da solução rica em refrigerante, gerando assim uma fase vapor rica no refrigerante e uma fase líquida rica em absorvente. A corrente 1, vapor de refrigerante com alto grau de pureza, troca calor com a corrente 8, formando a corrente 2 que alimenta o condensador e a corrente líquida que deixa o gerador (12), troca calor com a corrente 10, gerando a corrente 13, que passa por uma válvula de expansão,

gerando a corrente 14, que alimenta o absorvedor. No condensador a corrente 2 é resfriada usando água como utilidade fria, gerando a corrente 3, que troca calor com a corrente 6, produzindo uma corrente de refrigerante resfriado (4), a qual passa por uma válvula de expansão, gerando a corrente 5, a baixa pressão e baixa temperatura, que alimenta o evaporador no qual é retirado o calor necessário para resfriar a câmara onde estarão armazenados os alimentos. A corrente 5 vaporiza, transformando-se na corrente 6, fechando assim o ciclo.

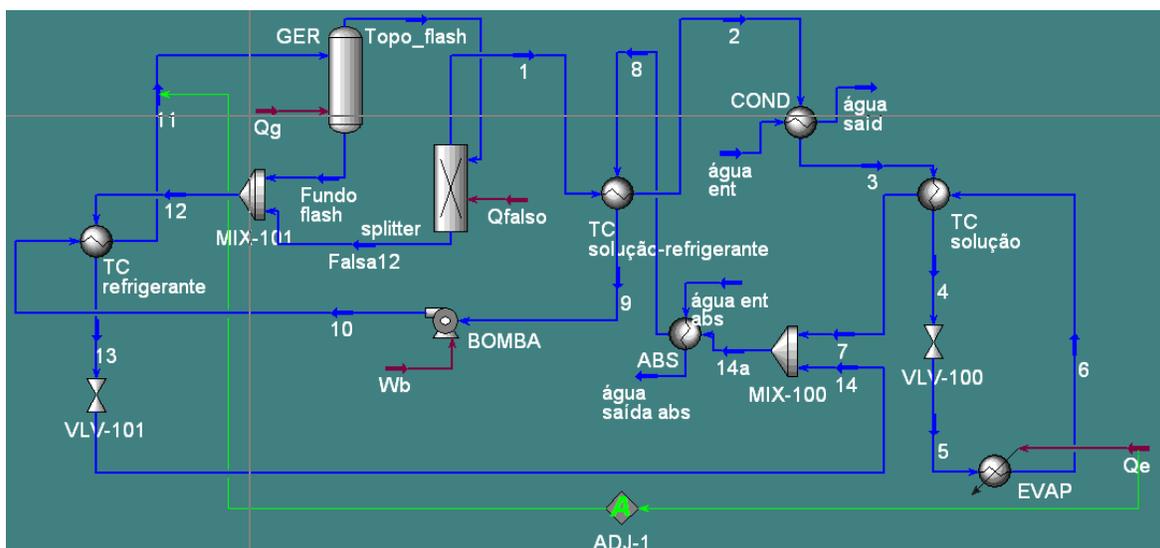


Figura 3.2 Tela do simulador Aspen Hysys com o ciclo utilizado nesse trabalho.

As seguintes hipóteses foram adotadas no desenvolvimento das simulações, são elas:

- No evaporador (EVAP), há apenas troca de calor latente; a corrente de entrada é uma mistura de líquido e vapor saturado e a corrente de saída está no estado de vapor saturado;

- A corrente de topo gerador [1] é vapor de refrigerante 100 % puro;

- O ciclo opera em regime permanente;

- Os equipamentos que compõem o ciclo foram considerados adiabáticos;
- As quedas de pressão nos trocadores de calor, no gerador e no absorvedor foram desprezadas (nesse caso, o ciclo passa a ter apenas duas pressões de operação, alta e baixa, conforme pode ser observado na descrição do ciclo a seguir);
- Variações de energia cinética e potencial em cada volume de controle do ciclo também foram desprezadas.

Para a validação deste sistema, um *splitter* foi utilizado na construção e simulação. Dessa forma, foi possível obter o fluido refrigerante na forma pura na saída do gerador até entrar no evaporador. Essa condição permite que todo refrigerante seja vaporizado no evaporador, gerando uma temperatura de refrigeração adequada para aplicações na refrigeração. Quando o separador é utilizado para exercer a função do gerador sem o auxílio do *splitter*, não é possível obter uma amônia pura no circuito do refrigerante. Obtém-se um refrigerante com pureza superior a 99%, porém, matematicamente, isso impede que a temperatura na saída seja adequada para a refrigeração, pois esta temperatura é aproximadamente de 70°C, sendo então inadequada para o fim proposto. Essa ocorrência se deve ao fato de o simulador considerar que uma pequena quantidade de absorvente evapora junto com o refrigerante. Uma vez que não se tem um vapor de refrigerante puro, muito mais energia será necessária para vaporizar a solução oriunda do condensador na forma liquefeita. Isso resultaria em uma alta temperatura na saída do evaporador.

A ferramenta matemática representada pelo *splitter* foi utilizada para que o sistema simulado funcionasse. Na prática não existe essa ferramenta, porém o ciclo funcionará normalmente.

3.1.1 Descrição do SRA Proposto

O SRA proposto para ser estudado nesse trabalho é um sistema de simples efeito, cujo diagrama está apresentado na Figura 3.3.

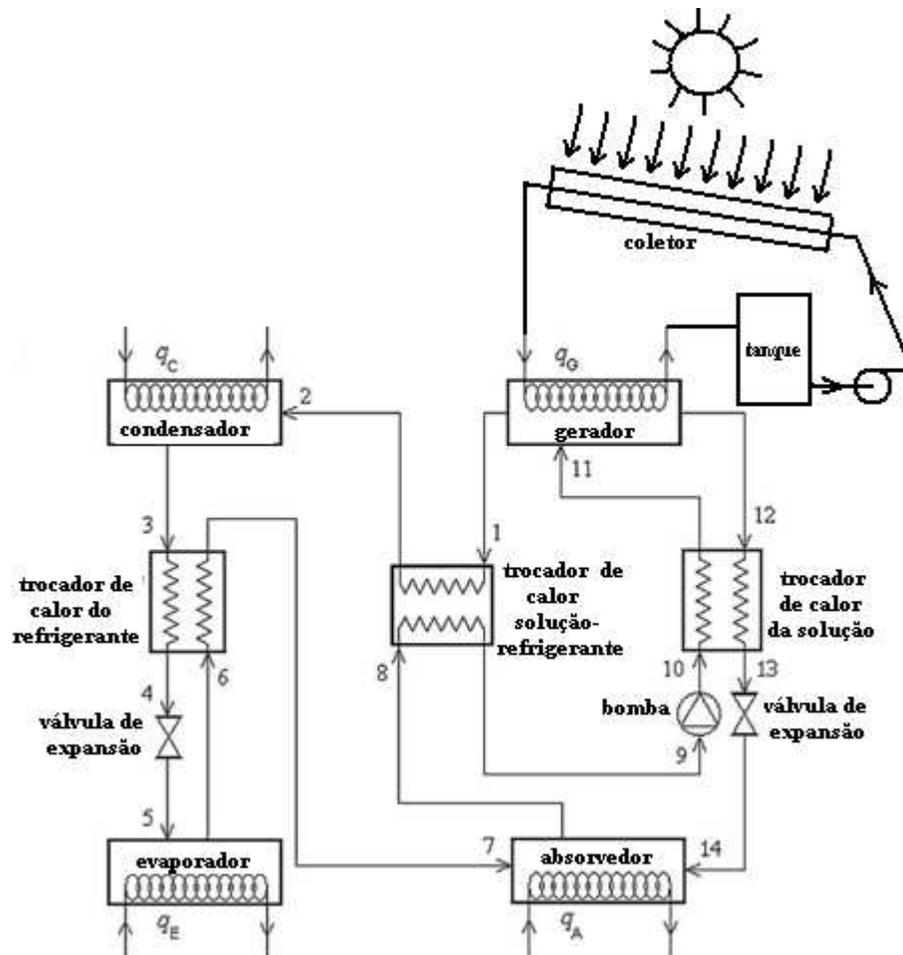


Figura 3.3 Sistema de refrigeração por absorção (adaptado de Karamangil *et al.*, 2010).

Ele é composto por um gerador, um condensador, um absorvedor, um evaporador e mais três trocadores de calor intermediários, além de válvulas de expansão e de uma bomba da solução. A base de cálculo utilizada nas simulações foi uma carga de refrigeração de no máximo 3 kW para todos os sistemas, variando-se as temperaturas de evaporação, condizentes com as demandas de frio requeridas para a conservação dos alimentos.

Esta carga fornece a demanda necessária para conservar frutas e pescados em uma câmara frigorífica com movimentação mínima diária de 2.500 kg e carga total máxima de aproximadamente 12.000 kg de produto, dependendo da temperatura da câmara, pois é levado em conta o calor específico de cada produto.

Foram avaliadas as seguintes temperaturas de operação do evaporador de -18, -2, 0, 4, 10 e 15 °C, considerando que no mesmo há somente troca de calor latente. Essa faixa de temperatura permite armazenagem de alimentos por um período de 3 dias a 12 meses, conforme a temperatura exigida para cada produto. Também foi avaliada a temperatura de 20 °C, que é adequada para fins de climatização de ambientes.

3.1.2 Balanço de Massa e Energia

Os balanços de massa e energia podem ser expressos fazendo uso das taxas de fluxo de massa e dos valores das entalpias específicas das diferentes correntes presentes no ciclo.

As equações de balanço podem ser assim descritas:

Gerador:

Balanço de massa

$$\dot{m}_{sol. forte} = \dot{m}_{sol. fraca} + \dot{m}_{refrigerante} \text{ (balanço de massa total)} \quad (3.2)$$

$$\dot{m}_{sol. forte} X_{sol. forte} = \dot{m}_{sol. fraca} X_{sol. forte} + \dot{m}_{refrigerante} \text{ (balanço de refrigerante)} \quad (3.3)$$

Das Equações (3.2) e (3.3), as taxas de fluxo de massa das soluções forte e fraca podem ser determinadas conforme as Equações (3.4) e (3.5).

$$\dot{m}_{sol. forte} = \frac{1 - X_{sol. fraca}}{X_{sol. forte} - X_{sol. fraca}} \dot{m}_{refrigerante} \quad (3.4)$$

$$\dot{m}_{sol. fraca} = (1 - X_{sol. forte} / X_{sol. forte} - X_{sol. fraca}) \cdot \dot{m}_{refrigerante} \quad (3.5)$$

A Equação (3.6) representa a taxa de fluxo que se dá pela razão da taxa de fluxo de massa que sai do absorvedor e passa pela bomba em direção ao gerador pela taxa de fluxo de refrigerante que sai do gerador.

$$f = \frac{\dot{m}_{\text{sol.forte}}}{\dot{m}_{\text{refrigerante}}} = \frac{1 - X_{\text{sol.fraca}}}{X_{\text{sol.forte}} - X_{\text{sol.fraca}}} \quad (3.6)$$

As capacidades de calor dos principais componentes do sistema são obtidas conforme as Equações (3.7), (3.8), (3.9), e (3.10).

$$Q_g = H_1 + (f - 1) H_{11} - f H_{12} \quad (3.7)$$

$$Q_c = H_2 - H_3 \quad (3.8)$$

$$Q_e = H_6 - H_5 \quad (3.9)$$

$$Q_a = f H_8 - (f - 1) H_{14} - H_7 \quad (3.10)$$

3.1.3 Coeficiente de Desempenho

As análises realizadas nesse trabalho foram em função do coeficiente de desempenho do ciclo (COP), pois este parâmetro é de suma importância para o sistema. O COP é a medida do desempenho termodinâmico do sistema, baseado na Primeira Lei da Termodinâmica, considerando, portanto, a conservação de energia no SRA. Quanto maior o COP, melhor é a relação entre a capacidade de refrigeração e a energia fornecida. Ele é determinado pela Equação 3.11.

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g + W_b} \quad (3.11)$$

No qual, Q_e é a quantidade de calor absorvida pelo sistema no evaporador e Q_g é o calor adicionado ao sistema no gerador e W_b é o trabalho requerido para bombear a solução para o gerador. Na maioria dos casos, o trabalho necessário para a bomba da solução é insignificante em relação à energia necessária no gerador.

Karno e Ajib (2008) afirmaram que o trabalho da bomba equivale a cerca de 1 % da energia consumida no gerador, dependendo da capacidade de refrigeração necessária do SRA. No presente estudo, o trabalho requerido para acionar a bomba foi de 0,4% em relação a energia necessária no gerador, portanto o trabalho da bomba pode ser desprezado para fins de cálculo.

3.1.4 Fluxo Mássico

O fluxo mássico também é um importante parâmetro do sistema, pois ele determina as dimensões físicas dos equipamentos, bem como a energia de bombeamento necessária para bombear a solução para o gerador. Ele é definida de acordo com a Equação 3.12.

$$f = \frac{m_8}{m_1} \quad (3.12)$$

no qual, f é o fluxo mássico que se define como a razão do fluxo da solução vinda do absorvedor (m_8) que passa pela bomba em direção ao gerador pelo fluxo de refrigerante que sai do gerador (m_1).

Utilizando as ferramentas computacionais descritas nesse capítulo e também as equações de balanço de massa e energia para obter os parâmetros necessários para realizar a análise termodinâmica do sistema de refrigeração por absorção, em especial, a obtenção do COP do ciclo, foram realizadas diversas simulações que permitissem avaliar a influência de algumas variáveis operacionais, bem como o melhor par absorvente-refrigerante. Os resultados obtidos são apresentados e discutidos no próximo capítulo.

3.2 Otimização do Sistema de Refrigeração em Termos do COP

A otimização do COP do sistema foi realizada com o uso do pacote *Optimizer* do Aspen Hysys®, versão 7.2, presente no próprio simulador, onde variáveis do processo foram manipuladas com o objetivo de aumentar o coeficiente de desempenho do SRA. O objetivo da otimização do sistema é encontrar valores para as variáveis do sistema, como pressões e temperaturas, que maximizem o COP, e o melhor desempenho do sistema seja alcançado.

Dentre os métodos presentes neste pacote foi utilizado o Método BOX, pois, conforme sua metodologia é o mais adequado para a resolução do problema.

O método BOX é um método de busca direta para problemas que envolvem apenas restrições de desigualdade e equações não-lineares. Esse método não necessita do cálculo de derivadas, apenas avaliações da função objetivo.

Dado que $f: R^n \rightarrow R$ e o conjunto de restrições definidos como $g_j(x) \leq 0, i = 1, 2, \dots, m$, assume-se que um ponto inicial x^0 satisfaz as restrições.

Neste método, $j \geq n + 1$ pontos são usados onde um deles é o ponto inicial dado. Os demais pontos necessários são gerados um por vez através de uma distribuição aleatória uniforme no intervalo (0, 1). Assim cada dimensão i de cada ponto é definida como:

$$x_i = l_i + r_i(u_i - l_i) \quad (3.13)$$

na qual l_i é o limite inferior das variáveis, u_i o limite superior e r_i um escalar aleatório definido uniformemente no intervalo [0,1]. Se um dado ponto selecionando violar as restrições das variáveis x_i, i, \dots, n , então ele é movido metade da distância em direção ao centróide dos pontos já selecionados, incluindo o ponto inicial (Equação 3.13). Procedendo dessa maneira, $(j - 1)$ pontos são satisfazem as restrições. Vale notar que as restrições devem estar definidas como uma região convexa.

$$x_{novo} = (x + x_c)/2 \quad (3.14)$$

onde o centróide é calculado da seguinte maneira:

$$x_c = \frac{1}{j-1} [\sum_1^j x_j - x] \quad (3.15)$$

Este processo é repetido até que todas as restrições sejam satisfeitas. A função objetivo é avaliada para cada ponto gerado. O ponto com menor valor da função objetivo é substituído por um ponto no qual esteja localizado e vezes distante do centróide dos pontos restantes:

$$x_{novo} = \varepsilon (x_c - x) + x \quad (3.16)$$

Um valor recomendado para ε é 1,3. Se um ponto permanece repetindo como sendo o de menor valor da função objetivo por diversas vezes consecutivas, então ele é movido de acordo com a Equação 3.13. Se esse novo ponto viola as restrições então ele é ajustado novamente segundo a Equação 3.13. A convergência do algoritmo é definida como após k avaliações da função objetivo o valor não se altera.

Segundo Enibe (1997) o objetivo da otimização, em geral é selecionar o melhor conjunto de variáveis a fim de maximizar ou minimizar um determinado critério de desempenho (ou função objetivo). Isso é melhor realizado quando a função objetivo pode ser expressada como uma função explícita das variáveis independentes

Um dos objetivos almejados no estudo de SRA é o aumento da eficiência destes sistemas. Isso permitirá uma maior concorrência com sistemas de compressão de vapor. A otimização realizada neste trabalho foi em função do COP, o qual é um parâmetro muito importante e deve ser considerado em uma possível implantação de um SRA. A aplicação de uma faixa de temperatura para avaliar o comportamento do COP com a variação dessa variável, permitirá um valor bem próximo das melhores condições para determinado sistema. A otimização é muito importante, pois com o uso do pacote de otimização, é possível obter “o” melhor resultado possível considerando a faixa de variação das variáveis testadas e as restrições do sistema.

Na análise de sensibilidade feita anteriormente, os sistemas NH₃-H₂O e R134a-DMF foram os que obtiveram os melhores resultados. Portanto, esses sistemas foram os escolhidos para serem otimizados.

Segundo Khan (2008) a formulação do problema do sistema é talvez a etapa mais importante em um problema de otimização. Para tanto, essa etapa requer a identificação de uma aplicação e organizá-la dentro de um modelo matemático. Assim, tem-se: a função objetivo e as restrições.

A função objetivo representa o processo sendo analisado, em termos de variáveis-chave. As restrições descrevem as relações entre as variáveis. As restrições surgem dos limites físicos das variáveis, relações empíricas, leis físicas, etc. Para o sistema estudado nesse trabalho tem-se:

Função objetivo: maximizar COP (Q_g, Q_e)= Q_e/Q_g

Sujeito a $Q_e \leq 3 \text{ kW}$

Como dito anteriormente, o método mais adequado para estes ciclos é o BOX, pois restrições de desigualdade são consideradas para a otimização do SRA. Esse método não necessita do cálculo de derivadas, apenas avaliações da função objetivo.

Considerando que o COP é obtido de acordo com a Equação 2.2, as equações inseridas no otimizador provêm do balanço de massa do gerador e do evaporador.

De acordo com Equação da 1ª Lei da Termodinâmica, o balanço de energia é feito conforme a Equação 3.17.

$$\Delta E_{pot} + \Delta E_{cin} + \Delta H = Q - W \quad (3.17)$$

Para o sistema de refrigeração por absorção estudado, considerando válidas as hipóteses adotadas, a Equação 3.17 pode ser reescrita da seguinte forma:

$$Q = \Delta H \quad (3.18)$$

Dessa forma, o balanço de energia para o gerador está representado pela Equação 3.19

$$Q_g = (\dot{m}_{topo_flash} \cdot \dot{H}_{topo_flash} + \dot{m}_{fundo_flash} \cdot \dot{H}_{fundo_flash}) - (\dot{m}_{11} \cdot \dot{H}_{11}) \quad (3.19)$$

Na qual Q_g refere-se ao calor adicionado ao gerador, \dot{m} é o fluxo de massa da referida corrente e \dot{H} é a entalpia da corrente denominada no subscrito. E o balanço de energia do evaporador, está representado pela Equação 3.20

$$Q_e = (\dot{m}_6 \cdot \dot{H}_6) - (\dot{m}_5 \cdot \dot{H}_5) \quad (3.20)$$

na qual Q_e significa a energia na forma de calor que é retirada do sistema a ser refrigerado pelo evaporador.

Como a função objetivo, é otimizar o COP (Q_e/Q_g), todas as correntes referentes a entalpia, temperatura, pressão e vazão devem ser consideradas. Portanto, a Tabela 3.1 apresenta as correntes e as variáveis correspondentes.

Tabela 3.1 Correntes inseridas no otimizador que são conectadas no evaporador e no gerador, bem como as variáveis consideradas.

Correntes	Variáveis adicionadas
corrente 11 (que alimenta o gerador)	fluxo de massa entalpia mássica
corrente topo_flash (corrente de refrigerante que sai do gerador)	fluxo de massa entalpia mássica
corrente fundo_flash (corrente da solução fraca que sai do gerador)	temperatura pressão
corrente 5 (corrente de entrada evap)	entalpia mássica
corrente 6 (corrente de saída do evap)	temperatura pressão

Uma das etapas da otimização é a inserção das restrições do sistema. São elas:

-temperatura fundo_flash = temperatura topo_flash

-pressão topo_flash = pressão fundo_flash

-temperatura da corrente 6 > temperatura da corrente 5

-pressão da corrente 5 = pressão da corrente 6

4 - Resultados e Discussões

Neste capítulo serão apresentados e discutidos os resultados obtidos nas simulações, tais como os resultados da análise de sensibilidade de parâmetros importantes como temperatura do gerador, do condensador e do evaporador e a taxa de fluxo da solução.

Uma vez finalizada a análise de sensibilidade das variáveis operacionais e sua influência sobre o COP do ciclo de refrigeração por absorção, foi realizado um procedimento de otimização, definindo como função objetivo a maximização do COP do ciclo.

Conforme mencionado no capítulo anterior, o primeiro passo da metodologia adotada no desenvolvimento desse trabalho foi a validação da simulação do SRA utilizando o par $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$. Os dados obtidos no simulador apresentaram boa reprodutibilidade com os dados da literatura, conforme pode ser observado na Tabela 4.1 (valores alimentados no simulador são indicados com um asterisco *). O restante dos valores foram fornecidos pelo simulador.

Os desvios máximos observados nos valores das temperaturas calculadas pelo simulador são de 9%. Esses desvios são aceitáveis uma vez que é preciso considerar incertezas de ambas as partes: dados publicados no artigo e dados obtidos no simulador, especialmente em função do par absorvente-refrigerante ser constituído por moléculas altamente polares.

Depois de validado o sistema com o par $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, também foram avaliadas neste ciclo as misturas R134a-DMF, (R134a+R23)-DMF, (R134a+R32+R23)-DMF. He e Chen (2007) e He *et al.*, (2009), analisaram o SRA com estes fluidos em seus estudos. As siglas desses refrigerantes e do absorvente referem-se às seguintes substâncias: R134a, tetrafluoroetano; R32, difluoroetano; R23, trifluoroetano e DMF, dimetilformamida. Maiores detalhes sobre essas substâncias são fornecidos mais adiante.

Tabela 4.1. Comparação entre as propriedades termodinâmicas do artigo base e dados obtidos do sistema simulado.

Correntes do ciclo	Karamangil <i>et al.</i> , (2010)				Presente estudo			
	T (°C)	P (kPa)	Estado	Composição (% mássica)	T (°C)	P (kPa)	Estado	Composição (% mássica)
1*	90,00	1349,79	V_{sat}	100,00	90,00	1350,0	V_{sat}	100,00
2*	90,00	1349,79	$(L+V)_{sat}$	100,00	90,00	1350,0	$(L+V)_{sat}$	100,00
3*	35,00	1349,79	L_{sat}	100,00	35,00	1350,0	L_{sat}	100,00
4*	25,35	1349,79	$L_{comprimido}$	100,00	25,35	1350,0	$L_{comprimido}$	100,00
5	4,00	497,47	$(L+V)_{sat}$	100,00	4,30	497,5	$(L+V)_{sat}$	100,00
6	4,00	497,47	V_{sat}	100,00	4,30	497,5	V_{sat}	100,00
7	22,12	497,47	$V_{superaq.}$	100,00	26,87	497,5	$V_{superaq.}$	100,00
8	35,00	497,47	L_{sat}	53,14	33,44	497,5	L_{sat}	53,14
9	35,00	497,47	$(L+V)_{sat}$	53,14	33,44	497,5	$(L+V)_{sat}$	53,14
10	35,26	1349,79	$L_{comprimido}$	53,14	33,54	1350,0	$L_{comprimido}$	53,14
11	61,64	1349,79	$L_{comprimido}$	53,14	61,64	1350,0	$L_{comprimido}$	53,14
12	90,00	1349,79	L_{sat}	41,69	90,19	1350,0	L_{sat}	40,38
13*	57,76	1349,79	$L_{comprimido}$	41,69	57,76	1350,0	$L_{comprimido}$	40,38
14	57,76	497,47	$(L+V)_{sat}$	41,69	52,53	497,5	$(L+V)_{sat}$	40,38

4.1 Seleção dos Refrigerantes e Absorventes Utilizados nas Simulações

Na Tabela 4.2, são apresentados os resultados dos quinze testes com refrigerantes puros ou em misturas, realizados usando as seguintes proporções refrigerante/absorvente: 50/50 %, 60/40 % e 70/30 %, base mássica, com a finalidade de avaliar diferentes possibilidades de refrigerantes que podem ser utilizados no sistema proposto. A partir dessas análises foi possível obter a melhor mistura, dentre as quatro analisadas, para ser utilizada no sistema proposto. O absorvente utilizado para a amônia sempre foi a água e para os refrigerantes HFCs (hidrofluorcarbonos) R134a, R23 e R32, sempre o DMF.

Tabela 4.2. Composição da corrente de alimentação do gerador, utilizada nas simulações realizadas em % mássica de refrigerantes e absorventes.

Teste	Absorvente		Refrigerante			
	H ₂ O	DMF	NH ₃	R134a	R23	R32
1	50,0	-	50,0	-	-	-
2	40,0	-	60,0	-	-	-
3	30,0	-	70,0	-	-	-
4	-	50,0	-	50,0	-	-
5	-	40,0	-	60,0	-	-
6	-	30,0	-	70,0	-	-
7	-	50,0	-	39,0	11,0	-
8	-	40,0	-	46,8	13,2	-
9	-	30,0	-	54,6	15,4	-
10	-	50,0	-	35,0	-	15,0
11	-	40,0	-	42,0	-	18,0
12	-	30,0	-	49,0	-	21,0
13	-	50,0	-	30,0	8,0	12,0
14	-	40,0	-	36,0	9,6	14,4
15	-	30,0	-	42,0	11,2	16,8

As proporções das composições das misturas de refrigerantes para a realização dos testes foram baseadas em He e Chen (2007).

Algumas das características importantes, que foram relevantes na escolha dos refrigerantes e absorventes utilizados nesse trabalho, são descritas a seguir como forma de justificar essas escolhas:

-NH₃ ou R717 (amônia): é um fluido natural, de baixo custo, que apresenta COPs mais altos em relação a alguns fluidos (com isso, custo com energia mais baixo). Possui propriedades termodinâmicas e de transporte mais favoráveis e, conseqüentemente, coeficientes de transferência de calor mais altos (exige trocadores de calor menores e de menor custo). A amônia é um gás incolor com um odor pungente forte que pode ser detectada em níveis baixos (por exemplo, 0,05 ppm) em caso de vazamento e não é prejudicial à camada de ozônio. A amônia líquida entra e ebulição à -33 °C na pressão atmosférica. O gás é mais leve que o ar e muito solúvel em água. Além de ter alta capacidade térmica para fornecer refrigeração, o ciclo de NH₃-H₂O pode ser conduzido por calor a baixas temperaturas (abaixo de 100 °C).

-R134a (tetrafluoroetano): é um refrigerante HFC, possui temperatura de ebulição de -26,2 °C (-29,8 °C para R12) e um calor latente de 205 kJ/kg (para o R12 esse valor é de 159 kJ/kg). Ele é um substituto inflamável e não-tóxico para o R12 (diclorodifluorometano), que teve seu uso extinguido conforme o Protocolo de Montreal. O R134a não contribui com a destruição da camada de ozônio, é quimicamente estável, não corrosivo e completamente miscível com o DMF.

-R32 (difluoroetano): é um HFC moderadamente inflamável e possui um GWP (potential de aquecimento global) próximo de zero. É considerado como um substituto de longo prazo adequado para HCFC 22, não é tóxico, é quimicamente estável, não corrosivo e completamente miscível em DMF.

-R23 (trifluoroetano): não é tóxico, quimicamente estável, não corrosivo, não explosivo e completamente miscível em DMF.

-DMF (dimetilformamida): apresenta baixa pressão parcial na solução com hidrocarbonetos halogenados, baixo custo e maior capacidade de absorção para R134a, R32, R23.

A variação de composição e a combinação de diferentes refrigerantes permitirão uma melhor análise quanto aos critérios para a escolha destes fluidos para serem utilizados no ciclo proposto.

4.2 Cálculo da Carga Térmica do Ciclo de Refrigeração

A carga térmica do ciclo de refrigeração representa a quantidade de calor que se deseja remover de um determinado sistema, através da troca térmica indireta entre esse sistema e o refrigerante, através do evaporador, para que as condições desejadas de temperatura dentro de um determinado compartimento sejam mantidas.

O cálculo da carga térmica é importante para o bom funcionamento de uma câmara frigorífica. Quando o produto é resfriado ou congelado, a carga térmica é formada, basicamente, de forma a reduzir sua temperatura até o nível desejado. Já quando se trata de estocagem de produto, a carga térmica é função do isolamento térmico, abertura de porta, iluminação, pessoas e motores. No caso de frutas e hortaliças frescas, o calor de respiração também é considerado. Em suma, o cálculo da carga térmica engloba quatro fontes de calor, que somadas, determinarão a carga térmica total que deve ser retirada da câmara.

As fontes de calor são:

- Transmissão de calor através de paredes, piso e teto;
- Infiltração de calor do ar no interior da câmara pelas aberturas de portas;
- Carga representada pelo produto;
- Fontes de calor como motores, pessoas, iluminação, empilhadeiras, etc..

As temperaturas avaliadas no evaporador foram -18, -2, 0, 4, 10, 15 e 20 °C. Destas temperaturas, 15 e 20 °C não foram avaliadas para conservação de alimentos, mas podem ser utilizadas para outros fins.

As cargas térmicas devem ser calculadas de acordo com cada produto e as devidas condições requeridas para sua conservação. Para atingir -18 °C, que é a menor temperatura avaliada no evaporador, a ocupação máxima da câmara

deverá ser de 8.379 kg. A carga calculada deve estar de acordo com a temperatura interna e o produto armazenado na câmara.

4.3 Resultados da Análise de Sensibilidade dos Parâmetros Operacionais

São apresentados a seguir os resultados da análise de sensibilidade das temperaturas de geração e evaporação sobre o COP. Foram variadas faixas de temperatura no gerador e no absorvedor, bem como o fluxo mássico, descrita na Equação 3.12. Com isso, foi observada a influência da temperatura e da vazão da solução sobre o COP do sistema.

A temperatura de operação da corrente de saída do evaporador, corrente 6, foi variada para obtenção de diferentes pressões de operação do setor de baixa pressão do ciclo (a pressão de 1350 kPa foi mantida em todos os casos analisados), fixando-se sempre o estado de vapor saturado na saída do evaporador. O comportamento da taxa do fluxo mássico também foi analisado com a variação da temperatura do gerador. Na Tabela 4.1 constam as respectivas pressões de saturação para cada fluido e temperaturas testadas no evaporador. Foram fixadas as seguintes temperaturas no sistema: $T_1 = T_2 = 90$ °C, $T_3 = 35$ °C, $T_4 = 25,35$ °C, $T_6 = 4$ °C e $T_{13} = 57,76$ °C. A temperatura na saída do evaporador ($T_6 = 4$ °C) foi alimentada para igualar o valor com o dado de Karamangil *et al.*, (2010), referente à mesma corrente, uma vez que a T_6 calculada pelo simulador foi de $4,03$ °C.

Como pode ser visto na Figura 4.1, à medida que a temperatura do gerador aumenta, o COP do sistema passa por um ponto de máximo desempenho. Isso pode ser observado principalmente para os pares NH₃-H₂O e R134a-DMF. Esse comportamento também foi observado por outros autores. No entanto, para as misturas (R134a-R23)-DMF e (R134a+R32+R23)-DMF o COP apresentou um comportamento quase invariável para as condições analisadas, o que mostra que a variação da temperatura do gerador exerce pouca influência sobre o COP. Nesta análise, foram utilizadas proporções 50/50% de refrigerante-absorvente.

Na Tabela 4.2 constam as quantidades de cada refrigerante quando se tratam de misturas. Segundo He *et al.* (2009), uma vez que as temperaturas de condensação, absorção, e evaporação são fixadas, uma faixa de temperatura de geração que o sistema pode operar é determinada. Eles verificaram que os valores do COP do sistema aumentam quando a temperatura do gerador também aumenta e assim, alcançam seus maiores valores.

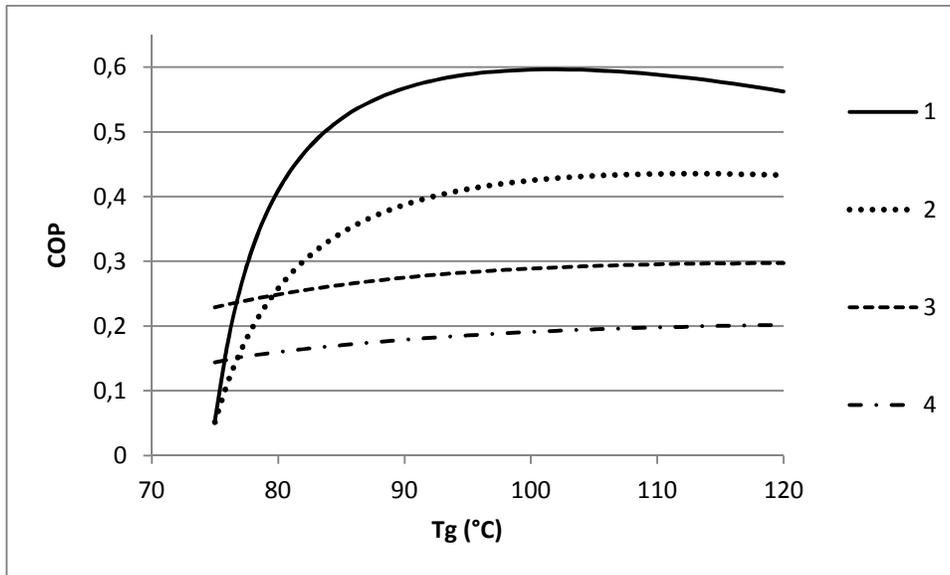


Figura 4.1 Variação do COP com diferentes temperaturas no gerador.
Misturas: 1= NH₃-H₂O, 2= R 134a-DMF, 3= R 134a-23 e 4= R 134a+R 32+R 23-DMF.

Kilic e Kaynakli (2007) e Zhu e Gu (2010), acrescentaram que o COP inicialmente apresenta um significativo aumento conforme aumenta a temperatura da corrente de saída do gerador até um determinado ponto, depois a curva fica quase plana. Eles destacaram que a partir de certo valor, não há melhorias no COP. Abdulateef *et al.* (2008), afirmaram que existe uma temperatura mínima de operação do gerador que pode ser testada para cada ciclo. Assim, cada ciclo não pode operar com temperaturas no gerador menores que este limite. Segundo Horuz (1998), à medida que a temperatura de geração aumenta, aumenta também a transferência de calor para a solução, conseqüentemente, a taxa de refrigeração aumenta, fazendo com que a capacidade de refrigeração seja maior e o COP também.

Fernández-Seara e Vázquez (2001) realizaram um estudo sobre a temperatura ótima do gerador de um SRA de NH₃-H₂O. Eles verificaram que a

temperatura de geração afeta o COP do SRA e que existe um valor de temperatura que é chamada de temperatura ótima de geração, onde o COP alcançado é o máximo possível. Segundo eles, para desenvolver novas estratégias de controle designadas para manter a temperatura ideal no gerador do sistema, é necessário estudar a influência desta temperatura nas condições térmicas de operação e parâmetros de projeto do sistema. A princípio, a temperatura do gerador ótima pode ser influenciada, quer por parâmetros de projeto, como as eficiências dos componentes, refluxo da coluna de destilação, quedas de pressão, diferença da temperatura do evaporador e concentração de refrigerante, ou por condições de operação térmicas, tais como as temperaturas de evaporação, absorção e condensação.

Yari *et al.* (2011) também afirmaram que para cada temperatura dos equipamentos condensador, absorvedor e evaporador, existe um valor ideal da temperatura do gerador, no qual o COP máximo é alcançado. Contudo, mesmo que diferentes pares de fluidos sejam utilizados, bem como diferentes configurações de sistemas de simples efeito, o comportamento do COP em relação ao aumento da temperatura no gerador é o mesmo: à medida que aumenta a temperatura, existe um ponto ótimo de temperatura, conseqüentemente é a temperatura que apresentará o maior COP do sistema.

O fluxo mássico também foi analisado. Como visto na Figura 4.2, ele diminui conforme aumenta a temperatura no gerador para as misturas $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ e R134a-DMF. Porém, para as misturas R134a+R23-DMF e R134a+R32+R23-DMF a temperatura do gerador exerce pouca influência sobre o fluxo mássico e sua respectiva curva permanece quase plana. Sugere-se que estas misturas precisem de condições de temperaturas acima de 110 °C que foi o limite testado nos ciclos por ser considerado a energia solar para seu acionamento. Karno e Ajib (2008) acrescentaram que este comportamento apresentado na Figura 4.2 pelas misturas $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ e R134a-DMF mostra que para obter boas condições de operação, é necessário que o sistema opere com um valor baixo do fluxo mássico que ocorrem a altas temperaturas no gerador. Quanto às misturas que mantiveram seu fluxo mássico quase constante, isso deve ter ocorrido pelas condições utilizadas para

estas misturas. Outras análises com faixas de temperatura maiores devem ser testadas para uma conclusão mais exata.

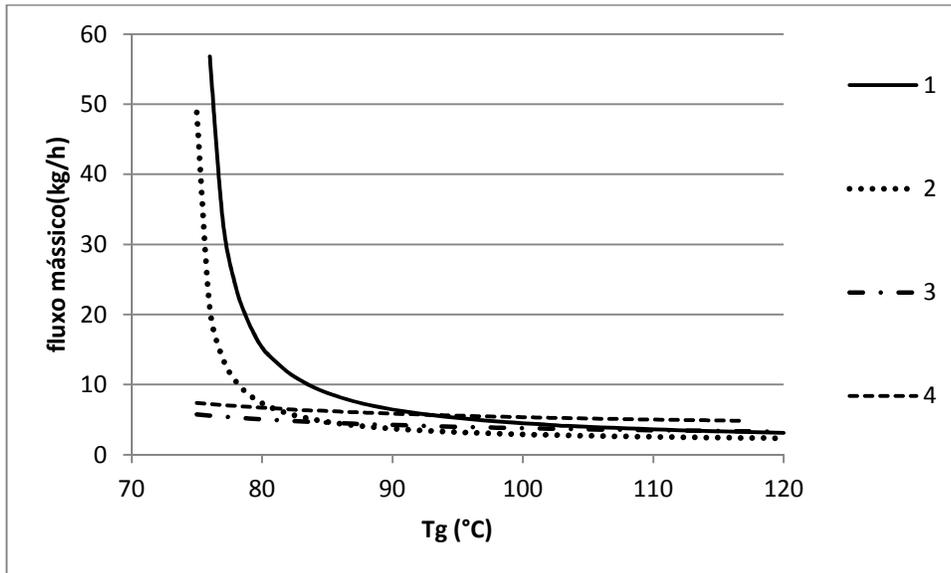


Figura 4.2 Variação da temperatura no gerador com a vazão dos refrigerantes analisados. Foram fixadas as temperaturas no condensador de 35 °C e no evaporador de 4 °C. Misturas: 1= NH₃-H₂O, 2= R 134a-DMF, 3= R 134a-23 e 4= R 134a+R 32+R 23-DMF.

Karamangil *et al.* (2010); Romero *et al.* (2001), afirmaram que o fluxo mássico é definido pela razão do fluxo mássico da solução vinda do absorvedor, que passa pela bomba e segue para o gerador, pelo fluxo mássico de refrigerante que sai do gerador.

Segundo Romero *et al.* (2001), o fluxo mássico caracteriza-se como um importante parâmetro de projeto e otimização, uma vez que ele está diretamente relacionada ao tamanho dos equipamentos como gerador, absorvedor, trocador de calor e a bomba, e conseqüentemente ao custo do projeto.

Como pode ser observado na Figura 4.3, à medida que a temperatura de evaporação aumenta, o COP também aumenta. Segundo Menna *et al.* (2007), esse comportamento termodinâmico é o esperado. Pois se a vazão gerada pela bomba aumenta, o diferencial de pressões do sistema diminui, provocando assim, um aumento na quantidade de calor removido no evaporador. Eles ainda

acrescentaram que quanto menor a temperatura do compartimento que se deseja refrigerar, maior é a energia necessária no gerador. Zhu e Gu (2010) explicaram que a razão do COP aumentar, é que uma maior temperatura no evaporador causará uma maior pressão de absorção. Esse efeito provocará um grande aumento na eficiência de absorção da solução forte. Fernández-Seara e Vásquez (2001) colocaram que a análise pode ser mais simplificada quando a temperatura do evaporador pode ser considerada como constante. Em suas análises, a temperatura ótima do gerador depende unicamente da temperatura média de refrigeração.

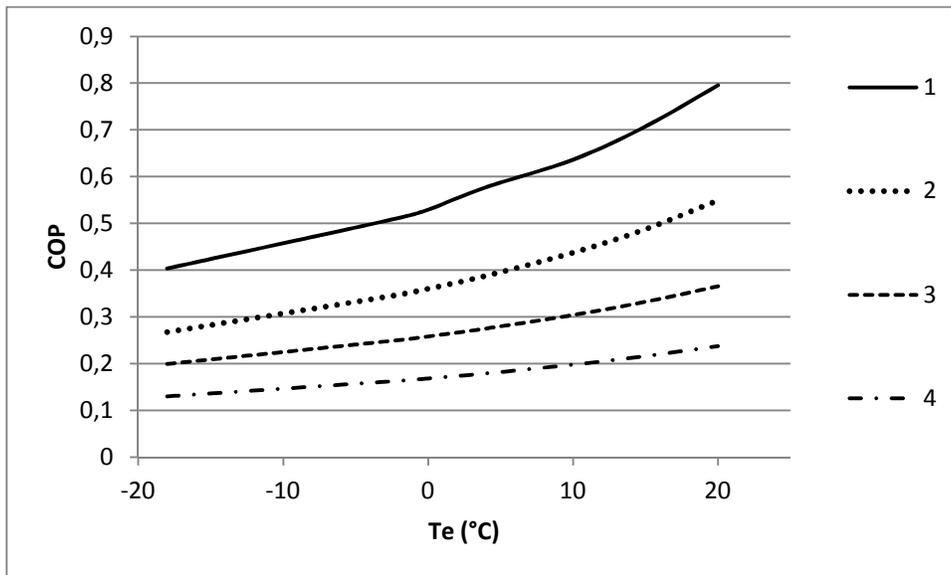


Figura 4.3 Variação do COP com a temperatura do evaporador.
Misturas: 1= NH₃-H₂O, 2= R 134a-DMF, 3= R 134a-23 e 4= R 134a+R 32+R 23-DMF.

A Tabela 4.3 apresenta as respectivas pressões de saturação para cada fluido e temperaturas testadas no evaporador. Foram fixadas as seguintes temperaturas no sistema: $T_1 = T_2 = 90\text{ °C}$, $T_3 = 35\text{ °C}$, $T_4 = 25,35\text{ °C}$ e $T_{13} = 57,76\text{ °C}$. e a pressão do lado de alta pressão foi mantida no valor de 1350 kPa.

Tabela 4.3 Pressões de saturação (P_{sat} em kPa) para cada temperatura avaliada no evaporador para os diferentes fluidos.

Temperatura no evaporador (°C)	NH ₃ -H ₂ O	R134a-DMF	R134a+R23-DMF	R134a+R32+R23-DMF
-18	204,7	144,8	159,6	174,3
-2	393,5	272,0	299,7	326,1
0	424,4	292,6	322,4	350,7
4	492,0	337,3	371,7	404,1
10	608,7	414,2	456,5	495,7
15	721,4	488,0	537,9	583,6
20	849,5	571,4	630,1	683,0

Na Tabela 4.4 são apresentadas as cargas exigidas no gerador com uma carga no evaporador de 3 kW para todos os sistemas avaliados. Essa carga térmica no evaporador pode ser variada conforme a demanda de carga de refrigeração. Isso depende de várias condições de conservação exigidas pelo produto, entre outras descritas no Capítulo 3, no item 3.5. As temperaturas do gerador, condensador e evaporador são de 90, 35 e 4 °C respectivamente. A quantidade de refrigerante (puros ou misturas) foi de 0,50. Os outros 0,50 foi de absorvente.

As condições climáticas características do Estado do Amazonas são viáveis para a implementação de um SRA solar na região para que os benefícios da refrigeração, especialmente para a conservação de alimentos, seja uma realidade principalmente em regiões onde é escassa ou inexistente a fonte de energia elétrica. No entanto, é imprescindível que uma análise termoeconômica seja realizada para verificar a viabilidade de implantação desses sistemas nas condições determinadas. Para tanto, incentivos governamentais para a pesquisa acerca desses sistemas e condições oferecidas para aquisição de sistemas

seriam determinantes para que o SRA solar seja usufruído especialmente pelas populações mais carentes.

Tabela 4.4 Carga de energia que deve ser fornecida ao sistema pelo gerador com diferentes sistemas refrigerante-absorvente.

Fluidos	Q_g (kW)
NH ₃ -H ₂ O	5,05
R134a-DMF	7,74
R134a+R23-DMF	10,91
R134a+R32+R23-DMF	16,76

Como pode ser observado, o par NH₃-H₂O é o que requer menor energia para acionar o sistema. Esta fonte de calor pode ser fornecida por um sistema solar. Dinçer *et al.* (1996) estudaram um SRA acionado por energia solar, cujo Q_g foi de 7,6 kW.

4.4 Resultados da Otimização

As Tabelas 4.5, 4.6 e 4.7 mostram as variáveis que foram submetidas à otimização, bem como a comparação dos sistemas sem otimização e com otimização.

Na Tabela 4.5, o COP do sistema otimizado aumentou 18% em relação ao artigo de referência e 8% em relação ao sistema estudado neste trabalho antes da otimização. E a vazão diminuiu em 26%.

Tabela 4.5 Resultados da otimização do sistema NH₃-H₂O com 53,14% de refrigerante.

Variáveis	Refrigerante-absorvente		
	NH ₃ -H ₂ O Karamangil et. al (2010) (sem otimização)	NH ₃ -H ₂ O deste trabalho (sem otimização)	NH ₃ -H ₂ O deste trabalho (com otimização)
T _g (°C)	90	90	72,73
T _e (°C)	4	4,306	8,612
Palta (kPa)	1349,79	1350	678,3
Pbaixa (kPa)	497,47	497,5	566,2
Vazão (kg/h)	43,96	43,96	32,26
COP	0,54	0,59	0,64

Para os sistemas de NH₃-H₂O com 50% de refrigerante, o aumento no COP alcançado foi de 10% depois da otimização, como consta na Tabela 4.6. Depois da otimização, a vazão diminuiu 39%.

Tabela 4.6 Resultados da otimização do sistema NH₃-H₂O com 50% de refrigerante.

Variáveis	Refrigerante-absorvente	
	NH ₃ -H ₂ O deste trabalho (sem otimização)	NH ₃ -H ₂ O deste trabalho (com otimização)
T _g (°C)	90	76,84
T _e (°C)	4	4
P alta(kPa)	1350	681,6
P baixa (kPa)	492	492
Vazão (kg/h)	58,93	35,63
COP	0,57	0,63

O COP do sistema de R134a-DMF foi aumentado 25% em relação ao sistema antes da otimização. A vazão foi 37% diminuída, conforme os resultados contidos na Tabela 4.7.

Tabela 4.7 Resultados da otimização do sistema R134a-DMF com 50% de refrigerante.

Variáveis	Refrigerante-absorvente	
	R134a-DMF deste trabalho (sem otimização)	R134a-DMF deste trabalho (com otimização)
T_g (°C)	90	78,18
T_e (°C)	4	4
P alta(kPa)	1350	677
P baixa (kPa)	337,3	337,3
Vazão (kg/h)	237,1	148,6
COP	0,39	0,49

Os resultados contidos nas Tabelas 4.5, 4.6 e 4.7 mostraram que com o uso da ferramenta *Optimizer*, foi possível obter resultados satisfatórios das variáveis submetidas à otimização, pois as melhores condições para maximização do COP do ciclo de refrigeração foram detectadas e o pacote de otimização BOX mostrou-se adequado. Com base nestes dados, pôde-se mostrar a importância do uso dessa ferramenta, especificamente em sistemas de refrigeração por absorção.

Para que a função objetivo COP (Q_e/Q_g) fosse alcançada, as entalpias e as vazões das correntes conectadas ao gerador e evaporador foram consideradas e o balanço de energia foi realizado. A energia do evaporador (Q_e) foi fixada e considerada como restrição pelo sistema. Com isso, para maximização do COP, a energia do gerador foi reduzida no processo da otimização. Os sistemas de NH_3-H_2O com 53,14% de refrigerante, de NH_3-H_2O com 50% de refrigerante e de R134a-DMF com 50% de refrigerante otimizados, maximizaram o COP em 8, 10 e 25 %, em relação aos sistemas sem otimização.

Bulgan (1995) desenvolveu um modelo teórico para o SRA de NH_3-H_2O . Ele maximizou o COP para uma faixa de temperatura do evaporador, condensador e absorvedor. Os resultados mostraram que o modelo matemático de otimização

pode ser usado com sucesso para a obtenção do ponto ótimo. O máximo COP foi de 0,88.

Marcos *et. al* (2011) estudaram um novo método para calcular as condições de trabalho com o intuito de maximizar o COP de sistemas de H₂O-LiBr de simples e duplo efeito. O método proposto determina o COP pelo cálculo do efeito da diferença na concentração da solução no absorvedor e dessorvedor ou pelo risco de cristalização. O parâmetro escolhido como uma referência para otimizar o COP foi a variação na concentração da solução. O método mostrou-se seguro para prever os parâmetros que otimizam o COP neste sistema estudado.

Kernen *et. al* (1995) otimizaram o COP levando em conta o comportamento da solução utilizada no ciclo. Um modelo termodinâmico de separação de fases baseado na energia Gibbs em excesso foi formulado e uma função matemática foi desenvolvida. Com a otimização, eles pretenderam auxiliar na escolha de um par de fluido para um ciclo de absorção. O modelo criado pode permitir que o otimizador dê a definição de propriedades necessárias do fluido nas quais o COP máximo pode ser alcançado. Eles colocaram que a definição clara das propriedades desejadas, evita o trabalho experimental na fase inicial de desenvolvimento. Os resultados mostram que COPs entre 0,7 e 1,65 foram alcançados.

O resultado das otimizações das temperaturas do gerador mostraram que a melhor condição para o alcance do COP máximo são em temperaturas abaixo de 79 °C. Isso representa um motivo a mais para que estes sistemas possam ser utilizados em áreas sem energia elétrica para fins de conservação de alimentos. Além disso, o uso da energia solar para acionar estes sistemas pode ser ainda mais viável para as temperaturas do sistema otimizado.

Saghiruddin (2001) otimizaram as temperaturas do gerador num SRA de duplo-efeito com o intuito de este sistema ser capaz de usar a energia de placas coletoras comuns e compararam os resultados como um sistema de único efeito. A análise econômica foi realizada para o uso de placas coletora comuns, coletor solar de tubos evacuados, biogás e gás de petróleo liquefeito (GLP), a fim de comparar o efeito dessas diferentes fontes de energia sobre o desempenho dos

sistemas. As propriedades termodinâmicas, tais como entalpia específica, temperatura de saturação, pressão e concentração das misturas $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$, $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ e $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ usadas como fluidos de trabalho no sistema foram consideradas.

Os desvios percentuais no COP do sistema de $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ de duplo efeito em relação ao de simples efeito foram em torno de -32 % para + 15 %, -38 % para + 10 %, -3 % para + 17 % e - 3 % para + 16 % quando se utiliza o coletor solar de placa comum, de tubos evacuados, biogás e GLP, respectivamente.

Na análise do uso de diferentes fontes de energia, mostraram que as temperaturas ótimas do gerador são obtidas com o uso de coletores de tubos evacuados, biogás e LGP, em relação ao coletor solar de placa comum. Isso ocorre porque à medida que a temperatura do gerador aumenta, a tendência é provocar aumento no COP também. Logo, sistemas com fontes de temperatura maiores, terão melhor desempenho quando forem comparadas.

Outro parâmetro importante é a taxa de fluxo da solução. Para os sistemas de $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ com 53,14% de refrigerante, de $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ com 50% de refrigerante e de R134a-DMF com 50% de refrigerante otimizados, a taxa de fluxo foi diminuída em 26, 39 e 37 %, respectivamente, em relação aos sistemas sem a otimização. A diminuição dessa variável, é mais um ganho obtido com a otimização, pois segundo Romero *et al.* (2001), a taxa de fluxo caracteriza-se como um importante parâmetro de projeto e otimização, uma vez que ela está diretamente relacionada ao tamanho dos equipamentos como gerador, absorvedor, trocador de calor e a bomba. Portanto, é ela quem determina o tamanho dos equipamentos e, conseqüentemente, interfere no custo do projeto.

5 - CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

As análises de sensibilidade foram realizadas com o intuito principal de buscar condições melhoradas que fossem responsáveis pelos maiores COPs alcançados. Nas condições analisadas de diferentes temperaturas no gerador e o efeito dessa variação sobre o COP tiveram influência considerável especialmente com os sistemas de $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ e R 134a-DMF, onde os resultados das simulações mostraram que o COP aumenta, quando aumentam as temperaturas do gerador. Dentre eles, o sistema de $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ apresentou o maior COP (0,59) nas temperaturas de geração de 101 e 102 °C e para o sistema de R134a-DMF, o COP foi de 0,38. Para o restante das misturas analisadas, quase não houve alteração no COP.

Diante dessas análises de sensibilidade, as temperaturas ótimas de cada mistura foram detectadas. A influência da temperatura do gerador sobre a vazão também foi analisada, pois a vazão determina o tamanho dos equipamentos. À medida que aumenta a temperatura do gerador, a vazão diminui. A influência da temperatura do evaporador causou aumento no COP à medida que esta aumenta.

Os resultados da otimização realizada com os pares que obtiveram melhores resultados na análise de sensibilidade ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ e R 134a-DMF) mostraram que o maior COP pode ser obtido com temperaturas no gerador abaixo de 79 °C. Esta temperatura pode ser fornecida pelo sistema solar.

Utilizando o método BOX para a maximização da função objetivo (COP), a melhor condição do sistema otimizado apresentou COPs maximizados em 8, 10 e 25 % para os sistemas de $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ com 53,14% de refrigerante, de $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ com 50% de refrigerante e de R134a-DMF com 50%, respectivamente. Além disso, a taxa de fluxo foi diminuída em 26, 39 e 37 % para esses mesmos sistemas.

Portanto, de acordo com a análise de sensibilidade complementada com a otimização para detecção das melhores condições e maior desempenho do sistema, tem-se que as condições de operação encontradas são satisfatórias para serem utilizadas em sistemas que utilizam energia de baixo grau, como a energia solar.

O simulador de processos utilizado mostrou-se uma ferramenta adequada para avaliar a influência das variáveis operacionais do ciclo estudado.

Diante do trabalho realizado e da importância de sistemas de refrigeração por absorção, é interessante que outras análises acerca destes sistemas sejam realizadas. Assim, como sugestões para trabalhos futuros, a fim de dar continuidade a esse estudo, tem-se:

- Avaliar o SRA com outros fluidos de trabalho;
- Avaliar o SRA em outras configurações, como por exemplo, duplo ou triplo efeito, o que permitiria expandir a análise das variáveis operacionais;
- Ampliar a faixa das variáveis operacionais testadas;
- Avaliar a influência de diferentes pacotes termodinâmicos, procurando determinar o mais adequado;
- Realizar uma análise termoeconômica para que se tenha dimensão de quanto custaria a implementação desse sistema;
- Aplicar uma análise exergética do sistema para avaliar a qualidade da energia do ciclo.

6 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. ABDULATEEF, Jasim M.; SOPIAN, Kamaruzzaman; ALGHOUL, M. A.; SULAIMAN, Mohd Yusof; ZAHARIM, Azami; AHMAD, Ibrahim. Solar absorption refrigeration system using new Working fluid pairs. *International Journal of Energy*, v. 1, p. 23-28, 2007.
2. ABDULATEEF, Jasim. M.; SOPIAN, Kamaruzzaman.; ALGHOUL, M. A.. Optimum design for solar absorption refrigeration systems and comparison of the performances using ammonia-water, ammonia-lithium nitrate and ammonia-sodium thiocyanate solutions. *International Journal of Mechanical and Materials Engineering*, v. 3, p. 17-24, 2008.
3. ABU-EIN, Suleiman Qaseem; FAYYAD, Sayel M.; MOMANI, Waleed; ALBOUSOUL, Mamdouh. Performance analysis of solar powered absorption refrigeration system. *Heat Mass Transfer*, v. 46, p. 137–145, 2009.
4. AFIF, Akel Hasan; GOSWAMI, D. Yogi; VIJAYARAGHAVAN, Snanjay. The first and second law analysis of a new power and refrigeration thermodynamic cycle using a solar heat source. *Solar Energy*, v. 73, p. 385–93, 2002.
5. ALI, Ahmed Hamza H. ; NOERES, ; POLLERBERG, Clemens. Performance assessment of an integrated free cooling and solar powered single-effect lithium bromide-water absorption chiller. *Solar Energy*, v. 82, p. 1021-1030, 2008.
6. ARAÚJO, José de; PIMENTA João; ÊNIO. (2007). Refrigeração por absorção – revisão sobre as tecnologias disponíveis. In: Congresso Brasileiro de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação, Aquecimento e Tratamento de Ar, X, 2007, São Paulo, Laboratório de ar condicionado e refrigeração.
7. ARIAS-VARELA, Hector D.; SOTO-GOMEZ, Wilfredo; CASTILLO-LOPEZ, Oscar; BEST-BROWN, Roberto. Thermodynamic design of a solar refrigerator to preserve sea products. Disponível em: <<http://www.cientificosaficionados.com/energia%20solar/termodinamica.pdf>> acesso em: 25 ago, 2010.
8. BERECHÉ, Reynaldo Palacios. Avaliação de sistemas de refrigeração por absorção H₂O/LiBr e sua possibilidade de inserção no setor terciário utilizando gás natural. 2007. 209f. Dissertação (Mestrado em Planejamento de Sistemas Energéticos). Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas. Campinas-SP, 2007.

9. BERMEJO, Pablo; PINO, Francisco Javier; ROSA, Felipe. Solar absorption cooling plant in Seville. *Solar Energy*, v. 84, p. 1503-1512, 2010.
10. BOURSEAU, P.; BUGAREL, R.. Refrigeration par cycle a absorption-diffusion: comparaison des performances des systemes $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ et $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$. *International Journal of Refrigeration*, v. 9, p. 206-214, 1986.
11. BORDE, I.; JELINEK, M.; DALTROPHE, N. C.. Absorption system based on refrigerant R134a. *International Journal of Refrigeration*, v. 18, p.387–394, 1995.
12. BORDE, I.; JELINEK, M.. Development of absorption units for cold storage of agricultural products. *Rev. Int. Froid*, v. 10, p. 53-56, 1987.
13. BULGAN, Ahmet T..Optimization of the thermodynamic model of aqua-ammonia absorption refrigeration systems. *Energy Convers. Mgmt.*, v. 36, p. 135-143, 1995.
14. CERDEIRA, R. G. P.; RUFFINO, M. L. e ISAAC, V. J. “Consumo de pescado e outros alimentos pela população ribeirinha do lago grande de Monte Alegre, PA. Brasil”. *Acta Amazonica*, v. 27, p. 213-228, 1997.
15. CHEN, Guangming; HIHARA, Eiji.. A new absorption refrigeration cycle using solar energy. *Solar Energy*, v. 66, p.479-482, 1999.
16. CHEN, J.; KIM, K.J.; HEROLD, K. E.. Performance enhancement of a diffusion–absorption refrigerator. *International Journal of Refrigeration*, v. 19, p. 208–18, 1996.
17. COLLE, Sergio; PEREIRA, Enio Bueno. **Atlas de Irradiação Solar do Brasil**. Disponível em:<[http://www.lepten.ufsc.br/pesquisa/solar/atlas de irradiacao.pdf](http://www.lepten.ufsc.br/pesquisa/solar/atlas_de_irradiacao.pdf)>. Acessado em 13 de agosto de 2011.
18. COLONNA, Piero; GABRIELLI, Sandro. Industrial trigeneration using ammonia–water absorption refrigeration systems (AAR). *Applied Thermal Engineering*, v. 23, p. 381–396, 2003.
19. CRUZ, Ricardo Wilson Aguiar da. Avaliação da introdução de cogeração no sistema isolado do interior do Estado do Amazonas. 2004. 260f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica), Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas. Campinas-SP, 2004.
20. DESIDERI, Umberto.; PROIETTI, Stefania.; SDRINGOLA, Paolo.. Solar-powered cooling systems: technical and economic analysis on industrial

- refrigeration and air-conditioning applications. *Applied Energy*, v. 86, p. 1376–86, 2009.
21. DE FRANCISCO, A.; ILLANES, R.; TORRES, J.L.; CASTILLO, M.; DE BLAS, M.; PRIETO, E.; GARCA, A.. Development and testing of a prototype of low-power water-ammonia absorption equipment for solar energy applications. *Renewable Energy*, v. 25, p. 537-544, 2002.
 22. DIENG, A. O.; WANG, R. Z.. Literature review on solar adsorption technologies for ice-making and airconditioning purposes and recent developments in solar technology. *Renewable Sustainable Energy Rev*, v. 5, p. 313-342, 2001.
 23. DINÇER, Ibrahim. Refrigeration systems and applications. Chichester: John Wiley & Sons, 2003.
 24. DINÇER, Ibrahim; KANOGLU, Mehmet. Refrigeration systems and applications. 2. ed. Chichester: John Wiley & Sons, 2010.
 25. DINÇER, I.; EDIN, M.; TURE, E. Investigation of thermal performance of a solar powered absorption refrigeration system. *Energy Conversion and Management*, v. 37, p. 51-58, 1996.
 26. DURAN-VALENCIA, C.; VALTZ, A.; GALICIA-LUNA, L. A.; RICHON, D.. Isothermal vapor-liquid equilibria of the carbon dioxide (CO₂) N, N-dimethylformamide (DMF) system at temperatures from 293.15 to 33805 K and pressures up to 12 MPa. *J. Chem. Eng. Data*, v. 46, p. 1589–1592, 2001.
 27. ENIBE, S. O.; ILOEJE O. C.. Design optimization of the flat plate collector for a solid absorption solar refrigerator. *Solar Energy*, v. 60, p. 77-87, 1997.
 28. EZZINE, N. Ben; GARMA, R.; BELLAGI A.. A numerical investigation of a diffusion-absorption refrigeration cycle based on R124-DMAC mixture for solar cooling. *Energy*, v. 35 p. 1874–1883, 2010.
 29. FÁBREGA, Francine de Mendonça. Otimização Termoeconômica de Sistemas de Refrigeração do Processo de Produção de Etileno e Propileno. 2010. 191f. Tese (Doutorado em Sistemas de Processos Químicos e Informática). Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas. Campinas-SP, 2010.
 30. FAN, Y.; LUO, L.; SOUYRI, B.. Review of solar sorption refrigeration technologies: Development and applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 11, p. 1758–1775, 2007.
 31. FATHI, R.; OUASKIT, S.. Performance of a solar lib - water absorption Refrigerating systems. *Rev. Energ. Ren.: Journées de Thermique*, v.73, p. 73-78, 2001.

32. FATOUH, M.; MURTHY, S. Srinivasa. Comparison of R22-absorbent pairs for vapour absorption heat transformers based on P-T-X-H data. *Heat RecoVery Systems and CHP*, v. 13, p. 33–48, 1993.
33. FERNÁNDEZ-SEARA, J.; VÁZQUEZ, M.. Study and control of the optimal generation temperature in NH₃-H₂O absorption refrigeration systems. *Applied Thermal Engineering*, v. 21, p. 343-357, 2001.
34. GOMRI, Rabah. Second law comparison of single effect and double effect vapour absorption refrigeration systems. *Energy Conversion and Management*, v. 50, p. 1279–1287, 2009.
35. GROSSMAN, G.. Solar-powered systems for cooling, dehumidification and air-conditioning. *Solar Energy*, v. 72, p. 53–62, 2002.
36. HE, L. J; TANG L. M.; CHEN, G. M. Performance prediction of refrigerant-DMF solutions in a single-stage solar-powered absorption refrigeration system at low generating temperatures. *Solar Energy*, v. 83, p. 2029–2038, 2009.
37. HE, Yijian.; CHEN, Guangming. Experimental study on a absorption refrigeration system at low temperatures. *International Journal of Thermal Sciences*, v. 46, p. 294-299, 2007.
38. HENNING, Hans-Martin. Solar assisted air conditioning of buildings—an overview. *Applied Thermal Engineering*, v. 27, p. 1734–1749, 2007.
39. HINOTANI, Katsuhiko; KANATANI, Keiichi; Osumi, Masato. An evacuated glass tube solar collector and its application to a solar cooling, heating and hot water supply system for the hospital in Kinki University. *Solar Energy*, v. 22, p. 535-545, 1979.
40. HORUZ, I.; CALLANDER, T. M. S.. The Experimental investigation of a vapor absorption refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, v. 27, p. 10–16, 2004.
41. HORUZ, I. A comparison between ammonia-water and water-lithium bromide solutions in vapor absorption refrigeration systems. *International Communities Heat Mass Transfer*, v. 25, p. 711-721, 1998.
42. IBGE – Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística.
Disponível em:
http://www.ibge.gov.br/home/estatistica/populacao/condicaodevida/pof/2008_2009_analise_consumo/default.shtm. Acessado em 10 de agosto de 2011.

43. INMET - Instituto Nacional de Meteorologia. Gráficos climatológicos. Disponível em: <http://www.inmet.gov.br/html/clima/graficos/plotGraf.php?chklist=4%2C11%2C&capita=manaus%2C&peri=99%2C&per6190=99&manaus=28&tempmed=4&insolacao=11&Enviar=Visualizar>. Acessado em 22 de agosto de 2011.
44. INMET - Instituto Nacional de Meteorologia. Gráficos climatológicos. Disponível em: <http://www.inmet.gov.br/html/clima/graficos/plotGraf.php?chklist=6%2C5%2C&capita=manaus%2C&peri=99%2C&per6190=99&manaus=28&tempmax=5&tempmin=6&Enviar=Visualizar>. Acessado em 22 de agosto de 2011.
45. JARUWONGWITTAYA, Tawatchai; CHEN, Guangming. A review: renewable energy with absorption chillers in Thailand. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 14, p. 1437-1444, 2010.
46. KHAN, J. R.. Modeling and optimization of a novel pressurized CHP system with water extraction and refrigeration. *International Journal of Energy Research*, v.32, p. 735–751, 2008.
47. KARAMANGIL, M. I.; COSKUN, S.; KAYNAKLI, O.; YAMANKARADENIZ, N.. A simulation study of performance evaluation of single-stage absorption refrigeration system using conventional working fluids and alternatives. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 14, p. 1969-1978, 2010.
48. KARNO, Ali; AJIB, Salman. Thermodynamic analysis of an absorption refrigeration machine with new working fluid for solar applications. *Heat Mass Transfer*, v. 45, p. 71-81, 2008.
49. KEÇECILER, Abdullah; ACAR, H. Ibrahim; DOGAN, Ayla. Thermodynamic analysis of the absorption refrigeration system with geothermal energy: an experimental study. *Energy Conversion and Management*, v. 41, p. 37-48, 2000.
50. KERNEN, M.; LEE, L. L.; PEREZ-BLANCO, H.. A study of solution properties to optimize absorption cycle COP. *International Journal of Refrigeration*, v. 18, p. Pages 42-50, 1995.
51. KILIC, M.; KAYNAKLI, O. Second law-based thermodynamic of water-lithium bromide absorption refrigeration system. *Energy*, v. 32, p. 1505-1512, 2007.
52. KIM, D.S.; FERREIRA, C.A. Infante. Solar refrigeration options – a state-of-the-art review. *International Journal of Refrigeration*, v. 31, p. 3-15, 2008.
53. LEVY, A. et al.. Performance of an advanced absorption cycle with R125 and different absorbents. *Energy*, v. 29, p. 2501–15, 2004.

54. LI, Z.F., SUMATHY, K.. Experimental studies on a solar powered air conditioning system with partitioned hot water storage tank. *Solar Energy*, v. 71, p. 285–297, 2001.
55. LORENTZEN, G.. Refrigeration throughout the world. *International Journal of Refrigeration*, v. 10, p. 6-13, 1987.
56. LOZANO, Miguel A.; RAMOS, Jose C.; SERRA, Luis M.. Cost optimization of the design of CHCP (combined heat, cooling and power) systems under legal constraints. *Energy*, v. 35, p. 794–805, 2010.
57. LUCAS, Antonio De; DONATE, Marina; RODRÍGUEZ, Juan F.. Applying surfactants to improve the absorption capacity of mixtures of lithium bromide and formates in absorption refrigeration coolers. *International Journal of Refrigeration*, v. 31, p. 1073-1080, 2008.
58. MAKIYAMA, Patrícia Akemi. Aperfeiçoamento de um simulador de sistemas de refrigeração de absorção água-amônia e sua aplicação para projeto de um sistema movido a gás de escape de motor diesel. 2008. 162f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica), Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas. Campinas-SP, 2008.
59. MARCOS, J.D.; IZQUIERDO, M.; PALACIOS, E.. New method for COP optimization in water- and air-cooled single and double effect LiBrewater absorption machines. *International Journal Refrigeration*, v. 34, p. 1348-1359, 2011.
60. MENNA, M. R. M.; MÓDENES, A. N.; PRAXEDES, M. A.; RAVAGNANI, M. A. S. S. Simulação de sistemas de refrigeração por absorção utilizando programação estruturada. *Revista Tecnológica*, v.16, p. 113-123, 2007.
61. MITCHELL, F. G..Influence of cooling and temperature maintenance on the quality of California grown stone fruit. *International Journal of Refrigeration*, v. 10, p. 77-81, 1987.
62. NAKAHARA, N.; MIYKAWA , Y.;YANAMOTO, M.. Experimental study on house cooling and heating with solar energy using flat plate collector. *Solar Energy*, v. 19, p. 657-672, 1977.
63. ORTIZ, M.; BARSUN, H; HE, H; VOROBIEFF, P; MAMMOLI, A.. Modeling of a solar-assisted HVAC system with thermal storage. *Energy and Buildings*, v. 42, p. 500–509, 2010.
64. PIMENTA, João. Capítulo 2 Refrigerantes. Brasília, Distrito Federal: Curso de Graduação de Engenharia Mecânica - Instalações Termomecânicas I (Refrigeração), [s. a.],4 slides.

65. PRATIHAR, A.K.; KAUSHIK, S.C.; AGARWAL R.S.. Simulation of an ammonia-water compression-absorption refrigeration system for water chilling application. *International Journal of Refrigeration*, v. 33, p. 1386-1394, 2010.
66. PRASARTKAEW, Boonrit; KUMAR S.. A low carbon cooling system using renewable energy resources and technologies. *Energy and Buildings*, v. 42, p. 1453–1462, 2010.
67. RIVERA, C. O.; RIVERA, W.. Modeling of an intermittent solar absorption refrigeration system operating with ammonia–lithium nitrate mixture. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, v. 76, p. 417-427, 2003.
68. ROMERO, R. J.; RIVERA, W.; GARCIA, J.; BEST, R.. Theoretical comparison of performance an absorption heat system for cooling and heating operating with an aqueous ternary hydroxide and water/ lithium bromide. *Applied Thermal Engineering*, v. 21, p.1137-1147, 2001.
69. SAGHIRUDDIN; SIDDIQUI, M. Altamush. Economic analysis of two stage dual fluid absorption cycle for optimizing generator temperatures. *Energy Conversion and Management*, v. 42, p. 407-437, 2001.
70. SANTOS, Geraldo Mendes dos; SANTOS, Ana Carolina Mendes dos. Sustentabilidade da pesca na Amazônia. *Estudos Avançados*, v. 19, p. 165-182, 2005.
71. SATHYABHAMA, A.; BABU, T. P. Ashok. Thermodynamic simulation of ammonia-water absorption refrigeration system. *Thermal Science*, v. 12, p. 45-53, 2008.
72. SILVA, Andrés da. Avaliação energética e exergética de uma instalação experimental de refrigeração por absorção (água-amônia) para produção de gelo a partir de vapor de processo. 1994. 97f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas. Campinas-SP, 1994.
73. SMITH, J. M.;VAN NESS, H. C.. Introdução à Termodinâmica da Engenharia Química. 3 ed. Rio de Janeiro: Guanabara Koogan S. A., 1980.
74. SRIKHIRIN, Pongsid; APHORN RATANA, Satha; CHUNGPAIBULPATANA, Supachart. A review of absorption refrigeration technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 5, p. 343–372, 2001.
75. SUN, Da-Wen. Comparison of the performance of NH₃–H₂O, NH₃–LiNO₃ and NH₃–NaSCN absorption refrigeration systems. *Energy Conversion Management*, v. 39, p. 357–68, 1998.

76. SUMATHY, K.; HUANG, Z. C., LI Z.F.. Solar absorption cooling with low grade heat source a strategy of development in south China. *Solar Energy*, v. 72, p. 155–65, 2002.
77. SYED, A.; IZQUIERDO, M.; RODRÍGUEZ P.; MAIDMENT, G.; MISSENDEN, J.; LECUONA, A.; TOZER, R.. A novel experimental investigation of a solar cooling system in Madrid. *International Journal of Refrigeration*, v. 28, p. 859–871, 2005.
78. TORA, Eman A.; EL-HALWAGI, Mahmoud M.. Integration of solar energy into absorption refrigerators and industrial processes. *Solar Energy*., v. 33, p. 1495–1505, 2010.
79. VELAZQUEZ, N.; BEST, R.. Methodology for the energy analysis of an air cooled GAX absorption heat pump operated by natural gas and solar energy. *Applied Thermal Engineering*, v. 22, p. 1089–1103, 2002.
80. VENTAS, et al.. Ammonia-lithium nitrate absorption chiller with an integrated low-pressure compression booster cycle for low driving temperatures. *Applied Thermal Engineering*, v. 30, p. 1351-1359, 2010.
81. WORSØE-SCHIMIDT, P..A solar-powered solid-absorption refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, v. 2, p. 75-84, 1979.
82. YARI, M.; ZARIN, A.; MAHMOUDI, S.M.S.. Energy and exergy analyses of GAX and GAX hybrid absorption refrigeration cycles. *Renewable Energy*, v. 36, p. 2011-2020, 2011.
83. ZAMBRANO et al.. Model development and validation of a solar cooling plant. *International Journal of Refrigeration*, v. 31, p. 315–327, 2008.
84. ZEHIOUA, Raouf; COQUELET, Christophe; MENIAI, Abdeslam-Hassen; RICHON, Dominique. Isothermal vapor-Liquid equilibrium data of 1,1,1,2-tetrafluoroethane (R134a)+ dimethylformamide (DMF) working fluids for an absorption heat transformer. *Journal Chemical Engineering Data*, v. 55, p. 985–988, 2010.
85. ZHU, Linghui; GU, Junjie. Thermodynamic analysis of a novel thermal driven refrigeration system. *N World Academy of Science, Engineering and Technology*, v. 56, p. 351-355, 2009.
86. ZHANG, Ying-cai; ZHANG Yun-feng. Simulation on the performance of lithium bromide absorption-refrigeration system using heat pipe exchangers. In: *International Conference on Energy and Environment Technology Simulation*, 2009, Guilin-China. *International Conference on Energy and Environment Technology*, IEEE Computer Society: IEEE, 2009, p. 321-324.

87. ZHU, Linghui; GU, Junjie. Thermodynamic analysis of a novel thermal driven refrigeration system. *N World Academy of Science, Engineering and Technology*, v. 56, p. 351-355, 2009.
88. ZHU, L; GU, J.. Second law-based thermodynamic analysis of ammonia/sodium thiocyanate absorption system. *Renewable Energy*, v. 35, p. 1940–1946, 2010.