

FABRÍCIO FERRARI

**OTIMIZAÇÃO TERMODINÂMICA DE SISTEMAS DE
REFRIGERAÇÃO SOLAR**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Setor de Tecnologia, Universidade Federal do Paraná, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. José Viriato Coelho Vargas,
Ph.D.

Co-orientador: Prof. José Alberto dos Reis
Parise, Ph.D.

CURITIBA
2005

Ferrari, Fabrício

Otimização termodinâmica de sistemas de refrigeração solar /
Fabrício Ferrari. - Curitiba, 2005.

101 f. : il.

Orientador: Prof. Dr. José Viriato Coelho Vargas

Co-orientador: Prof. Dr. José Alberto dos Reis Parise

Dissertação (Dissertação) – Setor de Tecnologia, Universidade
Federal do Paraná.

Inclui Bibliografia.

1. Trocadores de calor. 2. Sistemas de refrigeração solar .
2. Ciclo de refrigeração com ejetor. 4. Termodinâmica I. Vargas,
José Viriato Coelho. II. Parise, José Alberto dos Reis. III. Título. III.
Universidade Federal do Paraná.

CDD 621.4025


TERMO DE APROVAÇÃO

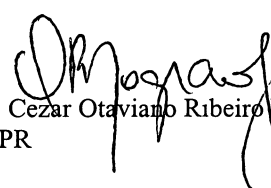
FABRÍCIO FERRARI

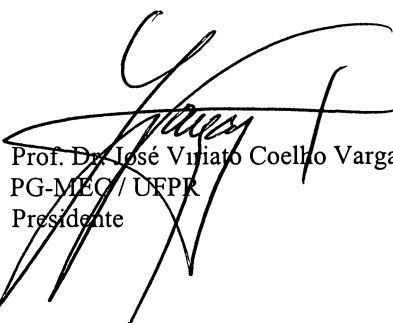
OTIMIZAÇÃO TERMODINÂMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO SOLAR

Dissertação aprovada como requisito parcial à obtenção de grau de Mestre em Engenharia Mecânica, no Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Setor de Tecnologia da Universidade Federal do Paraná.

Banca Examinadora:


Prof. Dr. Maria José Jerônimo de Santana Ponte
PG-MEC / UFPR


Prof. Dr. Cezar Otaviano Ribeiro Negrão
CEFET-PR


Prof. Dr. José Viriato Coelho Vargas
PG-MEC / UFPR
Presidente

Curitiba, 30 de maio de 2005

À minha família, pelo incentivo a continuar sempre.

*Pensar é o trabalho mais pesado que há, e talvez
seja essa a razão para tão poucos se dedicarem a
isso.*

Henry Ford

AGRADECIMENTOS

Ao Professor Dr. **JOSÉ VIRIATO COELHO VARGAS**, orientador deste trabalho, pela dedicação, paciência e incentivo, sendo sua participação de inestimável valor para esta pesquisa.

Aos meus pais pelo grande incentivo e apoio em todas as etapas da minha vida inclusive na realização e conclusão deste curso.

A minha esposa Gisele pelo apoio e principalmente pela paciência durante a realização de mais esta etapa acadêmica.

A todos aqueles que contribuíram com seu tempo, energia, visão, suporte ou amizade, para que este estudo se tornasse possível.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS.....	vii
LISTA DE TABELAS.....	ix
LISTA DE ABREVIATURAS E SÍMBOLOS.....	x
RESUMO.....	xiii
ABSTRACT	ix
1 INTRODUÇÃO	11
1.1 MOTIVAÇÃO.....	11
1.2 CICLO DE REFRIGERAÇÃO COM EJETOR.....	15
1.3 OTIMIZAÇÃO TERMODINÂMICA	18
1.4 OBJETIVO	21
1.5 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO	22
2. REVISÃO DA LITERATURA	24
2.1 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO ALIMENTADOS POR FONTE DE CALOR	24
1.2.1 Ciclo de refrigeração por absorção.....	25
1.2.2 Ciclo de refrigeração por absorção de Platen e Munters.....	28
1.2.3 Ciclo de refrigeração por adsorção.....	31
1.2.4 Ciclo de refrigeração por reação química.....	32
1.2.5 Ciclo de refrigeração dessecante	34
1.2.6 Ciclo de refrigeração Rankine	36
2.2 TRABALHOS REALIZADOS PARA AUMENTAR A EFICIÊNCIA DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO COM EJETOR.....	38
3. MODELO MATEMÁTICO	45
3.1 METODOLOGIA.....	45

3.2 METODOLOGIA E ANÁLISE	49
4. MÉTODO NUMÉRICO	60
5. APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS E DISCUSSÃO	62
6. CONCLUSÕES.....	68
7. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	70
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	71
ANEXO 1 - MÉTODOS NUMÉRICOS PARA SOLUÇÃO DE EQUAÇÕES NÃO LINEARES.....	75
ANEXO 2 - CÓDIGO FONTE DO PROGRAMA.....	82
ANEXO 3 - TELA DE ENTRADA DE DADOS DO PROGRAMA.....	99
BIOGRAFIA	100

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 – FORMAS DE UTILIZAÇÃO DE ENERGIA SOLAR EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO (PRIDASAWAS e LUNDQVIST, 2003)	1
FIGURA 2 – FONTES DE ENERGIA TÉRMICA E POSSÍVEIS APLICAÇÕES (DORGA et al., 1995)	1
FIGURA 3 – SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO COM EJETOR.....	1
FIGURA 4 – EJETOR.....	1
FIGURA 5 – DIAGRAMA P-h PARA O CICLO DE REFRIGERAÇÃO COM EJETOR....	1
FIGURA 6 – CURVAS DOS CUSTOS PARA UM SIMPLES TROCADOR DE CALOR (FONTE: BEJEAN et al., 1996c)	2
FIGURA 7 – ESQUEMA DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO (DORGA et al., 1995)	2
FIGURA 8 – DIAGRAMA P-h DE UM CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO (SOMENTE DA PORÇÃO REFRIGERANTE).....	2
FIGURA 10 – CICLO DE REFRIGERAÇÃO DE PLATEN-MUNTERS (COSTA, 2000) ..	3
FIGURA 11 – PROCESSO DE ADSORÇÃO (REFRIGERAÇÃO)	3
FIGURA 12 – PROCESSO DE DESSORÇÃO (REGENERAÇÃO)	3
FIGURA 13 – CICLO DE REFRIGERAÇÃO DESSECANTE (PRIDASAWAS e LUNDQVIST, 2003).....	3
FIGURA 14 – PROCESSO DE RESFRIAMENTO DESSECANTE	3
FIGURA 15 – CICLO DE RANKINE.....	3
FIGURA 16 – SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO SOLAR COM EJETOR	4
FIGURA 17 – DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO SOLAR.....	4

FIGURA 18 – DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA AO LONGO DO TROCADOR DE CALOR QUENTE EM CONTRA-CORRENTE..... 52

FIGURA 19 – MAXIMIZAÇÃO DA EFICIÊNCIA DE SEGUNDA LEI EM RELAÇÃO A VAZÃO MÁSSICA ADIMENSIONAL DE REFRIGERANTE ($M = \dot{m}/\dot{m}_h$) 63

FIGURA 20 – DISTRIBUIÇÃO DAS DUAS TEMPERATURAS AO LONGO DO TROCADOR DE CALOR QUENTE EM CONTRA-CORRENTE, NA CONDIÇÃO ÓTIMA (Mopt)..... 64

FIGURA 21 – DISTRIBUIÇÃO DAS ÁREAS DO TROCADOR DE CALOR QUENTE EM RELAÇÃO À VAZÃO MÁSSICA ADIMENSIONAL M 65

FIGURA 22 – EFEITO DO TAMANHO TOTAL DO TROCADOR DE CALOR (NTU) NA EFICIÊNCIA MÁXIMA DE SEGUNDA LEI E PARÂMETROS ÓTIMOS 66

FIGURA 23 – EFEITO DO TAMANHO DO COLETOR SOLAR (INVERSAMENTE PROPORCIONAL A μ_w) NA EFICIÊNCIA DE SEGUNDA LEI E PARÂMETROS ÓTIMOS..... 67

LISTA DE TABELAS

TABELA 1 – SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO ALIMENTADOS POR FONTE DE CALOR (PRIDASAWAS e LUNDQVIST, 2003)	25
---	----

LISTA DE ABREVIATURAS E SÍMBOLOS

- a – Constante do coletor solar
- A – Área de transferência de calor (m^2)
- b – Constante do coletor solar (W K^{-1})
- c_h – Calor específico da água quente ($\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)
- c_l – Calor específico do fluido refrigerante na fase líquida ($\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)
- c_s – Calor específico a pressão constante do fluido refrigerante na fase gasosa ($\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)
- \bar{c}_s – Valor médio do calor específico a pressão constante do fluido refrigerante na fase gasosa ($\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)
- $c_{m,i}$ – Calor específico a pressão constante do fluido refrigerante, Eq. (6) ($\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)
- C – Capacidade térmica (W K^{-1})
- E_{Q_L} – Conteúdo exergético da taxa de transferência de calor retirado do ambiente (W)
- e_x – Exergia específica (J kg^{-1})
- f_1, f_2, f_3 – Frações de área adimensionais como uma função de τ_2 , Eq. (37)
- F – Superfície total adimensional como uma função de τ_2 , Eq. (37)
- G_T – Radiação térmica incidente na superfície do coletor solar (W m^{-2})
- h_{fg} – Entalpia específica de vaporização do fluido refrigerante (J kg^{-1})
- h – Entalpia específica (J kg^{-1})
- \dot{m} – Vazão mássica de refrigerante (kg s^{-1})
- \dot{m}_h – Vazão mássica de fluido de aquecimento (kg s^{-1})
- M – Razão entre as vazões mássicas de refrigerante e de água quente, Eq. (7)
- NTU – Número de unidades de transferência de calor
- P – Pressão (bar)

- P_r – Pressão de saturação do refrigerante a T_b (bar)
 \dot{Q}_O – Taxa de rejeição de calor para o ambiente pelo fluido refrigerante (W)
 \dot{Q}_L – Taxa de transferência de calor retirado do ambiente refrigerado (W)
 \dot{Q}_H – Taxa de transferência de calor que entra no refrigerador (W)
 \dot{Q}_w – Taxa de transferência de calor rejeitado para o ambiente pelo fluido de aquecimento (W)
 s – Entropia específica ($\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)
 \dot{S}_{gen} – Taxa de geração de entropia (W K^{-1})
 T – Temperatura (K)
 T_0 – Temperatura ambiente (K)
 T_{st} – Temperatura de estagnação do coletor solar, Eq. (3) (K)
 T_H – Temperatura do coletor solar (K)
 U – Coeficiente global de transferência de calor ($\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$)
 x, y – Frações de área, Eq. (24)
 v, z – Grupos adimensionais de propriedades termodinâmicas, Eqs. (35) e (36)

Símbolos gregos

- ε – Efetividade do trocador de calor
 η_{II} – Eficiência de segunda lei
 μ_w – Parâmetros adimensionais físicos e de operação do coletor solar
 τ – Temperatura adimensional (T/T_0)

Subscritos

<i>b</i>	–	Seção de evaporação
<i>f</i>	–	Líquido saturado
<i>g</i>	–	Vapor saturado
<i>l</i>	–	Fase líquida
<i>opt</i>	–	Valor ótimo
<i>m</i>	–	Refrigerante
<i>max</i>	–	Valor máximo
<i>min</i>	–	Valor mínimo
<i>w</i>	–	Fluido de aquecimento (água)
<i>1, 2, 3, 4</i>	–	Estados definidos na Fig. 17

RESUMO

Este trabalho apresenta uma contribuição para o entendimento de sistemas de refrigeração ou de condicionamento de ar alimentados por energia solar com uma forma de determinar a maneira como as taxas de refrigeração, fluxos de massa e as áreas de transferência de calor se relacionam. A intenção é tornar possível a identificação das regras preliminares de projeto. É considerado o problema termodinâmico básico de como obter a máxima taxa de entrada de exergia em um refrigerador alimentado por energia solar. É analisada a existência de uma razão ótima de vazões mássicas dos fluidos de trabalho para máxima refrigeração. A análise prossegue relacionando a taxa de geração de entropia, os parâmetros físicos e de operação, e as restrições físicas do sistema, através dos princípios fundamentais de transferência de calor. Finalmente, uma análise termodinâmica determina as características ótimas que levam à mínima geração de entropia. A eficiência de segunda lei da Termodinâmica é considerada como sendo a figura de mérito apropriada para determinação do ótimo termodinâmico do sistema.

ABSTRACT

This work attempts to contribute to the understanding of the behavior of solar-driven refrigeration and air conditioning system by correlating refrigeration rate, mass flows and heat transfer areas in order to allow the identification of preliminary design rules. The basic thermodynamic problem of how to obtain maximum exergy input rate in a solar-driven refrigerator is considered. The occurrence of an optimal refrigerant flow rate for maximum refrigeration is investigated. The analysis proceeds by correlating the entropy generation rate, the physical and operating parameters, and the physical constraints of the system, through well-established heat transfer relationships. Finally, a thermodynamic analysis determines the optimal characteristics that lead to minimum entropy generation. The second law efficiency is identified as the appropriate figure of merit for the thermodynamic optimum.

1 INTRODUÇÃO

1.1 MOTIVAÇÃO

As conseqüências da crescente demanda global por sistemas de refrigeração, isto é, condicionamento de ar, processamento de alimentos, resfriamento de vacinas, resfriamento de computadores, e outros, são complexas. O aquecimento global e a destruição da camada de ozônio provocado pela emissão dos CFC e HCFC, fluidos refrigerantes não-naturais, normalmente utilizados nos sistemas de refrigeração são problemas ambientais de suma importância discutidos mundialmente.

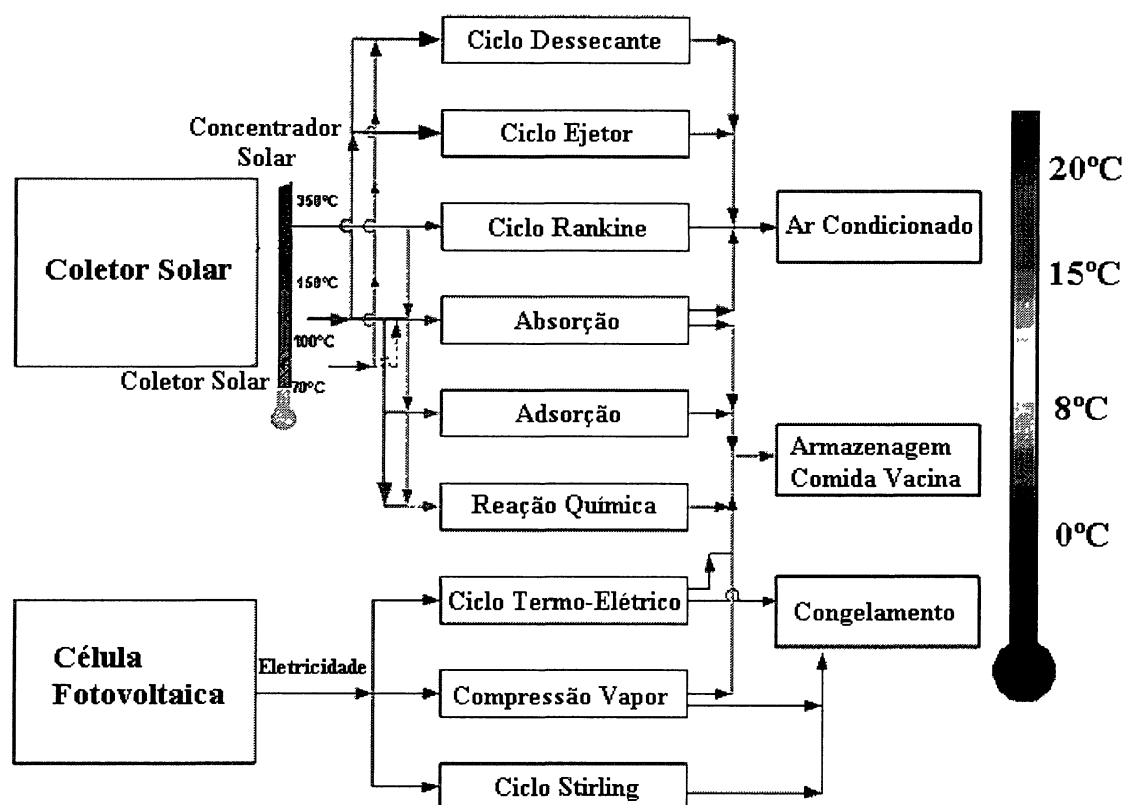
O elevado consumo de energia elétrica dos sistemas normalmente adotados (ciclos de refrigeração por compressão mecânica de vapor) é outro problema preocupante. O Instituto Internacional de Refrigeração em Paris (IIF/IIR) estima que aproximadamente 15% de toda eletricidade produzida no planeta é usada em sistemas de refrigeração e condicionamento de ar (LUCAS, 1988). De acordo com o PROCEL, atualmente, o setor residencial responde por 24% do consumo total de energia elétrica no país e, dentro deste setor, a refrigeração tem uma participação de 32%. Pode-se afirmar, portanto, que somente a refrigeração doméstica responde por mais de 7% do consumo nacional de energia elétrica. Outros dados da PROCEL indicam que aproximadamente 20% do consumo nacional de energia elétrica são devidos a equipamentos de refrigeração. Não obstante os esforços envidados nos últimos anos, há margem considerável para avanços na redução do consumo nacional de energia elétrica, simplesmente atuando na direção de sistemas de refrigeração com maior eficiência energética.

Quando um novo sistema de refrigeração ou climatização é proposto, o potencial de aquecimento global (GWP – “global warming potential”) e o impacto total equivalente do aquecimento, (TEWI – “total equivalent warming impact”) devem ser considerados com o objetivo de comparar o impacto ambiental provocado por diferentes sistemas de forma a viabilizar sistemas diferentes dos habituais.

Sistemas de refrigeração e climatização solar são capazes de contribuir significativamente para redução do GWP e TEWI em muitas partes do mundo, pois geralmente a maior demanda por refrigeração ocorre em regiões onde a incidência solar é alta. Registros com mais de 100 anos comprovam que a idéia de se utilizar sistemas de refrigeração solar é antiga, no entanto, essas idéias não tinham muita importância até a crise da energia na década de 70. A eficiência do sistema depende do sistema de captação e conservação de energia solar e do sub-sistema de refrigeração.

Os equipamentos de refrigeração podem ser acionados por calor, trabalho mecânico e eletricidade. O ciclo de refrigeração apropriado depende da carga térmica, forma de energia disponível, e nível de temperatura dos objetos e/ou ambiente refrigerado. Os sistemas de refrigeração que utilizam energia solar como forma de acionamento geralmente compreendem três partes principais: o sistema de captação e conservação de energia solar, o sistema de refrigeração, e o objeto e/ou ambiente refrigerado. A Fig. 1 mostra algumas possibilidades de utilização da energia solar associada com o equipamento adequado.

FIGURA 1 – FORMAS DE UTILIZAÇÃO DE ENERGIA SOLAR EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO (PRIDASAWAS E LUNDQVIST, 2003)



Para condicionamento de ar, como a temperatura de serviço é de 15 – 20 °C, o sistema com coletor solar é mais atrativo do que o sistema fotovoltaico devido ao menor custo da instalação. O coeficiente de performance, COP, dos sistemas de refrigeração alimentados por fonte de calor é maior quanto maior for a temperatura de evaporação. Os sistemas de refrigeração solar para condicionamento de ar podem ser por absorção, de adsorção, dessecante, sistema Rankine ou refrigeração por ejeção.

Para aplicações a baixa temperatura, i.e. armazenamento de comida de 0 – 8 °C, pode-se utilizar um sistema de compressão de vapor, um sistema termo-elétrico, um sistema de absorção, um sistema de adsorção ou um sistema de reação química. Para congelamento, temperatura abaixo de 0 °C, i.e. freezer, túneis de congelamento, unidade de produção de gelo, os sistemas de compressão de vapor, de absorção, de adsorção, de reação química ou Stirling podem ser utilizados. Os sistemas que utilizam energia elétrica proveniente das

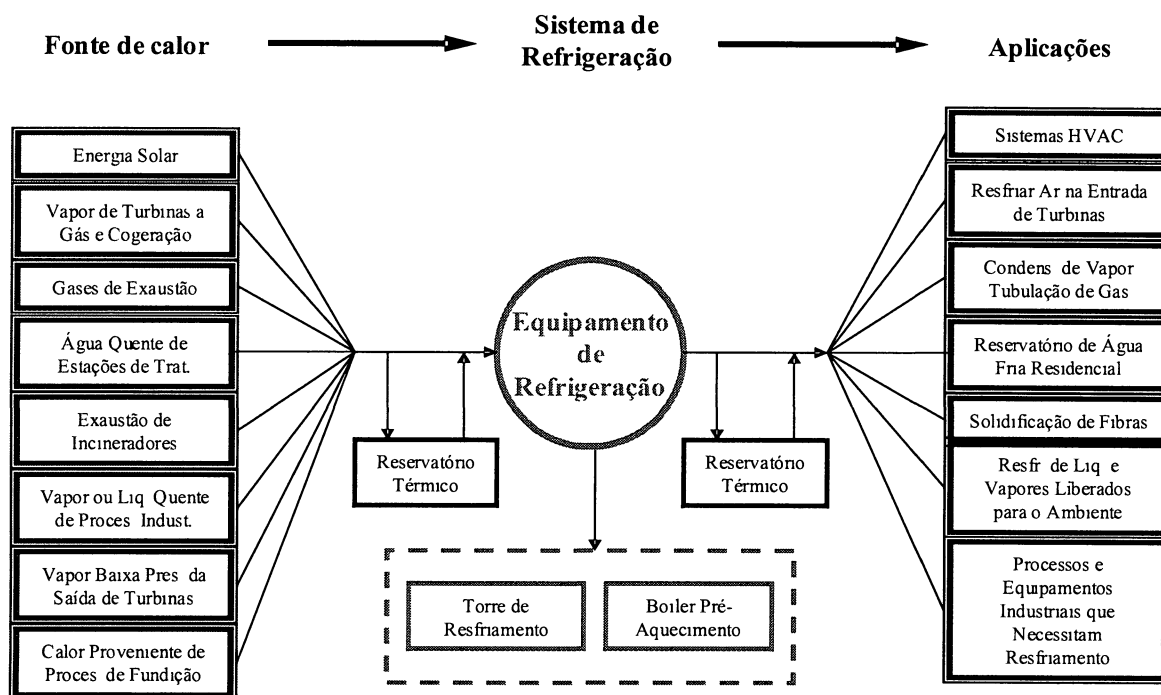
células fotovoltaicas apresentam um COP maior que o de um sistema alimentado por fonte de calor. No entanto, o custo do sistema é maior.

Em regiões quentes, há necessidade de refrigeração tanto para prolongar e armazenar produtos perecíveis quanto para conforto térmico humano. Em áreas com grande concentração de pessoas, como grandes cidades, a quantidade de equipamentos instalados para climatização também é grande, e geralmente utilizam-se equipamentos com ciclo de compressão mecânica de vapor cujo compressor é acionado por energia elétrica.

Além da energia solar também podem ser utilizadas outras fontes de energia térmica disponíveis e que de outra maneira seriam desperdiçadas. Um exemplo típico, é o sistema de condicionamento de ar automotivo, que utiliza um compressor mecânico acionado pelo motor do veículo aumentando o consumo de combustível ao mesmo tempo em que uma grande quantidade de energia é liberada para o ambiente através dos gases de combustão e do sistema de arrefecimento do motor. Se no lugar do sistema convencional fosse utilizado um sistema de absorção, de adsorção ou ejetor, a energia desperdiçada para o ambiente na forma de calor poderia ser suficiente para manter a temperatura desejada no interior do veículo sem a necessidade de um consumo adicional de combustível para o conforto térmico dos seus ocupantes. Esse sistema poderia ser utilizado em automóveis, caminhões e ônibus.

A Fig. 2 ilustra algumas fontes de calor que poderiam ser utilizadas como fonte de energia para sistemas de refrigeração e possíveis aplicações.

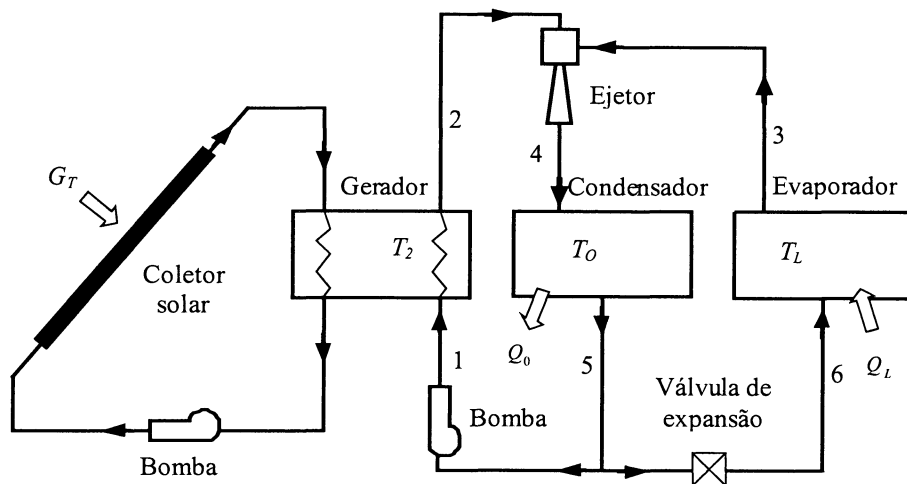
FIGURA 2 – FONTES DE ENERGIA TÉRMICA E POSSÍVEIS APLICAÇÕES (DORGAN ET AL., 1995)



1.2 CICLO DE REFRIGERAÇÃO COM EJETOR

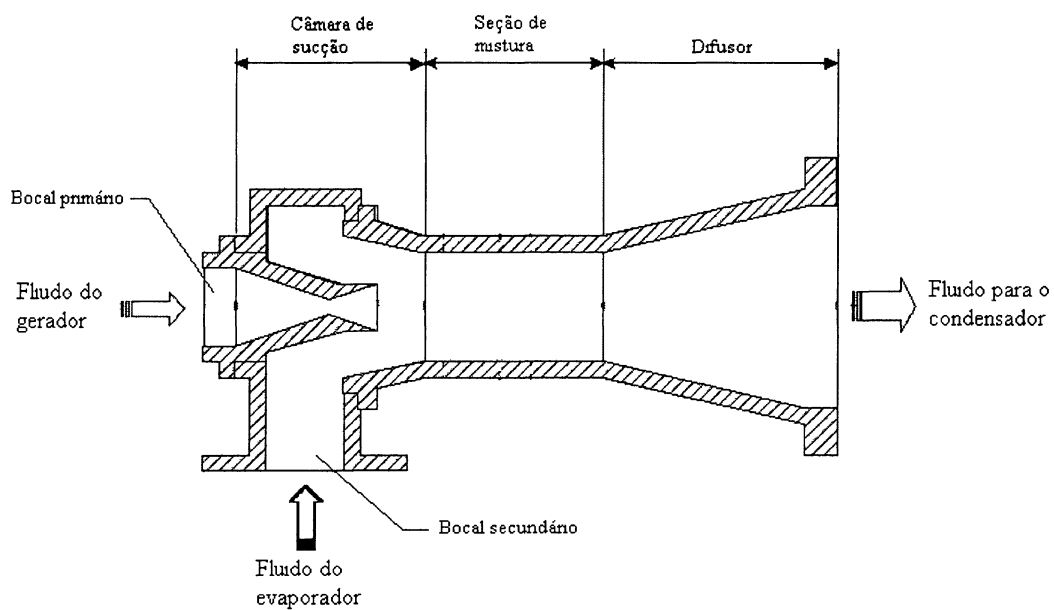
O sistema de refrigeração com ejetor pode ser considerado como uma combinação de dois subsistemas, o subsistema de aquecimento e o subsistema de refrigeração, Fig. 3. O sistema é composto por um gerador, que pode utilizar energia solar como fonte de energia, um ejetor, um condensador, um evaporador, uma válvula de expansão e uma bomba para deslocamento do fluido. O subsistema de aquecimento transforma energia térmica em energia mecânica. O subsistema de refrigeração converte essa energia mecânica em efeito refrigerante.

FIGURA 3 – SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO COM EJETOR



O ciclo de refrigeração com ejetor é similar ao ciclo de compressão de vapor exceto pelo método de compressão do fluido de trabalho. Um ejetor é utilizado no lugar do compressor mecânico para comprimir o fluido refrigerante na forma de vapor para o condensador. O ejetor consiste de duas partes principais: o bocal primário convergente-divergente e o bocal secundário, Fig. 4.

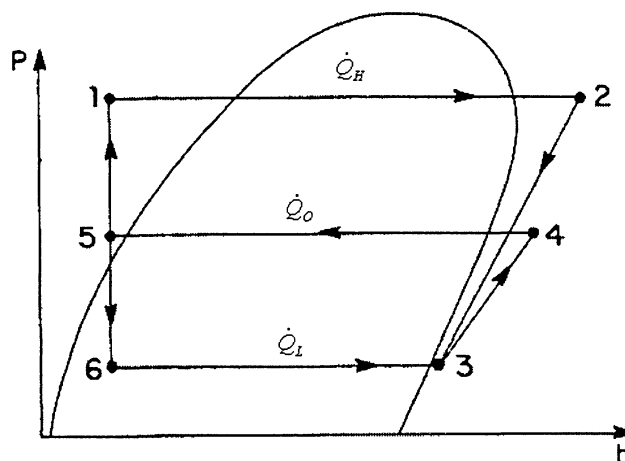
FIGURA 4 – EJETOR



O ciclo de refrigeração com ejetor alimentado por energia solar está representado no diagrama P-h da Fig. 5.

O calor transferido da água aquecida pelo coletor solar para o fluido refrigerante aumenta a pressão de evaporação no gerador de vapor 1-2. O vapor no estado 2 é então expandido, estado 3, no bocal convergente-divergente do ejetor. A baixa pressão causada por essa expansão causa a sucção de fluido refrigerante na forma de vapor do evaporador, 3. Os dois fluxos se misturam resultando numa pressão intermediária, estado 4, na seção de difusão do ejetor. O fluxo formado pela mistura escoava em direção ao condensador. No condensador, calor é rejeitado do fluido refrigerante para o ambiente 4-5, resultando em fluido refrigerante líquido na saída do condensador, estado 5. O líquido é então dividido em dois fluxos: um entra no evaporador após a redução de pressão na válvula de expansão 5-6, e o outro retorna para o gerador novamente pela ação de uma bomba que aumenta a pressão do fluido refrigerante 5-1.

FIGURA 5 – DIAGRAMA P-H PARA O CICLO DE REFRIGERAÇÃO COM EJETOR



Para ser utilizado neste sistema o fluido refrigerante deve ser quimicamente estável. As propriedades físicas e térmicas do fluido representam uma importante regra para a determinação da performance do sistema, diminuindo o consumo de energia. As propriedades

físicas e térmicas mais importantes são o calor latente de evaporação, o calor específico, o fator de compressibilidade.

O calor latente de evaporação deve ser o maior possível para minimizar o fluxo de massa, reduzindo a demanda de energia para o sistema.

O calor específico deve ser o menor possível na fase líquida para aumentar o grau de subresfriamento. No entanto, o calor específico do vapor deve ser elevado para reduzir a região de superaquecimento. A avaliação de ambas as propriedades em um fluido refrigerante permite um aumento na eficiência dos trocadores de calor (DOSSAT, 1961).

O fator de compressibilidade, do fluido deve ser aproximadamente 1. A adoção de um gás ideal para o projeto de um ejetor retorna valores mais realísticos quando n é aproximadamente 1 (AL-KHALIDY, 1997). Quando se utilizam as equações do gás real para projeto do ejetor, esse parâmetro pode não ser importante.

Os fluidos refrigerantes normalmente empregados são água, R113, R114, R141b, R134a, R11, R12 e R717 (amônia) (AL-KHALIDY, 1998).

1.3 OTIMIZAÇÃO TERMODINÂMICA

A energia é o maior contribuinte para os custos de operação de uma indústria, portanto, estudos para melhoria da eficiência dos sistemas que utilizam alguma fonte de energia é indispensável.

Quando falamos em otimização devemos ter em mente três definições: projetos trabalháveis, ótimos e próximos do ótimo. Um projeto trabalhável é simplesmente o que apresenta todas as especificações. Entre projetos trabalháveis está o projeto ótimo: o que é considerado “o melhor”. Várias definições de “o melhor” podem ser aplicadas, depende da aplicação: ótimo custo, tamanho, peso, confiabilidade, e outros. O termo ótimo pode ser

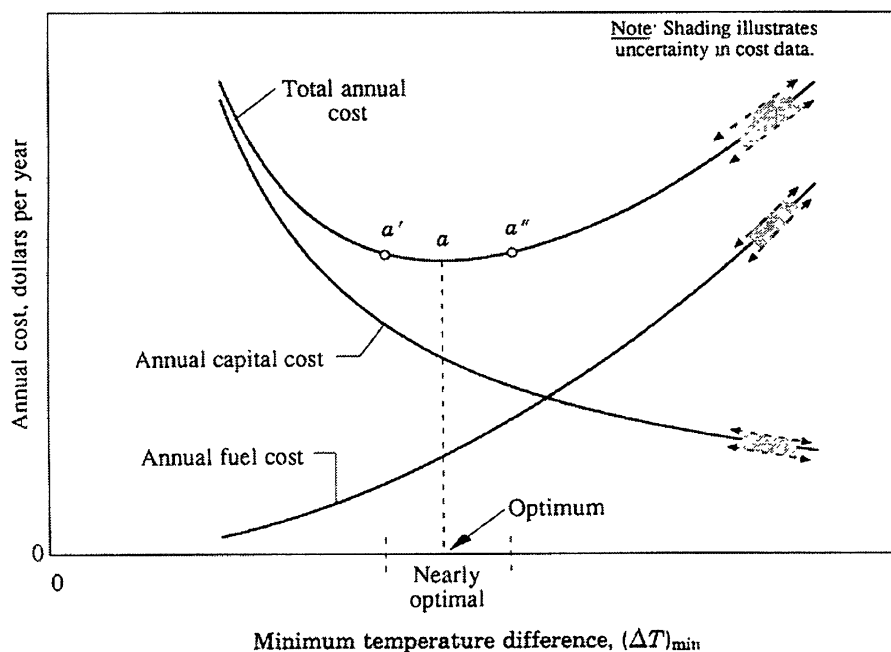
definido como o mais favorável ou o mais apropriado para um determinado fim, especialmente quando as condições são especificadas. Na prática. Para evitar ambigüidade nas discussões seguintes, serão apresentados os diferentes contextos em que o termo ótimo é empregado.

Devido a complexidade dos sistemas e incertezas nos dados e informações sobre o sistema, é geralmente impossível determinar um ótimo verdadeiro. Portanto, freqüentemente se aceita um projeto que está próximo do ótimo - “nearly optimal design”. Para ilustrar, considere um simples componente de um sistema térmico, um trocador de calor de contracorrente. A principal variável de projeto para trocadores de calor é ΔT_{min} , a mínima diferença de temperatura entre os dois fluxos.

Da engenharia termodinâmica sabe-se que a diferença de temperatura entre os dois fluxos do trocador de calor é uma medida da irreversibilidade e que trocadores de calor aproximam-se do ideal quando a diferença de temperatura aproxima-se de zero. Essa irreversibilidade implica num acréscimo no consumo de energia da planta que possui trocadores de calor, pois uma parte da demanda de combustível é usado para “alimentar” a fonte de irreversibilidade. Quanto maior a diferença de temperatura menor é a eficiência do trocador de calor, portanto o “fuel cost” aumenta com o aumento de ΔT_{min} , conforme Fig. 6.

Para reduzir o custo de operação deve-se procurar reduzir a diferença de temperatura entre os fluxos. Do estudo de trocadores de calor, sabe-se que para diminuir a diferença de temperatura entre os fluxos necessita-se uma área de troca de calor maior para uma mesma taxa de transferência de energia. Área de transferência de calor maior significa um trocador de calor maior, mais caro. Conseqüentemente, o “capital cost” aumenta com a área de transferência de calor e varia inversamente com ΔT_{in} , conforme Fig. 6. Todos os custos mostrados na figura são “annual levelized cost”.

FIGURA 6 – CURVAS DOS CUSTOS PARA UM SIMPLES TROCADOR DE CALOR
(FONTE: BEJEAN et al., 1996c)



O “total cost” associado com o trocador de calor é a soma do “capital cost” e o “fuel cost”. O ponto a define o projeto com custo total anual mínimo: o projeto ótimo para um sistema onde o trocador de calor é o único componente. Entretanto, a variação do custo total com a diferença de temperatura é relativamente insignificante na porção da curva delimitada pelos pontos a' e a'' . Trocadores de calor com valores de ΔT_{\min} resultando num custo total nesta porção da curva pode ser considerado como “nearly optimal design”.

O engenheiro de projeto deve ser livre para especificar, sem uma diferença significativa no custo total, qualquer ΔT_{\min} no intervalo designado próximo do ótimo na Fig. 6. Por exemplo, especificando um ΔT_{\min} menor que o ótimo econômico, próximo do ponto a' , o projetista estará projetando de forma a consumir menos combustível com um capital maior, mas sem alteração significativa no custo total (“total cost”). Para um ΔT_{\min} maior que o ótimo econômico, próximo do ponto a'' , o projetista estará economizando no capital

o ótimo econômico, próximo do ponto a”, o projetista estará economizando no capital investido e consumindo mais combustível, porém, sem alterar significativamente o custo total. Especificando um ΔT_{\min} fora deste intervalo o engenheiro pode estar cometendo um erro de projeto, pois: com um ΔT_{\min} muito pequeno, o custo extra de capital pode ser muito maior que a economia de combustível; com um ΔT_{\min} muito grande, o custo extra de combustível pode ser muito maior do que a economia de capital.

Problemas de projetos térmicos são tipicamente bem mais complexos que este exemplo. Os custos não podem ser estimados precisamente por uma curva, como na Fig. 6, e sim por bandas, como sugerido pelos intervalos achurados na figura.

Sistemas térmicos geralmente envolvem vários componentes que interagem entre si, tornando a análise bem mais complexa. Devido a interdependência dos componentes, uma unidade de combustível economizada pela redução da irreversibilidade do trocador de calor, por exemplo, pode levar a um desperdício de uma ou mais unidades de combustível no sistema, resultando num acréscimo de consumo de combustível do sistema como um todo. Normalmente o objetivo é a otimização de todo o sistemas, formado por vários componentes. Otimização individual de componentes, como a que foi feita no exemplo, geralmente não garante um ótimo para o sistema como um todo.

1.4 OBJETIVO

Os sistemas térmicos de refrigeração apresentam dimensões maiores do que os sistemas de compressão mecânica de vapor acionados por energia elétrica, motivo pelo qual na maioria das vezes os sistemas de refrigeração alimentados por fonte de calor não são atrativos. Portanto, visando contribuir para a redução de tamanho desses sistemas, este trabalho tem o objetivo de apresentar um modelo matemático para otimização termodinâmica

do conjunto coletor solar – trocador de calor de sistemas de refrigeração com ejetor que utilizam energia solar. O modelo considera a utilização de amônia como fluido refrigerante.

O modelo matemático tornará possível a identificação de regras preliminares de projeto para sistemas de refrigeração solares com ejetor, através das seguintes etapas:

- resolução do problema termodinâmico básico de como obter a máxima taxa de entrada de exergia em um sistema de refrigeração solar com ejetor;

- verificação da existência de uma razão ótima entre as vazões mássicas de fluido refrigerante e de fluido de aquecimento para maximizar a taxa de transferência de calor retirado do ambiente refrigerado;

- determinação da relação entre a taxa de geração de entropia, parâmetros físicos e de operação e as restrições do sistema através dos princípios fundamentais de transferência de calor;

- realização de análise termodinâmica para determinar as características ótimas que levam a mínima geração de entropia no sistema como um todo, e

- realizar a otimização termodinâmica do sistema, considerando a eficiência de segunda lei da termodinâmica como figura de mérito para determinação do ótimo termodinâmico.

1.5 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

O capítulo 2, apresenta uma revisão da literatura sobre os trabalhos desenvolvidos para aumentar a eficiência dos sistemas de refrigeração com ejetor. Nesse capítulo, também são analisados os trabalhos que utilizam a metodologia de minimização de geração de entropia, onde é considerada a segunda lei da termodinâmica para otimização

termodinâmica de sistemas térmicos de refrigeração que utilizam energia solar e outras fontes de energia térmica.

O modelo matemático para otimização termodinâmica de sistemas de refrigeração com ejetor que utilizam energia solar é apresentado no capítulo 3. O modelo considera os dois subsistemas, o sistema de aquecimento solar e o sistema de refrigeração, sendo que o sistema de refrigeração é modelado de forma endoreversível (i.e. apenas as irreversibilidades externas na transferência de calor no trocador de calor quente do sistema de refrigeração são consideradas).

O capítulo 4, apresenta o método numérico utilizado para resolução do sistema de equações.

No capítulo 5, são apresentadas uma análise e discussão dos resultados obtidos através do modelo matemático.

O capítulo 6 apresenta as principais conclusões e o capítulo 7 as sugestões para trabalhos futuros.

2. REVISÃO DA LITERATURA

2.1 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO ALIMENTADOS POR FONTE DE CALOR

Sistemas de refrigeração alimentados por fonte de calor são aqueles que utilizam uma fonte de calor como forma de energia para ativar o ciclo. Energia elétrica é algumas vezes necessária apenas para acionamento dos dispositivos secundários do sistema tais como bombas para deslocamento do fluido refrigerante. Dentre os ciclos de refrigeração que utilizam energia térmica podemos citar os ciclos de refrigeração por absorção, por adsorção, por reação química, dessecante, ejetor e Rankine. A Tabela 1 apresenta os sistemas de refrigeração alimentados por fonte de calor existentes com a típica temperatura necessária da fonte quente e o COP típico do ciclo de refrigeração (não inclui a eficiência do sistema térmico da fonte quente) (PRIDASAWAS e LUNDQVIST, 2003).

TABELA 1 – SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO ALIMENTADOS POR FONTE DE CALOR (PRIDASAWAS E LUNDQVIST, 2003)

<i>Sistema térmico</i>				<i>Aplicação</i>	
Sistema	Gen./ Regen. Temp. (°C)	COP_{ciclo}	Fluido de Trabalho	Refrigeração	A/C
Absorção	80-190	0,6-0,8 (simples estágio) ≤ 1,3 (2 estágios)	NH ₃ /H ₂ O, H ₂ O/LiCl, H ₂ O/LiBr	X	X
Adsorção	80-300	0,3-0,8	H ₂ O-Zeolite, Metanol- Carvão Ativado	X	
Reação química	80-300	0,1-0,2	NH ₃ /SrCl ₂	X	
Rankine	>120	0,3-0,5	Água, R114, Tolueno, Fluidos orgânicos		X
Dessecante	40-100	0,5-1,5	Água		X
Ejetor	80-150	0,3-0,8	Água, Butano, R141b, etc.		X

1.2.1 Ciclo de refrigeração por absorção

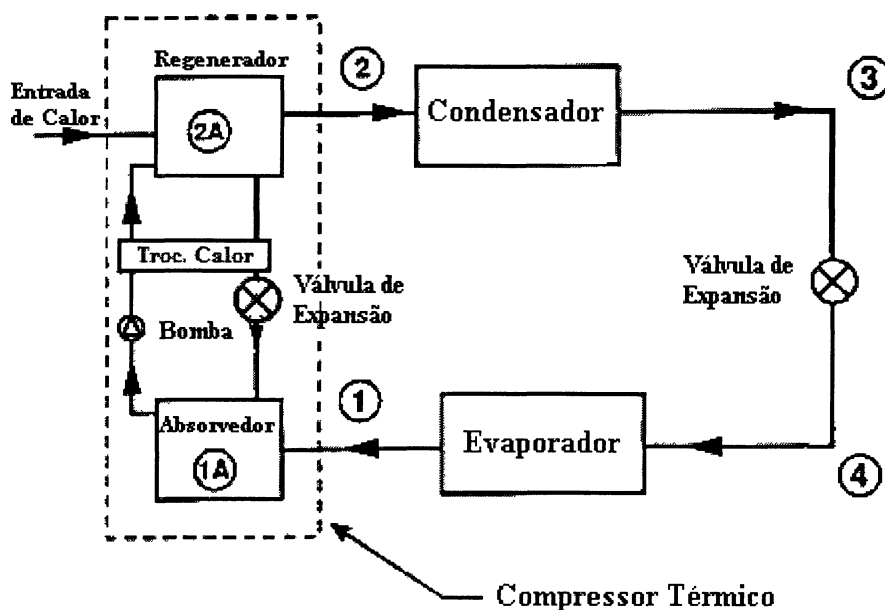
A diferença chave entre um ciclo de absorção e um ciclo de compressão de vapor é a forma de elevação de pressão, processo 1 → 2 da Fig. 7. Num ciclo de compressão de vapor, o vapor a baixa pressão é mecanicamente comprimido. Em um ciclo de absorção, o vapor a baixa pressão é absorvido por uma solução (líquido absorvente) a baixa pressão, bombeada para elevar a pressão, e então aquecida para vaporizar o fluido refrigerante. As temperaturas de condensação e evaporação são similares para os dois processos.

A Fig. 7 mostra um esquema de ciclo por absorção. O ciclo percorrido pelo refrigerante (2 – 3 – 4 – 1) é idêntico ao do ciclo por compressão de vapor. Porém, o que muda é o processo 1 → 2 (compressão do fluido refrigerante), que no ciclo por compressão de vapor é realizado através de um compressor mecânico, enquanto que no ciclo de absorção este

calor fornecido para a mistura refrigerante – absorvente. O processo de compressão no ciclo de absorção é comumente chamado de compressão térmica, compressão termodinâmica ou compressão química.

A descrição dos processos do ciclo de absorção da Fig. 7 está representada na Fig. 8. Pode-se observar que o diagrama P-h da porção do refrigerante num ciclo de refrigeração por absorção é similar ao diagrama P-h do ciclo de refrigeração por compressão de vapor.

FIGURA 7 – ESQUEMA DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO (DORGAN ET AL., 1995)

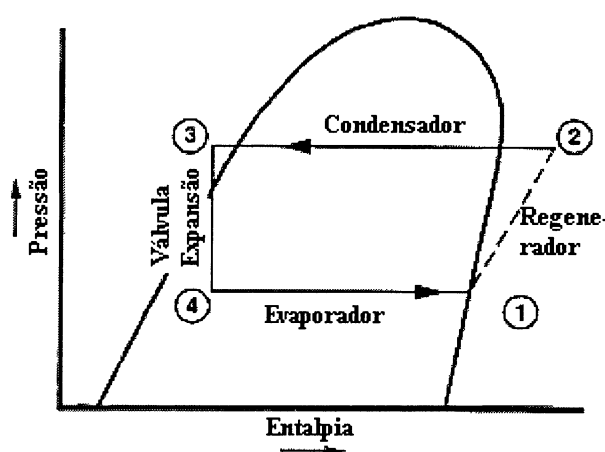


Processo 1 → 2: no ponto 1, o fluido refrigerante na forma de vapor a baixa pressão e temperatura entra no compressor térmico e é absorvido pela solução no ponto 1A. A combinação entre a bomba e adição de calor muda o estado da mistura absorvente – refrigerante do ponto 1A para o 2A. No ponto 2A, o fluido refrigerante na forma de vapor é separado da solução absorvente pelo aquecimento. A bomba eleva a pressão e o aquecimento a temperatura, atingindo o estado definido pelo ponto 2.

Nos pontos 3 e 4 tem-se, respectivamente, fluido refrigerante na fase líquida a alta pressão e temperatura e uma mistura de fluido refrigerante na fase de vapor e líquido a baixa pressão e temperatura.

Processo $2 \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 1$: o fluido refrigerante completa o ciclo de refrigeração, que é idêntico ao do ciclo por compressão de vapor.

FIGURA 8 – DIAGRAMA P-H DE UM CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO (SOMENTE DA PORÇÃO REFRIGERANTE)



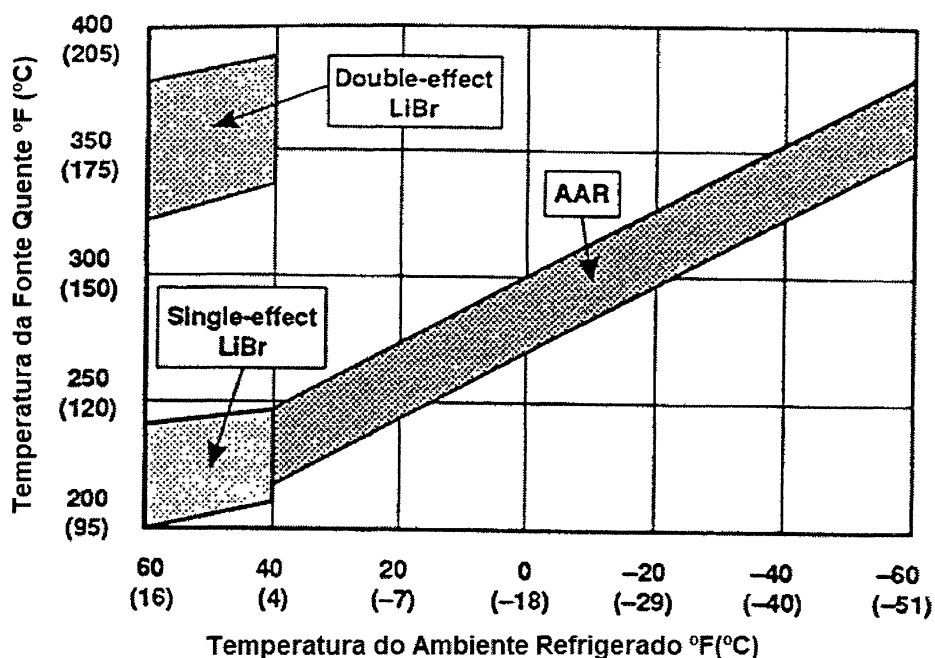
Obs.: Os pontos referenciados nas Figs. 7 e 8 são os mesmos.

O ciclo de refrigeração por absorção necessita de pelo menos uma substância absorvente e outra refrigerante. Normalmente utilizam-se as combinações de água - amônia ($H_2O - NH_3$), e brometo de lítio - água ($BrLi - H_2O$).

A escolha das substâncias depende da aplicação. Para instalações de refrigeração que operam com temperaturas da ordem de $-30^\circ C$ utiliza-se água e amônia, onde a água é o absorvente e a amônia é o refrigerante. Em sistemas de climatização onde a temperatura de evaporação é de aproximadamente $+5^\circ C$, preferencialmente, utiliza-se brometo de lítio e água, onde o brometo de lítio é o absorvente e a água é o refrigerante. Os sistemas que utilizam brometo de lítio e água podem ser de simples ou duplo efeito. A Fig. 9 apresenta uma forma

de seleção preliminar do tipo de equipamento que deve ser utilizado em função da temperatura da fonte de calor e da temperatura do ambiente refrigerado.

FIGURA 9 – MÁQUINAS DE ABSORÇÃO EM FUNÇÃO DAS TEMPERATURAS (DORGAN et al., 1995)



1.2.2 Ciclo de refrigeração por absorção de Platen e Munters

Este sistema foi inventado pela divisão de termodinâmica e refrigeração aplicada, da KTH, na Suécia, e conhecido comercialmente como o refrigerador da Electrolux. Ele foi desenvolvido a partir do ciclo de refrigeração por absorção de Carré mas opera sem bomba para deslocamento da solução. Este sistema não possui partes móveis e não necessita energia auxiliar. Foi usado hidrogênio que é um gás neutro e perfeitamente difusível para manter a pressão total de todo o conjunto constante.

A pressão parcial da amônia na mistura é que vai determinar as condições de vaporização da mesma (temperatura). As passagens do fluido refrigerante do condensador para o evaporador e da solução do absorvedor para o gerador ocorrem por simples desnível.

O hidrogênio que por ser muito difusível se apresenta só na fase gasosa do NH_3 , reduzindo a sua pressão parcial, é retido no evaporador e no absorvedor por meio de sifões líquidos. A composição volumétrica da mistura $\text{NH}_3 + \text{H}_2$ depende das pressões parciais de funcionamento, enquanto que o volume da mistura em evolução será uma parcela do volume evaporador-absorvedor. A Fig. 10 nos dá idéia de uma instalação deste tipo.

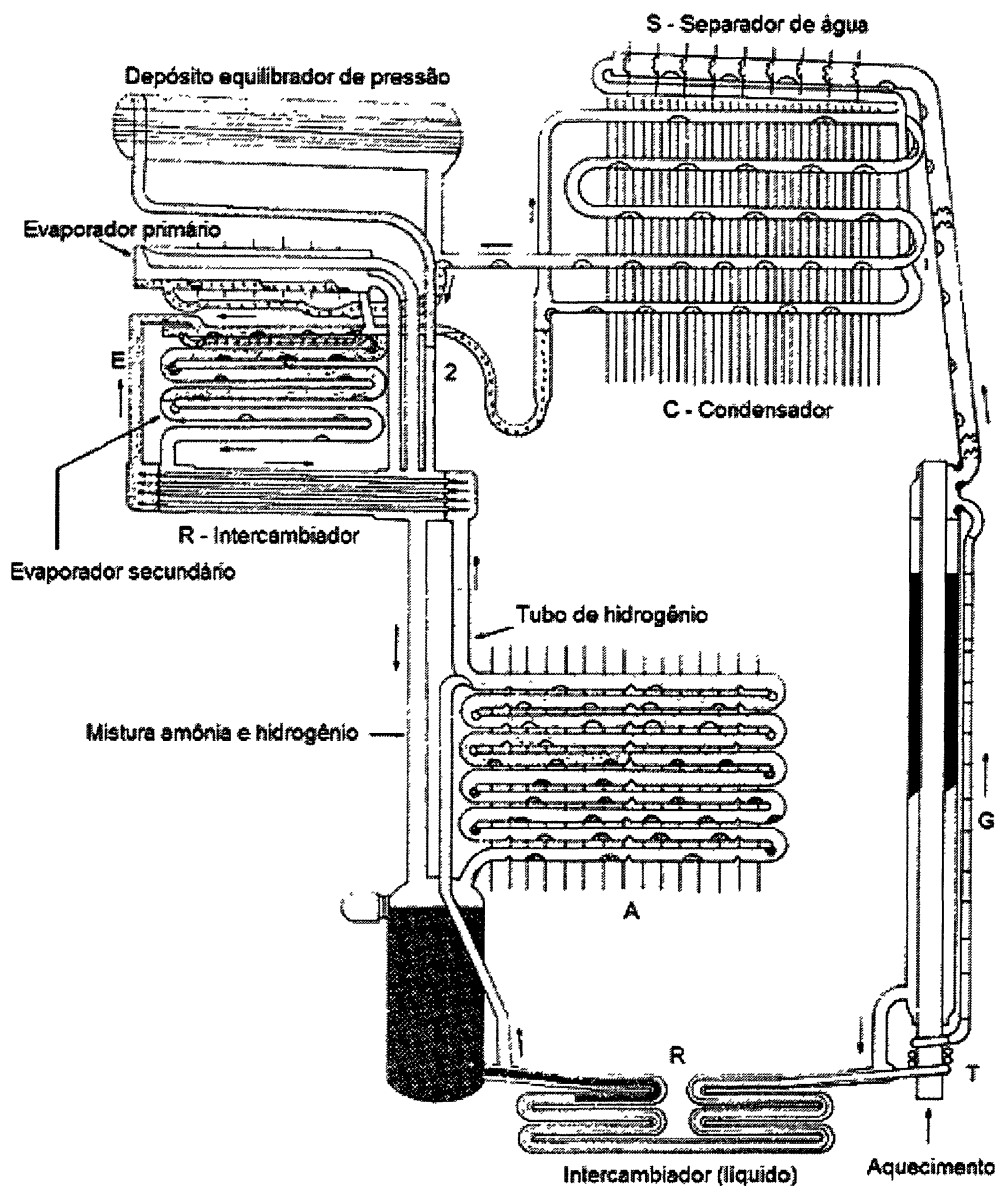
A solução $\text{H}_2\text{O} + \text{NH}_3$ ocupa o fundo do absorvedor A e do gerador G, mantendo-se a sua circulação por termosifão, fenômeno este que é intensificado em T, elemento constituído por um tubo em hélice aquecido com o mesmo calor do gerador.

A solução entra em ebulição em T desprendendo-se grande quantidade de borbulhas de NH_3 que sobem por um tubo delgado arrastando consigo partículas da solução que são vertidas no gerador. A solução assim empobrecida, passa pelo recuperador de calor entrando a uma temperatura já bastante reduzida no absorvedor A.

Os vapores de NH_3 por sua vez sobem até o separador S onde o vapor d'água em parte arrastado é condensado, voltando por gravidade ao gerador. A amônia desidratada é liquefeita no condensador C, esfriado pelo ar ambiente, e penetra através do sifão 2 no evaporador. A evaporação da amônia se processa em presença de H_2 de modo que a pressão parcial do fluido refrigerante seja suficientemente baixa para obter-se a temperatura de refrigeração desejada.

A instalação dispõe ainda de um recuperador para o H_2 que é esfriado ao sair do absorvedor pelos vapores de NH_3 frios que abandonam o evaporador e se dirigem ao absorvedor para serem novamente absorvidos pela solução pobre nele contida.

FIGURA 10 – CICLO DE REFRIGERAÇÃO DE PLATEN-MUNTERS (COSTA, 2000)



Como a absorção do NH_3 se dá com desprendimento de calor, o absorvedor é provido de aletas para o seu esfriamento pelo ar ambiente. O depósito equilibrador de pressão que não é encontrado em todos os aparelhos, torna-se útil quando a temperatura ambiente varia dentro de limites amplos (20 a 40°C).

1.2.3 Ciclo de refrigeração por adsorção

A adsorção é o fenômeno pelo qual, colocando-se em contato um sólido com uma mistura de fluidos, um deles é retido pelo sólido. Isto provoca um aumento da concentração do fluido não adsorvido.

A adsorção se deve ao fato de que a superfície de qualquer sólido se encontra em estado de tensão ou de não saturação, que forma um verdadeiro campo residual de forças de superfície. A tendência natural de redução da energia livre da superfície é a responsável pelo fenômeno aludido. A adsorção se refere, portanto, estritamente a existência de uma concentração mais alta de um dado componente na superfície de uma fase sólida do que no seu interior, isto é, a adsorção é um fenômeno essencialmente de superfície.

O processo de adsorção envolve a separação da substância de uma fase para acumular ou concentrar na superfície de outra substância. Este processo não deve provocar alterações macroscópicas na substância adsorvente, exceto na sua massa. Ambos os processos, adsorção ou absorção, podem ser expressos em termos de processo de sorção.

O processo de adsorção é causado por forças de coesão molecular, forças de Van Der Waals. Caracteriza-se por apresentar calores de adsorção relativamente pequenos e um estado de equilíbrio entre o sólido e o fluido, estado de saturação do sólido, que depende da temperatura do adsorvente e da pressão parcial do fluido adsorvido.

No ciclo de refrigeração por adsorção, o vapor refrigerante não é comprimido a uma alta temperatura e pressão por um compressor, mas é adsorvido por um sólido com uma alta porosidade microscópica. Este processo requer apenas energia térmica, não necessitando energia mecânica. Os princípios do processo de adsorção provem de dois processos principais, adsorção ou refrigeração, Fig. 11, e desorção ou regeneração, Fig. 12.

O refrigerante (água) é vaporizado pelo calor do espaço refrigerado e o gerador (tanque de adsorvente) é resfriado pelo ar ambiente. O vapor do evaporador é conduzido para o gerador e adsorvido pelo adsorvente. O restante da água é resfriado ou congelado. No processo de regeneração, o adsorvente é aquecido a alta temperatura para que o vapor d'água seja desorvido, voltando para o condensador no reservatório de água, onde é condensado.

Para um processo descontínuo, o processo de desorção pode ser operado durante o dia por energia solar que é integrada com o gerador. Para o ciclo básico um único adsorisor é necessário. Para aumentar a eficiência o número de adsorsores pode ser aumentado, dependendo do ciclo.

FIGURA 11 – PROCESSO DE ADSORÇÃO (REFRIGERAÇÃO)

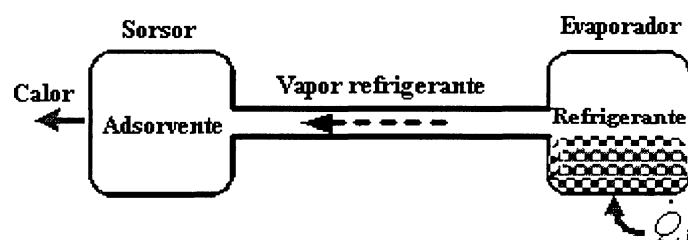
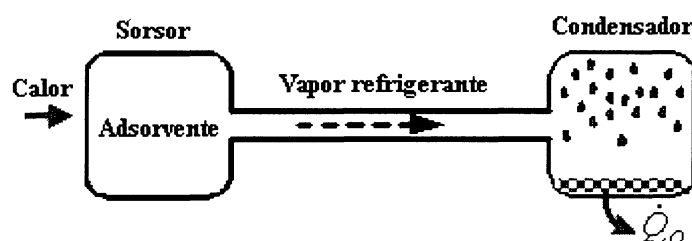


FIGURA 12 – PROCESSO DE DESSORÇÃO (REGENERAÇÃO)



1.2.4 Ciclo de refrigeração por reação química

Um ciclo de refrigeração química é um processo de adsorção sólido-gás com reação química. O princípio de reação química sólido-gás é semelhante ao processo de adsorção. Podem-se fazer as seguintes analogias entre os dois sistemas:

- os dois processos são intermitentes uma vez que o ciclo frio não é contínuo;
- ambos os ciclos utilizam energia térmica como fonte de energia.

As diferenças entre um ciclo de refrigeração por adsorção e um ciclo por reação química são:

1 - O processo físico:

- No processo de adsorção, a adsorção física na superfície do adsorvente não causa deformação ou alterações na estrutura macroscópica do material adsorvente.

- No processo de reação química, a estrutura macroscópica do adsorvente sofre alterações após a adsorção.

2 - A operação termodinâmica do ciclo:

- A adsorção é um processo bivalente, para completar o ciclo adsorção-dessorção necessita-se uma fonte de calor para o adsorvente aumentar a temperatura do material adsorvente sem que ocorram alterações estruturais e químicas do material.

- O processo de reação química é monovalente, para completar o ciclo, uma quantidade maior de calor do que a necessária no processo de adsorção é requerida para aumentar a cinética da reação.

3 - O refrigerante

- Nos sistemas de adsorção várias combinações são possíveis: amônia/carvão ativado, metanol/carvão ativado, água/sílica gel, etc.

- No processo de reação química dois grupos principais de refrigerantes podem ser usados (PRIDASAWAS e LUNDQVIST, 2003): sais de amônia com compostos alcalinos tais como BaCl_2 , MnCl_2 , SrCl_2 , etc; e metais hidratados com baixa histerese intermetálica.

4 - O número de adsorvedores

- Para o ciclo de refrigeração por adsorção, o número de adsorvedores depende do ciclo. Encontra-se apenas um adsorvedor somente no ciclo básico. A eficiência do ciclo pode ser aumentada utilizando-se um número maior de adsorvedores.

- Para metais hidratados, no processo de reação química, o hidrogênio não muda de fase. Dois adsorvedores que promovem um pequeno aumento de temperatura são empregados.

1.2.5 Ciclo de refrigeração dessecante

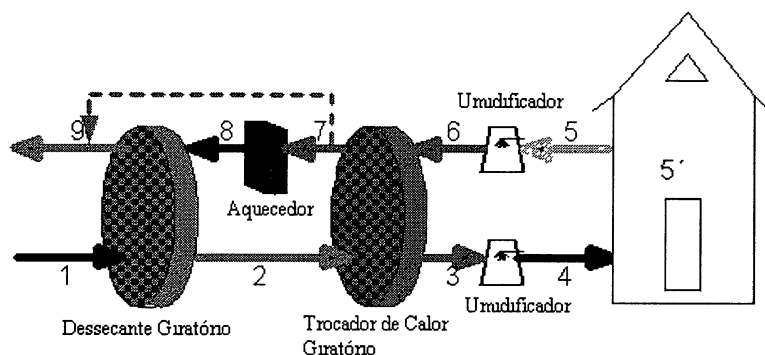
O sistema de refrigeração dessecante é baseado em um processo de desumidificação com ciclo aberto. Calor e água são necessários para operar este sistema. A água é comumente usada como refrigerante já que é barata e não causa problemas ecológicos. O material dessecante pode ser outro líquido ou uma substância sólida. Esse ciclo consiste em um processo de secagem, um processo de transferência de calor e um processo de umidificação. Este sistema é composto por três componentes principais, que operam a pressão atmosférica: um desumidificador, um resfriador evaporativo e um regenerador. Geralmente também se utiliza um trocador de calor para aumentar a eficiência do sistema, COP.

O processo de secagem (desumidificação) pode ser realizado por um rotor dessecante giratório quando utilizado um sólido dessecante, tal como sílica gel, ou pode ser realizado em um tanque de absorção utilizando uma solução higroscópica aquosa que pode ser o trietileno glicol, $\text{CaCl}_2\text{-H}_2\text{O}$, $\text{LiBr-H}_2\text{O}$, $\text{LiCl-H}_2\text{O}$, etc. O processo de transferência de calor ocorre num trocador de calor e o processo de umidificação ocorre em um material higroscópico saturado ou num umidificador. O rotor giratório é comumente utilizado como trocador de calor giratório e secador giratório ao mesmo tempo.

Um simples diagrama com os principais pontos do processo é mostrado na Fig. 13. O ar ambiente externo, 1, é desumidificado com um sólido ou líquido dessecante onde parte de sua umidade é removida, resultando em um aumento da temperatura do ar e um decréscimo de sua umidade, 2. O ar é então resfriado por um trocador de calor sensível, 3. A temperatura

do ar insuflado é diminuída por um umidificador, 4, ou um resfriador evaporativo antes do mesmo entrar no ambiente climatizado

FIGURA 13 – CICLO DE REFRIGERAÇÃO DESSECANTE (PRIDASAWAS E LUNDQVIST, 2003)

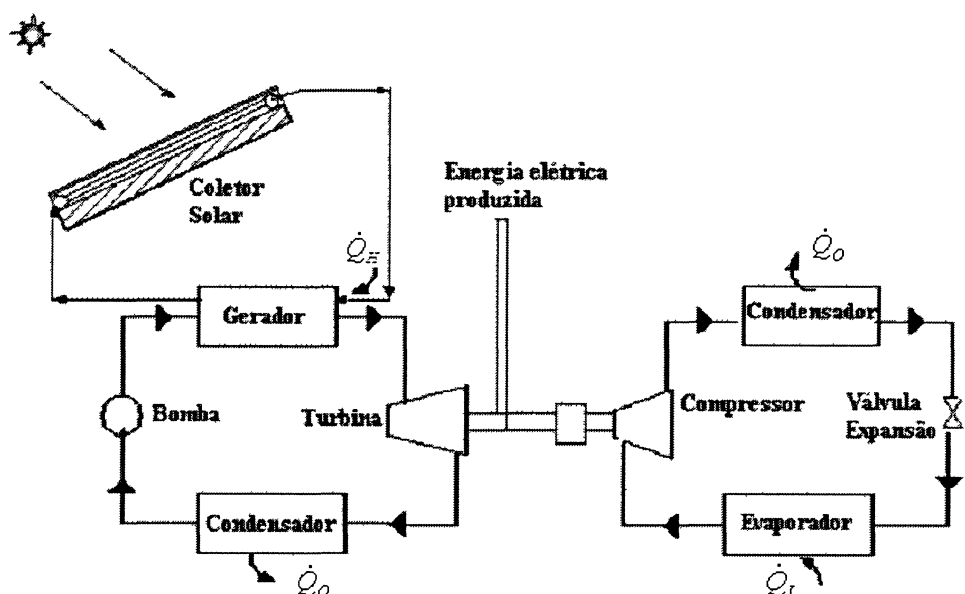


O ar do ambiente refrigerado, 5', retorna para um umidificador evaporativo, 5, onde é umidificado para diminuir sua temperatura. O ar resfriado, 6, entra no trocador de calor giratório aumentando sua temperatura, 7. Saindo do trocador de calor o ar passa por um aquecedor, 8, e entra no dispositivo dessecante para reativá-lo. Este processo é mostrado na carta psicrométrica, Fig. 14.

A energia fornecida pelo aquecedor depende da temperatura do ar que retorna para o dispositivo dessecante no estágio 8, que por sua vez depende de sua umidade e da efetividade do dessecante. Pode-se utilizar energia solar, gases quentes, etc., como fonte de calor para o aquecedor. Uma pequena quantidade de energia elétrica é necessária para girar os rotores do trocador de calor e do dessecante.

+35 °C) (MORAN e SHAPIRO, 1997). A eficiência de um sistema de coletor solar plano é aproximadamente 0,5 e 0,6-0,7, para concentradores solares. Portanto, a eficiência teórica de todo o sistema pode ser estimada em 0,13. O IIR estima em 0,08 a eficiência de todo o sistema para coletores planos e em 0,12 para concentradores solares considerando um dia com céu limpo e uma superfície de coletor solar de 1,2 a 1,8 m²/kWh .

FIGURA 15 – CICLO DE RANKINE



O ciclo de Rankine operando com energia solar não é muito diferente de uma planta de energia convencional, que utiliza água como fluido de trabalho. Para aumentar a eficiência e prevenir a erosão e a cavitação das pás da turbina, superaquecimento e processos de extração são utilizados. O fluido de trabalho no ciclo de potência e de refrigeração podem ser diferentes. O fluido apropriado do sistema solar deve ser escolhido de forma a evitar a condensação na turbina. O superaquecimento requer um aumento da temperatura do coletor e a extração não é viável para pequenos sistemas. Em um fluido de trabalho tal como o R114 (diclorotetrafluoretano) que apresenta uma inclinação positiva na linha de vapor saturado no diagrama T-S, a temperatura de saída da turbina é significativamente maior do que a temperatura de condensação, podendo ser utilizado para proporcionar um preaquecimento do

fluido de trabalho. No entanto, o R114 não é ecologicamente correto uma vez que está listado como fluido destruidor da camada de ozônio.

2.2 TRABALHOS REALIZADOS PARA AUMENTAR A EFICIÊNCIA DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO COM EJETOR

O ciclo de refrigeração com ejedor, considerado no modelo matemático que será apresentado no capítulo 3, foi inventado por GAY (1931). Modificações no ciclo básico foram patenteadas por KEMPER et al. (1966). Duas patentes foram feitas por NEWTON (1972) para controle de sistemas de refrigeração com ejedor e que obviamente fez uso de um estudo físico detalhado sobre mecânica dos fluidos em ejedores feito por ele próprio.

KORNHAUSER (1990) fez uma análise teórica em que demonstrou a possibilidade de aumentar em 21% a eficiência do ciclo ejedor comparado com o ciclo ejedor padrão. Encorajado por esses resultados, MENEGAY (1991) construiu e testou um ciclo ejedor proposto por KORNHAUSER (1990) mas conseguiu uma performance muito menor que a esperada. O ejedor de MENEGAY (1991) foi projetado usando o modelo de equilíbrio homogêneo (HEM – “homogeneous equilibrium model”) com um escoamento simples em duas fases modelado por HENRY e FAUSKE (1971) para dimensionar o bocal primário. O sistema de controle para o ciclo consistia de um by-pass de gás quente em torno do condensador e injetando no bocal primário, controlando o sistema, mas diminuindo o COP. KORNHAUSER e MENEGAY (1994), percebendo que injetando o fluxo com uma alta turbulência poderia diminuir a metaestabilidade do bocal, que poderia ser uma razão para a baixa performance, patentearam uma válvula e um arranjo menor do tubo para resolver o problema. Testes experimentais de um ejedor equipado com esta invenção mostraram uma

performance maior mas ainda menor que a esperada por MENEGAY e KORNHAUSER (1996).

Os sistemas de refrigeração alimentados por fonte de calor têm merecido considerável atenção nas últimas décadas devido ao baixo impacto ambiental. Outro interesse nesses sistemas é que podem ser operados por energia térmica tais como calor disponível e desperdiçado por indústrias (emissões), energia solar e outras fontes conforme a discussão apresentada no capítulo 1. Dentro desse contexto, um grande número de pesquisas tem investigado a performance desses sistemas. Entre eles, para sistemas de refrigeração solar pode-se citar PONS e GUILLEMINOT (1986), ZHANG e WANG (1997) para refrigeração automotiva, SAHA et al. (2000) e ALAM et al. (2000 a,b) para utilização de calor de emissões.

O método de minimização da geração de entropia tem se mostrado nas últimas duas décadas uma importante subárea em Transferência de Calor (BEJAN, 1982, 1988, 1996a, b). O método consiste da aplicação simultânea de transferência de calor e princípios termodinâmicos na obtenção de modelos realísticos de processos de transferência de calor, equipamentos e instalações. Por modelos realistas entendem-se modelos que levem em conta a irreversibilidade inerente aos processos de transferência de calor e massa. Na engenharia, o método de minimização de geração de entropia é conhecido também como otimização termodinâmica e “design” termodinâmico. Foi largamente aplicado, por exemplo, na otimização do armazenamento e recuperação de energia solar (ADEBIYI e RUSSELL, 1987; KRANE, 1987; CHARACH, 1993; BELLECCI e CONTI, 1994; BEJAN, 1994).

A importância e o crescimento desse campo é marcado adicionalmente pelo surgimento, mais recentemente, de uma atividade semelhante em física. O trabalho em física é normalmente chamado de Termodinâmica em Tempo Finito (ANDRESEN et al., 1984), e sua metodologia é exatamente a mesma combinação de Transferência de Calor e Termodinâmica.

Alguns dos resultados mais importantes se referem à otimização de sistemas de potência e sistemas de refrigeração com irreversibilidades de transferência de calor. Na área de geração de energia, o enfoque está no regime de produção de potência instantânea máxima (CHAMBADAL, 1957; NOVIKOV, 1958; EL-WAKIL, 1962, 1971; CURZON e AHLBORN, 1975), que é equivalente ao regime de taxa mínima de geração de entropia (BEJAN, 1996a).

Na área de refrigeração, os modelos que foram otimizados baseados nesse método tinham entrada de potência e rejeição de calor para o ambiente (BEJAN, 1989), como no caso do ciclo de compressão de vapor (KLEIN, 1992; RADCENCO et al., 1994). Eles foram otimizados pela maximização da carga de refrigeração (taxa de extração de calor do espaço frio), que corresponde à minimização da taxa de geração de entropia do espaço frio do sistema de refrigeração.

SOKOLOV e HERSHGAL (1993) aplicaram a técnica de otimização para otimizar a performance de um sistema solar de refrigeração com ejetor. VARGAS et al. (1996) investigaram as condições ótimas para um refrigerador solar considerando os três processos de transferência de calor irreversíveis. CHEN e SCHOUTEN (1998) discutiram a ótima performance de um ciclo de refrigeração por absorção em que as três trocas externas de calor foram consideradas irreversíveis.

VARGAS et al. (1996) apresentaram um modelo para otimização termodinâmica de sistemas de refrigeração que utilizam calor proveniente de coletores solar. O modelo considera um coletor solar com tamanho finito com perda de calor para o ambiente, e um refrigerador com os três trocadores de calor também com um tamanho finito. A condutância térmica dos três trocadores de calor é fixa. A primeira parte do trabalho refere-se às condições ótimas de operação para máximo efeito refrigerante, especificamente, a temperatura ótima do coletor, e a ótima alocação da condutância térmica dos três trocadores de calor. A segunda

parte examina as alterações ótimas de projeto quando o custo da taxa de refrigeração é diferente (maior) que o custo do calor fornecido pelo coletor solar. A temperatura ótima do coletor e a alocação ótima da condutância térmica dos três trocadores de calor é analisada em função da razão da taxa de custo do calor fornecido pelo coletor e da taxa de custo da carga de refrigeração.

AL-KHALIDY (1998) apresentou um estudo experimental de ciclos de refrigeração com ejetor utilizando triclourotrifluoreto (R113) como fluido refrigerante. A influência das temperaturas de evaporação, condensação e do gerador no processo de transferência de calor é analisada experimentalmente para diferentes condições de operação. Os resultados teóricos e experimentais concluíram que a eficiência desses sistemas aumenta com o aumento do peso molecular do fluido refrigerante. O sistema pode operar eficientemente com temperaturas de condensação menores que 45°C e temperatura do gerador maiores que 70°C.

GARRIS et al. (1998) mostraram que com um aumento na geração de entropia, o COP do sistema de refrigeração com ejetor decresce precipitadamente. Isto demonstrou que o COP pode ser melhorado consideravelmente se o aumento da geração de entropia fosse controlado efetivamente. O estudo também mostrou que quando o aumento de geração de entropia é pequeno, somente uma pequena quantidade da energia superaquecida do fluido primário é necessária.

VARGAS et al. (1998) apresentaram um estudo teórico e experimental e introduziram um modelo matemático para sistemas de refrigeração alimentados por fonte de calor operando com controle contínuo de temperatura. O modelo consiste de um espaço refrigerado, um refrigerador por absorção, operando irreversivelmente, um sensor de temperatura e um sinal de referência, e um controle de ação por lei de potência. O regime permanente do modelo de refrigeração por absorção foi validado pela comparação direta entre resultados teóricos e dados experimentais. O modelo foi então utilizado para identificar a alocação ótima da

condutância térmica, para uma condutância térmica total fixa, tal que a taxa de refrigeração é maximizada e o tempo de 'pull-down' é minimizado. A simulação do sistema operando em regime transiente é feita para mostrar que o sistema operando em malha fechada resulta em uma grande redução de consumo de combustível, em comparação com a operação do tipo liga-desliga (controle intermitente).

VARGAS et al. (2000a) apresentaram um trabalho considerando o problema termodinâmico básico de otimização de trocadores de calor para obter a extração máxima de energia de um fluxo de fluido quente quando em contato com uma área total de troca de calor fixa. O artigo mostrou que quando o fluxo de fluido frio recebe calor no trocador de calor de contra corrente, a otimização termodinâmica consiste em determinar a razão ótima entre as vazões mássicas de fluido frio e quente. Na situação de desempenho ótimo, o lado frio do trocador de calor divide-se em três seções: líquido pré-aquecido, região de mudança de fase e vapor superaquecido. Resultados numéricos foram apresentados para uma faixa de parâmetros de projeto em aplicações com água ou tolueno no lado frio.

VARGAS et al. (2000b) desenvolveram um modelo transiente endorreversível, i.e. todas as irreversibilidades ocorrem nos trocadores de calor externos ao compartimento de refrigeração, para estudar os ciclos de refrigeração por absorção e demonstrar a existência de uma alocação ótima da condutância térmica e uma vazão mássica ótima de combustível para máxima taxa de refrigeração. A conclusão mais importante deste trabalho é que a máxima taxa de refrigeração, para atingir a temperatura desejada do local refrigerado num tempo mínimo ocorre em um intervalo limitado da vazão mássica de combustível, principalmente para baixas temperaturas de acoplamento. O estudo demonstra que a vazão mássica de combustível e o tempo mínimo para atingir a temperatura desejada no ambiente refrigerado são influenciados de maneira similar pela carga térmica do ambiente refrigerado e pela condutividade térmica das paredes. De uma forma geral, metade da condutância térmica total

disponível deve ser dividida igualmente entre o gerador e o evaporador, a fim de obter uma taxa de refrigeração máxima.

ALAM et al. (2001) modelaram e otimizaram um sistema de refrigeração solar por adsorção endorreversível considerando os quatro processos de transferência de calor irreversíveis. Nesse artigo os autores mostraram que o máximo efeito refrigerante poderia ser conseguido por uma alocação ótima dos trocadores de calor. Eles também mostraram que a ótima condutância térmica dos trocadores de calor que absorvem calor da fonte quente é aproximadamente igual a condutância térmica dos trocadores de calor que liberam calor para o ambiente.

ALAM e SARKER (2002) utilizaram o modelo de ALAM et al. (2001) para investigar o ótimo termodinâmico em diferentes condições. Esse trabalho mostrou que um aumento na temperatura de estagnação do coletor aumenta a taxa máxima de refrigeração. Também demonstrou que a condutância térmica ótima do evaporador é proporcional a temperatura de estagnação do coletor, enquanto que a condutância térmica ótima do coletor é inversamente proporcional à temperatura de estagnação do coletor. A influência do tamanho adimensional B do coletor também foi abordada. Mostrou-se que um aumento de B aumenta a taxa de refrigeração máxima. O trabalho também demonstra o efeito da temperatura do espaço refrigerado na taxa ótima de refrigeração. Um aumento na taxa máxima de refrigeração é observado com o aumento da temperatura do espaço refrigerado. A fração ótima da condutância térmica do evaporador é diretamente proporcional à temperatura do espaço refrigerado, enquanto que a fração ótima da condutância térmica do coletor é inversamente proporcional à temperatura do espaço refrigerado.

De acordo com a pesquisa bibliográfica realizada e dentro do conhecimento deste autor não foi encontrado nenhum trabalho que apresentasse um modelo matemático de otimização termodinâmica de sistemas de refrigeração solar com ejetor baseado no princípio

da minimização da geração de entropia. Assim, o modelo aqui apresentado, baseado em princípios de Transferência de calor, na primeira e segunda leis da Termodinâmica para modelagem e otimização de sistemas de refrigeração solar com ejetor tem caráter inédito.

3. MODELO MATEMÁTICO

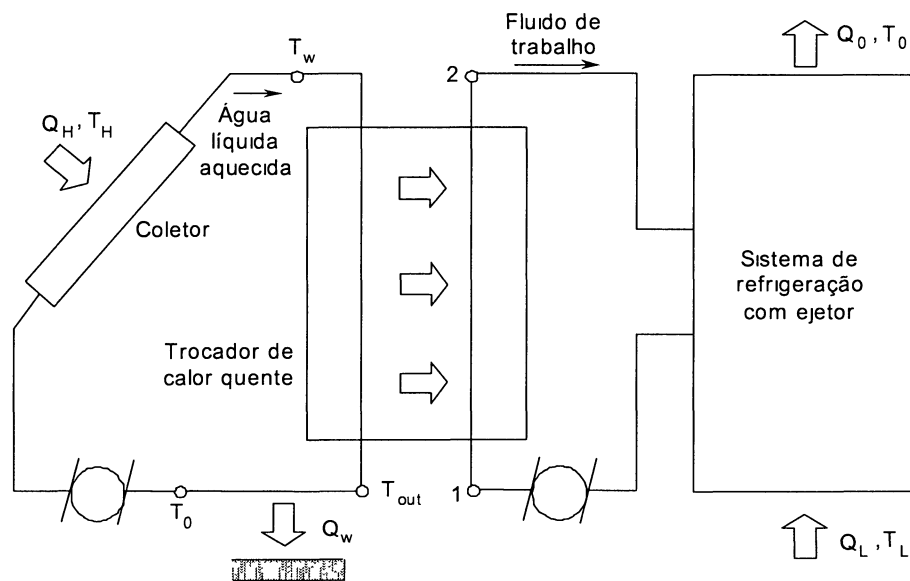
3.1 METODOLOGIA

Conforme foi analisado na revisão da literatura, vários estudos vêm sendo desenvolvidos para aumentar a eficiência de sistemas de refrigeração alimentados por fonte de calor. O modelo que será apresentado é para um refrigerador solar com ejetor endorreversível, ou seja, todas as irreversibilidades do sistema estão nos trocadores de calor externos (coletor solar, gerador, condensador e evaporador). O modelo analisa o sistema de maneira global, na sua forma macro.

Neste trabalho, é considerado o problema termodinâmico básico de como extrair o máximo efeito refrigerante de um refrigerador solar com ejetor, Fig. 16. Uma vazão mássica de água \dot{m}_h na fase líquida é aquecida por um coletor solar até a temperatura de saída T_w . A temperatura deste fluxo diminui ao passar pelo trocador de calor quente, pois ele serve como fonte de calor para o refrigerador. O objetivo é maximizar a taxa de refrigeração \dot{Q}_L , ou minimizar a taxa total de geração de entropia do refrigerador solar através de um modelo analítico em que a influência das áreas de troca de calor possam ser convenientemente estudadas. Em um estudo anterior foi investigada a distribuição ótima de área de troca de calor em refrigeradores alimentados por fonte de calor para máximo efeito refrigerante. Nesse estudo, foi adotado um modelo endorreversível, ou seja, sem análise das características do fluido de trabalho (BEJAN et al., 1995).

Este trabalho não é um exemplo de termodinâmica de ‘tempo finito’ (GYFTOPOULOS, 1997; MORAN, 1998; BEJAN, 1996a, b; SEKULIC, 1998; BEJAN e MAMUT, 1999). Nas análises de Termodinâmica de tempo finito, a taxa de entrada de calor é admitida livre para variar durante a otimização interna do sistema de potência (como se o custo do combustível fosse zero), e, conseqüentemente, a geração de energia é máxima quando a geração de entropia estritamente interna ao compartimento de produção de energia não é mínima. As razões para esta aparente contradição do teorema de Gouy-Stodola são explicadas por BEJAN (1996a). O trabalho apresentado nesta dissertação é completamente diferente: a entrada de exergia é fixa, porque este é o inventário de exergia original do fluxo de água quente especificado (fixo). Complementando, é simples de se mostrar que no presente trabalho a maximização da extração de exergia do fluxo de água quente é equivalente à minimização da geração de entropia dentro de todo o sistema e nas vizinhanças afetadas por ele.

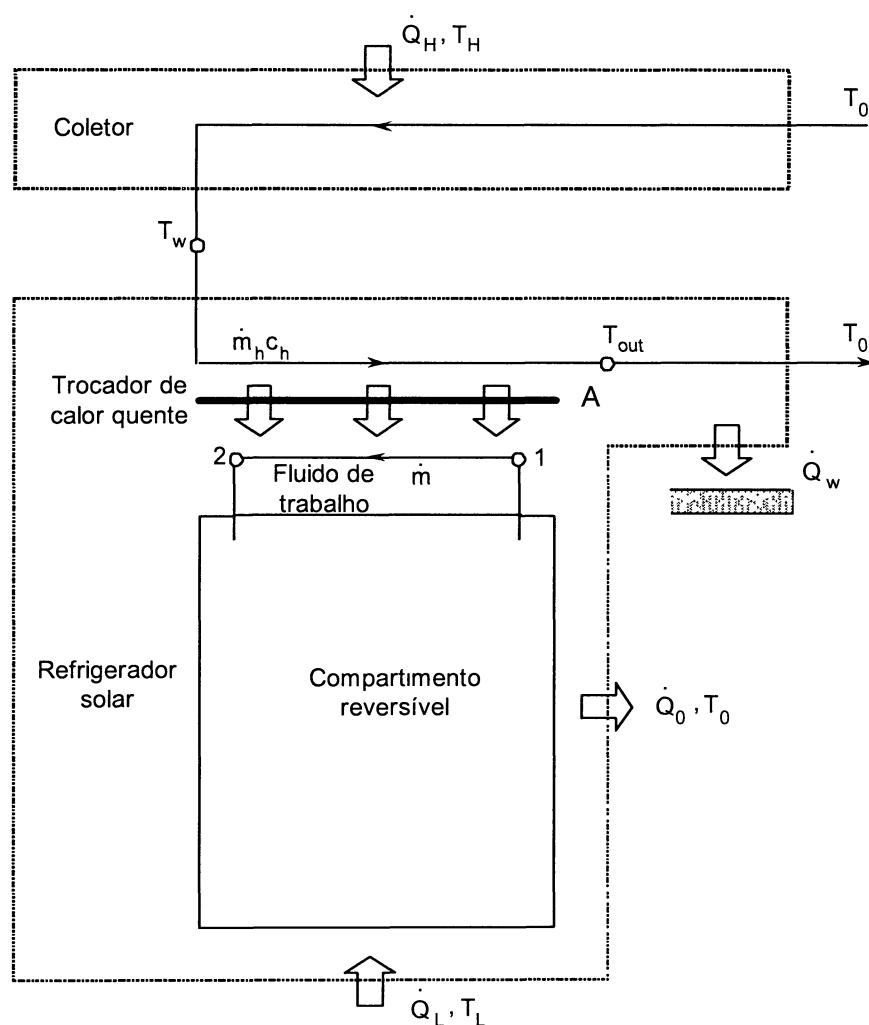
FIGURA 16 – SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO SOLAR COM EJETOR



O trocador de calor quente mostrado na Fig. 17 aquece o refrigerante irreversivelmente num sistema real. A vazão mássica do refrigerante, \dot{m} , não é fixa. A transferência de calor da água quente para o fluxo de refrigerante ocorre através de uma

superfície de área A , que é fisicamente reconhecida como limitada. A diferença de temperatura através da superfície é responsável pela irreversibilidade do trocador de calor quente, causando uma redução da taxa de refrigeração. Assume-se que todos os outros componentes operam reversivelmente, para poder estudar e minimizar a irreversibilidade do trocador de calor quente. A Fig. 17 mostra a configuração esquemática do sistema. As perdas de carga dos dois fluxos são consideradas desprezíveis neste estudo.

FIGURA 17 – DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO SOLAR



O objetivo de projeto considerado neste trabalho é o de identificar o acoplamento ótimo entre \dot{m}_h e \dot{m} , para uma dada área de transferência de calor A . Deve-se notar que isto não é algo óbvio, uma vez que o refrigerante muda de fase, isto é, vaporiza-se em uma seção intermediária do trocador, a uma temperatura constante. Então o fluxo \dot{m} apresenta uma mudança abrupta na derivada da temperatura, em contraste com a distribuição suave da temperatura da água líquida quente.

Com respeito à área de transferência de calor A , no lado da água, o fluido apresenta uma única fase, e o coeficiente de transferência de calor é bem documentado pela literatura técnica, sendo bastante uniforme ao longo da superfície. Porém, no lado do refrigerante, o coeficiente de transferência de calor varia consideravelmente de uma seção do trocador de calor quente para outra. A restrição de área de troca de calor é expressa por:

$$A = A_l + A_b + A_s \quad (1)$$

onde:

A = Área total de transferência de calor (m^2)

A_l = Área de transferência de calor da seção de pré-aquecimento (m^2)

A_b = Área de transferência de calor da seção de evaporação (m^2)

A_s = Área de transferência de calor da seção de superaquecimento (m^2)

Cada seção é caracterizada por coeficientes globais de transferência de calor, U_l , para a seção líquida, U_b para a seção de ebulição e U_s para a seção de superaquecimento.

O problema de otimização está focado em determinar a vazão mássica \dot{m} , um importante parâmetro de operação do equipamento. A existência de uma taxa máxima de refrigeração com relação a \dot{m} é esperada baseada na análise de duas condições: (i) quando $\dot{m} \rightarrow 0$, a temperatura final do fluxo de refrigerante aproxima-se da temperatura máxima possível que é igual a da água quente T_w , entretanto a taxa de escoamento de exergia desse fluxo é bastante baixa, porque o fluxo de massa aproxima-se de zero, então \dot{Q}_L é desprezível,

pois sua única fonte de exergia é a exergia trazida pelo fluxo \dot{m} na parte reversível do sistema, e (ii) quando $\dot{m} \rightarrow \infty$, a temperatura final do refrigerante é quase a mesma que a temperatura de entrada, assim é mínima a taxa de escoamento de exergia recebida pelo fluxo \dot{m} , e a taxa de refrigeração \dot{Q}_L também é desprezível. Este comportamento assintótico nos dois limites de \dot{m} implica na existência de um valor intermediário (e ótimo) da taxa de escoamento \dot{m} que maximiza a taxa de refrigeração, \dot{Q}_L , do sistema, bem como sua eficiência.

O método da minimização da geração de entropia (EGM – “entropy generation minimization”) combina termodinâmica com princípios fundamentais de transferência de calor. A análise que se segue consiste em relacionar a taxa de geração de entropia, os parâmetros físicos e de operação, e as restrições do sistema, através de princípios fundamentais de transferência de calor. Posteriormente, uma análise termodinâmica determina as características ótimas que conduzem à geração mínima de entropia.

3.2 METODOLOGIA E ANÁLISE

A análise de transferência de calor se inicia com o coletor solar mostrado nas Fig. 16 e 17. Sem perda de generalidade, é considerado que a água entra no coletor com temperatura ambiente T_0 . Assim, o fluxo de água que deixa o trocador de calor quente é considerado resfriado até a temperatura ambiente. O modelo do coletor é descrito analiticamente por:

$$\dot{Q}_H = G_T A_c [a - b(T_H - T_0)] \quad (2)$$

onde:

\dot{Q}_H = taxa de transferência de calor do coletor para a água (W)

A_c = área do coletor solar (m²)

G_T = radiação térmica incidente na superfície do coletor solar (W m⁻²)

a e b = são duas constantes que podem ser calculadas como mostrado por SOKOLOV e HERSHGAL (1991)

T_0 = temperatura ambiente (°C)

T_H = temperatura do coletor solar (°C)

A Eq. (2) representa um coletor plano com perda parcial de calor para o ambiente. O termo ϵ é conhecido como sendo a eficiência do coletor, e

$$T_{st} = T_0 + a/b \quad (3)$$

onde:

T_{st} = temperatura de estagnação do coletor solar (isto é, a temperatura máxima possível do coletor) (°C)

Quando $T_H = T_{st}$ o calor transferido \dot{Q}_H é zero. SOKOLOV e HERSHGAL (1993) demonstraram que quando o coletor e o trocador de calor são especificados, existe uma temperatura ótima do coletor para uma máxima taxa de refrigeração, isto é, um acoplamento ótimo entre o coletor solar e o sistema de refrigeração. Entretanto, nem a configuração de projeto nem os parâmetros internos de operação foram otimizados. Eles assumiram uma dada configuração de projeto e otimizaram a temperatura do acoplamento. A proposta deste trabalho é otimizar a vazão mássica de refrigerante, identificando a configuração de projeto (áreas de troca de calor finitas) ótima, para maximizar a taxa de refrigeração, \dot{Q}_L , e então, o efeito do tamanho do coletor, nesses ótimos é investigado.

De um balanço de energia entre o coletor e o fluxo de água obtém-se a seguinte equação adimensional:

$$\tau_{st} - \tau_H = \mu_w (\tau_w - 1) \quad (4)$$

onde:

$$\tau_i = T_i/T_0$$

τ_{st} = temperatura adimensional de estagnação do coletor solar

τ_H = temperatura adimensional do coletor solar

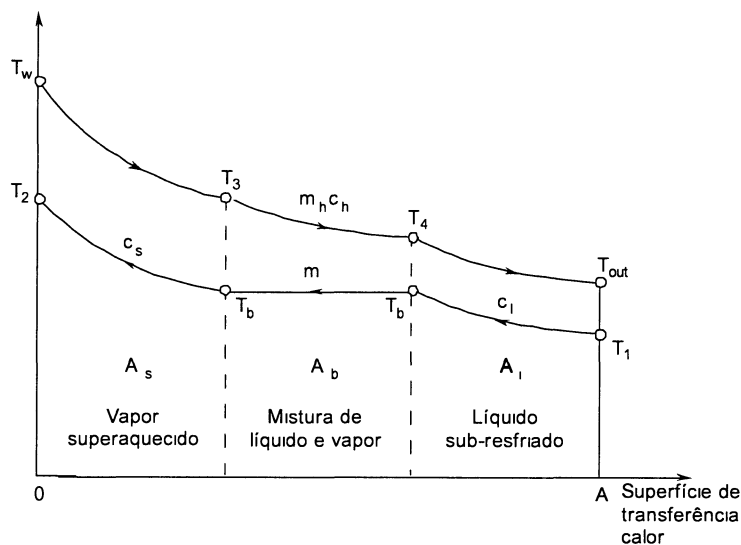
τ_w = temperatura adimensional do fluido quente na entrada do trocador de calor

$\mu_w = \dot{m}_h c_h / (b A_c G_T)$, parâmetros adimensionais físicos e de operação do coletor solar

A Eq. (4) relaciona a temperatura de entrada da água quente, T_w , com os parâmetros físicos e operacionais do coletor.

O fluxo de água quente e de refrigerante circulam em contra-corrente, como mostra a Fig. 18. Admite-se adicionalmente que o refrigerante entra no trocador de calor como líquido sub-resfriado ($T_1, P_1 = P_r$, onde T_1 e P_1 são, respectivamente, a temperatura e a pressão de entrada no trocador e P_r é a pressão de saturação à temperatura de saturação, T_b , do fluido refrigerante). O modelo também assume uma taxa de escoamento de refrigerante suficientemente pequena, tal que o fluxo de refrigerante vaporize completamente e seja superaquecido antes de deixar o trocador de calor ($T_2, P_2 = P_r$, onde T_2 e P_2 são, respectivamente, a temperatura e a pressão do fluido refrigerante na saída do trocador). Assim as três seções do lado do refrigerante definem três trocadores em contra-corrente e em seqüência, isto é, A_1, A_b e A_s na Fig. 18.

FIGURA 18 – DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA AO LONGO DO TROCADOR DE CALOR QUENTE EM CONTRA-CORRENTE



A operação do trocador de calor quente é descrita pelo método da efetividade - NTU (BEJAN, 1993). Com base na Fig. 18, para o trocador de calor em contra-corrente, as relações de efetividade para o superaquecimento (T_w , T_3 , T_b , T_2) e pré-aquecimento (T_4 , T_{out} , T_l , T_b) são escritas como:

$$\varepsilon_i = \frac{1 - \exp[-NTU_i(1 - C_{\min,i}/C_{\max,i})]}{1 - (C_{\min,i}/C_{\max,i})\exp[-NTU_i(1 - C_{\min,i}/C_{\max,i})]} \quad i = s, l \quad (5)$$

onde:

$C_{\min,i}$ = capacidade térmica mínima, i.e. menor valor entre a capacidade térmica do fluxo de fluido quente ($C = \dot{m}_h c_h$) e do fluido refrigerante ($C = \dot{m} c_{m,i}$) (W K^{-1})

NTU_i = número de unidades de transferência de calor

T_3 , T_4 , T_{out} = temperaturas do fluido quente ao longo do trocador de calor quente ($^{\circ}\text{C}$), conforme Fig. 18

Para o refrigerante superaquecido foi considerado um calor específico médio a pressão constante, \bar{c}_s , isto é:

$$\bar{c}_s = 1/2 [c_s(T_2) + c_s(T_b)] \quad (6)$$

e

$$c_l = c_l(T_b) \quad (7)$$

onde:

T_2 = temperatura do fluido refrigerante na saída do trocador de calor (°C)

T_b = temperatura de evaporação do fluido refrigerante (°C)

c_l = calor específico do líquido na temperatura de saturação ($\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)

O calor específico à pressão constante de refrigerante é determinado como:

$$c_{m,i} = c_i \quad i = s, l \quad (8)$$

Uma taxa adimensional de fluxo de massa de refrigerante é definida como:

$$M = \dot{m} / \dot{m}_h \quad (9)$$

onde:

\dot{m} = vazão mássica de fluido refrigerante (kg s^{-1})

\dot{m}_h = vazão mássica de fluido de aquecimento (água quente) (kg s^{-1})

Na seção de superaquecimento, usando a definição de efetividade, pode-se escrever:

$$T_3 = T_w - (C_{\min,s} / C_h) \varepsilon_s (T_w - T_b) \quad (10)$$

$$T_2 = T_b + (C_{\min,s} / C_{c,s}) \varepsilon_s (T_w - T_b) \quad (11)$$

Analogamente, para seção de pré-aquecimento:

$$T_{out} = (1 - \varepsilon_l \cdot C_{\min,l} / C_h) T_4 + (C_{\min,l} / C_h) \varepsilon_l T_1 \quad (12)$$

$$T_4 = T_1 + (C_{c,l} / C_{\min,l}) (T_b - T_1) / \varepsilon_l \quad (13)$$

onde:

$C_{\min,l}$ = menor das duas taxas de capacidade térmica C_h (água - fluxo quente) e $C_{c,l}$ (refrigerante - fluxo frio) (W K^{-1})

T_w, T_3, T_4 e T_{out} = temperaturas do fluido quente ao longo do trocador de calor quente (°C)

T_l = temperatura do fluido refrigerante na entrada do trocador de calor (°C)

T_b = temperatura de evaporação do fluido refrigerante (°C)

T_2 = temperatura do fluido refrigerante na saída do trocador de calor (°C)

Na seção de vaporização, a temperatura no lado frio é uniforme, T_b . Neste caso, pode-se escrever a relação de efetividade:

$$\varepsilon_b = 1 - \exp[-NTU_b] \quad (14)$$

$$T_4 = T_3 - \varepsilon_b(T_3 - T_b) \quad (15)$$

onde:

$$NTU_b = (UA)_b / \dot{m}_h c_h \quad (16)$$

Do balanço de energia na seção de vaporização, escreve-se uma outra relação para T_3 e T_4 :

$$T_3 - T_4 = (C_{c,s} h_{fg}) / (C_h c_{m,s}) \quad (17)$$

O coletor e o trocador de calor quente são então modelados matematicamente por um conjunto de dez equações: um balanço de energia entre o coletor e o fluxo de água quente, Eq. (4), três relações de efetividade - NTU dadas pelas Eqs. (5) e (14), e seis equações que relacionam as temperaturas finais das três seções, Eqs. (10) – (13), (15) e (17). Estas equações são reescritas adimensionalmente, usando como referência a temperatura ambiente:

$$\tau_3 = \tau_w - (C_{\min,s} / C_h) \varepsilon_s (\tau_w - \tau_b) \quad (18)$$

$$\tau_2 = \tau_b + (C_{\min,s} / C_{c,s}) \varepsilon_s (\tau_w - \tau_b) \quad (19)$$

$$\tau_{out} = (1 - \varepsilon_l \cdot C_{\min,l} / C_h) \tau_4 + (C_{\min,l} / C_h) \varepsilon_l \tau_1 \quad (20)$$

$$\tau_4 = \tau_1 + (C_{c,l} / C_{\min,l}) (\tau_b - \tau_1) / \varepsilon_l \quad (21)$$

$$\tau_4 = \tau_3 - \varepsilon_b (\tau_3 - \tau_b) \quad (22)$$

$$\tau_3 - \tau_4 = (C_{c,s} h_{fg}) / (C_h c_{m,s} T_0) \quad (23)$$

A restrição da área total de troca de calor definida pela Eq. (1) pode ser reescrita em termos do número total de unidades de transferência de calor (NTU):

$$NTU = (C_{\min,s}/C_h)NTU_s + (U_s/U_b)NTU_b + (C_{\min,l}/C_h)(U_s/U_l)NTU_l \quad (24)$$

onde,

$$NTU = (U_s A)/(\dot{m}_h c_h), \text{ constante} \quad (25)$$

Para levar em conta a distribuição do refrigerante, de acordo com sua fase, ao longo da área do trocador de calor, na implementação numérica da Eq. (24), são definidas razões de área como:

$$x = A_s/A, \quad y = A_b/A, \quad 1 - x - y = A_l/A \quad (26)$$

onde x e y são frações da área A , tal que

$$x = (C_{\min,s}/C_h)NTU_s/NTU, \quad y = (U_s/U_b)NTU_b/NTU \quad e \\ 1 - x - y = (C_{\min,l}/C_h)(U_s/U_l)NTU_l/NTU$$

O sistema deve ser otimizado tal que a máxima taxa de refrigeração seja obtida. Nesta análise, admite-se que todas as irreversibilidades ocorrem no trocador de calor quente, conforme mostrado na Fig. 18. A primeira e a segunda leis da termodinâmica para operação em regime permanente do sistema são:

$$\dot{Q}_w + \dot{Q}_0 = \dot{m}_h (h_w - h_0) + \dot{Q}_L \quad (27)$$

$$\dot{S}_{gen} = -\dot{Q}_L/T_L + (\dot{Q}_w + \dot{Q}_0)/T_0 + \dot{m}_h (s_0 - s_w) \quad (28)$$

onde:

Combinando essas duas equações, a seguinte relação é obtida:

$$\dot{Q}_L (T_0/T_L - 1) = \dot{m}_h e_{x,w} - T_0 \dot{S}_{gen} \quad (29)$$

onde:

\dot{Q}_w = taxa de transferência de calor rejeitado para o ambiente pelo fluido de aquecimento (W)

\dot{Q}_0 = Taxa de rejeição de calor para o ambiente pelo fluido refrigerante (W)

\dot{Q}_L = Taxa de transferência de calor retirado do ambiente refrigerado (W)

h_w, h_0 = entalpia específica do fluido de aquecimento na entrada e na saída do trocador de calor quente, respectivamente (J kg^{-1})

s_w, s_0 = entropia específica do fluido de aquecimento na entrada e na saída do trocador de calor quente, respectivamente ($\text{J kg}^{-1}\text{K}^{-1}$)

\dot{m}_h = vazão mássica de fluido de aquecimento (kg s^{-1})

\dot{m} = vazão mássica de fluido refrigerante (kg s^{-1})

T_0 = temperatura ambiente ($^{\circ}\text{C}$)

$\dot{Q}_L(T_0/T_L - 1)$ = conteúdo exergético da troca de calor, $(-E_{QL})$, que deve ser depositado no espaço frio T_L (W)

$e_{x,w}$ = é a exergia de escoamento específica inicial da água quente,

$$e_{x,w} = (h_w - T_0 s_w) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (\text{J kg}^{-1})$$

\dot{S}_{gen} = Taxa de geração de entropia (W K^{-1})

A exergia de escoamento final do fluxo \dot{m}_h é zero, por definição, pois \dot{m}_h atinge o equilíbrio termomecânico com o ambiente.

A Eq. (29) mostra que $(-E_{QL})$ é igual ao decréscimo da exergia de escoamento no fluxo de água quente, menos o produto $T_0 \dot{S}_{gen}$, que corresponde à exergia destruída. O próximo passo da análise é focar apenas no trocador de calor quente, escrevendo a primeira e a segunda leis da termodinâmica para essa parte do equipamento:

$$\dot{m}_h(h_w - h_0) - \dot{m}(h_2 - h_1) - \dot{Q}_w = 0 \quad (30)$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_h(s_0 - s_w) + \dot{m}(s_2 - s_1) + \dot{Q}_w/T_0 \geq 0 \quad (31)$$

Combinando as Eqs. (30) e (31), a exergia destruída é obtida por:

$$T_0 \dot{S}_{gen} = \dot{m}_h e_{x,w} - \dot{m}(e_{x,2} - e_{x,1}) \quad (32)$$

onde:

\dot{Q}_w = taxa de transferência de calor rejeitado para o ambiente pelo fluido de aquecimento (W)

h_w, h_0, h_1, h_2 = entalpia específica do fluido de aquecimento nas seções do trocador de calor quente, Fig. 18 (J kg^{-1})

s_w, s_0, s_1, s_2 = entropia específica do fluido de aquecimento nas seções do trocador de calor quente, Fig. 18 ($\text{J kg}^{-1}\text{K}^{-1}$)

\dot{m}_h = vazão mássica de fluido de aquecimento (kg s^{-1})

\dot{m} = vazão mássica de fluido refrigerante (kg s^{-1})

T_0 = temperatura ambiente ($^{\circ}\text{C}$)

$e_{x,w}$ = é a exergia de escoamento específica inicial da água quente,

$$e_{x,w} = (h_w - T_0 s_w) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (\text{J kg}^{-1})$$

$e_{x,1}, e_{x,2}$ = exergia do fluido refrigerante na entrada e na saída do trocador de calor quente, respectivamente (J kg^{-1})

\dot{S}_{gen} = Taxa de geração de entropia (W K^{-1})

A Eq. (32) mostra que a exergia destruída pelo sistema é a diferença entre a exergia entregue pela água quente e a exergia absorvida pelo refrigerante. Combinando as Eqs. (27) e (30), o conteúdo exergético da taxa de refrigeração é obtido por

$$\dot{Q}_L (T_0/T_L - 1) = \dot{m}(e_{x,2} - e_{x,1}) \quad (33)$$

que mostra que o conteúdo exergético de \dot{Q}_L é igual à exergia líquida de escoamento que entra no compartimento reversível da Fig. 17. Alternativamente, a Eq. (31) poderia ter sido encontrada escrevendo-se a primeira e a segunda leis para o compartimento reversível.

O modo mais direto de maximizar \dot{Q}_L é simplesmente maximizar a exergia de escoamento absorvida pelo fluxo de refrigerante, usando a Eq. (31). As propriedades do

estado 1 geralmente resultam do projeto do ciclo de refrigeração, assim a maximização de \dot{Q}_L pode ser obtida pela maximização da taxa de exergia de escoamento no estado 2.

A função objetivo para a obtenção do ótimo termodinâmico é a eficiência de segunda lei

$$\eta_{II} = (-E_{QL}) / \dot{m}_h e_{x,w} = \dot{Q}_L (T_0/T_L - 1) / (\dot{m}_h e_{x,w}) = \dot{m} (e_{x,2} - e_{x,1}) / (\dot{m}_h e_{x,w}) \quad (34)$$

onde:

$(-E_{QL})$ = Conteúdo exergético da taxa de transferência de calor retirado do ambiente (W)

\dot{Q}_L = Taxa de transferência de calor retirado do ambiente refrigerado (W)

\dot{m}_h = vazão mássica de fluido de aquecimento (kg s^{-1})

\dot{m} = vazão mássica de fluido refrigerante (kg s^{-1})

$e_{x,w}$ = é a exergia de escoamento específica inicial da água quente,

$$e_{x,w} = (h_w - T_0 s_w) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (\text{J kg}^{-1})$$

$e_{x,1}, e_{x,2}$ = exergia do fluido refrigerante na entrada e na saída do trocador de calor quente, respectivamente (J kg^{-1})

T_0 = temperatura ambiente ($^{\circ}\text{C}$)

T_L = temperatura do ambiente refrigerado ($^{\circ}\text{C}$)

Para avaliar a mudança na exergia de escoamento do fluxo, três termos são considerados para o refrigerante, correspondendo às regiões de líquido, de mudança de fase e de vapor, conforme se segue:

$$e_{x,2} - e_{x,1} = (e_{x,2} - e_{x,g}) + (e_{x,g} - e_{x,f}) + (e_{x,f} - e_{x,1}) \quad (35)$$

onde, $e_x = h - T_0 s$.

A Eq. (34) é reescrita admitindo o modelo de escoamento incompressível para a região de líquido, como se segue:

$$\eta_{II} = \left(\frac{C_{c,s}}{C_h} \right) \left\{ \frac{v + z}{\tau_w - 1 - \ln \tau_w} \right\} \quad (36)$$

onde:

η_{II} = eficiência de segunda lei

v é uma função que depende do modelo adotado para o refrigerante superaquecido:

- modelo de gás ideal:

$$v = \tau_2 - \tau_b - \ln(\tau_2/\tau_b) \quad (37a)$$

- propriedades reais do refrigerante superaquecido:

$$v = (h_2 - h_g)/(c_{m,s}T_0) - (s_2 - s_g)/c_{m,s} \quad (37b)$$

z é uma função que se refere ao refrigerante líquido e em evaporação:

$$z = [h_{fg}/(c_{m,s}T_0)](1 - 1/\tau_b) + c_l/c_{m,s}(\tau_b - \tau_1 - \ln(\tau_b/\tau_1)) \quad (38)$$

$C_{c,s}$, C_h = capacidade térmica do fluido refrigerante e do fluido de aquecimento, respectivamente ($W K^{-1}$)

τ_w = Temperatura adimensional do fluido de aquecimento na entrada do trocador de calor quente

τ_1 , τ_2 , τ_b = temperaturas adimensionais do fluido refrigerante nas seções do trocador de calor quente, Fig. 18

h_2 = entalpia específica do fluido refrigerante na saída do trocador de calor quente ($J kg^{-1}$)

h_g = entalpia específica de saturação do fluido refrigerante ($J kg^{-1}$)

h_{fg} = entalpia específica de vaporização do fluido refrigerante ($J kg^{-1}$)

s_2 = entropia específica do fluido refrigerante na saída do trocador de calor quente ($J kg^{-1} K^{-1}$)

s_g = entropia específica do vapor saturado do fluido refrigerante ($J kg^{-1} K^{-1}$)

$c_{m,s}$ = calor específico à pressão constante de refrigerante na seção de superaquecimento ($J kg^{-1} K^{-1}$)

4. MÉTODO NUMÉRICO

O problema numérico consiste em resolver o sistema não linear Eqs. (4), (5), (12), (16) – (22) para obter τ_2 e maximizar η_{II} . Alguns parâmetros selecionados foram mantidos constantes e outros foram variados para gerar os resultados mostrados nas Figs. 18 – 22. Cada ponto das curvas traçadas foi determinado como solução do sistema de equações acima para um conjunto pré-definido de parâmetros (M , NTU , τ_H , τ_{st} , τ_I , τ_b , μ_w , T_0 , U_b/U_s e U_l/U_s). Uma vez que o conjunto de parâmetros fixos é definido, τ_w é obtido diretamente da Eq. (4), e o sistema restante de nove equações é resolvido para τ_2 . Esse sistema foi resolvido em dois passos: i) por substituição analítica, e utilizando as Eqs. (5) e (12), o que resultou em $x = f_1(\tau_2)$, $y = f_2(\tau_2)$ e $(1 - x - y) = f_3(\tau_2)$, e ii) utilizando a superfície total definida na Eq. (1), conforme se segue:

$$F(\tau_2) = f_3(\tau_2) - [1 - f_1(\tau_2) - f_2(\tau_2)] = 0 \quad (39)$$

A Eq. (37) foi resolvida numericamente para τ_2 , a partir do que foram determinadas as variáveis restantes (x , y , τ_3 , τ_4 , τ_{out} , ε_s , ε_l , ε_b). A tolerância $|F(\tau_2)| \leq 10^{-6}$ foi imposta em todas as soluções como critério de convergência. A maximização de η_{II} foi obtida pela variação de M e fixando os outros parâmetros (NTU , τ_H , τ_{st} , τ_I , τ_b , μ_w , T_0 , U_b/U_s e U_l/U_s). A faixa de M utilizando amônia no lado frio foi $0,01 \leq M \leq 1$. A discretização escolhida para a maximização foi o conjunto mais esparsa tal que o ótimo valor de M não mudasse em relação a conjuntos mais refinados, com um erro relativo menor do que de um por cento em todos os casos.

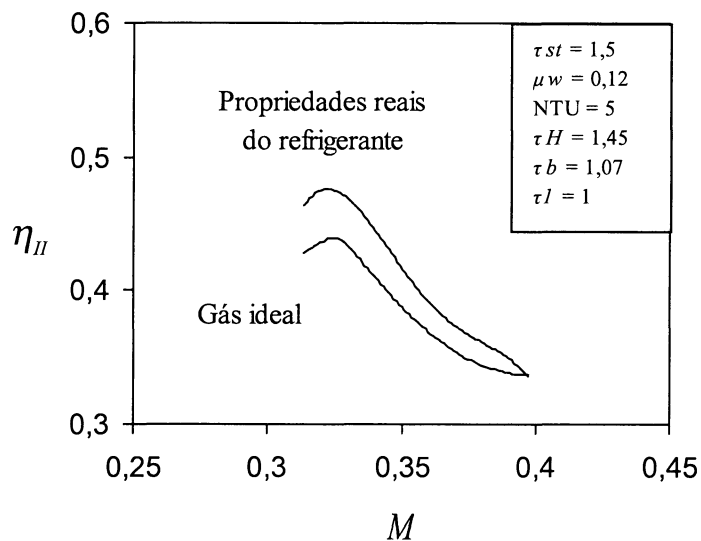
Nos anexos 1 e 2 encontram-se os códigos dos métodos numéricos para solução de equações não lineares e o código fonte do programa desenvolvido, respectivamente.

5. APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados foram obtidos com base na hipótese simplificadora de que o coeficiente global de transferência de calor tem o mesmo valor em cada uma das três seções do trocador de calor, isto é, $U_s = U_b = U_l$. A pressão do refrigerante adotada no trocador de calor foi $P_r = 18$ bar, a temperatura ambiente foi adotada como sendo $T_0 = 298,15$ K.

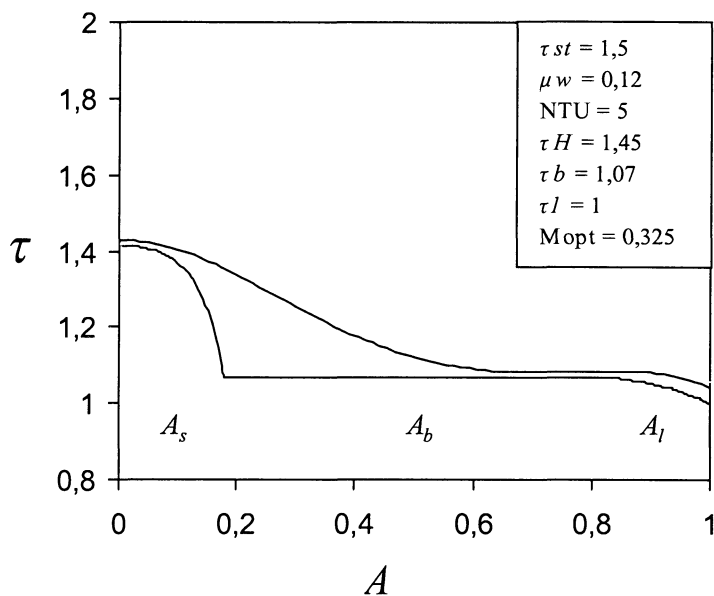
A Fig. 19 ilustra o valor ótimo de M , que maximiza a eficiência de segunda lei de todo o sistema. A mesma figura também mostra que há um efeito notável sobre o ótimo ($\eta_{II, Max}$, M_{opt}), de acordo com o modelo adotado para a região de refrigerante superaquecido (gás ideal ou propriedades reais). O modelo de gás ideal subestima a eficiência em aproximadamente 10% em torno das condições ótimas. As duas curvas encontram-se num certo valor de M , onde a seção de superaquecimento desaparece ($x = 0$). Os resultados numéricos discutidos a seguir são baseados nas propriedades tabeladas do refrigerante escolhido, isto é, amônia.

FIGURA 19 – MAXIMIZAÇÃO DA EFICIÊNCIA DE SEGUNDA LEI EM RELAÇÃO A VAZÃO MÁSSICA ADIMENSIONAL DE REFRIGERANTE ($M = \dot{m}/\dot{m}_h$)



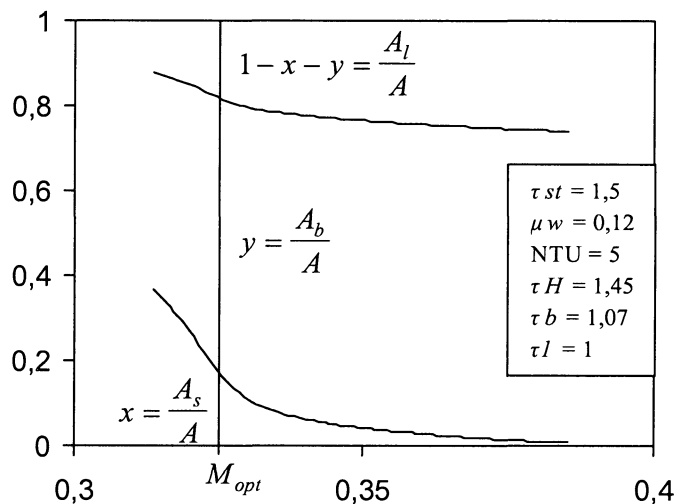
A Fig. 20 mostra a distribuição real de temperatura ao longo do trocador de calor, com as duas correntes varrendo a área total A . As formas exponenciais dos segmentos das curvas de temperatura seguem a solução clássica para trocadores de calor de contra-corrente, na formulação da efetividade – NTU . Note que o gráfico da Fig. 19 foi obtido para o valor de M que maximiza a eficiência de segunda lei enquanto todos os outros parâmetros são fixos.

FIGURA 20 – DISTRIBUIÇÃO DAS DUAS TEMPERATURAS AO LONGO DO TROCADOR DE CALOR QUENTE EM CONTRA-CORRENTE, NA CONDIÇÃO ÓTIMA (MOPT)



O mesmo efeito observado na Fig. 19 é adicionalmente investigado na Fig. 21, onde a ordenada mostra como a área de superaquecimento se comporta quando M varia. Como esperado, a área de superaquecimento decresce quando M aumenta e finalmente desaparece para um certo valor de M . No caso estudado, τ_l e τ_b apresentam valores próximos, assim o refrigerante entra no trocador de calor quente e imediatamente começa a mudar de fase e a área de pré-aquecimento é significativamente menor que a área de mudança de fase. As seções ocupadas pelas fases do refrigerante líquido e em mudança de fase aumentam com o aumento de M . No caso documentado nas Figs. 19 – 22, o ótimo termodinâmico ocorre quando todas as três seções existem, conforme mostrado na Fig. 21.

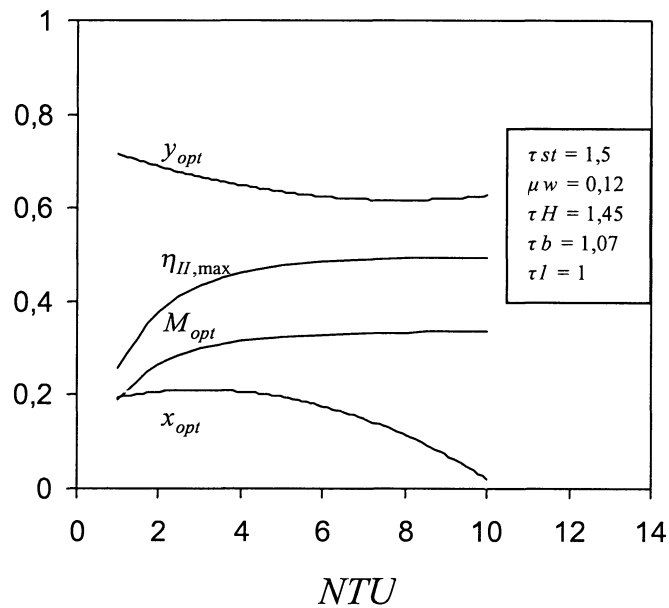
FIGURA 21 – DISTRIBUIÇÃO DAS ÁREAS DO TROCADOR DE CALOR QUENTE EM RELAÇÃO À VAZÃO MÁSSICA ADIMENSIONAL M



A existência de um ótimo termodinâmico – a razão ótima M – é fundamental. Isto significa que qualquer corrente pode ser ajustada otimamente a uma outra corrente, tal que a maior parte da exergia transportada originalmente pelo fluxo quente seja recebida pelo fluxo frio. Na próxima fase do estudo, o efeito dos principais parâmetros de contorno do sistema é examinado sistematicamente. O objetivo deste estudo de sensibilidade foi o de identificar quão significativamente esses parâmetros influenciam o ótimo termodinâmico. Em outras palavras, procura-se documentar a robustez dos resultados obtidos.

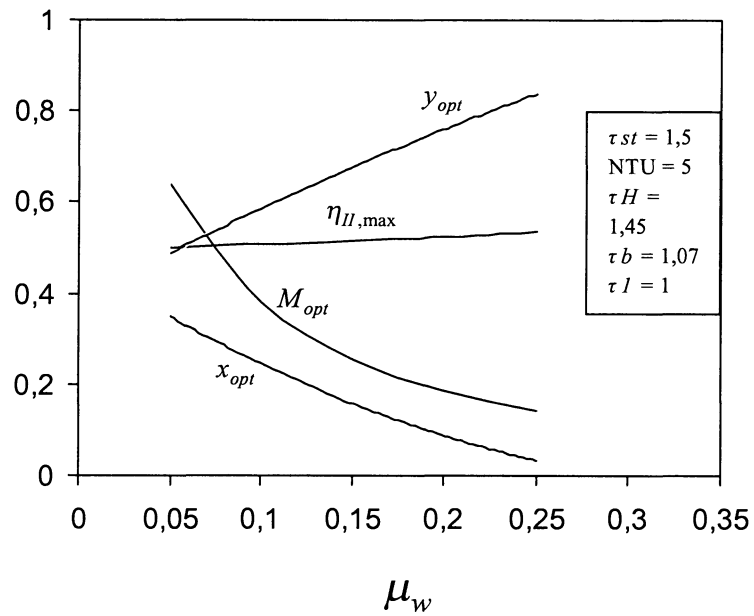
A Fig. 22 mostra como as condições ótimas e a eficiência máxima respondem às mudanças no tamanho global da área de transferência de calor (NTU). A principal observação diz respeito a $\eta_{II,Max}$ e M_{opt} : o desempenho termodinâmico ótimo praticamente não se altera com mudanças em NTU , quando NTU é maior que 5. A alocação relativa de transferência de calor responde ao aumento de NTU : a fração de área ocupada pelo líquido refrigerante A_l (ou $1 - x - y$) aumenta as custas de A_b e A_s .

FIGURA 22 – EFEITO DO TAMANHO TOTAL DO TROCADOR DE CALOR (N
 EFICIÊNCIA MÁXIMA DE SEGUNDA LEI E PARÂMETROS ÓTIMOS



O efeito da variação da área do coletor solar, A_c , que é inversamente proporcional a μ_w , é documentada na Fig. 23. Quando μ_w cresce, ou A_c decresce, a temperatura de entrada da água quente, τ_w , decresce. A fração de área ocupada pela evaporação do refrigerante A_b (ou y), aumenta as custas de A_s e A_l . Todos os parâmetros de otimização respondem a alterações em μ_w , apesar do efeito em $\eta_{II,Max}$ ser desprezível. A informação mais importante é que a razão ótima, M_{opt} , decresce com o aumento de μ_w .

FIGURA 23 – EFEITO DO TAMANHO DO COLETOR SOLAR (INVERSAMENTE PROPORCIONAL A MW) NA EFICIÊNCIA DE SEGUNDA LEI E PARÂMETROS ÓTIMOS



6. CONCLUSÕES

O problema termodinâmico básico de como extrair a máxima taxa de entrada exergia de um fluxo quente do conjunto coletor solar – trocador de calor quente de um sistema de refrigeração solar com ejetor foi considerado. O método da minimização da geração de entropia (*EGM* – “*entropy generation minimization*”) (BEJAN, 1996) foi utilizado para modelar o trocador de calor quente do refrigerador e para obter a eficiência de segunda lei de todo o sistema. Grupos adimensionais apropriados foram identificados e os resultados generalizados apresentados em gráficos adimensionais.

Baseado nos resultados das Figs. 19 – 23, as principais conclusões deste estudo são resumidas abaixo:

1. Existe uma razão ótima entre os fluxos de refrigerante e fluido de aquecimento (água aquecida), tal que a taxa máxima de entrada de exergia é obtida num sistema de refrigeração solar com ejetor, e conseqüentemente a taxa máxima de refrigeração, não importando a complexidade que um sistema real possa ter, isto é, a vazão mássica do fluido frio deve ter um certo valor relativo a um dado fluxo quente, que resulta da minimização da taxa total de geração de entropia do sistema, sujeito à restrição física de área total de transferência de calor finita;

2. A hipótese de um coeficiente global de transferência de calor uniforme, isto é, $U_s = U_b = U_l$, é suficientemente precisa, uma vez que a maior parte da transferência de calor ocorre durante a mudança de fase, (seção b, Fig. 20), que é independente do coeficiente de

transferência de calor adotado, e somente uma função da pressão de saturação do refrigerante (ou τ_b). Note que τ_b foi mantido fixo nas Figs. 19 – 23;

3. O fluxo de refrigerante, a medida que se evapora, devido ao contato com o fluxo de água quente, divide o lado frio do trocador de calor otimamente em três seções (líquido pré-aquecido, região de mudança de fase e vapor superaquecido), que se ajustam em tamanhos apropriados a medida que o sistema atinge as condições ótimas;

4. Uma vez que esse princípio de otimização é geral, o modelo pode ser usado como uma ferramenta preliminar de projeto de um sistema de refrigeração solar com ejetor, para localizar M_{opt} e para dimensionar tanto o coletor como o trocador de calor quente para máxima eficiência de segunda lei do sistema e, portanto, para um regime de operação ótimo, no projeto de sistemas de refrigeração solar com ejetor;

5. Este trabalho mostrou que um parâmetro importante de projeto tem um pequeno efeito na razão ótima de vazões mássicas, isto é, o tamanho total da área de transferência de calor. Esse fraco efeito confere robustez ao projeto ótimo, e

6. O refrigerante não deve ser tratado como um gás ideal na seção de superaquecimento, uma vez que isto subestima a eficiência do sistema nas condições ótimas.

7. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Existem outras possibilidades de estudos e de aplicações da modelagem feita neste trabalho. Para a continuidade deste estudo poderão ser desenvolvidas futuramente as seguintes idéias:

1. O modelo matemático apresentado é para sistemas de refrigeração por ejeção, em que o sistema possui apenas fluido refrigerante, porém, o mesmo pode ser melhorado e utilizado também para sistemas de refrigeração por absorção, onde existe uma mistura de fluido refrigerante e absorvente no sistema;

2. Melhoramento na modelagem do coletor solar e implementação de um modelo matemático de concentrador solar para ser integrado ao sistema;

3. Melhorar o modelo de forma que permita a utilização de outras fontes de energia térmica tais como vapor excedente de processos industriais, gases de escapamento de motores de combustão interna, água quente proveniente de algum processo de resfriamento, etc;

4. Desenvolvimento de um modelo matemático de otimização termodinâmica que apresente os resultados do sistema coletor solar, concentrador solar, sistema de refrigeração alimentado por fonte de calor, ambiente a ser refrigerado, reservatório térmico, fluido térmico, fluido refrigerante e bombas para deslocamento dos fluidos, em regime transiente.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ADEBIYI, G.; RUSSELL, L. D. **A second law analysis of phase-change thermal energy storage systems.** ASME HTD, vol. 80, p. 9-20, 1987.

ALAM, K. C. A.; SAHA, B. B.; AKISAWA, A.; KASHIWAGI, T. **A novel parametric analysis of a conventional silica-gel water adsorption chiller.** JSRAE Transaction, vol. 17, n. 3, p. 323-332, 2000(a).

ALAM, K. C. A.; SAHA, B. B.; KANG, Y.T.; AKISAWA, A.; KASHIWAGI, T. **Heat exchanger design effect on the system performance of silica gel-water adsorption system.** International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 43, n. 24, p. 4419-4431, 2000(b).

ALAM, K. C. A.; SAHA, B. B.; AKISAWA, A.; KASHIWAGI, T. **Optimization of solar driven adsorption refrigeration system.** Energy Conservation and Management, vol. 42, n. 6, p. 741-753, 2001.

ALAM, K. C. A.; SARKER, M. M. A. **Optimal performance of an endo-reversible solar driven sorption refrigeration system.** BSM_ASME International Conference on Thermal Engineering, 2002.

AL-KHALIDY, N. **Performance of solar refrigerant ejector refrigeration machine.** ASHRAE Transaction, vol. 103, n. 1, p. 55-65, 1997.

AL-KHALIDY, N. **An experimental study of an ejector cycle refrigeration machine operating on R113.** International Journal of Refrigeration, vol. 21, p. 617-625, 1998.

ANDRESEN, B.; SALAMON, P.; BERRY, R. S. **Thermodynamics in finite time.** Physics Today, p. 62-70, 1984.

BEJAN, A. **Entropy generation through heat and fluid flow.** Wiley, New York, 1982.

BEJAN, A. **Advanced engineering thermodynamics.** Wiley, New York, 1988.

BEJAN, A. **Theory of heat transfer-irreversible refrigeration plants.** Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 32, p. 1631-1639, 1989.

BEJAN, A. **Heat transfer.** Wiley, New York, 1993.

BEJAN, A. **Second law aspects of solar thermal energy convection.** International Conference on Comparative Assessments of Solar Power Technologies (SOLCOM-1), Jerusalem, Feb., p. 14-18, 1994.

- BEJAN, A.; VARGAS J. V. C.; SOKOLOV M. **Optimal allocation of a heat-exchanger inventory in heat driven refrigerators**. International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 38, p. 2997-3004, 1995.
- BEJAN, A. **Entropy generation minimization**. CRC Press, Boca Raton, FL, 1996(a).
- BEJAN, A. **Models of power plants that generate minimum entropy while operating at maximum power**. American Journal of Physics, vol. 64, p. 1054-1059, 1996(b).
- BEJAN, A.; TSATSARONIS, G; MORAN, M. **Thermal design & optimization**. Wiley, New York, 1996(c).
- BEJAN, A.; MAMUT, E. **Thermodynamic optimization of complex energy systems**. Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, 1999.
- BELLECCI, C.; CONTI M. **Phase change energy storage: entropy production, irreversibility and second law efficiency**. Solar Energy, vol. 53, p. 163-170, 1994.
- CHARACH, C. **Second law efficiency of an energy storage-removal cycle in a phase-change material shell-and-tube heat exchanger**. ASME Journal of Solar Energy Engineering, vol. 115, p. 240-243, 1993.
- CHAMBADAL, P. **Les centrales nucleaires**. Armand Colin, Paris, p. 41-58, 1957.
- CHEN, J.; SCHOUTEN, A. **Optimum performance characteristics of an irreversible absorption refrigeration cycle**. Energy Conversion and Management, vol. 39, p. 999-1005, 1998.
- COSTA, E. C. **Refrigeração**. Editora Edgard Blücher, São Paulo, 2000.
- CURZON, F. L.; AHLBORN, B. **Efficiency of a carnot engine at maximum power output**. American Journal of Physics, vol. 43, p. 22-24, 1975.
- DORGAN, C. B.; LEIGHT, S. P.; DORGAN, C. E. **Application guide for absorption cooling/refrigeration using recovered heat**. American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, 1995.
- DOSSAT, R. **Principles of refrigeration**. John Wiley, New York, 1961.
- EL-WAKIL, M. M. **Nuclear power engineering**. McGraw-Hill, New York, p. 162-165, 1962.
- EL-WAKIL, M. M. **Nuclear engineering conversion**. International Textbook Company, Scranton, p. 31-35, 1971.
- GARRIS, C. A.; HONG, W. J.; MAVRIPLIS, C.; SHIPMAN, J. **A new thermally driven refrigeration system with environmental benefits**. 33rd Intersociety Engineering Conference on Energy Conversion, Colorado Springs, CO, 1998.

GAY, N. H. **Refrigeration System**, U.S. Patent n. 1.836.318, 1931.

GYFTOPOULOS, E. P. **Fundamentals of analyses and processes**. Energy Conversion and Management, vol. 38, p. 1525-1533, 1997.

HENRY, R. E.; FAUSKE, H. K. **The two-phase critical flow of one-component mixtures in nozzles, orifices, and short tubes**. ASME Journal of Heat Transfer, p. 179-187, May, 1971.

International Institute of Refrigeration (IIR). **Guide to solar refrigerators for remote areas and warm countries**. IIR, Paris, 1999.

KEMPER, G. A.; HARPER, G. F.; BROWN, G. A. **Multiple phase ejector refrigeration system**. U.S. Patent n. 3.277.660, assigned to Joseph Kaye & Co., Cambridge, MA, 1966.

KLEIN S. A. **Design consideration for refrigeration cycle**. International Journal of Refrigeration, vol. 15, p. 181-185, 1992.

KORNHAUSER, A. A. **The use of an ejector as a refrigerant expander**. Proceedings of the 1990 USNC/IIR-Purdue Refrigeration Conference, Purdue University, 1990.

KORNAHAUSER, A. A.; MENEGAY, P. **Method of reducing flow metastability in an ejector nozzle**. U.S. Patent n. 5.343.711, assigned to Virginia Tech Intellectual Properties, Inc., Blacksburg, VA, 1994.

KRANE, R. J. **A second law analysis of the optimum design and operation of thermal energy storage system**. International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 30, p. 43-57, 1987.

LUCAS. **International Journal of Refrigeration**. IIR news, vol. 21, n. 2, p. 88, Great Britain, 1988.

MENEGAY, P. **Experimental investigation of an ejector as a refrigerant expansion engine**. M.S. Thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University, 1991.

MENEGAY, P.; KORNHAUSER, A. A. **Improvements to the ejector expansion refrigeration cycle**. Proceedings of the 31st Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, Washington, D.C., 1996.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. **Fundamentals of engineering thermodynamics**. Wiley, New York, 1997.

MORAN, M. J. **On second-law analysis and the failed promise of finite-time thermodynamics**. Energy - The International Journal, vol. 23, p. 517-519, 1998.

NEWTON, A. B. **Capacity Control for Multiple-Phase Ejector Refrigeration Systems**. U.S. Patent n. 3.670.519, assigned to Borg-Warner Corporation, Chicago, IL, 1972.

NEWTON, A. B. **Controls for multiple-phase ejector refrigeration systems**. U.S. Patent n. 3.701.264, assigned to Borg-Warner Corporation, Chicago, IL, 1972.

- NOVIKOV II. **The efficiency of atomic power station.** J. Nuclear Energy II, vol. 7, p. 125-128, 1958.
- Pridasawas, W.; Lundqvist, P. **Technical options for a solar-driven cooling system.** Proceeding of the International Solar Energy Congress 2003, Gothenburg, 2003.
- PONS, M.; GUILLEMINOT, J. J. **Design of an experimental solar powered, solid-adsorption ice maker.** Journal of Solar Energy Engineering, vol. 108, p. 332-337, 1986.
- RADCENCO V.; VARGAS J. V. C.; BEJAN A.; LIM J. S. **Two design aspects of defrosting refrigerators.** International Journal of Refrigeration, vol. 18, p. 76-86, 1994.
- SAHA, B. B.; ALAM, K. C. A.; AKISAWA, A.; KASHIWAGI, T. **Two-stage non-regenerative silica gel - water adsorption refrigeration cycle.** Proceedings of ASME Advanced Energy Systems Division-2000, AES-vol. 40, p. 65-69, Orlando, U.S.A., 2000.
- SEKULIC, D. P. **A fallacious argument en the finite time thermodynamics concept of endoreversibility.** Journal of applied Physics, vol. 83, p. 76-86, 1998.
- SOKOLOV M.; HERSHGAL D. **Operational envelope and performance curves for a compression-enhanced ejector refrigeration system.** ASHRAE Transaction, vol. 97, n. 2, p. 394-402, 1991.
- SOKOLOV M.; HERSHGAL D. **Optimal coupling and feasibility of solar-powered year-round ejector air conditioner.** Solar Energy, vol. 50, p. 507-516, 1993.
- VARGAS, J. V. C.; SOKOLOV M.; BEJAN A. **Thermodynamic optimization of solar-driven refrigerators.** Journal of Solar Energy Engineering, vol. 118, p. 130-135, 1996.
- VARGAS, J. V. C.; HORUZ, I.; CALLANDER, T. M. S.; FLEMING, J. S. **Simulation of the transient response of heat driven refrigerators with continuous temperature control.** International Journal of Refrigeration, vol. 21, p. 648-660, 1998.
- VARGAS, J. V. C.; ORDÓÑEZ, J. C.; BEJAN, A. **Power extraction from a hot stream in the presence of phase change.** International Journal of Heat Mass Transfer, vol. 43, p. 191-201, 2000(a).
- VARGAS, J. V. C.; PARISE, J. A. R.; LEDEZMA, G. A.; BIANCHI, M. V. A. **Thermodynamic optimization of heat-driven refrigerators in the transient regime.** Heat Transfer Engineering, vol. 21, p. 35-45, 2000(b).
- ZHANG, L. Z.; WANG, L. **Performance estimation of an adsorption cooling system for automobile waste heat recovery.** Applied Thermal Engineering, vol. 17, n. 12, p. 1127-1139, 1997.

ANEXO 1

MÉTODOS NUMÉRICOS PARA SOLUÇÃO DE EQUAÇÕES NÃO LINEARES

```
unit URTENL;
```

```
{*****}
```

Unidade que contem os métodos para encontrar a raiz de equações não lineares.

Os métodos são:

- Método da Secante;

- Método da Bisseção

```
*****}
```

```
interface
```

```
uses UNumericMath, UEquationNL, Dialogs, SysUtils;
```

```
{-----}
```

Utilizam-se as unit Dialogs para mensagens do tipo MessageDLG e SysUtils

para operações do tipo IntToStr.

```
-----
```

```
type TRTENL = class(TNumericMath)
```

```
protected
```

```
    NuméricMath: TNumericMath;
```

```

public
  constructor CrieInstancia;

  destructor Destrua_se;

  procedure RTSec(FdeX:TFunction; var x:real; x10:real; x20:real; NTrial:integer;
                 Tol:real);

  procedure RTBis(FdeX:TFunction; var x:real; x10:real; x20:real; NTrial:integer;
                 Tol:real);

end;

implementation

  constructor TRTENL.CrieInstancia;
  {*****}
  Método que crie uma instância da classe TRTSec, TEquationNl e TNumericMath.
  {*****}
  begin
    NumericMath:=TNumericMath.CrieInstancia;
  end;

  destructor TRTENL.Destrua_se;
  {*****}
  Método que destrói a instância da classe TRTSec, TEquationNL e TNumericMath
  criada pelo método CrieInstância.

```

```

*****}

begin

  NumericMath.Destrua_se;

end;

procedure TRTENL.RTSec(FdeX:TFunction; var x:real; x10:real; x20:real;
NTrial:integer; Tol:real);
{*****}

Programas que usam a rotina RTSEC devem ser externamente definidas

A procedure RTSec determina o valor da raiz "x" de uma equação não linear
pelo método da SECANTE.

PARÂMETROS DE ENTRADA

FdeX: função do tipo TFunc=function(x:real):real;
x10 e x20: são os valores iniciais. o valor de x deve estar entre esses
dois valores.

NTrial: número máximo de iterações.

Tol: Tolerância

VARIÁVEIS

x: raiz da função

*****}

Label 99;

var

  dx,f,fl,swap,xl,rts: real;

  j: integer;

```

```
begin
  fl:=FdeX(x10);
  f:=FdeX(x20);
  if (abs(fl)<abs(f)) then
    begin
      rts:=x10;
      xl:=x20;
      swap:=fl;
      fl:=f;
      f:=swap
    end
  else
    begin
      xl:=x10;
      rts:=x20;
    end;
  for j:=1 to NTrial do
    begin
      dx:=(xl-rts)*f/(f-fl);
      xl:=rts;
      fl:=f;
      rts:=rts+dx;
      f:=FdeX(rts);
      if ((abs(dx)<Tol) or (f=0.0)) then
        goto 99;
```

```

end;

MessageDlg('Maximum number of iterations exceeded',mtError,[mbOK],0);

99: x:=rts;

end;

procedure TRTENL.RTBis(FdeX:TFunction; var x:real; x10:real; x20:real;
NTrial:integer; Tol:real);

```

```
{*****}
```

Programas que usam a rotina RTBIS devem ser externamente definidas

A procedure RTBis determina o valor da raiz "x" de uma equação não linear

pelo método da Bisseção.

PARÂMETROS DE ENTRADA

FdeX: função do tipo TFunc=function(x:real):real;

x10 e x20: são os valores iniciais. o valor de x deve estar entre esses

dois valores.

NTrial: número máximo de iterações.

Tol: Tolerância

VARIÁVEIS

x: raiz da função

```
*****}
```

```
Label 99;
```

```
var
```

```
dx,f,fmid,xmid,rtb: real;
```

```
j: integer;
```

```
begin
    fmid:=FdeX(x20);
    f:=FdeX(x10);
    if ((f*fmid)>=0.0) then
        begin
            MessageDlg('Intervalo ruim, reveja os valores de X0 e X1.', mtError,
                [mbOK], 0);
            Exit;
        end;
    if (f<0.0) then
        begin
            rtb:=x10;
            dx:=x20-x10;
        end
    else
        begin
            rtb:=x20;
            dx:=x10-x20;
        end;
    for j:=1 to NTrial do
        begin
            dx:=dx*0.5;
            xmid:=rtb+dx;
            fmid:=FdeX(xmid);
            if (fmid<=0.0) then
```

```
rtb:=xmid;
if ((abs(dx)<Tol) or (fmid=0.0)) then
  goto 99
end;
MessageDlg('Maximum number of iterations exceeded',mtError,[mbOK],0);
99: x:=rtb
end;

end.
```

ANEXO 2**CÓDIGO FONTE DO PROGRAMA**

```
unit RefrSolar;

interface

uses

  Windows, Messages, SysUtils, Variants, Classes, Graphics, Controls, Forms,
  Dialogs, StdCtrls, ExtCtrls, ComCtrls, ToolWin, Buttons, UNumericMath,
  URTENL,
  UENL, UNewt, Grids, Math;

type

  TForm1 = class(TForm)
    GroupBox1: TGroupBox;
    GroupBox2: TGroupBox;
    LEditTaust: TLabeledEdit;
    LEditTauh: TLabeledEdit;
    LEditTaub: TLabeledEdit;
    LEditTau1: TLabeledEdit;
    LEditmiw: TLabeledEdit;
    LEditNTU: TLabeledEdit;
```



```
LEditR: TLabelEdit;  
LEditMaxIt: TLabelEdit;  
LEditRMi: TLabelEdit;  
LEditRMf: TLabelEdit;  
CoolBar1: TCoolBar;  
ToolBar1: TToolBar;  
SpeedButton2: TSpeedButton;  
SpeedButton4: TSpeedButton;  
SpeedButton6: TSpeedButton;  
LEditT0: TLabelEdit;  
LEditUI: TLabelEdit;  
LEditUb: TLabelEdit;  
LEditUs: TLabelEdit;  
LEditDRM: TLabelEdit;  
LEditTolx: TLabelEdit;  
LEditTolF: TLabelEdit;  
LEditTolFX: TLabelEdit;  
LEditEps: TLabelEdit;  
StringGrid1: TStringGrid;  
LEditNTUi: TLabelEdit;  
LEditNTUf: TLabelEdit;  
LEditDNTU: TLabelEdit;  
procedure SpeedButton4Click(Sender: TObject);  
procedure FormShow(Sender: TObject);  
procedure LEditTaustChange(Sender: TObject);
```

```
procedure SpeedButton2Click(Sender: TObject);
procedure SpeedButton6Click(Sender: TObject);
private
    { Private declarations }
public
    { Public declarations }
end;

const
    hfg=1263.3e3;

var
    Form1: TForm1;
    RTENL: TRTENL;
    Newt: TNewt;
    taust,tauh,taub,tauw,T0,tau1,tau2,t3,t4,
    nhi,
    Ax,Ay,
    Xopt,Yopt,Mopt,
    Nhmax, Nhant,
    cpms,cps,cpsb,cps2,
    cpml,cpl,
    cpw,cph,
    miw,NTU,r,rm,rms,rml,
    NTUi,NTUf,DNTU,
```

Ul,Ub,Us,

TolX,TolF,TolFX,Eps,

rmi,rmf,drm: real;

Ntrial,

KInt: integer;

x,

Err:TVetor;

implementation

uses Grafico1, Grafico2, Grafico3;

{ $\$R$ *.dfm }

procedure LerParametros;

begin

rmi:=StrToFloat(Form1.LEditRMi.text);

rmf:=StrToFloat(Form1.LEditRMf.text);

drm:=StrToFloat(Form1.LEditDRM.text);

NTrial:=StrToInt(Form1.LEditMaxIt.text);

TolX:=StrToFloat(Form1.LEditTolX.text);

TolF:=StrToFloat(Form1.LEditTolF.text);

TolFX:=StrToFloat(Form1.LEditTolFX.text);

Eps:=StrToFloat(Form1.LEditEps.text);

```

Taust:=StrToFloat(Form1.LEditTaust.text);
Tauh:=StrToFloat(Form1.LEditTauh.text);
Taub:=StrToFloat(Form1.LEditTaub.text);
Tau1:=StrToFloat(Form1.LEditTau1.text);
T0:=StrToFloat(Form1.LEditT0.text)+273.15;
miw:=StrToFloat(Form1.LEditMIw.text);
NTU:=StrToFloat(Form1.LEditNTU.text);
r:=StrToFloat(Form1.LEditR.text);
Ul:=StrToFloat(Form1.LEditUl.text);
Ub:=StrToFloat(Form1.LEditUb.text);
Us:=StrToFloat(Form1.LEditUs.text);

x[1]:=0.7;      //x[1] = Epsilon s
x[2]:=0.7;      //x[2] = Epsilon l
x[3]:=0.7;      //x[3] = Epsilon b
x[4]:=1;        //x[4] = NTUs
x[5]:=1;        //x[5] = NTUI
x[6]:=1;        //x[6] = NTUb
x[7]:=1.12;     //x[7] = Tau 3
x[8]:=1.1;      //x[8] = Tau 2
x[9]:=1.11;     //x[9] = Tau 4
x[10]:=1.09;    //x[10] = Tau out

Form2.Label1.Caption:='tau st = '+FloatToStr(taust);
Form2.Label2.Caption:='mi w = '+FloatToStr(miw);

```

```

Form2.Label3.Caption:='NTU = '+FloatToStr(NTU);
Form2.Label4.Caption:='tau h = '+FloatToStr(tauh);
Form2.Label5.Caption:='tau b = '+FloatToStr(taub);
Form2.Label6.Caption:='tau 1 = '+FloatToStr(tau1);
Form2.Label7.Caption:='r = '+FloatToStr(r);
Form3.Label1.Caption:='tau st = '+FloatToStr(taust);
Form3.Label2.Caption:='mi w = '+FloatToStr(miw);
Form3.Label3.Caption:='NTU = '+FloatToStr(NTU);
Form3.Label4.Caption:='tau h = '+FloatToStr(tauh);
Form3.Label5.Caption:='tau b = '+FloatToStr(taub);
Form3.Label6.Caption:='tau 1 = '+FloatToStr(tau1);
Form3.Label7.Caption:='r = '+FloatToStr(r);
Form1.SpeedButton2.Enabled:=True;
Form1.SpeedButton6.Enabled:=True;
Form1.StringGrid1.RowCount:=2;
Form2.Chart1.BottomAxis.Maximum:=rmf;
Form2.Chart1.BottomAxis.Minimum:=rmi;
Form3.Chart1.BottomAxis.Maximum:=rmf;
Form3.Chart1.BottomAxis.Minimum:=rmi;
end;

procedure Tabela(i:integer);
begin
Form1.StringGrid1.Cells[0,i]:=FloatToStrF(rm,FFFixed,3,3);
Form1.StringGrid1.Cells[1,i]:=FloatToStrF(x[8],FFFixed,3,3);

```

```

Form1.StringGrid1.Cells[2,i]:=FloatToStrF(x[7],FFFixed,3,3);
Form1.StringGrid1.Cells[3,i]:=FloatToStrF(x[9],FFFixed,3,3);
Form1.StringGrid1.Cells[4,i]:=FloatToStrF(x[10],FFFixed,3,3);
Form1.StringGrid1.Cells[5,i]:=FloatToStrF(x[1],FFFixed,3,3);
Form1.StringGrid1.Cells[6,i]:=FloatToStrF(x[2],FFFixed,3,3);
Form1.StringGrid1.Cells[7,i]:=FloatToStrF(x[3],FFFixed,3,3);
Form1.StringGrid1.Cells[8,i]:=FloatToStrF(Ax,FFFixed,3,3);
Form1.StringGrid1.Cells[9,i]:=FloatToStrF(Ay,FFFixed,3,3);
Form1.StringGrid1.Cells[10,i]:=FloatToStrF(nhi,FFFixed,3,3);
end;

```

```

function cpNH3(Temp:real):real;
{*****}
Approximated from heats of formation Perry's 7th ed. Table 2-220
Cp of NH3 vapor from 300-800K [cal/(mol*K)] * (4.18/17)*1000 = [J/(kg*K)]
NH3 = 17 g/mol
1 cal = 4.18 J
FC = fator converção cal/(mol*K) - J/(kg*K)
{*****}

const
  FC=(4.18/17)*1000;

begin
  cpNH3:=(6.70+0.00630*Temp)*FC;
end;

```

```

function cpH2O(Temp:Real):real;
begin
  cpH2O:=4180;
end;

function F(x:TVetor):TVetor;
var
  Temp,
  rcs,r1s,r2s,rcl,r1l,r2l:extended;
begin
  Temp:=x[8]*T0;
  cps:=cpNH3(Temp);
  cps:=(cpsb+cps2)/2;
  cpms:=(1-r)*cps+r*cpw;    {cpms = cp mistura NH3 (cps) + H2O (cpw) em As}
                             {rm = m/mh, onde m = mr+mw. r = mw/m ou 1 - r = mr/m}
  rms:=rm*(cpms/cph);      {rms = Cms/Ch (Cms=mr*cpms e Ch=mh*cph)}
  if rms<1 then
  begin
    rcs:=rms;               {rcs = (Cmin,s/Cmax,s)}
    r1s:=rms;               {r1s = (Cmin,s/Ch)}
    r2s:=1;                 {r2s = (Cmin,s/Cc,s)}
  end
  else
  begin
    rcs:=1/rms;

```

```

r1s:=1;

r2s:=rms;

end;

rml:=rm*(cpml/cph);           {rml = Cml/Ch (Cml=mr*cpml e Ch=mh*cph)}

if rml<1 then

begin

  rcl:=rml;                    {rcl = (Cmin,l/Cmax,l)}

  r1l:=rml;                    {r1l = (Cmin,l/Ch)}

  r2l:=1;                      {r2l = (Cmin,l/Cc,l)}

end

else

begin

  rcl:=1/rml;

  r1l:=1;

  r2l:=rml;

end;

F[1]:=(1-exp(-x[4]*(1-rcs)))/(1-rcs*exp(-x[4]*(1-rcs)))-x[1];

F[2]:=(1-exp(-x[5]*(1-rcl)))/(1-rcl*exp(-x[5]*(1-rcl)))-x[2];

F[3]:=1-exp(-x[6])-x[3];

F[4]:=tauw-r1s*x[1]*(tauw-taub)-x[7];

F[5]:=taub+r2s*x[1]*(tauw-taub)-x[8];

F[6]:=(1-x[2]*r1l)*x[9]+r1l*x[2]*tau1-x[10];

F[7]:=tau1+r2l*((taub-tau1)/x[2])-x[9];

F[8]:=x[7]-x[3]*(x[7]-taub)-x[9];

F[9]:=rcs*(hfg/(cpms*T0))-x[7]+x[9];

```



```

F[10]:=r1s*x[4]+(Us/Ub)*x[6]+r1l*(Us/Ul)*x[5]-NTU;
Ax:=r1s*x[4]/NTU;
Ay:=(Us/Ub)*x[6]/NTU;
end;

function F2(T2:real):real;
var
  Temp,
  rcs,r1s,r2s,rcl,r1l,r2l,
  tau3,tau4,c,c1,xa,ya,dxy:extended;
begin
  Temp:=T2*T0;
  cps2:=cpNH3(Temp);
  cps:=(cpsb+cps2)/2;
  cpms:=(1-r)*cps+r*cpw;    {cpms = cp mistura NH3 (cps) + H2O (cpw) em As}
                             {rm = m/mh, onde m = mr+mw. r = mw/m ou 1 - r = mr/m}
  rms:=rm*(cpms/cph);      {rms = Cms/Ch (Cms=mr*cpms e Ch=mh*cph)}
  tau3:=tauw-(T2-taub)*rms;
  if rms<1 then
  begin
    rcs:=rms;                {rcs = (Cmin,s/Cmax,s)}
    r1s:=rms;                {r1s = (Cmin,s/Ch)}
    r2s:=1;                  {r2s = (Cmin,s/Cc,s)}
  end
  else

```

```

begin
  rcs:=1/rms;
  r1s:=1;
  r2s:=rms;
end;
c:=r2s*(tauw-tau3)/(tauw-taub);
xa:=-ln((1-c)/(1-c*rcs))*(r1s/NTU)*(1/(1-rcs));
ya:=-ln(1-(rms*hfg/(cpms*T0))/(tau3-taub))*(Us/Ub)*(1/NTU);
tau4:=tau3-rms*hfg/(cpms*T0);
rml:=rm*(cpml/cph);          {rml = Cml/Ch (Cml=mr*cpml e
if rml<1 then
begin
  rcl:=rml;                    {rcl = (Cmin,l/Cmax,l)}
  r1l:=rml;                    {r1l = (Cmin,l/Ch)}
  r2l:=1;                      {r2l = (Cmin,l/Cc,l)}
end
else
begin
  rcl:=1/rml;
  r1l:=1;
  r2l:=rml;
end;
c1:=r2l*(taub-tau1)/(tau4-tau1);
dxy:=-ln((1-c1)/(1-c1*rcl))*r1l/((1-rcl)*NTU)*(Us/Ul);
F2:=1-xa-ya-dxy;

```

```

end;

procedure Eficiencia(var nhi:real; tau2:real);//Eficiencia(var nhs, nhi:real);
{*****}

Procedure que determina o ótimo termodinâmico através da eficiência de
segunda lei
*****}

var
  h2,hg,s2,sg,
  vs,vi,z:real;
begin
  vi:=tau2-taub-ln(tau2/taub);          {Ideal gas model}
  {vs:=(h2-hg)/(cpms*T0)-(s2-sg)/cpms;  {Actual superheat refrigerant
  properties}
  z:=(hfg/(cpms*T0))*(1-1/taub)+cpl/cpms*(taub-tau1-ln(taub/tau1));
  nhi:=rms*(((1-r)*(vi+z)+r*(cpw/cpms)*(tau2-tau1-ln(tau2/tau1)))/(tauw-1-
ln(tauw)));
end;

procedure TForm1.SpeedButton4Click(Sender: TObject);

var
  i:integer;

begin
  LerParametros;
  Nhmax:=0;

```

```

Nhant:=0;

RTENL:=TRTENL.CrieInstancia;

NEwt:=TNewt.CrieInstancia;

Form2.Series2.Clear;

Form3.Series1.Clear;

Form3.Series2.Clear;

cph:=4180;

cpsb:=cpNH3(taub*T0);

cpl:=4976; {Tb=46°C}

cpw:=cpH2O(taub*T0);

cpml:=(1-r)*cpl+r*cpw;

tauw:=((taust-tauh)/miw)+1;

i:=1;

rm:=rmi;

while rm<=rmf do

begin

    Newt.MNewt(F,x,10,NTrial,TolX,TolF,TolFX,Eps,KInt,Err);           {Resolve o
sistema de equações não lineares (4), (5), (12), (16) – (22) para obter τ2 e maximizar ηII }

    RTENL.RTSec(F2,tau2,0.5,1.5,20,1.e-8);                           {Resolve a equação não
linear  $F(\tau_2) = f_3(\tau_2) - [1 - f_1(\tau_2) - f_2(\tau_2)] = 0$  }

    Eficiencia(nhi,x[8]);

    Tabela(i);

    Form2.Series2.AddXY(rm,nhi,"clRed);

    Form3.Series1.AddXY(rm,Ax,"clRed);

    Form3.Series2.AddXY(rm,Āx+Ay,"clBlue);

```

```
StringGrid1.RowCount:= StringGrid1.RowCount+1;

Nhmax:=max(Nhant,nhi);

Nhant:=Nhmax;

i:=i+1;

rm:=rm+Drm;

end;

Form2.Show;

Newt.Destrue_se;

RTENL.Destrue_se;

end;

procedure TForm1.SpeedButton6Click(Sender: TObject);

var

    i:integer;

begin

    NTUf:=StrToFloat(LEditNTUf.Text);

    NTUi:=StrToFloat(LEditNTUi.Text);

    DNTU:=StrToFloat(LEditDNTU.Text);

    Form4.Chart1.BottomAxis.Maximum:=NTUf+2;

    Form4.Chart1.BottomAxis.Minimum:=0;

    LerParametros;

    Form1.SpeedButton2.Enabled:=False;

    Nhmax:=0;

    Nhant:=0;

    RTENL:=TRTENL.CrieInstancia;
```

```

NEwt:=TNewt.CrieInstancia;

Form4.Series1.Clear;

Form4.Series2.Clear;

Form4.Series3.Clear;

Form4.Series4.Clear;

cph:=4180;

cpsb:=cpNH3(taub*T0);

cpl:=4976; {Tb=46°C}

cpw:=cpH2O(taub*T0);

cpml:=(1-r)*cpl+r*cpw;

tauw:=((taust-tauh)/miw)+1;

NTU:=NTUi;

while NTU<=NTUf do

begin

  x[1]:=0.7;      //x[1] = Epsilon s

  x[2]:=0.7;      //x[2] = Epsilon l

  x[3]:=0.7;      //x[3] = Epsilon b

  x[4]:=1;        //x[4] = NTUs

  x[5]:=1;        //x[5] = NTUl

  x[6]:=1;        //x[6] = NTUb

  x[7]:=1.12;     //x[7] = Tau 3

  x[8]:=1.1;      //x[8] = Tau 2

  x[9]:=1.11;     //x[9] = Tau 4

  x[10]:=1.09;    //x[10] = Tau out

  Nhmax:=0;

```

```

Nhant:=0;

rm:=rmi;

while rm<=rmf do

begin

    Newt.MNewt(F,x,10,NTrial,TolX,TolF,TolFX,Eps,KInt,Err);

    Eficiencia(nhi,x[8]);

    if nhi>Nhant then

    begin

        Nhmax:=nhi;

        Nhant:=Nhmax;

        Xopt:=Ax;

        Yopt:=Ay;

        Mopt:=rm;

    end;

    rm:=rm+Drm;

end;

Form4.Series1.AddXY(NTU,Xopt,"clRed);

Form4.Series2.AddXY(NTU,Yopt,"clBlue);

Form4.Series3.AddXY(NTU,Nhmax,"clGreen);

Form4.Series4.AddXY(NTU,Mopt,"clNavy);

NTU:=NTU+DNTU;

end;

Form4.Show;

Newt.Destrue_se;

RTENL.Destrue_se;

```

```
end;

procedure TForm1.FormShow(Sender: TObject);

begin
    StringGrid1.RowCount:=2;
    StringGrid1.Cells[0,0]:='M = m/mh';
    StringGrid1.Cells[1,0]:='Tau 2';
    StringGrid1.Cells[2,0]:='Tau 3';
    StringGrid1.Cells[3,0]:='Tau 4';
    StringGrid1.Cells[4,0]:='Tau out';
    StringGrid1.Cells[5,0]:='Epsilon s';
    StringGrid1.Cells[6,0]:='Epsilon l';
    StringGrid1.Cells[7,0]:='Epsilon b';
    StringGrid1.Cells[8,0]:='x';
    StringGrid1.Cells[9,0]:='y';
    StringGrid1.Cells[10,0]:='Eficiencia';

end;

procedure TForm1.LEditTaustChange(Sender: TObject);

begin
    SpeedButton2.Enabled:=False;

end;

procedure TForm1.SpeedButton2Click(Sender: TObject);

begin
    Form3.Show;

end;

end.
```


BIOGRAFIA

Fabrcio Ferrari nasceu em Sobradinho, RS., Brasil, em 30 de outubro de 1976, filho de Irineu Lrio Ferrari e Teresa Herath Ferrari.

Em 2002 recebeu o grau de Engenheiro Mecânico pela Universidade Federal de Santa Maria.

De 2003 a 2004 trabalhou como professor da Escola Técnica Tupy – SOCIESC, SC, Brasil.

A partir de 2004 trabalha como Engenheiro de Produto na GSI / Agromarau, RS, Brasil.

Publicações:

FERRARI, F e VARGAS, J.V.C. **Otimização termodinâmica de sistemas de refrigeração solar**. MERCOFRIO 2004, Curitiba, Pr, 2004.

FERRARI, F., MOLENDAS, C. H. A. **Programa computacional para determinação da radiação solar em pontos da superfície terrestre**. IX Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica, Itajubá, MG, 2002.

FERRARI, F., MOLENDAS, C. H. A. **Programa computacional para simulação e determinação dos custos de um sistema de aquecimento de água residencial com bomba de calor**. IX Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica, Itajubá, MG, 2002.

FERRARI, F., SILVA, P. T. F. **Programa computacional para dimensionamento de fans-coils**. IX Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica, Itajubá, MG, 2002.

FERRARI, F., MOLENDA, C. H. A. **Programa computacional para determinação da radiação solar**. XV jornada acadêmica integrada, Santa Maria, RS, 2000.