

LAUBER DE SOUZA MARTINS

**MODELAGEM MATEMÁTICA E SIMULAÇÃO EM
TEMPO REAL DE UM TROCADOR DE CALOR
REGENERADOR**

Dissertação apresentada para Exame de Qualificação ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Materiais e Processos da Universidade Federal do Paraná, como requisito parcial à obtenção do grau de Mestre.

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

Co-orientador : Prof. Juan Carlos Ordonez, Ph.D.

CURITIBA

2005

Livros Grátis

<http://www.livrosgratis.com.br>

Milhares de livros grátis para download.

A meu pai pelo exemplo, minha mãe pelo
colo e minha irmã pela tranqüilidade.

E disse Deus:

$$\overset{\rho}{\nabla} \cdot \overset{\rho}{E} = \frac{\rho}{\epsilon_0}$$

$$\overset{\rho}{\nabla} \times \overset{\rho}{E} = -\frac{\partial \overset{\rho}{B}}{\partial t}$$

$$\overset{\rho}{\nabla} \cdot \overset{\rho}{B} = 0$$

$$\overset{\rho}{\nabla} \times \overset{\rho}{B} = \mu_0 \overset{\rho}{J} + \epsilon_0 \mu_0 \frac{\partial \overset{\rho}{E}}{\partial t}$$

.... e houve luz.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus pela graça de me permitir compreender um pouco mais dos mistérios que governam os fenômenos físicos, os quais Lhe são todos completamente conhecidos.

Sou grato a todos que depositaram em mim a confiança necessária para desenvolver este trabalho. Àqueles que dispensaram sua amizade e companheirismo em todos os momentos em que foram necessários.

Agradeço ao Professor Orientador Ph.D **JOSÉ VIRIATO COELHO VARGAS**, pelo incentivo e momentos de diálogo em que as virtudes necessárias para concluir esta etapa fizeram-se claras, pelas horas de dedicação que contribuíram para o bom andamento e conclusão desta pesquisa.

Agradeço ao Professor Dsc. **GEORGE STANESCU**, pelos conselhos e a confiança que no início da graduação me impulsionaram a valorizar a almejar a carreira científica.

Ao Msc. **HELIO PADILHA**, e a Eng. **DANIELA BIANCHI PONCE LEON DE LIMA**, pela amizade e presença durante a caminhada pelos degraus do conhecimento.

A Eng. **SILVIA PECHNICKI KISNER** pelos trabalhos em conjunto apresentados em congressos.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	vi
LISTA DE TABELA	ix
LISTA DE ABREVIATURAS	x
RESUMO	xiii
ABSTRACT	xiv
1 INTRODUÇÃO	1
1.1 Motivação	1
1.2 Objetivo	2
2 REVISÃO DA LITERATURA	4
3 MODELO MATEMÁTICO	16
3.1 Apresentação do equipamento a ser modelado (regenerador)	16
3.2 Fluido refrigerante sem mudança de fase	21
3.3 Fluido refrigerante com mudança de fase	30
3.4 Função objetivo e eficiência	41
3.5 Método numérico	42
4 RESULTADO E DISCUSSÃO	46
4.1 Otimização de uma configuração estudada	62
4.2 Análise paramétrica	66
5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES	69
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	71
ANEXO 1 – PROGRAMA EM FORTRAN PARA O REGENERADOR COM MUDANÇA DE FASE	80
ANEXO 2 – ARQUIVO DE ENTRADA DE DADOS	104
ANEXO 3 – TABELAS DE RESULTADOS	106

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1	Sistema simples de absorção amônia-água	8
Figura 2.2	Métodos para transformar vapor de baixa pressão em vapor em alta pressão em um sistema de refrigeração por absorção	9
Figura 2.3	Sistema convencional de absorção para dessalinização da água, simples efeito	11
Figura 2.4	Sistema de absorção para geração de eletricidade	12
Figura 2.5	O ejetor	13
Figura 2.6	Diagrama esquemático de sistemas de refrigeração com uso de ejetores	14
Figura 2.7	Representação de uma EACS	14
Figura 3.1	Sistema de refrigeração ou condicionamento de ar por absorção ou com ejetor	17
Figura 3.2	Refrigerador por absorção ELECTROLUX	18
Figura 3.3	Componentes do Gerador	19
Figura 3.4	Banco de ensaio – Refrigerador por absorção	20
Figura 3.5	Banco de ensaio – Motor de automóvel como fonte de calor	20
Figura 3.6	Trocador de calor em contra-fluxo	22
Figura 3.7	Trocador de calor regenerativo dividido em volumes de controle	22
Figura 3.8	Interações de transferência de calor e massa na célula “m”	23
Figura 3.9	Interações de transferência de calor e massa na célula “m” para o regenerador que apresenta mudança de fase do fluido refrigerante (amônia)	31
Figura 3.10	Saída de dados do programa computacional no instante final para regenerador entrando em regime permanente	44
Figura 4.1	Temperatura transiente na primeira célula para $\phi = 0.95$	47
Figura 4.2	Temperatura do estado estacionário para $\phi = 0.95$	47
Figura 4.3	Temperatura transiente na primeira célula para $\phi = 0.8$	48
Figura 4.4	Temperatura do estado estacionário para $\phi = 0.8$	49

Figura 4.5a	Temperatura transiente na primeira célula para $\phi = 0.5$	49
Figura 4.5b	Temperatura transiente na primeira célula para $\phi = 0.5$	50
Figura 4.6a	Temperatura do estado estacionário para $\phi = 0.5$	50
Figura 4.6b	Temperatura do estado estacionário para $\phi = 0.5$	51
Figura 4.7a	Temperatura transiente na primeira célula para $\phi = 0.2$	51
Figura 4.7b	Temperatura transiente na primeira célula para $\phi = 0.2$	52
Figura 4.8a	Temperatura do estado estacionário para $\phi = 0.2$	52
Figura 4.8b	Temperatura do estado estacionário para $\phi = 0.2$	53
Figura 4.9	Temperatura transiente na primeira célula para vazão constante $\phi = 0.8; L = 0.8 \text{ m}; \dot{m} = 0.1 \text{ kg/s}$	54
Figura 4.10	Temperatura do estado estacionário para vazão constante $\phi = 0.8; L = 0.5 \text{ m}; \dot{m} = 0.1 \text{ kg/s}$	55
Figura 4.11	Vazão mássica em função do tempo	56
Figura 4.12	Temperatura transiente na primeira célula para $\phi = 0.95$	57
Figura 4.13	Temperatura em função da posição para $\phi = 0.95$	57
Figura 4.14	Temperatura transiente na primeira célula $\phi = 0.8$	58
Figura 4.15	Temperatura em função da posição para $\phi = 0.8$	59
Figura 4.16a	Temperatura transiente na primeira célula para $\phi = 0.5$	59
Figura 4.16b	Temperatura transiente na primeira célula para $\phi = 0.5$	60
Figura 4.17a	Temperatura em função da posição para variável $\phi = 0.5$	60
Figura 4.17b	Temperatura em função da posição para variável $\phi = 0.5$	61
Figura 4.18	Vista em frontal dos tubos internos do regenerador	62
Figura 4.19a	Título em função da posição do regenerador para $\phi = 0.5$	63
Figura 4.19b	Título em função da posição do regenerador para $\phi = 0.5$	64
Figura 4.20	Efetividade em função de \tilde{m} para $\phi = 0.5$	64
Figura 4.21	Eficiência em função de \tilde{m} para vários valores de ϕ	65
Figura 4.22	Valores adimensionais das vazões ótimas e eficiência em função função da porosidade ϕ	66
Figura 4.23	Eficiência em função de \tilde{m} para diferentes valores de c_1 para $c_2 = 0.5$	67

Figura 4.24 Valores do adimensional das vazões ótimas e eficiência máxima em função de c_1 68

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1	Pares refrigerante /absorvente	6
Tabela 2.2	Fatos históricos associados a refrigeração	10
Tabela 3.1	Estrutura da matriz das variáveis dos elementos de volume para o refrigerante sem mudança de fase	43
Tabela 3.2	Estrutura da matriz das variáveis dos elementos de volume para o refrigerante com mudança de fase	43

LISTA DE ABREVIATURAS

A_{ul}^m	área de transferência de calor entre o sistema 1 e o sistema 3	[m ²]
A_{ul4}	área lateral do tubo interno	[m ²]
A_{gs}	área transversal de troca de calor entre as células	[m ²]
A_{gl}^m	área de transferência de calor entre a matriz e o fluido quente na célula “m”	[m ²]
A_s	área da seção do tubo interno	[m ²]
c_g	calor específico da matriz metálica	[J/kgK]
c_p	calor específico à pressão constante do fluido quente	[J/kgK]
c_v	calor específico à volume constante do fluido quente	[J/kgK]
c_{vr}	calor específico à volume constante do fluido interno	[J/ kgK]
c_{pr}	calor específico à pressão constante do fluido interno	[J/kgK]
c_{NH_3}	calor específico da amônia líquida	[J/kgK]
c_{H_2O}	calor específico da água líquida	[J/kgK]
D	diâmetro do tubo maior (fluido externo)	[m]
d_t	diâmetro do tubo interno (fluido frio)	[m]
d_{ar}	diâmetro do arame	[m]
d_{ts}	diâmetro do tubo interno	[m]
e_4	espessura do tubo interno	[m]
h_g	coeficiente de transferência de calor por convecção entre a matriz metálica e o fluido quente	[W/m ² K]
h_4	coeficiente de transferência de calor por convecção do tubo interno para a amônia líquida	[W/m ² K]
h_t	coeficiente de transferência de calor por convecção entre o fluido frio (sistema 3) e o tubo interno (sistema 1)	[W/m ² K]
h_3	coeficiente de transferência de calor por convecção entre o sistema 3 e o tubo interno	[W/m ² K]
h_{fg}	entalpia de vaporização da amônia	[J/kg]
k	condutividade térmica da matriz metálica	[W/m K]
k_s	condutividade térmica do tubo interno	[W/mK]
L	comprimento do trocador	[m]
L_{ref}	comprimento de referência	[m]
m^m	massa de fluido quente na célula “m”	[kg]
m_g^m	massa da matriz metálica na célula “m”	[kg]
m_r^m	massa de fluido frio na célula “m”	[kg]
$m_{H_2O}^m$	massa de água na amônia na célula “m”	[kg]
$m_{NH_3}^m$	massa de amônia líquida na célula “m” da casca cilíndrica	[kg]

$m_{\text{NH}_3,l}$	massa de amônia líquida que passa pelo tubo interno	[kg]
m_T^m	massa total de fluido refrigerante no interior do tubo interno (sistema 4) na célula “m”, Eq. (3.32)	[kg]
m_{evap}^m	massa de amônia que evapora na célula “m”	[kg]
$\Delta m_{\text{NH}_3,w}^m$	Massa de refrigerante que evapora em cada célula “m”	[kg]
\dot{m}	vazão mássica de fluido quente	[kg/s]
\dot{m}_T	vazão mássica do fluido interno (refrigerante)	[kg/s]
\dot{m}_s	vazão mássica de amônia líquida que entra no regenerador	[kg/s]
\dot{m}_{NH_3}	vazão mássica de amônia que retorna pela casca cilíndrica	[kg/s]
$\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}$	vazão mássica de água	[kg/s]
$\dot{m}_{\text{NH}_3,s}$	vazão mássica de amônia que passa pelo tubo interno	[kg/s]
\dot{m}_T	vazão mássica total de fluido refrigerante que entra no trocador de calor	[kg/s]
\dot{m}_{ref}	vazão mássica de referência	[kg/s]
\dot{m}_w	vazão mássica de amônia líquida que sai do regenerador	[kg/s]
n_{cel}	número total de células ou elementos de volume	
p_{in}	pressão da amônia líquida que entra no regenerador	[bar]
q_g	quantidade de calor trocado entre a matriz metálica da célula “m” e o fluido quente	[W]
$q_{\text{cond},p}$	quantidade de calor trocado por condução através da matriz da célula “m” para a matriz da célula “m+1”	[W]
$q_{\text{cond},a}$	quantidade de calor trocado por condução através da matriz da célula “m” para a matriz da célula “m-1”	[W]
$q_{\text{enth}3}$	taxa de energia que flui através do escoamento que cruza o sistema 3 da célula “m”	[W]
$q_{\text{enth}4}$	taxa de energia que flui através do escoamento que cruza o sistema 4 da célula “m”	[W]
q_t	quantidade de calor trocado por convecção entre o tubo e o fluido interno (fluido frio)	[W]
q_s	quantidade de calor transferida para a amônia no tubo interno	[W]
q_{in}	transferência de entalpia da célula “m” para a célula “m-1”	[W]
q_{out}	transferência de entalpia da célula “m” para a célula “m+1”	[W]
Q_m	calor recebido pela amônia em ebulição	[J]
$q_{\text{NH}_3,v}$	taxa real de transferência de calor para a parcela da amônia que passou à fase vapor	[W]
r	fração mássica de água na solução forte	
T_g^m	temperatura do sistema 1 na célula “m”	[K]
T_g^{m-1}	temperatura do sistema 1 na célula “m-1”	[K]
T_g^{m+1}	temperatura do sistema 1 na célula “m+1”	[K]
T^{m+1}	temperatura do fluido quente na célula “m+1”	[K]

T^{m-1}	temperatura do fluido quente na célula “m-1”	[K]
T^m	temperatura do fluido quente na célula “m”	[K]
T_r^m	temperatura do sistema 3 na célula “m”	[K]
T_{in}	temperatura de entrada do fluido quente	[K]
T_r^m	temperatura do fluido interno na célula “m”	[K]
T_r^{m+1}	temperatura do fluido interno na célula “m+1”	[K]
T_s^m	temperatura da amônia dentro do tubo interno na célula “m”	[K]
$T_{s,in}$	temperatura de entrada da amônia líquida no tubo interno	[K]
T_w^m	temperatura da amônia que retorna pela casca cilíndrica na célula “m”	[K]
$T_{w,in}$	temperatura de entrada da amônia líquida que não vaporizou na célula “m”	[K]
T_∞	Temperatura de referência	[K]
t	tempo	[s]
Δt	tempo de residência do fluido na célula “m”	[s]
u	velocidade média do fluido refrigerante	[m/s]
v	volume específico do refrigerante (amônia/água)	[m ³ /kg]
v_{NH_3}	volume específico da amônia	[m ³ /kg]
v_{H_2O}	volume específico da água	[m ³ /kg]
V_V	volume vazio no sistema 1	[m ³]
V_T	volume total no sistema 1	[m ³]
V_{metal}	volume de metal presente no sistema 1	[m ³]
V_r^m	volume de fluido frio dentro da célula “m”	[m ³]
x_{ref}	comprimento de referência	[m]
x_r	título da amônia	
x_r^{ncel}	título da amônia na última célula	
Δx	comprimento da célula “m”	[m]
α	massa total de vapor num célula “m” qualquer	[kg]
ϕ	porosidade	
ρ_g	densidade do material da matriz	[kg/m ³]
ρ_r	densidade do fluido refrigerante	[kg/m ³]
ρ_{NH_3}	densidade do refrigerante (amônia)	[kg/m ³]
ρ_{H_2O}	densidade da água	[kg/m ³]
ρ	densidade do fluido quente	[kg/m ³]

RESUMO

Devido a considerações econômicas e ambientais, sistemas de refrigeração supridos com fontes de calor renováveis receberam um novo enfoque. A indústria internacional de refrigeração tem realizado grandes investimentos em pesquisas nessa direção. Este trabalho apresenta um modelo computacional geral para regeneradores que são alimentados com o escoamento de fluidos quentes de um lado e com fluido refrigerante do outro, sendo que este último muda de fase (vaporização). Um modelo físico simplificado, que combina correlações fundamentais e empíricas com princípios de termodinâmica clássica e transferência de calor e massa, foi desenvolvido. As equações diferenciais resultantes em três dimensões foram discretizadas, no espaço usando um esquema tridimensional de volumes finitos com células centradas. Conseqüentemente, a combinação do modelo físico simplificado proposto com o esquema adotado de volumes finitos para a discretização numérica das equações diferenciais é o assim chamado “modelo de elementos de volume”, MEV (Vargas, J. V. C., Stanescu, G., Florea, R., and Campos, M. C., 2001, A numerical model to predict the thermal and psychrometric response of electronic packages, ASME Journal of Electronic Packaging, Vol. 123, pp. 200-210). O modelo foi baseado numa configuração geral de regenerador, isto é, um trocador de calor cilíndrico vertical em que o lado quente se constitui de uma matriz metálica, e o lado frio é composto de dois tubos concêntricos. O refrigerante entra na fase líquida no tubo mais interno e sofre mudança de fase conforme segue o escoamento. A fração de refrigerante que não se vaporizou realiza o processo de recirculação e volta pela casca cilíndrica. As interações de energia e massa relevantes para o processo de mudança de fase são levadas em consideração, e a taxa de vaporização é computada e usada para avaliação da eficiência do processo. Os perfis de temperatura e a localização da região de vaporização são computados. O modelo proposto foi usado para simular numericamente o comportamento do regenerador operando em diferentes condições de operação e projeto. Refinamentos da malha foram realizados para garantir a convergência dos resultados numéricos. Mostra-se que a metodologia proposta permite a utilização de uma malha convergida esparsa para todas as simulações realizadas, conseqüentemente combinando precisão numérica com baixo tempo computacional. Assim, espera-se que o modelo possa ser uma ferramenta útil para a simulação, projeto e otimização de regeneradores para sistemas de refrigeração alimentados por uma fonte de calor.

ABSTRACT

Economic and environmental considerations brought a new point of view about refrigeration supplied by renewable heat sources. The international refrigeration industry has been investing considerable resources in that direction. This paper introduces a general computational model for regenerators fed by a hot fluid stream on one side, whereas the other side is a fluid mixture, in which one of the components (refrigerant) undergoes a change of phase (vaporizes). A simplified physical model, which combines fundamental and empirical correlations, and principles of classical thermodynamics, mass and heat transfer, is developed and the resulting three-dimensional differential equations are discretized in space using a three-dimensional cell centered finite volume scheme. Therefore, the combination of the proposed simplified physical model with the adopted finite volume scheme for the numerical discretization of the differential equations is the so called volume element model, VEM (Vargas, J. V. C., Stanescu, G., Florea, R., and Campos, M. C., 2001, A numerical model to predict the thermal and psychrometric response of electronic packages, ASME Journal of Electronic Packaging, Vol. 123, pp. 200-210). The model was based upon a general configuration of a regenerator, i.e., a vertical cylindrical heat exchanger where the external “hot” side is a metallic matrix and the internal “cold” side is composed of two concentric tubes. A fluid, in its liquid phase, enters the core of the heat exchanger and experiences a phase change as it flows through it. The fraction of the fluid that is not vaporized is re-circulated through the inner layer of the heat exchanger. Accounting for all relevant energy and mass interactions for the phase change process, the rate of vaporization is computed and used as a measure of process efficiency. The streams temperature profiles along with the location for the onset of vaporization are computed. The proposed model was utilized to simulate numerically the behavior of the regenerator operating under different operating and design conditions. Mesh refinements were conducted to ensure the convergence of the numerical results. The proposed methodology is shown to allow a coarse converged mesh for all simulations performed, therefore combining numerical accuracy with low computational time. As a result, the model is expected to be a useful tool for simulation, design, and optimization of regenerators for heat driven refrigerators.

1. INTRODUÇÃO

1.1 Motivação

Considerações econômicas e ambientais trouxeram um novo interesse nos refrigeradores alimentados por uma fonte de calor. Um esforço considerável de pesquisa tem sido investido no estudo de sistemas de refrigeração desse tipo nos últimos anos, [1-11]. Esses sistemas podem utilizar fontes de energia renováveis, tais como energia solar e gases quentes expelidos por outros sistemas [11-12]. Em situações especiais, onde a preservação do meio ambiente é prioridade, a refrigeração solar é uma alternativa na conservação de alimentos e suprimentos médicos [13]. Diante da crise no setor elétrico, da política de estímulo ao uso do gás natural e da importância crescente de aplicações de cogeração, tem-se observado um interesse renovado pela aplicação de sistemas de absorção, devido a possibilidade do aproveitamento energético, para fins úteis, do calor residual de diferentes processos [14]. Talbi e Agnew [15] apresentaram uma investigação teórica baseada na simulação do desempenho de um ciclo de absorção água-brometo de lítio “acionada” pelos gases de exaustão de um motor Diesel.

Muitas pesquisas têm sido realizadas para utilização de ciclos de absorção, muitas delas utilizando energia solar como fonte térmica para o ciclo [16-18].

Quando a refrigeração tem de ser fornecida de maneira ininterrupta, torna-se necessário estabelecer uma fonte de energia suplementar, tal como um queimador a gás. A melhoria, otimização e controle de refrigeradores desse tipo é um aspecto crucial, que é independente do tipo de fonte de energia. Uma análise teórica de um sistema térmico, para ser confiável deve ser capaz de captar os aspectos “realísticos” dos processos de transferência de calor que ocorrem na instalação. Vários estudos modelaram esses aspectos usando o método da minimização da geração de entropia [19-21]. Tais estudos levam em conta as irreversibilidades dos escoamentos e dos processos de transferência de calor.

Neste trabalho, apresenta-se um modelo matemático para simular o comportamento de um refrigerador com ejetor. O equipamento pode utilizar gases quentes automotivos ou industriais a fim de promover a mudança de fase do fluido refrigerante, sendo que neste estudo utilizou-se amônia (R-717).

1.2 Objetivos

Neste trabalho apresenta-se um modelo matemático e a simulação numérica em regime transiente de um trocador de calor regenerador, que é parte de um sistema de refrigeração com ejetor. Como se trata de um trocador de calor

regenerador, este pode ser empregado em outros sistemas de refrigeração alimentados por fonte de calor. Este estudo é parte de um modelo matemático a ser desenvolvido futuramente que simulará o comportamento de um refrigerador alimentado por fonte de calor como um todo.

Um refrigerador com ejetor necessita de uma fonte de calor para promover a vaporização do fluido refrigerante (e.g., amônia). Neste trabalho propõe-se o uso de emissões quentes automotivas para a referida fonte de calor, mas pode-se usar alternativamente um queimador a gás, um fluido secundário aquecido por coletores solares e também emissões industriais.

Uma das vantagens apresentadas pelo uso de um trocador de calor regenerador é o fato de poder usar qualquer suprimento intermitente de energia térmica disponível. Como foi mencionamos anteriormente, tal suprimento pode ser oriundo de gases de escape de automóveis, emissões industriais e ainda energia solar, porém o que todas estas alternativas tem em comum é o fato de não apresentarem taxas constantes de energia, por exemplo, a vazão mássica e temperatura dos gases de escape automotivos varia a todo o momento em função da rotação do motor, a vazão e a temperatura de emissões quentes industriais dependem do processo e da produção da indústria.

De fato essa inconstância faz-se presente e não pode ser desprezada, pois o funcionamento do ar condicionado de um automóvel não pode ficar refém de variações de vazão dos gases quentes do escapamento, por exemplo, a refrigeração não pode parar numa situação em que o automóvel se encontra em um engarrafamento. Se utilizarmos esse sistema para manter uma câmara frigorífica de armazenamento de medicamentos ou mesmo alimentos, esses não podem sentir na temperatura do ambiente refrigerado o efeito da possibilidade da queda de emissões quentes da indústria.

A fim de apresentar possíveis soluções para tal problema, propõe-se os seguintes objetivos para a presente dissertação:

- Examinar os parâmetros de projeto que devem ser otimizados para a máxima troca de calor no regenerador (gerador);
- Investigar os efeitos causados pela variação da vazão do fluido quente;

- Apresentar um modelo matemático que poderá ser usado para investigar os efeitos da composição do fluido refrigerante, na troca de calor do regenerador;
- Investigar a existência de condições ótimas de parâmetros de operação e de projeto do regenerador para máximo desempenho do sistema de refrigeração com ejetor.

A atenção do trabalho é, portanto, focada em apenas uma parte do sistema de refrigeração com ejetor, i.e., o local onde há a vaporização do fluido refrigerante em presença de uma fonte de calor, o trocador de calor regenerador.

2. REVISÃO DA LITERATURA

Instituto Internacional de Refrigeração em Paris (IIF/IIFR) estimou que aproximadamente 15% de toda a eletricidade produzida em todo o mundo seja usada em processos de refrigeração e condicionamento de ar em várias aplicações [22].

Conseqüências da crescente demanda de refrigeração, como por exemplo, condicionamento de ar, processos de fabricação e conservação de alimentos, armazenagem de vacinas e refrigeração de computadores são complexas e abrangentes. O aquecimento global e a degradação da camada de ozônio são os principais impactos ambientais. Em locais onde a produção de energia elétrica não é abundante, o excesso da demanda pode aumentar os preços, o que afetaria o uso da eletricidade em necessidades básicas como luz para leitura e fornos domésticos [23].

Sistemas de refrigeração por absorção alimentados por energia solar foram os primeiros utilizar energia solar em refrigeração. Um dispositivo chamado gerador é suprido com a energia dos raios solares. A temperatura do gerador depende do par refrigerante/absorvente empregado, por exemplo, amônia-água ou água-brometo de lítio, o que pode assumir valores menores que 100°C para o caso do brometo de lítio. Uma pequena quantidade de eletricidade deve ser gasta para fazer circular o refrigerante entre o absorvedor e o gerador [23].

Nas últimas décadas observou-se o ressurgimento do interesse em tais áreas, principalmente na energia solar [24], pois pode ser convertida tanto em calor quanto em eletricidade.

A possibilidade de produzir frio através do uso direto de energia primária, em particular, energia solar e gás natural, motivou a busca por equipamentos de condicionamento de ar por absorção [25].

Por muito tempo, os refrigeradores por absorção e bombas de calor ficaram limitados somente a inexpressivas e específicas aplicações devido a seu baixo Coeficiente de Performance (PC) comparado com os equipamentos de compressão a vapor [26].

ntemente, os sistemas de refrigeração dirigidos por sorção têm recebido atenção devido ao seu baixo impacto ambiental, como mencionado, e pelo grande potencial de armazenamento de energia. Outro fator que chama atenção para esses sistemas é que podem ser operados com fontes térmicas tais como o calor residual de outros processos, bem como a energia solar. Por esta razão muitos pesquisadores têm investigado o desempenho de sistemas de refrigeração envolvendo sorção dirigidos por tais fontes de calor [27-28].

Não só a praticidade e a eficácia destes sistemas estão sendo estudadas, mas também há investigações com respeito ao “design” ótimo a ser empregado [29].

A performance do sistema pode ser melhorada reduzindo as perdas devido as irreversibilidades usando o princípio da segunda lei da termodinâmica [30]. Uma melhor compreensão da segunda lei da termodinâmica tem mostrado que a minimização da entropia gerada é uma importante técnica para alcançar a configuração de melhor condição de operação, isto é, o ponto ótimo que acarreta mínimas perdas termodinâmicas.[31].

O sistema de refrigeração por absorção está voltando a se tornar importante, pois pode alcançar capacidade de refrigeração maior do que o sistema de compressão a vapor, quando usadas outras fontes de energia (como calor residual de processos industriais, turbinas à gás ou vapor, sol ou biomassa) ao invés de eletricidade [30].

Trabalhos experimentais e teóricos envolvendo as características e análises termodinâmicas dos refrigeradores por absorção estão disponíveis na literatura. Chen e Schouten [32] estudaram a otimização de um refrigerador irreversível e concluíram que essa modelagem é mais realística do que as realizadas com sistema de refrigeração por absorção modelado como ciclo endoreversível.

Kececiler et al. [33] realizaram um estudo experimental com análise termodinâmica levando em conta a reversibilidade num sistema de absorção como brometo de lítio e água. O estudo concluiu que para vazão mássica de 12.5 kg/s e temperatura de 60°C para o fluido oriundo de fontes geotérmicas, a eficiência máxima alcançada é de 80%. Tal eficiência leva o refrigerador a ser empregado na estocagem de frutas e verduras.

Embora a quantidade de energia térmica usada num sistema de refrigeração ser grande, a quantidade de trabalho mecânico requerido é normalmente desprazível (somente o trabalho de bombeamento do líquido). Por esta razão, o uso de energia térmica de fontes alternativas como energia solar e gases quentes podem resultar em rendimentos expressivos. Além disso, esses sistemas não são agressivos ao meio ambiente, pois os fluidos usados não contêm de CFC's. O desempenho dos refrigeradores por absorção depende da escolha apropriada do par refrigerante/absorvedor. Por esta razão podemos dizer que a escolha correta do par refrigerante/absorvedor é tão importante quanto os parâmetros de projeto e otimização [34].

A Tabela 2.1 mostra os principais pares refrigerante/absorvente [35].

A busca para alcançar melhor desempenho e minimizar o consumo de energia nos sistemas de refrigeração por absorção tem sido contemplada em vários trabalhos [36-56] Alguns também levam em conta a análise exergética [36,38,57].

Tabela 2.1. Pares refrigerante/absorvente [58-59].

Absorvente	Refrigerante
Água	Amônia, Metil amina ou outras aminas alifáticas
Solução de água e brometo de lítio	Água
Solução de cloreto de lítio e metanol	Metanol
Ácido Sulfúrico	Água
Hidróxido de sódio ou potássio ou misturas	Água
Nitrato de lítio	Amônia
Sulfocianeto de amônia	Amônia
Tetracloroetano	Cloreto de etila
Dimetil éter tetraetilen glicol	Cloreto de metileno
Óleo de parafina	Tolueno ou pentano
Glicol etílico	Metil amina
Éter dimetílico ou glicol tetraetílico	Monofluor dicloro metano ou diclorometano

O ciclo de refrigeração por absorção tem algumas características em comum com o sistema de compressão a vapor, mas difere em dois importantes aspectos. Um deles é a natureza do processo de compressão. Ao invés de comprimir vapor entre o evaporador e o condensador, o refrigerante de um sistema de refrigeração por absorção é absorvido por uma substância secundária chamada *absorvente*, para formar uma solução líquida. A solução líquida é então *bombeada* até pressões mais altas. Em função do volume específico da solução líquida ser muito menor que o volume específico refrigerante no estado de vapor, chega-se à conclusão que precisaremos de menor quantidade de trabalho mecânico para aumentar a pressão da solução. O fato de requerer quantidades pequenas de trabalho mecânico apresenta-se como uma das vantagens do sistema de refrigeração por absorção frente ao sistema de compressão a vapor [60].

Outra diferença entre os sistemas de absorção e de compressão a vapor é a necessidade de se prover uma maneira de retirar o vapor de refrigerante da solução líquida antes do refrigerante chegar ao condensador. Para que isto ocorra é necessário uma fonte de calor adequada, tal como um queimador a gás. Porém, podem ser utilizados o calor residual de processos industriais ou energia solar [60].

A separação do refrigerante e absorvente ocorre pela aplicação direta de calor num trocador de calor chamado *gerador*. Para tanto, a solubilidade entre eles deve ser apropriada. Para casos onde a amônia é o refrigerante e a água o absorvente observa-se a seguinte discussão: a solubilidade da amônia na água é maior em temperaturas e pressões baixas do que em altas [61].

Observando a Fig. 2.1 observa-se que o vapor de amônia deixa o evaporador e prontamente é absorvido pela água a baixa temperatura no absorvedor. Este processo ocorre com rejeição de calor, pois trata-se de uma reação exotérmica. A solução é então bombeada até pressões mais altas e aquecida no gerador. Devido a redução de solubilidade da amônia na água a temperaturas e pressões altas, o vapor é removido da solução. O vapor vai para o condensador e a solução de água com pouca quantidade de amônia (solução fraca) retorna para o absorvedor. A fim de reduzir a quantidade de calor necessária no gerador, pode-se fazer a solução fraca passar por um trocador de calor onde pré-aquece a solução vinda do absorvedor (solução forte) [61].

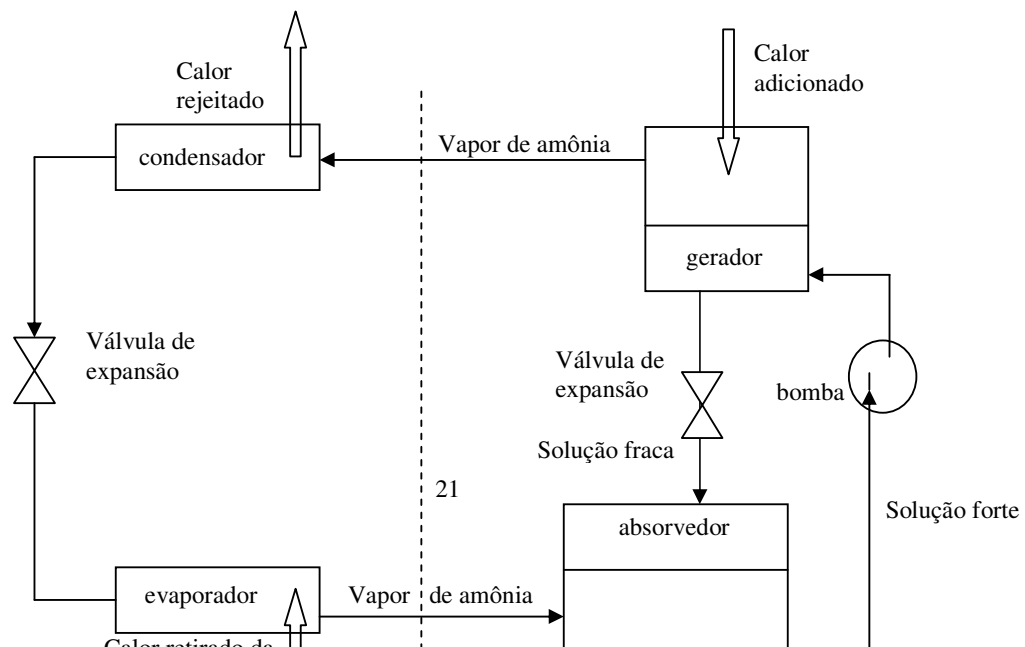


Figura 2.1. Sistema simples de absorção amônia-água [61].

Num sistema de refrigeração por absorção a operação correspondente a compressão no sistema de compressão de vapor é proporcionada pela montagem apresentada na metade direita da Fig. 2.1 e na metade esquerda da Fig. 2.2. O vapor de baixa pressão do evaporador é absorvido pela solução líquida no absorvedor. Se esse processo de absorção fosse executado adiabaticamente a temperatura da solução iria subir e eventualmente a absorção de vapor poderia cessar. Para perpetuar o processo de absorção o absorvedor é resfriado por água ou ar, que finalmente rejeita esse calor para a atmosfera [62].

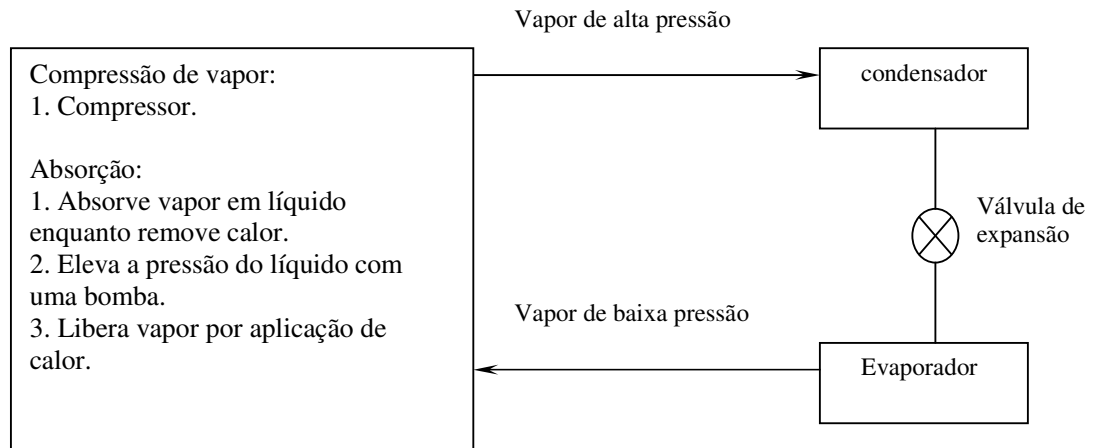


Figura 2.2. Métodos para transformar vapor de baixa pressão em vapor de alta pressão em um sistema de refrigeração [62].

Tabela 2.2. Fatos históricos associados a refrigeração [63 e 64].

Ano	Autor	Histórico	Objetivo
1777	Naime	Estudos teóricos	
1810	Sir. John Leslie	Refrigeração intermitente / Par água e ácido sulfúrico	
1823	Carrè Ferdinand	Primeira máquina construída e patenteada	<ul style="list-style-type: none"> - Aplicação: Fabricação de gelo pelos sulistas da Guerra Civil Americana. - Fabricação em grande escala na França, Inglaterra e Alemanha.
1824	Faraday	Refrigeração intermitente com amônia e cloreto de prata	
1834	Jakab Perkins	Primeira máquina por compressão	
1859/62	Carrè F.	14 patentes sobre o par água-amônia	
1880	Linde, Carl	Substituição de Absorção por	- Aplicação em cervejaria que

	(EUA)	compressão	passaram a consumir menos vapor
1899	Geppert (EUA)	Patente do uso de gás inerte e pressão parcial em refrigeradores por absorção.	O sistema montado pelo autor usava ar como gás inerte e não funcionou pois o ar por ter maior massa molecular que amônia impedia a circulação natural.
1920/40	Atlenkirch	Estudos sobre redução de perdas exergéticas	- Introdução do retificador, múltiplos estágios, uso de gás inerte, uso de refluxo no gerador e absorvedor e demonstração da eficiência dos ciclos de resorção.
1920/30			- Fabricação vários modelos de máquinas intermitentes "Tey-ball" (Crosley Corp.), "Superflex" (Perlection Stove), "Trukold" (Montgomery Ward).
1922	Platen e munters	Refrigerador doméstico	- Trabalho de formatura no Royal Institute of Technology de Estocolmo.
1925	ELECTROLUX	Refrigerador doméstico	- Patente comprada de Platen e Munters
1929	Merkel & Bosnjakovic	Diagrama Entlápia X Concentração	
1930	Du Pont	Criação do freon	
1938	Niebergall	Métodos de avaliação	
Década de 1940	Tecunseh	Compressor hermético de baixo custo para R12	
Década de 1970-			Choque do petróleo Unidades para cogeração (Água-amônia e Brometo de lítio-água).

O uso de sistemas de compressão à vapor para dessalinização da água já é bem conhecido [65]. O circuito básico de um sistema de absorção aplicado na dessalinização da água está mostrado na Fig. 2.3. O sistema consiste de um gerador/coletor solar, absorvedor, condensador e evaporador [66].

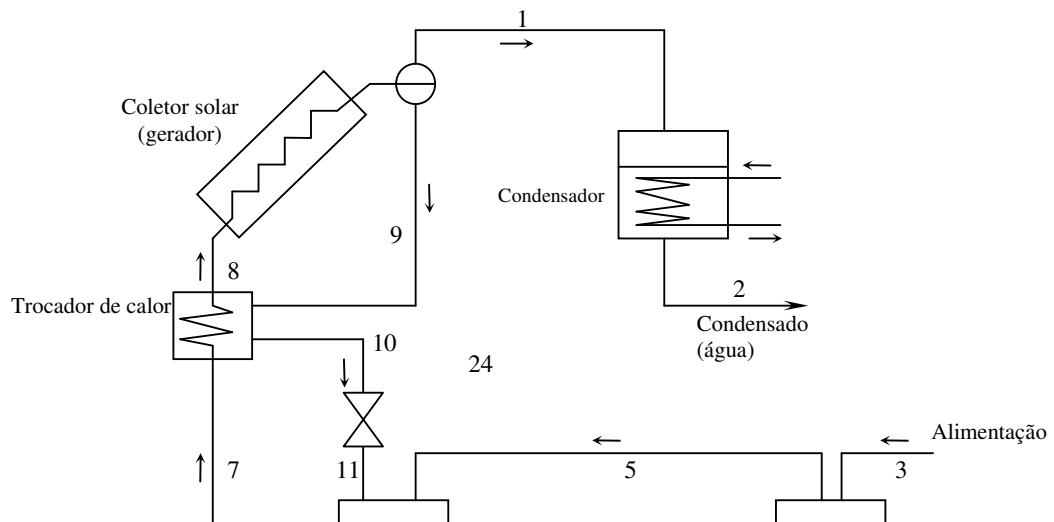


Figura 2.3. Sistema convencional de absorção para dessalinização da água, simples efeito [66].

O sistema consiste de um ciclo aberto. Água salgada abastece o evaporador (linha 3) onde evapora com o calor recebido. Este vapor é absorvido pelo brometo de lítio (LiBr) no absorvedor e devido a natureza exotérmica da reação, ocorre liberação de calor. A bomba recebe a solução fraca (solução com baixa concentração de absorvente) na linha 6, eleva a pressão da mistura e através da linha 8 esta chega ao gerador. A energia solar aquece a solução e faz com que o vapor de água seja eliminado do absorvente líquido. O vapor ou é direcionado diretamente para o condensador para gerar energia térmica ou então é usado numa turbina para a geração de eletricidade [66].

Os sistemas de absorção podem ser usados para sistemas de co-geração (e.g. Fig. 2.4).

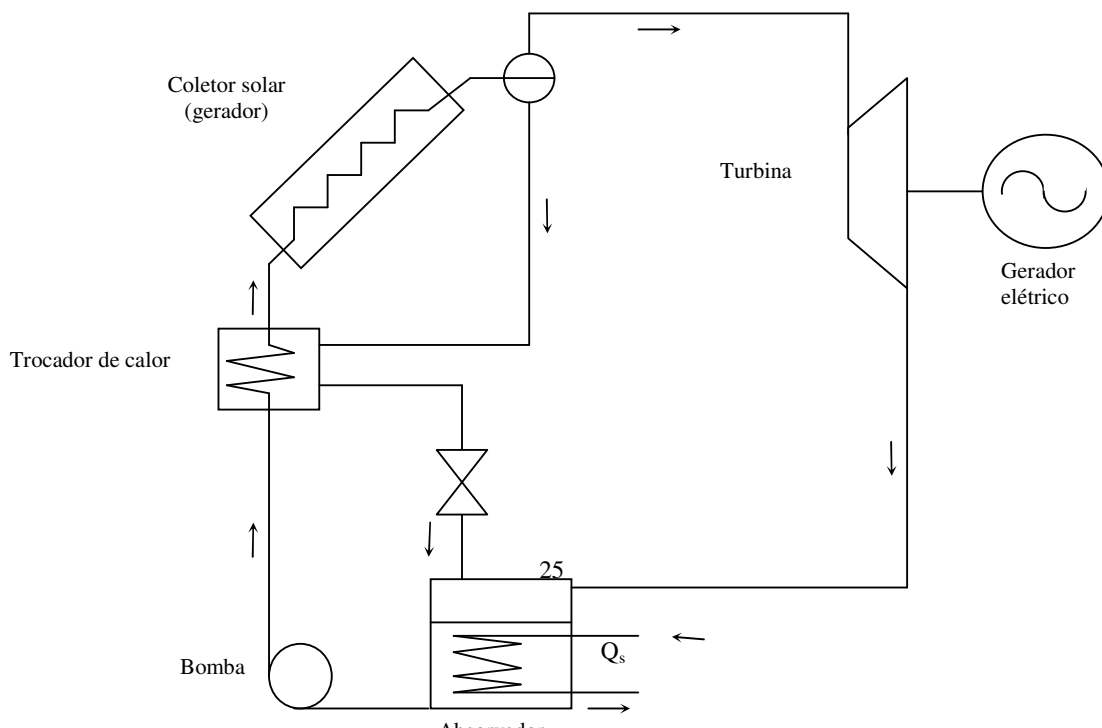


Figura 2.4. Sistemas de absorção para geração de eletricidade [66].

Máquinas de refrigeração e condicionamento de ar consomem grande quantidade de energia, por esta razão o aproveitamento de energia tem recebido grande atenção e interesse. O convencional sistema de condicionamento de ar por compressão é o mais eficiente entre os disponíveis sistemas quando levamos em conta o Coeficiente de Performance. Em virtude desses sistemas consumirem grandes quantidades de energia, novos sistemas que usam energia térmica ao invés de energia elétrica têm sido desenvolvidos [67].

Em 1930, sistemas de refrigeração com ejetores foram usados no condicionamento de ar de grandes edifícios comerciais com capacidade de 10-100 toneladas de refrigeração. As vantagens deste sistema são o custo de operação mais baixo quando se tem disponível uma fonte de calor que de outra forma não seria utilizada, bem como o baixo custo de manutenção devido ausência de partes móveis (exceto a bomba) [67].

O crescimento do interesse em sistemas de refrigeração com ejetor tem ocorrido devido à idéia de usar fluidos refrigerantes com baixa temperatura de ebulição. As máquinas de refrigeração com sistema ejetor podem ser consideradas como combinação de motor térmico e refrigerador, pois o motor térmico transforma quantidade de calor em trabalho mecânico e o refrigerador transforma este trabalho em efeito refrigerante. Ao invés de um compressor mecânico é utilizado um ejetor para comprimir o refrigerante na forma de vapor a fim de leva-lo ao condensador. O ejetor consiste de duas partes principais: um bocal convergente-divergente chamado de bocal primário e um bocal secundário. Conforme mostra a Fig. 2.5 [67].

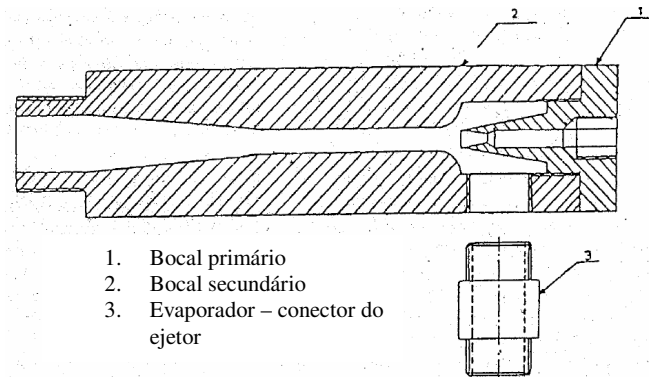


Figura 2.5. O ejetor [67].

A Fig. 2.6 mostra um diagrama esquemático de um equipamento de refrigeração com ejetor. O calor oriundo de coletores solares é usado para vaporizar o refrigerante (R113). A massa de vapor é expandida no bocal primário, criando baixa pressão. Uma pequena massa de vapor vindo do evaporador é somada ao vapor vaporizado pela energia solar antes deste chegar ao bocal secundário, onde sofrem a compressão para em seguida se dirigirem para o condensador [67].

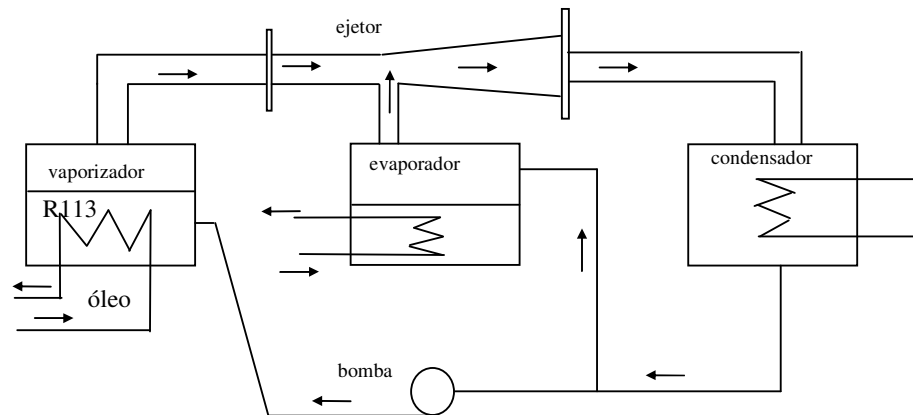


Figura 2.6. Diagrama esquemático de sistemas de refrigeração com uso de ejetores [67].

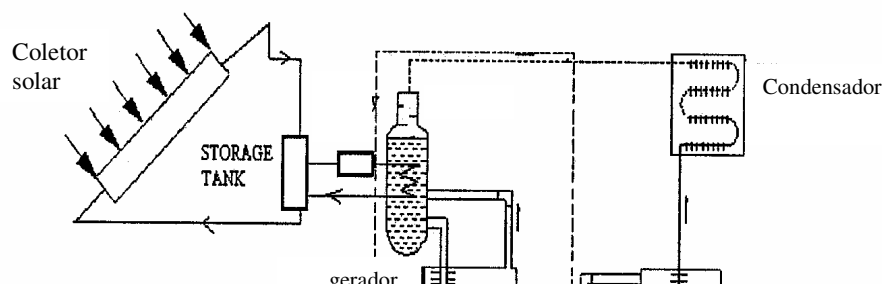




Fig. 2.7 Representação de uma EACS [68].

Levando-se em consideração as alternativas tecnológicas para processos de refrigeração, deve-se mencionar que tais alternativas têm eficiências mais baixas quando comparadas com o convencional sistema de refrigeração a vapor [68].

Os EACSs (ejector–absorption cooling systems) operando com água-amônia consiste de condensador , evaporador, absorvedor, gerador, ejetor, bomba, válvulas de expansão, trocador de calor para o fluido refrigerante (RHE-refrigerant heat exchange) e um trocador de calor para a mistura (MHE-mixture heat exchange). Quando esses dois trocadores de calor e o ejetor são empregados, o coeficiente de performance aumenta [69-72].

Uma representação esquemática na Fig. 2.7 apresenta um EACS. O ciclo de um sistema com ejetor é similar ao mecanismo de um sistema de compressão de vapor exceto pela presença da bomba, o gerador e o ejetor que substituem o compressor. O ejetor consiste basicamente de um bocal, um tubo onde ocorre a mistura e um difusor. O ejetor é caracterizado pelo fato de não haver partes móveis que necessitem de uma fonte adicional de energia.

O gerador do EACS representado na Fig. 2.7 usa a energia solar como fonte de calor [68].

3. MODELO MATEMÁTICO

3.1 Apresentação do equipamento a ser modelado (regenerador)

Como mencionado nos objetivos do trabalho, este estudo destina-se a modelar um trocador de calor regenerador empregado num sistema de refrigeração com ejetor, contudo os trocadores de calor regeneradores podem ser empregados em outros sistemas de refrigeração alimentados por fontes de calor. É oportuno comentar que para esses outros sistemas, as respectivas características físicas devem ser levadas em consideração.

Para visualizar essa versatilidade apresenta-se o trocador de calor regenerador para um sistema de absorção ou com ejetor. Um sistema de refrigeração ou

condicionamento de ar por absorção ou com ejetor está representado esquematicamente pela Fig. 3.1. No esquema estão representados dois fluidos distintos de trabalho; são eles o fluido de aquecimento e solução absorvente/refrigerante (sistema de absorção), ou fluido de aquecimento e refrigerante (sistema com ejetor). O lado da solução ou refrigerante recebe o calor dos gases quentes através de um trocador de calor, chamado gerador.

A Fig. 3.1 apresenta as interações de energia que ocorrem no ciclo de refrigeração que é dirigido por uma fonte de fluido aquecido (e.g., gases quentes, fluidos aquecidos em um coletor solar). O ciclo requer entrada de trabalho desprezível, apenas o necessário para movimentar as bombas.

O desenvolvimento do trabalho se inicia com um modelo físico para o sistema, que combina conceitos teóricos da Termodinâmica Clássica e correlações empíricas de Mecânica dos Fluidos e de Transferência de Calor. O modelo matemático consiste em equacionar os balanços de massa e de energia (1ª Lei da Termodinâmica) para cada sistema do regenerador, levando em consideração as propriedades dos fluidos refrigerante (sistema com ejetor) e absorvente (sistema por absorção). A análise permite a formação de um sistema de equações diferenciais ordinárias e algébricas não-lineares, tendo o tempo como variável independente.

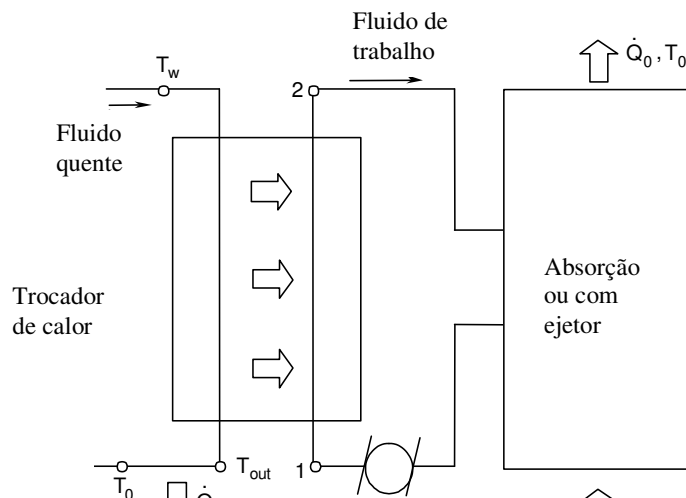


Figura 3.1 Sistema de refrigeração ou condicionamento de ar por absorção ou com ejetor.

A simulação em regime transiente consiste na solução numérica do sistema acima mencionado para um intervalo de tempo desejado. Para isto utilizar-se-á, o método de Runge-Kutta 4ª ordem.

Um refrigerador de absorção modelo ELECTROLUX, conforme esquema mostrado na Fig. 3.2., ilustra um exemplo prático do aproveitamento de fluidos quentes existentes (emissões automotivas ou industriais, ou aquecimento solar).

Um trocador de calor de contra-fluxo foi dimensionado para prover o calor necessário ao funcionamento do equipamento, em substituição ao conjunto original multipropósito (eletricidade ou queima de gás), representado pelo “boiler” da Fig.3.2.

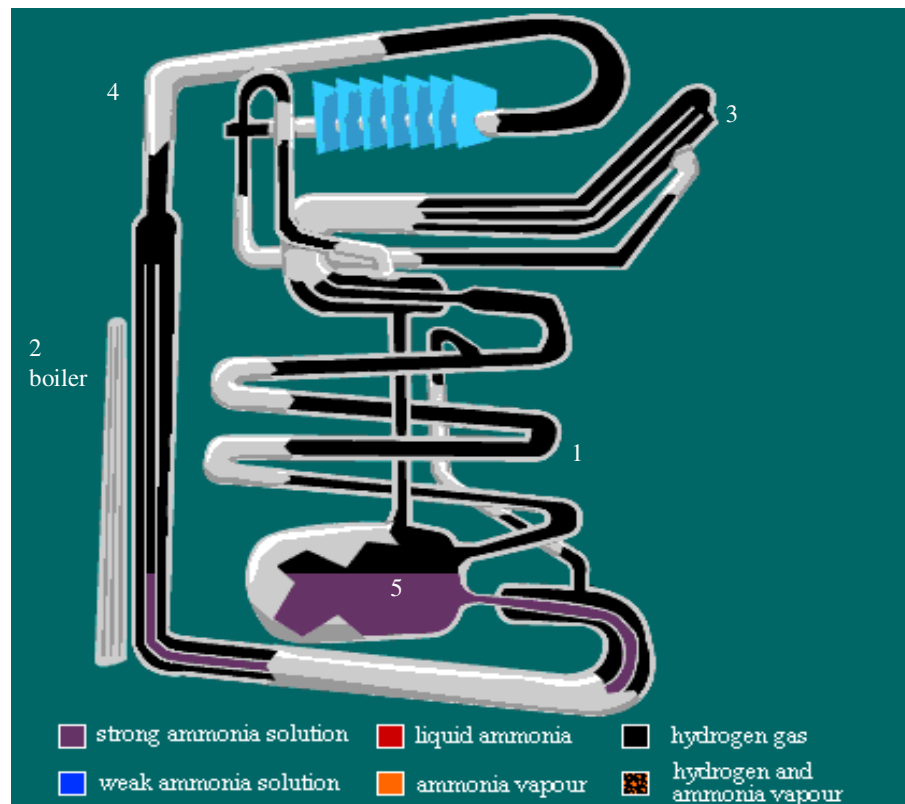


Figura 3.2. Refrigerador por absorção ELECTROLUX.
1.absorvedor; 2.regenerador; 3.evaporador; 4. condensador, 5. solução forte.

O gerador é um trocador de calor de duas correntes paralelas de fluido sem mistura. Um bloco cilíndrico com várias voltas de tela metálica foi inserido no espaço a ser percorrido pela corrente de gases quentes, a fim de maximizar a área de troca de calor entre a corrente de gases quentes e a corrente de fluido refrigerante do tubo interno do equipamento. Este projeto foi realizado de forma a proporcionar uma entrada de energia no sistema, na forma de calor, equivalente ao sistema original que opera tanto por uma resistência elétrica como por um queimador a gás.

A Fig. 3.3 mostra as etapas de montagem do gerador alterado. Na unidade ELECTROLUX original a fonte térmica é obtida através de uma resistência elétrica ou queimador a gás.

Os gases quentes passam por fora do tubo que conduz o refrigerante. Para melhorar a troca térmica, foi instalada uma matriz metálica protegida por uma caixa cilíndrica de alumínio, cujas extremidades foram fechadas por peças semicirculares usinadas em aço onde estão fixos os tubos de entrada e saída do sistema. Todas as partes do gerador foram vedadas com produtos resistentes a altas temperaturas (600°C), e todo o sistema recebeu uma camada de isolante térmico para evitar a perda de calor para o ambiente. Um motor instalado em um banco de ensaio foi conectado ao trocador de calor através de um tubo de aço inox isolado termicamente por lã de rocha, recoberto por chapa de alumínio liso.

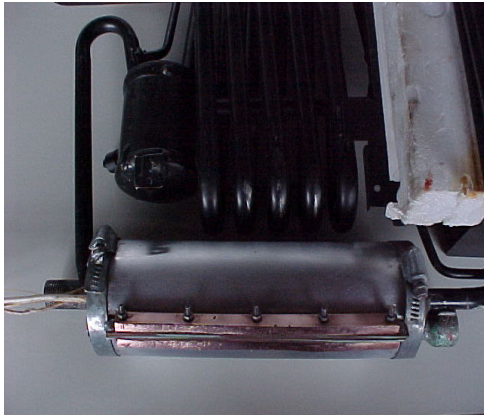
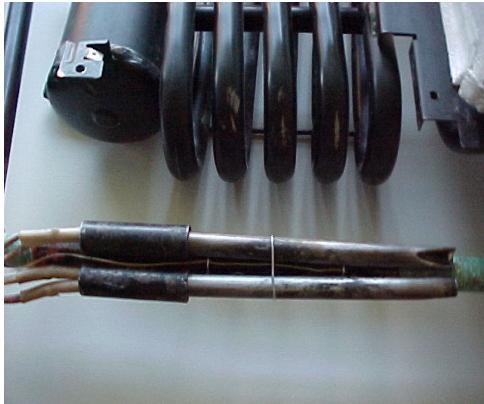


Figura. 3.3 - Componentes do Gerador

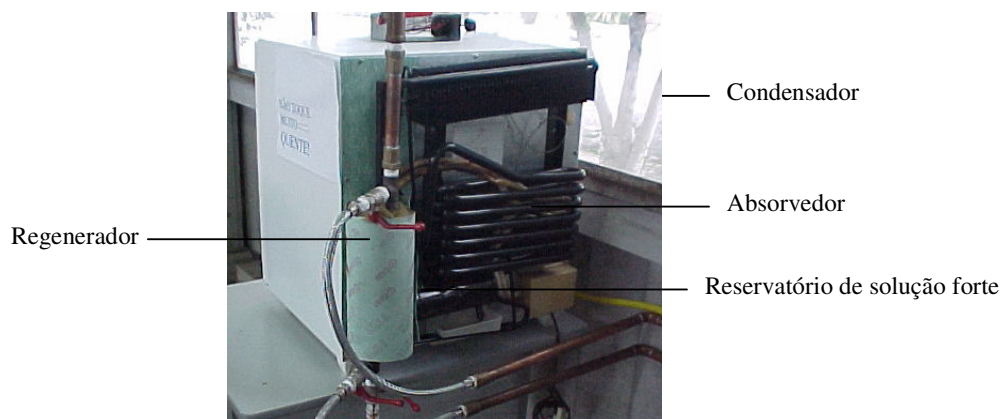


Figura 3.4. Banco de ensaio – Refrigerador por absorção.

As Figs. 3.4 e 3.5 mostram o banco de ensaio.

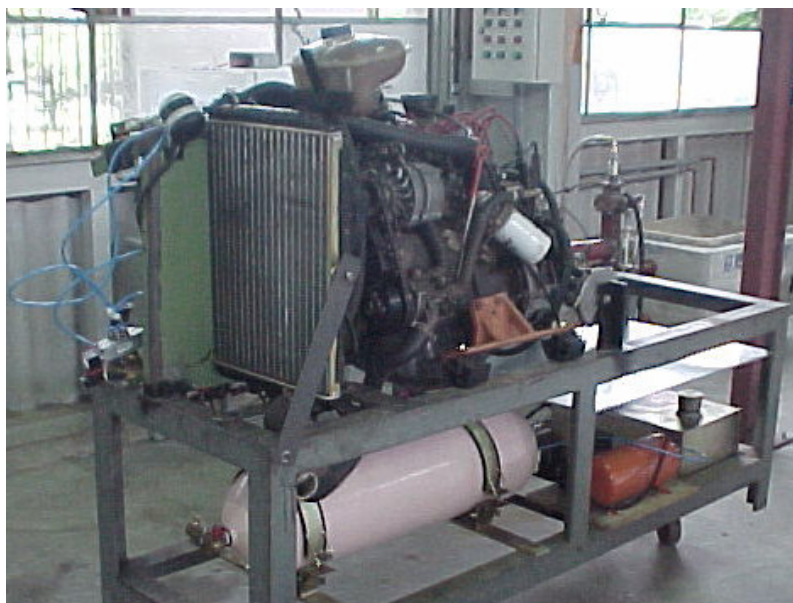


Figura 3.5. Banco de ensaio – Motor de automóvel como fonte de calor.

A modelagem apresentada nesta dissertação é um primeiro passo para a modelagem de um trocador de calor regenerador para um sistema de

absorção. Neste primeiro passo, o sistema funciona com apenas um fluido de trabalho (refrigerante), portanto, o modelo destina-se a sistemas de refrigeração com ejetor alimentados por uma fonte de calor.

3.2 Fluido refrigerante sem mudança de fase

Como um passo intermediário da modelagem do trocador de calor regenerador, admite-se a não ocorrência de mudança de fase do fluido frio (refrigerante). Assim, o equacionamento resultante se simplifica, porém permite a introdução de termos adicionais que levam em consideração a mudança de fase do fluido frio na seqüência do trabalho.

O regenerador se trata de um trocador de calor como qualquer outro mas com a particularidade de poder armazenar certa quantidade de energia em sua massa. Este armazenamento dá-se por meio do aquecimento da malha metálica que colocamos dentro do tubo onde passa o fluido quente.

O objetivo ao modelar o regenerador com dois fluidos sem mistura é verificar qual a influência desta malha metálica na troca de calor do regenerador.

A real importância de um trocador de calor regenerativo está na sua aplicação prática; num ciclo onde os gases quentes automotivos ou gases industriais são utilizados como fluido quente, é prudente pensarmos numa eventual não-constância da vazão de gases. Por exemplo, caso um automóvel fique bloqueado num engarrafamento, ou sinal de trânsito não haverá emissões de gases quentes suficientes para haver troca de calor efetiva, pois a vazão de gases quentes cairá, porém o funcionamento do refrigerador não deve ficar comprometido. Durante esses instantes o sistema funcionará graças à energia térmica residual que a malha apresenta. A matriz metálica fornece inércia térmica ao sistema. A presença de mais ou menos malha metálica é sinalizada no modelo matemático através da

porosidade, pois será em função dela que se verifica a viabilidade da armazenagem de energia.

O regenerador é representado esquematicamente pela Fig. 3.6.

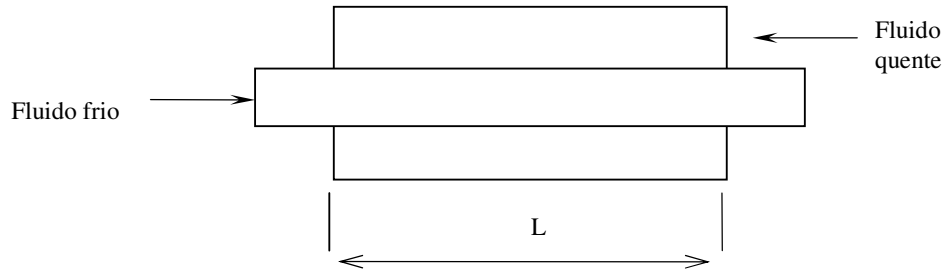


Figura 3.6. Trocador de calor em contra-fluxo.

Divide-se o trocador de calor em elementos de volume conforme mostra a Fig. 3.7.

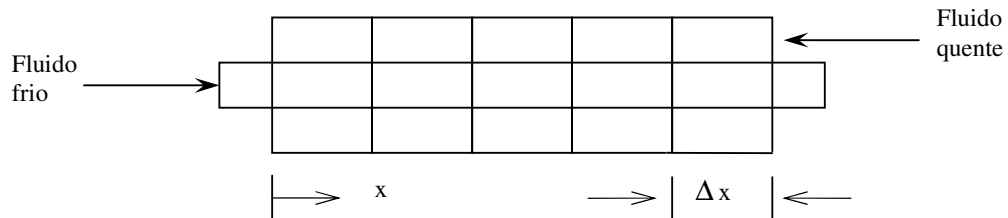


Figura 3.7 Trocador de calor regenerativo dividido em volumes de controle.

Analisando cada uma das células do regenerador separadamente, é possível dividi-las em três sistemas distintos:

- Sistema 1: Grade do regenerador e tubo
- Sistema 2 : Fluido quente em movimento
- Sistema 3: Fluido interno em movimento

Com esta análise pode-se afirmar que cada célula tem seu comportamento térmico definido por esses três sistemas. Aplica-se a Primeira Lei da Termodinâmica para cada sistema em cada elemento de volume, aplica-se a primeira lei da termodinâmica em cada célula.

Escolhe-se uma célula “m” qualquer do regenerador, detalham-se as interações entre os três sistemas na Fig. 3.8.

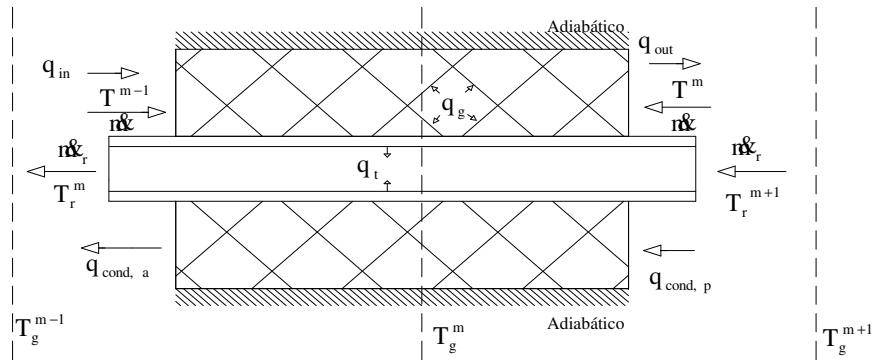


Figura 3.8 Interações de transferência de calor e massa na célula “m”.

Para cada célula “m”, modela-se matematicamente cada sistema.

Sistema 1: Grade do regenerador e tubo

Aplica-se a primeira lei da termodinâmica para o sistema considerado que consiste da malha metálica de aço e o tubo interno por onde passa o fluido frio.

O balanço de energia é escrito como se segue:

$$q_g + q_{\text{cond,p}} + q_{\text{cond,a}} + q_t = m_g^m c_g \frac{dT_g^m}{dt} \quad (3.1)$$

em que:

q_g : quantidade de calor trocado entre a matriz metálica da célula “m” e o fluido quente, W.

$q_{\text{cond,p}}$: quantidade de calor trocado por condução através da matriz da célula “m” para a matriz da célula “m+1”, W.

$q_{\text{cond,a}}$: quantidade de calor trocado por condução através da matriz da célula “m” para a matriz da célula “m-1”, W.

q_t : quantidade de calor trocado por convecção entre o tubo e o fluido interno (fluido frio), W.

T_g^m : temperatura do sistema 1 na célula “m”, K.

m_g^m : massa da matriz metálica na célula “m”, kg.

c_g : calor específico da matriz metálica, $\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$.

t : tempo, s.

Também define-se as seguintes expressões:

$$q_{\text{in}} = \dot{m} c_p T^{m-1} \quad (3.2)$$

$$q_{\text{out}} = \dot{m} c_p T^m \quad (3.3)$$

em que q_{in} é a transferência de entalpia da célula “m” para a célula “m-1”, W; q_{out} é a transferência de entalpia da célula “m” para a célula “m+1”, W; \dot{m} é a vazão mássica de fluido quente, kg/s; c_p o calor específico à pressão constante do fluido quente, $\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$; T^{m-1} é a temperatura do fluido quente na célula “m-1”, K e T^m é a temperatura do fluido quente na célula “m”, K.

$$q_g = h_g A_{\text{gl}}^m (T^m - T_g^m) \quad (3.4)$$

onde h_g é o coeficiente de transferência de calor por convecção entre a matriz metálica e o fluido quente, $\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$; T^m é a temperatura do sistema 2 na célula “m”, K; e A_{gl}^m é a área de transferência de calor entre a matriz e o fluido quente na célula “m”, m^2 .

Pode-se expressar o valor de A_{gl} em função da porosidade, pois como registrado no início da seção 4, a porosidade é importante para a análise dos resultados quanto a inércia térmica do sistema.

Pode-se definir a porosidade como se segue e aplicá-la à região por onde o fluido quente escoou que é a região em que se coloca a malha metálica:

$$\phi = \frac{V_v}{V_T} \quad (3.5)$$

em que V_v é o volume vazio, m^3 ; e V_T é o volume total, m^3 . Usando recursos algébricos pode-se chegar na seguinte relação:

$$V_{\text{metal}} = (1 - \phi)V_T \quad (3.6)$$

onde V_{metal} expressa o volume de matriz metálica dentro do regenerador, m^3 . Seguindo a definição matemática de volume chega-se a expressão de A_{gl} em função da porosidade e do volume total:

$$A_{\text{gl}} = \frac{4V_{\text{metal}}}{d_{\text{ar}}}$$

$$A_{\text{gl}} = \frac{4(1-\phi)V_T}{d_{\text{ar}}}$$

(3.7)

Em que d_{ar} é o diâmetro do arame, m ; A_{gl} área de transferência de calor entre a matriz e o fluido quente em todo o regenerador, m^2 .

Observando a metade inferior da Fig. 3.8, define-se as seguintes expressões para as trocas de calor por condução através da matriz:

$$q_{\text{cond,a}} = -kA_{\text{gs}} \frac{(T_g^m - T_g^{m-1})}{\Delta x} \quad (3.8)$$

a)

O regenerador está isolado em relação ao ambiente externo, logo pode-se assumir a seguinte condição.

Para a primeira célula, isto é, para $m = 1$:

$$q_{\text{cond,a}} = 0 \quad (3.8)$$

b)

Para a condução do lado direito tem-se:

$$q_{\text{cond,p}} = -kA_{\text{gs}} \frac{(T_g^m - T_g^{m+1})}{\Delta x} \quad (3.9)$$

a)

onde k é a condutividade térmica da matriz metálica, $\text{Wm}^{-1} \text{K}^{-1}$; Δx é o comprimento da célula “ m ”, m ; T_g^{m-1} a temperatura do sistema 1 na célula “ $m-1$ ”, K e A_{gs} é a área transversal de troca de calor entre as células, m^2 ; T_g^{m+1} é a temperatura do sistema 1 na célula “ $m+1$ ”, K .

Assim como foi feito para a primeira célula pode-se condicionar a última célula:

$$q_{\text{cond,p}} = 0 \quad (3.9)$$

b)

Pode-se expressar A_{gs} em função da porosidade:

$$V_{\text{metal}} = A_{gs} L \quad (3.10)$$

onde L é o comprimento do regenerador, m .

Usando a Eq. 3.6, chega-se a:

$$A_{gs} L = (1 - \phi) V_T \quad (3.11)$$

tendo o volume total como:

$$V_T = \frac{\pi}{4} (D^2 - d_i^2) L \quad (3.12)$$

em que D é o diâmetro do tubo maior (por onde escoo o fluido quente), m ; e d_i é diâmetro do tubo interno, por onde escoo o fluido frio, m .

Substituindo a Eq. 3.12 na Eq. 3.11 chega-se a expressão de A_{gs} também em função da porosidade.

$$A_{gs} = \frac{\pi}{4} (1 - \phi) (D^2 - d_i^2) \quad (3.13)$$

A quantidade q_i representa a quantidade de calor que o sistema 1 transfere para o sistema 3, conforme se segue:

$$q_t = h_t A_{dl}^m (T_r^m - T_g^m) \quad (3.14)$$

O termo h_t é o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o fluido frio (sistema 3) e o tubo interno (sistema 1), $Wm^{-2}K^{-1}$; T_r^m a temperatura do sistema 3 na célula “m”, K; A_{dl}^m é a área de transferência de calor entre o sistema 1 e o sistema 3, m^2 .

Neste nosso modelo consideram-se os coeficientes de transferência de calor por convecção h_g e h_t como constantes, porém para uma análise mais detalhada, estes coeficientes devem ser tomados como função do número de Reynolds (Re) e número de Prandtl (Pr), utilizando correlações empíricas para regimes de escoamento laminar e turbulento para escoamento interno e externo [73].

Para o cálculo de A_{dl} usamos a seguinte relação:

$$A_{dl} = \pi d_t L \quad (3.15)$$

A massa da matriz metálica presente na célula “m” pode ser calculada aplicando a definição de densidade.

$$m_g^m = \rho_g V_{metal} \quad (3.16)$$

Em que ρ_g é a densidade do metal da matriz, $kg\ m^{-3}$.

Sistema 2: Fluido quente em movimento (externo – gases quentes)

O balanço de energia para o sistema 2 determina que:

$$q_{in} - q_{out} - q_g = m^m c_v \frac{dT^m}{dt} \quad (3.17)$$

Onde m^m é a massa de fluido quente na célula “m”, kg e c_v é o calor específico à volume constante do fluido quente, $Jkg^{-1}K^{-1}$.

Para se calcular a massa de fluido quente dentro da célula “m”, pode-se usar a seguinte expressão:

$$m^m = \rho V_v \quad (3.18)$$

Usando a Eq. 3.5 chegamos a:

$$m^m = \rho \phi V_T \quad (3.19)$$

onde V_T pode ser determinado pela Eq. 3.12, em que ρ é a densidade do fluido quente, kg m^{-3} .

Para a primeira célula, $m = 1$, é necessário assumir que :

$$T^{m-1} = T^0 = T_{in} \quad (3.20)$$

onde T_{in} é a temperatura de entrada do fluido quente, K.

Sistema 3: Fluido frio em movimento (interno - refrigerante)

Para o sistema 3 o balanço de energia apresenta a seguinte forma:

$$-q_t + \dot{m}_r c_{pr} (T_r^{m+1} - T_r^m) = m_r^m c_{vr} \frac{dT_r^m}{dt} \quad (3.21)$$

onde \dot{m}_r é a vazão mássica do fluido interno (refrigerante), kg s^{-1} ; c_{vr} é o calor específico à volume constante do fluido interno, $\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$; c_{pr} é o calor específico a pressão constante do fluido interno, $\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$; T_r^m é a temperatura do fluido interno na célula “m”, K; T_r^{m+1} é a temperatura do fluido interno na célula “m+1”, K; m_r^m é a massa de fluido frio na célula “m”, kg.

Pode-se explicitar a massa m_r^m da seguinte maneira:

$$m_r^m = \rho_r V_r^m \quad (3.22)$$

em que V_r^m é o volume de fluido frio dentro da célula “m”, m^3 . Logo pode-se aplicar a definição de volume em um cilindro para chegar a uma expressão mais prática.

$$m_r^m = \rho_r \frac{\pi d_t^2}{4} L \quad (3.23)$$

Uma condição necessária a ser atendida são os parâmetros de entrada de cada sistema. A modelagem desenvolvida originou um sistema de três equações diferenciais ordinárias (EDO's), são elas as Eq. (3.1), (3.17) e (3.21), para cada célula do regenerador.

O sistema de equações diferenciais a ser integrado é, portanto:

$$q_g + q_{\text{cond,p}} + q_{\text{cond,a}} + q_t = m_g^m c_{g_s} \frac{dT_g^m}{dt} \quad (3.1)$$

$$q_{\text{in}} - q_{\text{out}} - q_g = m^m c_v \frac{dT^m}{dt} \quad (3.17)$$

$$-q_t + m_r^m c_{pr} (T_r^{m+1} - T_r^m) = m_r^m c_{vr} \frac{dT_r^m}{dt} \quad (3.21)$$

Se n_{cel} é o número de células em que o regenerador é dividido, tem-se no total $3n_{\text{cel}}$ equações diferenciais para serem intergradadas a fim de se obter resultados para todo o comprimento do trocador de calor.

Para realizar a integração utiliza-se o Método de Runge-Kutta de 4ª/5ª ordem de passo adaptativo tendo o tempo como variável independente. Coloca-se a opção de simular a resposta do sistema até que o regime permanente se estabeleça ou até um tempo final de integração estabelecido pelo usuário a partir de condições iniciais conhecidas, T_0^m , $T_{g,0}^m$ e $T_{r,0}^m$.

3.3 Fluido refrigerante com mudança de fase

A análise feita no item anterior foi útil a fim de dar uma direção quanto a relevância da porosidade no efeito regenerativo do trocador de calor. Nesta seção parte-se para modelar o comportamento do refrigerante em presença de mudança de fase.

Sabe-se que dentro do regenerador o fluido refrigerante deve vaporizar-se e seguir o fluxo normalmente. A amônia deve sair do regenerador na fase de vapor para que entre no condensador e inicie o ciclo de refrigeração que é comum tanto ao sistema por compressão de vapor, absorção ou com ejetor. No caso de não vaporização completa do refrigerante, o líquido deve retornar ao circuito antes do regenerador. Para essa análise propõe-se o modelo físico representado na Fig.3.9.

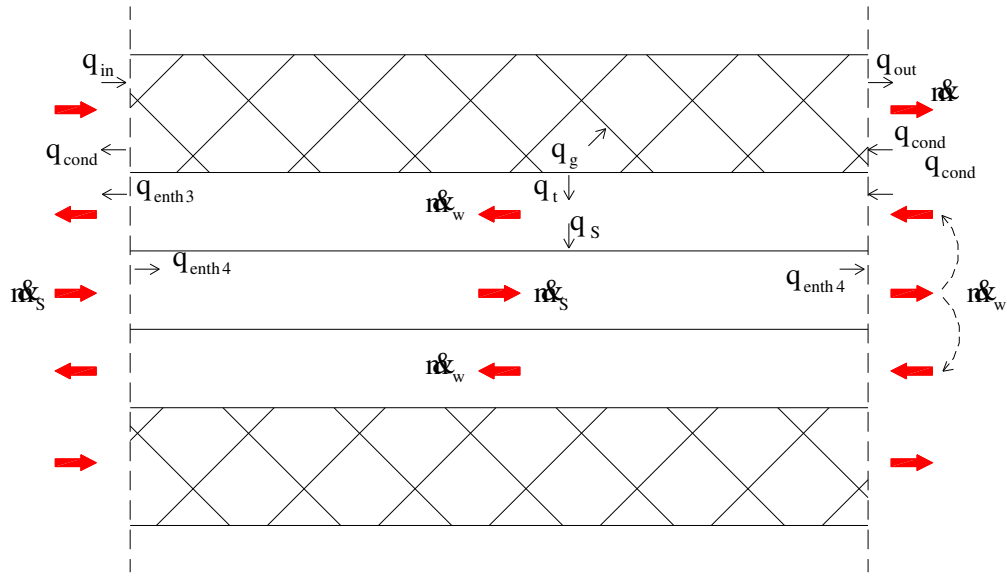


Figura 3.9 Interações de transferência de calor e massa na célula “m” para o regenerador que apresenta mudança de fase do fluido refrigerante (amônia).

Conforme se observa na Fig. 3.9, insere-se mais um escoamento no regenerador a fim de permitir que o refrigerante líquido retorne ao circuito anterior ao trocador de calor. Assim, o modelo não é mais representado por três, mas sim por quatro sistemas distintos, conforme segue:

- Sistema 1: Grade do regenerador e tubo
- Sistema 2: Fluido quente em movimento
- Sistema 3: Fluido refrigerante que flui pela casca cilíndrica
- Sistema 4: Fluido refrigerante que flui pelo tubo interno

A amônia mais impurezas (e.g., pequena quantidade de água líquida) flui pelo tubo mais interno no qual ocorre a mudança de fase. A amônia líquida transforma-se em vapor devido ao calor cedido pelo gás quente. Ao chegar no fim do trocador de calor espera-se que toda a massa de amônia tenha sido vaporizada, porém dependendo das condições geométricas e de operações do regenerador, uma pequena parte dela pode ainda permanecer líquida.

Esta pequena massa de refrigerante líquido retorna pela casca cilíndrica até um reservatório posicionado antes do regenerador, para então entrar novamente no regenerador e repetir o ciclo.

Assim como foi feito na configuração do trocador de calor com apenas três sistemas, aplica-se a primeira lei da termodinâmica para obter as expressões matemáticas que regem as trocas de calor e a mudança de fase em cada um dos sistemas

separadamente. Este procedimento é descrito a seguir para cada sistema representado na Fig. 3.9.

Neste ponto é importante destacar que a presente modelagem matemática apesar de admitir a presença de pequena quantidade de água na amônia, não foi realizada para uma mistura binária. É válida apenas para uma substância simples. Ao evaporar, uma mistura binária varia sua temperatura de acordo com diagramas de equilíbrio líquido-vapor para a mistura amônia-água, conforme é documentado na literatura [74,75].

Sistema 1: Grade do regenerador e tubo

Para esta configuração não há alteração no equacionamento do sistema 1, ou seja, a Eq. 3.1 e a definição dos termos que a constituem continuam sendo válidas, porém é possível fazer algumas simplificações para fins computacionais.

Reescrevendo a Eq. 3.1, em acordo com a Fig. 3.9, aplicando a 1ª Lei da Termodinâmica, tem-se:

$$q_g + q_{\text{cond}} + q_t = m_g^m c_g \frac{dT_g^m}{dt} \dots\dots\dots$$

$$\dots\dots\dots$$

$$\dots\dots\dots$$

(3.22)

Em que q_g e q_t são expressas segundo as Eq. 3.4 e 3.14 respectivamente e q_{cond} é definido de acordo com a posição da célula "m" no regenerador.

Para $m = 1$ temos:

$$q_{\text{cond}} = -kA_{gs} \frac{(T_g^m - T_g^{m+1})}{\Delta x} \dots\dots\dots$$

$$\dots\dots\dots$$

(3.23)

Para $m = n_{\text{cel}}$, ou seja, para a última célula:

$$q_{\text{cond}} = -kA_{\text{gs}} \frac{(T_g^m - T_g^{m-1})}{\Delta x} \dots\dots\dots$$

(3.24)

Para $1 < m < n_{\text{cel}}$:

$$q_{\text{cond}} = \frac{-kA_{\text{gs}}}{\Delta x} (T_g^{m+1} - 2T_g^m + T_g^{m-1}) \dots\dots\dots$$

(3.25)

Sistema 2: Fluido quente em movimento

O balanço de energia do sistema 2, conforme a Fig. 3.9, determina que:

$$m c_p (T^{m-1} - T^m) - q_g = m^m c_v \frac{dT^m}{dt} \dots\dots\dots$$

(3.26)

onde c_p e c_v são os calores específicos do fluido quente (fluido externo) a pressão e volumes constantes, respectivamente, $\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$.

Para $m = 1$ tem-se que $T^{m-1} = T_{\text{in}}$, em que T_{in} é a temperatura de entrada do fluido quente no regenerador, K , parâmetro que deve ser conhecido.

Sistema 3: Fluido refrigerante que flui pela casca cilíndrica

Para o sistema 3, conforme a Fig. 3.9, tem-se o seguinte balanço de energia:

$$-q_t + q_s + q_{\text{ent}3} = (m_{\text{NH}_3}^m c_{\text{NH}_3,l} + m_{\text{H}_2\text{O}}^m c_{\text{H}_2\text{O}}) \frac{dT_w^m}{dt} \dots\dots\dots$$

(3.27)

em que $m_{\text{H}_2\text{O}}^m$ representa a possível presença de pequena massa de água presente na amônia na célula “m”, kg; $c_{\text{NH}_3,l}$ é o calor específico da amônia líquida, $\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$; $m_{\text{NH}_3}^m$ é a massa de amônia líquida presente na célula “m” da casca cilíndrica, kg; $c_{\text{H}_2\text{O}}$ é o calor específico da água líquida, $\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$; T_w^m é a temperatura da amônia que retorna pela casca cilíndrica na célula “m”, K; q_s é a taxa de transferência de calor entre o fluido na casca cilíndrica (sistema 3) e a amônia no tubo interno (sistema 4), W.

Define-se inicialmente uma razão para caracterizar a possível presença de pequena massa de água no fluido refrigerante (amônia), como se segue:

$$r = \frac{\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}}{\dot{m}_T} \dots\dots\dots$$

(3.28)

onde $\dot{m}_T = \dot{m}_{\text{NH}_3,s} + \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}$.

Neste estudo, admite-se o valor $r = 0.01$. Assim, a mistura amônia e água é aproximadamente tratada como uma substância simples (amônia), portanto, mudando de fase a uma temperatura constante, i.e., a temperatura de saturação da amônia.

O volume específico do fluido refrigerante que entra no tubo interno é dado por:

$$v = (1 - r)v_{\text{NH}_3} + rv_{\text{H}_2\text{O}} \dots\dots\dots$$

(3.29)

Assim, a velocidade média do fluido refrigerante na seção do tubo interno é calculada por conservação de massa para um escoamento incompressível como:

$$u = \frac{\dot{m}_T v}{A_s} \dots\dots\dots$$

$$\dots\dots\dots$$

(3.30)

onde A_s é a área da seção do tubo interno, m^2 .

A Eq. (3.27) requer o cálculo das massas de amônia líquida (se existir) e água líquida na célula “m”. Para tanto, é necessário inicialmente obter o tempo de residência da massa total da mistura em uma célula “m”. Isto é feito para o tubo mais interno, onde a amônia é admitida no trocador de calor, conforme se segue:

$$\Delta t = \frac{\Delta x}{u} \dots\dots\dots$$

$$\dots\dots\dots$$

(3.31)

A massa total de fluido refrigerante em um elemento de volume no tubo interno (sistema 4) é, portanto, obtida por:

$$\dot{m}_T^m = \dot{m}_T \Delta t \dots\dots\dots$$

(3.32)

A taxa de transferência de calor entre os sistemas 3 e 4 é calculada por:

$$q_s = U_{34} A_{t4}^m (T_s^m - T_w^m) \dots\dots\dots$$

$$\dots\dots\dots$$

(3.33)

onde $U_{34} = U_s$ ou $U_{34} = U_b$ em que U_s é o coeficiente global de transferência de calor entre o fluido que escoia pela casca cilíndrica e o que escoia pelo tubo

interno, W/m^2K ; A_{tl4} é área lateral do tubo por onde escoia a solução forte, m^2 ; T_s^m é a temperatura do sistema 4 na célula “m”, K. Desta maneira,

$$U_s = \frac{1}{\frac{1}{h_3} + \frac{e_4}{k_s} + \frac{1}{h_4}} \dots\dots\dots$$

(3.34)

h_3 é o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o sistema 3 e a parede do tubo interno, $Wm^{-2}K^{-1}$; e_4 é a espessura da parede do tubo interno, m; k_s é a condutividade térmica do material do tubo interno, $Wm^{-1}K^{-1}$ e h_4 é o coeficiente de transferência de calor por convecção do tubo para o fluido interno, $Wm^{-2}K^{-1}$, que deverá ter um valor apropriado $h_4 = h_b$, quando o fluido no sistema 4 estiver mudando de fase, cerca de 10 vezes maior que $h_4 = h_s$, quando o fluido no sistema 4 estiver em fase única.

A área lateral do tubo interno que flui através do escoamento que cruza o sistema 3 da célula “m” é dada por:

$$A_{tl4}^m = \frac{\pi \left(d_{ts} + \frac{e_4}{2} \right) L}{n_{cel}} \dots\dots\dots$$

(3.35)

em que d_{ts} é o diâmetro do tubo interno, m.

$$q_{enth3} = \left(\dot{m}_{NH_3}^m C_{NH_3,l} + \dot{m}_{H_2O}^m C_{H_2O} \right) (T_{w,in}^m - T_w^m) \dots\dots\dots$$

(3.36)

onde \dot{m}_{NH_3} é a vazão mássica de amônia líquida (se existir) que retorna pela casca cilíndrica, kg s^{-1} ; $\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}$ é a vazão mássica de água que retorna pela casca cilíndrica, kg s^{-1} ; $T_{\text{w, in}}^m$ é a temperatura de entrada do fluido na casca cilíndrica, K.

Para última célula, $T_{\text{w, in}}^m = T_s^m$, ou seja, na última célula a temperatura de entrada da amônia que não vaporizou é igual a temperatura da última célula do sistema 4. Em qualquer outra célula, $T_{\text{w, in}}^m = T_w^{m+1}$.

A massa de amônia líquida (se existir) no sistema 3 da célula “m”, é dada por:

$$m_{\text{NH}_3}^m = (1 - x_r^{\text{ncel}})(1 - r)m_T^m \dots\dots\dots$$

$$\dots\dots\dots$$

$$\dots\dots\dots$$

(3.37)

A massa de água líquida dos sistemas 3 e 4 da célula “m” é dada por:

$$m_{\text{H}_2\text{O}}^m = r m_T^m \dots\dots\dots$$

(3.38)

A vazão mássica de amônia líquida (se existir) no sistema 3 da célula “m” é dada por:

$$\dot{m}_{\text{NH}_3} = (1 - x_r^{\text{ncel}})(1 - r)\dot{m}_T \dots\dots\dots$$

$$\dots\dots\dots$$

(3.39)

A vazão mássica de água líquida nos sistema 3 e 4, em qualquer célula “m”, é dada por:

$$\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} = r \dot{m}_T \dots\dots\dots$$

(3.40)

Sistema 4: Fluido refrigerante que flui pelo tubo interno

De acordo com um balanço de energia para o sistema 4, conforme a Fig. 3.9, pode-se escrever para este sistema a seguinte expressão, para os elementos de volume em que a amônia se encontrar totalmente líquida ($i = l$) ou totalmente vapor ($i = v$):

$$q_{\text{enth}4} - q_s = (m_{\text{NH}_3,s}^m c_{\text{NH}_3,i} + m_{\text{H}_2\text{O}}^m c_{\text{H}_2\text{O}}) \frac{dT_s^m}{dt} \dots\dots\dots, \\ i = (l, v) \dots\dots\dots \\ (3.41)$$

em que $c_{\text{NH}_3,l}$ e $c_{\text{NH}_3,v}$ são calores específicos da amônia líquida e da amônia vapor a volume constante, respectivamente.

Quando o fluido refrigerante (amônia) estiver mudando de fase, a temperatura em cada célula “m” permanece constante e igual à temperatura de saturação. Portanto, a partir da célula “m” onde se inicia a evaporação até a célula em que a mudança de fase se encerra, ou trocador de calor acaba, escreve-se:

$$\frac{dT_s^m}{dt} = 0 \dots\dots\dots \\ \dots\dots\dots \\ (3.42)$$

É necessário determinar a temperatura de entrada do fluido refrigerante na célula (ou elemento de volume) “m”. Assim, para $m > 1$:

$$T_{s,\text{in}}^m = T_s^{m-1} \dots\dots\dots \\ \dots\dots\dots$$

$$(3.43)$$

sendo que para $m = 1$, $T_{s,in}^1 = T_{s,in}$, onde T_s é a temperatura de entrada do fluido refrigerante no trocador de calor.

Para verificar quando utilizar as Eqs. (3.41) ou (3.42), é necessário identificar a região de mudança de fase no tubo interno, i.e., onde se inicia, onde termina, ou se o trocador de calor acaba com o fluido ainda sem mudança de fase. Para tanto, verifica-se se $T_s^m \geq T_{sat}$ e se a massa acumulada de vapor a medida que o fluido avança de uma célula para outra é menor ou igual que a massa total de amônia na célula “m”, $m_{NH_3,v}^m \leq (1-r)m_T^m$. Se esses dois aspectos forem verdadeiros simultaneamente, então, o fluido refrigerante na célula “m” está em mudança de fase. Caso contrário, ou se encontra no início do tubo, na fase líquida, ou numa região final do tubo, na fase vapor.

A temperatura T_s^m é calculada pela Eq. (3.41) ou então permanece constante e igual a T_{sat} na mudança de fase. Note que $m_{NH_3,v}^m = 0$ quando o fluido refrigerante entra no trocador de calor, e assim permanece até que $T_s^m > T_{sat}$. Para o cálculo de $m_{NH_3,v}^m$ a medida que o fluido muda de fase, determina-se o calor total transferido, J, para o fluido refrigerante no sistema 4, que está mudando de fase, em uma célula “m”, conforme se segue:

$$Q_m = -q_s \Delta t$$

$$(3.44)$$

A massa de refrigerante que evapora em uma célula “m”, no sistema 4, é dada por:

$$\Delta m_{NH_3,v}^m = \frac{Q_m}{h_{fg}(T_{sat})}$$

$$\dots\dots\dots$$

$$(3.45)$$

onde $h_{fg}(T_{sat})$ é a entalpia de vaporização da amônia à temperatura T_{sat} .

A massa acumulada de refrigerante, em uma célula “m”, a medida que o fluido avança no interior do tubo, é dada por:

$$m_{NH_3,v}^m = m_{NH_3,v}^m + \Delta m_{NH_3,v}^m \dots\dots\dots$$

$$\dots\dots\dots$$

$$\dots\dots\dots$$

$$(3.46)$$

A seguir, calcula-se o título do fluido refrigerante em mudança de fase em uma célula “m”, como segue:

$$x_r^m = \frac{m_{NH_3,v}^m}{(1-r)m_T^m} \dots\dots\dots$$

$$\dots\dots\dots$$

$$\dots\dots\dots$$

$$(3.47)$$

Quando $m_{NH_3,v}^m > (1-r)m_T^m$ (ou $x_r^m > 1$), encerra-se a mudança de fase, e retorna-se a usar a Eq. (3.41) para calcular a temperatura T_s^m .

A massa de amônia líquida ou totalmente vaporizada no sistema 4 da célula “m”, na parte inicial ou final do percurso no tubo interno, é dada por:

$$m_{NH_3,s}^m = (1-r)m_T^m \dots\dots\dots$$

$$\dots\dots\dots$$

$$\dots\dots\dots$$

$$(3.48)$$

A vazão mássica de amônia no sistema 4 da célula “m” é dada por :

$$\dot{m}_{\text{NH}_3,s} = (1-r)\dot{m}_T \dots\dots\dots$$

$$\dots\dots\dots$$

$$\dots\dots\dots$$

$$(3.49)$$

A taxa de energia que flui através do escoamento que cruza o sistema 4 da célula “m” é dada por:

$$q_{\text{enth}4} = (\dot{m}_{\text{NH}_3,s} c_{\text{NH}_3,i} + \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} c_{\text{H}_2\text{O}})(T_{s,\text{in}}^m - T_s^m) \quad , \quad (i = l, v) \dots\dots\dots$$

$$(3.50)$$

onde $T_{s,\text{in}}^m$ é a temperatura de entrada da amônia na célula “m” do sistemas 4, K , $c_{\text{NH}_3,l}$ e $c_{\text{NH}_3,v}$ são calores específicos da amônia líquida e da amônia vapor a pressão constante, respectivamente.

Para $T_s^m < T_{\text{sat}}$ e $m = 1$, então $T_{s,\text{in}}^m$ é igual a temperatura de entrada da amônia no sistema 4 (tubo interno) do regenerador. Caso $m \neq 1$ então $T_{s,\text{in}}^m = T_s^{m-1}$.

É importante destacar que o modelo considera uma fração mássica muito pequena de água ($r = 0.01$), o que nos permite admitir a hipótese de que durante a mudança de fase a temperatura da célula permanece constante, como segue:

$$T_s^m \cong T_{\text{sat}} \dots\dots\dots$$

$$(3.51)$$

Para este modelo em que é considerada a mudança de fase do refrigerante pode-se montar o seguinte sistema de equações diferenciais ordinárias:

$$\frac{dT_g^m}{dt} = \frac{q_g + q_{cond} + q_t}{m_g^m c_g} \dots\dots\dots$$

(3.22)

$$\frac{dT^m}{dt} = \frac{m_p^m c_p (T^{m-1} - T^m) - q_g}{m^m c_v} \dots\dots\dots$$

(3.26)

$$\frac{dT_w^m}{dt} = \frac{-q_t + q_s + q_{enth3}}{m_{NH_3}^m c_{NH_3,l} + m_{H_2O}^m c_{H_2O}} \dots\dots\dots$$

(3.27)

Para o refrigerante em fase única no sistema 4 (líquido ou vapor):

$$\frac{dT_s^m}{dt} = \frac{q_{enth4} - q_s}{m_{NH_3,s}^m c_{NH_3,i} + m_{H_2O}^m c_{H_2O}} \dots\dots\dots,$$

$$i = (l, v) \dots\dots\dots$$

(3.41)

ou para o refrigerante em mudança de fase no sistema 4:

$$\frac{dT_s^m}{dt} = 0 \dots\dots\dots$$

(3.42)

O sistema de equações diferenciais será de quatro equações apenas, e não cinco como mostramos acima. A Eq (3.32) só fará parte do sistema quando o fluido refrigerante estiver mudando de fase, substituindo a Eq (3.41), conforme discutido anteriormente no texto.

3.4 Função objetivo e eficiência

Para avaliar o desempenho do trocador de calor em análise nesta dissertação, define-se a função objetivo eficiência (η) como sendo a razão entre a taxa real de transferência de calor para a parcela da amônia que passou à fase vapor, e a taxa máxima de transferência de calor que poderia ocorrer do fluido quente para o fluido refrigerante.

$$\eta = \frac{q_{\text{NH}_3, \text{v}}}{q_{\text{max}}} \dots\dots\dots$$

(3.52)

Para o regenerador em análise observa-se que a taxa máxima de transferência de calor possível entre o fluido quente e o fluido refrigerante é dada por:

$$q_{\text{max}} = K_p (T_{\text{in},2} - T_{\text{in},4}) \dots\dots\dots$$

(3.53)

onde $T_{\text{in},2}$ é a temperatura de entrada do fluido quente (sistema 2) no regenerador, K , $T_{\text{in},4}$ é a temperatura de entrada da amônia líquida no sistema 4 (tubo interno), K .

A taxa real de transferência de calor para a parcela da amônia que passou à fase vapor é dada por:

$$q_{\text{NH}_3, \text{v}} = (1-r) x_r^{\text{ncel}} (c_{\text{NH}_3, \text{l}} (T_{\text{sat}} - T_{\text{in},4}) + h_{\text{fg}} (T_{\text{sat}}) + c_{\text{NH}_3, \text{v}} (T_s^{\text{ncel}} - T_{\text{sat}})) \dots$$

(3.54)

3.5 Método Numérico

Tanto para o modelo sem mudança de fase como para o modelo com mudança de fase, tem-se como equacionamento final, um sistema de equações diferenciais ordinárias.

Para o equipamento sem mudança de fase as equações são:

$$q_g + q_{\text{cond,p}} + q_{\text{cond,a}} + q_t = m_g^m c_g \frac{dT_g^m}{dt} \quad (3.1)$$

$$q_{\text{in}} - q_{\text{out}} - q_g = m^m c_v \frac{dT^m}{dt} \quad (3.17)$$

$$-q_t + m_r^m c_{pr} (T_r^{m+1} - T_r^m) = m_r^m c_{vr} \frac{dT_r^m}{dt} \quad (3.21)$$

A fim de integrar este sistema devem ser conhecidas as seguintes condições iniciais: T_0^m , $T_{g,0}^m$ e $T_{r,0}^m$.

Para o equipamento com mudança de fase as equações são:

$$\frac{dT_g^m}{dt} = \frac{q_g + q_{\text{cond}} + q_t}{m_g^m c_g} \quad \dots\dots\dots$$

(3.22)

$$\frac{dT^m}{dt} = \frac{m_r^m c_p (T^{m-1} - T^m) - q_g}{m^m c_v} \quad \dots\dots\dots$$

(3.26)

$$\frac{dT_w^m}{dt} = \frac{-q_t + q_s + q_{\text{enth3}}}{m_{\text{NH}_3}^m c_{\text{NH}_3,l} + m_{\text{H}_2\text{O}}^m c_{fi}} \quad \dots\dots\dots$$

(3.27)

$$\frac{dT_s^m}{dt} = \frac{q_{enth4} - q_s}{m_{NH_3,s}^m c_{NH_3,i} + m_{H_2O}^m c_{H_2O}} \dots\dots\dots,$$

$$i = (l, v) \dots\dots\dots$$

$$(3.41)$$

$$\frac{dT_s^m}{dt} = 0$$

$$\dots\dots\dots$$

$$\dots\dots\dots$$

$$(3.42)$$

As condições iniciais a serem conhecidas são $T_0^m, T_{g,0}^m, T_{w,0}^m$ e $T_{s,0}^m$. Deve-se lembrar que o sistema a ser integrado neste equipamento tem apenas 4 equações diferenciais ordinárias, ao invés de 5 como pode ser imaginado; isto se deve ao fato de que a Eqs. 3.41 e 3.42 não são integradas simultaneamente. A presença de uma exclui automaticamente a integração da outra.

Para resolver esses sistemas, lançou-se mão do método de Runge-Kutta de 4ª/5ª ordem [76], com passo adaptativo.

Analisando as Tabelas 3.1 e 3.2 pode-se notar que em cada instante “t” tem-se que integrar um total de $3n_{cel}$ e $4n_{cel}$ para o regenerador sem e com mudança de fase respectivamente.

Tabela 3.1. Estrutura da matriz das variáveis dos elementos de volume para o refrigerante sem mudança de fase.

Sistema		1	...	m	...	n_{cel}
1	T_g	T_g^l	...	T_g^m	...	$T_g^{n_{cel}}$
2	T	T^l	...	T^m	...	$T^{n_{cel}}$
3	T_r	T_r^l	...	T_r^m	...	$T_r^{n_{cel}}$

Tabela 3.2. Estrutura da matriz das variáveis dos elementos de volume para o refrigerante com mudança de fase.

Sistem		1	...	m	...	n_{cel}
--------	--	---	-----	---	-----	-----------

a						
1	T_g	T_g^l	...	T_g^m	...	$T_g^{n_{ccl}}$
2	T	T^l	...	T^m	...	$T^{n_{ccl}}$
3	T_w	T_w^l	...	T_w^m	...	$T_w^{n_{ccl}}$
4	T_s	T_s^l	...	T_s^m	...	$T_s^{n_{ccl}}$

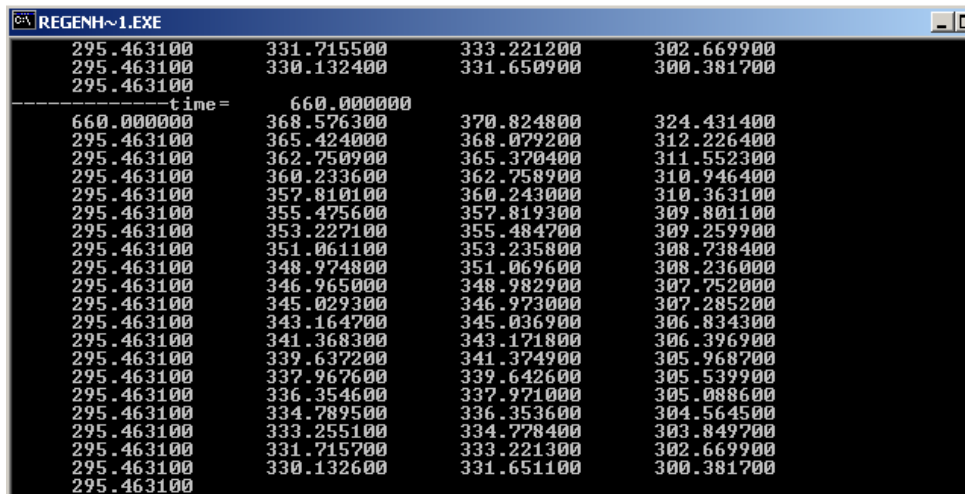


Figura 3.10. Saída de dados do programa computacional no instante final, o regenerador entra em regime permanente, que apresenta mudança de fase do fluido refrigerante (amônia).

Após o cálculo das temperaturas durante o tempo suficiente para o regime permanente ser alcançado, realiza-se o cálculo da eficiência do regenerador. O critério de estabelecimento do regime permanente foi definido através da comparação entre as normas das temperaturas no instante $t + \Delta t$ e no instante t , onde Δt é um intervalo de tempo de simulação apropriado. O cálculo é realizado como se segue:

$$\frac{\|T(t + \Delta t) - T(t)\|}{\|T(t)\|} < \varepsilon \dots\dots\dots$$

\dots\dots\dots

(3.55)

onde T representa o vetor das temperaturas, com n_{cel} componentes para cada sistema, e ε é uma tolerância pré-estabelecida (no caso desta simulação, 10^{-4}).

Quando se define a vazão mássica de fluido quente variável com o tempo, entende-se que o regime permanente não se estabelece pois, a todo instante a vazão mássica varia em taxas que não são constantes. Nesses casos, deve-se rodar o programa até um tempo final de simulação que deverá ser definido no arquivo de entrada de dados (ver Anexo) utilizado pelo usuário do programa.

O programa de cálculo foi escrito em linguagem Fortran devido ao grande número de bibliotecas que esse linguagem dispõe. Inicialmente o programa lê um arquivo de entrada de dados que contém as características geométricas e físicas do regenerador, dos materiais e dos fluidos (água, amônia e gás quente). Os dados geométricos básicos lidos pelo programa incluem o comprimento do regenerador, os diâmetros por onde passam os fluidos e porosidade (os demais dados estão em anexo). Todos os dados estão com suas respectivas unidades no Sistema Internacional (SI). Primeiramente, o programa lê os parâmetros de entrada e calcula os parâmetros do modelo, tais como áreas de contato, volumes, massas, densidades e outros. Em seguida, o programa entra num *loop* do qual sairá apenas quando tiver concluído um número máximo de iterações (número também estipulado no arquivo de leitura de dados) ou quando o valor calculado em relação ao valor calculado anteriormente tiver alcançado a tolerância estabelecida, conforme Eq. (3.55).

Posteriormente, o programa grava em arquivos específicos paralelos os valores das temperaturas em função do tempo e em função da posição da célula no trocador de calor. Para o caso em que o fluido refrigerante sofre mudança de fase, também foram gravados arquivos com os valores do título

do refrigerante em função da posição da célula no regenerador. Os arquivos gerados são usados a fim de realizar uma representação gráfica do comportamento das temperaturas e título, em função do tempo de simulação e da posição no regenerador.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Primeiramente apresenta-se os resultados obtidos integrando as equações da modelagem para o regenerador sem mudança de fase. Usa-se para esta análise, ar como fluido quente com temperatura de entrada no regenerador de 373.15 K, água como fluido interno com temperatura de entrada no regenerador de 293.15 K.

Fixou-se a vazão mássica do fluido quente em $\dot{m} = 0.1 \text{ kg/s}$, e o comprimento do trocador (Fig. 3.6) em $L = 1 \text{ m}$ e variou-se apenas a porosidade ϕ . Utilizando o programa computacional desenvolvido para resolver o sistema de equações diferenciais Eqs. (3.1), (3.17) e (3.21) obtêm-se as curvas seguintes. Os resultados foram adimensionalizados da seguinte forma:

$$\tilde{T}_i = \frac{T_i}{T_\infty} \quad (4.1)$$

$$\tilde{x} = \frac{x}{L_{\text{ref}}} \quad (4.2)$$

em que $T_\infty = 298.15 \text{ K}$ e \tilde{T}_i é a temperatura adimensional do sistema “i”; \tilde{x} é o comprimento adimensional, x é a posição qualquer dentro do regenerador, conforme mostra a Fig. 3.7, e L_{ref} é um comprimento de referência pré-estabelecido. Nesta simulação, utilizou-se $L_{\text{ref}} = 1 \text{ m}$.

O objetivo da adimensionalização dos resultados neste trabalho é apenas para uma melhor visualização dos mesmos. Para a normalização completa dos resultados, seria necessário que toda a modelagem apresentada no Capítulo 3 fosse adimensionalizada.

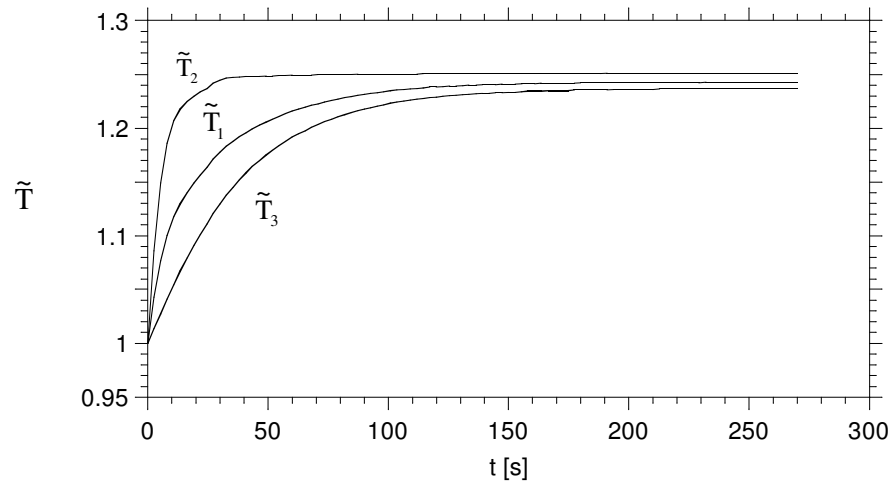


Figura 4.1. Temperatura transiente na primeira célula para $\phi = 0.95$.

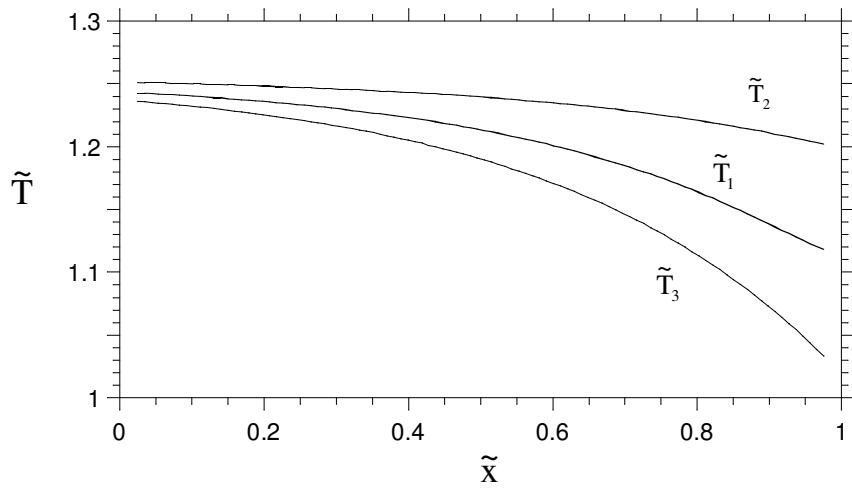
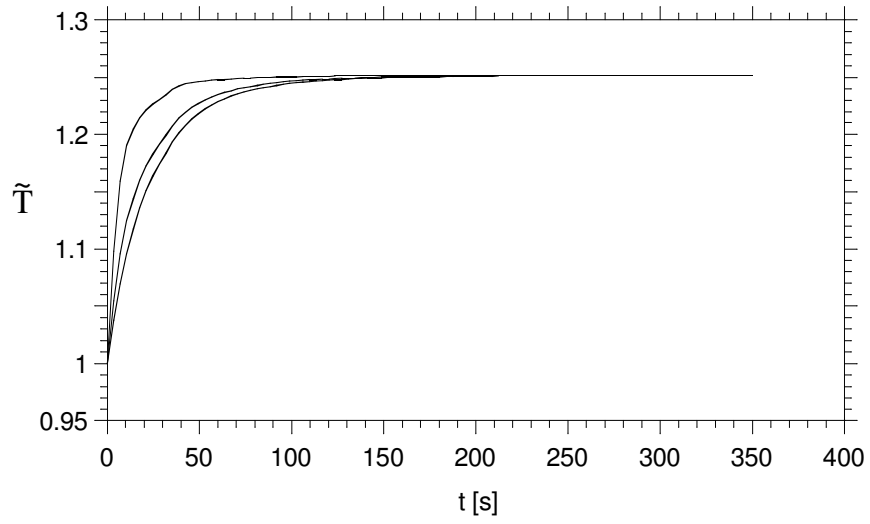
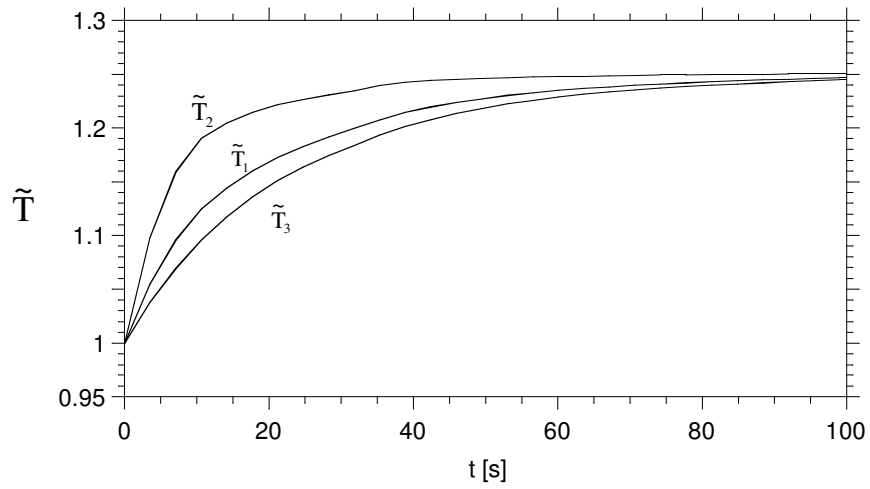


Figura 4.2. Temperatura do estado estacionário para $\phi = 0.95$.



(a)



(b)

Figura 4.3. Temperatura transiente na primeira célula para $\phi = 0.8$.

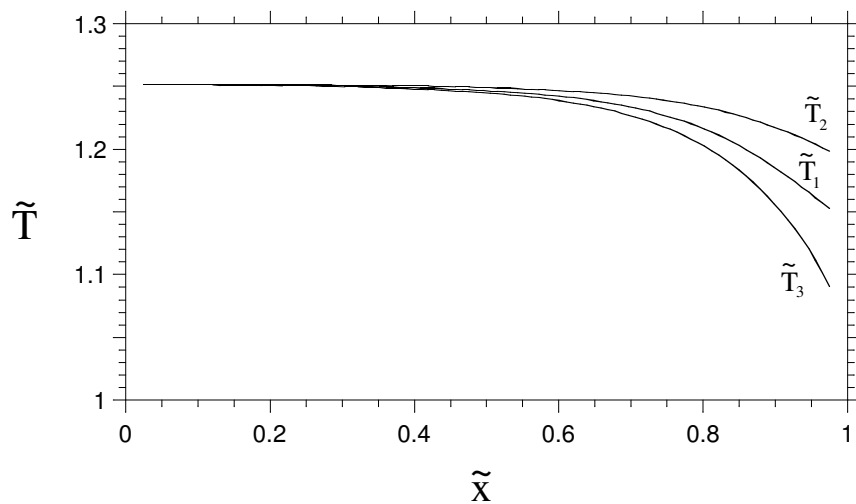


Figura 4.4. Temperatura do estado estacionário para $\phi = 0.8$.

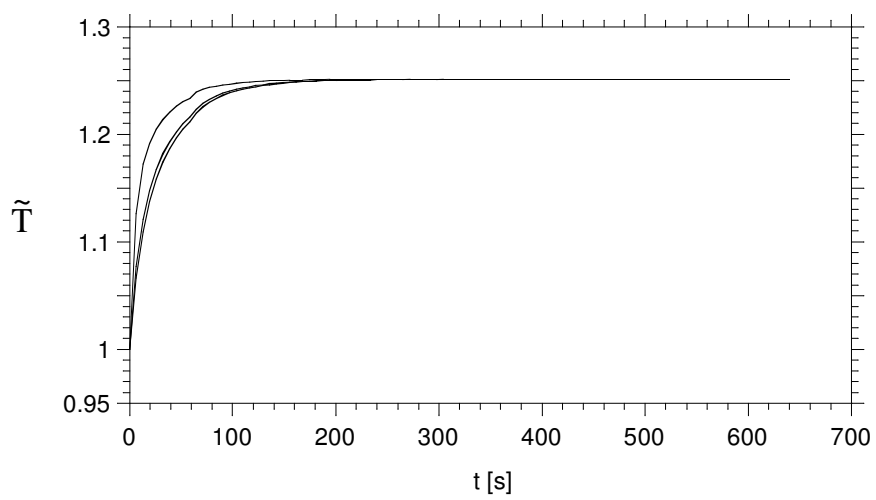


Figura 4.5a. Temperatura transiente na primeira célula para $\phi = 0.5$.

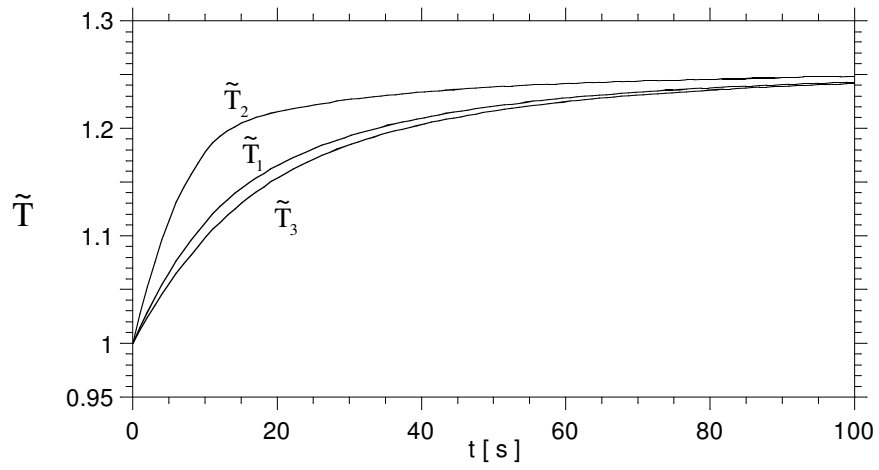


Figura 4.5b. Temperatura transiente na primeira célula para $\phi = 0.5$.

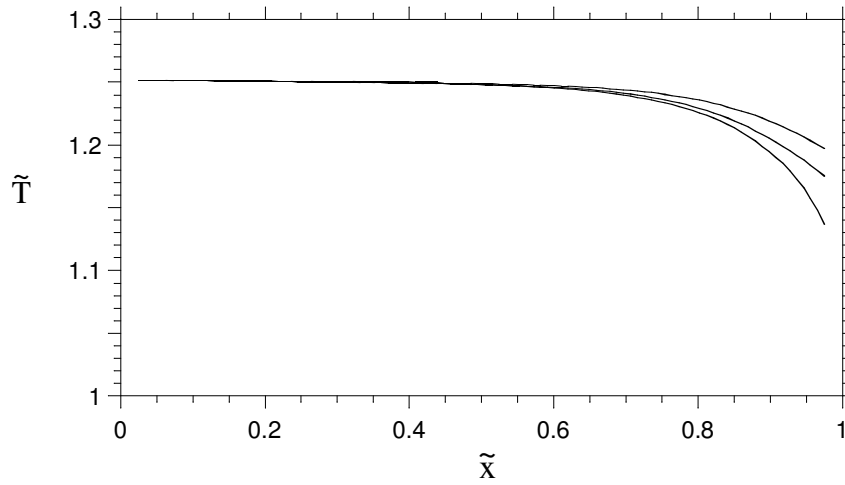


Figura 4.6a. Temperatura do estado estacionário para $\phi = 0.5$.

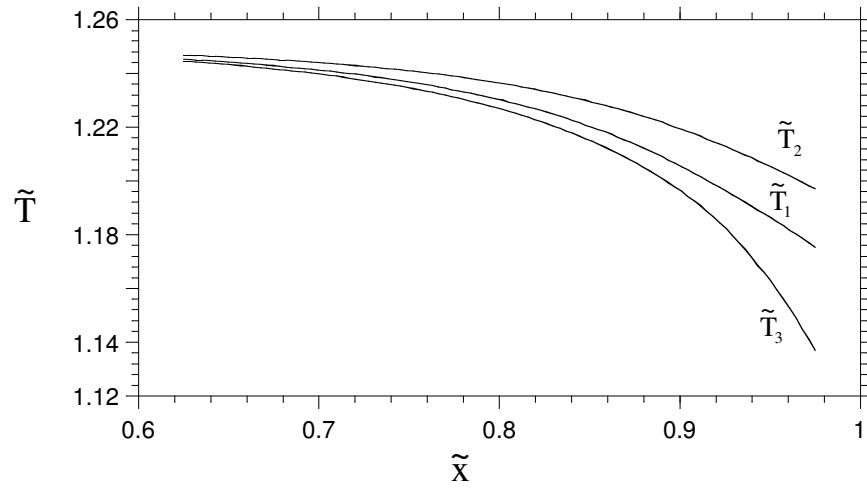


Figura 4.6b. Temperatura do estado estacionário para $\phi = 0.5$.

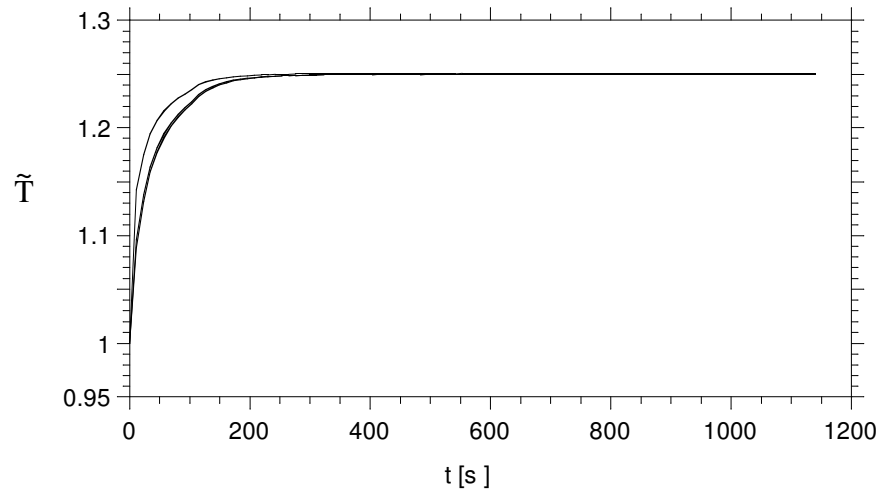


Figura 4.7a. Temperatura transiente na primeira célula para $\phi = 0.2$.

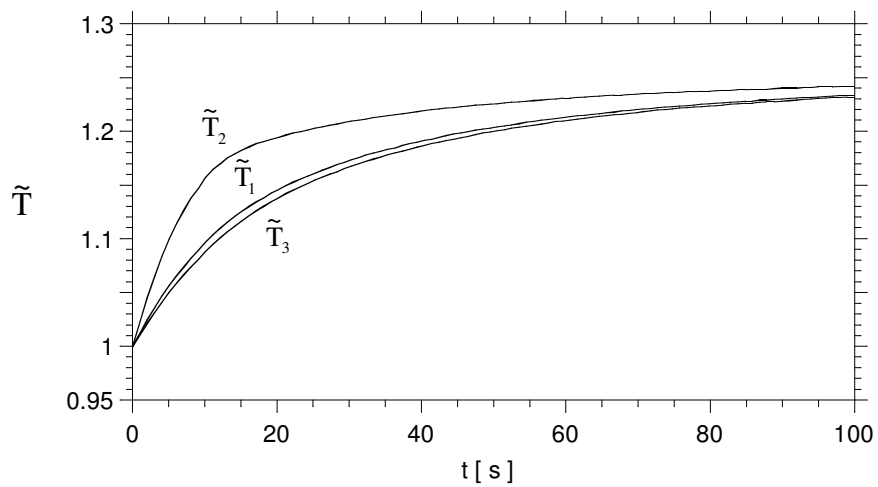


Figura 4.7b. Temperatura transiente na primeira célula para $\phi = 0.2$.

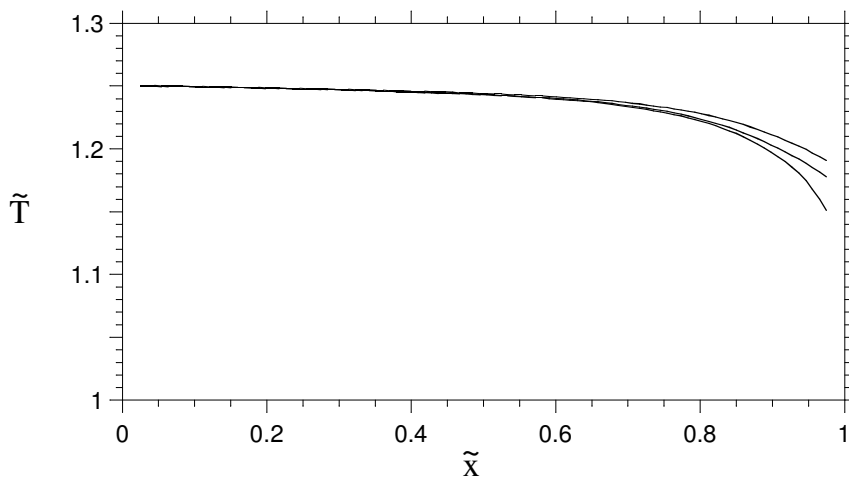


Figura 4.8a. Temperatura do estado estacionário para $\phi = 0.2$.

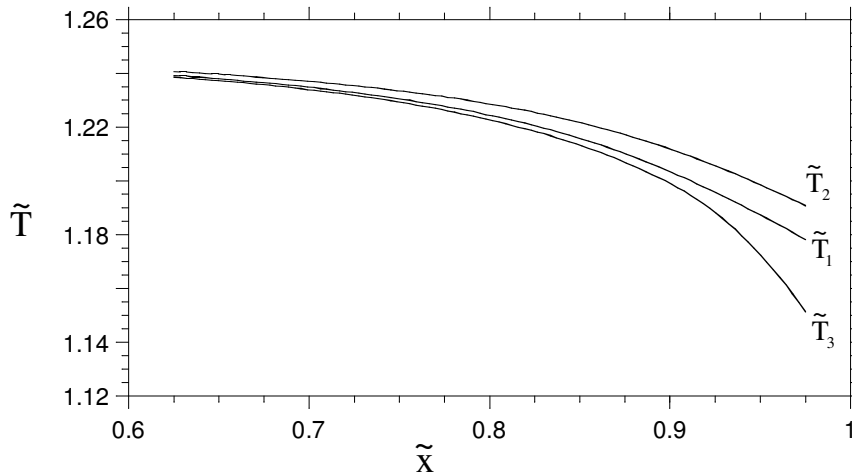
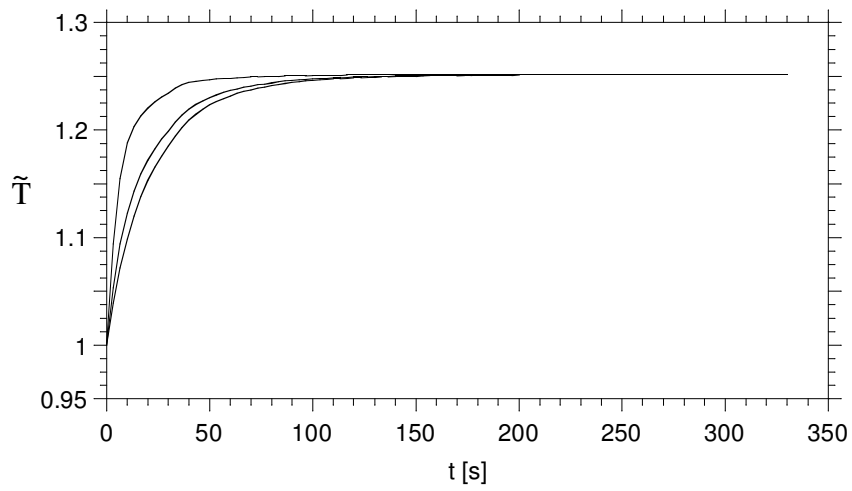


Figura 4.8b. Temperatura do estado estacionário para $\phi = 0.2$.

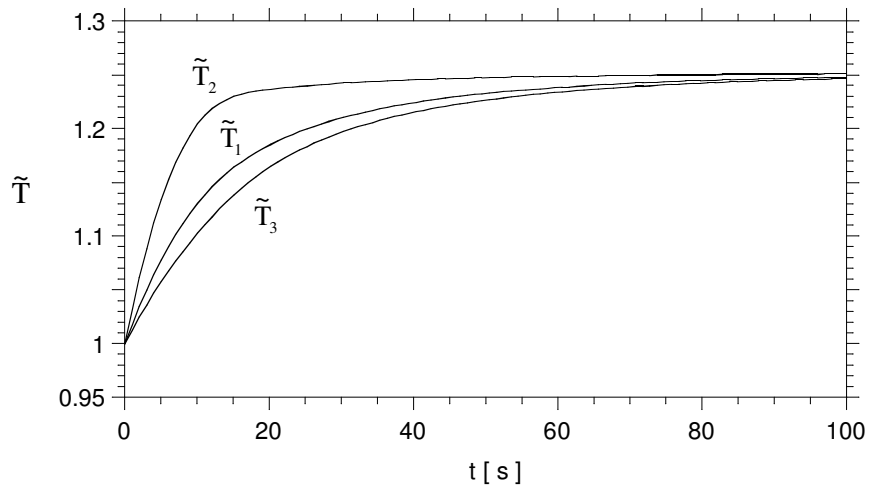
Observando as Figs. 4.1 a 4.8 pode-se notar que quanto menor a porosidade, isto é, menor a quantidade de espaços vazios existente no tubo por onde passa o fluido quente, mais próximas as curvas vão ficar. Isto significa que as trocas térmicas estão mais eficientes e que ao final do regenerador a temperatura final do sistema 3 (fluido refrigerante) está mais próxima da temperatura de entrada do sistema 2 (fluido quente). Com esse resultados vê-se que a intuição de que a presença da malha metálica dentro do regenerador auxilia na eficiência de troca térmica é verdadeira, em virtude das temperaturas estarem mais próximas, com melhor contato térmico entre as correntes.

Contudo há de se mencionar que com mais massa metálica dentro do regenerador, maior será o tempo de transiência do regenerador. As Fig. 4.1, 4.3, 4.5 e 4.7 mostram o tempo total de transiência do regenerador, e comprova-se que o tempo é maior para $\phi = 0.2$.

As Fig. 4.2, 4.4, 4.6a, 4.6b, 4.8a, e 4.8b apresentam a temperatura em função da posição dentro de todo o regenerador. Ao comparar as referidas figuras é notável que há uma parte do comprimento de trocador de calor que é desnecessária, pois para regiões onde a temperatura dos sistemas se encontram suficientemente próximas umas das outras, a troca de calor torna-se desprezível, podendo tal região do regenerador ser eliminada.



(a)



(b)

Figura 4.9. Temperatura transiente na primeira célula para $\phi = 0.8$; $L = 0.8$ m; $\dot{m} = 0.1$ kg/s.

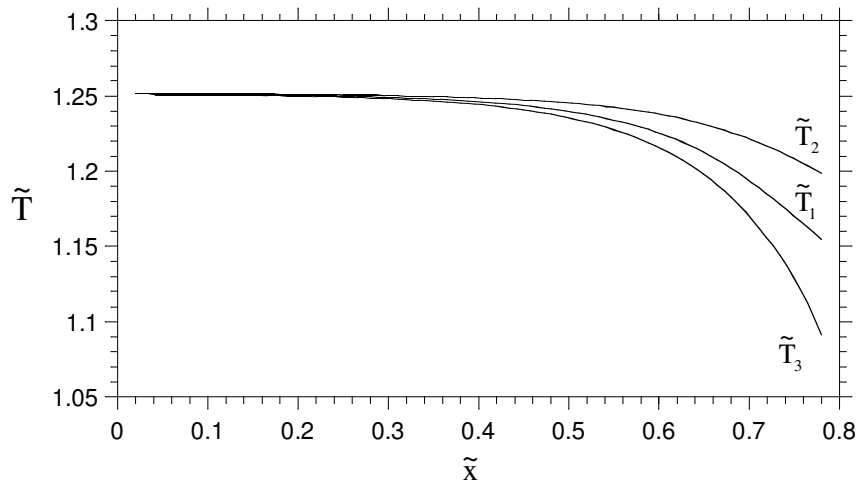


Figura 4.10. Temperatura do estado estacionário para $\phi = 0.8$; $L = 0.8$ m; $\dot{m} = 0.1$ kg/s.

Ao tomar-se como exemplo a Fig. 4.4, vê-se que praticamente não existe troca de calor entre os sistemas nos primeiros 20 cm do trocador, portanto o regenerador poderia ter apenas 80 cm ao invés de 1 m. Esta prática é oportuna se o regenerador for instalado em equipamentos onde o espaço é restrito, como por exemplo, aplicações de ar condicionado em automóveis.

Comparando a Fig. 4.9a com a Fig. 4.3a vê-se que houve uma pequena queda no tempo de transiência quando se tem um trocador de calor menor, com a propriedade de não haver alteração na temperatura final dos sistemas. (Comparar as Fig. 4.4 e 4.10).

A expectativa de que a porosidade pode melhorar as trocas térmicas foi atendida. Falta, contudo avaliar o efeito da variação da vazão mássica do fluido quente, pois para a aplicação desejada a vazão mássica de fluido quente constante parece ser a hipótese menos provável de fazer-se real, haja vista que a todo o momento existe variação de vazão dos gases de escape dos automóveis.

Para simular este comportamento, utiliza-se uma função periódica para definir a vazão mássica de gases quentes, $\dot{m} = f(t)$.

$$\dot{m} = \frac{\dot{m}_{\max}}{2} \cos(t) + \frac{\dot{m}_{\max}}{2} \quad (4.3)$$

As Figuras 4.11-4.17b foram obtidas com os seguintes parâmetros: $\phi = 0.8$, $\tilde{m} = f(t)$, $L = 1 \text{ m}$. Para essa análise, a vazão mássica de fluido quente também foi adimensionalizada:

$$\tilde{m} = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{\text{ref}}}$$

(4.4)

em que \dot{m}_{ref} é uma vazão mássica de referência para a qual foi assumido o valor de 0.1 kg/s .

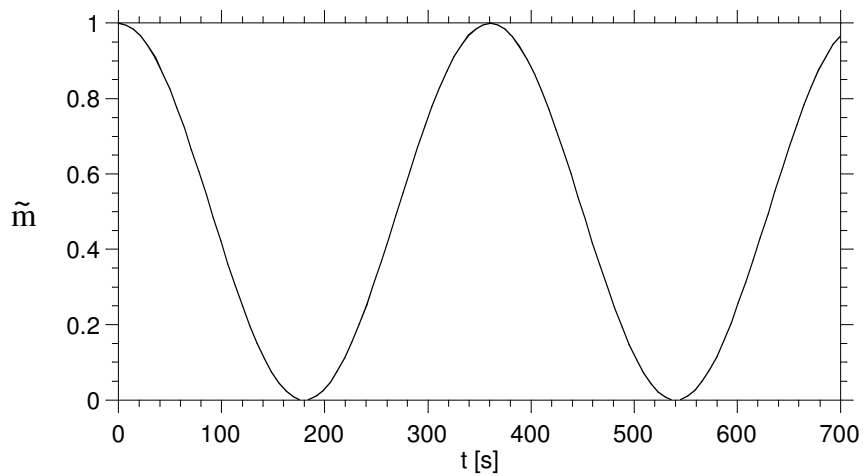


Figura 4.11. Vazão mássica em função do tempo.

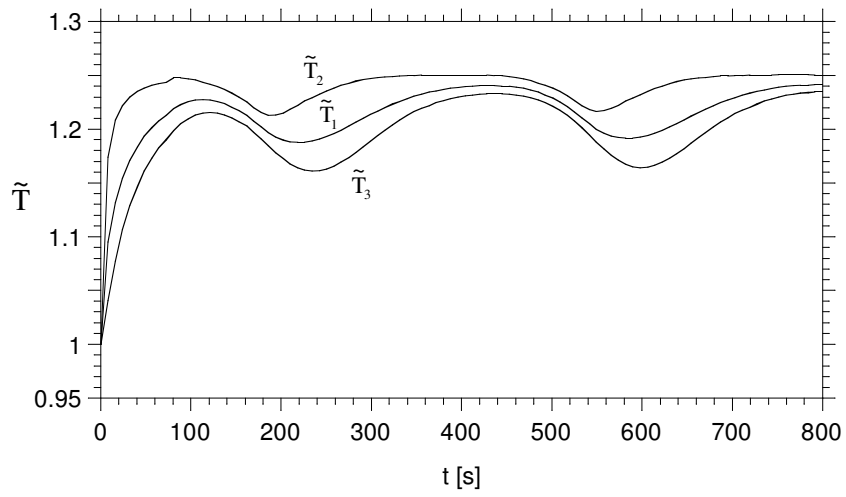


Figura 4.12. Temperatura transiente na primeira célula para $\phi = 0.95$.

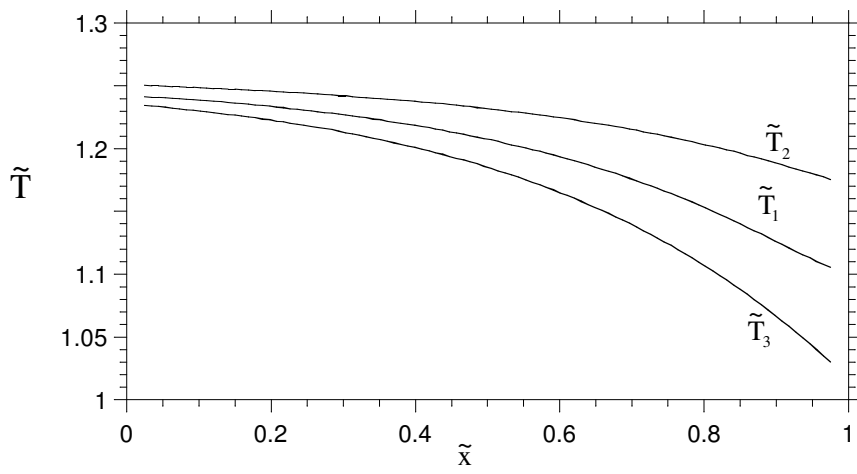
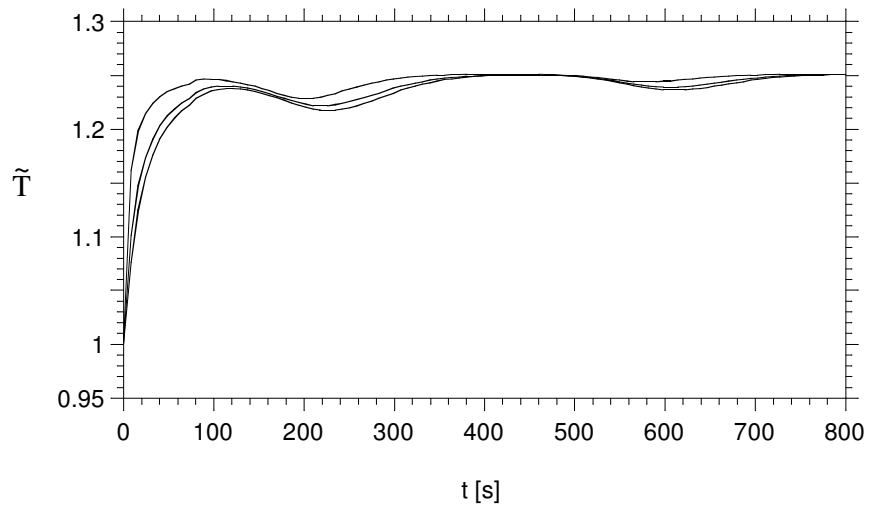
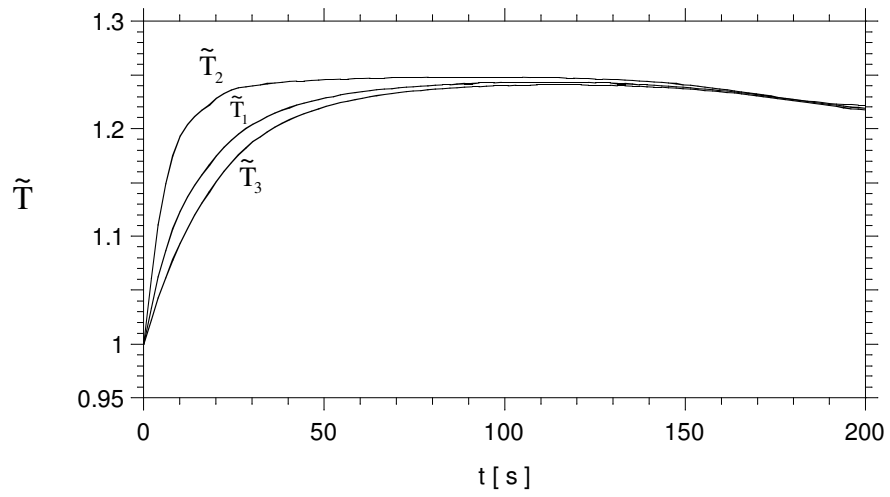


Figura 4.13. Temperatura em função da posição para $\phi = 0.95$.



(a)



(b)

Figura 4.14. Temperatura transiente na primeira célula para $\phi = 0.8$.

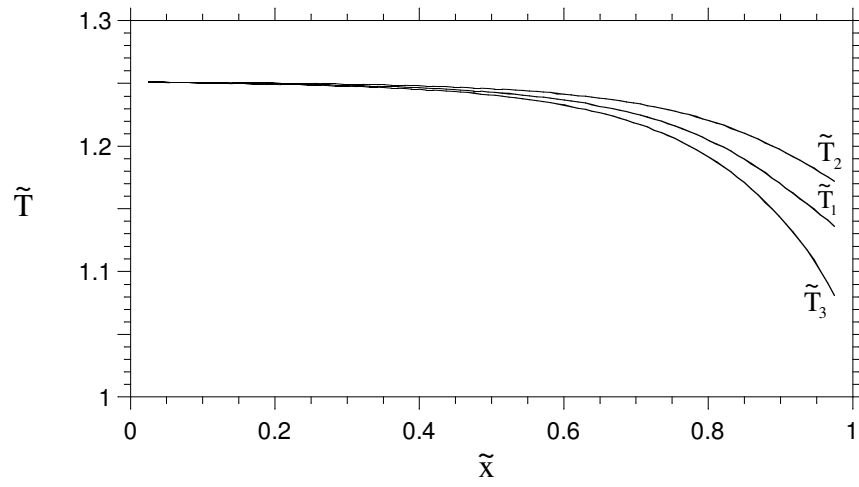


Figura 4.15. Temperatura em função da posição para $\phi = 0.8$.

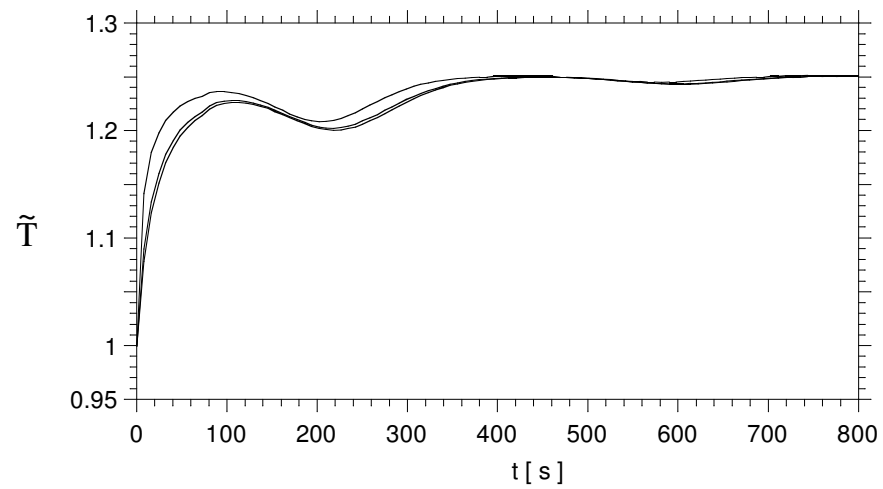


Figura 4.16a. Temperatura transiente na primeira célula para $\phi = 0.5$.

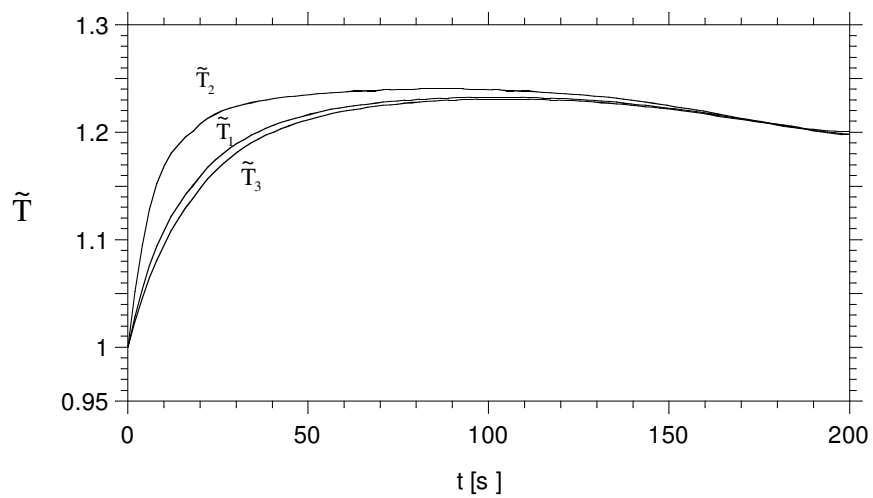


Figura 4.16b. Temperatura transiente na primeira célula para $\phi = 0.5$.

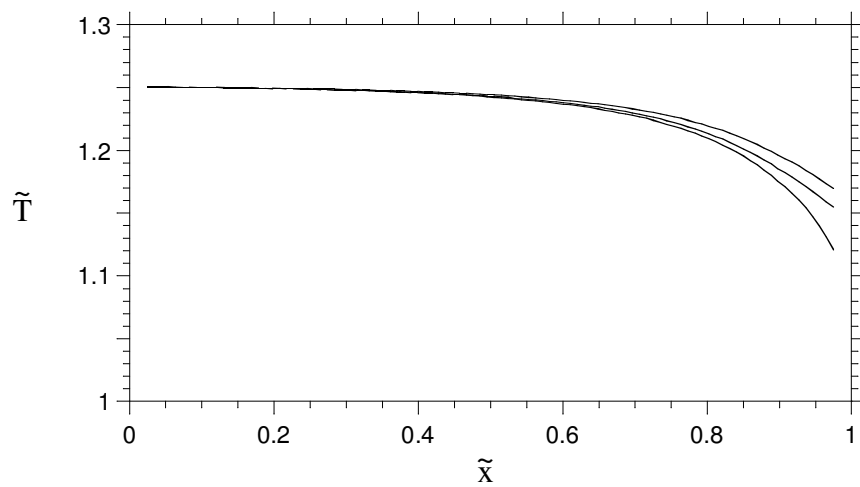


Figura 4.17a. Temperatura em função da posição para $\phi = 0.5$.

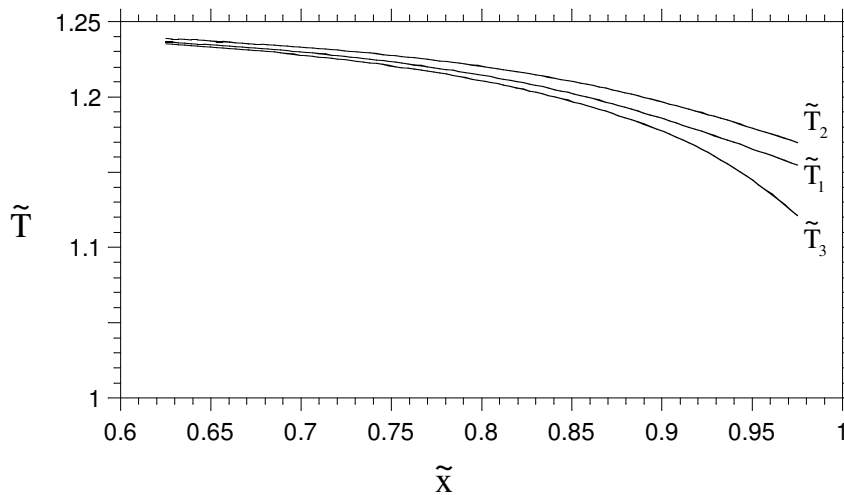


Figura 4.17b. Temperatura em função da posição para $\phi = 0.5$.

Para esta discussão, o programa foi utilizado para gerar dados até um tempo máximo de 800 s ao invés de permitir que o regime estacionário se estabelecesse. Explica-se isto em razão de não haver um regime permanente a se estabelecer se constantemente a vazão mássica estiver variando. Propor a existência de um estado estacionário onde a cada intervalo de tempo existe uma perturbação não é adequado em virtude de que na realidade estas perturbações não são previsíveis. O objetivo é determinar o comportamento do regenerador diante de uma perturbação aleatória na vazão de fluido quente.

Analisando as Fig. 4.13, 4.15 e 4.17a é possível fazer a mesma interpretação que foi feita quando a vazão de fluido quente era constante; a diminuição da porosidade fez com que as temperaturas dos sistemas se aproximassem. No entanto o foco neste momento é no comportamento quanto à variação da vazão de fluido quente. Nas Fig. 4.12, 4.14a e 4.16a enxerga-se o distúrbio causado por esta perturbação. Observa-se que quanto menor a porosidade, menor será a resposta dos sistemas em face da variação de vazão do sistema 2. Destaca-se que na Fig. 4.16, com porosidade igual a 0.5, quase não se sente o distúrbio para $t > 400$ s, ou seja, a porosidade amorteceu o distúrbio aplicado. Este resultado é importante, pois permite que se entenda a porosidade como uma espécie de amortecedor da oscilação da vazão mássica do fluido quente.

4.1. Otimização para uma configuração estudada

Utilizando o mesmo algoritmo usado anteriormente e implementando no programa computacional as equações desenvolvidas pode-se modelar o comportamento dos sistemas quando há mudança de fase envolvida. As equações a serem integradas são: Eqs. (3.22), (3.26), (3.27), (3.41), (3.42).

As temperaturas iniciais continuam as mesmas, isto é, vazão inicial do fluido quente constante $\dot{m} = 0.1 \text{ kg/s}$ com temperatura igual a 373.15 K e temperatura de entrada da amônia líquida é 293.15 K, e a pressão de entrada da amônia é $p_{in} = 10 \text{ bar}$.

De acordo com a Fig. 4. 18 pode-se definir as seguintes razões geométricas:

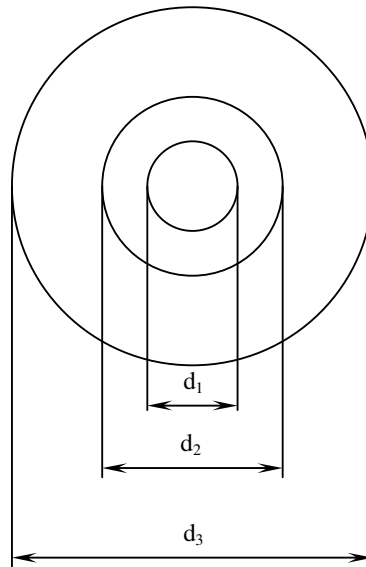


Figura 4.18. Vista em corte dos tubos que fazem parte do regenerador.

$$c_1 = \frac{d_1}{d_3}$$

(4.5)

$$c_2 = \frac{d_2}{d_3}$$

(4.6)

em que d_1 representa o diâmetro do tubo por onde entra a amônia líquida, m ; d_2 é o diâmetro do tubo intermediário, m e d_3 é o diâmetro do tubo externo m .

Primeiramente, atribuiu-se $\phi = 0.5$ e variou-se o valor da vazão mássica da amônia líquida. Os resultados são mostrados num gráfico de título em função da posição do regenerador, pois desta forma pode-se saber o estado da amônia para cada posição dentro do regenerador. A Fig. 4.19 expressa a curva de título em função da posição do regenerador para as condições de simulação (Anexo 2) e a Fig. 4.20 mostra como varia a eficiência do trocador de calor em função da vazão da amônia líquida.

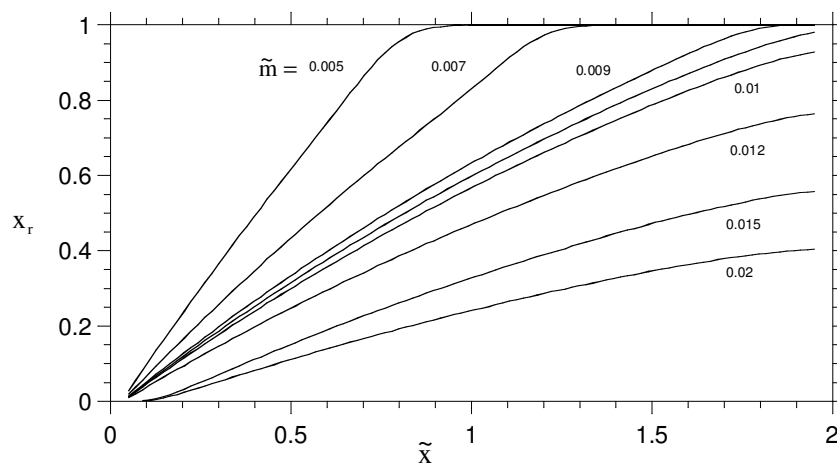


Figura 4.19a. Título em função da posição do regenerador para $\phi = 0.5$ para vários valores de \tilde{m} .

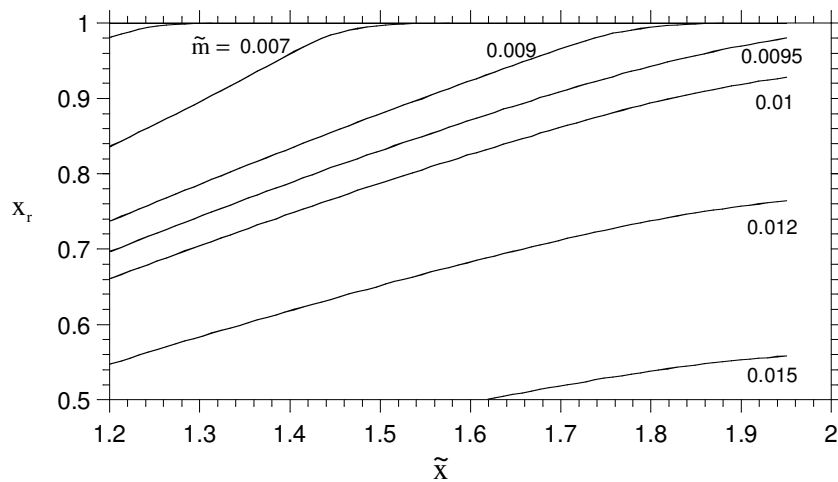


Figura 4.19b. Título em função da posição do regenerador para $\phi = 0.5$ para vários valores de \tilde{m} .

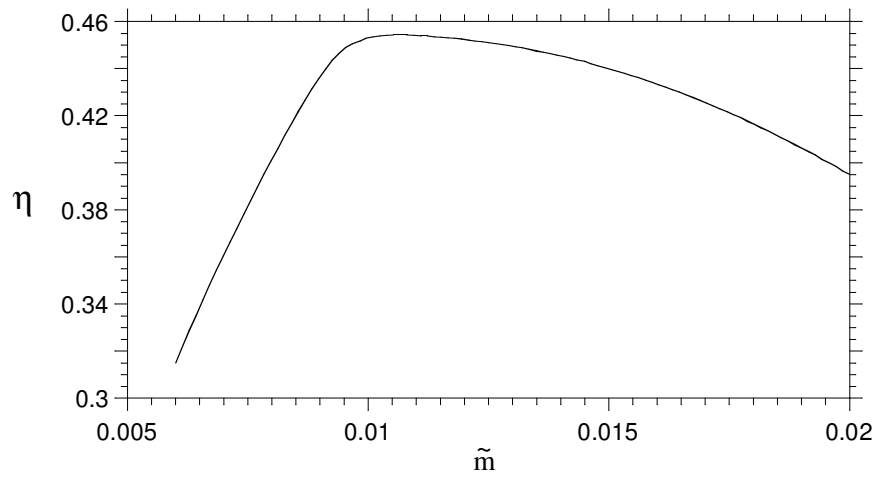


Figura 4.20. Eficiência em função de \tilde{m} para $\phi = 0.5$.

Ao analisar-se a Fig 4.19 poderia se pensar que quanto maior o título da amônia no final do trocador de calor, maior seria a eficiência do regenerador, contudo observando a Fig. 4.20, vê-se que tal afirmação não é verdadeira pois para certos valores de \tilde{m} , o título da amônia assume valores altos antes do final do regenerador porém, com valores baixos de eficiência.

O foco desta análise não está em achar o valor de x_r máximo e sim em achar para qual configuração tem-se eficiência máxima, isto é, a função objetivo. Isto é mostrado na Fig. 4.21.

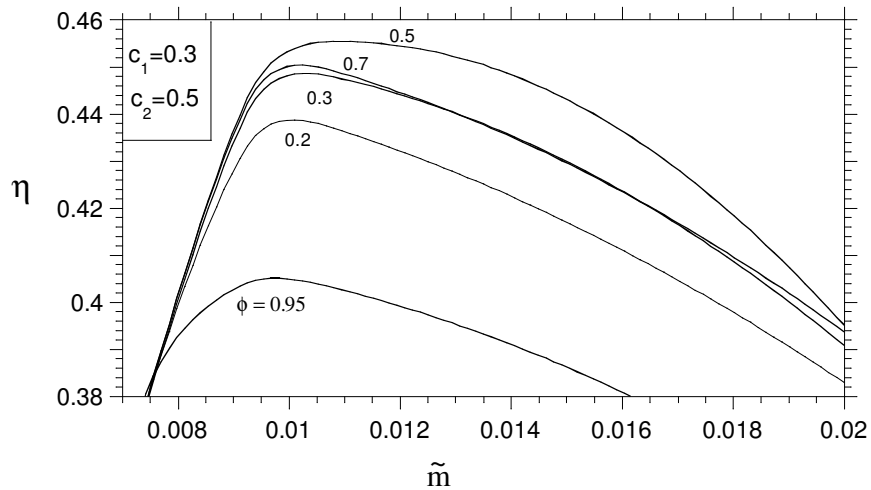


Figura 4.21 Eficiência em função de \tilde{m} para diferentes valores de porosidade.

Na Figura 4.21 são mostrados os resultados obtidos quando é analisada a eficiência em função das vazões mássicas para diversas porosidades. Verifica-se que é possível determinar qual é a porosidade ótima para uma configuração de regenerador. Para os valores de vazão mássica de amônia líquida apresentados, nota-se que para $\phi = 0.5$ os rendimentos foram mais altos que para os demais valores de porosidade.

O critério adotado para a determinação de um ponto de máximo foi o de considerar a diferença da grandeza estudada no ponto a analisar, em comparação com os extremos, ser de no mínimo 5%.

O valor da eficiência máxima para $\phi = 0.5$ é $\eta_{m\acute{a}x} = 45.5\%$ para o valor ótimo de $\tilde{m} = 0.01$.

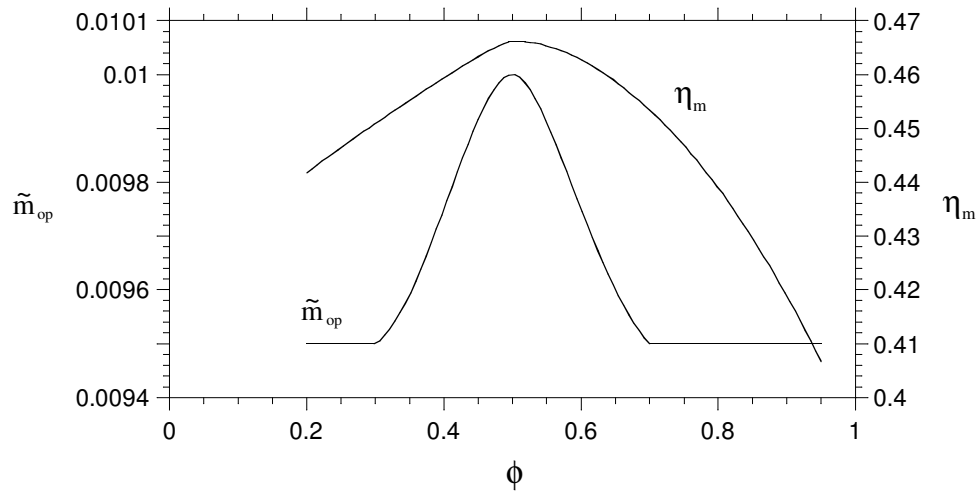


Figura 4.22 Valores do adimensional das vazões ótimas e eficiência em função da porosidade ϕ .

Observando as Figs. 4.21 e 4.22 pode-se afirmar que para esta configuração do regenerador ($c_1 = 0.3$ e $c_2 = 0.5$) tem-se os seguintes pontos ótimos:

$$\begin{aligned}\phi_{\acute{o}tima} &= 0.5 \\ \tilde{m}_{\acute{o}tima} &= 0.01 \\ \eta_{m\acute{m}} &= 45.5\%\end{aligned}$$

4.2 Análise paramétrica

Na Fig. 4.23 mostra-se os resultados obtidos quando se manteve constante o valor da porosidade ($\phi = 0.5$) e $c_2 = 0.5$ e variou-se os valores de c_1 , isto é, mantiveram-se constantes os valores de d_2 e d_3 e variou-se os valore de d_1 .

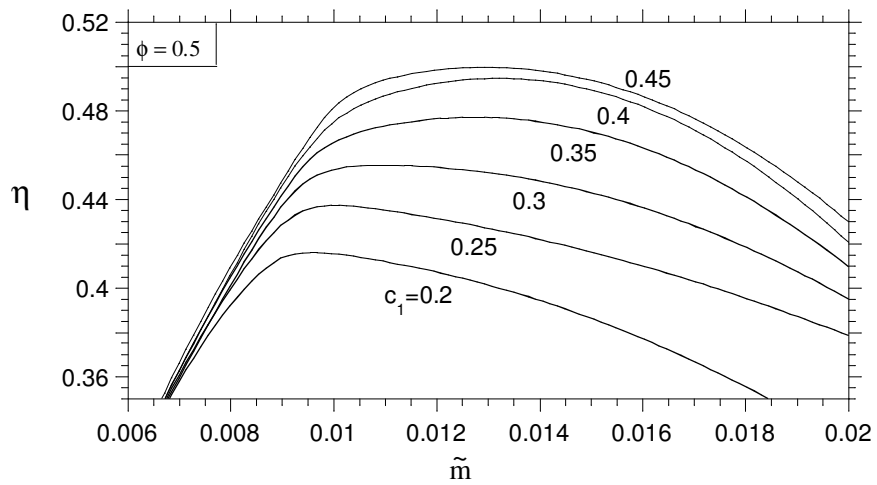


Figura 4.23 Eficiência em função de \tilde{m} para diferentes valores de c_1 para $c_2 = 0.5$.

Nota-se que a eficiência cresce monotonicamente a medida que c_1 aumenta, para $\phi = 0.5$ e $c_2 = 0.5$. Assim, verificou-se que não existe um valor de c_1 ótimo, tal que a eficiência seja maximizada, com a presente modelagem. Neste ponto, é importante destacar que o presente modelo matemático não levou em consideração as perdas de carga nos escoamentos nos tubos do trocador de calor. Essa aproximação é aceitável na faixa de parâmetros utilizados nas simulações onde se espera que as perdas de carga sejam desprezíveis (e.g., $0.2 \leq \phi \leq 0.95$). No entanto, para otimizar a configuração geométrica do equipamento, as perdas de carga seriam importantes para a definição de diâmetros ótimos para os tubos.

A Fig. 4.24 apresenta os valores de eficiência máxima, η_m , vazão ótima, \tilde{m}_{ot} em função de c_1 . Verificou-se que η_m cresce monotonicamente com o aumento de c_1 .

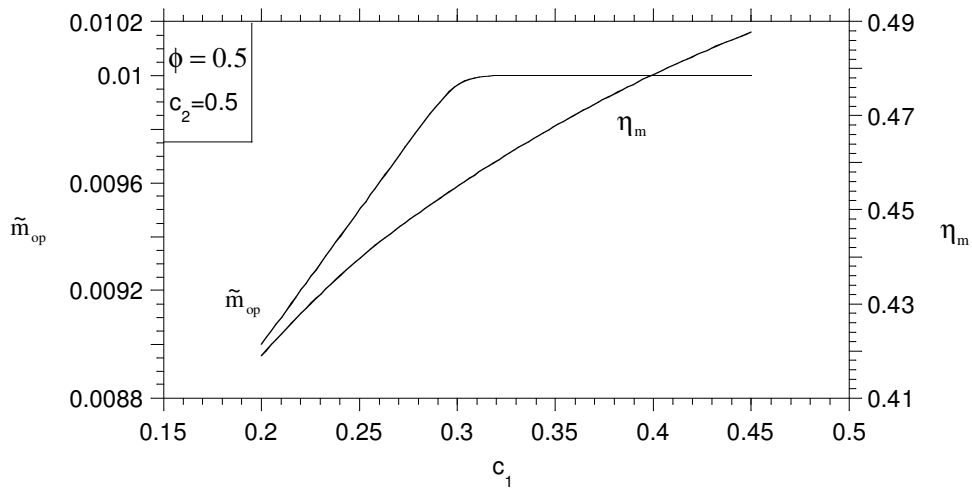


Figura 4.24 Valores do adimensional das vazões ótimas e eficiência máxima em função de c_1 .

Os valores de c_1 foram estudados respeitando o seguinte intervalo: $0.2 \leq c_1 \leq 0.45$. Estes limites foram estabelecidos devido a razões físicas pois para $c_1 = 0.5$ temos a igualdade entre d_1 e d_2 , o que contradiz a configuração física adotada. Para valores de c_1 próximos a 0.5, espera-se que os efeitos de perda de carga não sejam mais desprezíveis.

5. CONCLUSÕES E SUGESTÕES

Neste estudo, um modelo computacional para trocadores de calor do tipo regenerador foi desenvolvido baseado na metodologia de elementos de volume. A estratégia foi o desenvolvimento da modelagem em etapas foi modelado, pois primeiramente foi modelado um trocador de calor em que não há mudança de fase e viu-se que o modelo foi capaz de capturar as tendências físicas esperadas.

Mostrou-se que a porosidade pode ajudar a manter o sistema estável diante da possível variação da vazão mássica de fluido quente. Além disso, foi mostrado que o modelo pode ser empregado como uma ferramenta útil no dimensionamento e otimização dos parâmetros de projeto de trocadores de calor desse tipo.

Essa primeira etapa foi fundamental para criar a estrutura do programa computacional para um trocador de calor em que haja mudança de fase do fluido frio (o refrigerante). Assim, foi possível criar a modelagem matemática para o regenerador a ser utilizado em um sistema de refrigeração com ejetor, que funciona com apenas um fluido único de trabalho, i.e., o refrigerante.

O modelo mostrou-se eficaz pois pode ser utilizado para determinar os pontos de máxima eficiência do sistema com parâmetros de entrada disponíveis. A seguir uma análise paramétrica foi conduzida, variando parâmetros que podem ser controlados, como porosidade, vazão de fluido refrigerante e diâmetros de tubos internos do regenerador.

A primeira conclusão é o fato do modelo poder ser usado como uma ferramenta no projeto e otimização de trocadores de calor com configurações similares ao do trocador de calor estudado nesta dissertação. Com essa ferramenta, futuramente poderão ser estudadas variações de outros parâmetros que podem influenciar na eficiência do trocador de calor.

Um estudo de otimização foi conduzido, obtendo valores de eficiência duplamente maximizados em relação à vazão de fluido quente e à porosidade da matriz do regenerador. Esse duplo ótimo tem caráter fundamental, pois fisicamente é esperado que venha a ocorrer em quaisquer trocadores de calor do tipo regenerador com configuração similar à estudada neste trabalho.

Algumas sugestões para trabalhos futuros podem ser listadas;

1. Na seqüência deste trabalho, em uma tese de doutorado, o modelo matemático pode ser adaptado para o tratamento do fluido de trabalho efetivamente como mistura binária (e.g., amônia/água), que é o caso de sistemas de refrigeração por absorção, e completamente normalizado;

2. Acrescentar à modelagem matemática, o cálculo das perdas de carga nos escoamentos do trocador de calor;
3. Redefinir a função objetivo de forma a combinar a transferência de calor com as perdas de carga, utilizando, por exemplo, a geração de entropia do equipamento;
4. Realizar a validação experimental dos resultados numéricos do modelo a luz de medições experimentais em um sistema de refrigeração por absorção que utilize um trocador de calor regenerador, para algumas configurações de projeto, e
5. Realizar a otimização numérica dos parâmetros de projeto e de operação para mínima geração de entropia.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Perez-Blanco, H., *Conceptual design of a high-efficiency absorption cooling cycle*, International Journal of Refrigeration (1993) 16 429-433.
2. Sokolov, M., Hershgal, D., *Operational envelope and performance curves for compression-enhanced ejector refrigeration system*, ASHRAE Transactions (1991) 97:2 394-402.
3. Stolk, A. L., *New possibilities for absorption refrigeration machines for energy saving*, International Journal of Refrigeration (1980) 3 78-82.
4. Suri, R. K., Ayyash, S., *Solar absorption cooling effect on operational parameters on power saving*, International Journal of Refrigeration (1982) 5 274-279.
5. Wijesundera, N. E., *Performance limits of absorption cycles with external heat transfer irreversibilities*, Applied Thermal Engineering (1996) 16:2 175-181.
6. Ayyash, S., Suri, R. K., Al Shami, H. *Performance results of a solar absorption cooling installation*, International Journal of Refrigeration (1985) 8 177-183.
7. Didion, D., Radermacher, R., *Part-load performance characteristics of residential absorption chillers and heat pumps*, International Journal of Refrigeration (1984) 7 393-398.
8. Eisa, M. A. R., Holland, F. A., *A study of the operating parameters in a water-lithium bromide absorption cooler*, Energy Research (1986) 10 137-144.
9. Best, R., Rivera, W., Oskam, A., *Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on water-carrol. Part I: cooling Heat Recovery Systems & CHP* (1995) 15:5 425-434.
10. 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 (1995) 38 2997-3005.
11. Vargas, J. V. C., Sokolov, M., Bejan, A., *Thermodynamic optimization of solar-driven refrigerators*, Journal of Solar Energy Engineering (1996) 118 130-135.
12. Sokolov, M., Hershgal, D., *Optimal coupling and feasibility of a solar-powered year-round ejector air conditioner*, Solar Energy (1993) 50 507-516.

13. Worsoe-Schmidt, P., Holm, F., *Development field testing of a solar-powered block-ice plant*, Jutland Technological Institute Teknologiparken DK-8000 Aarhus C Denmark FHO/VIM (1989) 1-17.
14. Pimenta, J. M. D., Santos, R. O., Carvalho, E. N., Teixeira, R. R., *Simulação e projeto de uma unidade compacta de absorção*, Mercofrio 2004.
15. Talbi, M., Agnew, B., *Energy recovery from diesel engine exhaust gases for performance enhancement and air conditioning*, Applied Thermal Engineering (2002), Vol 22, n. 6, p.693-702.
16. Ghaddar, N. K., Shihab, M. e Bdeir, F., *Modeling and simulation of a solar absorption system performance in Beirut*, Renewable energy, (1996), Vol. 10, p. 539-558.
17. Hammad, M., Habali, S., *Design an performance study of solar energy powered vaccine cabinet*, Applied Thermal Engineering, (1999)), Vol. 20, p. 1785-1798.
18. De Francisco, A., Illne, R., Torres, J. L., Castillo, M., Prieto, E. E Garcia, A., *Development and testing of a prototype of a low power water-ammonia absorption equipment for solar energy applications*, Renewable Energy, Vol. 25, p. 537-544 (2002).
19. Bejan, A., *Theory of heat transfer-irreversible refrigeration plants*, International Journal of Heat and Mass Transfer (1989) 32 1631-1639.
20. Bejan, A., *Entropy Generation Minimization* CRC Press, Boca Raton, FL (1995).
21. Bejan, A., *Theory of heat transfer-irreversible power plants*, International Journal of Heat and Mass Transfer (1988) 31 1211-1219.
22. Lucas, *IIR news*, International Journal of Refrigeration, Vol. 21, No.2, pp.88, Great Britain (1988).
23. Pridasawas, W., *Solar cooling and sustainable refrigeration*.
24. Shaefer, L. A., Shelton, S. V., *Modelling and analysis of the air cooled ammonia-water triple effect cycle*, Georgia Institute of technology, 1998.

25. Ezzine, Ben N., Barhoumi, M., Mejbri, Kh., Chemkhi, S., Bellagi, A., *Solar cooling with the absorption principle: First and Second Law analysis of an ammonia-water double-generator absorption chiller*, Desalination 168 (2004)137-144.
26. Duminil, M., *Système à absorption, à adsorptions et thermochimiques en vue de la climatisation*, Revue générale de thermique, 362 (1992)19-25.
27. Pons, M., and Guillemont, J.J., *Design of an experimental solar powered, solid adsorption ice maker.*, Journal of Solar energy Engineering, vol. 108, pp.332-37,(1986).
28. Zhang, L. Z., and Wang, L., *Performance estimation of an adsorption cooling system for automobile waste heat recovery*, Applied Thermal Engineering, vol.17, no.12, pp.1127-1139, (1997).
29. Vargas J. V. C., Sokolov M. and Bejan A., *Thermodynamic optimization of solar-driven refrigerators*, J. of Solar Energy Engineering, vol.118, pp.130-136, (1996).
30. Adewusi, S. A., Zubair, S. M., *Second law based thermodynamic analysis of ammonia-water absorption systems*, Energy Conversion and Management 45 (2004) 2355-2369.
31. Yngvason, J. L. E., *A fresh look at entropy and the second law of thermodynamics*, Phys Today 2000; 53(4).
32. Chen, J., Schoutern, J. A., *Optimum performance characteristics of an irreversible absorption refrigeration system*, Energy Conversion Management 39: 999-1007, 1998.
33. Kececiler, A., Acar HI, Dogan A., *Thermodynamic analysis of absorption refrigeration system with geothermal energy: an experimental study*. Energ Convés Manage 2000;41:37-48.
34. Sözen, A., *Effect of heat exchangers on performance of absorption refrigeration systems*, Energy Conversion and Management 42(2001) 1699-1716.
35. Abreu, A.F., *Sistema de refrigeração por absorção intermitente: Conceção, dimensionamento, construção, ensaio e considerações econômicas*, Tese de doutorado, São Paulo, 1999.
36. Ataer Ö. E., Gögüs, Y., *Comparative study of irreversibilities in an aqua-ammonia absorption refrigeration system*, Int J Refrig, 1991. col.14.p.86-92.
37. Alvares, S.G., Trepp, Ch., *Simulation of a solar driven aqua-ammonia absorption refrigeration system part 1: mathematical description and system optimization*, Int J refig 1987; 10:40-8.

38. Ismail, I.M., Upgrading of heat through absorption heat transformers. *Int J refig* 1995; 18(7):439-46.
39. Shaarawi, M. A. I. E., Nimr, M. A., *Equations for use with computers to evaluate the performance or NH₃-H₂O intermittent solar refrigerators*. *Energy Convers mgmt* 1990; 30(3):315-27.
40. Alizadeh, S., Bahar, F., Geoola, F., *Design and optimization of an absorption refrigeration system operated by solar energy*, *Solar Energy* 1979;22(2-D):149-54.
41. Siddiqui, M. A., Optimum generator temperatures in four absorption cycles using different sources of energy. *Energy Convers Mgmt* 1993;34(4):251-66.
42. Arinze, E. A., Schoenau, G.J., Sokhansanj, S.,Adefila, S.S., Mumah, S.m., *A dynamic performance simulation model of flat plate solar collectors for a heat pump system*. *Energy Convers Mgmt* 1993;34(1):33-49.
43. Thioye, M., *Performance improvement of absorption cooling systems by using staged absorption and desorption cycles*. *Int J refig* 1997; 20(2):136-45.
44. Cheung, K., Hwang, Y., Judge, J.F., Kolos, K., Singh, A., Radermacher R., *Performance assessment of multistage absorption cycle*, *Int J Refig* 1996;19(7):473-81.
45. Sun, D., *Thermodynamics design data and optimum design maps for absorption refrigeration systems*. *Appl Therm Engng* 1997; 17(3):211-21.
46. Lazzarin., R. M.,Gasparella, A., Longo, G. A., *Ammonia-water absorption machines for refrigeration: theoretical and real performances*. *Int J Refig* 1996:19(4).
47. Chen, J., Kim, J., Herold, K. E., *Performance enhancement of a diffusion- absorption refrigerator*. 1996:19(3):208-18.
48. Aphornratana , S., *Research on absorption refrigerators and heat pumps*, *RERIC Int Energy J* 1995;17(1):1-19.
49. Bulgan, A. T., *Optimizations of the thermodynamics model of aqua-ammonia absorption refrigeration system*, *Energy Convers Mgmt* 1995;36(2):135-43.
50. Kouremenos, D. A., Rogdakis, E. D., Antronopoulos, K. A., *Cogeneration with combined gas and aqua-ammonia absorption cycles*, *Thermodynamics and the Design, Analysis and Improvement of*

Energy Systems, American Society of Mechanical Engineers (Advanced Energy Systems Divisions), AES 33. 1994.p.231-8.

51. Fridshtein, V. I., *Use of the water-ammonia absorption heat transformer for combined heating and cooling*, Teploenergetika 1994;3:63-7.

52. Nomura, T., Nishimura, N., Wei, S., Yamaguchi, S., Kawakami, R. *Heat and mass transfer mechanism in the absorber of water/LiBr convective absorption refrigerator: experimental examination by visualized model*, Proceedings of the International Absorption Heat Pump Conference ASME 1994.p.203-8.

53. Ahachad, M., Charia, M., *Absorption heat transformer applications to absorption refrigerating machine*, Proceedings of the International Absorption Heat Pump Conference ASME, 1994.p.101-7.

54. Kahn, R., Alefeld, G., Hammerer, S., Pfeifer, R., Tomasek, M. L. *Ammonia-water absorption cycle with high temperature lift*, Proceedings of the International Absorption Heat Pump Conference ASME, 1994.p.93-100.

55. Saghiruddin, Siddiqui, M. A., *Economic analysis and performance study of an absorption cycle with a gheat recovery absorber*, Conversion Technologies – Electrochemical Conversion Engineering Conference 1992. vol.3.p.257-62.

56. Elegido, E., Juana, J. M. D., Herrero, M. A., *Solar aqua-ammonia absorption refrigerator simulation*, Int J Ambient Energy 1991;4:199-204.

57. Karakas, A., Egrican, N., Uygur, S., *Second-law analysis of solar absorption-cooling cycles using lithium bromide/water and ammonia/water as working fluids*, Appl Energy 1990;37:169-87.

58. Pohlman, W., *Manual de técnica frigorífica*, Ed. Omega, Barcelona 1979.

59. Sresnewsky, S. F., *Estudo de ciclos de refrigeração por absorção quanto a sua aplicação e fonte energética*, Escola Politécnica/USP, São Paulo, SP, 1983.

60. Moran, M. J., Howard, N. S., *Fundamentals of Thermodynamics*, 3ed. Willey, 1996.

61. Eastop, T. D., McConkey, A., *Applied Thermodynamics*, 1978. p.616-18.

62. Stoecker, W. F., Jone, J. W., *Refrigeração e ar condicionado*, McGraw-Hill, São Paulo, SP. p.361-63.

63. Torreira, R. P., *Refrigeração e Ar Condicionado*, Fultom Edições Técnicas, São Paulo, 1979.
64. Cortez, L.A., *Histórico e Considerações Sobre a Refrigeração por Absorção, Estudos Técnicos e economia de energia em refrigeração*. 1ª ed. vol.1, editora Universidade dop Amazonas, Manaus, 1998.
65. Reay, D. A., MacMichael, D. B. A., *Heat Pumps Design and Applications*. Pergamon Press, Oxford (1979).
66. Riffat, S.B., *Solar Absorption System for Water Desalination*, Renewable Energy, vol. 6. No.2, p101-106.(1995).
67. Al-Khalidy, N., *An experimental study of an ejector cycle refrigeration cycle refrigeration machine operating on R113*, PII: SO140-7007(98)00030-9.
68. Sözen, A., Özalp, Mehmet., *Solar-driven ejector-absorption cooling system*, Applied Energy, 80 (2005) 97-113.
69. Sözen, A., Altıparmak, D., Usta, H., *Development and testing a prototype absorption heat-pump operated by solar energy*. Applied Thermal Engeneering 2002;22:1947-59.
70. Sözen, A., Arcaklıoğlu, E., Özalp, Mehmet, *A new approach to thermodynamic analysis of a ejector-absorption refrigeration systems: artificial neural-network*. Applied Thermal Engeneering. 2003;23:937-53.
71. Sözen, A., Özalp, Mehmet., *Performance improvement of an ejector-absorption cycle using triple pressure-level*. Appl Therm Eng 2003;23:1577-93.
72. Jelinek, M., Levy, A., Borde, I., *Performance of a triple-pressure-level absorption cycle with R125-N,N-dimethylethylurea*. Appl Therm Energy 2002;7:269-74.

73. Kays, W.M., London, A.L., *Compact Heat Exchangers*, 3rd Edition, Krieger Publishing Company, Malabar, FL (1998).
74. Wankat, P.C., *Equilibrium Stage Separations*, Prentice Hall, Upper Saddle River, NJ(1998).
75. Conde-Petit, M.R., *Thermophysical properties of NH₃+H₂O solutions for the industrial design of absorption refrigeration equipment*, M. Conde engineering, Technical Report, Zurich, Switzerland (2004).
76. Cheney, W., Kincaid, D., *Numerical Analysis*, Wadsworth 1991.

ANEXO 1

Programa em Fortran para o regenerador com mudança de fase

use msflib ! biblioteca que contem o comando systemqq

logical chamada

```
parameter (nelmax=1000)
dimension tp(nelmax),t0(nelmax)
external fcn,rkqc,fcnad
common /const/ ht2
common /temp/ tfeinad,tfiinad
common /disc/ ncel
common /vazao/ iflag2
common /param1/ dx,rk,ags,atl,ubu1p
common /param2/ hfe,hfi,agl,atroca,rmg,cg
common /param4/ rm,tfein,cpfe,rmassfe,cvfe
common /param5/ rmfi,tfiin,cpfi,rmr,cvfi
common /param6/ rmfi4,tfiin4,cpfi4,rmr4,cvfi4
common /param7/ us,atl4
common /tempo/ rmtrans
common /rrr/ r,crf,delt,tsat,hfg,rmm,rmwm
common /qual/ xr(nelmax)
common /amass/ rmg(nelmax)

open(1,file='inp-dados.txt')
open(15,file='out-read.txt')
open(2,file='outnum.txt')
open(3,file='tempsist1.txt')
open(4,file='tempsist2.txt')
open(5,file='tempsist3.txt')
open(6,file='tempsist1-x.txt')
open(7,file='tempsist2-x.txt')
open(8,file='tempsist3-x.txt')
open(9,file='vazao.txt')
open(10,file='tempsist4.txt')
open(11,file='tempsist4-x.txt')
open(12,file='xr-x.txt')
open(13,file='todos.txt')
```

Leitura de dados

```
read(1,*)ncel
write(15,*)'ncel=',ncel
read(1,*)xl
write(15,*)'xl=',xl
read(1,*)dti
write(15,*)'dti=',dti
read(1,*)dte
write(15,*)'dte=',dte
read(1,*)dar
write(15,*)'dar=',dar
read(1,*)phi
write(15,*)'phi=',phi
read(1,*)cg
write(15,*)'cg=',cg
read(1,*)rhog
write(15,*)'rhog=',rhog
read(1,*)rm
write(15,*)'rm=',rm
read(1,*)tt
write(15,*)'tt=',tt
read(1,*)cpfe
write(15,*)'cpfe=',cpfe
read(1,*)cvfe
write(15,*)'cvfe=',cvfe
read(1,*)rhofi
write(15,*)'rhofi=',rhofi
read(1,*)cvfi
write(15,*)'cvfi=',cvfi
read(1,*)rk
write(15,*)'rk=',rk
read(1,*)rmfi
write(15,*)'rmfi=',rmfi
read(1,*)hfe
write(15,*)'hfe=',hfe
read(1,*)hfi
write(15,*)'hfi=',hfi
read(1,*)rhofe
```

```
write(15,*)'rhofe=',rhofe
read(1,*)cpfi
write(15,*)'cpfi=',cpfi
read(1,*)href
write(15,*)'href=',href
read(1,*)rmref
write(15,*)'rmref=',rmref
read(1,*)tzero
write(15,*)'tzero=',tzero
read(1,*)ht2
write(15,*)'ht2=',ht2
read(1,*)teta0
write(15,*)'teta0=',teta0
read(1,*)htime
write(15,*)'htime=',htime
read(1,*)tend
write(15,*)'tend=',tend
```

parametros de operacao

```
read(1,*)tfein
write(15,*)'tfein=',tfein
read(1,*)tfin
write(15,*)'tfin=',tfin
read(1,*)tini
write(15,*)'tini=',tini
read(1,*)tol1
write(15,*)'tol1=',tol1
read(1,*)iflag
write(15,*)'iflag=',iflag
read(1,*)iflag2
write(15,*)'iflag2=',iflag2
read(1,*)iperiod
write(15,*)'iperiod=',iperiod
read(1,*)tol2
write(15,*)'tol2=',tol2
read(1,*)isol
write(15,*)'isol=',isol
read(1,*)dti4
write(15,*)'dti4=',dti4
```



```

read(1,*)hs
write(15,*)'hs=',hs
read(1,*)rki
write(15,*)'rki=',rki
read(1,*)tt4
write(15,*)'tt4=',tt4
read(1,*)rmfi4
write(15,*)'rmfi4=',rmfi4
read(1,*)cpfi4
write(15,*)'cpfi4=',cpfi4
read(1,*)cvfi4
write(15,*)'cvfi4=',cvfi4
read(1,*)rhofi4
write(15,*)'rhofi4=',rhofi4
read(1,*)tfiin4
write(15,*)'tfiin4=',tfiin4
read(1,*)prin
write(15,*)'prin=',prin
read(1,*)r
write(15,*)'r=',r
read(1,*)crf
write(15,*)'crf=',crf
read(1,*)ubu1p
write(15,*)'ubu1p=',ubu1p

```

adimensionalizacao de temperaturas

```

tfeinad=tfein/tzero
write(15,*)'tfeinad=',tfeinad
tfiinad=tfiin/tzero
write(15,*)'tfiinad=',tfiinad

```

!*****

! cálculo de parâmetros do modelo

!*****

```

write(15,*)'*****'
write(15,*)' cálculo de parâmetros do modelo'
write(15,*)'*****'
pi=4*atan(1.)

```

```

write(15,*)'pi=',pi
dx=xl/ncel                ! cell length [m]
write(15,*)'dx=',dx
vtotal=pi*(dte*dte-dti*dti)/4 ! total volume of external annular space [m^3]
write(15,*)'vtotal=',vtotal
vmatriz=(1.-phi)*vtotal   ! total grid volume      [m^3]
write(15,*)'vmatriz=',vmatriz
xlar=4*vmatriz/pi/dar/dar ! total wire length in the grid [m]
write(15,*)'xlar=',xlar
agl=pi*dar*xlar          ! total lateral area of grid wire [m^2]
write(15,*)'agl=',agl
atl=pi*dti*xl            ! total heat exchange area between systems 1 and 3 [m^2]
write(15,*)'atl=',atl
atroca=agl+atl          ! total heat exchange area between system 1 and system 2 [m^2]
write(15,*)'atroca=',atroca
rmg=rhog*vmatriz        ! total grid mass [kg]
write(15,*)'rmg=',rmg
rmt=rhog*pi*dti*tt*xl   ! total mass of tube connected to the grid [kg]
write(15,*)'rmt=',rmt
rmr=rhofi*pi*(dti*dti-dti4*dti4)*xl/4 ! total mass of fluid in the annular space [kg]
write(15,*)'rmr=',rmr
ags=(1.-phi)*pi*(dte*dte-dti*dti)/4 ! cross section area of annular grid [m^2]
write(15,*)'ags=',ags
rmassfe=rhofs*phi*vtotal ! total mass of fluid in the annular grid [kg]
write(15,*)'rmassfe=',rmassfe
atl4=pi*(dti4+tt4/2)*xl ! innermost tube lateral area [m^2]
write(15,*)'atl4=',atl4
us=1./(1./hfi+tt4/rki+1./hs) ! global heat transfer coefficient between 2 internal
fluids [W/(m^2.K)]
write(15,*)'us=',us
rmr4=rhofi4*pi*dti4*dti4*xl/4 ! total mass of fluid in the innermost tube [kg]
write(15,*)'rmr4=',rmr4

compute ammonia saturation properties    at a given pressure
(temperature and enthalpy of vaporization)

call satura(prin,tsat,hfg)

write(15,*)'prin=',prin
write(15,*)'tsat=',tsat,'hfg=',hfg

```

```

compute residence time

ats4=pi*dti4*dti4/4      ! innermost tube cross sectional area
write(15,*)'ats4=',ats4

specific volume of mixture

vref=1./rhofi4          ! specific volume of refrigerant fluid at inlet
vabs=1./rhofi          ! specific volume of absorbent fluid at inlet
vsp=(1.-r)*vref+r*vabs  ! specific volume of mixture at inlet
rho4=1./vsp            ! mixture density at inlet
write(15,*)'rho4=',rho4
velo=rmfi4/rho4/ats4    ! mixture average velocity [m/s]
write(15,*)'velo=',velo
delt=dx/velo           ! residence time [s]
write(15,*)'delt=',delt

rmtm=rmfi4*delt        ! total mass in a volume element in system 4 [kg]
write(15,*)'rmtm=',rmtm
rmrn=(1.-r)*rmtm       ! ammonia mass in a volume element in system 4 [kg]
write(15,*)'rmrn=',rmrn
rmwm=r*rmtm           ! water mass in a volume element in system 4 [kg]
write(15,*)'rmwm=',rmwm

stop
*****
BEGINNING OF TRANSIENT SOLUTION
*****

calculo de "n" - tamanho do vetor a integrar

n=4*ncel
initial values
time=teta0           !tempo adimensional inicial
do i=1,n
    tp(i)=tini !(temperaturas)
enddo
k=0
write(*,*) ' Table of results'

```

```

write(*,*)'-----'
write(*,*)' time    T(i)  '
write(*,*)'-----'
write(*,*)time,(tp(1),l=1,n)
write(2,*)time,(tp(1),l=1,n)
write(3,*)time,tp(1)
write(4,*)time,tp(2)
write(5,*)time,tp(3)
write(10,*)time,tp(4)
      rms=rm
write(9,*)time,rms
50   k=k+1
      tendi=time+htime
write(*,*)'-----time=',tendi
do 110 i=1,n
      t0(i)=tp(i)
110  continue
      if(iflag.eq.0) then
      else
          if(iflag.eq.1) then
              k=0
500   k=k+1
          time=min(time+ht2,tendi)
          call rk4ord(tp,n,time,ht2,fcn,nd)
          if (time.lt.tendi) goto 500
          endif
          call fore(n,fcn,time,tp,tendi,nelmax)
      endif

write(*,*)tendi,(tp(1),l=1,n)
write(2,*)tendi,(tp(1),l=1,n)
write(3,*)tendi,tp(1)
write(4,*)tendi,tp(2)
write(5,*)tendi,tp(3)
write(10,*)tendi,tp(4)
write(9,*)tendi,rmtrans

      if(iperiod.eq.0) then
      t0norm=rnorm2(n,t0,nelmax)
      do 120 l=1,n

```

```

                                t0(1)=tp(1)-t0(1)
120      continue
                                dtnorm=rnorm2(n,t0,nelmax)
                                if(dtnorm.lt.tol2*htime) then
                                    time=tendi
                                    goto 300
                                endif
                                else
                                    if(tendi.ge.tend) then
                                        time=tendi
                                        goto 300
                                    endif
                                endif
                                time=tendi
                                goto 50
!*****
!      end of time loop
!*****
300      continue
        jj=1
        dxi=dx/2
        do j1=1,ncel
            write(12,*)dxi,xr(j1)!,rmrg(j1)
            write(6,*)dxi,tp(jj)
            write(7,*)dxi,tp(jj+1)
            write(8,*)dxi,tp(jj+2)
            write(11,*)dxi,tp(jj+3)

!      incremento em cada celula
            dxi=dxi+dx
            jj=jj+4
        enddo

            write(13,*)'vazão da mistura=',rmfi4
            write(13,*)'phi=',phi
            write(13,*)'xr(L)=',xr(ncel)!,tp(jj+3)

        cq=rm*cpfe      !capacidade calorífica do fluido externo
            tpn=tp(n-2)
            tp3=tp(3)
        qmax=cq*(tfein-tfiin4)

```

```

write(*,*)'qmax=',qmax
write(15,*)'qmax=',qmax
qammo1=(1.-r)*xr(ncel)*rmfi4*(crf*(tsat-tfiin4)+hfg+cpfi4*(tp(n)-tsat))
write(*,*)'qammo1=',qammo1,' Watts'
write(15,*)'qammo1=',qammo1,' Watts'
qammo2=(1.-r)*(1.-xr(ncel))*rmfi4*crf*(tp3-tfiin4)
write(*,*)'qammo2=',qammo2,' Watts'
write(15,*)'qammo2=',qammo2,' Watts'
qwater=r*rmfi4*cpfi*(tp3-tfiin4)

```

```

write(*,*)'qwater=',qwater,' Watts'
write(15,*)'qwater=',qwater,' Watts'
qfrio=qammo1+qammo2+qwater
write(*,*)'qfrio=',qfrio,' Watts'
write(15,*)'qfrio=',qfrio,' Watts'
qqunte=cq*(tfein-tp(n-2))

```

```

write(*,*)'qqunte=',qqunte,' Watts'
write(15,*)'qqunte=',qqunte,' Watts'
epsilonf=qfrio/qmax
write(*,*)'efetividadef=',epsilonf
write(15,*)'efetividadef=',epsilonf

```

```

!
! efficiency_a - measure of energy transferred to gaseous ammonia
! with respect to total heat coming from the hot stream
!

```

```

effa=qammo1/qqunte
write(*,*)'effa=',effa
write(15,*)"
write(15,*)'effa=',effa

```

```

!
! efficiency_b - measure of energy transferred to gaseous ammonia
! with respect to maximum and ideal total heat from the hot stream
!

```

```

effb=qammo1/qmax

```

```

write(*,*)'effb=',effb
write(15,*)'effb=',effb
write(15,*)'fração mássica de água=',r
write(15,*)'vazão de mistura=',rmfi4

```

```

write(15,*)'porosidade=',phi
write(15,*)'efetividade=',epsilonf
write(13,*)'ea=',effa
write(13,*)'eb=',effb
write(13,*)'e=',epsilonf
stop
end

```

!-----

```
function rnorm2(n,x,nd)
```

```

dimension x(nd)
sum=0.d0
do i=1,n
    sum=sum+x(i)*x(i)
enddo
aux=sqrt(sum)
rnorm2=aux
return
end

```

!-----

```

subroutine fcn(n,t,fi,f,nelmax)
dimension fi(nelmax),f(nelmax)
common /temp/ tfeinad,tfiinad
common /disc/ ncel
common /vazao/ iflag2
common /param1/ dx,rk,ags,atl,ubulp
common /param2/ hfe,hfi,agl,atroca,rmatriz,cg
common /param4/ rm,tfein,cpfe,rmassfe,cvfe
common /param5/ rmfi,tfiin,cpfi,rmr,cvfi
common /param6/ rmfi4,tfiin4,cpfi4,rmr4,cvfi4
common /param7/ us,atl4
common /tempo/ rmtrans
common /rrr/ r,crf,delt,tsat,hfg,rmm,rmwm
common /qual/ xr(1)
common /amass/ rmg(1)
common /eff/ rmdrf4
if(iflag2.eq.1) then
    rmtrans=(rm/2)*cos(t*0.01745)+rm/2
else
    rmtrans=rm

```

```

endif
do j2=1,ncel
    rmg(j2)=0.
    xr(j2)=0.
enddo
!
! calculo das derivadas das temperaturas
!
sum=0.
jj=1
do j1=1,ncel
!
! calculo da derivada do sistema 1 - metallic grid
!
    if(j1.eq.1.and.ncel.gt.1) then
        qcond=-rk*ags*(fi(jj)-fi(jj+4))/dx
    endif
    if(j1.eq.ncel.and.ncel.gt.1) then
        qcond=-rk*ags*(fi(jj)-fi(jj-4))/dx
    endif
    if(ncel.eq.1) qcond=0.
    if(j1.gt.1.and.j1.lt.ncel) then
        qcond=rk*ags*(fi(jj+4)-2*fi(jj)+fi(jj-4))/dx
    endif
    qg=hfe*atroca*(fi(jj+1)-fi(jj))/ncel
    qt=hfi*atl*(fi(jj+2)-fi(jj))/ncel
    f(jj)=(qg+qcond+qt)/(rmatriz*cg/ncel)
!
! calculo da derivada do sistema 2
!
    if(j1.eq.1) then
        tin=tfein
    else
        tin=fi(jj+1-4)
    endif
    f(jj+1)=(rmtrans*cpfe*(tin-fi(jj+1))-qg)/(rmassfe*cvfe/ncel)
!
! calculo da derivada do sistema 3
!
    if(j1.eq.ncel) then

```



```

        trin=fi(jj+3)
    else
        trin=fi(jj+2+4)
    endif
    rmdrf=(1.-xr(ncel))*(1.-r)*rmfi4
    rmrf=(1.-xr(ncel))*rmm
!
!   verify quality of ammonia in system 4
!   and assign global heat transfer coefficient
!   with or without boiling
!
    if(sum.gt.0..and.sum.lt.rmm) then
        qs=ubulp*us*at4*(fi(jj+3)-fi(jj+2))/ncel
    else
        qs=us*at4*(fi(jj+3)-fi(jj+2))/ncel
    endif
        qenth3=(rmdrf*crf+r*rmfi4*cpfi)*(trin-fi(jj+2))
    f(jj+2)=(qs+qenth3-qt)/(rmrf*crf+rmwm*cvfi)
!
!   calculo da derivada do sistema 4
!
    if(j1.eq.1) then
        trin4=tfiin4
    else
        trin4=fi(jj+3-4)
    endif
!
!   Identify if boiling has started or ended
!
    if (fi(jj+3).ge.tsat.and.sum.le.rmm) then
!
!   The heat transferred [J] to the boiling refrigerant in a volume element
!   is given by
!
        qm=-qs*delt
!
!   the mass of refrigerant that evaporates in a particular volume element is given by
!
        dmrg=qm/hfg
!

```

```

! the total mass of vapor refrigerant in a particular volume element is given by
!
sum=sum+dmrg
rmrg(j1)=sum
!
! next, compute quality of the liquid/vapor refrigerant now present in the mixture
!
xr(j1)=rmrg(j1)/rmm
if(xr(j1).gt.1.) then
    xr(j1)=1.
    rmrg(j1)=rmm
endif
!
! During the change of phase, system 4 temperature is equal to tsat
!
fi(jj+3)=tsat
!
! System 4 temperature derivative is zero during the change of phase
!
f(jj+3)=0.
!
else
!
! 1-phase ammonia
! identify if ammonia is totally liquid or totally vapor
!
    if(sum.ge.rmm) then
        xr(j1)=1.
        crp=cpfi4
        crv=cvfi4
        rmrg(j1)=rmm
    else
        crp=crf
        crv=crf
        xr(j1)=0.
        rmrg(j1)=0.
    endif
!
rmdrf4=(1.-r)*rmfi4
qenth4=(rmdrf4*crp+r*rmfi4*cpfi)*(trin4-fi(jj+3))

```



```

parameter (nd1=1000)
common /path/ kmax,kount,dxsav
dimension ystart(nd),yscal(nd1),y(nd1),dydx(nd1)
external derivs,rkqc
x=x1
h=sign(h1,x2-x1)
nok=0
nbad=0
kount=0
do 11 i=1,nvar
  y(i)=ystart(i)
11 continue
  if (kmax.gt.0) xsav=x-dxsav*two
  do 16 nstp=1,maxstp
    call derivs(nvar,x,y,dydx,nd)
    do 12 i=1,nvar
      yscal(i)=abs(y(i))+abs(h*dydx(i))+tiny
12 continue
    if ((x+h-x2)*(x+h-x1).gt.zero) h=x2-x
    call rkqc(y,dydx,nvar,x,h,eps,yscal,hdid,hnext,derivs,nd)
    if (hdid.eq.h) then
      nok=nok+1
    else
      nbad=nbad+1
    endif
    if ((x-x2)*(x2-x1).ge.zero) then
      do 14 i=1,nvar
        ystart(i)=y(i)
14 continue
      return
    endif
    if (abs(hnext).lt.hmin) then
      write(*,*) 'stepsize small',hmin
      stop
    endif
    h=hnext
16 continue
  write(*,*) 'too many steps',nstp
  stop
end

```


10. ! time = passo externo de tempo adimensional
2160. ! tend = tempo adimensional final de integracao
373.15 ! tfein = temperatura de entrada do fluido externo [K]
293.15 ! tfiin = temperatura de entrada do fluido interno [K]
293.15 ! tini = temperatura inicial do aparato [K]
1.e-5 ! tol1 = tolerancia para o RK de passo adaptativo
0 ! iflag = 0 - RK passo adaptativo; 1 - RK passo fixo; 2 - Forward Euler
1 ! iflag2 = 1 - vazao variavel com o cos do tempo; 0 - vazao fixa
1 ! iperiod = 0 - simula até regime permanente; 1 - simula até tend especificado
1.e-4 ! tol2 - tolerancia para entrar em regime permanente
0 ! isol = 0 - mod dimensional; 1 - modelo não-dimensional
3.e-2 ! dti4 = innermost tube diameter [m]
100. ! hs = innermost fluid/tube convection heat transfer coefficient [W/(m^2.K)]
204. ! rki = thermal conductivity of innermost tube material [W/(m.K)]
1.e-3 ! tt4 = thickness of innermost tube [m]
0.0008 ! rmfi4 = mass flow rate of innermost fluid mixture [kg/s]
2.13e3 ! cpfi4 = innermost fluid specific heat at constant pressure [J/(kg.K)]
1.642e3 ! cvfi4 = innermost fluid specific heat at constant volume [J/(kg.K)]
604. ! rhofi4 = innermost fluid density [kg/m^3]
293.15 ! tfiin4 = innermost fluid inlet temperature [K]
10. ! prin = strong solution inlet pressure [bar]
0.01 ! r = strong solution absorbent mass fraction, m_abs/m_total
4.84e3 ! crf = specific heat of liquid ammonia [J/(kg.K)]
10. ! ubu1p = ratio between global ht coefficients, uboiling and u1phase

Livros Grátis

(<http://www.livrosgratis.com.br>)

Milhares de Livros para Download:

[Baixar livros de Administração](#)

[Baixar livros de Agronomia](#)

[Baixar livros de Arquitetura](#)

[Baixar livros de Artes](#)

[Baixar livros de Astronomia](#)

[Baixar livros de Biologia Geral](#)

[Baixar livros de Ciência da Computação](#)

[Baixar livros de Ciência da Informação](#)

[Baixar livros de Ciência Política](#)

[Baixar livros de Ciências da Saúde](#)

[Baixar livros de Comunicação](#)

[Baixar livros do Conselho Nacional de Educação - CNE](#)

[Baixar livros de Defesa civil](#)

[Baixar livros de Direito](#)

[Baixar livros de Direitos humanos](#)

[Baixar livros de Economia](#)

[Baixar livros de Economia Doméstica](#)

[Baixar livros de Educação](#)

[Baixar livros de Educação - Trânsito](#)

[Baixar livros de Educação Física](#)

[Baixar livros de Engenharia Aeroespacial](#)

[Baixar livros de Farmácia](#)

[Baixar livros de Filosofia](#)

[Baixar livros de Física](#)

[Baixar livros de Geociências](#)

[Baixar livros de Geografia](#)

[Baixar livros de História](#)

[Baixar livros de Línguas](#)

[Baixar livros de Literatura](#)
[Baixar livros de Literatura de Cordel](#)
[Baixar livros de Literatura Infantil](#)
[Baixar livros de Matemática](#)
[Baixar livros de Medicina](#)
[Baixar livros de Medicina Veterinária](#)
[Baixar livros de Meio Ambiente](#)
[Baixar livros de Meteorologia](#)
[Baixar Monografias e TCC](#)
[Baixar livros Multidisciplinar](#)
[Baixar livros de Música](#)
[Baixar livros de Psicologia](#)
[Baixar livros de Química](#)
[Baixar livros de Saúde Coletiva](#)
[Baixar livros de Serviço Social](#)
[Baixar livros de Sociologia](#)
[Baixar livros de Teologia](#)
[Baixar livros de Trabalho](#)
[Baixar livros de Turismo](#)