

Ericson Dilay

**MODELAGEM, SIMULAÇÃO E OTIMIZAÇÃO DE UMA  
UNIDADE DE AQUECIMENTO DE ÁGUA E  
REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE  
ALIMENTAÇÃO HÍBRIDA A COLETOR SOLAR E GÁS  
COMBUSTÍVEL**

Dissertação apresentada ao Programa Interdisciplinar de Pós-Graduação em Engenharia da Universidade Federal do Paraná, como requisito parcial à obtenção do grau de Mestre.

Orientador:

Prof. José Viriato C. Vargas, Ph.D

CURITIBA  
2008

*Aos meus pais e familiares, por todo o apoio  
nos momentos difíceis, dedicação,  
incentivo e compreensão.*

“Em momentos de crise, só a imaginação é mais importante que o conhecimento.”

**Albert Einstein**

## **AGRADECIMENTOS**

Ao orientador Professor JOSÉ VIRIATO COELHO VARGAS, pelo tempo dedicado e pelas críticas necessárias, sempre construtivas.

Ao Professor MARCOS CARVALHO CAMPOS, pela amizade e incentivo.

Ao Engenheiro MARCUS VINICIUS ALVES PEREIRA, pela amizade, apoio e incentivo.

Ao Professor ELOY KAVISKI, pela amizade, apoio e incentivo.

Agradecimento especial à minha família e a minha noiva, pela paciência, apoio e compreensão nos momentos de maior dificuldade em todas as horas desta caminhada.

A todos que de alguma forma contribuíram para a realização deste estudo.

## SUMÁRIO

<b>AGRADECIMENTOS</b> .....	iv
<b>SUMÁRIO</b> .....	v
<b>LISTA DE FIGURAS</b> .....	vi
<b>LISTA DE TABELAS</b> .....	ix
<b>LISTA DE ABREVIATURAS</b> .....	x
<b>RESUMO</b> .....	xiii
<b>ABSTRACT</b> .....	xiv
<b>1. INTRODUÇÃO</b> .....	01
1.1 MOTIVAÇÃO .....	01
1.2 ORGANIZAÇÃO DA DISSERTAÇÃO .....	02
<b>2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	03
2.1 OBJETIVOS .....	13
<b>3. MODELO MATEMÁTICO DO SISTEMA SOLAR HÍBRIDO</b> .....	15
3.1 GERAL.....	15
3.2 COLETOR SOLAR .....	16
3.3 TANQUE DE ARMAZENAMENTO DE ENERGIA E TROCADOR DE CALOR DE ÁGUA QUENTE.....	18
3.4 TROCADOR DE CALOR DE REGENERAÇÃO E REFRIGERADOR DE ABSORÇÃO .....	20
3.5 EQUAÇÕES NORMALIZADAS .....	23
<b>4. OTIMIZAÇÃO TERMODINÂMICA</b> .....	27
4.1 GERAL.....	27
4.2 FORMULAÇÃO .....	27
4.3 RESOLUÇÃO .....	29
<b>5. MÉTODO NUMÉRICO</b> .....	31
5.1 GERAL.....	31
5.2 DESCRIÇÃO DO PROBLEMA .....	31
5.3 SOLUÇÃO NUMÉRICA DE EQUAÇÕES DIFERENCIAIS ORDINÁRIAS .....	35
5.3.1 Geral .....	35
5.3.2 Métodos de Runge-Kutta .....	37
<b>6. RESULTADOS E DISCUSSÃO</b> .....	41
<b>7. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS</b> .....	63
<b>8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b> .....	65

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1	Refrigerador Solar (variáveis dimensionais) .....	16
Figura 2	Refrigerador Solar (variáveis adimensionais) .....	24
Figura 3	Comportamento transiente das taxas de transferência de calor adimensionais do subsistema coletor solar e câmara de combustão. Parâmetros usados na simulação: $\psi_{sp,s} = 0,335$ ; $\psi_{H,s} = 0,239$ e $\psi_{wx,wx} = 0,5$ .....	47
Figura 4	Comportamento transiente das taxas de transferência de calor adimensionais do subsistema trocador de calor regenerador e refrigerador por absorção. Parâmetros usados na simulação: $\psi_{sp,s} = 0,335$ ; $\psi_{H,s} = 0,239$ e $\psi_{wx,wx} = 0,5$ .....	48
Figura 5	Comportamento transiente das temperaturas adimensionais do subsistema coletor solar e tanque de armazenamento de energia. Parâmetros usados na simulação: $\psi_{sp,s} = 0,335$ ; $\psi_{H,s} = 0,239$ e $\psi_{wx,wx} = 0,5$ .....	49
Figura 6	Comportamento transiente das temperaturas adimensionais do subsistema tanque de armazenamento de energia e trocador de calor de água quente e trocador de calor regenerador e refrigerador por absorção. Parâmetros usados na simulação: $\psi_{sp,s} = 0,335$ ; $\psi_{H,s} = 0,239$ e $\psi_{wx,wx} = 0,5$ .....	50
Figura 7	Distribuição temporal das temperaturas adimensionais dos subsistemas tanque de armazenamento de energia e trocador de calor de ÁGUA quente, trocador de calor regenerador e refrigerador por absorção. Parâmetros usados na simulação: $\psi_{sp,s} = 1,913$ ; $\psi_{H,s} = 0,239$ e $\psi_{wx,wx} = 0,5$ .....	52
Figura 8	Distribuição temporal das temperaturas adimensionais do subsistema coletor solar/serpentina. Parâmetros usados na simulação: $\psi_{sp,s} = 1,913$ ; $\psi_{H,s} = 0,239$ e $\psi_{wx,wx} = 0,5$ .....	53

Figura 9	Distribuição temporal das taxas de transferência de calor adimensionais do subsistema coletor solar/tanque de armazenamento de energia. Parâmetros usados na simulação: $\psi_{sp,s} = 1,913$ ; $\psi_{H,s} = 0,239$ e $\psi_{wx,wx} = 0,5$ .....54
Figura 10	Distribuição temporal das taxas de transferência de calor adimensionais do refrigerador por absorção. Parâmetros usados na simulação: $\psi_{sp,s} = 1,913$ ; $\psi_{H,s} = 0,239$ e $\psi_{wx,wx} = 0,5$ .....54
Figura 11	Os tempos de pull-down e pull-up para três diferentes taxas de capacidade do fluido térmico adimensionais no coletor. Parâmetros usados na simulação: $\tau_{L,set} = 0.97$ ; $\tau_{wx,set} = 1.08$ ; $\psi_{H,s} = 0,239$ e $\psi_{wx,wx} = 0,5$ .....55
Figura 12	Minimização dos tempos de pull-down e pull-up. Parâmetros usados na simulação: $\tau_{L,set} = 0.97$ ; $\tau_{wx,set} = 1.08$ ; $\psi_{H,s} = 0,239$ e $\psi_{wx,wx} = 0,5$ .....56
Figura 13	O efeito da variação das taxas adimensionais de vazão do fluido térmico no coletor e no trocador de calor regenerador para buscar o tempo mínimo de pull-down para a temperatura de setpoint em função de $\psi_{sp,s}$ . Parâmetros usados na simulação: $\tau_{L,set} = 0.97$ ; $\psi_{wx,wx} = 0,5$ . ...57
Figura 14	Minimização do tempo de pull-down para a temperatura de setpoint em função de $\psi_{sp,s}$ ; $\psi_{H,s}$ . Parâmetros usados na simulação: $\tau_{L,set} = 0.97$ ; $\psi_{wx,wx} = 0,5$ . .....57
Figura 15	O efeito da variação das taxas adimensionais de vazão do fluido térmico no coletor e no trocador de calor regenerador para buscar o tempo mínimo de pull-up para a temperatura de setpoint em função de $\psi_{sp,s}$ . Parâmetros usados na simulação: $\tau_{wx,set} = 1.08$ ; $\psi_{H,s} = 0,239$ .....59
Figura 16	Minimização do tempo de pull-up para a temperatura de setpoint em função de $\psi_{sp,s}$ ; $\psi_{wx,wx}$ . Parâmetros usados na simulação: $\tau_{wx,set} = 1,08$ ; $\psi_{H,s} = 0,239$ .....59

Figura 17	Maximização em estado estacionário da eficiência de segunda lei da Termodinâmica com as respectivas taxas de capacidade do fluido térmico $\psi_{sp,s}$ e $\psi_{wx,wx}$ . Parâmetros usados na simulação: $\psi_{H,s} = 0,239$ . .....60
Figura 18	Maximização em estado estacionário da eficiência de segunda lei da Termodinâmica com as respectivas taxas de capacidade do fluido térmico $\psi_{sp,s}$ . Parâmetros usados na simulação: $\psi_{H,s} = 0,239$ , $\tau_{L,set} = 0,97$ e $\tau_{wx,set} = 1,08$ . .....61
Figura 19	Maximização das três taxas de capacidade térmica adimensionais para a eficiência de segunda lei da Termodinâmica $\psi_{sp,s}$ , $\psi_{H,s}$ , $\psi_{wx,wx}$ . Parâmetros usados na simulação: $\psi_{sp,s} = 1,43$ .....62



## LISTA DE TABELAS

TABELA 1	Lista de parâmetros necessários para aplicação do método numérico. .....	32
TABELA 2	Parâmetros (dimensionais) usados nas simulações .....	42
TABELA 3	Parâmetros (adimensionais) usados nas simulações .....	44
TABELA 4	Limites de busca para as variáveis de decisão .....	46
TABELA 5	Solução ótima.....	62

## LISTA DE ABREVIATURAS

A	=	Área, $m^2$
B	=	Radiação total deixando a superfície por unidade de área, $W m^{-2}$
c	=	Calor específico, $J kg^{-1}K^{-1}$
$\tilde{c}$	=	Calor específico adimensional
$C_1, C_2, C_3$	=	Coefficientes
D	=	Diâmetro, m
e	=	Exergia específica de escoamento, $J kg^{-1}$
$\tilde{E}$	=	Taxa de exergia adimensional
f	=	Fator de atrito
h	=	Entalpia específica, $J kg^{-1}$
H	=	Radiação incidente por unidade de área, $W m^{-2}$
$\dot{I}$	=	Taxa de irradiação solar local por unidade de área, $W m^{-2}$
L	=	Altura, m
LHV	=	Poder calorífico inferior, $J kg^{-1}$
m	=	Massa, kg
$\tilde{m}$	=	Massa adimensional
$\dot{m}$	=	Taxa de vazão mássica, $kg s^{-1}$
NTU	=	Número de unidades de transferência de calor
Pr	=	Número de Prandtl, $\nu \alpha_T^{-1}$
$\dot{Q}$	=	Taxa de transferência de calor, W
$\tilde{Q}$	=	Taxa de transferência de calor adimensional
s	=	Entropia específica, $J kg^{-1}K^{-1}$
$\dot{S}_{gen}$	=	Taxa de geração de entropia, $W K^{-1}$
t	=	Tempo, s
$\tilde{t}$	=	Tempo adimensional
T	=	Temperatura, K
u	=	Velocidade, $m s^{-1}$
U	=	Coefficiente global de transferência de calor, $W m^{-2}K^{-1}$

$\dot{W}$	=	Potência, W
$\tilde{W}$	=	Potência adimensional
x, y, z	=	Coordenadas cartesianas

### *Simbolos Gregos*

$\alpha$	=	Absortividade
$\gamma$	=	Condutância térmica adimensional
$\varepsilon$	=	Emissividade
$\tilde{\varepsilon}$	=	Capacidade de emissão de radiação do coletor solar adimensional
$\eta$	=	Eficiência
$\lambda$	=	Efetividade
$\xi_{ch}$	=	Exergia química, J kg <sup>-1</sup>
$\rho$	=	Densidade, kg m <sup>-3</sup>
$\sigma$	=	Constante de Stefan-Boltzman, $5.67 \times 10^{-8} \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-4}$
$\tau$	=	Temperatura adimensional
$\Psi$	=	Taxa de capacidade térmica adimensional

### *Subscritos*

air	=	Ar
c	=	Coletor solar
cc	=	Câmara de combustão
cs	=	Carga térmica no espaço frio
C	=	Reversível
f	=	Combustível
fluid	=	Algum fluido específico
fr	=	Atrito
g	=	Vidro
h	=	Trocador de calor de água quente
hx	=	Material sólido do trocador de calor de água quente

H	=	Regenerador
in	=	Entrada
I	=	1ª Lei da Termodinâmica
II	=	2ª Lei da Termodinâmica
L	=	Espaço refrigerado
m	=	Metal
max	=	Valor máximo
min	=	Valor mínimo
pd	=	Pull-down
pu	=	Pull-up
s	=	Fluído térmico
set	=	Setpoint
sp	=	Serpentina
t	=	Tanque de armazenamento de energia
ts	=	Secção transversal
v	=	Volume constante
w	=	Parede
wx	=	Água dentro do trocador de calor de água quente
0	=	Ambiente

## RESUMO

Um sistema de cogeração, constituído por um coletor solar, um queimador a gás, um reservatório térmico, um trocador de calor de água quente e um refrigerador por absorção é concebido para produzir simultaneamente calor (trocador de calor de água quente) e refrigeração (refrigerador por absorção). Nesta dissertação, desenvolve-se um modelo matemático simplificado que combina as correlações fundamentais e empíricas e os princípios da Termodinâmica clássica e de Transferência de Calor e Massa. O modelo proposto é utilizado para simular numericamente a resposta do sistema em diferentes condições de funcionamento e de projeto, em regime transiente e em regime estacionário. Uma otimização global do sistema para máximo desempenho (ou mínima destruição de exergia) busca tempos mínimos de pull-down e pull-up e a máxima eficiência da segunda lei da Termodinâmica com baixo tempo computacional. Grupos adimensionais adequados são identificados e os resultados apresentados em gráficos normalizados para aplicação geral. Os resultados numéricos demonstram que a eficiência de segunda Lei da Termodinâmica do sistema,  $\eta_{II,max,max,max}$ , maximizada três vezes, ocorre quando três vazões mássicas características do sistema são otimamente escolhidas em termos gerais como taxas de capacidade térmica adimensionais  $(\psi_{sp,s}, \psi_{wx,wx}, \psi_{H,s})_{opt} \cong (1,43, 0,23, 0,14)$ . Os mínimos tempos de pull-down e pull-up e a máxima eficiência de segunda Lei da Termodinâmica encontrados no que diz respeito aos parâmetros operacionais otimizados são acentuados, portanto é importante que sejam considerados em projetos reais de engenharia. Como resultado, espera-se que o modelo seja uma ferramenta útil para simulação, projeto e otimização de sistemas de energia alimentados por coletor solar.

**PALAVRAS-CHAVE:** engenharia de sistemas; coletor solar; refrigerador por absorção.

## ABSTRACT

A cogeneration system consisting of a solar collector, a gas burner, a thermal storage reservoir, a hot water heat exchanger, and an absorption refrigerator is devised to simultaneously produce heating (hot water heat exchanger) and cooling (absorption refrigerator system). A simplified mathematical model, which combines fundamental and empirical correlations, with principles of classical thermodynamics, mass and heat transfer, is developed. The proposed model is then utilized to numerically simulate the system transient and steady state response under different operating and design conditions. A system global optimization for maximum performance (or minimum exergy destruction) in the search for minimum pull-down and pull-up times, and maximum second law efficiency of the system is performed with low computational time. Appropriate dimensionless groups are identified and the results presented in normalized charts for general application. The numerical results show that the three way maximized system second law efficiency,  $\eta_{II,max,max,max}$ , occurs when three system characteristic mass flow rates are optimally selected in general terms as dimensionless heat capacity rates  $(\psi_{sp,s}, \psi_{wx,wx}, \psi_{H,s})_{opt} \cong (1,43, 0,23, 0,14)$ . The minimum pull-down and pull-up times, and maximum second law efficiencies found with respect to the optimized operating parameters are sharp and, therefore important to be considered in actual design. As a result, the model is expected to be a useful tool for simulation, design, and optimization of solar collector based energy systems.

Keywords: systems engineering; solar collector; absorption refrigeration

## 1. INTRODUÇÃO

### 1.1 MOTIVAÇÃO

Com o uso extensivo de combustíveis fósseis, o clima da Terra está cada vez mais quente. A busca por novas opções energéticas é um assunto prioritário.

O consumo de carvão, petróleo e gás dobrou desde o início dos anos 70, e quase triplicou a geração de eletricidade. Ainda assim, a oferta não é suficiente, já que mais de 1,5 bilhão de pessoas vivem sem eletricidade. Mesmo sem atender a essa necessidade, a demanda de energia irá subir mais de 50% até 2030 (HAYDEN, 2007).

Denomina-se cogeração a produção simultânea de diferentes formas de energia útil, como as energias eletromecânica e térmica, para suprir as necessidades de uma unidade de processo, seja ela do setor industrial, agrícola, terciário ou de um sistema isolado, a partir de uma mesma fonte energética primária (BALESTIERI, 2002).

A origem da prática da cogeração está associada ao desenvolvimento de sistemas para o conforto térmico de ambientes (BALESTIERI, 2002).

O uso da cogeração pode ser considerado uma alternativa positiva se comparado ao atual estágio de geração de energia, porque consiste no aproveitamento de uma parcela da energia que teria de ser obrigatoriamente utilizada por força da segunda Lei da Termodinâmica, resultando em um aumento da eficiência global do ciclo térmico

A diversificação dos tipos de energia utilizados no mundo pode ajudar a reduzir a dependência por combustíveis fósseis, melhorar o desempenho da economia e ainda reduzir o impacto ao meio ambiente. A utilização de energia solar, sendo uma energia renovável, é muito promissora em sistemas híbridos, que são feitos para garantir energia contínua mesmo com a intermitência da radiação solar, como por exemplo, no desenvolvimento de sistemas de cogeração (calor e frio) a combustível e energia solar.

Estatísticas do uso da energia mundial para aquecimento, ventilação, ar-condicionado e refrigeração (HVAC-R) indicam ser estas aplicações responsáveis por 30% do total do consumo de energia, portanto apresentando inquestionavelmente um

grande impacto na demanda de energia (BUZELIN et al., 2005). Quando um novo projeto de refrigerador é proposto, seu potencial global de aquecimento (GWP) e o impacto equivalente total de aquecimento (TEWI) têm de ser considerados de modo a comparar o seu impacto no meio ambiente em relação a outros projetos, onde deve ser considerado que em seu processo também podem haver substâncias tóxicas ou inflamáveis.

A energia solar é usada em várias partes do mundo para reduzir o GWP e TEWI, em sistemas de refrigeração e condicionamento de ar. A planta solar é consideravelmente maior que uma convencional, o que muitos usuários podem achar pouco atrativo. Certamente mais plantas solares seriam utilizadas se elas fossem menores. Uma das propostas dessa Dissertação é para desenvolver critérios para construtores otimizarem os sistemas de cogeração que fazem uso de energia solar.

## 1.2 ORGANIZAÇÃO DA DISSERTAÇÃO

Esta dissertação é dividida em sete capítulos, sendo esta introdução o primeiro capítulo.

No capítulo dois apresenta-se a revisão bibliográfica, no desenvolvimento e na otimização de sistemas de refrigeração de cogeração (calor e frio) a combustível e energia solar. Após a revisão bibliográfica, definem-se os objetivos do trabalho.

No capítulo três, apresenta-se a derivação do sistema de equações diferenciais do modelo matemático do sistema solar híbrido. No capítulo quatro, apresenta-se o conceito de otimização termodinâmica e o método implementado para a busca da solução ótima. No capítulo cinco, apresenta-se o método numérico usado para solucionar o sistema de equações diferenciais que descrevem o modelo matemático.

No capítulo seis apresentam-se os resultados obtidos e as discussões sobre os mesmos e no capítulo sete apresentam-se as principais conclusões e recomendações para a realização de estudos futuros.



## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Desde tempos pré-históricos, o homem descobriu que os alimentos poderiam durar mais se fossem resfriados. Na antiguidade, hebreus, gregos e romanos colocavam neve em poços de armazenamento, isolados com madeira e palha. No século XVI, adicionavam nitrato de sódio ou nitrato de potássio à água, diminuindo sua temperatura (REIS, 2005).

As técnicas de resfriamento evoluíram. Em 1805, Oliver Evans (EUA) projetou a primeira máquina de evaporação de éter. Jacob Perkins em 1834, criou a máquina à compressão de vapor utilizando éter sulfúrico, técnica utilizada até hoje. Ao longo dos anos, diversas substâncias foram usadas como refrigerante, porém sempre com alguma desvantagem, como alta toxicidade ou inflamabilidade. Tomas Midgley em 1928 desenvolveu o CFC – compostos com cloro, flúor e carbono, não tóxicos, não inflamáveis, não corrosivos e sem odor. Usados sem restrição até 1974, quando Sherwood Rowland e Mario Molina descobriram que os CFC poderiam destruir a camada de ozônio na alta atmosfera, fato confirmado, em 1985, pela British Antarctic Survey. Os CFCs foram então substituídos pelo hidrofluorcarbono (HFC), que também ataca o ozônio, porém em menor grau. A busca por novas tecnologias de refrigeração é de grande importância, e uma das abordagens promissoras é a que se baseia no chamado efeito magnetocalórico (EMC), descoberto por Emil Warburg em 1881, quando percebeu que um metal pode se aquecer ao ser aproximado de um forte ímã.

Em 1777, Nairn (COSTA, 1982) desenvolveu a refrigeração por absorção, entretanto o primeiro refrigerador comercial deste tipo só foi construído em 1823 por F. Carré. O sistema de refrigeração por absorção fundamenta-se no fato de que os vapores de alguns dos fluídos frigorígenos são absorvidos a frio por certos líquidos ou soluções salinas. Quando esta mistura é aquecida, ocorre uma destilação fracionada gerando o vapor do fluído frigorígeno que pode ser aproveitado para a produção de frio, como nas máquinas de compressão mecânica. Este processo pode ser implementado em sistemas de refrigeração porque é possível de ser executado de maneira contínua.

Nos sistema de refrigeração geralmente o fluido frigorígeno mais comum é a amônia ( $\text{NH}_3$ ) e o absorvente é a água. Geralmente o consumo de energia das máquinas de absorção é muito elevado, maior que o das máquinas de compressão mecânica. A vantagem de se utilizar máquinas de absorção é o fato de que elas utilizam energia térmica para seu funcionamento, podendo fazer parte de sistemas de cogeração. Os sistemas de refrigeração por absorção são caracterizados pela sua simplicidade e por não apresentarem partes internas móveis garantindo um funcionamento silencioso.

O ciclo de refrigeração utilizando a absorção também pode utilizar energia solar como fonte quente. Este ciclo foi largamente utilizado no passado, quando ainda não existiam compressores eficientes e baratos (SOUZA, 1994). Uma das vantagens da refrigeração solar encontra-se na disponibilidade de energia solar, pois ela é disponível quando ela é mais solicitada pelos refrigeradores. A demanda máxima de refrigeração ocorre quando a temperatura ambiente está mais alta, exatamente quando a disponibilidade de energia solar é maior.

Os sistemas de refrigeração solar são adaptações de ciclos conhecidos de absorção entre dois fluidos. Os ciclos de compressão movidos a eletricidade possuem um coeficiente de eficácia maior do que os obtidos pelos ciclos de absorção. Este resultado poderia ser considerado comprometedor para os ciclos de absorção se não fosse o fato deles poderem utilizar a energia solar ou aproveitar o calor proveniente de algum dispositivo que seria dissipado para a atmosfera (cogeração).

Dois tipos de ciclos de absorção podem ser aplicados na utilização de energia solar, o de dois ou de três fluidos. No ciclo de dois fluidos necessita-se de energia mecânica para o funcionamento da bomba para a passagem do fluido do lado de baixa para alta pressão dificultando a sua utilização com energia solar, mas este fato não inviabiliza a sua utilização porque o dispositivo necessário para acionar a bomba é bem mais simples e econômico que um compressor. O ciclo de três fluidos geralmente usa como fluidos, hidrogênio, água e amônia, sendo que o hidrogênio, mantêm-se no estado gasoso em todo o sistema de alta pressão encarregando-se de manter a pressão igualada na área de evaporação. Este sistema não necessita de energia mecânica

adicional, funcionando apenas com energia solar ou energia de um sistema de cogeração.

Para o armazenamento de produtos agrícolas nas temperaturas de 2 a 4°C na Índia, um sistema de refrigeração solar híbrido foi desenvolvido por OERTEL E FISCHER (1998), utilizando a energia solar através de um coletor de placas e calor produzido com a combustão de resíduos. Devido às propriedades termodinâmicas do metanol inferiores em relação à água, o sistema apresentou eficiência reduzida. Os cálculos mostram que o COP (coeficiente de performance) de um sistema de refrigeração comercial de adsorção é em torno de 30% quando se opera o sistema com metanol/silicagel. Concluiu-se que a relação entre as massas fixas, devem ser minimizadas para que a transferência de calor seja maximizada aumentando a eficiência energética. Acelerando-se a transferência de massa para a silicagel, a massa de refrigerante absorvida pode ser melhorada, conseqüentemente aumentando a potência específica.

HAVELSKY (1999) investigou o problema da eficiência energética na avaliação de sistemas de cogeração para a produção combinada de calor, frio e eletricidade. Nesta pesquisa, diversos sistemas de cogeração para a produção combinada de calor, frio e eletricidade foram projetados por meio de simulação computacional visando minimizar o consumo de energia primária. Foram definidas equações sobre eficiência energética de sistemas de cogeração relacionando a energia primária com os parâmetros energéticos dos sistemas projetados. Pelas análises realizadas, concluiu-se que se pode economizar cerca de 60% da energia primária em relação à alternativa de produção individual de calor, frio e eletricidade, especialmente quando o sistema de cogeração é operado durante todo o ano, otimizando a utilização do dispositivo em relação às necessidades de frio e calor.

SOZEN (2001) investigou o efeito de trocadores de calor no desempenho de sistemas de refrigeração por absorção com água-amônia. O efeito foi analisado em termos de desempenho termodinâmico do sistema, considerando-se as irreversibilidades nos processos térmicos, para os seguintes casos: todos os trocadores de calor são incluídos no sistema, somente o trocador de calor de refrigerante está

incluído e só o trocador de calor de mistura está incluído. Os sistemas foram avaliados com base na exergia. As análises de exergia realizadas mostraram que as perdas de exergia em um dos evaporadores (EV1), no trocador de calor do refrigerante (RHE) e nas bombas são pequenas frações da perda de exergia total do sistema. Concluiu-se que o EV1, o RHE e as bombas são componentes adequados do sistema de refrigeração por absorção água-amônia. As perdas de exergia do evaporador EV1, absorvedor, gerador, trocador de calor de mistura (MHE), segundo evaporador (EV2) e condensador são grandes. Esses componentes do sistema de refrigeração por absorção devem ser melhor projetados para diminuir as perdas de exergia, desta forma, a perda de exergia de cada componente do sistema pode ser reduzida para melhorar o desempenho. Com os resultados obtidos a partir da análise termodinâmica, concluiu-se que os desempenhos obtidos quando o sistema é operado apenas com o MHE é muito próximo ao desempenho obtido quando o sistema é operado com ambos MHE e RHE. Desta forma, o uso do RHE com o MHE no sistema não aumenta o desempenho do sistema como esperado.

FLORIDES et al. (2002) modelaram e simularam um sistema de refrigeração solar por absorção. O sistema foi modelado com o programa de simulação TRNSYS utilizando os parâmetros meteorológicos da Nicósia, Chipre. Inicialmente foi realizada a otimização do sistema a fim de selecionar o coletor mais adequado, o reservatório térmico, o ângulo do coletor, o termostato e a configuração do aquecedor auxiliar. O sistema otimizado consiste em um coletor parabólico de 15 m<sup>2</sup>, inclinado 30° da horizontal, e um reservatório térmico de 600 litros. A área do coletor foi determinada pela análise do ciclo de funcionamento do sistema. O ciclo ótimo do sistema de refrigeração solar selecionado rende uma economia de C£ 1376,00, quando é considerado um combustível não subsidiado. O sistema funcionou com a máxima performance quando o aquecedor auxiliar operou com a temperatura do termostato fixada em 87°C. O sistema integrado ofereceu 84,240 MJ para refrigeração e 41,263 MJ para aquecimento de água.

YONG E SUMATHY (2004) criaram um modelo simples a partir de um conjunto de parâmetros para investigar o desempenho de um sistema solar de ar-

condicionado por adsorção utilizando três composições diferentes de vidros nos coletores: (i) coberto com um único vidro; (ii) coberto com vidros duplos, e (iii) material isolante transparente. O desempenho de um ciclo contínuo de adsorção, com duplo adsorvedor juntamente com recuperação de calor, é medido em termos de temperaturas, coeficiente específico de desempenho da planta solar e poder de refrigeração. Foram estudados alguns parâmetros importantes como os operacionais e os de projeto. Verificou-se que os diferentes vidros escolhidos não apresentaram grande diferença quanto ao desempenho, mas a massa de adsorvente e as capacidades agregadas apresentaram efeitos significativos sobre o desempenho e tamanho do sistema. Os resultados da simulação indicam que o efeito do coeficiente global de transferência de calor não é predominante se a duração do ciclo for maior. Além disso, existe um tempo ótimo para iniciar o aquecimento do adsorvente em cada operação.

ADEWUSI E ZUBAIR (2004) utilizaram a segunda lei da Termodinâmica para estudar o desempenho de um sistema de refrigeração por absorção água-amônia, de um e dois estágios (ARSs), quando alguns parâmetros de projeto são variados. A geração de entropia de cada componente, a geração total de entropia do sistema e o coeficiente de desempenho (COP) do ARSs são calculados a partir das propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho submetidos a diferentes condições. Os resultados mostraram que um sistema de dois estágios apresenta COP maior, enquanto o único sistema de um estágio apresenta um COP menor. Trocadores de calor, absorvedores, condensadores, evaporadores com maior eficácia foram investigados confirmar a expectativa.

EZZINE et al. (2004) abordaram a modelagem e a simulação termodinâmica de um chiller de absorção com água e amônia de duplo efeito de acordo com Segunda Lei da Termodinâmica. A simulação computacional foi realizada a fim de determinar as propriedades de fluxo e as quantidades de calor e trabalho trocados com o meio envolvente. Os resultados da simulação foram utilizados para estudar a influência dos diversos parâmetros operacionais sobre o coeficiente de desempenho do chiller. A Segunda Lei da Termodinâmica foi aplicada para quantificar a irreversibilidade de

cada componente do chiller e para determinar o potencial global de cada componente do sistema e a contribuição para a eficiência energética. Os resultados indicaram que o absorvedor, os trocadores de calor de solução e os condensadores têm o maior potencial para melhorar a eficiência energética do chiller.

DANXING et al. (2006) propuseram um ciclo de potência e refrigeração por absorção combinados, e realizaram uma análise termodinâmica da performance do ciclo utilizando diagramas log p-T, log p-h e T-s. Com base em dois critérios de desempenho, foram analisadas a eficiência térmica total e a eficiência exergética por meio de simulação. A eficiência térmica global do ciclo foi de 24,2% e a eficiência exergética foi de 37,3%.

MARTINS (2005) apresentou um modelo computacional geral para regeneradores que são alimentados pelo 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. A combinação do modelo físico simplificado proposto com o esquema adotado de volumes finitos para a discretização numérica das equações diferenciais é chamado de modelo de elementos de volume. 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 o método proposto permite a utilização de uma malha convergida esparsa para todas as simulações realizadas, conseqüentemente combinando precisão numérica com baixo tempo computacional.

FANA et al. (2007) investigaram o estado da arte das tecnologias de refrigeração solar por sorção (absorção e adsorção). As áreas de aplicação destas tecnologias são classificadas por demanda de refrigeração. A energia solar aplicada a sistemas de refrigeração por sorção, é uma alternativa tecnológica que pode não somente atender as necessidades de sistemas de ar condicionado e refrigeração, mas também atender a demanda para a conservação da energia e proteção ao meio-ambiente. No entanto, muito trabalho ainda precisa ser realizado para que estes sistemas substituam aplicações convencionais na indústria de refrigeração.

TRIPANAGNOSTOPOULOS et al. (2007) investigaram as lentes de Fresnel, são lentes ópticas utilizadas como dispositivos para a concentração da radiação solar, com menor volume e peso, menor distância focal e menor custo, em comparação com às lentes de espessura normal. A vantagem de separar a radiação solar direta da radiação solar difusa torna as lentes de Fresnel adequadas para a iluminação de espaços interiores, fornecendo luz em nível e intensidade adequados e sem contrastes. Neste trabalho, o conceito das lentes de Fresnel é sugerido para o controle solar de edifícios e para manter a iluminação e a temperatura no interior em intensidades confortáveis. Um laboratório em escala experimental apresentou resultados, dando uma idéia sobre a aplicação deste sistema óptico. O recolhimento de 60-80% da radiação solar transmitida através das lentes de Fresnel sobre absorvedores lineares deixam o restante a ser distribuído no espaço interior para a necessidade térmica e de iluminação. As lentes de Fresnel podem ser combinadas com função térmica, fotovoltaica, híbrida fotovoltaica/térmica, absorvedora e concentradora de radiação solar na forma de calor, eletricidade ou ambos. Ao usar as lentes com função térmica ou absorvedora de baixa temperatura, pode ser alcançada uma eficiência de 50%. Considerando com função fotovoltaica, pode ser obtida uma saída elétrica satisfatória. No que diz respeito ao efeito que sugeriu sistema de Edifício como espaço frio, os resultados mostraram uma

redução satisfatória na temperatura, superior a 10°C para água fria através de absorvedor.

ALGHOUL et al. (2007) apresentaram uma revisão de sistemas de adsorção solar multi-proposta. As várias concepções do sistema solar de adsorção relatadas na literatura foram apresentadas. Um sistema de adsorção solar foi projetado para ser utilizado como refrigerador e também para o aquecimento de água. O sistema pode ser operado intermitentemente ou continuamente. Na operação em modo intermitente o processo de arrefecimento ocorre durante a noite, enquanto em modo contínuo o processo ocorre durante o dia e a noite.

BERNDSSEN et al. (2006) investigaram experimentalmente a possibilidade de utilização de sistemas de trigerção para a conservação de energia, e sua prática relevante no incremento da eficiência em processos industriais. Máquinas térmicas, para produzir trabalho obrigatoriamente não usam todo o fornecimento de energia na forma de calor por consequência da segunda lei da termodinâmica. Os sistemas em sua maioria não utilizam toda a energia disponível e a rejeitam na forma de calor. Este tipo de calor rejeitado é abundante em plataformas e em refinarias de petróleo. O sistema de trigerção desenvolvido utilizou gases quentes de exaustão para a produção de vapor de água através de trocadores de calor para o aquecimento, sendo que para produção de frio foi utilizado um sistema de refrigeração por absorção. O trabalho consistiu no projeto e na construção do protótipo em laboratório, sua caracterização operacional e instrumentação.

HOVSAPIAN et al. (2008) discutiram o comportamento de sistemas de ar condicionado e refrigeração, alimentados por energia solar com o objetivo de determinar as taxas de refrigeração, os fluxos de massa, as áreas de transferência de calor e a arquitetura interna. Um sistema de cogeração híbrido consistindo em concentrador solar, receptor, queimador e reservatório térmico produz simultaneamente, água quente e refrigeração através de um sistema de absorção. Foi desenvolvido um modelo matemático simplificado que combina, através de correlações fundamentais e empíricas, os princípios da termodinâmica clássica e a transferência de massa e calor. O modelo proposto é utilizado para simular



numericamente o sistema em comportamento transitório estabilizado. Um sistema de otimização formado por um pequeno tempo computacional é utilizado para a busca da máxima performance (ou mínima destruição de exergia – por projeto construtivo) em busca dos tempos mínimos de "pull-down" e "pull-up", e máximo rendimento para da Segunda Lei da Termodinâmica. Como resultado, foi obtido um modelo útil para simulação, projeto e otimização de sistemas alimentados por energia solar no contexto de geração de energia distribuída.

Ciclos movidos a calor podem usar calor rejeitado proveniente de outros processos e energia solar para refrigeração e condicionamento de ar. Sistemas de sorção, por processos de absorção ou de adsorção são utilizados para produzir resfriamento. Por exemplo, esforços nesta direção foram feitos por diversos autores de artigos em refrigeração por absorção: materiais absorventes inovadores, e trocadores de calor melhoraram a potência de resfriamento específico (SCP) e alcançaram um coeficiente de performance (COP, definido como a razão entre a taxa de capacidade de refrigeração efetiva e a taxa de calor recebido) de 0,39; simulação numérica e otimização obtiveram valores típicos para o COP por volta de 0,15; sistemas experimentais de 2 estágios e diversos ciclos diferentes (por exemplo, recuperação de calor contínuo, recuperação de massa, onda térmica, efeito múltiplo em cascata, aquecimento e resfriamento híbrido) obtiveram valores para o COP, próximos a 0,5 (HOVSAPIAN et al., 2008; WANG E OLIVEIRA, 2006; KHATTAB, 2006; ALAN et al., 2001; SAHA et al., 2001; WANG 2001).

TIERNEY (2007) simulou um chiller de absorção de brometo de lítio de simples e duplo efeito e diferentes combinações de coletor de placas para investigar a possibilidade de redução de queima de gás, encontrando o maior potencial de 86% para o refrigerador de duplo efeito. HASAN E GOSWANI (2003) apresentaram uma análise de energia solar e ciclo de refrigeração descobrindo que aumentando a temperatura da fonte obtém-se uma maior eficiência de primeira lei, mas associada a maior destruição de exergia. Outro estudo referente a um sistema de refrigeração por absorção acionado por coletor solar, o qual foi simulado por uma fonte de calor de não mais do que 80%,

alcançando temperaturas geradas de até 73°C, temperaturas de evaporação baixas, como -2°C, e um alcance do COP de 0,24-0,28 (SIERRA et al., 1993).

Sistemas de refrigeração com ejetor, isolados ou combinados a sistemas de absorção também têm sido assunto de pesquisa para vários autores com energia solar simulada por fontes elétricas em laboratório ou em sistemas reais, com o potencial de implementação através de dados meteorológicos e análise exergética (SANKARLAL E MANI, 2006; KALOGIROU, 2004; SOZEN E OZALP, 2005; PRIDASAWAS E LUNDQVIST, 2004). Devido ao crescente interesse de ciclos de refrigeração por absorção movidos a fontes de calor de baixas temperaturas, MEDRANO et al. (2001) conduziram simulações numéricas para testar misturas de fluidos orgânicos alternativos como trifluoretanol (TFE) tetraetilenoglicol éterdimetil (TEGDME ou E181) e metanol/TEGMDE, em uma série de fluxos e ciclos de absorção, as quais mostraram performances melhores do que a mistura de água/amônia (por exemplo, 15% melhor com a mistura TFE/TEGDME).

Assim, sistemas de refrigeração movidos a calor foram considerados práticos e viáveis, mas o baixo COP e as grandes dimensões são obstáculos a serem superados. A otimização termodinâmica é uma maneira possível de se alcançar uma melhor performance e uma redução dimensional a fim de tornar esse sistema comercialmente competitivo.

O método de minimização da geração de entropia surgiu durante as últimas três décadas como um campo distinto na transferência de calor (BEJAN, 1982; BEJAN E MAMUT 1999; BEJAN, 2002). O método consiste na aplicação simultânea dos princípios da Termodinâmica e da Transferência de Calor na busca de modelos realistas, dispositivos e instalações, isto é, modelos que considerem a inerente irreversibilidade de calor, massa e processos de correntes de fluidos. Na engenharia, o método de minimização da geração da entropia é conhecido também como otimização termodinâmica de projeto. O método tem ganhado maior importância no contexto de forma e estrutura em engenharia e natureza, como uma das bases da teoria construtal (BEJAN, 2000).

Na área de refrigeração, diversos autores otimizaram sistemas baseados no método da minimização de geração de entropia, como no caso do ciclo de compressão do vapor (BEJAN, 1989; BEJAN et al., 1995; VARGAS et al., 1996; KLEIN, 1992; RADCENCO et al., 1994). Os sistemas foram otimizados pela maximização da carga de refrigeração (taxa de extração de calor do espaço frio), que corresponde a minimização da taxa de geração de entropia do espaço frio da planta de refrigeração.

Pela revisão bibliográfica realizada, nenhum modelo matemático em regime transiente foi encontrado na literatura para plantas híbridas por coletor solar e queima de gás para aquecimento de água e refrigeração, que abordasse em termos genéricos, i.e., não dimensionalmente, a variação de parâmetros de projeto e de operação e o efeito no desempenho do sistema. Além desses aspectos, verificou-se que nenhum modelo foi encontrado que tivesse sido utilizado para a otimização termodinâmica geral do sistema, i.e., que identificasse valores ótimos de parâmetros para mínimos tempos de “*pull-down*” e de “*pull-up*”, bem como para máxima eficiência de segunda lei da Termodinâmica.

## 2.1 OBJETIVOS

Nesta dissertação considera-se o problema fundamental da Termodinâmica de como extrair o máximo da taxa de entrada de exergia de um sistema de aquecimento de água e de refrigeração de alimentação híbrida a coletor solar e a gás combustível. Os objetivos desta dissertação são: i) introduzir um modelo matemático transiente geral para um sistema de aquecimento de água e refrigeração de alimentação híbrida a coletor solar e a gás combustível, e ii) minimizar os tempos de “*pull-up*” e “*pull-down*” e de como extrair o máximo da taxa de entrada de exergia do sol ou do combustível. A abordagem é interdisciplinar e busca simultaneamente: (i) a otimização local de componentes e processos; (ii) a integração e configuração do sistema global. O modelo é representado por um sistema de equações diferenciais ordinárias com relação ao tempo. A solução consiste nas temperaturas de cada volume de controle, a partir das quais, as taxas de transferência de calor para aquecimento de água e refrigeração, taxas de exergia e eficiência combinada de segunda lei da Termodinâmica são computadas

como funções do tempo, a fim de analisar a operação em regime transiente do sistema integrado. O modelo é simples, eficiente e de rápido processamento, para que seja possível simular a resposta do sistema em regime transiente ou permanente em um grande número de configurações geométricas e operacionais.

### 3. MODELO MATEMÁTICO DO SISTEMA SOLAR HÍBRIDO

#### 3.1 GERAL

Um diagrama completo do sistema solar híbrido proposto é mostrado na Figura 1. O sistema de refrigeração solar híbrido é constituído por 4 componentes básicos: o coletor solar, o reservatório térmico, o refrigerador por absorção e o trocador de calor de água quente. O coletor solar é um dispositivo onde pode se verificar a transmissão de calor através dos três processos: condução, convecção e radiação. A energia solar que incide por radiação é absorvida pelas placas coletoras, que transmitem a parcela absorvida desta energia para a água que circula no interior da tubulação de cobre, sendo que uma pequena parte é refletida para o ar que envolve a chapa. A eficiência do coletor é dada pela proporção dessas três parcelas de energia (absorvida, transmitida e refletida) em relação à quantidade total de energia incidente. Dessa forma, o coletor será mais eficiente quanto maior for a quantidade de energia transmitida para o fluido.

O fluido térmico utilizado no sistema circula com o auxílio de uma bomba passando continuamente pelo coletor e retornando ao reservatório térmico assim aumentando sua temperatura a cada ciclo e conseqüentemente a temperatura do reservatório. Este fluido aquecido circula com o auxílio de uma bomba por uma segunda tubulação até o refrigerador por absorção transmitindo o calor necessário para o seu funcionamento e retornando para o reservatório térmico.

O calor excedente do fluido pode ainda ser utilizado para aquecer água através de um trocador de calor (serpentina) imerso no reservatório. Para complementar a quantidade de calor necessário ao processo, pode-se utilizar um queimador de gás, o qual aquece o reservatório térmico, como por exemplo, no período da noite fazendo com que o sistema seja híbrido solar e a combustão, podendo assim funcionar de forma contínua.

Para representar matematicamente, o sistema total foi dividido em três subsistemas integrados: (i) coletor solar; (ii) tanque de armazenamento de energia e trocador de calor de água quente, e (iii) trocador de calor regenerador e refrigerador de

absorção. Na sequência, apresenta-se o modelo matemático de acordo com esta divisão e, na última parte deste capítulo, apresenta-se o modelo matemático através de equações normalizadas.

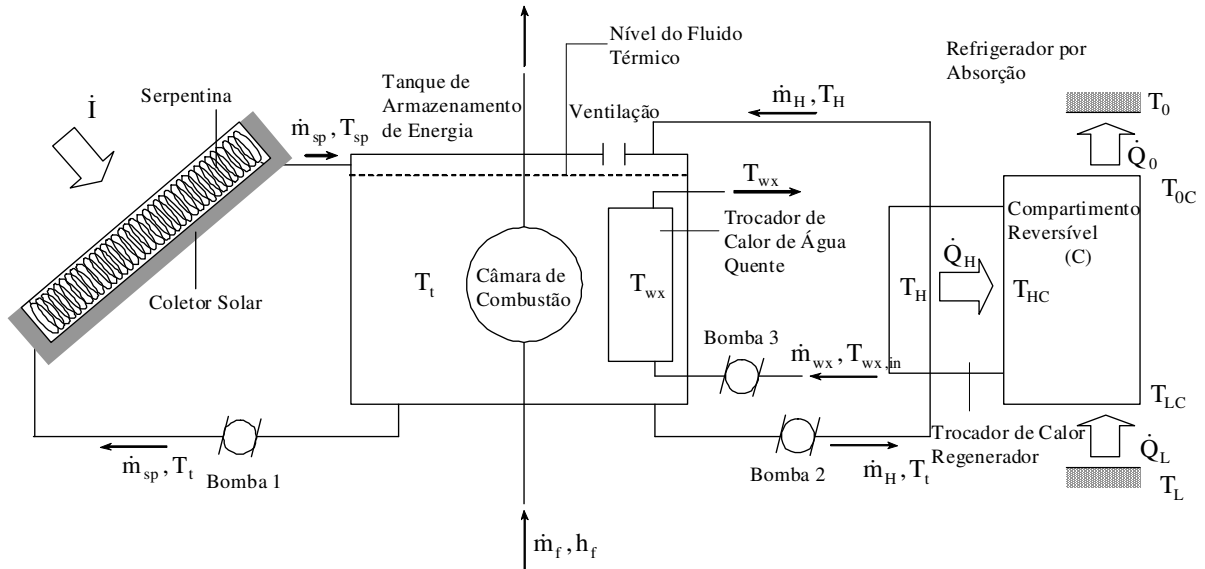


FIGURA 1 – REFRIGERADOR SOLAR (VARIÁVEIS DIMENSIONAIS)

### 3.2 COLETOR SOLAR

As interações da radiação térmica são calculadas pelas superfícies envolvidas no sistema. A taxa de transferência de calor na superfície do coletor é dada por:

$$\dot{Q}_c = (H_c - B_c) A_c \tag{1}$$

$$\dot{Q}_c = [\alpha i - \epsilon_c \sigma (T_c^4 - T_o^4)] A_c, \tag{2}$$

onde  $\dot{Q}_c$  é a taxa líquida de calor recebida pelo coletor solar (W),  $H_c$  a radiação incidente,  $B_c$  a radiação que deixa a superfície do coletor,  $i$  a radiação solar incidente de um feixe direto do sol e composta de uma componente difusa e de uma componente refletida ( $W/m^2$ ),  $T_c$  a temperatura do coletor solar (K),  $T_o$  a temperatura ambiente (K),  $\alpha$  a absorvidade,  $\epsilon_c$  a emissividade da superfície do coletor solar,  $\sigma$  a constante

de Stefan-Boltzman ( $5,670 \times 10^{-8} \text{ Wm}^{-2} \text{ K}^{-4}$ ) e  $A_c$  é a área da superfície do coletor exposta ( $\text{m}^2$ ).

Para um determinado sistema refrigerador de absorção, como esquematizado na Figura 1, pode-se definir a condutância global de transferência de calor (UA):

$$UA = (UA)_H + (UA)_L + (UA)_o, \quad (3)$$

onde  $(UA)_H$  é a condutância térmica do trocador de calor regenerador (W/K),  $(UA)_L$  a condutância térmica do espaço refrigerado e  $(UA)_o$  a condutância térmica do ambiente.

Aplicando-se a primeira Lei da Termodinâmica aos subsistemas coletor solar e serpentina do sistema simplificado na Figura 1, obtém-se as Equações (4) e (5), que relacionam as temperaturas como função do tempo:

$$\frac{dT_c}{dt} = \frac{[\dot{Q}_c - (UA)_{c,w}(T_c - T_o) - \dot{Q}_{sp}]}{m_c c_c}, \quad (4)$$

onde  $t$  é o tempo em segundos (s),  $\dot{Q}_{sp}$  a taxa de transferência de calor do coletor para a serpentina (W),  $m_c$  a massa total do coletor solar (kg), e  $c_c$  o calor específico do coletor solar ( $\text{J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$ ).

$$\frac{dT_{sp}}{dt} = \frac{\left\{ \dot{Q}_{ss} + \dot{Q}_{sp} - \dot{W}_{fr,sp} \right\}}{m_{sp,s} c_s}, \quad (5)$$

onde  $T_{sp}$  é a temperatura da serpentina (K),  $\dot{Q}_{ss}$  a taxa de transferência de calor entregue para o pela serpentina (W),  $\dot{W}_{fr,sp}$  a taxa de trabalho realizado pela resistência ao escoamento na serpentina,  $m_{sp,s}$  a massa de fluido térmico na serpentina (kg), e  $c_s$  o calor específico do fluido térmico ( $\text{J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$ ).

Supõe-se que o fluido térmico selecionado não muda de fase na serpentina. Assim, as expressões consideradas para estimar  $\dot{Q}_{sp}$ ,  $\dot{Q}_{ss}$  e  $m_c c_c$  são as seguintes:

$$\dot{Q}_{sp} = (UA)_{sp} (T_c - T_{sp}) \quad (6)$$

$$\dot{Q}_{ss} = \dot{m}_s c_s (T_t - T_{sp}), \quad (7)$$

onde  $m_c c_c = m_{sp} c_{sp} + m_{c,air} c_{v,air} + m_{c,wg} c_{c,wg} + m_{c,wm} c_{c,wm}$ ,  $T_t$  é a temperatura do tanque (K),  $\dot{m}_s$  o fluxo de massa do fluido (kg/s),  $m_{sp}$  a massa da serpentina (kg),  $c_{sp}$  o calor específico da serpentina ( $\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ ),  $m_{c,air}$  a massa de ar no coletor (kg),  $c_{v,air}$  o calor específico do ar a volume constante ( $\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ ),  $m_{c,wg}$  a massa das paredes de vidro no coletor (kg),  $c_{c,wg}$  o calor específico do vidro ( $\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ ),  $m_{c,wm}$  a massa de paredes de metal do coletor (kg), e  $c_{c,wm}$  o calor específico do metal ( $\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ ).

A taxa de trabalho é determinada por (BEJAN, 1993):

$$\dot{W}_{fr,sp} = \frac{\dot{m}_{sp} \Delta p_{sp}}{\rho_s} \quad (8)$$

onde  $\rho_s$  é a massa específica do fluido na serpentina ( $\text{kg/m}^3$ ) e  $\Delta p_{sp}$  a perda de pressão na serpentina (m), determinada por:

$$\Delta p_{sp} = 2f \frac{L_{sp}}{D_{sp}} \rho_s u_{sp}^2, \quad u_{sp} = \frac{4}{\pi} \frac{\dot{m}_{sp}}{\rho_s D_{sp}^2} \quad (9)$$

onde  $f$  é o coeficiente de atrito,  $L_{sp}$  o comprimento da serpentina (m) e  $D_{sp}$  o diâmetro da serpentina (m).

### 3.3 TANQUE DE ARMAZENAMENTO DE ENERGIA E TROCADOR DE CALOR DE ÁGUA QUENTE

A energia solar coletada é armazenada em um tanque que contém uma massa de fluido térmico (por exemplo, etileno-glicol). De acordo com a Figura 1, aplicando-se a Lei de Conservação de Energia aos dois volumes de controle no tanque (fluido térmico/paredes do tanque/câmara de combustão e trocador de calor da água quente) resulta:

$$\frac{dT_t}{dt} = \left\{ \dot{Q}_{wx} + \dot{Q}_{cc} - (UA)_{tw} (T_t - T_o) - \dot{Q}_{ss} - \dot{Q}_{Hs} \right\} \frac{1}{m_t c_t}, \quad (10)$$



onde  $\dot{Q}_{wx}$  é a taxa de transferência de calor do trocador de calor de água quente (W),  $\dot{Q}_{cc}$  a taxa de transferência de calor da câmara de combustão para o fluido térmico (W),  $(UA)_{tw}$  a condutância térmica da parede do tanque (W/K),  $\dot{Q}_{Hs}$  a taxa de transferência de calor do fluido térmico para o trocador de calor regenerador (W).

As expressões consideradas para estimar  $\dot{Q}_{wx}$ ,  $\dot{Q}_{Hs}$ ,  $\dot{Q}_{cc}$  e  $m_t c_t$  são as seguintes:

$$\dot{Q}_{wx} = (UA)_{t,wx} (T_{wx} - T_t) \quad (11)$$

$$\dot{Q}_{Hs} = \dot{m}_H c_s (T_t - T_H) \quad (12)$$

$$\dot{Q}_{cc} = \eta_{lcc} LHV_f \dot{m}_f \quad (13)$$

$$m_t c_t = (m_{t,s} c_s + m_{t,w} c_{t,w} + m_{cc} c_{cc}), \quad (14)$$

onde  $(UA)_{t,wx}$  é a condutância térmica do trocador regenerador (W/K),  $T_{wx}$  a temperatura do trocador de calor regenerador (K),  $\dot{Q}_{Hs}$  a taxa de transferência de calor do trocador de calor regenerador (W),  $\dot{m}_H$  o fluxo de massa do fluido no trocador de calor regenerador (kg/s),  $T_H$  a temperatura do trocador de calor regenerador (K),  $\dot{Q}_{cc}$  a taxa de transferência de calor da câmara de combustão para o fluido térmico (W),  $\eta_{lcc}$  o rendimento da câmara de combustão segundo a Primeira Lei da Termodinâmica,  $LHV_f$  o poder calorífico inferior do combustível (J/kg),  $\dot{m}_f$  a vazão mássica de combustível (kg/s),  $m_{t,s}$  a massa de fluido térmico no tanque (kg),  $m_{t,w}$  a massa das paredes do tanque (kg),  $c_{t,w}$  o calor específico das paredes do tanque ( $\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ ),  $m_{cc}$  a massa da câmara de combustão (kg) e  $c_{cc}$  o calor específico da câmara de combustão ( $\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ ).

Considerando-se que a água não se submete a mudança de fase no trocador de calor e no modelo de matéria incompressível, resulta:

$$\frac{dT_{wx}}{dt} = \left[ m_{wx} c_{wx} (T_{wx,in} - T_{wx}) - \dot{Q}_{wx} - \dot{W}_{fr,wx} \right] \frac{1}{m_h c_h} \quad (15)$$

$$m_h c_h = (m_{wx} c_{wx} + m_{hx} c_{hx}), \quad (16)$$

onde  $T_{wx}$  é a temperatura da água que sai do trocador de água quente (K),  $m_{wx}$  a massa de água que sai do trocador de calor de água quente (kg),  $c_{wx}$  o calor específico da água ( $\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$ ),  $T_{wx,in}$  a temperatura da água que entra no trocador de calor de água quente (K),  $m_{hx}$  a massa de material sólido do trocador de calor de água quente (kg), e  $c_{hx}$  o calor específico do material do trocador de calor de água quente ( $\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$ ).

A taxa de trabalho realizado pela resistência ao escoamento no trocador de calor de água quente (wx),  $\dot{W}_{fr,wx}$  é dada por:

$$\dot{W}_{fr,wx} = \frac{\dot{m}_{wx} \Delta p_{wx}}{\rho_{wx}}, \Delta p_{wx} = 2f \frac{L_{wx}}{D_{wx}} \rho_{wx} u_{wx}^2, u_{wx} = \frac{4}{\pi} \frac{\dot{m}_{wx}}{\rho_{wx} D_{wx}^2} \quad (17)$$

onde  $f$  é o coeficiente de atrito,  $L_{wx}$  o comprimento do trocador de calor de água quente (m) e  $D_{wx}$  o diâmetro dos tubos do trocador de calor de água quente (m).

### 3.4 TROCADOR DE CALOR DE REGENERAÇÃO E REFRIGERADOR DE ABSORÇÃO

O sistema refrigerador de absorção mostrado na Figura 1 tem entrada de trabalho desprezível. O ciclo é movido pela taxa de transferência de calor  $\dot{Q}_H$  (regenerador) recebido pelo trocador de calor a uma temperatura média  $T_H$ . A carga de refrigeração  $\dot{Q}_L$  (evaporador) é removida do espaço refrigerado a  $T_L$ , e a taxa de transferência de calor  $\dot{Q}_O$  (condensador e absorvedor) é rejeitada ao ambiente, que se encontra à temperatura  $T_O$ . O refrigerador opera irreversivelmente devido aos mecanismos geradores de entropia que estão presentes.

No modelo adotado, o refrigerador é considerado reversível internamente (endorreversível), isto é, irreversibilidades internas são supostas desprezíveis em presença das irreversibilidades dos trocadores de calor devido às diferenças finitas de temperatura (BEJAN et al., 1995; VARGAS et al., 1996; KLEIN, 1992) O rótulo e

índices C na Figura 1 são uma alusão ao nome de Carnot a fim de sugerir um sistema que opera reversivelmente.

A entrada de calor para o sistema de refrigeração por absorção, é provida por um trocador de calor regenerador. A efetividade do regenerador,  $\lambda$ , é definida por:

$$\lambda = \frac{\dot{Q}_{Hs}}{\dot{Q}_{H,max}}, \quad (18)$$

$$\dot{Q}_{Hs} = \dot{m}_H c_s (T_i - T_H), \quad (19)$$

onde  $\dot{Q}_{Hs}$  é a verdadeira taxa de transferência de calor entre o fluido térmico e a solução água/amônia no sistema de refrigeração, e  $\dot{m}_H$  a vazão mássica de etileno-glicol no trocador de calor regenerador (kg).

A Equação (20) define a taxa máxima possível de transferência de calor:

$$\dot{Q}_{H,max} = \dot{m}_H c_s (T_i - T_{HC}) \quad (20)$$

A máxima transferência de calor somente poderá ocorrer em processo reversível, quando a temperatura medida no lado quente do regenerador for igual à temperatura do lado frio do regenerador,  $T_{HC}$ . Portanto, é possível escrever:

$$T_{HC} = \frac{T_H - (1 - \lambda)T_i}{\lambda} \quad (21)$$

Para um trocador de calor de contra-corrente, no qual um dos fluidos experimenta uma mudança de fase a uma pressão aproximadamente constante (BEJAN, 1993), a efetividade é calculada por:

$$\lambda = 1 - \exp(-NTU_H) \quad (22)$$

$$NTU_H = \frac{(UA)_H}{\dot{m}_H c_s}, \quad (23)$$

onde  $NTU_H$  é o número de unidades de transferência de calor no trocador de calor regenerador, e  $(UA)_{H,w}$  a condutância térmica das paredes do trocador de calor regenerador (W/K).

A primeira lei da termodinâmica aplicada ao lado quente do regenerador indica que:

$$\frac{dT_H}{dt} = \left\{ \dot{Q}_{H_s} - \dot{Q}_H - (UA)_{H,w} (T_H - T_o) - \dot{W}_{fr,H} \right\} \frac{1}{m_H c_s} \quad (24)$$

e com  $T_{HC}$  calculado da Equação (21), segue-se que:

$$\dot{Q}_H = (UA)_H (T_H - T_{HC}), \quad (25)$$

onde  $(UA)_{H,w}$  é a condutância térmica das paredes do trocador de calor regenerador (W/K).

A taxa de trabalho realizado pela resistência ao escoamento no trocador de calor regenerador (H),  $\dot{W}_{fr,H}$  é determinada por:

$$\dot{W}_{fr,H} = \frac{\dot{m}_H \Delta p_H}{\rho_s}, \quad \Delta p_H = 2f \frac{L_H}{D_H} \rho_s u_H^2, \quad u_H = \frac{4}{\pi} \frac{\dot{m}_H}{\rho_H D_H^2} \quad (26)$$

onde  $f$  é o coeficiente de atrito,  $L_H$  o comprimento do trocador de calor de água quente (m) e  $D_H$  o diâmetro dos tubos do trocador de calor regenerador (m).

A inércia térmica do evaporador do sistema de absorção, condensador e absorvedor são desprezados em presença das inércias presentes no sistema híbrido (coletor solar, tanque de armazenamento de energia, trocador de calor regenerador e espaço refrigerado). Conseqüentemente,  $\frac{dT_{LC}}{dt}$  (evaporador) e  $\frac{dT_{OC}}{dt}$  (condensador/absorvedor) são desprezíveis e as equações do sistema de refrigeração são desenvolvidas para condições de estado estacionário, como se segue:

$$\dot{Q}_o = (UA)_o (T_{oc} - T_o) \quad (27)$$

$$\dot{Q}_L = (UA)_L(T_L - T_{LC}) \quad (28)$$

$$\dot{Q}_H + \dot{Q}_L = \dot{Q}_0 \quad (29)$$

$$\frac{\dot{Q}_H}{T_{HC}} + \frac{\dot{Q}_L}{T_{LC}} = \frac{\dot{Q}_0}{T_{OC}}, \quad (30)$$

onde  $T_{LC}$  é a temperatura do espaço refrigerado (K),  $T_{OC}$  a temperatura no lado do fluido de trabalho do compartimento reversível em contato com o ambiente (K),  $T_L$  a temperatura do espaço refrigerado (K),  $\dot{Q}_0$  a taxa de transferência de calor para o ambiente (W) e  $\dot{Q}_L$  a taxa de transferência de calor para o espaço refrigerado (W).

A Equação (30) é a segunda Lei da Termodinâmica aplicada ao compartimento reversível do refrigerador por absorção mostrado na Figura 1, isto é, naquele compartimento  $S_{ger} = 0$ . As incógnitas são  $\dot{Q}_0$ ,  $\dot{Q}_L$ ,  $T_{LC}$ ,  $T_{OC}$  e  $T_L$ . A equação para calcular  $T_L$  é obtida de um balanço de energia no espaço refrigerado:

$$\frac{dT_L}{dt} = \left\{ \dot{Q}_{cs} - \dot{Q}_L - (UA)_{L,w}(T_L - T_o) \right\} \frac{1}{m_L c_L}, \quad (31)$$

onde  $\dot{Q}_{cs}$  é a carga térmica do espaço refrigerado (W),  $(UA)_{L,w}$  a condutância térmica das paredes do espaço refrigerado (W/K),  $m_L$  a massa contida no espaço refrigerado (kg) e  $c_L$  o calor específico do espaço refrigerado ( $\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$ ).

### 3.5 EQUAÇÕES NORMALIZADAS

O sistema de equações apresentado nos itens anteriores foi formulado com variáveis dimensionais, i.e., com unidades físicas. É conveniente buscar uma formulação alternativa que elimine as dimensões físicas, com dois objetivos principais:

1. Estabilidade numérica: a adimensionalização das variáveis busca colocar os números calculados próximos da unidade, evitando a divergência do algoritmo, possível de ocorrer com as variáveis dimensionais originais, e
2. Generalização de resultados: com a adimensionalização, os resultados são normalizados, i.e., os gráficos e/ou tabelas numéricas obtidos passam a ser

válidos para qualquer configuração geométrica (ou arquitetura) de características físicas e funcionais semelhantes às do sistema analisado neste trabalho.

Na Figura 2, apresenta-se o diagrama completo do sistema solar híbrido investigado, com a identificação das variáveis adimensionais.

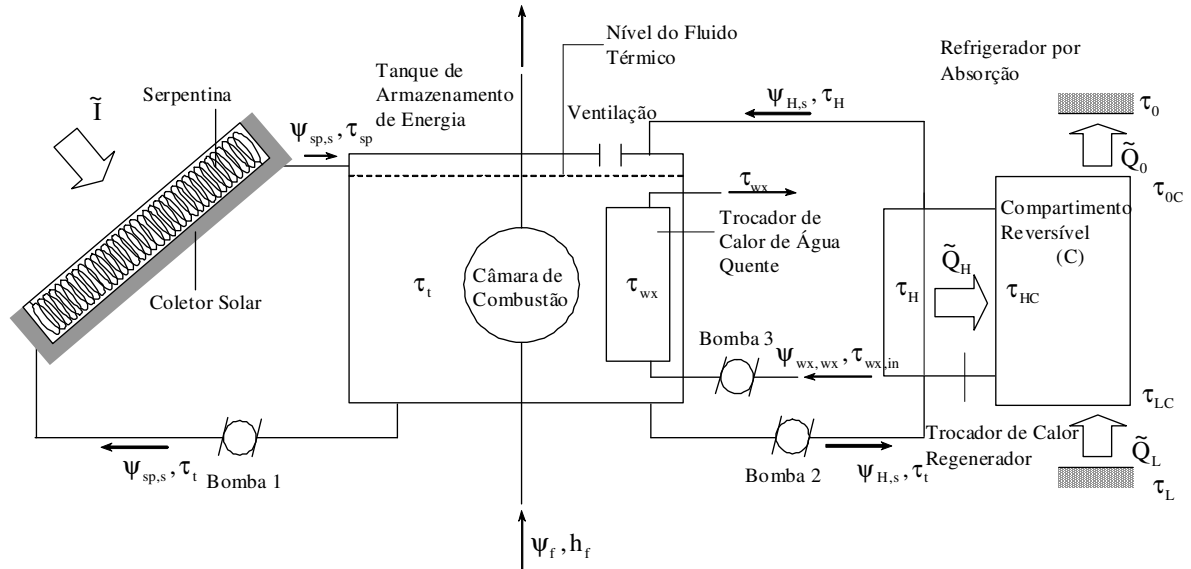


FIGURA 2 – REFRIGERADOR SOLAR (VARIÁVEIS ADIMENSIONAIS)

As equações são normalizadas partindo-se da definição de variáveis adimensionais descritas a seguir. Para todo o sistema, as condutâncias térmicas adimensionais são definidas por:

$$\gamma_i = \frac{(UA)_i}{UA} \tag{32}$$

As taxas adimensionais de transferência de calor, e de trabalho (ver ilustração na Figura 2) e as temperaturas adimensionais são definidas por:

$$\tilde{Q}_i = \frac{\dot{Q}_i}{UAT_0}, \tilde{W}_{fr,i} = \frac{\dot{W}_{fr,i}}{UAT_0}, \tau_i = \frac{T_i}{T_0} \tag{33}$$

As variáveis adimensionais de tempo, a massa, a capacidade térmica e o calor específico são definidas por:

$$\tilde{t} = \frac{t}{(m_{H,s} c_s)/(UA)}, \quad \tilde{m} = \frac{m_i}{m_{H,s}}, \quad \psi_{i,j} = \frac{\dot{m}_i c_j}{UA}, \quad \tilde{c}_i = \frac{c_i}{c_s} \quad (34)$$

Aplicando-se os parâmetros de adimensionalização definidos pelas equações (32), (33) e (34) nas equações (4) e (5), obtém-se:

$$\frac{d\tau_c}{d\tilde{t}} = \left\{ \tilde{Q}_c - \gamma_{c,w} (\tau_c - I) - \tilde{Q}_{sp} \right\} \frac{I}{\tilde{m}_c \tilde{c}_c} \quad (35)$$

$$\frac{d\tau_{sp}}{d\tilde{t}} = \left\{ \tilde{Q}_{ss} + \tilde{Q}_{sp} - \tilde{W}_{fr,sp} \right\} \frac{I}{\tilde{m}_{sp,s}}, \quad (36)$$

onde  $\tilde{Q}_c = \tilde{I} - \tilde{\varepsilon}_c (\tau_c^d - I)$ ,  $\tilde{I} = \frac{\alpha A_c \dot{I}}{(UA)T_o}$ ,  $\tilde{\varepsilon}_c = \frac{\varepsilon \sigma T_o A_c}{(UA)}$ ,  $\tilde{Q}_{sp} = \gamma_{sp} (\tau_c - \tau_{sp})$ ,  $\tilde{Q}_{ss} = \psi_{ss} (\tau_t - \tau_{sp})$ , e  $\tilde{m}_c \tilde{c}_c = (m_{sp} c_{sp} + m_{c,air} c_{v,air} + m_{c,wg} c_{c,wg} + m_{c,wm} c_{c,wm}) / (m_{H,s} c_s)$ .

Da mesma forma as equações (10), (11) e (12) se transformam em:

$$\frac{d\tau_t}{d\tilde{t}} = \left\{ \tilde{Q}_{wx} + \tilde{Q}_{cc} - \gamma_{t,w} (\tau_t - I) - \tilde{Q}_{ss} - \tilde{Q}_{Hs} \right\} \frac{I}{\tilde{m}_t \tilde{c}_t}, \quad (37)$$

onde  $\tilde{Q}_{wx} = \gamma_{t,wx} (\tau_{wx} - \tau_t)$ ,  $\tilde{Q}_{Hs} = \psi_{H,s} (\tau_t - \tau_H)$ ,  $\tilde{m}_t \tilde{c}_t = (m_{t,s} c_s + m_{t,w} c_{t,w} + m_{cc} c_{cc}) / (m_{H,s} c_s)$ , e:

$$\tilde{Q}_{cc} = \eta_{l,cc} \frac{LHV_f \dot{m}_f}{UAT_o} \quad (38)$$

$$\frac{d\tau_{wx}}{d\tilde{t}} = \left\{ \psi_{wx,wx} (\tau_{wx,in} - \tau_{wx}) - \tilde{Q}_{wx} - \tilde{W}_{fr,wx} \right\} \frac{I}{\tilde{m}_h \tilde{c}_h}, \quad (39)$$

onde  $\tilde{m}_h \tilde{c}_h = (m_{wx} c_{wx} + m_{hx} c_{hx}) / (m_{H,s} c_s)$ .

Define-se a efetividade do regenerador em função de parâmetros adimensionais por:

$$\lambda = \frac{\tilde{Q}_{Hs}}{\tilde{Q}_{H,max}}, \quad (40)$$

onde  $\tilde{Q}_{Hs} = \psi_{H,s} (\tau_t - \tau_H)$  e  $\tilde{Q}_{H,max} = \psi_{H,s} (\tau_t - \tau_{Hc})$ . Portanto, é possível escrever:

$$\tau_{HC} = \frac{\tau_H - (1 - \lambda)\tau_c}{\lambda} \quad (41)$$

A efetividade do regenerador também pode ser definida por:

$$\lambda = 1 - \exp(-NTU_H) \quad (42)$$

$$\text{com } NTU_H = \gamma_H \frac{UA}{\dot{m}_H c_s} = \frac{\gamma_H}{\psi_{Hs}} \quad (43)$$

Adimensionalizando-se a equação (24), resulta:

$$\frac{d\tau_H}{d\tilde{t}} = \left\{ \tilde{Q}_{Hs} - \tilde{Q}_H - \gamma_{H,w}(\tau_H - 1) - \tilde{W}_{fr,H} \right\} \frac{1}{\tilde{m}_H \tilde{c}_H} \quad (44)$$

Sendo que:

$$\tilde{Q}_H = \gamma_H (\tau_H - \tau_{HC}) \quad (45)$$

$$\tilde{Q}_0 = \gamma_0 (\tau_{oc} - 1) \quad (46)$$

$$\tilde{Q}_L = \gamma_L (\tau_L - \tau_{LC}) \quad (47)$$

$$\tilde{Q}_H + \tilde{Q}_L = \tilde{Q}_0 \quad (48)$$

$$\frac{\tilde{Q}_H}{\tau_{HC}} + \frac{\tilde{Q}_L}{\tau_{LC}} = \frac{\tilde{Q}_0}{\tau_{oc}} \quad (49)$$

Finalmente, adimensionalizando-se a equação (31), resulta:

$$\frac{d\tau_L}{d\tilde{t}} = \left\{ \tilde{Q}_{cs} - \tilde{Q}_L - \gamma_{L,w}(\tau_L - 1) \right\} \frac{1}{\tilde{m}_L \tilde{c}_L} \quad (50)$$

Sendo que  $\gamma_0 = 1 - \gamma_L - \gamma_H$ .



## 4. OTIMIZAÇÃO TERMODINÂMICA

### 4.1 GERAL

Neste capítulo, descreve-se a formulação do problema de otimização termodinâmica e apresenta-se o método usado para a resolução do problema por meio de técnica de busca uniforme.

### 4.2 FORMULAÇÃO

O problema de otimização concentra-se inicialmente em determinar a taxa de fluxo de massa na serpentina do coletor,  $\dot{m}_{sp}$ , um parâmetro operacional importante nesse sistema. Os produtos do sistema híbrido proposto são a água quente (produção de calor) e as taxas de refrigeração (produção de frio).

A existência de uma taxa máxima de produção de calor e frio com respeito a  $\dot{m}_{sp}$  pode ser comprovada através da análise de dois extremos: (i) quando  $\dot{m}_{sp} \rightarrow 0$ , a taxa de transferência de calor coletada pelo fluido térmico aproxima de zero, isto é,  $\dot{Q}_{ss} \rightarrow 0$ , e a taxa de fluxo de exergia coletada pela corrente de fluido térmico também se aproxima de zero, e (ii) quando  $\dot{m}_{sp} \rightarrow \infty$ , a taxa de transferência de calor dissipada pelo coletor para o ambiente aumenta e a taxa de trabalho aumenta devido ao aumento da resistência ao escoamento (causado pelo atrito nas paredes do tubo), e a temperatura da saída do fluido na serpentina do coletor (fluido térmico) é quase a mesma que sua temperatura de entrada, uma vez que o comprimento da serpentina é finito, conseqüentemente, a medida que a velocidade do fluido aumenta, a variação da temperatura se aproxima de zero e a transferência de calor também. Assim  $\dot{Q}_{ss} \rightarrow 0$ , e o fluxo de energia recebido pela corrente de  $\dot{m}_{sp}$  é pequeno. Pelas razões discutidas, nestes casos extremos, as taxas de produção de calor e de resfriamento são desprezíveis. Esse comportamento assintótico em zero e em valores muito altos de

$\dot{m}_{sp}$  implica na existência de uma vazão mássica intermediária (e ótima) de fluido térmico  $\dot{m}_{sp}$ , que maximiza a taxa de produção de calor e frio do sistema.

A taxa total de entrada de exergia adimensional no sistema híbrido é dada por:

$$\tilde{E}_c = \tilde{Q}_c \left( 1 - \frac{1}{\tau_c} \right), \quad \tilde{E}_{cc} = \eta_{II,cc} \frac{\xi_{ch,f} \dot{m}_f}{UAT_0}, \quad \tilde{E}_{in} = \tilde{E}_c + \tilde{E}_{cc} \quad (51)$$

Supondo desprezível a queda de pressão no trocador de calor e considerando o fluido incompressível, a taxa de produção de calor é avaliada pela taxa adimensional de fluxo de exergia assimilada pela corrente de água aquecida no trocador de água quente, mostrada na Figura 2, conforme se segue:

$$\tilde{E}_{wx} = \frac{\dot{m}_{wx} (e_{wx,out} - e_{wx,in})}{UAT_0} = \psi_{wxwx} \left( \tau_{wx} - \tau_{wx,in} - \ln \frac{\tau_{wx}}{\tau_{wx,in}} \right), \quad (52)$$

onde  $e$  representa o fluxo específico de exergia, ou seja,  $e = (h - h_0) - T_0(s - s_0)$ , sendo  $h$  a entalpia específica,  $h_0$  a entalpia específica do ambiente,  $s$  a entropia específica e  $s_0$  a entropia específica do ambiente.

O segundo produto do sistema híbrido, a taxa de produção de frio do refrigerador de absorção, é avaliado pelo conteúdo de exergia da transferência de calor  $(\dot{Q}_L, T_L, T_0)$  que deve ser depositado no  $T_L$  - espaço frio como se segue:

$$\tilde{E}_L = \tilde{Q}_L \left( \frac{1}{\tau_L} - 1 \right) \quad (53)$$

A medida adimensional adequada do ponto ótimo termodinâmico é o máximo alcançado pela eficiência da segunda lei da termodinâmica de todo o sistema, que é calculada por:

$$\eta_{II} = \frac{\tilde{E}_{wx} + \tilde{E}_L}{\tilde{E}_{in}} \quad (54)$$

Um sério problema de engenharia é a otimização da arquitetura interna do coletor para maximizar  $\tilde{Q}_{sp}$ , restringindo-se a um tamanho total fixado que poderia ser investigado pelo modelo proposto, mas a investigação deste aspecto não faz parte do objetivo desta dissertação.

Neste trabalho, ampliou-se a busca da solução termodinâmica ótima considerando-se três variáveis de decisão: os fluxos de massa no trocador de calor regenerador,  $\dot{m}_H$ , no trocador de calor de água quente,  $\dot{m}_{wx}$ , e no coletor,  $\dot{m}_s$ .

Como todos os resultados foram determinados através das equações adimensionalizadas, as variáveis de decisão ( $\dot{m}_s, \dot{m}_H, \dot{m}_{wx}$ ) foram substituídas pelas correspondentes adimensionais:  $\psi_{sp,s}$ ,  $\psi_{H,s}$ , e  $\psi_{wx,wx}$ .

A busca por soluções para otimização termodinâmica do sistema foi também realizada, considerando-se o monitoramento do comportamento de  $\tau_L$  e  $\tau_{wx}$  ao longo do tempo, para as três variáveis de decisões consideradas ( $\psi_{sp,s}$ ,  $\psi_{H,s}$ , e  $\psi_{wx,wx}$ ). Esse monitoramento foi realizado através da obtenção dos tempos necessários e a eficiência de segunda lei da Termodinâmica do sistema para se atingir as temperaturas ajustadas prescritas ( $\tau_{L,set} = 0.97$  e  $\tau_{wx,set} = 1.08$ ).

### 4.3 RESOLUÇÃO

A busca da solução ótima foi realizada usando-se o processo de busca uniforme. Neste método (CONVERSE, 1977), tal como em outros métodos de otimização, necessita-se definir os limites em que se situam as variáveis de decisão. Para atender os propósitos desta dissertação, a função objetivo foi definida como a eficiência do sistema termodinâmico analisado:  $\eta_{II}$ . As variáveis de decisão foram descritas no item anterior, assim como as duas restrições consideradas, i.e., as temperaturas ajustadas prescritas. Em função desses limites e da definição do número de valores a serem analisados para cada variável de decisão, estima-se a função objetivo (somente consideram-se válidos os resultados que respeitam as restrições impostas, i.e., quando o sistema é capaz de atingir as temperaturas ajustadas prescritas), definida pela

Equação (54), em pontos uniformemente distribuídos para cada variável de decisão. Desta forma, pode-se concluir que para os pontos avaliados encontra-se o sistema termodinâmico com maior eficiência  $\eta_{II}$ . Com o método da busca uniforme, assume-se que os pontos de avaliação são suficientemente próximos de modo que o valor da função objetivo não varie muito entre eles, podendo-se concluir que o resultado obtido seja verdadeiro.

## 5. MÉTODO NUMÉRICO

### 5.1 GERAL

Neste capítulo, descreve-se a solução do sistema de equações diferenciais ordinárias adimensionais do modelo matemático descrito no capítulo 3 e apresenta-se o algoritmo do método numérico usado para obter tais soluções.

### 5.2 DESCRIÇÃO DO PROBLEMA

O problema consiste em integrar as equações (35) - (37), (39), (44) e (50) em relação ao tempo e resolver o sistema não linear (46) – (49) em cada período de tempo. O objetivo é minimizar os tempos  $\tilde{t}_{pd}$  e  $\tilde{t}_{pu}$  para alcançar pontos fixos específicos, isto é, a temperatura do espaço refrigerado  $\tau_{L,set}$ , e a temperatura da água quente  $\tau_{wx,set}$ , respectivamente, em operação transiente. Em operação de estado estacionário, os objetivos são voltados para maximizar a eficiência da segunda lei da termodinâmica do sistema, definida pela Eq. (43). Um conjunto de propriedades e valores constantes deve ser selecionado, como mostra a Tabela 1, e um conjunto de condições iniciais  $(\tau_c, \tau_{sp}, \tau_t, \tau_{wx}, \tau_H, \tau_L)_0$  foi estabelecido para completar a formulação do problema de valor inicial.

O método numérico calcula o comportamento transiente do sistema a partir de um conjunto de condições iniciais, com a solução avançando no tempo (a precisão é verificada em cada passo de cálculo) até que as temperaturas dos pontos fixos atinjam o estado estacionário. As equações diferenciais são integradas em relação ao tempo explicitamente usando o método de Runge-Kutta de quarta ordem com controle adaptativo do passo de cálculo (PRESS et al., 1992). O passo de tempo é ajustado automaticamente de acordo com o erro de truncamento que é mantido abaixo de uma

tolerância especificada de 10<sup>-6</sup>. Condições de estado estacionário são verificadas quando  $\left| \frac{d\tau_i}{d\tilde{t}} \right| \leq 10^{-6}$ , onde  $i$  é cada uma das temperaturas calculadas na simulação.

TABELA 1. LISTA DE PARÂMETROS NECESSÁRIOS PARA APLICAÇÃO DO MÉTODO

NUMÉRICO.

Parâmetros dimensionais	$T_o$ (K), $m_{H,s}$ (kg), $c_s$ (kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ), $c_L$ (kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ), $m_L$ (kg), $UA$ (W/K) $\dot{Q}_{cs}$ (W), $\dot{m}_{H,s}$ (kg/s), $\dot{m}_{wx}$ (kg/s), $c_{wx}$ (kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ), $T_{wx,in}$ (K), $m_{wx}$ (kg), $m_{Hx}$ (kg), $c_{Hx}$ (kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ), $m_{t,s}$ (kg), $m_{t,w}$ (kg), $c_{t,w}$ (kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ), $m_{cc}$ (kg), $c_{cc}$ (kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ), $\dot{m}_s$ (kg/s), $\dot{I}$ (W/m <sup>2</sup> ), $\sigma$ (W/m <sup>2</sup> K <sup>4</sup> ), $m_{sp}$ (kg), $c_{sp}$ (kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ), $m_{c,air}$ (kg), $c_{v,air}$ (kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ), $m_{c,wm}$ (kg), $c_{c,wm}$ (kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ), $LHV_f$ (kJ/kg), $\dot{m}_f$ (kg/s), $m_{c,wg}$ (kg), $c_{c,wg}$ (kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ), $\rho_s$ (kg/m <sup>3</sup> ), $\rho_{wx}$ (kg/m <sup>3</sup> ), $D_{sp}$ (m), $D_H$ (m), $D_{wx}$ (m), $L_{sp}$ (m), $L_H$ (m), $L_{wx}$ (m).
Parâmetros adimensionais	$\gamma_H, \gamma_L, \gamma_{H,w}, \tilde{c}_L, \tilde{m}_L, \tilde{Q}_{cs}, \tilde{c}_{wx}, \gamma_{t,wx}, \tau_{wx,in}, \tilde{m}_{wx}, \tilde{m}_{Hx}, \tilde{c}_{Hx}, \tilde{m}_{t,s}, \tilde{m}_{t,w},$ $\tilde{c}_{t,w}, \tilde{m}_{cc}, \tilde{c}_{cc}, \gamma_{t,w}, \tilde{m}_{sp}, \tilde{c}_{sp}, \tilde{m}_{c,air}, \tilde{c}_{v,air}, \tilde{m}_{c,wm}, \tilde{c}_{c,wm}, \gamma_L, \gamma_{sp}, \tilde{m}_f,$ $\eta_{cc}, \tilde{m}_{c,wg}, \tilde{c}_{c,wg}, \tau_{L,set}, \tau_{wx,set}, f$

Durante a integração das equações diferenciais ordinárias, usando o valor corrente de  $\tau_H$ , por meio das equações (41) - (43) obtem-se  $\tau_{HC}$ , e com a Eq. (45) avalia-se  $\tilde{Q}_H$ , para que o sistema de Eqs. (46) - (49) seja resolvido para  $\tilde{Q}_0, \tilde{Q}_L, \tau_{0C}$  e  $\tau_{LC}$  a cada intervalo de tempo da integração numérica das Eqs. (35) - (37), (44), e (50). O sistema de Eqs. (46) - (49) é resolvido por substituição analítica, obtendo-se  $\tilde{Q}_L$  pela solução da seguinte equação quadrática:

$$C_1 \tilde{Q}_L^2 + C_2 \tilde{Q}_L - C_3 = 0 \quad (55)$$

onde  $C_1 = \frac{1}{1 - \gamma_H - \gamma_L} + \left( 1 - \frac{\tilde{Q}_H}{\tau_{HC}(1 - \gamma_H - \gamma_L)} \right) / \gamma_L$  ;

$$C_2 = 1 + \frac{\tilde{Q}_H}{1 - \gamma_H - \gamma_L} - \tau_L \left\{ 1 - \frac{\tilde{Q}_H}{\tau_{HC} (1 - \gamma_H - \gamma_L)} \right\} + \left\{ 1 - \frac{1}{\tau_{HC}} \left( 1 + \frac{\tilde{Q}_H}{1 - \gamma_H - \gamma_L} \right) \right\} \frac{\tilde{Q}_H}{\gamma_L}, \text{ e}$$

$$C_3 = \left\{ 1 - \frac{1}{\tau_{HC}} \left( 1 + \frac{\tilde{Q}_H}{1 - \gamma_H - \gamma_L} \right) \right\} \tilde{Q}_H \tau_L.$$

Na equação (55), apenas a raiz positiva é considerada:

$$\tilde{Q}_L = \frac{-C_2 + (C_2^2 - 4C_1C_3)^{1/2}}{2C_1} \quad (56)$$

Sendo  $\tilde{Q}_L$  conhecido,  $\tilde{Q}_0$ ,  $\tau_{0c}$  e  $\tau_{LC}$  são calculados com o sistema de Eqs. (46) - (49) e o valor corrente de  $\tau_L$  para um intervalo particular de tempo. O método numérico descrito na seqüência é utilizado de forma acoplada com os métodos de otimização descritos na seção 4.3.

A seguir descreve-se o algoritmo que foi implementado em linguagem FORTRAN para solucionar o sistema de equações diferenciais ordinárias do modelo matemático representado por equações normalizadas, apresentadas na seção 3.5 desta dissertação.

(i) Ler os valores das propriedades dos fluidos e materiais:  $\alpha$ ,  $\varepsilon_c$ ,  $c_s$  ( $\text{kJ kg}^{-1}\text{K}^{-1}$ ),  $c_L$  ( $\text{kJ kg}^{-1}\text{K}^{-1}$ ),  $c_{wx}$  ( $\text{kJ kg}^{-1}\text{K}^{-1}$ ),  $c_{Hx}$  ( $\text{kJ kg}^{-1}\text{K}^{-1}$ ),  $c_{t,w}$  ( $\text{kJ kg}^{-1}\text{K}^{-1}$ ),  $c_{cc}$  ( $\text{kJ kg}^{-1}\text{K}^{-1}$ ),  $c_{sp}$  ( $\text{kJ kg}^{-1}\text{K}^{-1}$ ),  $c_{v,air}$  ( $\text{kJ kg}^{-1}\text{K}^{-1}$ ),  $c_{c,wm}$  ( $\text{kJ kg}^{-1}\text{K}^{-1}$ ),  $LHV_f$  ( $\text{kJ/kg}$ ),  $c_{c,wg}$  ( $\text{kJ kg}^{-1}\text{K}^{-1}$ ),  $\rho_s$  ( $\text{kg/m}^3$ ),  $\rho_{wx}$  ( $\text{kg/m}^3$ ),  $D_{sp}$  (m),  $D_H$  (m),  $D_{wx}$  (m),  $L_{sp}$  (m),  $L_H$  (m),  $L_{wx}$  (m),  $f$ .

(ii) Ler os parâmetros do sistema:  $A_c$  ( $\text{m}^2$ ),  $m_s$  (kg),  $\psi_{sp,s}$ ,  $\psi_{H,s}$ ,  $\psi_{wx,wx}$ ,  $m_{H,s}$  (kg),  $m_L$  (kg),  $UA$  (W/K),  $\dot{Q}_{cs}$  (W),  $\dot{m}_{H,s}$  (kg/s),  $\dot{m}_{wx}$  (kg/s),  $m_{wx}$  (kg),  $m_{Hx}$  (kg),  $m_{t,s}$  (kg),  $m_{t,w}$  (kg),  $m_{cc}$  (kg),  $\dot{m}_s$  (kg/s),  $\dot{I}$  (W/m<sup>2</sup>),  $m_{sp}$  (kg),  $m_{c,air}$  (kg),  $m_{c,wm}$  (kg),  $\dot{m}_f$  (kg/s),  $m_{c,wg}$  (kg),  $\gamma_H$ ,  $\gamma_L$ ,  $\gamma_{H,w}$ ,  $\gamma_{t,wx}$ ,  $\tilde{c}_{cc}$ ,  $\gamma_{t,w}$ ,  $\tilde{c}_{sp}$ ,  $\tilde{c}_{v,air}$ ,  $\tilde{c}_{c,wm}$ ,  $\gamma_L$ ,  $\gamma_{sp}$ ,  $\tilde{m}_f$ ,  $\eta_{cc}$ ,  $\tilde{c}_{c,wg}$ ,  $\tau_{L,set}$ ,  $\tau_{wx,set}$ .

(iii) Ler as condições iniciais e parâmetros de controle:  $T_o$  (K),  $\dot{I}$  (W/m<sup>2</sup>),  $T_{wx,in}$  (K),  $T_{L,set}$  (K),  $T_{wx,set}$  (K),  $\Delta\tilde{t}$  (passo de cálculo),  $\gamma$ , (valor adimensional para aproximação de  $\left|\frac{d\tau}{d\tilde{t}}\right| \rightarrow 0$ ),  $\sigma$  (W m<sup>-2</sup> K<sup>-4</sup>).

(iv) Calcular os parâmetros adimensionais:  $\tilde{c}_L$ ,  $\tilde{m}_L$ ,  $\tilde{Q}_{cs}$ ,  $\tilde{c}_{wx}$ ,  $\tau_{wx,in}$ ,  $\tilde{m}_{wx}$ ,  $\tilde{m}_{Hx}$ ,  $\tilde{c}_{Hx}$ ,  $\tilde{m}_{t,s}$ ,  $\tilde{m}_{t,w}$ ,  $\tilde{c}_{t,w}$ ,  $\tilde{m}_{cc}$ ,  $\tilde{m}_{sp}$ ,  $\tilde{m}_{c,air}$ ,  $\tilde{m}_{c,wm}$ ,  $\tilde{m}_{c,wg}$ .

As equações usadas são as seguintes:

$$\gamma_i = \frac{(UA)_i}{UA}, \quad \tilde{Q}_i = \frac{\dot{Q}_i}{UAT_o}, \quad \tilde{W}_{fr,i} = \frac{\dot{W}_{fr,i}}{UAT_o}, \quad \tau_i = \frac{T_i}{T_o},$$

$$\tilde{t} = \frac{t}{(m_{H,s}c_s)/(UA)}, \quad \tilde{m} = \frac{m_i}{m_{H,s}}, \quad \psi_{i,j} = \frac{\dot{m}_i c_j}{UA}, \quad \tilde{c}_i = \frac{c_i}{c_s}$$

(v) Aplicar o método de Runge-Kutta descrito no item 5.3, desta dissertação, para solucionar o seguinte sistema de equações:

$$\frac{d\tau_c}{d\tilde{t}} = \left\{ \tilde{Q}_c - \gamma_{c,w}(\tau_c - 1) - \tilde{Q}_{sp} \right\} \frac{1}{\tilde{m}_c \tilde{c}_c},$$

$$\frac{d\tau_{sp}}{d\tilde{t}} = \left\{ \tilde{Q}_{ss} + \tilde{Q}_{sp} - \tilde{W}_{fr,sp} \right\} \frac{1}{\tilde{m}_{sp,s}},$$

$$\frac{d\tau_t}{d\tilde{t}} = \left\{ \tilde{Q}_{wx} + \tilde{Q}_{cc} - \gamma_{t,w}(\tau_t - 1) - \tilde{Q}_{ss} - \tilde{Q}_{Hs} \right\} \frac{1}{\tilde{m}_t \tilde{c}_t},$$

$$\frac{d\tau_{wx}}{d\tilde{t}} = \left\{ \psi_{wx,wx}(\tau_{wx,in} - \tau_{wx}) - \tilde{Q}_{wx} - \tilde{W}_{fr,wx} \right\} \frac{1}{\tilde{m}_h \tilde{c}_h},$$

$$\frac{d\tau_H}{d\tilde{t}} = \left\{ \tilde{Q}_{Hs} - \tilde{Q}_H - \gamma_{H,w}(\tau_H - 1) \right\} \frac{1}{\tilde{m}_H \tilde{c}_H},$$

$$\frac{d\tau_L}{d\tilde{t}} = \left\{ \tilde{Q}_{cs} - \tilde{Q}_L - \gamma_{L,w}(\tau_L - 1) - \tilde{W}_{fr,Hs} \right\} \frac{1}{\tilde{m}_L \tilde{c}_L}$$



### 5.3. SOLUÇÃO NUMÉRICA DE EQUAÇÕES DIFERENCIAIS ORDINÁRIAS

#### 5.3.1. Geral

Considera-se o problema da determinação da solução numérica do seguinte conjunto de  $n$  equações diferenciais ordinárias (EDO's) de primeira ordem acopladas:

$$\frac{dz}{dt} = f(t, z) \quad (57)$$

sendo  $t$  a variável independente e  $z$  um conjunto de  $n$  variáveis dependentes.

Por exemplo, (KOONIN e MEREDITH, 1993), a equação do movimento unidimensional de uma partícula de massa  $m$  sob uma força de campo  $F(z)$  é descrita pela EDO de segunda ordem:

$$m \frac{d^2 z}{dt^2} = F(z) \quad (58)$$

Considerando-se a definição de quantidade de movimento linear:

$$p(t) = m \frac{dz}{dt} \quad (59)$$

encontra-se o seguinte sistema de EDO's de primeira ordem acopladas:

$$\frac{dz}{dt} = \frac{p}{m} \quad (60)$$

$$\frac{dp}{dt} = F(z), \quad (61)$$

que se encontram em forma análoga ao sistema de EDO's do presente trabalho.

Com o exemplo apresentado, verifica-se que é suficiente considerar em detalhes, somente os métodos para solucionar EDO's de primeira ordem. Independentemente da estrutura matricial do acoplamento das EDO's, consegue-se transformar uma EDO de ordem  $n$  num sistema de EDO's de primeira ordem. Conhecendo-se o método de solução para uma EDO de primeira ordem facilmente consegue-se generalizar o método de solução para um sistema de  $n$  EDO's.

Na seqüência, serão apresentados métodos de solução para a seguinte EDO:

$$\frac{dz}{dt} = f(t, z) \quad (62)$$

com somente uma variável dependente  $z(t)$ .

Para solucionar numericamente a Equação (62), procura-se obter uma fórmula aproximada para relacionar  $z(t+h)$  com  $z(t)$  para algum pequeno intervalo de tempo  $\Delta t = h$ . Uma forma de se obter esta relação é através da expansão de  $z(t+h)$  por série de Taylor (Gershenfeld, 1999):

$$z(t+h) = z(t) + h \left. \frac{dz}{dt} \right|_t + \frac{h^2}{2} \left. \frac{d^2z}{dt^2} \right|_t + O(h^3) \quad (63)$$

substituindo-se a Eq. (62) na Eq. (63), obtém-se:

$$z(t+h) = z(t) + hf(t, z(t)) + \frac{h^2}{2} \left[ \frac{\partial f}{\partial t} + f \frac{\partial f}{\partial z} \right] + O(h^3) \quad (64)$$

Com os dois primeiros termos da expansão da Eq. (64) define-se o chamado método de Euler:

$$z(t+h) = z(t) + hf(t, z(t)) \quad (65)$$

que pode ser usado para encontrar  $z(t+h)$ , sendo conhecido  $z(t)$ . Substituindo-se  $t$  por  $t+h$  na Eq. (65), pode-se determinar  $z(t+2h)$ , em função de  $z(t+h)$  :

$$z(t+2h) = z(t+h) + hf(t+h, z(t+h)) \quad (66)$$

e prossegue-se desta forma para a determinação de  $z(t+3h)$ ,  $z(t+4h)$  e assim por diante.

Este método pode ser facilmente implementado computacionalmente, tendo-se somente que respeitar o seu fraco desempenho. Em cada passo o erro (erro local) é de  $O(h^2)$ , sendo que, somente com um passo de cálculo muito pequeno ( $h \ll 1$ ) consegue-se obter soluções com precisão razoável, dado que o erro global é de  $O(h)$ .

### 5.3.2. Métodos de Runge-Kutta

Em geral, classificam-se os métodos pela ordem de convergência. O método de Euler é de ordem 1. Por exemplo, considerando-se todos os termos da Equação (64) consegue-se obter um método de ordem 2. Analisando-se a Equação (64), verifica-se que para se obter aproximações para a solução da EDO necessita-se determinar as derivadas parciais da função  $f(t,z)$ . Runge, em 1895, e Kutta, em 1901 (STOLER e BULIRSCH, 1980), propuseram um método capaz de produzir resultados com a mesma precisão que os obtidos com as séries de Taylor truncadas, mas sem a necessidade de calcular as derivadas.

Uma das aproximações mais populares usadas para solucionar a Eq. (62) é o chamado método de Runge-Kutta de quarta ordem, que pode ser aplicado através do seguinte conjunto de equações:

$$z(t+h) = z(t) + \frac{1}{6}(k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4) \quad (67)$$

$$\text{onde: } k_1 = hf(t, z(t))$$

$$k_2 = hf(t+h/2, z(t) + k_1/2)$$

$$k_3 = hf(t+h/2, z(t) + k_2/2)$$

$$k_4 = hf(t+h, z(t) + k_3)$$

Pela aplicação da Equação (67), necessita-se avaliar a função  $f$  quatro vezes por passo de cálculo, mas sem a necessidade de calcular derivadas parciais.

Em geral os métodos usados para solucionar numericamente EDO's podem ser organizados para monitorar o tempo de computação, a precisão e instabilidades (PRESS et al., 1992). Os erros numéricos que inevitavelmente são introduzidos nas soluções podem ser controlados de forma automática alterando-se o passo de cálculo fundamental.

Na seqüência apresenta-se uma descrição do método de Runge-Kutta de quarta ordem com o passo de cálculo adaptado automaticamente. A solução exata  $z(t+2h)$ , relaciona-se com as soluções numéricas  $z_1$  e  $z_2$ , por meio das seguintes expressões:

$$\begin{aligned} z(t+2h) &= z_1 + (2h)^5 \phi + O(h^6) + \dots & (68) \\ z(t+2h) &= z_2 + 2h^5 \phi + O(h^6) + \dots \end{aligned}$$

sendo  $z_1$  obtida usando-se um passo de cálculo igual a  $2h$  e  $z_2$  usando-se dois sucessivos passos de cálculo iguais a  $h$ ;  $\phi$  é um número cuja ordem de magnitude é  $[z(t)]^{(5)}/(5!)$ .

A diferença entre as duas aproximações numéricas ( $\Delta \equiv z_2 - z_1$ ) é um indicador do erro de truncamento, que pode ser estimado como:

$$\Delta = h^5/30 \quad (69)$$

Considerando-se esta estimativa para  $\Delta$  na segunda equação de (68), resulta:

$$z(t+2h) = z_2 + \frac{\Delta}{15} + O(h^6) \quad (70)$$

Esta estimativa tem precisão de quinta-ordem, uma ordem a mais que a ordem original do método de Runge-Kutta.

Quando se aplica o método de Runge-Kutta com passo de cálculo adaptado, necessita-se de uma expressão para estimar um novo passo de cálculo ( $h_0$ ), em função da precisão desejada ( $\Delta_0$ ). Esta expressão pode ser obtida considerando-se (70):

$$h_0 = h_1 \left| \frac{\Delta_0}{\Delta_1} \right|^{0.2} \quad (71)$$

sendo ( $\Delta_1$ ) o erro produzido com o passo de cálculo ( $h_1$ ).

O seguinte algoritmo, proposto por PRESS et al. (1992) pode ser aplicado para implementar computacionalmente o método de Runge-Kutta com controle adaptativo do passo de cálculo para solucionar o sistema de EDO's (60), (61):

(i) Definir:

Eps - erro admissível;

Ec  $\cong$  0,0006 (valor estimado para  $\Delta_1/\Delta_0$  obtido com a Eq. (69), considerando  $h_1 = 4h$

e ( $h_0 = 0,9h$ ),

h - passo de cálculo inicial;

t - instante de cálculo;

zi(t) - valores das variáveis dependentes no instante t, para  $i=1, \dots, n$ ;

zs,i – parâmetros de escala, correspondentes, para cada variável dependente zi.

(ii) Aplicando o método de Runge-Kutta de quarta ordem, determinar:

z1,i - estimativa para zi(t+h) usando como passo de cálculo h;

z2,i - Estimativa para zi(t+h) usando duas vezes seguidas como passo de cálculo h/2.

(iii) Fazer Emax=0 e para  $i=1, \dots, n$ , calcular  $a=|z2,i-z1,i|/zs,i$ , e testar se Emax < a então fazer Emax=a.

(iv) Fazer  $E_{\max} = E_{\max} / \text{Eps}$ .

(v) Se  $E_{\max} \leq 1$

então

se  $E_{\max} > E_c$

então fazer  $h_{\text{novo}} = 0,9h E_{\max}^{-0,2}$

senão fazer  $h_{\text{novo}} = 4h$

Estimar  $z_i(t+h) \cong z_i(t) + (z_{2,i} - z_{1,i})/15$ , para  $i=1, \dots, n$ ; e Fim.

senão

Calcular  $h = 0,9h E_{\max}^{-0,25}$  e retornar para o passo (ii).

## 6. RESULTADOS E DISCUSSÃO

O coletor solar é um dispositivo com área ( $A_c$ ) e massa de fluido ( $\dot{m}_c$ ) e no seu interior ocorre a transmissão de calor através de três processos: condução, convecção e radiação. A energia solar que incide por irradiação ( $\dot{I}$ ) é absorvida pelo coletor, e através do fenômeno da convecção, é transferida para a serpentina ( $sp$ ) com uma taxa de transferência de calor  $\dot{Q}_c$ . O fluido de trabalho que circula pela serpentina com um fluxo de massa ( $\dot{m}_s$ ) absorve o calor disponível na serpentina saindo com uma temperatura  $T_{sp}$ . Este fluido é transferido para um tanque de armazenamento de energia o qual se encontra a uma temperatura  $T_t$ . O fluido que sai do tanque de armazenamento de energia retorna para o coletor com o mesmo fluxo de massa ( $\dot{m}_s$ ), mas com temperatura igual a do tanque ( $T_t$ ).

O trocador de calor de água quente nada mais é do que uma serpentina imersa no fluido de trabalho no tanque de armazenamento. Pelo lado externo da serpentina, o fluido está na temperatura  $T_t$  e pelo lado interno circula água que entra no trocador de calor com temperatura  $T_{wx,in}$ , com fluxo de massa ( $\dot{m}_{wx}$ ). Na saída escoo o mesmo fluxo de massa ( $\dot{m}_{wx}$ ), mas com temperatura  $T_{wx}$ .

O fluido de trabalho armazenado no tanque de armazenamento de energia circula pelo trocador de calor regenerador, entrando com uma temperatura  $T_t$  e fluxo de massa ( $\dot{m}_H$ ). O fluido sai deste trocador com o mesmo fluxo de massa de entrada ( $\dot{m}_H$ ) e na temperatura  $T_H$ . A energia disponível no fluido é transferida para o fluido interno do regenerador do refrigerador com uma taxa de transferência de calor ( $\dot{Q}_H$ ), atingindo hipoteticamente a temperatura ( $T_{HC}$ ).

O regenerador do refrigerador por absorção recebe o calor transferido pelo fluido térmico ( $\dot{Q}_H$ ), sendo que seu fluido interno (solução refrigerante/absorvente) atinge a temperatura  $T_{HC}$ . Dentro do regenerador ocorre a mudança de fase do fluido interno o qual posteriormente gera uma taxa de refrigeração  $\dot{Q}_L$  levando a temperatura

interna da câmara fria até  $T_L$ . O condensador/absorvedor rejeita para o ambiente uma taxa de transferência de calor ( $\dot{Q}_o$ ).

O Sistema definido nas Figuras 1 e 2, descrito anteriormente, foi simulado considerando-se como fluido de trabalho o etileno-glicol ( $C_2H_4(OH)_2$ ).

Todos os parâmetros utilizados na simulação são apresentados nas Tabelas 2 e 3. Para se atingir os objetivos desta dissertação, foram realizadas simulações visando obter configurações geométricas e operacionais ótimas. As variáveis de decisão consideradas foram: fluxo mássico de etileno-glicol no coletor ( $\dot{m}_s$ ), fluxo mássico de etileno-glicol no trocador de calor regenerador ( $\dot{m}_H$ ) e fluxo mássico de água no trocador de calor de água quente ( $\dot{m}_{wx}$ ).

TABELA 2 – PARÂMETROS (DIMENSIONAIS) USADOS NAS SIMULAÇÕES.

$T_o$ (K)	298,15
$m_{H,s}$ (kg)	50
$c_s$ (kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )	2,391
$c_L$ (kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )	1
$m_L$ (kg)	27
$UA$ (W/K)	500
$\dot{Q}_{cs}$ (W)	50
$\dot{m}_{H,s}$ (kg/s)	0,05
$\dot{m}_{wx}$ (kg/s)	0,1
$c_{wx}$ (kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )	4,17
$T_{wx,in}$ (K)	288,15
$m_{wx}$ (kg)	1
$m_{Hx}$ (kg)	2
$c_{Hx}$ (kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )	0,46
$m_{t,s}$ (kg)	200
$m_{t,w}$ (kg)	10
$c_{t,w}$ (kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )	0,46



$m_{cc}$ (kg)	10
$c_{cc}$ (kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )	0,46
$\dot{m}_s$ (kg/s)	0,1
$\dot{i}$ (W/m <sup>2</sup> )	1000
$\sigma$ (W m <sup>-2</sup> K <sup>-4</sup> )	5,67·10 <sup>8</sup>
$m_{sp}$ (kg)	5
$c_{sp}$ (kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )	0,46
$m_{c,air}$ (kg)	0,1
$c_{v,air}$ (kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )	0,7
$m_{c,wm}$ (kg)	5
$c_{c,wm}$ (kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )	0,46
$LHV_f$ (kJ/kg)	50143,75
$\dot{m}_f$ (kg/s)	0,0005
$m_{c,wg}$ (kg)	1
$c_{c,wg}$ (kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )	0,46
$\rho_s$ (kg/m <sup>3</sup> )	1074,8
$\rho_{wx}$ (kg/m <sup>3</sup> )	1000
$D_{sp}$ (m)	0,01
$L_{sp}$ (m)	100
$D_H$ (m)	0,01
$L_H$ (m)	10
$D_{wx}$ (m)	0,01
$L_{wx}$ (m)	10
$A_c$ (m <sup>2</sup> )	40
$m_s$ (kg)	2

TABELA 3 – PARÂMETROS (ADIMENSIONAIS) USADOS  
NAS SIMULAÇÕES.

$\gamma_H$	0,25
$\gamma_L$	0,25
$\gamma_{H,w}$	0,06
$\tilde{c}_L$	0,42
$\tilde{m}_L$	54,0
$\tilde{Q}_{cs}$	0,000335
$\tilde{c}_{wx}$	1,744
$\gamma_{t,wx}$	0,5
$\tau_{wx,in}$	0,966
$\tilde{m}_{wx}$	2,0
$\tilde{m}_{Hx}$	4,0
$\tilde{c}_{Hx}$	0,19
$\tilde{m}_{t,s}$	400,0
$\tilde{m}_{t,w}$	20,0
$\tilde{c}_{t,w}$	0,19
$\tilde{m}_{cc}$	20,0
$\tilde{c}_{cc}$	0,19
$\gamma_{t,w}$	0,1
$\tilde{m}_{sp}$	10,0
$\tilde{c}_{sp}$	0,19
$\tilde{m}_{c,air}$	0,20
$\tilde{c}_{v,air}$	0,29
$\tilde{m}_{c,wm}$	10,0
$\tilde{c}_{c,wm}$	0,19
$\gamma_L$	0,1
$\gamma_{sp}$	1,0
$\tilde{m}_f$	0,001
$\eta_{cc}$	0,5

$\tilde{m}_{c,wg}$	2,0
$\tilde{c}_{c,wg}$	0,19
$\tau_{L,set}$	0,960
$\tau_{wx,set}$	1,070
$f$	0,01

A evolução transiente das taxas adimensionais de transferência de calor que são computadas na simulação do sistema são mostradas nas Figuras 3 e 4. Para  $\tilde{t} = 0$  todas as taxas de transferência de calor são iguais a zero, não havendo diferenças de temperatura com exceção de  $\tilde{Q}_{cc}$ , uma vez que a câmara de combustão entra em funcionamento desde  $\tilde{t} = 0$ . A resposta do sistema para as flutuações de entrada de calor é analisada pela variação das taxas de irradiação solar e de calor da câmara de combustão, que afetam diretamente as taxas de transferência de calor, mostradas nas Figuras 3 e 4.

Nas figuras 3 – 6, foi considerada uma taxa de transferência de calor da câmara de combustão  $\tilde{Q}_{cc} = 0,04$  quando em funcionamento para todo o tempo de simulação, exceto quando a câmara não está funcionando por ação do sistema de controle, e a irradiação solar  $\dot{i} = 1400 \text{ Wm}^{-2}$  ( $0 \leq \tilde{t} \times 10^{-3} < 3$  ou  $\tilde{t} \times 10^{-3} \geq 12$ ),  $\dot{i} = 0 \text{ Wm}^{-2}$  ( $3 \leq \tilde{t} \times 10^{-3} < 5$ ), e  $\dot{i} = 700 \text{ Wm}^{-2}$  ( $5 \leq \tilde{t} \times 10^{-3} < 12$ ). Para os parâmetros listados nas tabelas 2 e 3, o tempo total adimensional de simulação foi  $\tilde{t} \times 10^{-3} = 18$  que corresponde a aproximadamente 12 horas.

A estratégia de controle foi idealizada para o sistema combinado e analisado por simulação, e consiste em: i) a vazão mássica de fluido térmico no coletor,  $\dot{m}_{sp}$ , existe quando a temperatura de saída da serpentina é maior que a temperatura do tanque; ii) o controle de temperatura da câmara fria do refrigerador é determinado para dois pontos  $\tau_{L,set,low} = 0,965$  e  $\tau_{L,set,high} = 0,975$ , sendo que quando  $\tau_L < 0,965$ ,  $\dot{m}_{Hs}$  não é utilizado, voltando a ser utilizado quando  $\tau_L > 0,975$ , repetindo-se sucessivamente e iii) o controle de temperatura de saída da água quente é baseado em dois pontos,

$\tau_{wx, set, low} = 1,07$  e  $\tau_{wx, set, high} = 1,09$ , e quando  $\tau_{wx} > 1,09$ ,  $\dot{m}_f$  não é utilizado, voltando a ser utilizado novamente quando  $\tau_{wx} < 1,07$ , assim sucessivamente.

Os resultados foram obtidos através da simulação do sistema considerando-se o modelo matemático representado através de equações normalizadas (ver seção 3.5), desta forma as variáveis de decisão referentes aos fluxos mássicos são as seguintes:

$$\psi_{sp,s}, \psi_{H,s} \text{ e } \psi_{wx,wx}.$$

Para a busca da solução ótima foram definidos limites para cada uma das variáveis de decisão que são apresentados na Tabela 4.

TABELA 4 – LIMITES DE BUSCA PARA AS VARIÁVEIS DE DECISÃO.

Variável	Limites	
	Inferior	Superior
$\psi_{sp,s}$	0,5	5,0
$\psi_{H,s}$	0,05	0,50
$\psi_{wx,wx}$	0,05	0,70

Os métodos de otimização aplicados nesta Dissertação têm por objetivo maximizar o rendimento e minimizar o tempo necessário para atingir as temperaturas prescritas: a) temperatura da câmara fria adimensional  $\tau_{L,set} = 0,97$ , e b) temperatura da água quente adimensional  $\tau_{wx,set} = 1,08$ .

A Figura 3 mostra o efeito da ação do sistema de controle em função da variação na incidência da irradiação solar durante o dia. A taxa de transferência de calor da câmara de combustão foi utilizada em um padrão “liga-desliga” de acordo com os níveis de temperatura pré-estabelecidos para a água quente. As perturbações simuladas na incidência da irradiação solar são mostradas nas curvas  $\tilde{Q}_c$  e  $\tilde{Q}_{sp}$ . Nota-se que, quando a irradiação solar caiu para zero, o sistema continua em funcionamento pela inércia térmica do reservatório e pela taxa de transferência de calor da câmara de combustão, retornando a operação com um valor igual a metade da irradiação solar máxima. Um projeto de otimização poderia ser implementado focando a arquitetura do

coletor solar e da serpentina buscando a maximização de  $\tilde{Q}_{sp}$ . Esta otimização poderia ser implementada, mas não faz parte do escopo deste estudo. A taxa de transferência de calor coletada de fato pelo fluido na serpentina,  $\tilde{Q}_{sp}$ , é em torno de 50% da taxa de calor transferido para o coletor solar por radiação, mostrando que o coletor solar com altas temperaturas apresenta também altas perdas termodinâmicas que devem ser consideradas no projeto.

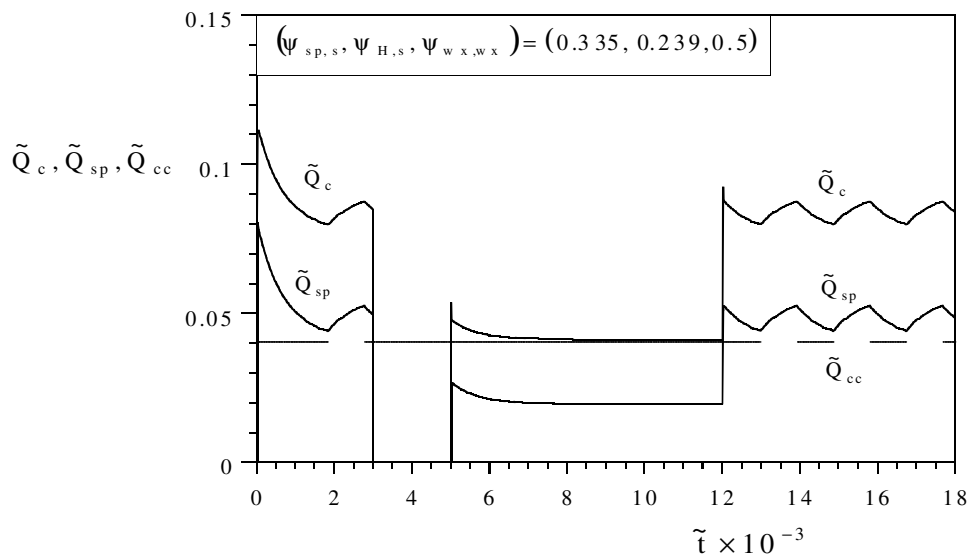


FIGURA 3 – COMPORTAMENTO TRANSIENTE DAS TAXAS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR ADIMENSIONAIS DO SUBSISTEMA COLETOR SOLAR E CÂMARA DE COMBUSTÃO. PARÂMETROS USADOS NA SIMULAÇÃO:  $\psi_{sp,s} = 0,335$ ;  $\psi_{H,s} = 0,239$  e  $\psi_{wx,wx} = 0,5$ .

A Figura 4 mostra o comportamento transiente das taxas de transferência de calor associadas ao subsistema trocador de calor regenerador e ao refrigerador por absorção. Pela lei de conservação de energia  $\tilde{Q}_o$  é sempre igual à soma de  $\tilde{Q}_H$  e  $\tilde{Q}_L$ , como se pode observar nos resultados da simulação. A vazão mássica de fluido térmico é controlada de acordo com o nível de temperatura da câmara fria de acordo com os pontos de operação estabelecidos, o que é refletido em todas as taxas de transferência de calor do subsistema trocador de calor regenerador e refrigerador por

absorção,  $\tilde{Q}_0$ ,  $\tilde{Q}_H$  e  $\tilde{Q}_L$ . Utilizando a definição do coeficiente de desempenho para refrigerador por absorção,  $COP = \tilde{Q}_L / \tilde{Q}_H$ , pelos resultados apresentados na Figura 4, pode-se avaliar para o refrigerador deste sistema que  $COP \sim 0,5$ , que é um valor típico para um refrigerador por absorção.

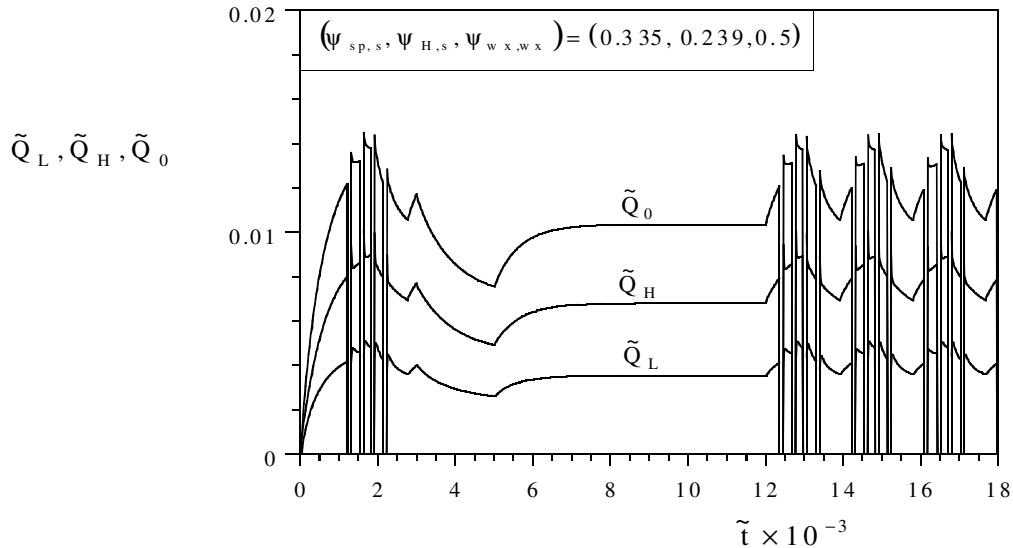


FIGURA 4 – COMPORTAMENTO TRANSIENTE DAS TAXAS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR ADIMENSIONAIS DO SUBSISTEMA TROCADOR DE CALOR REGENERADOR E REFRIGERADOR POR ABSORÇÃO. PARÂMETROS USADOS NA SIMULAÇÃO:  $\psi_{sp,s} = 0,335$ ;  $\psi_{H,s} = 0,239$  e  $\psi_{wx,wx} = 0,5$ .

A Figura 5 mostra o comportamento transiente das temperaturas adimensionais do subsistema coletor solar para um conjunto de parâmetros adimensionais do fluido térmico e taxas de capacidade térmica de fluxo de água quente até se atingir o regime de comportamento estacionário-periódico. Todas as temperaturas são inicialmente iguais à temperatura ambiente. A temperatura do coletor,  $\tau_c$ , é a maior de todas, sendo assim este componente do sistema é responsável por coletar tanto quanto possível a energia solar e armazená-la no tanque de armazenamento de energia. A diferença entre as temperaturas do coletor e da saída da serpentina,  $\tau_c$  e  $\tau_{sp}$ , determinam a taxa de entrada de calor coletada pela serpentina,  $\tilde{Q}_{sp}$ .

Observa-se que quando a irradiação solar cai a zero, a vazão mássica de fluido térmico não é utilizada, uma vez que a temperatura de saída da serpentina é menor que a temperatura do tanque, sendo acionada novamente quando a irradiação retorna ao longo da simulação. A ação do controle é observada quando o sistema atinge as temperaturas de operação pré estabelecidas ( $\tau_{L,set,low}$ ,  $\tau_{L,set,high}$ ,  $\tau_{wx,set,low}$  e  $\tau_{wx,set,high}$ ).

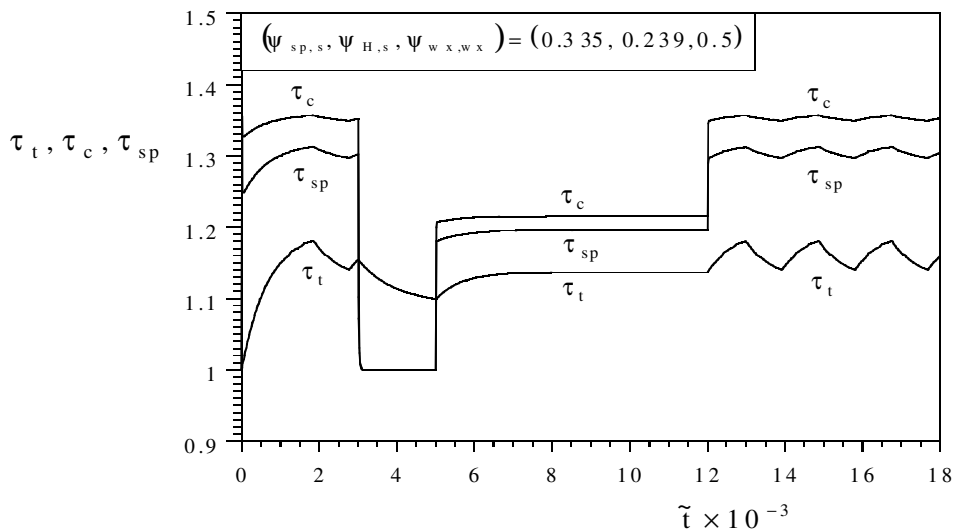


FIGURA 5 – COMPORTAMENTO TRANSIENTE DAS TEMPERATURAS ADIMENSIONAIS DO SUBSISTEMA COLETOR SOLAR E TANQUE DE ARMAZENAMENTO DE ENERGIA. PARÂMETROS USADOS NA SIMULAÇÃO:  $\psi_{sp,s} = 0,335$ ;  $\psi_{H,s} = 0,239$  e  $\psi_{wx,wx} = 0,5$ .

A Figura 6 mostra o comportamento das temperaturas adimensionais, similares às observadas no subsistema coletor solar, para os subsistemas tanque de armazenamento de energia, trocador de calor de água quente, trocador de calor regenerador e refrigerador por absorção. Todas as temperaturas iniciais são iguais à temperatura ambiente. Observa-se que as temperaturas do refrigerador dependem umas das outras, determinando as diferenças na troca de calor que são responsáveis pela taxa de transferência de calor necessária para o trocador de calor de água quente e o refrigerador operarem.

A temperatura do tanque de armazenamento,  $\tau_t$ , é mais alta que as outras. Assim este componente é responsável por suprir a entrada de exergia necessária para operar o trocador de calor de água quente e o refrigerador. A temperatura de saída da água quente,  $\tau_{wx}$ , aumenta com o tempo de contato térmico com o fluido térmico do tanque de armazenamento.

Com o tanque de armazenamento de energia, o sistema mostra-se capaz de suportar uma anulação da irradiação solar ( $3 \leq \tilde{t} \times 10^{-3} < 5$ ) e uma redução da irradiação solar ( $5 \leq \tilde{t} \times 10^{-3} < 12$ ) em alguns intervalos de tempo. Para  $\tilde{t} \times 10^{-3} \geq 12$ , o sistema atinge o período de regime estacionário-periódico, i.e., estabelece-se um padrão de “liga-desliga”, uma vez que a irradiação solar não for mais perturbada, com tanto a vazão mássica de combustível como de fluido térmico sendo ligadas e desligadas de acordo com a estratégia de controle.

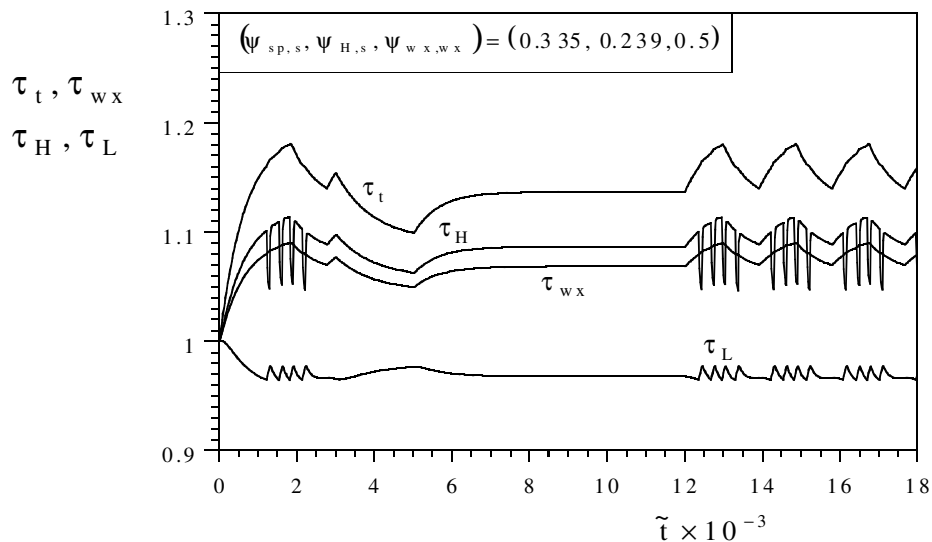


FIGURA 6 – COMPORTAMENTO TRANSIENTE DAS TEMPERATURAS ADIMENSIONAIS DO SUBSISTEMA TANQUE DE ARMAZENAMENTO DE ENERGIA E TROCADOR DE CALOR DE ÁGUA QUENTE E TROCADOR DE CALOR REGENERADOR E REFRIGERADOR POR ABSORÇÃO: PARÂMETROS USADOS NA SIMULAÇÃO:  $\psi_{sp,s} = 0,335$ ;  $\psi_{H,s} = 0,239$  e  $\psi_{wx,wx} = 0,5$ .

Na Figura 7, apresentam-se as distribuições temporais das temperaturas adimensionais. A temperatura do tanque de armazenamento,  $\tau_t$ , é mais alta que as



outras, sendo este componente do sistema responsável por fornecer a entrada necessária de energia para o trocador de calor de água quente e para o refrigerador operar. A temperatura de saída de água,  $\tau_{wx}$ , aumenta com o tempo devido ao contato térmico com o tanque de armazenamento do fluido térmico. Ressalta-se que o fornecimento de calor do sol foi mantido constante na simulação. No entanto, o modelo permite realizar investigações sobre o efeito do fornecimento de calor solar variável e do suprimento de calor da câmara de combustão sobre as temperaturas do espaço frio e da água quente em relação ao tempo. Esta análise não faz parte do escopo desta Dissertação.

A Figura 8 mostra o comportamento transitório das temperaturas do subsistema coletor solar e serpentina para o conjunto de dados adimensionais correspondentes ao fluido térmico até que o estado estacionário seja alcançado. Todas as temperaturas iniciais foram ajustadas para a temperatura ambiente. A temperatura do coletor solar,  $\tau_c$ , é a mais alta, sendo este o componente do sistema responsável para que o coletor tenha tanta energia solar disponível quanto possível, a ser armazenada, no tanque armazenador de energia. Os níveis de temperatura da saída da serpentina e do coletor,  $\tau_{sp}$  e  $\tau_c$ , determinam a diferença de temperatura responsável pela taxa de entrada de calor coletado pela serpentina,  $\tilde{Q}_{sp}$ .

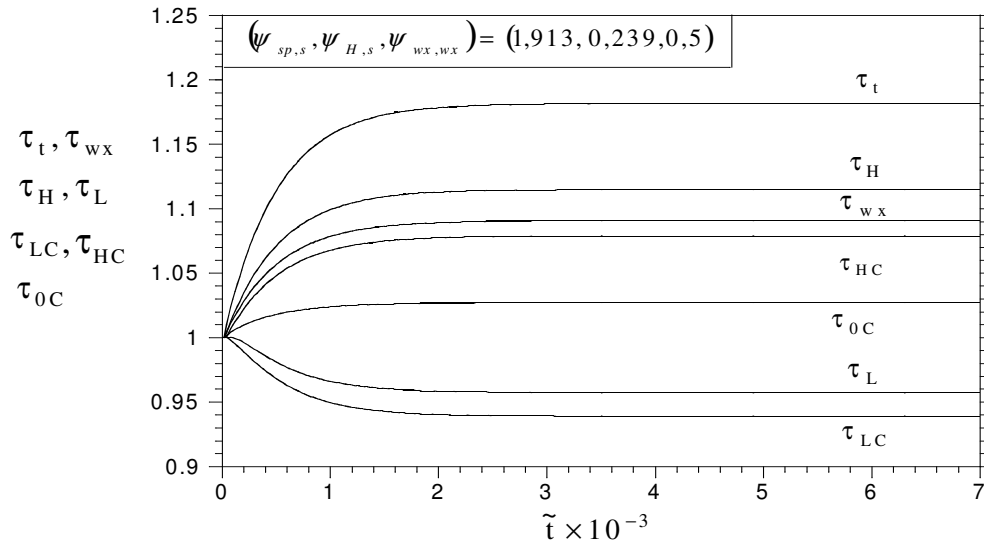


FIGURA 7 – DISTRIBUIÇÃO TEMPORAL DAS TEMPERATURAS ADIMENSIONAIS DOS SUBSISTEMAS TANQUE DE ARMAZENAMENTO DE ENERGIA E TROCADOR DE CALOR DE ÁGUA QUENTE, TROCADOR DE CALOR REGENERADOR E REFRIGERADOR POR ABSORÇÃO. PARÂMETROS USADOS NA SIMULAÇÃO:  $\psi_{sp,s} = 1,913$ ;  $\psi_{H,s} = 0,239$  e  $\psi_{wx,wx} = 0,5$ .

A evolução transiente das taxas de transferência de calor adimensionais, calculadas através da simulação são mostradas nas Figuras 9 e 10. Em  $\tilde{t} = 0$ , todas as taxas de transferência de calor são nulas, já que não há diferenças de temperaturas, exceto  $\tilde{Q}_{cc}$ , onde o combustível é queimado a partir de  $\tilde{t} = 0$ . As taxas obtidas de transferência de calor do refrigerador de absorção são analisadas pelos resultados apresentados na Figura 9, onde observa-se que o equilíbrio de energia é verificado conforme a Equação (48).

Visando definir o coeficiente de desempenho para um refrigerador de absorção, isto é,  $COP = \tilde{Q}_L / \tilde{Q}_H$ , pela inspeção direta da Figura 10, pode-se avaliar para o refrigerador considerado no sistema que  $COP \sim 0,50$ , o que é um valor típico para a refrigeração por absorção. A taxa de transferência de calor coletada pelo fluido térmico pela serpentina,  $\tilde{Q}_{sp}$ , estabiliza em um valor próximo de 67% da taxa de transferência de calor coletada por radiação pelo coletor,  $\tilde{Q}_c$ , mostrando que a temperaturas altas no coletor, as perdas termodinâmicas podem ser altas, e devem ser

consideradas para o projeto do coletor. Também é mostrada a comparação entre a taxa de entrada de transferência de calor na câmara de combustão e a taxa de transferência de calor realmente coletada pelo fluido térmico na configuração analisada.

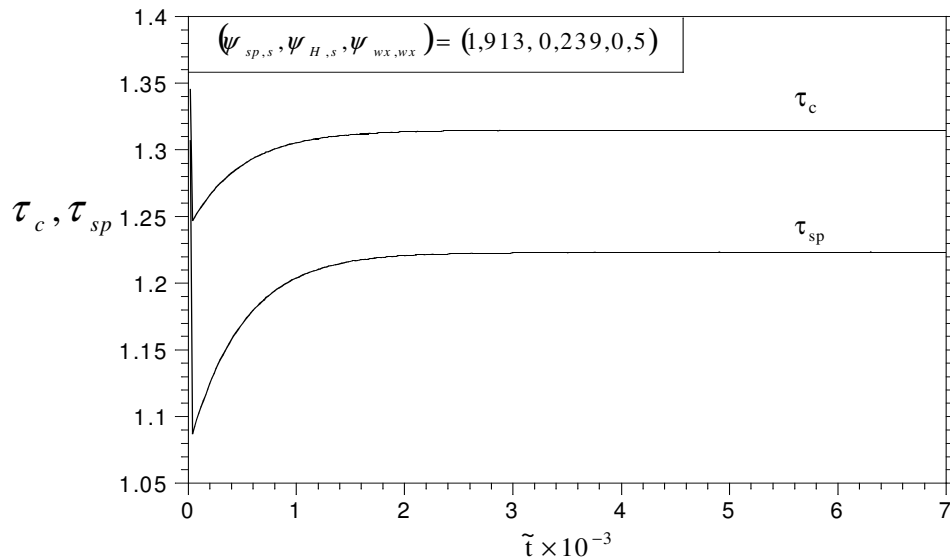


FIGURA 8 – DISTRIBUIÇÃO TEMPORAL DAS TEMPERATURAS ADIMENSIONAIS DO SUBSISTEMA COLETOR SOLAR/SERPENTINA. PARÂMETROS USADOS NA SIMULAÇÃO:  $\psi_{sp,s} = 1,913$ ;  $\psi_{H,s} = 0,239$  e  $\psi_{wx,wx} = 0,5$ .

Todas as curvas nas Figuras 8-10 demonstram as tendências físicas esperadas para o sistema proposto e, portanto, demonstra-se que o modelo pode ser usado para avaliar o comportamento transitório de todo o sistema até que o estado estacionário seja atingido e também para realizar a otimização termodinâmica do sistema. De fato um modelo transitório é indispensável para se avaliar o desempenho do sistema quando operado sob flutuações em fontes de calor de combustão e solar.

A busca por soluções para otimização termodinâmica do sistema foi também realizada considerando-se o monitoramento do comportamento de  $\tau_L$  e  $\tau_{wx}$  ao longo do tempo, para as três variáveis de decisão consideradas ( $\psi_{sp,s}$ ,  $\psi_{H,s}$ ,  $\psi_{wx,wx}$ ) enquanto mantinham-se os outros parâmetros constantes. A Figura 11 mostra que há um valor intermediário para a taxa de capacidade de fluido térmico do coletor, entre 0,48 e 4,3, tal que o gradiente temporal da temperatura é máximo. Esse monitoramento foi

realizado observando-se as restrições impostas ao sistema, determinando-se o tempo para atingir as temperaturas ajustadas prescritas ( $\tau_{L,set} = 0,97$  e  $\tau_{wx,set} = 1,08$ ), i.e., os tempos de “pull-down” e “pull-up” do sistema.

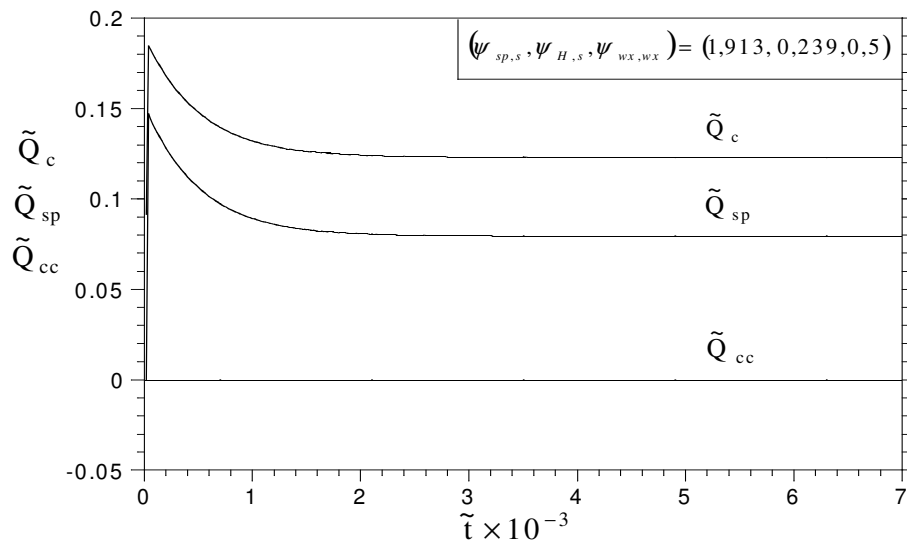


FIGURA 9 – DISTRIBUIÇÃO TEMPORAL DAS TAXAS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR ADIMENSIONAIS DO SUBSISTEMA COLETOR SOLAR/TANQUE DE ARMAZENAMENTO DE ENERGIA. PARÂMETROS USADOS NA SIMULAÇÃO:  $\psi_{sp,s} = 1,913$ ;  $\psi_{H,s} = 0,239$  e  $\psi_{wx,wx} = 0,5$ .

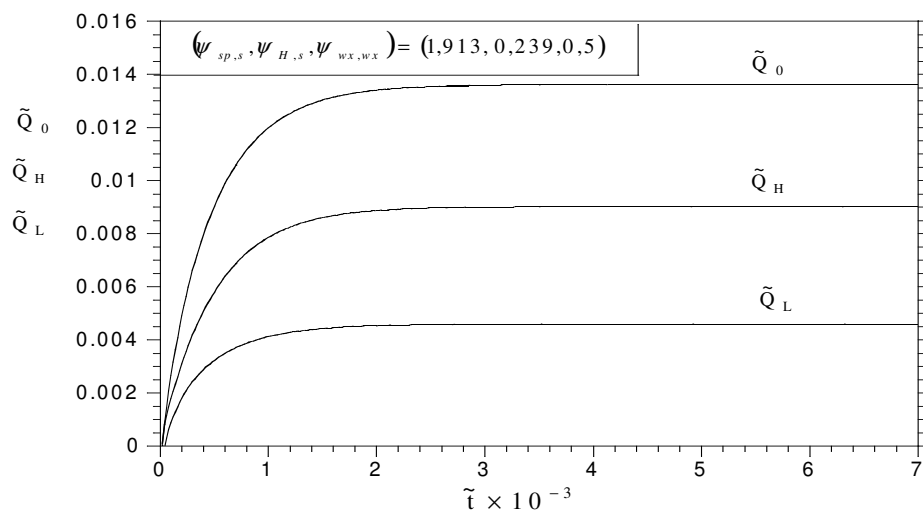


FIGURA 10 – DISTRIBUIÇÃO TEMPORAL DAS TAXAS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR ADIMENSIONAIS DO REFRIGERADOR POR ABSORÇÃO. PARÂMETROS USADOS NA SIMULAÇÃO:  $\psi_{sp,s} = 1,913$ ;  $\psi_{H,s} = 0,239$  e  $\psi_{wx,wx} = 0,5$ .

A Figura 11 mostra uma taxa de capacidade térmica do fluido intermediária, entre 0,48 e 4,3, tal que o gradiente temporal de temperatura é máximo e são obtidos mínimos para os tempos de “pull-down” e “pull-up” para alcançar as temperaturas selecionadas ( $\tau_{L,set} = 0,97$  e  $\tau_{wx,set} = 1,08$ ).

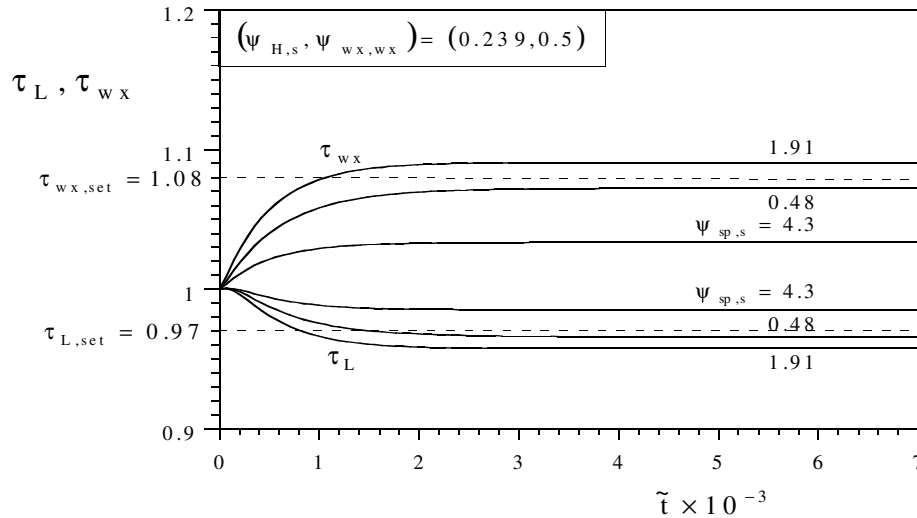


FIGURA 11 – OS TEMPOS DE PULL-DOWN E PULL-UP PARA TRÊS DIFERENTES TAXAS DE CAPACIDADE DO FLUÍDO TÉRMICO ADIMENSIONAIS NO COLETOR SOLAR. PARÂMETROS USADOS NA SIMULAÇÃO:  $\tau_{L,set} = 0,97$  ;  $\tau_{wx,set} = 1,08$ ;  $\psi_{H,s} = 0,239$  e  $\psi_{wx,wx} = 0,5$ .

A Figura 12 mostra o comportamento dos tempos de “pull-down e pull-up” com a variação de  $\psi_{sp,s}$  para  $(\psi_{H,s}, \psi_{wx,wx}) = (0,239, 0,5)$ . Observa-se que o valor ótimo da taxa de capacidade térmica do fluido térmico do coletor é a mesma para ambos objetivos, isto é, aquecimento e refrigeração. Isso é explicado pelo fato de que o trocador de calor de água quente e o refrigerador são movidos pela mesma fonte, portanto alcançam máximo desempenho quando a exergia captada pelo fluido térmico do coletor é maximizada. Também percebe-se que, a mesma oportunidade de maximização existe para outros pares  $(\psi_{H,s}, \psi_{wx,wx})$ , baseado na explicação dada no capítulo 4.

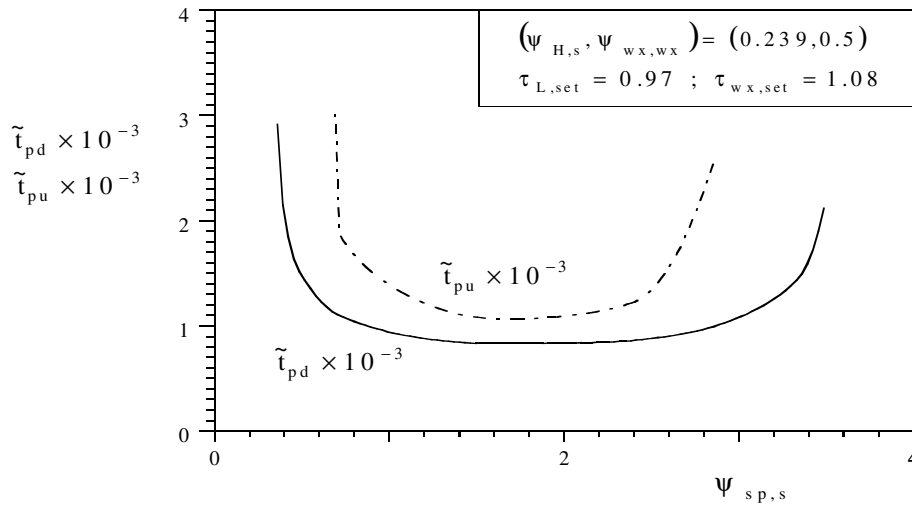


FIGURA 12 – MINIMIZAÇÃO DOS TEMPOS DE *PULL-DOWN* E *PULL-UP*. PARÂMETROS USADOS NA SIMULAÇÃO:  $\tau_{L,set} = 0.97$  ;  $\tau_{wx,set} = 1.08$  ;  $\psi_{H,s} = 0,239$  e  $\psi_{wx,wx} = 0,5$ .

A Figura 13 mostra a minimização do tempo de “pull-down” do espaço refrigerado para diferentes valores de taxa de transferência de calor adimensional,  $\psi_{H,s}$ . Verifica-se que existe um segundo mínimo em função de  $\psi_{H,s}$ . A minimização do tempo de “pull-down” foi realizada no intervalo  $0,143 \leq \psi_{H,s} \leq 0,335$ , e para  $\psi_{wx,wx} = 0,5$ . Os resultados estão na Figura 14. A taxa de capacidade térmica adimensional ótima do coletor fluido do coletor é um valor robusto com respeito à variação de  $\psi_{H,s}$ , isto é,  $\psi_{sp,s,opt} = 1,73$ . A diminuição do tempo de “pull-down” minimizado ocorre duas vezes no par ótimo  $(\psi_{sp,s}, \psi_{H,s})_{opt} = (1,73; 0,239)$ , para  $\psi_{wx,wx} = 0,5$ .

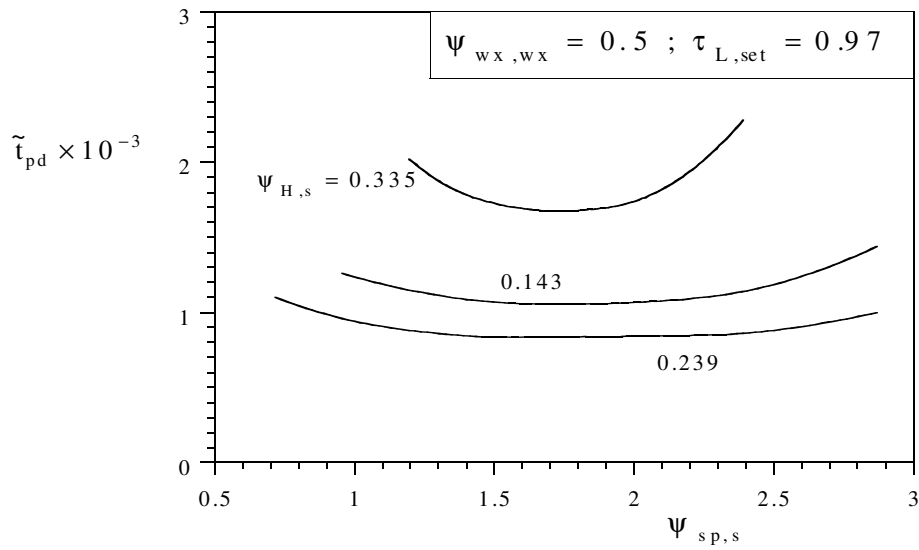


FIGURA 13 – O EFEITO DA VARIAÇÃO DAS TAXAS ADIMENSIONAIS DE VAZÃO DO FLUIDO TÉRMICO NO COLETOR SOLAR E NO TROCADOR DE CALOR REGENERADOR, PARA BUSCAR O TEMPO MÍNIMO DE *PULL-DOWN* PARA A TEMPERATURA DE *SETPOINT* EM FUNÇÃO DE  $\psi_{sp,s}$ . PARÂMETROS USADOS NA SIMULAÇÃO:  $\tau_{L,set} = 0.97$ ;  $\psi_{wx,wx} = 0,5$ .

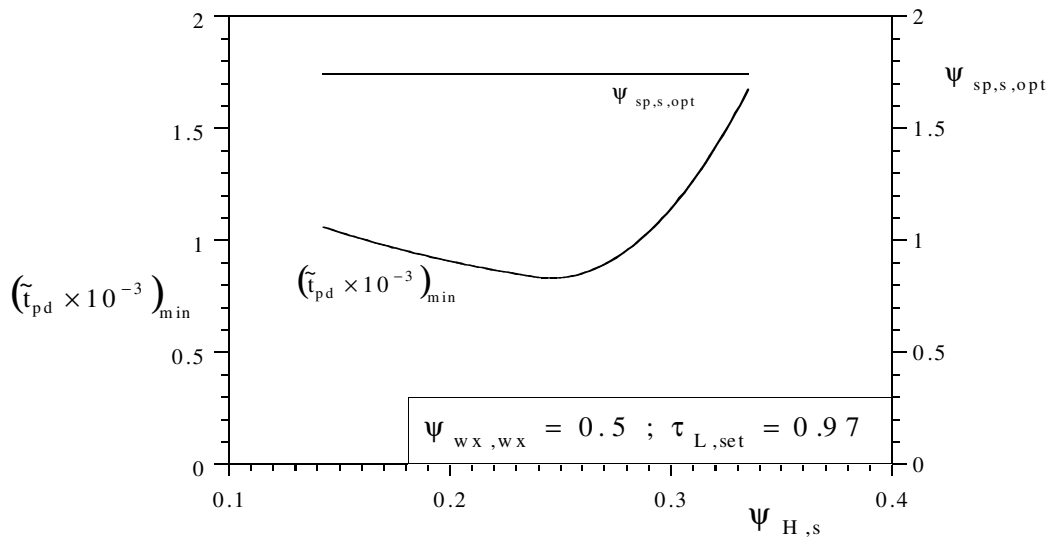


FIGURA 14 – MINIMIZAÇÃO DO TEMPO DE *PULL-DOWN* PARA A TEMPERATURA DE *SETPOINT* EM FUNÇÃO DE  $\psi_{sp,s}$ ;  $\psi_{H,s}$ . PARÂMETROS USADOS NA SIMULAÇÃO:  $\tau_{L,set} = 0.97$ ;  $\psi_{wx,wx} = 0,5$ .

Usando o mesmo procedimento para obter o tempo de “*pull-up*”, a taxa de capacidade térmica adimensional do fluido térmico do trocador de calor regenerador é fixada ( $\psi_{H,s} = 0.239$ ) e a taxa de capacidade térmica da água  $\psi_{wx,wx}$  foi variado juntamente com  $\psi_{sp,s}$ . A Figura 15 mostra a minimização do tempo de “*pull-up*” para  $\psi_{sp,s}$  para três valores de  $\psi_{wx,wx}$ , encontrando-se  $\psi_{sp,s,opt} \cong 1,73$  para  $\psi_{H,s} = 0,239$ . Observa-se que o tempo de pull-up diminui monoticamente com a redução de  $\psi_{wx,wx}$ .

Esse comportamento é diferente em relação ao que foi observado no tempo de “*pull-down*” para o espaço refrigerado. No espaço refrigerado, a carga térmica é fixa durante o processo de otimização, portanto o tempo de “*pull-down*” é minimizado a medida que a taxa de entrada de exergia no refrigerador é maximizada. Contrariamente, no trocador de calor, a carga a ser aquecida decresce a medida que a taxa capacidade térmica da água decresce, portanto quanto menor a quantidade de água, mais rapidamente é aquecida, como mostram os resultados da Figura 16. No entanto, embora a corrente de água seja aquecida mais rapidamente, menor quantidade de exergia torna-se disponível, isto é, o potencial para uso de água quente é reduzido. Essa discussão ressalta a necessidade de avaliar o desempenho do sistema combinado (ou sistemas térmicos em geral) em uma base mais concreta, que é provida pela análise exergética, isto é, pela avaliação da eficiência resultante da segunda lei no sistema todo, conforme a Equação (44). É evidente que, ao maximizar a eficiência da segunda lei da Termodinâmica no sistema todo, o potencial para o uso dos dois produtos, resfriamento e aquecimento, (em  $\tau_{L,set} = 0,97$  e  $\tau_{wx,set} = 1,08$ ) é maximizado.



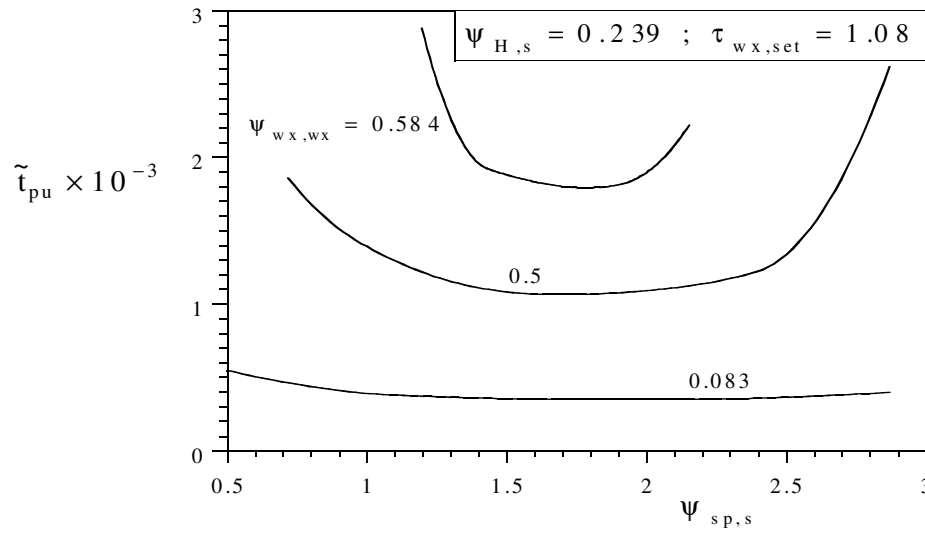


FIGURA 15 – O EFEITO DA VARIAÇÃO DAS TAXAS ADIMENSIONAIS DE VAZÃO DO FLUIDO TÉRMICO NO COLETOR SOLAR E NO TROCADOR DE CALOR REGENERADOR PARA BUSCAR O TEMPO MÍNIMO DE *PULL-UP* PARA A TEMPERATURA DE *SETPOINT* EM FUNÇÃO DE  $\psi_{sp,s}$ . PARÂMETROS USADOS NA SIMULAÇÃO:  $\tau_{wx,set} = 1,08$ ;  $\psi_{H,s} = 0,239$

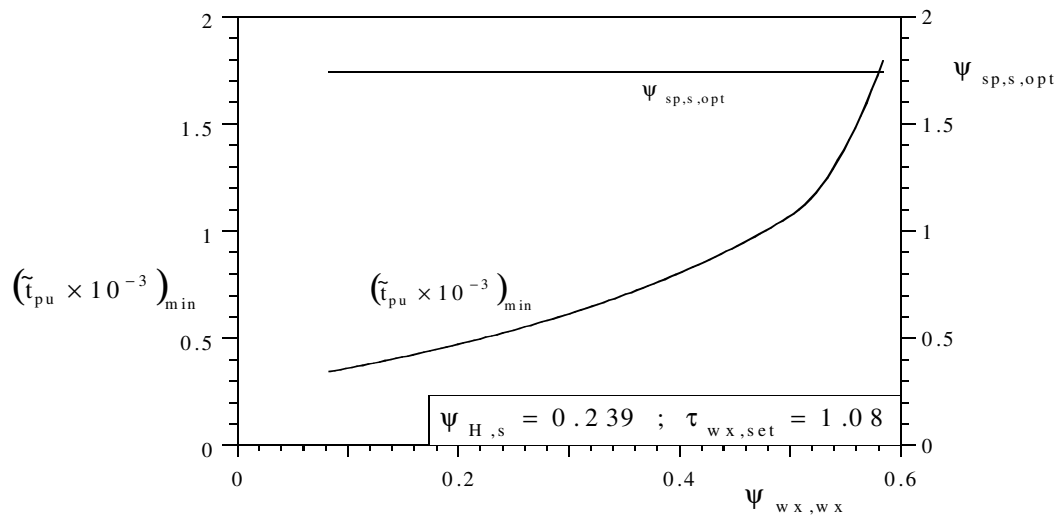


FIGURA 16 – MINIMIZAÇÃO DO TEMPO DE *PULL-UP* PARA A TEMPERATURA DE *SETPOINT* EM FUNÇÃO DE  $\psi_{sp,s}$ ;  $\psi_{wx,wx}$ . PARÂMETROS USADOS NA SIMULAÇÃO:  $\tau_{wx,set} = 1,08$ ;  $\psi_{H,s} = 0,239$ .

A Figura 17 apresenta os resultados da maximização da eficiência de segunda lei de todo o sistema  $\eta_{II}$ , que é verificado para  $\psi_{sp,s}$  com três diferentes valores de  $\psi_{wx,wx}$ , enquanto que a taxa de capacidade térmica adimensional do fluido térmico do regenerador é fixada em  $\psi_{H,s} = 0,239$ .

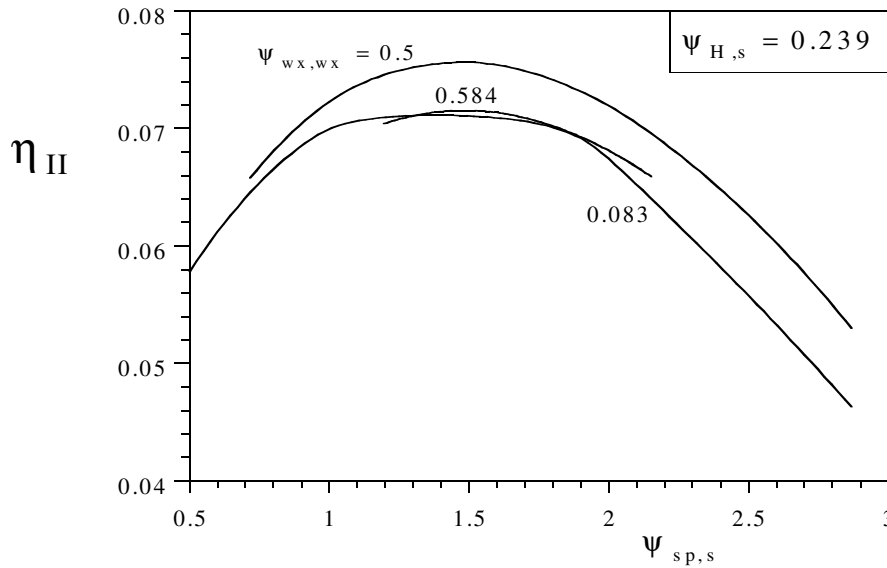


FIGURA 17 – MAXIMIZAÇÃO EM ESTADO ESTACIONÁRIO DA EFICIÊNCIA DE SEGUNDA LEI DA TERMODINÂMICA COM AS RESPECTIVAS TAXAS DE CAPACIDADE DO FLUÍDO TÉRMICO  $\psi_{sp,s}$  e  $\psi_{wx,wx}$ . PARÂMETROS USADOS NA SIMULAÇÃO:  $\psi_{H,s} = 0,239$ .

A Figura 18 mostra a dupla maximização da eficiência de segunda lei da Termodinâmica para  $0,083 \leq \psi_{wx,wx} \leq 0,584$  e  $\psi_{H,s} = 0,239$ . Novamente a taxa de capacidade térmica adimensional ótima do fluido térmico do coletor mostrou-se robusta com respeito a variação de  $\psi_{wx,wx}$ , i.e.,  $\psi_{sp,s,opt} \cong 1,43$ . As eficiências da segunda lei da Termodinâmica duplamente maximizada são encontradas, para o par ótimo  $(\psi_{sp,s}, \psi_{wx,wx})_{opt} \cong (1,43, 0,34)$ , para  $\psi_{H,s} = 0,239$ . Observa-se que a taxa de entrada de exergia é maximizada para refrigeração e aquecimento, não sendo necessariamente os tempos de “pull-down” e “pull-up” mínimos. Isto porque  $\psi_{sp,s,opt}$  ocorre em uma

região diferente da máxima entrada da taxa de exergia para o sistema com  $\psi_{H,s} = 0,239$  do que para os tempos mínimos de "pull-down" e "pull-up".

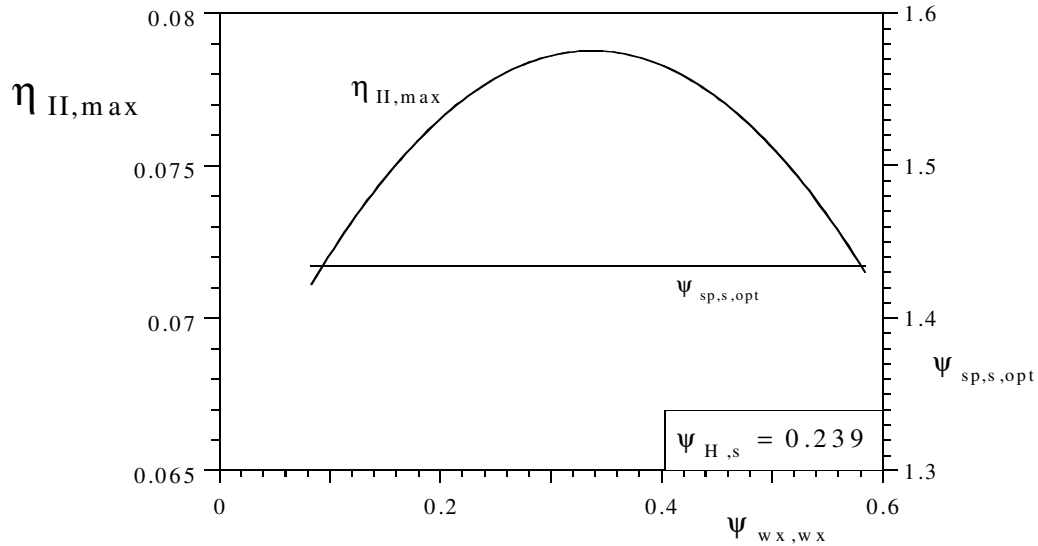


FIGURA 18 – MAXIMIZAÇÃO EM ESTADO ESTACIONÁRIO DA EFICIÊNCIA DE SEGUNDA LEI DA TERMODINÂMICA COM AS RESPECTIVAS TAXAS DE CAPACIDADE DO FLUÍDO TÉRMICO  $\psi_{sp,s}$ . PARÂMETROS USADOS NA SIMULAÇÃO:  $\psi_{H,s} = 0,239$ ,  $\tau_{L,set} = 0,97$  e  $\tau_{wx,set} = 1,08$ .

A Figura 19 apresenta a maximização em estado estacionário para a eficiência de segunda lei da Termodinâmica. O procedimento de maximização é repetido para  $0,143 \leq \psi_{H,s} \leq 0,335$ , e as taxas ótimas de capacidade térmica adimensionais são encontradas onde a eficiência de segunda lei da Termodinâmica é máxima. Os resultados são mostrados para a tripla maximização  $(\psi_{sp,s}, \psi_{wx,wx}, \psi_{H,s})_{opt} \cong (1,43, 0,23, 0,143)$ . O máximo é acentuado, mostrando 25% de variação de  $\eta_{II,max,max}$  na faixa de  $0,143 \leq \psi_{H,s} \leq 0,335$ , conseqüentemente muito importante para ser considerado para projeto de sistemas baseados em energia solar similares ao apresentado neste trabalho.

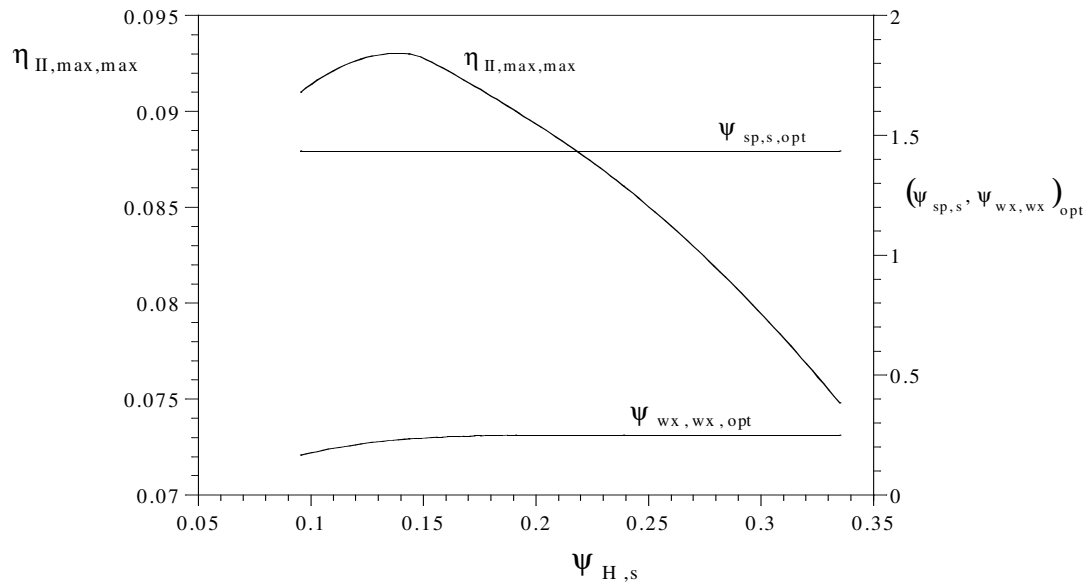


FIGURA 19 – MAXIMIZAÇÃO DAS TRÊS TAXAS DE CAPACIDADE ADIMENSIONAIS PARA A EFICIÊNCIA DE SEGUNDA LEI DA TERMODINÂMICA  $\Psi_{sp,s}, \Psi_{H,s}, \Psi_{wx,wx}$ .

TABELA 5 – SOLUÇÃO ÓTIMA

$\Psi_{sp,s}$	1,43
$\Psi_{H,s}$	0,14
$\Psi_{wx,wx}$	0,23
$\eta_{II}$	0,093
$\tilde{t}_{pd}$	980
$\tilde{t}_{pu}$	500

## 7. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O problema básico de Termodinâmica considerado nesta Dissertação consiste em responder a questão de como extrair a máxima taxa da entrada de exergia de um equipamento com coletor solar e queimador de gás usado para aquecimento de água e refrigeração. Um modelo matemático transiente do sistema solar foi desenvolvido para a obtenção da resposta do sistema no tempo e para calcular a eficiência de segunda lei da Termodinâmica do sistema como função de parâmetros de projeto e de operação. Grupos adimensionais apropriados foram identificados e os resultados generalizados apresentados em gráficos adimensionais.

Seguem abaixo as principais conclusões baseadas nos resultados apresentados nas Figuras 3 a 19, do capítulo 6:

(a) Existe um conjunto fundamental ótimo das três taxas de capacidades térmicas que caracterizam o sistema, tal que, a máxima taxa de entrada de exergia é obtida no equipamento com coletor solar e queimador de gás para aquecimento de água e refrigeração, e portanto com as máximas taxas de aquecimento de água e refrigeração, não importando o quão complicado seja a sua concepção.

(b) Como o princípio da otimização é geral, o modelo pode ser usado com uma ferramenta preliminar para identificar  $(\psi_{sp,s}, \psi_{wx,wx}, \psi_{H,s})_{opt}$  para quaisquer parâmetros de projeto, que podem ser diferentes dos listados nas Tabelas 2 e 3, para a maximização da eficiência de segunda lei e, portanto, obter a operação ótima do sistema.

(c) Foi mostrado que a taxa de capacidade térmica ótima para o coletor,  $\psi_{sp,s,opt}$ , é robusta com respeito à variação de outras duas taxas de capacidade térmica,  $\psi_{H,s}$  and  $\psi_{wx,wx}$ . Este é um ponto importante para sua aplicação em projetos de sistemas semelhantes, ou seja, sua escalabilidade.

(d) Os tempos mínimos de "pull-down" e "pull-up", e a maximização da eficiência de segunda lei da Termodinâmica encontrados com respeito à otimização dos parâmetros de operação são acentuados, ressaltando sua importância para projetos práticos e, para tanto, devem ser identificados com precisão para se executar com êxito

um sistema solar com altas eficiências globais e, com dimensões reduzidas, a fim de tornar esses sistemas comercialmente competitivos.

Algumas sugestões para a realização de trabalhos futuros são as seguintes:

(a) Os resultados deste estudo apresentam condições para que sejam realizadas análises paramétricas para avaliação da robustez do conjunto de valores ótimos em relação às variações de todos os parâmetros geométricos que formam a estrutura do sistema proposto e para otimizar a alocação dos seus componentes obtendo-se a dimensão total do mesmo.

(b) Os trabalhos desta dissertação poderiam ser estendidos para realizar uma otimização termoeconômica dos parâmetros das Tabelas 2 e 3 e conseqüentemente para minimizar o custo global do sistema.

(c) Realizar a validação experimental dos resultados do modelo matemático através da comparação direta com medições realizadas em um sistema de uma unidade de aquecimento de água e refrigeração por absorção de alimentação híbrida a coletor solar e gás combustível com a configuração apresentada nesta Dissertação.

## 8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ADEWUSI, S. A.; ZUBAIR, S., M.. **Second law based thermodynamic analysis of ammonia-water absorption systems**, Energy Conversion and Management volume 45, Issues 15-16, September 2004, Pages 2355-2369.

ALAN, K. C. A.; SAHA, B. B.; AKISAWA, A.; KASHIWAGI, T.. **Optimization of a solar driven adsorption refrigeration system**. Energy Conversion and Management, 42(6) (2001) 741-753.

ALGHOUL, M. A.; SULAIMAN, M. Y.; AZMI, B. Z.; WAHAB. **Advances on multi-purpose solar adsorption systems for domestic refrigeration and water heating**, Applied Thermal Engineering, volume 27, issue 5-6, april 2007, pages 813-822.

BALESTIERI, J. A. P.. **Cogeração: geração combinada de eletricidade e calor**. Florianópolis: Ed. UFSC, 2002.

BEJAN, A.. **Entropy generation through heat and fluid flow**, Nova York: Ed. Wiley, 1982.

BEJAN, A.. **Theory of heat transfer-irreversible refrigeration plants**. International Journal Heat Mass Transfer, 32 (1989) 1631-1639.

BEJAN, A.. **Heat transfer**. Chapter 10, Wiley, New York, 1993.

BEJAN, A.; VARGAS, J. V. C.; SOKOLOV, M.. **Optimal allocation of heat exchanger inventory in heat driven refrigerators**. International Journal Heat Mass Transfer, 38(16) (1995) 2997-3004.

BEJAN A.; MAMUT E.. **Thermodynamic optimization of complex energy systems**, Dordrecht: Kluwer Academic Publishers, 1999.

BEJAN, A.. **Shape and structure, from engineering to nature**. Cambridge University Press, 2000.

BEJAN, A.. **Fundamentals of exergy analysis, entropy generation minimization, and the generation of flow architecture**. International Journal Energy Research, 26(7) (2002) 545-565.

BERNDSSEN J. C.; VARGAS, J. V. C.; DILAY, E.; DIAS, F.G.; ORDONEZ, J. C; PARISE, J. A. R.; CAMPOS, M. C.; MACIEL, V. D.; OÇOSKI, L. R. C. G.. **Desenvolvimento experimental de um sistema trigerador com produção simultânea de calor eletricidade e frio**. Proceedings of the XI Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering - ENCIT 2006, Paper CIT06-0786, Curitiba, Brazil 2006.

BUZELIN, L. O. S.; AMICO, S. C.; VARGAS, J. V. C.; PARISE, J. A. R.. **Experimental development of an intelligent refrigeration system**. International Journal of Refrigeration 28, (2005) 165–175.

CONVERSE, A. O.. **Otimização**. EDART – Editora da Universidade de São Paulo, 1977.

COSTA, E. C.. **Refrigeração**. Edgard Blucher, São Paulo 1982.

DANXING, Z. A.; BIN, C. A.; YUN, Q. A.; HONGGUANG, J. B.. **Thermodynamic analysis of a novel absorption power/cooling combined-cycle**, Applied Energy, volume 83, issue 4, april 2006, pages 311-323.

EZZINE, N.B.; BARHOUMI, M.; MEJBRI, K.; CHEMKHI, S.; BELLAGI, A.; **Solar cooling with the absorption principle: first and Second Law analysis of an ammonia-water double-generator absorption chiller**, Desalination volume 168, 15 August 2004, Pages 137-144.

FANA, Y.; LUO, L.; SOUYRIA. **Review of solar sorption refrigeration technologies: Development and applications**, Renewable and Sustainable Energy Reviews volume 11, Issue 8, October 2007, Pages 1758-1775.

FLORIDES, G. A.; KALOGIROU, S. A.; TASSOU, S. A.; WROBEL, L. C.. **Modelling and simulation of an absorption solar cooling system for Cyprus**, Solar Energy volume 72, Issue 1, January 2002, Pages 43-51.



GERSHENFELD, N.. **The nature of mathematical modeling.** Cambridge University Press Cambridge, 1999

HASAN, A. A.; GOSWAMI, Y.. **Exergy analysis of a combined power and refrigeration thermodynamic cycle driven by a solar heat source.** ASME Journal of Solar Energy Engineering, 125(1) (2003) 55-60.

HAVELSKY, V.. **Energetic efficiency of cogeneration systems for combined heat, cold and power production,** International Journal of Refrigeration 22 (1999) 479-485.

HAYDEN, T.. **Dossiê Terra: O guia indispensável sobre as tendências globais,** São Paulo: Editora Abril, 2007.

HOVSAPIAN, R.; VARGAS, J. V. C.; ORDONEZ, S. C.; KROTHAPALLI, A.; PARISE, J. A. R.; BERNDESEN, J. C.. **Thermodynamic optimization of a hybrid solar system for cogeneration of heat and cold.** International Journal of Energy Research. (2008), em impressão.

KALOGIROU, S. A., **Solar thermal collectors and applications.** Progress in Energy and Combustion Science, 30(3) (2004) 231-295.

KHATTAB, N. M.. **Simulation and optimization of a novel solar-powered adsorption refrigeration module.** Solar Energy, 80(7) (2006) 823-833.

KLEIN, S. A.. **Design considerations for refrigeration cycles.** International Journal of Refrigeration, 15 (1992) 181-185.

KOONIN, S.E.; MEREDITH, D.C.; **Computational Physics.** Fortran Version. Addison-Wesley, 1993.

MARTINS, L. S.. **Modelagem Matemática e Simulação em Tempo Real de um Trocador de Calor Regenerador.** Dissertação de Mestrado, UFPR, 2005.

OERTEL, K.; FISCHER, M.. **Adsorption cooling system for cold storage using methanol/silicagel.** Applied Thermal Engineering 18 (1998) 773-786

PRESS, W.H.; FLANNERY, B.P.; TEUKOLSKY, S.A.; VETTERLING, W.T.. **Numerical Recipes in Pascal.** Cambridge, 1992.

PRIDASAWAS, W.; LUNDQVIST, P.. **An exergy analysis of a solar-driven ejector refrigeration system.** Solar Energy, 76(4) (2004) 369-379.

RADCENCO, V.; VARGAS, J. V. C.; BEJAN, A.. **Two design aspects of defrosting refrigerators.** International Journal of Refrigeration, 18 (1994) 76-86.

REIS, M.. **A Reinvenção da Geladeira,** Scientific American Brasil, 34, março de 2005, 44-49.

SAHA, B. B.; AKISAWA, A.; KASHIWAGI, T.. **Solar/waste heat driven two-stage adsorption chiller: the prototype.** Renewable Energy, 23(1) (2001) 93-101.

SANKARLAL, T.; MANI, A.. **Experimental studies on an ammonia ejector refrigeration system.** Int. Comm. Heat Mass Transfer, 33(2) (2006) 224-230.

SIERRA, F. Z.; BEST, R.; HOLLAND, F. A.. **Experiments on an absorption refrigeration system powered by a solar pond.** Heat Recovery Systems & CHP, 13(5) (1993) 401-408.

SOUZA, A. W. A.. **Fundamentos da Teoria da Energia Solar,** Ed. Da Fundação Brasileira de Direitos Econômicos, Belo Horizonte, 1994.

SOZEN, A.. **Effect of heat exchangers on performance of absorption refrigeration systems,** Energy Conversion and Management volume 42, Issue 14, September 2001, Pages 1699-1716.

SOZEN, A.; OZALP, M.. **Solar-driven ejector-absorption cooling system.** Applied Energy, 80(1) (2005) 97-113.

STOLER, J.; BULIRSCH, R.. **Introduction to Numerical Analysis**. Springer-Verlag, New York, 1980.

TIERNEY, M. J.. **Options for solar-assisted refrigeration - trough collectors and double-effect chillers**. *Renewable Energy*, 32(2) (2007) 183-199.

TRIPANAGNOSTOPOULOS, Y.; SIABEKOU, C.; TONUI, J. K.. **The Fresnel lens concept for solar control of buildings**, *Solar Energy* 81 (2007) 661-675.

VARGAS, J. V. C.; SOKOLOV, M.; BEJAN, A.. **Thermodynamic optimization of solar driven refrigerators**. *ASME Journal Solar Energy Engineering*, 118 (1996) 130-135.

WANG, R. Z.. **Adsorption refrigeration research in Shangai Jiao Tong university**. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 5(1) (2001) 1-37.

WANG, R. Z.; OLIVEIRA, R. G.. **Adsorption refrigeration - an efficient way to make good use of waste heat and solar energy**. *Progress in Energy and Combustion Science*, 32(4) (2006) 424-458.

YONG, L.; SUMATHY, K.. **Modeling and simulation of a solar power two bed adsorption air conditioning system**, *Energy Conversion and Management* volume 45, Issue 17, October 2004, Pages 2761-2775.