

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO
EM ENGENHARIA MECÂNICA

OTIMIZAÇÃO DE ESTRUTURAS PARA ACUMULAÇÃO DE CALOR SENSÍVEL

por

Tiago Haubert Andriotty

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, Setembro de 2014

OTIMIZAÇÃO DE ESTRUTURAS PARA ACUMULAÇÃO DE CALOR SENSÍVEL

por

Tiago Haubert Andriotty
Graduação em Engenharia Mecânica

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Fenômenos de Transporte

Orientador: Prof. Dr. Paulo Smith Schneider

Co-orientador: Prof. Dr. Luiz Alberto Oliveira Rocha

Aprovado por:

Prof. Dr. Ivoni Carlos Acunha Junior / IFRS

Prof. Dr. Adriane Prisco Petry / PROMEC / UFRGS

Prof. Dr. Letícia Jenisch Rodrigues / DEMEC / UFRGS

Prof. Dr. Luiz Alberto Oliveira Rocha
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 29 de Setembro de 2014

*Dedico este trabalho a minha mãe,
Dalva Haubert, quem sempre
esteve presente e me apoio.*

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço à minha mãe Dalva e a todos os meus familiares, que ao longo deste caminho estiveram ao meu lado.

Agradeço ao meu orientador, Paulo Smith Schneider, pela dedicação que demonstrou em me auxiliar sempre que necessário.

A UFRGS e o PORMEC pelo apoio e estrutura fornecidos.

A CAPES pela bolsa de mestrado.

Por fim, aos meus colegas e amigos, que de todas as formas me apoiaram e me ajudaram.

RESUMO

Este trabalho apresenta a otimização de sistemas de acumulação sensível de energia térmica, submetidos a fontes de energia intermitentes (solar). Este tipo de sistema de acumulação é definido pelo seu material de acumulação e pelo fluido de trabalho, que realiza o transporte da energia. A metodologia empregada consiste em aplicar o modelo da capacitância global para descrever o comportamento dinâmico do material de acumulação, disposto na forma de placas planas paralelas, enquanto que o fluido de trabalho foi modelado via balanço de energia. O material de acumulação foi dividido em diversas seções menores, de modo a satisfazer a condição de validade do modelo da capacitância global, resultando em números de Biot menores ou iguais a 0,1, para cada seção. Os parâmetros identificados para a otimização foram a geometria do material de acumulação (número de placas e volume), propriedades do material de acumulação (massa específica e calor específico) e vazão do fluido de trabalho. Definiu-se a função a ser minimizada como o módulo da diferença entre a taxa de energia de saída do sistema de acumulação e a taxa de energia de saída alvo. Os resultados para duas geometrias e materiais distintos (aço AISI304 e granito), foram comparados com simulações efetuadas com o *software* comercial *COMSOL*, e os desvios encontrados ficaram na faixa de 10,16% a 8,88% para o aço e de 1,45% a 0,25% para o granito. A formulação proposta neste trabalho foi implementada no programa *Engineering Equation Solver (EES)*, e otimizada com algoritmos genéticos. Observou-se que a massa específica e o calor específico são parâmetros que podem ser avaliados pelo seu produto (capacidade térmica volumétrica), quando a massa do material de acumulação não foi fixada. Para os casos nos quais a massa foi definida, o calor específico e a massa específica devem ser considerados parâmetros independentes, pois cada um atuou de forma diferente sobre o sistema. Observou-se que aumentando a quantidade de parâmetros de otimização, a diferença entre a taxa de energia na saída e a mesma taxa alvo diminuiu. Na simulação com dois parâmetros de otimização, a diferença relativa máxima entre estas taxas foi de 50%, enquanto que para quatro parâmetros de otimização, este valor caiu para 24%.

Palavras-chave: termo-acumulação; calor sensível; otimização; capacitância global; placas planas paralelas

ABSTRACT

This work presents the optimization of sensible heat storage system, subjected to intermittent energy sources (solar). This type of storage system is defined by its storage material and the working fluid, which transports the energy. The methodology consists of using the global capacitance method to describe the dynamic behavior of the storage material, disposed in the form of parallel flat plates, while the working fluid was modeled via an energy balance. The storage material was divided into several smaller sections in order to satisfy the validity condition of the global capacitance model, resulting in Biot numbers smaller or equal than 0.1 for each section. The optimized parameters were the geometry of the storage material (number of plates and volume), the storage material properties (mass and specific heat) and flow rate of the working fluid. The minimized objective function is the difference between the output energy rate of the storage system and the target output energy rate. The results for two different geometries and materials (steel AISI304 and granite), were compared to simulations performed with the commercial *software COMSOL*, and the deviations were found in the range of 10.16% to 8.88% for steel and 1,45% to 0.25% for granite. The formulation proposed in this paper is implemented in the *Engineering Equation Solver (EES)*, and optimized with genetic algorithm. It was observed that the density and specific heat are parameters that can be evaluated for its product (volumetric heat capacity) when the mass of the storage material was not defined. For the cases where the mass was defined, the specific heat and the density should be considered independent parameters, as each one act differently in the system. It was observed that increasing the number of optimized parameters, the difference between the output energy rate and the same target rate decreased. In the simulation with two optimized parameters, the maximum relative difference between these rates was 50%, while for four optimized parameters, this value dropped to 24%.

Keywords: Thermal storage; sensible heat; optimization; global capacitance model; parallel flat plates

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO.....	1
1.1	Motivação.....	3
1.2	Revisão Bibliográfica.....	4
1.3	Objetivos	8
1.4	Organização do trabalho	8
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	9
2.1	Modelagem do sistema de acumulação sensível.....	9
2.2	Limites de aplicação da formulação.....	15
2.3	Algoritmo genético de otimização	17
2.4	Conclusões parciais.....	18
3	METODOLOGIA	19
3.1	Modelo do sistema de acumulação proposto	19
3.2	Modelagem hidráulica e térmica do sistema.....	23
3.3	Algoritmo genético aplicado ao trabalho	25
3.4	Conclusões parciais.....	26
4	OTIMIZAÇÃO DO SISTEMA DE ARMAZENAMENTO	27
4.1	Estrutura dos casos.....	27
4.2	Restrições e valores dos parâmetros do sistema de acumulação	29
4.3	Verificação do modelo proposto	32
4.4	Verificação dos resultados simulados com o <i>software COMSOL</i>	33
4.5	Temperatura representativa do sólido	37
4.6	Conclusões parciais.....	38
5	RESULTADOS.....	39
5.1	Resultados das análises de otimização.....	39
5.1.1	Caso 1.....	39
5.1.2	Caso 2.....	42
5.1.3	Caso 3.....	45

5.1.4 Caso 4.....	46
5.1.5 Caso 5.....	52
5.2 Conclusões parciais.....	55
6 CONCLUSÕES	57
6.1 Propostas de trabalhos futuros	58
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	59

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1: Consumo mundial de energia e projeções futuras (Adaptado de IEO, 2006).....	1
Figura 1.2: Secador solar construído na Quinta da Estância.	3
Figura 2.1: (a) Esquema do escoamento do fluido de trabalho ao redor do sólido e (b) dimensões externas do domínio do sistema de acumulação.....	10
Figura 2.2: Balanço de energia no volume de controle do fluido de trabalho.....	10
Figura 2.3: Balanço de energia no volume de controle do corpo sólido.	13
Figura 2.4: Variação da temperatura do fluido ao longo de um canal mantido a uma temperatura constante (adaptada de Çengel, 2002).	15
Figura 2.5: Ciclo básico dos algoritmos genéticos (adaptado de Weise, 2009).	18
Figura 3.1: Sólido para a cumulação sensível empregado por Sragovich (adaptado de Sragovich, 1989).....	20
Figura 3.2: (a) Corpo sólido único, sem discretização e (b) corpo sólido discretizado em três seções.....	20
Figura 3.3: Comprimento característico de cada seção do sólido de acumulação.	21
Figura 3.4: Condições de contorno do sólido dividido em três seções para a formulação deste trabalho.	22
Figura 3.5: Discretização do sólido em diversas seções.....	22
Figura 3.6: Diferença entre considerar um canal extra ou o escoamento junto as paredes externas: (a) escoamento interno em um canal e (b) escoamento nas paredes externas. .	25
Figura 4.1: Comportamento da temperatura externa do ar, $T_{0,t}$, ao longo do tempo para dois ciclos de simulação.....	31
Figura 4.2: Configuração dos micro canais para verificação da formulação proposta neste trabalho (adaptado de Incropera <i>et al.</i> , 2011).....	32
Figura 4.3: (a) Configuração geométrica da simulação no <i>COMSOL</i> e (b) condições de contorno.	34
Figura 4.4: Desvios entre os resultados do <i>COMSOL</i> e do <i>EES</i> para os dois casos analisados.	36
Figura 4.5: Comparação da temperatura da primeira seção do material de acumulação no caso hipotético A entre o <i>software COMSOL</i> e o modelo proposto neste trabalho.	37
Figura 4.6: Comportamento da temperatura de cada seção do sólido para o Caso 1, aço AISI 304.	38

Figura 5.1: (a) Desvio entre a taxa de energia na saída e a taxa de energia na saída alvo, (b) temperatura da seção central do sólido e (c) energia acumulada no sólido, para o Caso 1.	41
Figura 5.2: (a) Desvio entre a taxa de energia na saída e a taxa de energia na saída alvo, (b) temperatura da seção central do sólido e (c) temperatura do ar na saída do sistema de acumulação.	44
Figura 5.3: Gráfico do desvio entre a taxa de transferência de calor na saída e a taxa de transferência de calor na saída alvo do sistema de acumulação, para o caso 4.	48
Figura 5.4: Comportamento das quatro variáveis analisadas no caso 4: (a) massa específica, (b) número de placas, (c) calor específico, (d) vazão mássica, (e) fração de vazio e (f) coeficiente de transferência de calor.	49
Figura 5.5: Comportamento da constante de tempo ao longo do tempo.	50
Figura 5.6: Comparação entre as taxas de transferência de calor na saída dos resultados otimizados nas simulações de 4,12 e 26 ciclos no Caso 4, aplicadas em 8 ciclos.....	51

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1: Hipóteses e simplificações consideradas na formulação.....	14
Tabela 3.1: Parâmetros utilizados no algoritmo genético do <i>software EES</i> para este trabalho.	25
Tabela 4.1: Casos analisados no presente trabalho.....	28
Tabela 4.2: Propriedades dos materiais de armazenamento utilizadas nas simulações (adaptado de Incropera et al., 2011).	28
Tabela 4.3: Propriedades do ar a 320 K utilizadas nas simulações.	29
Tabela 4.4: Restrições dos parâmetros do sistema.	30
Tabela 4.5: Propriedades da água a 300 K.	32
Tabela 4.6: Comparação dos resultados obtidos em Incropera <i>et al.</i> , 2011, com os do código proposto neste trabalho.	33
Tabela 4.7: Valores dos parâmetros utilizados para comparação entre a formulação empregada no <i>EES</i> e o <i>software</i> comercial <i>COMSOL</i> , para os casos citados acima.	33
Tabela 5.1: Resultados da otimização para fração de vazio e o número de placas no Caso 1, respeitando os limites apresentados na Tabela 4.4.	39
Tabela 5.2: Resultados da otimização para número de placas e vazão mássica no Caso 2, respeitando os limites apresentados na Tabela 4.4.	42
Tabela 5.3: Resultados da otimização para número de placas, massa específica, calor específico e fração de vazio no Caso 3.	45
Tabela 5.4: Resultados da otimização para número de placas, massa específica, calor específico e vazão mássica no Caso 4, para 4 ciclos, com massa de 130 kg.	47
Tabela 5.5: Comparação dos valores da função objetivo para os diferentes números de ciclos analisados no Caso 4.	51
Tabela 5.6: Resultados da otimização para número de placas, massa específica, calor específico, vazão mássica e fração de vazio no Caso 5.	52
Tabela 5.7: Resultados da otimização para número de placas, massa específica, calor específico, vazão mássica e fração de vazio no Caso 5.	53
Tabela 5.8: Resultados da otimização para 24 e 25 placas, sendo otimizável a capacidade térmica volumétrica, vazão mássica e fração de vazio.	54

LISTA DE SÍMBOLOS

A_c	Área da seção transversal do duto, m
A_s	Área superficial de troca térmica, m ²
Bi	Número de Biot $\left[\frac{hL_c}{k}\right]$, adimensional
c_p	Calor específico, J/(kgK)
D	Diâmetro, m
D_h	Diâmetro hidráulico $\left[\frac{4A_c}{P_l}\right]$, m
$D_{rel}(\%)$	Desvio relativo, %
e	Espessura da placa, m
FO	Função objetivo, W
H	Altura do volume de controle, m
h	Coefficiente de transferência de calor, W/(m ² K)
k	Condutividade térmica, W/(mK)
L	Comprimento do sólido de acumulação, m
L_*	Coordenada longitudinal na região de entrada térmica, adimensional
L_c	Comprimento característico, m
\ln	Logaritmo natural
\dot{m}	Vazão mássica, kg/s
n	Número de divisões do sólido
Nu	Número de Nusselt $\left[\frac{\bar{h}D_h}{k_f}\right]$, adimensional
P	Dimensão perpendicular ao plano x-y ou largura, m
p_f	Pressão do fluido, Pa
P_l	Perímetro molhado, m
Pr	Número de Prandtl, adimensional
q	Taxa de energia, W
Q_{COMSOL}	Energia trocada entre os meios pelo <i>software COMSOL</i> , J
Q_{EES}	Energia trocada entre os meios pelo <i>software EES</i> , J

Re	Número de Reynolds $\left[\frac{\rho VD}{\mu}\right]$, adimensional
S_t	Largura do canal, m
T	Temperatura, K
t	Tempo, s
u	Velocidade do fluido, m/s
\mathbf{u}_f	Vetor velocidade do fluido, em m/s
V	Volume, m ³
x	Coordenada no eixo das abscissas
y	Coordenada no eixo das ordenadas

LISTA DE SÍMBOLOS GREGOS

θ	Diferença de temperaturas adimensional
β	Tempo de duração de meio período da senóide, s
ε	Fração de vazio, adimensional
μ	Viscosidade dinâmica, kg/(sm)
π	Número Pi , adimensional
ρ	Massa específica, kg/m ³
τ	Constante de tempo $\left[\frac{c_p \rho V}{h A_s} \right]$, s

LISTA DE SUBÍNDICES

0	Externo
<i>alvo</i>	Valor desejável do parâmetro
<i>ent</i>	Entrada
<i>f</i>	Fluido
<i>i</i>	Inicial
<i>j</i>	Seção do sólido ou fluido
<i>ln</i>	Logaritmo natural
<i>m</i>	Tempos de verificação
<i>max</i>	Máximo
<i>min</i>	Mínimo
<i>n</i>	Número de seções
<i>s</i>	Sólido ou superficial
<i>sai</i>	Saída
<i>total</i>	Totalidade

LISTA DE SIGLAS

IEO *International Energy Outlook*

1 INTRODUÇÃO

Nos últimos séculos, o aumento da capacidade de conversão de energia, em especial em elétrica, mecânica e térmica, possibilitou grandes transformações industriais, sociais e políticas. Nos Estados Unidos, a chamada segunda revolução industrial foi fortemente atrelada à eletrificação do país. Este aumento na oferta de energia possibilitou o crescimento nunca antes visto na produção industrial mundial, com a eletricidade gerada em grande quantidade em usinas e transportada de forma rápida para a indústria, mesmo que a grandes distâncias. Com o rápido aumento da produção industrial, vieram os benefícios sociais: iluminação pública, tratamento adequado do esgoto, melhora da condição de vida geral da população.

Estes benefícios sociais causaram um aumento significativo no crescimento populacional mundial. Cidades que antes tinham algumas centenas de milhares de pessoas passaram para milhões em questão de décadas. Todas estas pessoas desejavam cada vez mais equipamentos domésticos modernos, bem como melhor infraestrutura pública (transporte, iluminação, segurança, saúde, etc.). Todo este contexto fez crescer ainda mais a demanda por energia. A Figura 1.1 exibe o consumo de energia mundial nas últimas décadas e a projeção deste consumo até 2030.

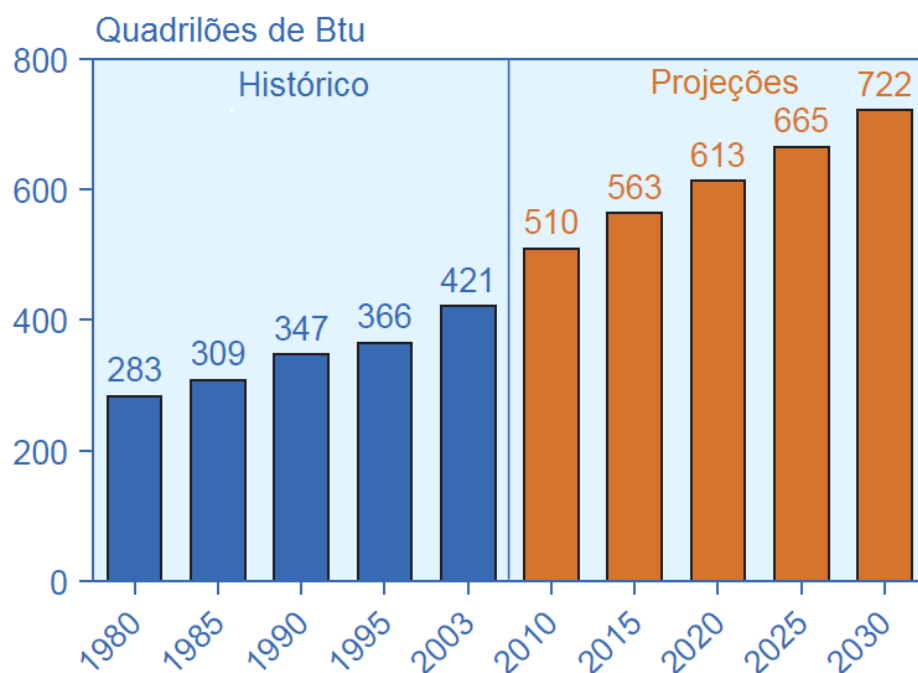


Figura 1.1: Consumo mundial de energia e projeções futuras (Adaptado de IEO, 2006).

Entretanto, toda esta demanda energética está levando a nossa sociedade a um impasse. Para suprir esta demanda, os sistemas de conversão de energia trabalham em plena capacidade, o que faz decair sua eficiência. Conseqüentemente, é necessário aumentar o consumo de combustível do sistema, que por fim aumenta a exploração dos recursos atuais do planeta.

Por este motivo, alternativas para fazer uso do que antes era desperdiçado estão sendo cada vez mais estudadas e desenvolvidas. Entre elas, o armazenamento de energia térmica vem se mostrando uma alternativa interessante e viável.

Sistemas de armazenamento de energia térmica são utilizados com o intuito de aproveitar correntes de energia que antes seriam desperdiçadas ou provenientes de fontes intermitentes. Elas podem originar-se tanto de processos industriais, como gases de exaustão de uma caldeira, por exemplo, bem como de correntes “livres”, como, por exemplo, a energia proveniente do sol.

O sol, apesar de ser uma fonte de energia renovável, ambientalmente limpa e gratuita, possui a desvantagem de ser uma fonte descontínua, uma vez que no período noturno sua utilização cessa completamente. Porém, utilizando-se um sistema de termo-acumulação, é possível armazenar parte da energia fornecida pelo sol durante o dia e liberá-la no período noturno. Este tipo de processo é adequado à secagem de produtos agrícolas em secadores solares, capazes de operar também durante a noite, reduzindo o tempo do processo e, conseqüentemente, aumentando a quantidade de material processado.

Da mesma forma, outra aplicação que faz uso da termo-acumulação é o condicionamento térmico de ambientes de edificações. Nestes casos, o princípio de funcionamento do sistema é similar ao do secador solar, podendo operar tanto em situações de inverno e de verão. No primeiro caso, o calor excedente durante o dia é descarregado à noite, e no segundo caso o sistema de acumulação armazena a energia de correntes de baixa temperatura. Independente do regime de operação, essa opção visa reduzir o consumo de energia de sistemas de condicionamento (calefação ou refrigeração).

Além do desenvolvimento de novas alternativas e do reaproveitamento energético, outra possível solução para diminuir o consumo de combustível dos sistemas energéticos é a otimização do sistema.

Sabe-se que a natureza possui a tendência de otimizar seu comportamento, seja ele térmico, mecânico, etc. Este processo de otimização é a busca por uma condição de estado, que representa o melhor desempenho que o sistema pode atingir. Os galhos e folhas de uma árvore, por exemplo, possuem uma configuração e forma, de modo a otimizar a transferência de água do solo para o ar (Bejan, 2012). Para um sistema de acumulação sensível, a

otimização significa encontrar o melhor material de acumulação e dispô-lo na melhor forma geométrica, de modo a maximizar o seu controle sobre o comportamento do sistema de armazenamento.

1.1 Motivação

A motivação desta dissertação originou-se de um intercâmbio internacional feito na graduação em Engenharia de Energia da UFRGS. Neste trabalho, foi projetado e construído um secador solar para frutas e verduras na fazenda de educação ambiental Quinta da Estância¹, em Viamão, RS.

Secadores solares empregam a energia proveniente do sol para aquecer o ar de entrada do secador que, via convecção natural, realiza a secagem do conteúdo que estiver no interior da câmara do secador. A vantagem de se utilizar um equipamento de secagem solar, ao invés de se deixar o material secando livre ao sol, é o aumento da temperatura do ar de secagem, que ocorre através da placa coletora solar. A Figura 1.2 mostra o secador solar que foi construído na Quinta da Estância.



Figura 1.2: Secador solar construído na Quinta da Estância.

Entretanto, este tipo de equipamento só funciona no período diurno, e por consequência, o processo de secagem cessa a noite, e o material no interior do secador pode

¹ <http://www.quintadaestancia.com.br/>

voltar a absorver unidade. Além disso, a temperatura do ar aquecido pode variar sensivelmente ao longo do período diurno, pois depende do aporte solar direto. Por esta razão, é comum o emprego de um material de termo-acumulação no secador, que tem como função contornar os problemas apontados anteriormente. A termo-acumulação do secador construído na Quinta da Estância foi montada com um leito de pedras, por ser um material disponível no local.

Posteriormente à construção do equipamento, foram realizadas medições contínuas da temperatura do ar em diferentes pontos do secador, para verificar o desempenho do leito de pedras como acumulador de energia térmica. Os resultados obtidos mostraram que o leito de pedras foi pouco eficiente, pois notou-se que houve a descarga de toda a energia térmica acumulada durante o dia em períodos muito curtos, ocasionando a interrupção do processo de secagem.

Tendo este panorama inicial, o presente trabalho dedica-se a avaliar e otimizar o desempenho de termo-acumuladores em sistemas térmicos, tanto nas propriedades do material de acumulação, quanto em sua geometria, o que envolve parâmetros de forma, abrangendo as relações de área de troca térmica e volume do material de acumulação. Embora a análise tenha sido realizada baseando-se em secadores solares, ela também pode ser empregada para outros tipos de sistema de acumulação de maior porte, como em acumuladores para usinas solares, ou com outras correntes energéticas que, de outra forma, seriam desperdiçadas.

1.2 Revisão Bibliográfica

Hasnain, 1998, Bal *et al.*, 2010 e Cabeza *et al.*, 2011 fizeram revisões de materiais utilizados em termo-acumulação, ressaltando vantagens e desvantagens de vários deles, bem como suas propriedades físicas e químicas. Estes trabalhos classificaram os materiais de termo-acumulação segundo a operação em regime sensível ou latente. Segundo estes autores, os materiais de termo-acumulação devem ser quimicamente estáveis, possuir alta condutividade térmica, não serem tóxicos ou corrosivos e possuírem elevada capacidade de armazenamento (massa específica combinada com calor específico). Para os materiais com troca de fase é desejável que possuam alto calor latente e baixa variação de volume quando ocorre mudança de fase.

Fernandez *et al.*, 2010, aplicaram uma metodologia desenvolvida pelo Prof. Ashby (Engenheiro de Materiais na Universidade de Cambridge), com o objetivo de selecionar os materiais mais indicados para sistemas de acumulação de energia sensível. Esta metodologia considerou somente a análise do material de acumulação, negligenciando o comportamento

do sistema onde será aplicado. O procedimento foi aplicado em duas situações de acumulação de calor sensível distintas: uma situação de curta duração e outra de longa duração, ambos operando na faixa de 150°C a 200°C. Para o período de longa duração, os parâmetros considerados foram a capacidade térmica volumétrica, custo e resistência a fratura do material. No caso de curta duração, ainda foi analisada a difusividade térmica do material, para se considerar a velocidade de resposta do material.

Para o caso de longa duração, o cloreto de sódio foi identificado como sendo o material mais indicado, porém, apresenta baixa resistência a fratura. Caso a resistência a fratura seja um fator relevante, os autores sugeriram a utilização de ligas de aço, embora o custo por unidade de energia armazenada seja na ordem de 100 vezes superior. No caso de curta duração, concretos e cloreto de sódio se mostraram materiais adequados, embora persista o problema da fragilidade do cloreto de sódio. Resinas fenólicas de vidro e mesmo amianto também foram identificadas como possíveis termo-acumuladores, embora a custos mais elevados.

Chauhan *et al.*, 1996, desenvolveram um código numérico baseado em diferenças finitas para avaliar o comportamento de um secador de coentro. A análise foi realizada considerando-se dois casos principais: no primeiro, a secagem ocorreu sem a utilização de um material de acumulação, enquanto no segundo caso, utilizaram-se pedras, dispostas em camadas, como material de acumulação. Um dos objetivos do trabalho foi analisar o efeito que a profundidade do secador e a vazão mássica desempenham sobre o comportamento do sistema de acumulação do secador solar.

O efeito da utilização do material de armazenamento foi observado de modo significativo na redução do conteúdo de unidade (*moisture*) do coentro de 28,2% para 11,4%. A secagem sem o material de acumulação foi executada em cerca de 3 dias, ou 27 horas de sol, enquanto que a introdução da acumulação reduziu o tempo total do processo para 31 horas corridas, incluindo o período noturno, o que equivale a dois dias (18 horas diurnas) e uma noite (13 horas noturnas). Embora não tenha sido observado um impacto significativo da vazão mássica de ar no processo de secagem durante as horas do dia, o mesmo não ocorreu no período noturno, onde para cada acréscimo de 50 kg/(hm²) (vazão mássica por unidade de área do leito), o tempo de secagem no período noturno foi reduzido em uma hora.

El-Sebaii *et al.*, 2002, projetaram, construíram e analisaram experimentalmente um secador solar indireto baseado em convecção natural. Nele, a radiação solar incide sobre uma placa coletora, e não diretamente sobre os produtos em processo de secagem, que transfere o calor absorvido para o fluido de trabalho, que no caso do trabalho foi o ar. Pelo efeito da convecção natural, o ar quente que saiu dos coletores foi enviado para a câmara de secagem

(os autores utilizaram uvas sem sementes durante os experimentos), e deixou o sistema por uma chaminé na parte superior do equipamento. O objetivo do trabalho foi comparar o desempenho do secador com e sem a utilização de um material de armazenamento, que, quando utilizado, foi areia. A eficiência do secador foi avaliada de acordo com o tempo necessário para reduzir o conteúdo de umidade das uvas sem sementes até o percentual de 18%, sendo reduzida de 72 horas para 60 horas.

Amer *et al.*, 2010, projetaram e construíram um secador solar, em conjunto com um sistema de armazenamento de energia utilizando um tanque de água acoplado a um aquecedor elétrico. O conjunto material de acumulação e aquecedor elétrico resultou em um sistema capaz de manter controlada a temperatura do processo de secagem, além de garantir o funcionamento do equipamento em períodos de fraca ou nenhuma radiação solar. Com a finalidade de aumentar a eficiência do secador, um sistema de reutilização de parte do ar que foi utilizado para secar os alimentos foi acoplado ao equipamento. Com este sistema, aproximadamente 65% do ar que sai da câmara de secagem, volta para o coletor solar, onde é novamente aquecido e retorna para a câmara de secagem e os 35% restantes são liberados na atmosfera. Segundo os autores, este sistema, além de aumentar a eficiência global, possibilitou um maior controle da umidade interna, ajudando a prevenir a proliferação de fungos.

Quando as condições climáticas foram as mais favoráveis, o secador elevou a temperatura do ar na saída do coletor entre 30°C e 40°C acima da temperatura ambiente e aumentou a capacidade de acumulação. Em dias ensolarados, o secador foi capaz de reduzir o conteúdo de umidade de 30 kg de fatias de bananas, de 82% para 18%, em 8 horas. Se esta mesma quantidade de bananas fosse colocada para secar diretamente ao sol, no mesmo período de 8h, a quantidade de umidade seria reduzida para apenas 62%.

Sragovich, 1989, desenvolveu uma metodologia baseada em um código numérico simplificado para analisar e dimensionar um sistema de armazenamento de energia térmica sensível para altas temperaturas. Uma formulação baseada no modelo da capacitância global foi utilizada no material de acumulação, sendo a energia acumulada transferida para o fluido de trabalho (ar), sem, contudo, modelar a sua dinâmica de escoamento. Este modelo foi baseado na formulação apresentada por Duffie, 1980, para “leito de pedras”.

O sistema de armazenamento analisado neste trabalho consistiu de uma massa de tijolos refratários vazados por tubos circulares, por onde escoava o fluido de trabalho. O autor considerou que ar entra no sistema de acumulação a 950°C e quando ocorre uma condição desfavorável, como um tempo nublado, por exemplo, a temperatura do ar na entrada pode cair rapidamente para 450°C. Quando ocorre esta queda na temperatura na entrada, o sistema de

armazenamento deve ser capaz de manter a temperatura do ar até um mínimo de 900°C, por 30 minutos, ponto este considerado pelo autor como o mínimo admissível para evitar a interrupção dos processos termo-químicos que necessitam do ar aquecido.

De forma a tornar a metodologia aplicável para os casos onde a condição do número de Biot não é satisfeita ($Biot > 0,1$), o autor adotou a sugestão de Duffie, 1980 que diz ser possível repartir o domínio do sistema de acumulação, de modo a aplicar o modelo da capacitância global em cada segmento.

Os resultados mostraram que a temperatura do ar na saída do sistema de acumulação decaiu mais rapidamente quando foi aumentado o diâmetro dos tubos, enquanto os outros parâmetros permaneceram constantes. O mesmo efeito foi verificado quando do aumento da vazão mássica. Além do aumento da troca de calor entre os meios, provocada pelo aumento da velocidade do ar nos tubos, foi observada uma vazão mássica crítica, na qual ocorreu uma mudança súbita no comportamento da temperatura do ar na saída. Este fenômeno foi causado pela mudança do regime de escoamento laminar para o de transição e, portanto, esta faixa de vazão mássica deve ser evitada para garantindo-se um funcionamento estável do sistema.

Salomoni *et al.*, 2014, realizaram uma análise de duas metodologias distintas para dimensionar um sistema de armazenamento de calor sensível em blocos de concreto, acoplados a usinas de energia solares. Água foi utilizada como fluido de trabalho, escoando dentro de tubos, dispostos na forma de arranjos triangulares inseridos no interior dos módulos de concreto. Em ambas as metodologias, a dinâmica do escoamento não foi resolvida, utilizando-se correlações para os coeficientes de transferência de calor entre o sólido e o fluido de trabalho, limitando-se a análise no fluido aos balanços de energia térmica. Deste modo, o escoamento do fluido foi considerado como um modelo uni-dimensional, enquanto o sólido foi resolvido por um modelo numérico de elementos finitos (Cast3M).

A primeira metodologia apresentada em Salomoni *et al.*, 2014, chamada de “*quasi-steady*”, considerou um único volume de controle para o fluido de trabalho e desconsiderou a variação temporal da sua temperatura. A segunda metodologia, “*non-steady*”, dividiu o fluido em diversas seções, aplicando o balanço de energia em cada segmento e considerou o termo transiente da temperatura do fluido. Esta metodologia teve um custo computacional maior que a primeira, porém, gerou resultados mais precisos.

Nos resultados apresentados pelos autores, observou-se que para comprimentos de tubos de até 10 m, ambos os modelos apresentaram resultados semelhantes, sugerindo que o modelo “*quasi-steady*” é o mais indicado para estes casos, pois demanda menos tempo computacional. Para tubos mais longos, o modelo “*non-steady*” é mais indicado e seções do

domínio do fluido entre 1 e 5 metros podem ser utilizadas, resultando em poucos minutos de simulações.

1.3 Objetivos

O primeiro objetivo deste trabalho consistiu em avaliar a influência dos principais parâmetros em sistemas de acumulação de energia térmica sensível, submetidos a fontes de calor intermitentes, como a energia solar, por exemplo. O segundo objetivo foi otimizar o sistema de acumulação sensível, de forma a minimizar as variações da temperatura do ar na saída do acumulador. Para tanto, foram analisadas as propriedades do material de acumulação (massa específica e calor específico), sua geometria (área superficial e volume) e condições do escoamento (vazão mássica).

1.4 Organização do trabalho

Na Seção 2 foi descrita uma formulação geral aplicada ao sistema de acumulação de energia sensível, bem como as hipóteses e simplificações realizadas.

Na Seção 3 foi mostrada a implementação da modelagem apresentada na seção anterior, aplicada a geometria do sistema de acumulação proposto neste trabalho, bem como a formulação hidráulica e térmica aplica ao fluido de trabalho.

Na Seção 4 apresentou-se a estrutura dos casos analisados neste trabalho, juntamente com as propriedades dos materiais utilizados e do fluido de trabalho. Também foram abordados e definidos os limites impostos pelas hipóteses simplificativas para a aplicação do modelo proposto. Uma comparação entre a modelagem proposta e o *software* comercial *COMSOL* foi realizada para verificar os desvios entre as duas formulações.

Na Seção 5 apresentou-se e discutiu-se os resultados obtidos com a formulação proposta para os casos de otimização.

Na Seção 6 foram realizadas as conclusões finais deste trabalho, bem como propostas para trabalhos futuros.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

O sistema de acumulação foi definido pelo seu material de acumulação e geometria, em contato com o fluido de trabalho que faz o transporte da energia para seu exterior.

A solução dos balanços de massa, força e energia sobre o domínio do sistema de acumulação, envolvendo o material de acumulação e o fluido que escoar ao seu redor, pode demandar um esforço computacional importante. Porém, este esforço pode ser contornado, com abordagens menos complexas, como o modelo da capacitância global, que conserva informações suficientes para representar a física de interesse do problema. Sua formulação consiste em desconsiderar a existência de gradientes de temperatura no interior do sólido, que passa a ser representada por uma temperatura uniforme em qualquer ponto no seu interior, variável no tempo, que representa a troca de calor com o meio externo. Esta consideração evita resolver o campo de temperaturas do corpo, simplificando o equacionamento.

Apesar desta simplificação, o modelo da capacitância global mantém os principais parâmetros que delineiam o problema de acumulação sensível em regime transiente: a geometria e as propriedades do material de acumulação. O coeficiente de transferência de calor na interface do corpo sólido também pode ser um parâmetro, visto que ele depende da vazão do fluido de trabalho. O modelo da capacitância global possui restrições devido às hipóteses de modelagem, sintetizadas pelo número de Biot, e por isso foram realizadas simplificações e ajustes para garantir o seu emprego.

2.1 Modelagem do sistema de acumulação sensível

O sistema de acumulação de energia térmica sensível tratado neste trabalho foi definido por um sólido, envolvido por um fluido de trabalho, como mostra a Figura 2.1.

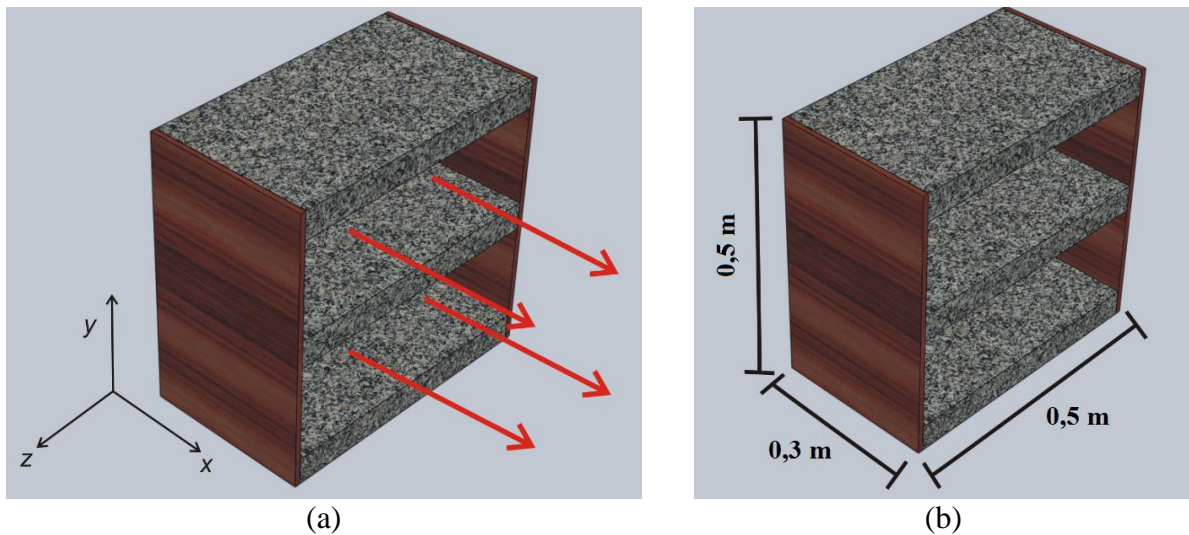


Figura 2.1: (a) Esquema do escoamento do fluido de trabalho ao redor do sólido e (b) dimensões externas do domínio do sistema de acumulação.

A condição de entrada do fluido de trabalho no sistema de acumulação foi imposta, sem ser realizada qualquer análise sobre o processo que a originou. Um balanço de energia foi inicialmente aplicado ao volume de controle do fluido de trabalho (figura a seguir).

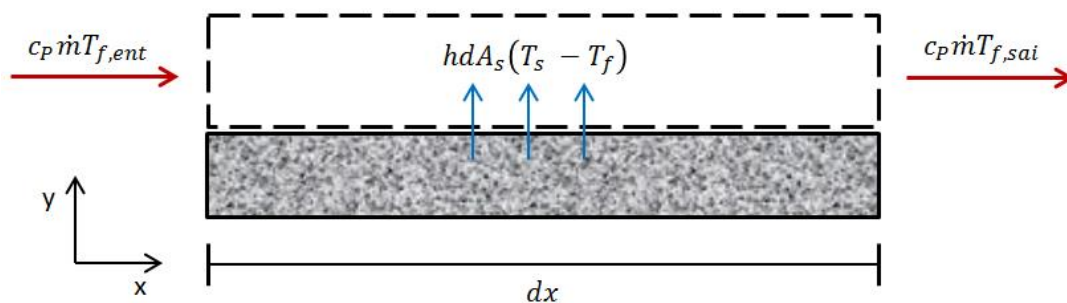


Figura 2.2: Balanço de energia no volume de controle do fluido de trabalho.

O balanço de energia para este volume resultou na Eq. 2.1.

$$c_{p,f} \dot{m} T_{f,ent} - c_{p,f} \dot{m} T_{f,sai} + h dA_s (T_s - T_f) = c_{p,f} \rho_f V \frac{dT_f}{dt} \quad (2.1)$$

na qual $c_{p,f}$ é o calor específico do fluido, em J/(kgK), ρ_f é a sua massa específica, em kg/m³, \dot{m} é a vazão mássica de fluido que passa pelo volume de controle, em kg/s, h é o coeficiente de transferência de calor, em W/(m²K), dA_s é o diferencial da área superficial de troca

térmica, em m^2 , $T_{f,ent}$ e $T_{f,sai}$ são as temperaturas do fluido na entrada e saída do volume de controle, em K, respectivamente, e V é o volume de controle, em m^3 .

Ressalta-se que na metodologia apresentada neste trabalho, foi considerado um valor uniforme para a temperatura do fluido em cada posição em x da seção transversal. Deste modo, a dependência da temperatura em relação à coordenada y foi desprezada, restando a variação unicamente na coordenada x , como descrita na Eq. 2.1.

Considerou-se a capacidade térmica do fluido de trabalho muito menor que a do material de acumulação (neste trabalho, o fluido de trabalho utilizado foi ar), o termo que representa o comportamento transiente na Eq. 2.1 foi negligenciado. Desenvolvendo a área superficial de troca térmica na forma

$$dA_s = P dx \quad (2.2)$$

na qual P é a dimensão perpendicular ao plano x - y da Figura 2.2, em m, e dx é o diferencial do comprimento do volume de controle, em m. Com estas duas definições, o balanço de energia no fluido a partir da Eq. 2.1 foi simplificado para

$$hP(T_s - T_f) = c_{p,f}\dot{m} \frac{dT_f}{dx} \quad (2.3)$$

A aplicação do método da separação de variáveis à Eq. 2.3 resultou em:

$$\frac{hP}{c_{p,f}\dot{m}} = \frac{dT_f}{dx} \frac{1}{(T_s - T_f)} \quad (2.4)$$

Definiu-se θ_f como a diferença entre a temperatura do sólido e a temperatura do fluido:

$$\theta_f = (T_s - T_f) \quad (2.5)$$

Foi considerada temperatura uniforme do sólido em todo o seu domínio, o que resultou em $d\theta_f/dx = -dT_f/dx$, pois T_s não depende de x .

Nestas condições, a Eq. 2.4 foi reescrita como:

$$-\frac{hP}{c_{p,f}\dot{m}}dx = \frac{d\theta_f}{\theta_f} \quad (2.6)$$

Aplicando os limites de integração do volume de controle, chegou-se a:

$$-\frac{hP}{c_{p,f}\dot{m}} \int_0^L dx = \int_{\theta_{f,i}}^{\theta_f} \frac{d\theta_f}{\theta_f} \quad (2.7)$$

na qual o limite inferior $\theta_{f,i} = T_s - T_{f,ent}$ e L é o comprimento, em m, no eixo x do volume de controle.

A solução da Eq. 2.7 resultou em

$$-\frac{hP}{c_{p,f}\dot{m}}L = \ln\left(\frac{\theta_f}{\theta_{f,i}}\right) \quad (2.8)$$

Com as substituições das definições das diferenças de temperatura a Eq. 2.8 foi reescrita da seguinte forma

$$\frac{T_s - T_f}{T_s - T_{f,ent}} = \exp\left(-\frac{hP}{c_{p,f}\dot{m}}L\right) \quad (2.9)$$

T_f na equação acima é a temperatura do fluido que deixa o volume de controle. Sendo assim, ela foi renomeada como $T_{f,L}$.

Isolando-se a temperatura do fluido na saída e fazendo $A_s = PL$, obteve-se a seguinte expressão:

$$T_{f,L} = T_s - \left[\exp\left(-\frac{hP}{c_{p,f}\dot{m}}L\right) (T_s - T_{f,ent}) \right] \quad (2.10)$$

Pela Eq. 2.10, observou-se que a temperatura de saída do fluido depende da temperatura do sólido, e que esta foi considerada uniforme em qualquer ponto da área de troca térmica, seguindo as considerações de Incropera *et. al.*, 2011 e Çengel, 2002.

A característica fundamental do modelo da capacitância global consiste em desconsiderar gradientes de temperatura no interior de um corpo envolto por um fluido.

Quando ocorrer troca térmica entre os meios, o sólido sofrerá modificação uniforme da sua temperatura ao longo do tempo, porém sem possuir gradientes internos de temperatura.

A partir desta consideração, foi aplicado um balanço de energia no sólido, como mostra a Figura 2.3:

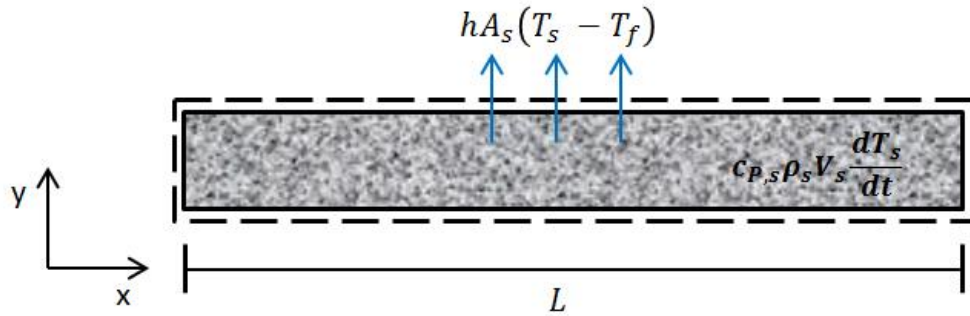


Figura 2.3: Balanço de energia no volume de controle do corpo sólido.

O balanço de energia no corpo sólido, em termos de taxa, foi expresso pela seguinte expressão:

$$-hA_s(T_s - T_f) = c_{p,s}\rho_s V_s \frac{dT_s}{dt} \quad (2.11)$$

na qual ρ_s é a massa específica do sólido, em kg/m^3 , $c_{p,s}$ é o calor específico do sólido, em $\text{J}/(\text{kgK})$, V_s é o volume do sólido, em m^3 e t é o tempo, em s.

Definiu-se θ_s como a diferença entre a temperatura do sólido e a do fluido

$$\theta_s = T_s - T_f \quad (2.12)$$

e aplicou-se a consideração da temperatura do fluido de trabalho constante no tempo. Com isso foi verificado que $(dT_s/dt) = (d\theta_s/dt)$ e, assim, a Eq. 2.12 foi reescrita na forma

$$-hA_s\theta_s = c_{p,s}\rho_s V_s \frac{d\theta_s}{dt} \quad (2.13)$$

Aplicando os limites de integração do volume de controle:

$$-\frac{hA_s}{c_{p,s}\rho_s V_s} \int_0^t dt = \int_{\theta_{s,i}}^{\theta_s} \frac{d\theta_s}{\theta_s} \quad (2.14)$$

na qual a diferença entre a temperatura inicial do sólido e a temperatura do fluido é definida como $\theta_{s,i} = T_{s,i} - T_f$, em K. A solução da Eq. 2.14 resultou na Eq. 2.15.

$$-\frac{hA_s}{c_{p,s}\rho_s V_s} t = \ln \frac{\theta_s}{\theta_{s,i}} \quad (2.15)$$

Substituiu-se as diferenças de temperatura definidas anteriormente na Eq. 2.13, resultando em

$$\exp\left(-\frac{hA_s}{c_{p,s}\rho_s V_s} t\right) = \frac{T_s - T_f}{T_{s,i} - T_f} \quad (2.16)$$

A Eq. 2.16 foi reescrita para isolar a temperatura do sólido, T_s

$$T_s = T_{s,i} - \left[1 - \exp\left(-\frac{hA_s}{c_{p,s}\rho_s V_s} t\right)\right] (T_{s,i} - T_f) \quad (2.17)$$

As Eqs. 2.10 e 2.17 foram utilizadas para a modelagem do problema de acumulação deste trabalho.

A formulação do problema considerou algumas hipóteses e simplificações, as quais foram sintetizadas na Tabela 2.1. Na subseção seguinte, serão analisadas as condições e limitações de aplicabilidade da formulação descrita anteriormente.

Tabela 2.1: Hipóteses e simplificações consideradas na formulação.

Sólido de acumulação	Fluido de trabalho (ar)
Temperatura interna uniforme (modelo da capacitância global)	Inércia térmica muito inferior a do sólido de acumulação
Temperatura do fluido externo constante no tempo	Varição da temperatura somente na direção x
Propriedades constantes	Propriedades constantes

Ressalta-se que os termos dentro da exponencial da Eq. 2.17 representam a constante de tempo do material de acumulação, em s:

$$\tau = \frac{c_{p,s}\rho_s V_s}{hA_s} \quad (2.18)$$

A constante de tempo representa a inércia do material de acumulação em relação ao meio externo. Quanto maior for o seu valor, mais demorado é o processo de aquecimento ou resfriamento do material, seja pela sua alta capacidade térmica, pela baixa taxa de transferência de calor para seu interior ou combinação de ambas.

2.2 Limites de aplicação da formulação

O emprego da modelagem por capacitância global ao problema de acumulação de calor sensível deve observar limitações para assegurar a qualidade dos resultados. As principais restrições que constituem as hipóteses de modelagem são: temperatura uniforme no sólido para cada instante de tempo e temperatura constante no tempo do fluido de trabalho.

Sabe-se que a temperatura do fluido não é uniforme ao longo do comprimento do canal. De fato, ela varia exponencialmente, como pode ser observado na Figura 2.4 e descrito na Eq. 2.10:

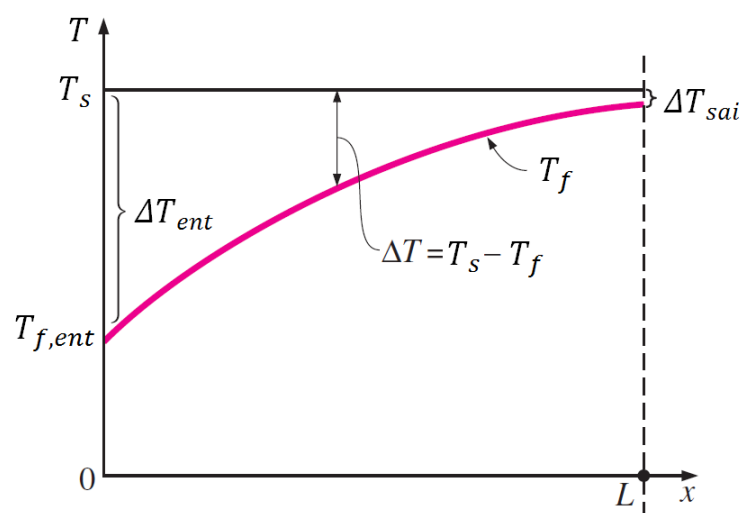


Figura 2.4: Variação da temperatura do fluido ao longo de um canal mantido a uma temperatura constante (adaptada de Çengel, 2002).

A modelagem por capacitância global considera que a temperatura é uniforme em qualquer ponto do sólido, bem como a taxa de transferência de calor em sua superfície. A taxa de transferência de calor por convecção, expressa pelo termo $hA_s(T_s - T_f)$ na Eq. 2.11, implica em assumir uma diferença entre as temperaturas do sólido e do fluido ($T_s - T_f$) constante e de um coeficiente de transferência de calor h médio.

Segundo Incropera *et. al.*, 2011 e Çengel, 2002, esta diferença é definida como temperatura média logarítmica, dada por:

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_{sai} - \Delta T_{ent}}{\ln(\Delta T_{sai}/\Delta T_{ent})} \quad (2.19)$$

na qual ΔT_{ent} é a diferença entre as temperaturas da superfície do sólido e de entrada do fluido no canal, em K, e ΔT_{sai} a diferença entre as temperaturas da superfície do sólido e de saída do fluido no canal, em K.

A temperatura média logarítmica é a representação apropriada da diferença de temperatura entre o fluido e a superfície do sólido. Para evitar o emprego de uma expressão matemática logarítmica, pode-se utilizar uma média aritmética para representar esta diferença de temperatura. Entretanto, quanto maior a diferença entre ΔT_i e ΔT_e , maior será o erro associado a esta aproximação. De acordo com Çengel, 2002, esta aproximação possui um erro menor que 1%, quando a diferença do termo ΔT_e para o termo ΔT_i não ultrapassar 40%.

A consideração de temperatura uniforme no corpo sólido é válida quando a taxa de condução de calor no interior do sólido for muito maior que a taxa de convecção em sua superfície externa. Em termos das resistências térmicas, isso equivale a dizer que a resistência à condução é muito inferior à resistência à convecção.

Esta razão entre as resistências condutiva e convectiva é expressa pelo número de Biot, definido pelo Eq. 2.20

$$Bi = \frac{R_{cond}}{R_{conv}} = \frac{hL_c}{k_s} \quad (2.20)$$

na qual k_s é a condutividade térmica do sólido, em W/(mK), e L_c é o comprimento característico do sólido, em m.

Segundo a literatura (Incropera *et. al.*, 2011, Çengel, 2002), quando o número de Biot é menor ou igual a 0,1, o que significa que a resistência a condução é no mínimo 10 vezes menor que a resistência a convecção, o modelo da capacitância global apresenta desvios

inferiores a 5%, com relação a diferença entre qualquer temperatura no interior do sólido e a temperatura do fluido externo.

Garantindo-se estas condições, o modelo proposto nesta subseção pode ser aplicado, ficando ainda dependente da qualidade da estimativa do coeficiente de transferência de calor, que constitui uma fonte de incerteza do modelo.

2.3 Algoritmo genético de otimização

Algoritmos genéticos consistem em uma subclasse dos algoritmos evolutivos, que são baseados nos princípios biológicos da seleção natural, onde os seres com maior aptidão são os que sobrevivem e os de menor aptidão perecem. Durante o processo, os mais aptos irão se reproduzir, de modo a propagar os seus genes para as gerações futuras e ao final do processo evolutivo, a população será composta somente por indivíduos aptos e com bons genes, uma vez que os menos aptos deixaram de existir.

Segundo Weise, 2009, a origem do algoritmo genético encontra-se nos anos de 1950, quando o biólogo Barricelli e o cientista de computação Fraser começaram a aplicar simulações auxiliadas por computador para melhor entender os processos genéticos de evolução e seleção naturais. O desenvolvimento prosseguiu fortemente atrelado às questões biológicas e normalmente utilizando-se apenas uma função-objetivo para as simulações (algoritmo evolutivo único-objetivo), embora existam algoritmos que podem ser implementados com diversas funções objetivos (algoritmo evolutivo multi-objetivo).

O algoritmo genético aplicado à solução de problemas de otimização consiste em gerar uma população formada por vários indivíduos (possíveis soluções do problema), onde cada indivíduo possui uma cadeia de genes (parâmetros a serem otimizados do problema). Estes indivíduos são avaliados de acordo com a resposta que geram na função objetivo (grau de aptidão).

No início do processo de otimização com algoritmos genéticos, não há informações sobre o que é bom ou ruim para a função objetivo, sendo assim, a primeira população do cálculo é escolhida de forma aleatória. Após a análise inicial, o algoritmo seleciona aqueles indivíduos que obtiveram melhor aptidão e através de cruzamentos, mutações e permutações irá criar uma população nova, com novos indivíduos e novos genes, repetindo o processo de análise. O processo será interrompido quando for encontrado um indivíduo com uma aptidão tal que, qualquer modificação nele realizada, resultará em um indivíduo menos apto. Este é o

indivíduo que representa a solução otimizada do problema, onde seus genes são os valores ideais dos parâmetros do problema.

A Figura 2.5 mostra o ciclo básico dos algoritmos genéticos.

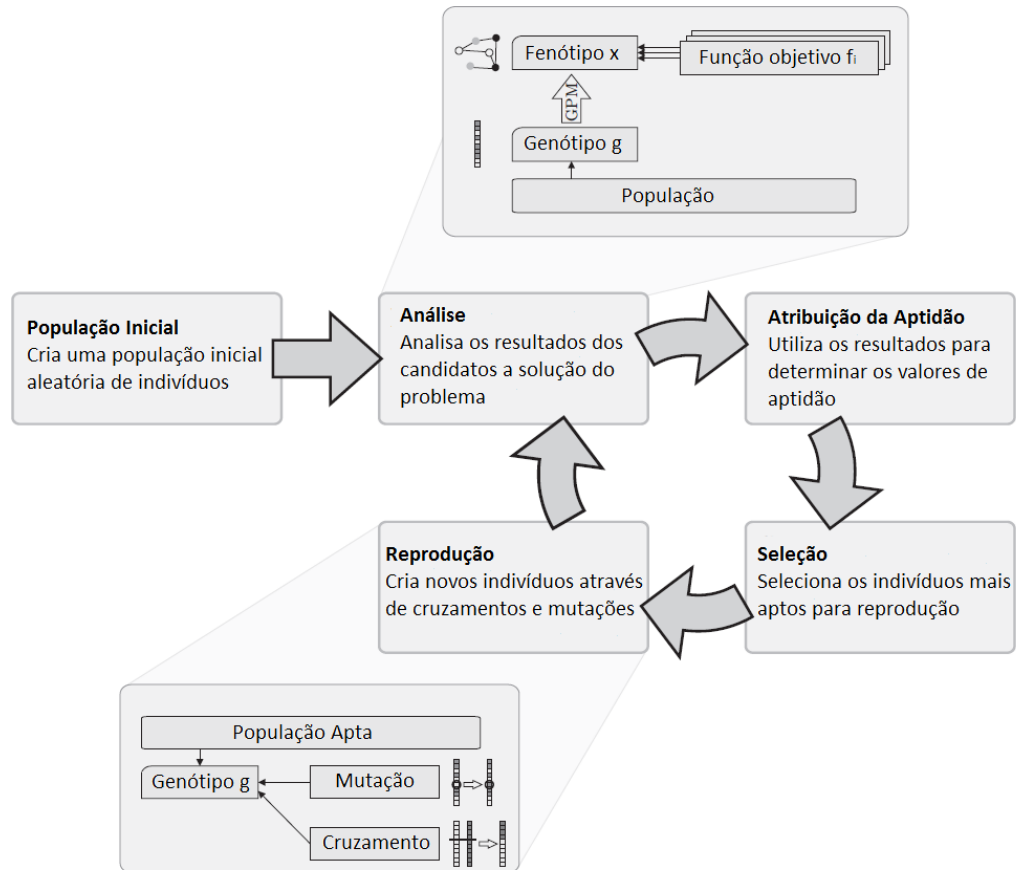


Figura 2.5: Ciclo básico dos algoritmos genéticos (adaptado de Weise, 2009).

Uma ferramenta de algoritmo genético foi utilizada para realizar a busca dos valores ótimos dos parâmetros do sistema de acumulação proposto neste trabalho. Seus parâmetros serão mostrados e definidos na Subseção 3.3.

2.4 Conclusões parciais

Nesta seção se descreveu e discutiu os principais fundamentos teóricos que modelam o sistema de acumulação de energia sensível proposto neste trabalho. Uma formulação geral foi proposta e desenvolvida, baseada em hipóteses simplificativas e restritivas, para definir o problema de forma simples, porém, sem a perda de informações relevantes.

3 METODOLOGIA

Nesta seção será mostrada a implementação da modelagem apresentada na seção anterior, aplicada a geometria do sistema de acumulação proposto neste trabalho, bem como a formulação hidráulica e térmica aplica ao fluido.

3.1 Modelo do sistema de acumulação proposto

O material de armazenamento foi disposto na forma de placas planas paralelas, dentro de um volume adiabático, sendo assim, calor somente é trocado entre o material de acumulação e o fluido de trabalho, que neste trabalho foi considerado como sendo ar. O ar entra no domínio através do plano $y - z$, em $x = 0$ e sai pelo mesmo plano em $x = L$, escoando por entre as placas planas, conforme a Figura 2.1.

As Eqs. 2.10 e 2.17 modelam o sistema de acumulação proposto neste trabalho. Por se tratarem de soluções analíticas, o sistema poderia ser resolvido diretamente através da utilização destas duas equações, desde que sejam respeitados os “limites físicos” do problema, impostos pelas simplificações realizadas. Porém, a utilização do método da capacitância global requer um comportamento do material de acumulação que pode não ser condizente com os materiais disponíveis, o que limitaria a utilização deste modelo. Este comportamento é expresso pela condição do número de Biot explicada na Subseção 2.2, que quando não satisfeita, diminui a qualidade dos resultados.

Sragovich, 1989, resolveu um problema, em que um fluido de trabalho escoava dentro de um longo tubo cilíndrico de um sistema de acumulação sensível para altas temperaturas. A formulação foi muito semelhante a proposta no presente trabalho, seguindo uma modelagem simples para analisar os parâmetros do sistema de acumulação. Em Sragovich, 1989, o cilindro analisado foi dividido em várias seções, de modo que em cada seção foi aplicado o modelo da capacitância global, como mostra a Figura 3.1. Sendo assim, a altura de cada seção foi reduzida para adequar-se às restrições impostas pelo número de Biot na direção axial.

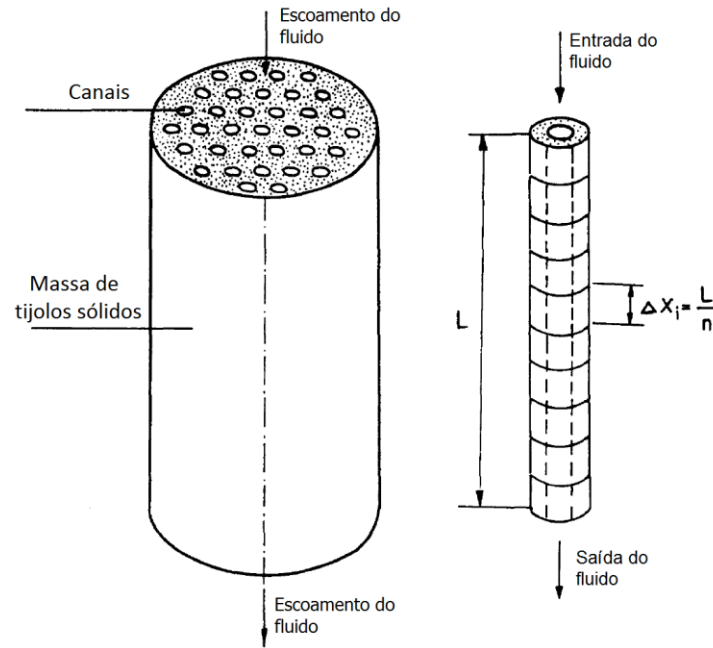


Figura 3.1: Sólido para a acumulação sensível empregado por Sragovich (adaptado de Sragovich, 1989).

Baseado neste trabalho, optou-se por utilizar a estratégia de divisão do sólido de acumulação em n -seções, como mostra a Figura 3.2, mantendo o comprimento total L .

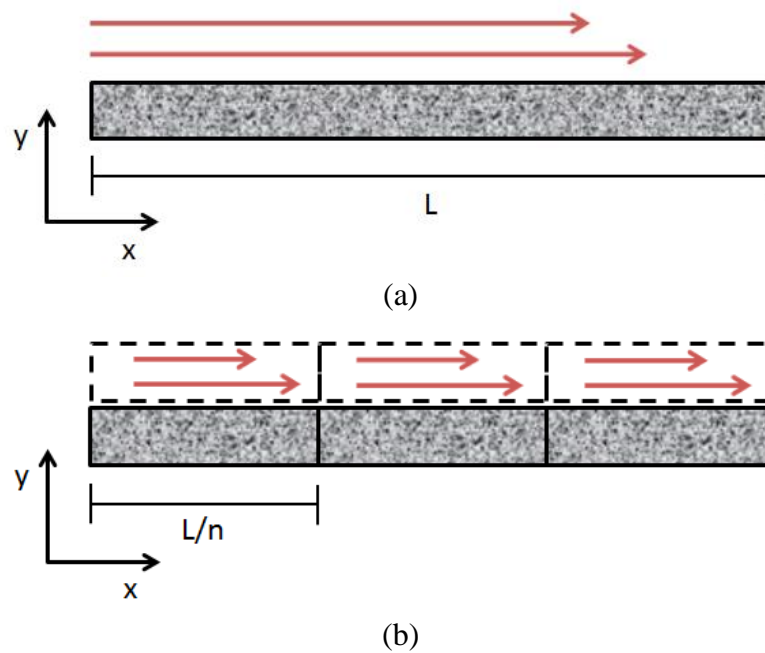


Figura 3.2: (a) Corpo sólido único, sem discretização e (b) corpo sólido discretizado em três seções.

Esta divisão resulta na expressão modificada do número de Biot da seguinte forma:

$$Bi_n = \frac{h(L_{c,n})}{k_s} \quad (3.1)$$

na qual $L_{c,n}$ é o comprimento característico, em m, de cada seção do sólido.

Normalmente, para facilitar o equacionamento, o comprimento característico é definido como a razão entre o volume e a área superficial do sólido. Porém, considerando que haja variação na temperatura do fluido ao longo da superfície do sólido, seguida pela conseqüente variação do fluxo de calor trocado, outra definição deste comprimento característico seria a distância geométrica entre os pontos da maior diferença de temperatura de uma determinada seção do sólido. Para a geometria de placas planas, esta distância corresponde a diagonal de metade da seção transversal de cada seção (condição de simetria), como mostra a Figura 3.3. Esta adaptação é necessária, uma vez que não é possível alterar o coeficiente de transferência de calor nem a condutividade térmica do material para satisfazer as condições impostas pelo modelo da capacitância global.

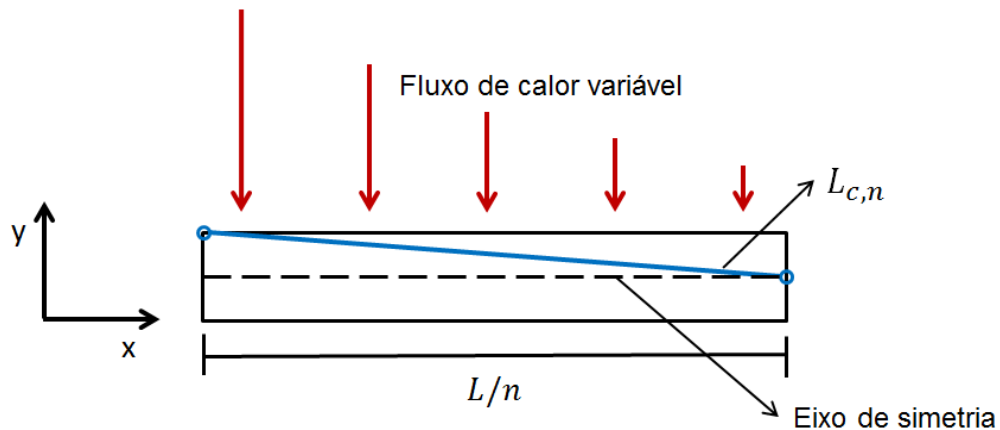


Figura 3.3: Comprimento característico de cada seção do sólido de acumulação.

Foi considerado que quatro laterais das placas, nos planos em $x = 0$, $x = L$, $z = 0$ e $z = P$, com base na Figura 2.1, estão em contato com a área superficial do volume de controle do sistema de acumulação. Deste modo, estas quatro laterais são consideradas isoladas, não proporcionam troca térmica e formam canais, dentre os quais o fluido de trabalho irá escoar. A Figura 3.4 mostra as laterais isoladas e as faces que trocam calor.

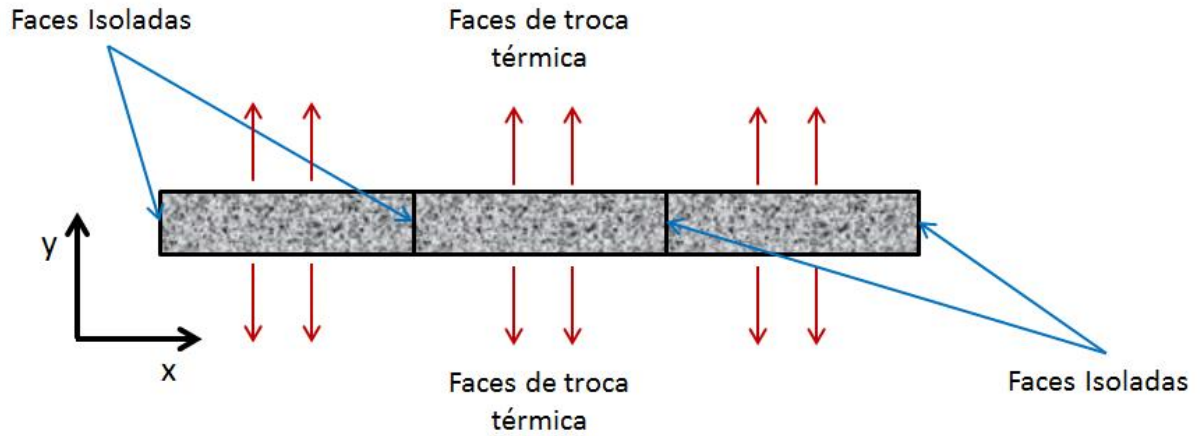


Figura 3.4: Condições de contorno do sólido dividido em três seções para a formulação deste trabalho.

Utilizando-se o conceito de dividir o sólido de acumulação em diversas seções, as Eqs. 2.10 e 2.17 são escritas para cada seção, conforme mostra o esquema da Figura 3.5.

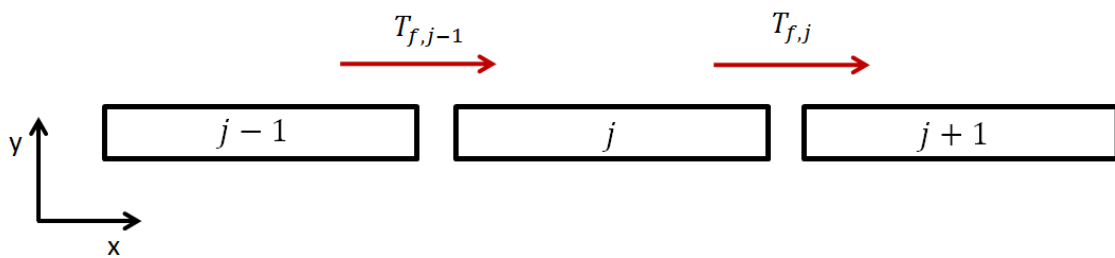


Figura 3.5: Discretização do sólido em diversas seções.

Realizando a discretização temporal e espacial para uma seção j genérica do sólido, das Eqs. 2.10 e 2.17, obtém-se:

$$T_{f,t,j} = T_{s,t,j} - \left[e^{-\frac{h(A_{s,j})}{c_{p,f}m}} (T_{s,t,j} - T_{f,t,j-1}) \right] \quad (3.2)$$

e

$$T_{s,t,j} = T_{s,t-\Delta t,j} - \left[1 - \exp\left(-\frac{hA_{s,j}}{c_{p,s}\rho_s V_{s,j}} \Delta t\right) \right] (T_{s,t-\Delta t,j} - T_{f,t,j}) \quad (3.3)$$

nas quais $T_{f,t,j}$ é a temperatura do fluido no tempo t que deixa a seção j , $T_{s,t,j}$ é a temperatura do sólido no tempo t na seção j , $T_{f,t,j-1}$ é a temperatura do fluido no tempo t na seção anterior $j - 1$, $T_{s,t-\Delta t,j}$ é a temperatura do sólido no tempo anterior $t - \Delta t$ na seção j , todas em K. $A_{s,j}$ é a área de troca térmica entre o sólido e o fluido na seção j , em m^2 , e $V_{s,j}$ é o volume do sólido na seção j , em m^3 . As Eqs. 3.2 e 3.3 formam um sistema de n -equações com n -incógnitas que foi resolvido com o *software Engineering Equation Solver (EES)*.

Para a modelagem numérica implementada no *software EES*, um parâmetro extra foi definido, além dos já existentes no sistema de acumulação. Este novo parâmetro é a fração de vazio, utilizada na metodologia de modelagem de leito de pedras apresentada por Duffie, 1980, e é definida pela razão entre os volumes ocupados pelo fluido e o volume total do domínio do acumulador, ε , expressa pela equação abaixo:

$$\varepsilon = \frac{V_f}{V_{total}} \quad (3.4)$$

na qual V_f é o volume ocupado pelo fluido dentro do sistema de acumulação, em m^3 , e V_{total} é o volume total do sistema de acumulação, em m^3 . Quando não existir material de acumulação, a fração de vazio possui valor unitário (somente fluido). Quando ela for nula, todo o domínio é ocupado pelo sólido de acumulação.

3.2 Modelagem hidráulica e térmica do sistema

Na configuração mostrada na Figura 3.1, o fluido escoando entre duas placas pode ser modelado como escoamento interno em dutos, ou canais, não-circulares. Segundo Incropera *et. al.*, 2011, o comprimento característico de dutos não-circulares é denominado de diâmetro hidráulico, D_h , em m, definido por:

$$D_h = \frac{4A_c}{P_l} \quad (3.5)$$

na qual A_c é a área da seção transversal do duto, em m^2 , e P_l é o perímetro molhado, em m.

O diâmetro hidráulico é utilizado na avaliação do número de Reynolds, como segue:

$$Re_{D_h} = \frac{\rho_f u_f D_h}{\mu_f} \quad (3.6)$$

na qual ρ_f é a massa específica do fluido, em kg/m³, u_f é a velocidade do fluido no canal, em m/s, e μ_f é a viscosidade dinâmica, em kg/(sm).

Através do número de Nusselt médio, pode-se calcular o valor do coeficiente de transferência de calor médio, \bar{h} , em W/(m²K), conforme:

$$\overline{Nu}_{D_h} = \frac{\bar{h} D_h}{k_f} \quad (3.7)$$

na qual k_f é a condutividade térmica do fluido, em W/(mK). Para escoamento laminar, Stephan, 1959 *apud* Bejan, 2004, propõe a seguinte correlação para o número de Nusselt médio:

$$\overline{Nu}_{D_h} = 7,55 + \frac{0,024 L_*^{-1,14}}{1 + 0,0358 Pr_f^{0,17} L_*^{-0,64}} \quad (3.8)$$

$$0,1 \leq Pr \leq 1000$$

na qual o termo L_* é a coordenada adimensional longitudinal na região de entrada térmica, definido por:

$$L_* = \frac{L}{D_h Re_{D_h} Pr_f} \quad (3.9)$$

na qual L é o comprimento do canal (nos casos simulados neste trabalho, o comprimento do canal é o comprimento das placas), em m. Ressalta-se que a correlação apresentada na Eq. 3.8 é válida para escoamento interno entre placas paralelas infinitas. Por não ter sido encontrada uma correlação que considerasse várias larguras de placas paralelas, optou-se por esta correlação.

A distância entre as placas, nos extremos do domínio, e as paredes foi considerada como sendo a metade de S_t . Na implementação do modelo deste trabalho, estas duas metades de canal foram consideradas outro canal de escoamento. Ressalta-se que esta abordagem é uma simplificação, pois em situações reais, haveria diferença, como mostra a Figura 3.6.

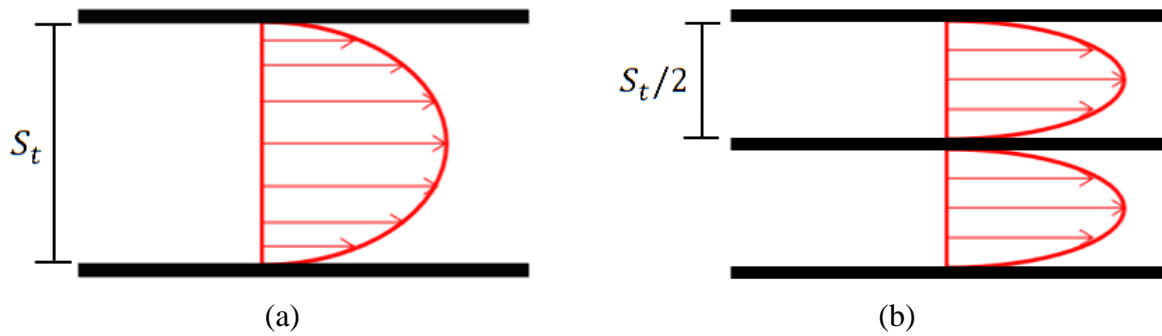


Figura 3.6: Diferença entre considerar um canal extra ou o escoamento junto as paredes externas: (a) escoamento interno em um canal e (b) escoamento nas paredes externas.

3.3 Algoritmo genético aplicado ao trabalho

Neste trabalho, utilizou-se o software *EES (Engineering Equation Solver)* para implementar a solução numérica do problema (solução direta) e sua otimização, utilizando uma ferramenta de otimização baseada em algoritmo genético. Esta ferramenta utiliza o algoritmo genético PIKAIA, uma sub-rotina de otimização baseada em FORTRAN-77. Esta formulação incorpora apenas os dois principais operadores genéticos: cruzamento uniforme em um ponto e mutação uniforme em um ponto. O código PIKAIA utiliza uma base decimal, de 0 a 9. A seleção é baseada na classificação e estocasticamente, através do algoritmo *Roulette Wheel*. Uma descrição mais detalhada deste algoritmo genético pode ser encontrada em *EES Manual, 2003* e *HAO UCAR, 2014*.

No algoritmo genético do *software EES* é possível configurar os seguintes parâmetros para realizar a análise da solução ótima: número de indivíduos, número de gerações e taxa de mutação. A Tabela 3.1 mostra os valores dos parâmetros utilizados nas simulações deste trabalho.

Tabela 3.1: Parâmetros utilizados no algoritmo genético do *software EES* para este trabalho.

Parâmetro	Valor
Número de indivíduos [-]	128
Número de gerações [-]	1 024
Taxa de mutação [-]	0,175

No problema em análise neste trabalho, a função objetivo consiste em achar a melhor configuração, geometria e/ou material, de modo a tornar o mais estável possível a taxa de energia na saída do sistema de acumulação. Esta taxa de energia contida no ar que deixa o sistema, $q_{f,sai}$, em W, é expressa como:

$$q_{f,sai} = c_{P,f} \dot{m} (T_{f,sai} - T_{min}) \quad (3.10)$$

na qual T_{min} é a mínima temperatura de entrada do ar no sistema de acumulação.

A função objetivo, FO , foi definida como a soma das diferenças entre as taxas calculadas $q_{f,sai,m}$ e a taxa alvo $q_{alvo,m}$, a cada tempo, em módulo.

$$FO = \sum_{m=1}^i |q_{alvo,m} - q_{f,sai,m}| \quad (3.11)$$

na qual m são os tempos de verificação, $q_{alvo,m}$ é a taxa de calor na saída do sistema de acumulação desejada e $q_{f,sai,m}$ é a taxa de calor que deixa o sistema de acumulação, ambas em W. Ressalta-se que a escolha da função objetivo depende tanto da natureza do problema de otimização quanto da pretensão de análise do usuário.

A taxa de calor na saída do sistema de acumulação desejada (alvo) foi calculada tendo como objetivo que o ar deixe o sistema a uma temperatura de 30 K acima da temperatura mínima em que o ar entra no acumulador, com vazão mássica de 0,04136 kg/s. Deste modo, o valor desta taxa alvo foi fixado em 1250,72 W, baseado na Eq. 3.10.

3.4 Conclusões parciais

Nesta seção mostrou-se a implementação da formulação proposta para modelar o comportamento dinâmico do sistema de acumulação proposto neste trabalho. Uma metodologia de divisão do sólido de acumulação em diversas seções foi apresentada, de modo a permitir a simulação para casos em que o número de Biot resultou superior ao limite aceito para uso do método da capacitância global. Foram apresentadas as condições hidráulicas, térmicas e geométricas do sistema de acumulação, bem como os parâmetros utilizados no algoritmo genético.

4 OTIMIZAÇÃO DO SISTEMA DE ARMAZENAMENTO

Nesta seção será apresentada a estrutura dos casos analisados neste trabalho, juntamente com as propriedades dos materiais utilizados e do fluido de trabalho. Também serão abordados e definidos os limites impostos pelas hipóteses simplificadoras para a aplicação do modelo proposto. Uma comparação entre a modelagem proposta e o *software* comercial *COMSOL* será realizada para verificar os desvios entre as duas formulações.

4.1 Estrutura dos casos

A otimização foi realizada para o sistema de acumulação representado na Figura 3.1, considerando-se diversas placas planas paralelas. A vazão mássica avaliada neste trabalho corresponde àquela total, que entra no sistema de acumulação.

De acordo com a modelagem proposta, há cinco parâmetros que podem ser alterados para melhorar o desempenho do sistema de acumulação: área de troca térmica (diretamente relacionada com o número de placas), volume do sólido de acumulação (fração de vazio), vazão mássica do fluido no sistema de acumulação, massa específica e calor específico do material de armazenamento.

A otimização do sistema de armazenamento proposto foi estruturada como uma combinação dos parâmetros descritos anteriormente, gerando cinco casos, organizados na Tabela 4.1. As células marcadas com “X” indicam os parâmetros que foram otimizados nas simulações, e as marcadas com “-” os que são dependentes dos parâmetros otimizáveis e, portanto, resultados da simulação, ou definidos através das propriedades dos materiais de acumulação.

Tabela 4.1: Casos analisados no presente trabalho.

Parâmetros	Caso 1 (2/5)	Caso 2 (2/5)	Caso 3a (4/5)	Caso 3b (4/5)	Caso 4 (4/5)	Caso 5 (5/5)
Fração de vazio	X	-	X	X	-	X
Número de placas	X	X	X	X	X	X
Vazão mássica de ar no sistema de acumulação [kg/s]	0,04136	X	0,04136	0,04136	X	X
Massa específica ρ [kg/m ³]	-	-	X	X	X	X
Calor específico c_p [J/kgK]	-	-	X	X	X	X

Em alguns dos casos, foi considerado que o material de armazenamento já estava selecionado. Para estas situações, escolheram-se materiais sólidos com propriedades significativamente distintas, de modo a comparar o desempenho de um com outro. As propriedades dos materiais utilizados foram retiradas de Incropera *et al.*, 2011, todas avaliadas a temperatura de 300 K, e estão listadas na Tabela 4.2. As propriedades do ar foram avaliadas a 320 K, através do mesmo *software EES* usado para a otimização, e são listadas na Tabela 4.3.

Tabela 4.2: Propriedades dos materiais de armazenamento utilizadas nas simulações (adaptado de Incropera, 2011).

Material	Massa específica ρ [kg/m ³]	Calor específico c_p [J/(kgK)]	Produto ρc_p [J/(m ³ K)]	Condutividade térmica k [W/(mK)]
Alumínio puro	2 702	903	2 439 906,0	237,00
Nitrato de silicone	2 400	691	1 658 400,0	16,00
Aço AISI 304	7 900	477	3 768 300,0	14,90
Granito	2 630	775	2 038 250,0	2,79

Tabela 4.3: Propriedades do ar a 320 K utilizadas nas simulações.

Massa específica ρ [kg/m ³]	1,103
Calor específico c_p [J/(kgK)]	1 008
Condutividade térmica k [W/(mK)]	$2,785 \times 10^{-2}$
Viscosidade dinâmica μ [kg/(ms)]	$1,949 \times 10^{-5}$
Número de Prandtl [-]	0,705

4.2 Restrições e valores dos parâmetros do sistema de acumulação

O resultado encontrado na otimização pode não coincidir ou ser reproduzido na prática, devido à natureza intrínseca do problema, à formulação da função objetivo ou a uma combinação de ambas.

Para o sistema de acumulação modelado neste trabalho, estes desvios ou incongruências podem resultar em um sólido com volume igual ao volume do domínio (fração de vazio igual a zero) ou uma vazão mássica próxima de zero. Sabe-se que estes resultados não possuem significado físico, uma vez que não pode haver transferência de calor entre um fluido e o sólido, quando o último ocupa todo o volume do domínio, por exemplo. Estas duas soluções triviais foram obtidas nas primeiras simulações, levando a uma análise de como contornar este problema e fazer o algoritmo genético encontrar soluções condizentes com situações práticas. Sendo assim, as seguintes estratégias podem ser adotadas: definir a função objetivo de modo a evitar todas as possibilidades de resultados triviais, ou aplicar restrições aos parâmetros do problema, de modo a prevenir a existência de tais resultados.

Pela seleção de uma função objetivo simplificada, definida na Eq. 3.11, é necessário restringir os valores dos demais parâmetros do sistema de acumulação. As restrições impostas a estes parâmetros estão listadas na Tabela 4.4.

Tabela 4.4: Restrições dos parâmetros do sistema.

Parâmetros	Valor					
	Caso 1	Caso 2	Caso 3a	Caso 3b	Caso 4	Caso 5
Função objetivo FO [W]	1 250,7	1 250,7	1 250,7	1 250,7	1 250,7	1 250,7
Fração de vazio ε (min./máx.) [-]	0,2 – 1,0	0,2 – 1,0	0,2 – 1,0	0,2 – 1,0	0,2 – 1,0	0,2 – 1,0
Número de placas (min./máx.) [-]	4,0 – 30,0	4,0 – 30,0	4,0 – 30,0	4,0 – 30,0	4,0 – 30,0	4,0 – 30,0
Produto ρc_p máximo [J/(m ³ K)]	4,5x10 ⁹	4,5x10 ⁹	4,5x10 ⁹	4,5x10 ⁹	4,5x10 ⁹	4,5x10 ⁹
Espessura da placa mínima e [m]	1,0x10 ⁻²	1,0x10 ⁻²	1,0x10 ⁻²	1,0x10 ⁻²	1,0x10 ⁻²	1,0x10 ⁻²
Distância mínima entre as placas S_t [m]	1,0x10 ⁻²	1,0x10 ⁻²	1,0x10 ⁻²	1,0x10 ⁻²	1,0x10 ⁻²	1,0x10 ⁻²
Temperatura entrada (min./máx.) [K]	290,0 – 350,0	290,0 – 350,0	290,0 – 350,0	290,0 – 350,0	290,0 – 350,0	290,0 – 350,0
Vazão mássica de ar no sistema de acumulação \dot{m} (min./máx.) [kg/s]	0,04136	5,0x10 ⁻³ – 3,0x10 ⁻¹	0,04136	0,04136	5,0x10 ⁻³ – 3,0x10 ⁻¹	5,0x10 ⁻³ – 3,0x10 ⁻¹
Condição de temperatura inicial das simulações [K]	320,0	320,0	320,0	320,0	290,0	290,0
Massa específica máxima ρ [kg/m ³]	1,2x10 ⁴	1,2x10 ⁴	1,3x10 ²	1,3x10 ²	1,2x10 ⁴	1,2x10 ⁴
Calor específico máximo c_p [J/kgK]	1,2x10 ⁴	1,2x10 ⁴	1,0x10 ³	2,0x10 ³	1,2x10 ⁴	1,2x10 ⁴
Massa do sólido máxima [kg]	1,0x10 ⁴	1,0x10 ⁴	1,3x10 ²	1,3x10 ²	1,3x10 ²	1,0x10 ⁴
Ciclos da senóide [-]	4,0	4,0	4,0	4,0	2,0 – 26,0	4,0
Número de seções [-]	-	-	3	3	3	3

As células hachuradas trazem as faixas de valores dos parâmetros de otimização selecionados em cada caso.

A definição de uma temperatura média ou representativa do sólido de acumulação não teria significado físico apropriado, já que cada seção do sólido possui uma temperatura distinta. Sendo assim, escolheu-se a temperatura referente à seção central, localizada exatamente no meio das placas do material de acumulação, para fins de representação.

Ressalta-se que, quando o material não foi definido, considerou-se o sólido dividido em três seções. Esta foi a quantidade mínima de seções utilizadas, para que a avaliação da temperatura de referência do sólido sempre fosse realizada na seção central.

A temperatura de entrada do fluido na primeira seção do material de acumulação, em um determinado tempo t , $T_{0,t}$, foi definida como uma função senoidal, como mostra a Eq. 4.1:

$$T_{0,t} = T_{0,min} + \left[1 + \text{sen} \left(\frac{\pi t}{\beta} \right) \right] \left(\frac{T_{0,max} - T_{0,min}}{2} \right) \quad (4.1)$$

na qual $T_{0,min}$ e $T_{0,max}$ são as temperaturas externas, em K, mínima e máxima, respectivamente e β é o tempo, em s, de duração de meio período da senóide. A escolha desta função para descrever a temperatura do ar na entrada do sistema de acumulação foi realizada com a finalidade de utilizar uma função simplificada para descrever a temperatura.

Cada ciclo da senóide foi definido em 20 000 segundos e a maioria das análises foi realizada para quatro ciclos. As análises realizadas com outras quantidades de ciclos são especificadas quando da apresentação e discussão dos resultados.

A Figura 4.1 mostra o comportamento de $T_{0,t}$ para dois ciclos completos de simulação:

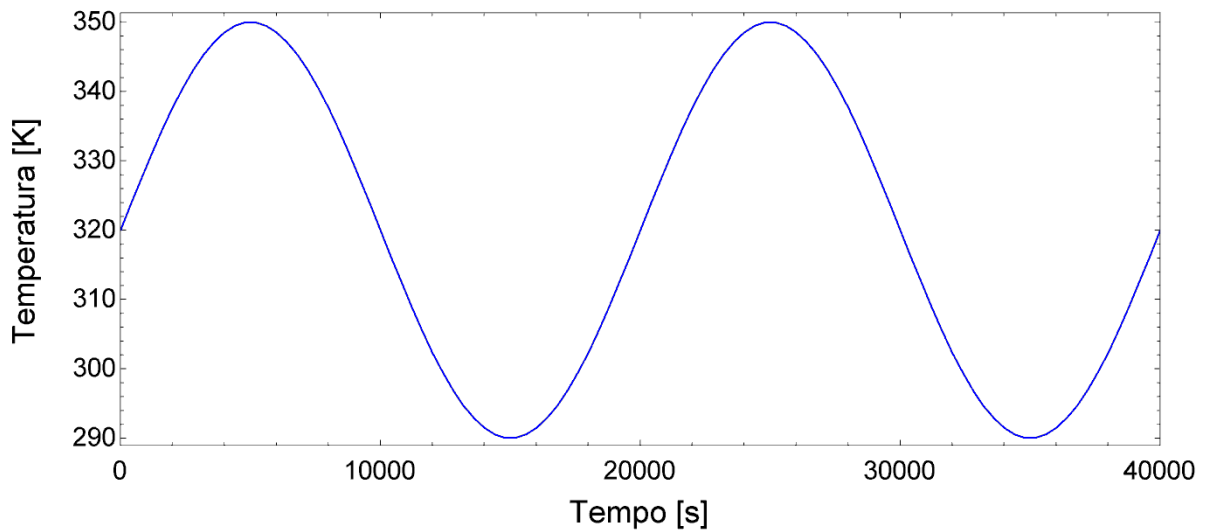


Figura 4.1: Comportamento da temperatura externa do ar $T_{0,t}$ ao longo do tempo para dois ciclos de simulação.

Por restrições impostas pelo *software EES*, que restringe a 12 000 o número de variáveis no código numérico, a temperatura externa, para cada ciclo de 20 000 segundos, foi discretizada em 50 passos de tempo, cada um com 400 segundos.

4.3 Verificação do modelo proposto

Para realizar a verificação do modelo apresentado neste trabalho, resolveu-se um caso disponível na literatura (Incropera *et. al.*, 2011, p. 588), que consiste em micro canais mantidos a uma temperatura constante nas paredes, por entre as quais escoa água, conforme a Figura 4.2:

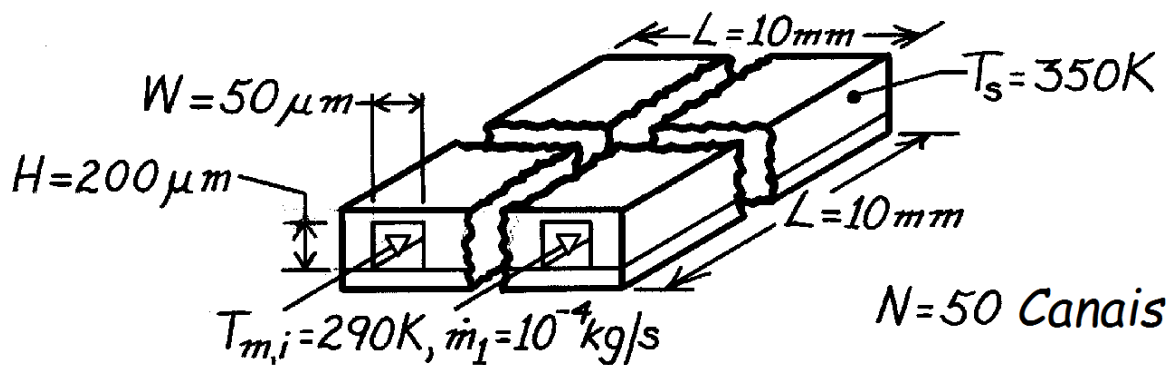


Figura 4.2: Configuração dos micro canais para verificação da formulação proposta neste trabalho (adaptado de Incropera *et al.*, 2011).

As propriedades da água foram adotadas a temperatura de 300K e são expressas na Tabela 4.5:

Tabela 4.5: Propriedades da água a 300 K.

Massa específica ρ [kg/m ³]	$9,970 \times 10^2$
Calor específico c_p [J/kgK]	$4,179 \times 10^3$
Viscosidade dinâmica μ [kg/ms]	$8,550 \times 10^{-4}$
Condutividade térmica k [W/mK]	$6,130 \times 10^{-1}$

Após realizar os ajustes necessários ao código, para simular a condição de regime estacionário e temperatura constante nas paredes, compararam-se os resultados com aqueles do exemplo escolhido na literatura, apresentados na próxima tabela:

Tabela 4.6: Comparação dos resultados obtidos em Incropera *et al.*, 2011, com os do código proposto neste trabalho.

Parâmetro	Incropera	Presente trabalho
Diâmetro hidráulico D_h [m]	$8,0 \times 10^{-5}$	$8,0 \times 10^{-5}$
Número de Reynolds Re_{D_h} [-]	936,0	935,7
Coefficiente de transferência de calor h [W/m ² K]	34 022	34 022
Temperatura da água na saída $T_{f,sai}$ [K]	310	310,017

Observa-se concordância entre os resultados, mostrando que a modelagem utilizada no código está adequada.

4.4 Verificação dos resultados simulados com o software COMSOL

Dois casos foram propostos para comparar os resultados obtidos pelo modelo de capacitância global com aqueles do software COMSOL. Foi proposto o caso A, para o qual foi usado aço AISI304 como material de acumulação e o caso B com granito, e os valores dos parâmetros de ambos são mostrados na Tabela 4.7.

Tabela 4.7: Valores dos parâmetros utilizados para comparação entre a formulação empregada no EES e o software comercial COMSOL, para os casos citados acima.

Parâmetro	Caso A aço AISI304	Caso B granito
Vazão mássica \dot{m} [kg/s]	0,01769	0,04136
Espessura das placas e [m]	0,03063	0,04066
Distância entre as placas S_t [m]	0,01014	0,01017
Número de placas [-]	12,260	9,838
Fração de vazio ε [-]	0,2488	0,2000
Velocidade do ar [m/s]	0,2578	0,7500
Coefficiente de transferência de calor h [W/(m ² K)]	11,13	12,19
Condição de temperatura inicial [K]	320	320
Número de ciclos [-]	4	4
Número de seções [-]	3	16

A escolha destes dois materiais se deu devido as propriedades distintas de cada um. Por um lado o aço AISI304, com alta capacidade térmica e alta condutividade térmica. Por outro lado o granito, que possui valores significativamente menores destas duas propriedades.

A Figura 4.3 mostra a geometria e as condições de contorno utilizadas na simulação de ambos os casos.

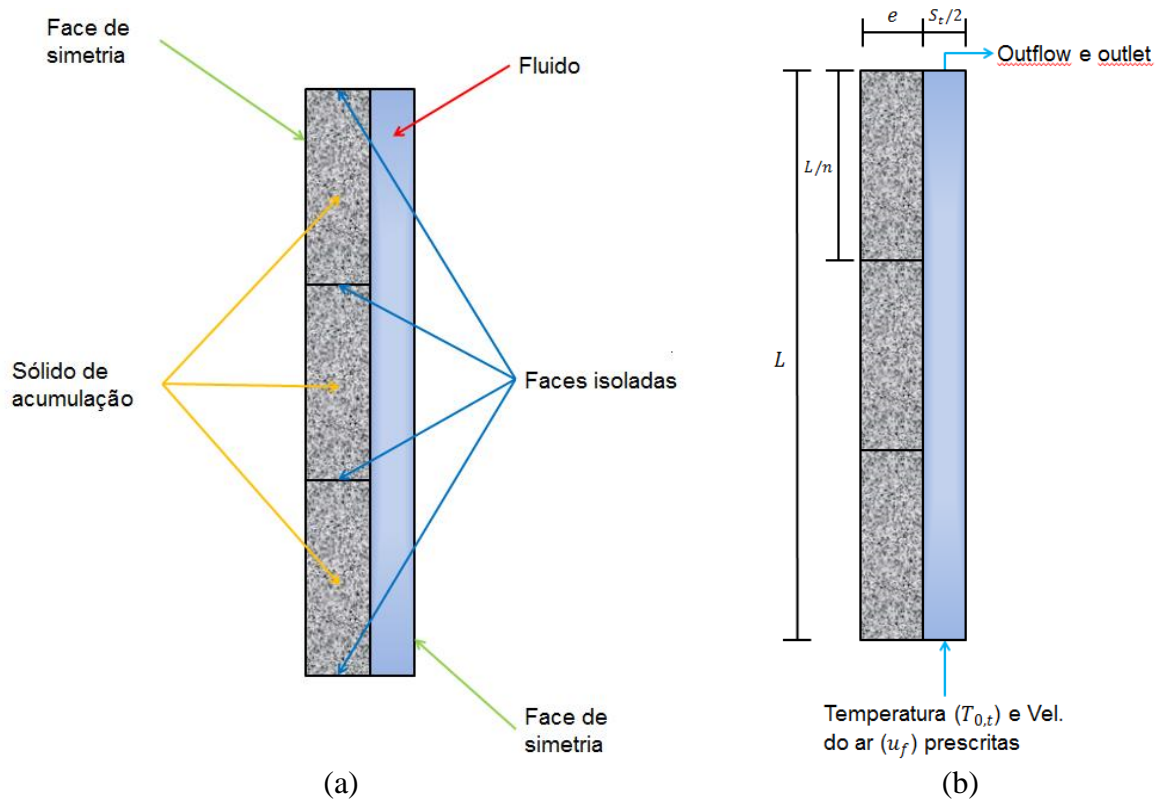


Figura 4.3: (a) Configuração geométrica da simulação no *COMSOL* e (b) condições de contorno.

De acordo com as hipóteses e simplificações utilizadas neste trabalho, conforme a Tabela 2.1, as equações utilizadas pelo *COMSOL* para a modelagem do fluido de trabalho consistem na equação da quantidade de movimento

$$\rho_f (\mathbf{u}_f \cdot \nabla) \mathbf{u}_f = -\nabla p_f + \mu_f (\nabla^2 \mathbf{u}_f) \quad (4.2)$$

na equação da continuidade

$$\nabla \cdot \mathbf{u}_f = 0 \quad (4.3)$$

e na equação da condução do calor

$$\rho_f C_{p,f} \frac{\partial T}{\partial t} + \rho_f C_{p,f} \mathbf{u}_f \cdot \nabla T_f = k_f \nabla^2 T_f \quad (4.4)$$

nas quais \mathbf{u}_f é o vetor da velocidade do fluido de trabalho, em m/s e p_f é a pressão do fluido, em Pa.

Para o material sólido de acumulação, somente é considerada a equação da condução do calor, na seguinte forma:

$$\rho_s C_{p,s} \frac{\partial T_s}{\partial t} = k_s \nabla^2 T_s \quad (4.5)$$

O *software COMSOL* discretiza as quatro equações acima através do método de elementos finitos. O próprio *software* possui a opção de gerar uma malha triangular automaticamente, de acordo com a física do problema em análise. Sendo assim, para o Caso A, a malha utilizada foi constituída de 180 218 elementos triangulares, enquanto que para o Caso B foi de 126 230.

Para realizar a comparação dos desvios entre os resultados simulados e os do *COMSOL*, foi definida uma função do desvio relativo, D_{rel} , na seguinte forma:

$$D_{rel}(\%) = \left(\frac{|Q_{COMSOL} - Q_{EES}|}{Q_{COMSOL}} \right) * 100 \quad (4.6)$$

na qual Q_{COMSOL} e Q_{EES} são as energias transferidas entre os meios no *COMSOL* e no *EES*, respectivamente, ambas em J. A figura a seguir traz os desvios entre as duas metodologias.

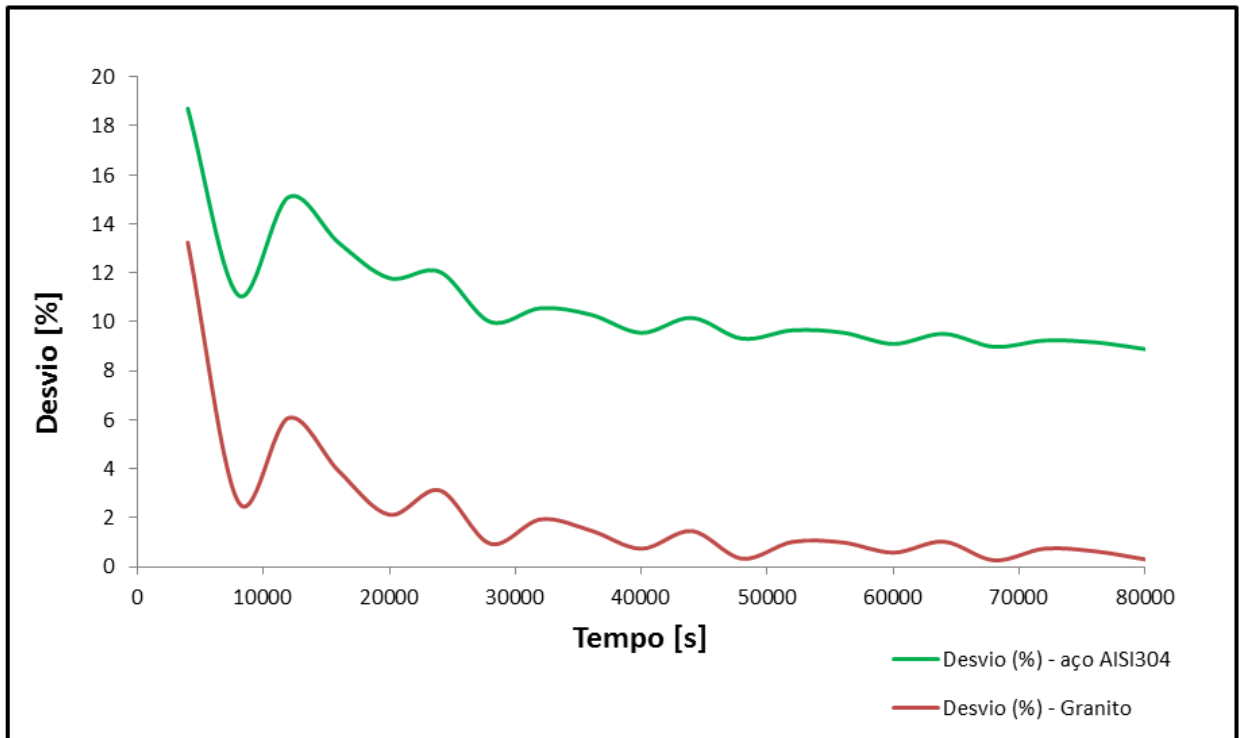


Figura 4.4: Desvios entre os resultados do *COMSOL* e do *EES* para os dois casos analisados.

O gráfico mostra concordância entre os resultados obtidos pela formulação proposta e o *software COMSOL*. Os maiores desvios observados nas comparações ocorreram nos primeiros 20 000 segundos de simulação, sendo em torno de 19% para o aço AISI304 e 13% para o granito. Após 20 000 segundos, o desvio diminuiu, ficando em aproximadamente 9% para o aço AISI304 e inferior a 1% para o Granito.

Também foi verificado que os maiores desvios ocorrem na primeira seção do sólido ($j=1$). Este comportamento é esperado, uma vez que é nesta seção onde ocorrem as maiores diferenças de temperatura entre o sólido e o ar. A Figura 4.5 mostra o comportamento da temperatura do sólido desta seção para o caso hipotético A, entre o *COMSOL* e a formulação deste trabalho.

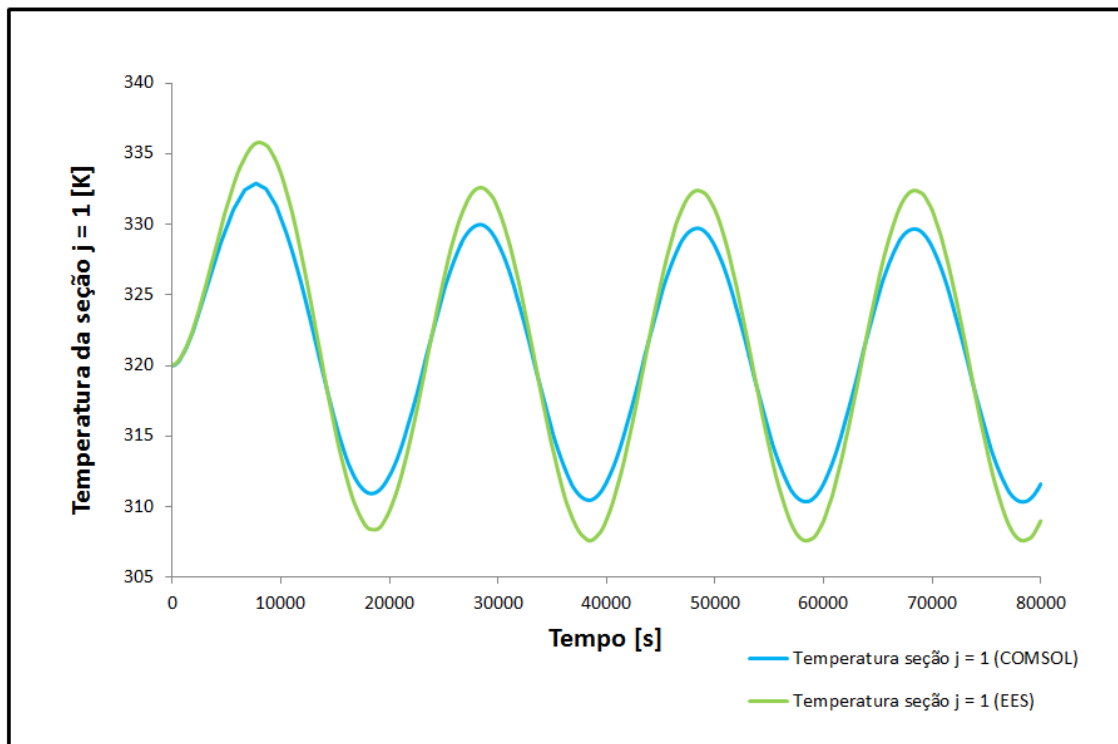


Figura 4.5: Comparação da temperatura da primeira seção do material de acumulação no caso hipotético A entre o *software* *COMSOL* e o modelo proposto neste trabalho.

Observa-se que ambos os comportamentos são semelhantes. Sendo assim, a modelagem proposta satisfaz o objetivo deste trabalho: avaliar o comportamento do sistema de acumulação.

Vale ressaltar que evitou-se a utilização da diferença de temperatura média logarítmica, porque sua implementação provocou instabilidade numérica em alguns casos. Porém, quando utilizada para o caso hipotético A, o desvio máximo observado até os 20 000 segundos de simulação foi de 6,12%, e após este tempo, aproximadamente 4,00%.

4.5 Temperatura representativa do sólido

Como já mencionado na Subseção 4.2, a posição central de cada seção do sólido foi utilizada para referenciar sua temperatura, e a próxima figura traz o comportamento das três seções em que o sólido foi dividido. Foi escolhido o Caso 1, tendo como material de acumulação aço AISI 304, e os resultados foram simulados com o *EES*.

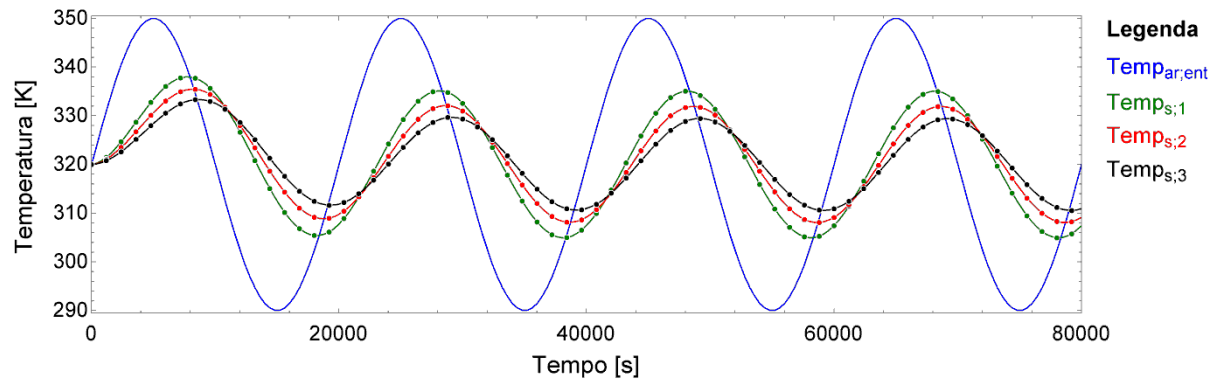


Figura 4.6: Comportamento da temperatura de cada seção do sólido para o Caso 1, aço AISI 304.

A linha azul representa a temperatura do ar na entrada do sistema de acumulação, a linha em verde representa a temperatura da primeira seção, por onde o ar entra no sistema de acumulação, em vermelho a seção central e em preto a seção final, por onde o ar sai do sistema de acumulação. Pode-se observar que houve uma defasagem no perfil de temperaturas do sólido em cada seção, mas o comportamento é semelhante. Isso indica que a escolha de qualquer seção para se avaliar qualitativamente o comportamento da temperatura do sólido é válida. Sendo assim, optou-se pela seção central.

4.6 Conclusões parciais

Nesta seção foram apresentadas as restrições dos parâmetros do problema, juntamente com os casos propostos. Uma verificação do modelo proposto foi realizada, mostrando que a implementação do modelo no *software EES* está adequada. Foram comparados os resultados obtidos com o *software COMSOL* e o *EES*, para dois materiais: aço AISI304 e granito. Para o aço AISI304, o desvio máximo observado (Eq. 4.6) foi de 19% no estágio inicial da simulação, decaindo para 9% nos estágios posteriores. Para o granito, o desvio foi de 13% no estágio inicial e menor que 1% nos finais.

5 RESULTADOS

Nesta seção serão apresentados os resultados obtidos com a formulação proposta para os 5 casos de otimização.

5.1 Resultados das análises de otimização

A otimização do problema de acumulação é encontrada minimizando-se a função objetivo, que representa a menor diferença entre a taxa de calor oferecida pelo sistema e a taxa de calor alvo, estável, na saída do acumulador.

5.1.1 Caso 1

No Caso 1, são analisados a fração de vazio e o número de placas ideais, para o material de acumulação e a vazão mássica de ar definidos. Os resultados deste caso para os quatro materiais selecionados são mostrados na Tabela 5.1.

Tabela 5.1: Resultados da otimização para fração de vazio e o número de placas no Caso 1, respeitando os limites apresentados na Tabela 4.4.

Parâmetros	Aço AISI 304	Granito	Alumínio puro	Nitrato de silicone
Classificação	1	3	2	4
Função objetivo FO [W]	81 688	105 675	98 441	114 364
Número de placas [-]	12,54	9,837	10,00	8,642
Fração de vazio ε [-]	0,251	0,200	0,200	0,200
Outros dados				
Número de Biot Bi_n [-]	0,081	0,118	0,005	0,073
Com. Característico $L_{c,n}$ [m]	0,101	0,0267	0,102	0,102
Espessura das placas e [m]	0,0299	0,040	0,040	0,0463
Distância entre as placas S_t [m]	0,01	0,01	0,01	0,0116
Coefficiente de transferência de calor h [W/(m ² K)]	12,02	12,19	12,34	11,14
Número de Reynolds Re_{D_h} [-]	663,8	845,7	831,8	960,0
Massa do material [kg]	443,9	157,8	162,1	144,0
Diâmetro hidráulico D_h [m]	0,01961	0,01993	0,01961	0,02262
Velocidade do ar u_f [m/s]	0,5982	0,75	0,75	0,75
Número de Nusselt médio \overline{Nu}_{D_h} [-]	8,461	8,724	8,687	9,048
Constante de tempo τ [s]	4685	3399	3953	3445
Número de seções [-]	3	17	3	3

Observa-se que o aço AISI304 foi o material que apresentou o melhor desempenho e o nitrato de silicone o pior. Isso se deve ao fato que o valor da capacidade térmica volumétrica do aço AISI304 é 3 768,3 kJ/(m³K), mais de duas vezes superior do que a do nitrato de silicone (1 658,0 kJ/(m³K)). Como o problema não restringiu a massa do sólido de acumulação, somente o seu volume, o fato de possuir maior capacidade de armazenamento térmico por unidade de volume permitiu ao aço atuar melhor sobre o sistema, melhorando seu desempenho. Observou-se que os outros três materiais (granito, alumínio e nitrato de silicone) ocuparam o máximo volume permitido pelas restrições, 80% ou fração de vazio de 0,2. Como o aço AISI304 ocupou um volume menor, isso mostrou que a configuração ótima do sistema não é sempre a configuração de maior quantidade de material possível, mas sim um balanço entre esta quantidade e a geometria do material.

A tabela acima mostra que o número de Biot para o granito foi superior a 0,1, decorrente das restrições impostas pelo software EES, que não permitiu uma maior quantidade de seções.

A Figura 5.1 mostra o comportamento do sistema de acumulação para os quatro materiais analisados, ao longo do tempo. O gráfico da Figura 5.1(a) evidencia que o aço AISI304 é o material mais adequado para o Caso 1, pois a diferença relativa entre a taxa de transferência de calor na saída em relação à mesma taxa alvo ($q_{alvo,k} = 1250,72$ W) foi a menor, dentre os quatro materiais analisados.

A Figura 5.1(b) mostra o comportamento da temperatura da seção central do sólido de acumulação ao longo do tempo. Observa-se que o aço AISI304 apresentou as menores flutuações de temperatura, coerente com o que foi observado na Figura 5.1(a). Uma análise mais cuidadosa desta última figura revela que quanto menor a capacidade térmica volumétrica do sólido, maior a rapidez na resposta do acumulador.

Também se pode observar que ao longo do tempo, o sistema tende a um comportamento contínuo e estável, sendo que ambas, a taxa de transferência de calor de saída e a temperatura da seção central, possuem um comportamento senoidal, semelhante a temperatura de entrada do ar, porém mais atenuado na amplitude e descolado em fase. Este comportamento era esperado, uma vez que a temperatura do ar na entrada do sistema possui um comportamento senoidal estável e o coeficiente de transferência de calor e as propriedades do ar e do sólido foram mantidas constantes. Sendo assim, o sólido de acumulação atuou sobre o ar, de modo a atenuar seu comportamento senoidal, acabando por adquirir comportamento semelhante à excitação (Figura 4.6(b)).

A Figura 5.1(c) mostra que o aço AISI304 foi o material que mais absorveu energia ao longo do tempo. Isso significa que foi o material que demonstrou maior capacidade de agir sobre o sistema, melhorando seu desempenho. Pela Figura 5.1(a), a diferença entre a taxa de energia na saída e a mesma taxa alvo não ultrapassa 50%, quando o sistema já se encontra estabilizado.

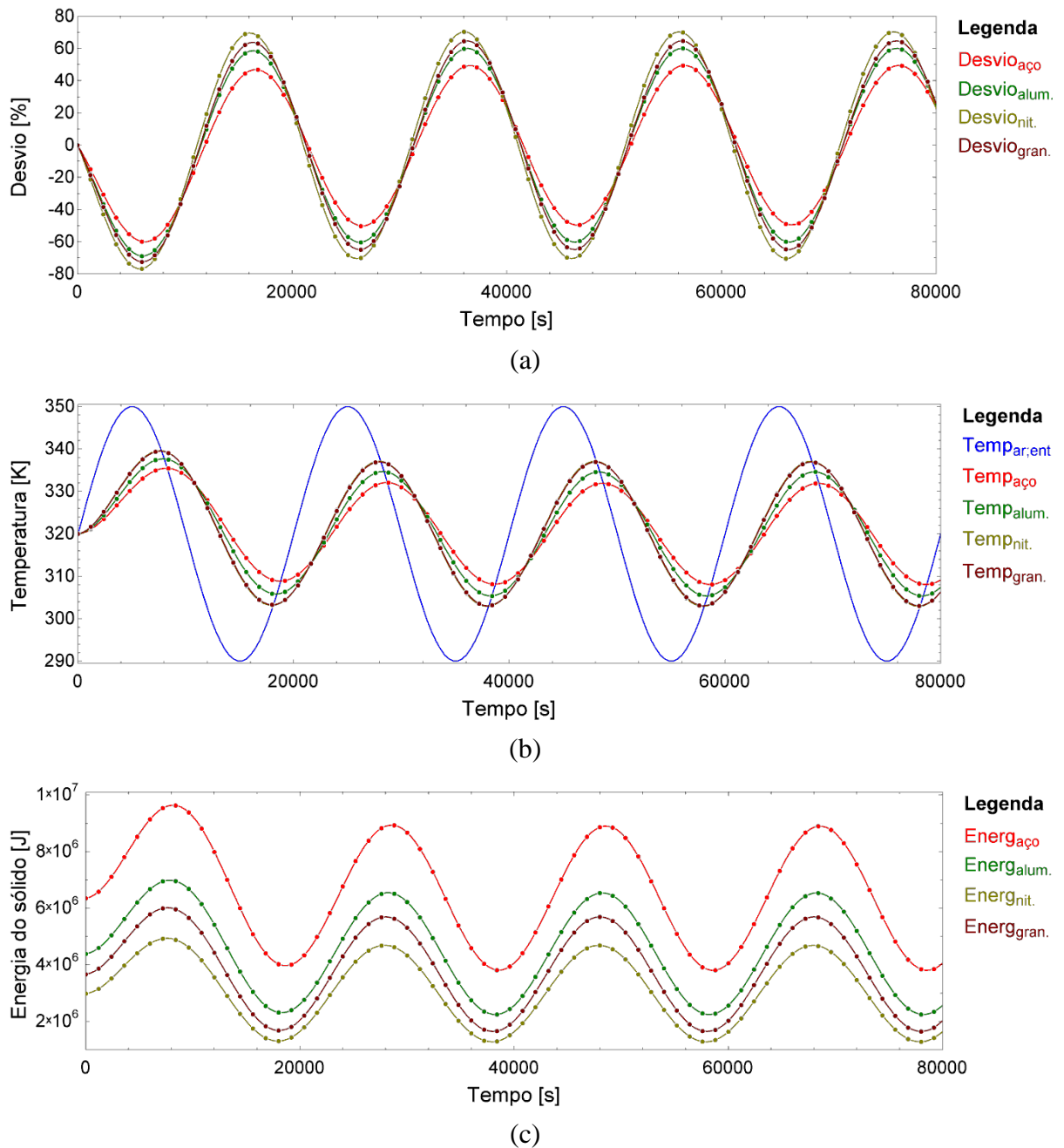


Figura 5.1: (a) Desvio entre a taxa de energia na saída e a taxa de energia na saída alvo, (b) temperatura da seção central do sólido e (c) energia acumulada no sólido, para o Caso 1.

5.1.2 Caso 2

No Caso 2, o material de acumulação foi definido, juntamente com a sua massa. Sendo assim, o volume ocupado pelo material também é fixo, e conseqüentemente, sua fração de vazio. A massa do material de acumulação foi definida em 130 kg. A Tabela 5.2 mostra os resultados para o caso 2.

Tabela 5.2: Resultados da otimização para número de placas e vazão mássica no Caso 2, respeitando os limites apresentados na Tabela 4.4.

Parâmetros	Aço AISI 304	Granito	Alumínio puro	Nitrato de silicone
Classificação	4	2	1	3
Função objetivo FO [W]	96 306	83 895	80 085	87 211
Número de placas [-]	10,97	12,18	12,98	9,946
Vazão mássica \dot{m} [kg/s]	0,02789	0,02926	0,02993	0,02885
Outros dados				
Número de Biot Bi_n [-]	0,0274	0,0689	0,0037	0,0563
Com. Característico $L_{c,n}$ [m]	0,1001	0,0222	0,1008	0,1016
Fração de vazio ε [-]	0,7806	0,3409	0,3585	0,2778
Espessura das placas e [m]	0,0100	0,02706	0,02471	0,03631
Distância entre as placas S_t [m]	0,03558	0,01400	0,01381	0,01396
Coefficiente de transferência de calor h [W/(m ² K)]	4,077	8,655	8,722	8,865
Número de Reynolds Re_{D_h} [-]	487,2	479,7	460,4	579,1
Diâmetro hidráulico D_h [m]	0,06643	0,02774	0,02687	0,02717
Velocidade do ar u_f [m/s]	0,1296	0,3112	0,3027	0,3766
Número de Nusselt médio \overline{Nu}_{D_h} [-]	9,724	8,464	8,416	8,648
Constante de tempo τ [s]	4622	3187	3456	3396
Número de seções [-]	3	17	3	3

Diferentemente do ocorrido para o Caso 1, o material que demonstrou o melhor desempenho foi o alumínio puro, e o pior foi o aço AISI304.

À primeira vista, este resultado aparentou ser contraditório, uma vez que os materiais com maior capacidade térmica volumétrica foram os que obtiveram melhor desempenho no Caso 1. Porém, esta suposição somente foi verificada, quando a restrição é aplicada ao volume e não à massa.

Quando a massa foi fixada, a propriedade mais relevante do material para avaliar seu desempenho foi o calor específico, justamente por ser uma propriedade específica. A massa

específica teve maior influência nos parâmetros geométricos, que definiram o coeficiente de transferência de calor e a área de troca térmica.

Os resultados da Tabela 5.2 ainda mostram uma particularidade, isto é, o comportamento do coeficiente de transferência de calor. Observa-se que os números de Reynolds para cada material foram próximos, com uma diferença máxima entre eles de 21,5%. Da mesma forma, os números de Nusselt médios calculados pela Eq. 3.8 não diferiram significativamente. Porém, observou-se que o coeficiente de transferência de calor para a simulação que utilizou aço AISI304 foi mais de duas vezes inferior aos demais materiais. Isso se deveu a definição do número de Nusselt, apresentada na Eq. 3.8, que depende diretamente do diâmetro hidráulico, que para o caso do aço AISI304 resultou mais de duas vezes superior aos outros materiais. A Figura 5.2 mostra o comportamento do sistema de acumulação para os quatro materiais analisados, para o Caso 2.

A Figura 5.2(b) mostra que somente a análise da temperatura do sólido não pode ser utilizada como parâmetro para avaliar o desempenho do sistema de acumulação, pois para os quatro materiais testados, o comportamento foi semelhante, Figura 5.2(b), porém a taxa de calor na saída foi diferente, Figura 5.2(a).

A Figura 5.2(a) mostra que, a exceção do aço AISI304, o comportamento da taxa de calor na saída é semelhante para os outros três materiais. Isso ocorreu, pois as razões entre a capacidade térmica do material pela taxa de transferência de calor por sua superfície externa (constante de tempo, τ , em s) são semelhantes, Tabela 5.2. Sabe-se que a temperatura do sólido, Eq. 2.17, é função da temperatura do fluido e da constante de tempo, Eq. 2.18. Como a temperatura do sólido possui comportamento semelhante para os quatro materiais testados e as constantes de tempo para o granito, nitrato de silicone e alumínio puro também foram semelhantes, inferiu-se que a temperatura do fluido também é semelhante para estes três materiais. De fato, este comportamento é observado na Figura 5.2(c), que mostra a temperatura do ar na saída do sistema de acumulação. Por possuírem esta semelhança, esperava-se que as taxas de calor na saída do sistema também sejam semelhantes, o que foi verificado pelo gráfico da Figura 5.2(a).

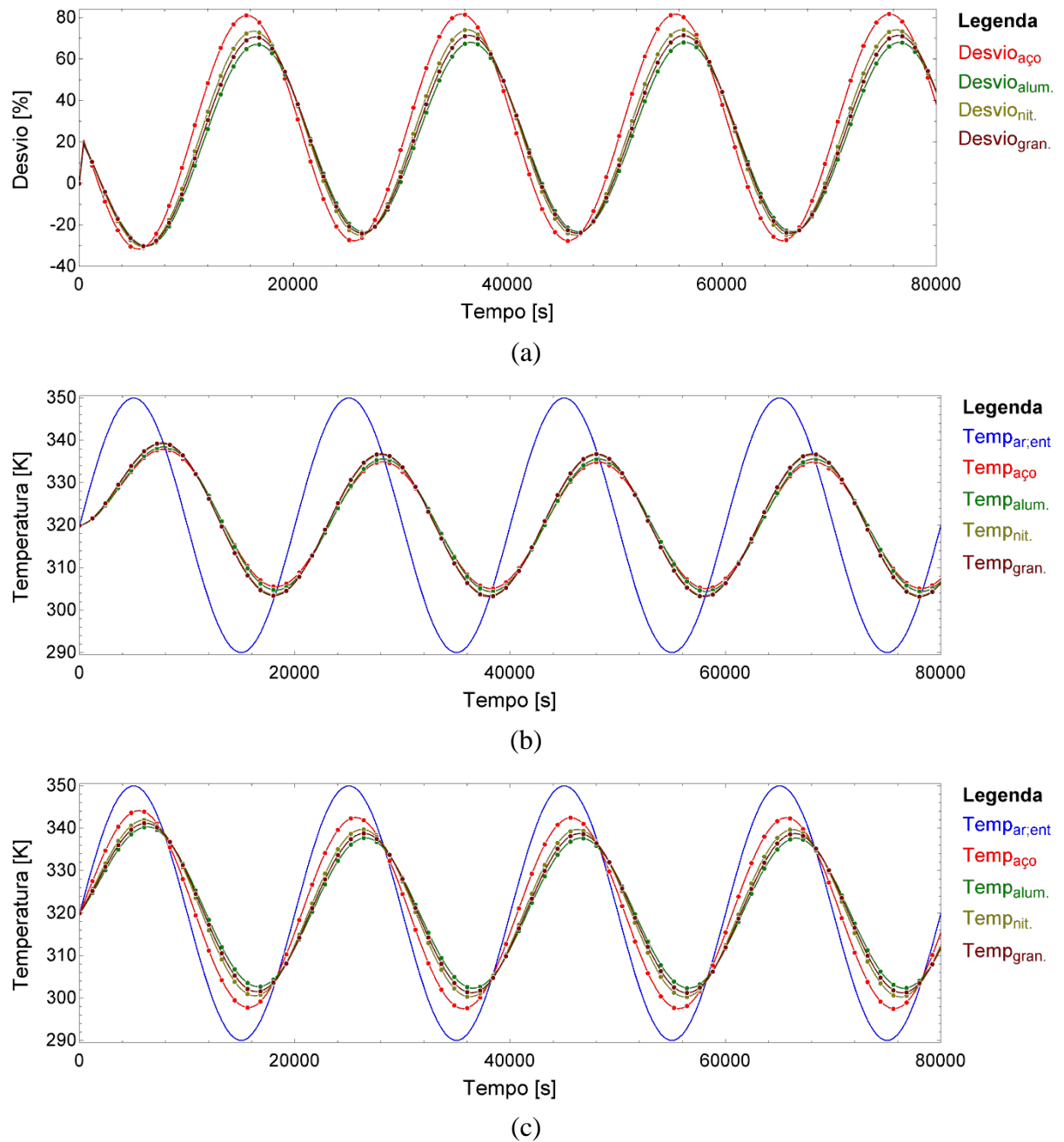


Figura 5.2: (a) Desvio entre a taxa de energia na saída e a taxa de energia na saída alvo, (b) temperatura da seção central do sólido e (c) temperatura do ar na saída do sistema de acumulação.

A análise dos resultados apresentados no Caso 2 mostrou a importância de se levar em consideração todos os parâmetros do problema, de modo a não haver perda de informação. Isto é, no início das análises, esperava-se que o produto da massa específica com o calor específico dos materiais pudesse ser avaliado como um único parâmetro, definido como capacidade térmica volumétrica. Porém, os resultados obtidos no Caso 2, mostraram a importância do calor específico como parâmetro independente, assim como a massa

específica. Deste modo, verificou-se a necessidade de manter estes dois parâmetros independentes, levando à concepção do Caso 3, no qual estas duas propriedades serão variáveis na otimização.

5.1.3 Caso 3

O caso 3 considerou quatro parâmetros de otimização: massa específica, calor específico, número de placas e fração de vazio e ainda foi dividido em dois subcasos: (a) com limitação do calor específico em 1 000 J/(kgK) e (b) com limitação do calor específico em 2 000 J/(kgK). A vazão mássica foi mantida constante (0,04136 kg/s) e a massa máxima do material de acumulação foi definida em 130 kg. Esta divisão foi realizada com a finalidade de avaliar a influência do calor específico do sólido no sistema de acumulação. A tabela a seguir mostra os resultados obtidos nas simulações do Caso 3.

Tabela 5.3: Resultados da otimização para número de placas, massa específica, calor específico e fração de vazio no Caso 3.

Parâmetros	Caso 3a	Caso 3b
Classificação	2	1
Função objetivo FO [W]	103 482	68 738
Número de placas [-]	15,22	20,49
Massa específica ρ [kg/m ³]	3 283	2 988
Calor específico c_p [J/(kgK)]	1 000	2 000
Fração de vazio ε [-]	0,4724	0,4207
Outros dados		
Com. Característico $L_{c,n}$ [m]	0,1004	0,1002
Espessura das placas e [m]	0,01733	0,01413
Distância entre as placas S_t [m]	0,01552	0,01026
Coeficiente de transferência de calor h [W/(m ² K)]	8,035	11,24
Número de Reynolds Re_{D_h} [-]	540,9	405,9
Diâmetro hidráulico D_h [m]	0,0301	0,02012
Vazão mássica \dot{m} [kg/s]	0,04136	0,04136
Velocidade do ar u_f [m/s]	0,3175	0,3565
Número de Nusselt médio \overline{Nu}_{D_h} [-]	8,685	8,119
Constante de tempo τ [s]	3198	3757

O valor da função objetivo na tabela cima mostra uma melhora considerável no desempenho do sistema com a possibilidade de aumentar o calor específico do material de

acumulação. Ainda pode ser observado que o ponto ótimo foi atingido para o máximo calor específico em ambos os casos.

Este fato é explicado pela combinação das restrições impostas ao modelo de otimização, pela condição de temperatura inicial da otimização (Tabela 4.4) e pelo valor da taxa de transferência de calor na saída alvo. Conforme a Tabela 4.4, esta taxa foi definida no valor de 1 250,72 W, que corresponde a uma vazão mássica de 0,04136 kg/s, calor específico do ar de 1 008 J/(kgK) e uma diferença de temperatura de 30 K, calculada pela Eq. 3.10. A temperatura de 320 K foi escolhida como condição inicial das simulações de otimização e também corresponde a temperatura média da função senoidal.

Sabe-se que o sistema de acumulação irá agir sobre a condição de entrada, de modo a amortecer a amplitude da onda senoidal. Assim, a solução otimizada buscou encontrar as condições que mais amortecem a amplitude da função senoidal. O resultado da otimização foi a maior massa específica em conjunto com o maior calor específico, e uma área de tal valor que conseguiu absorver toda a taxa de transferência de calor excedente do ar na entrada do sistema (temperaturas acima de 320 K) ou de forma inversa, quando a temperatura do ar na entrada estiver abaixo de 320 K. Esta condição pode ser entendida como um sistema de acumulação formado por um sólido de inércia infinita, que procura reduzir ou aumentar a temperatura do fluido até a sua própria temperatura.

5.1.4 Caso 4

Tendo em vista os resultados apresentados acima, o Caso 4 foi concebido para evitar uma resposta trivial do problema, sem, contudo, restringir o valor da capacidade térmica do material. Fixou-se uma massa de 130 kg para o material de acumulação e analisou-se a massa específica e o calor específico do material de acumulação, a vazão mássica de ar e o número de placas. Com base nos resultados encontrados no Caso 3, definiu-se a temperatura inicial das simulações de otimização (ar e sólido) em 290 K, a menor temperatura a que o sistema de acumulação está submetido. Deste modo, o ponto ótimo não foi com uma capacidade térmica “infinita”, pois foi necessário elevar a temperatura do sólido, para que ele possa atuar mais efetivamente sobre o sistema.

Os resultados para o Caso 4, para quatro ciclos, são mostrados na Tabela 5.4.

Tabela 5.4: Resultados da otimização para número de placas, massa específica, calor específico e vazão mássica no Caso 4, para 4 ciclos, com massa de 130 kg.

Parâmetros	Caso 4 (4 ciclos)
Função objetivo FO [W]	56 820
Número de placas [-]	24,28
Massa específica ρ [kg/m ³]	3 372
Calor específico c_p [J/(kgK)]	3 611
Vazão mássica \dot{m} [kg/s]	0,04222
Outros dados	
Com. Característico $L_{c,n}$ [m]	0,1001
Fração de vazio ε [-]	0,486
Espessura das placas e [m]	0,01058
Distância entre as placas S_t [m]	0,01001
Coefficiente de transferência de calor h [W/(m ² K)]	11,39
Número de Reynolds Re_{D_h} [-]	349,9
Diâmetro hidráulico D_h [m]	0,01962
Velocidade do ar u_f [m/s]	0,3151
Número de Nusselt médio \overline{Nu}_{D_h} [-]	8,026
Constante de tempo τ [s]	5656

Observa-se que o ponto ótimo não foi verificado para os maiores valores (Tabela 4.4) de massa específica ou de calor específico. Isso porque foi necessário tempo para elevar a temperatura do material de acumulação e se a massa específica e o calor específico fossem muito elevados, seriam necessários mais do que os quatro ciclos de excitação para estabilizar o resultado na saída.

A figura a seguir mostra o desvio entre a taxa de transferência de calor na saída e a taxa de transferência de calor na saída alvo do sistema de acumulação para o caso 4 ao longo do tempo:

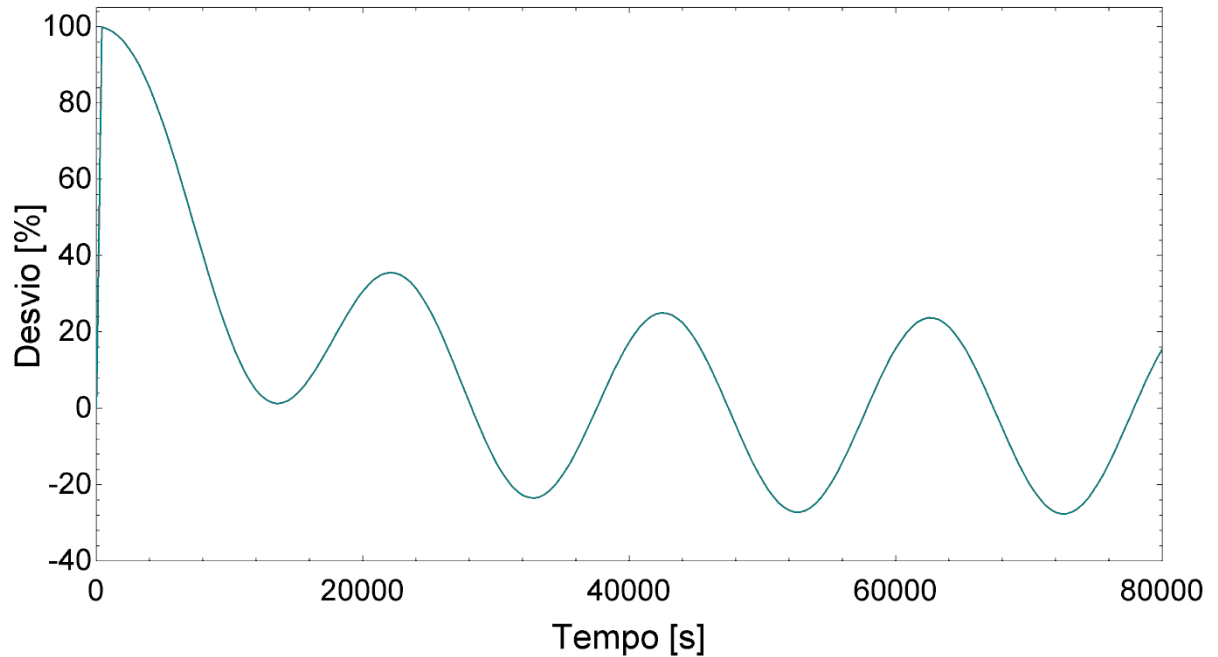


Figura 5.3: Gráfico do desvio entre a taxa de transferência de calor na saída e a taxa de transferência de calor na saída alvo do sistema de acumulação, para o caso 4.

O gráfico mostra que durante os dois primeiros ciclos, até 40 000 segundos, o sistema de acumulação ainda está em um processo de estabilização, e somente após este tempo é que a diferença entre a taxa de transferência de calor na saída e a taxa de transferência de calor alvo é minimizada. A partir desta observação, pôde-se inferir que os parâmetros de otimização tendem a um comportamento assintótico, para um longo número de ciclos.

Para realizar o estudo desta hipótese, oito simulações, com os mesmos parâmetros e restrições do Caso 4, foram realizadas, e em cada simulação foi definido um número de ciclos diferente: 2,4, 8, 12, 16, 20,24 e 26 ciclos.

O comportamento da massa específica, calor específico, vazão mássica, número de placas, fração de vazio e coeficiente de transferência de calor foram avaliados graficamente, conforme a Figura 5.4.

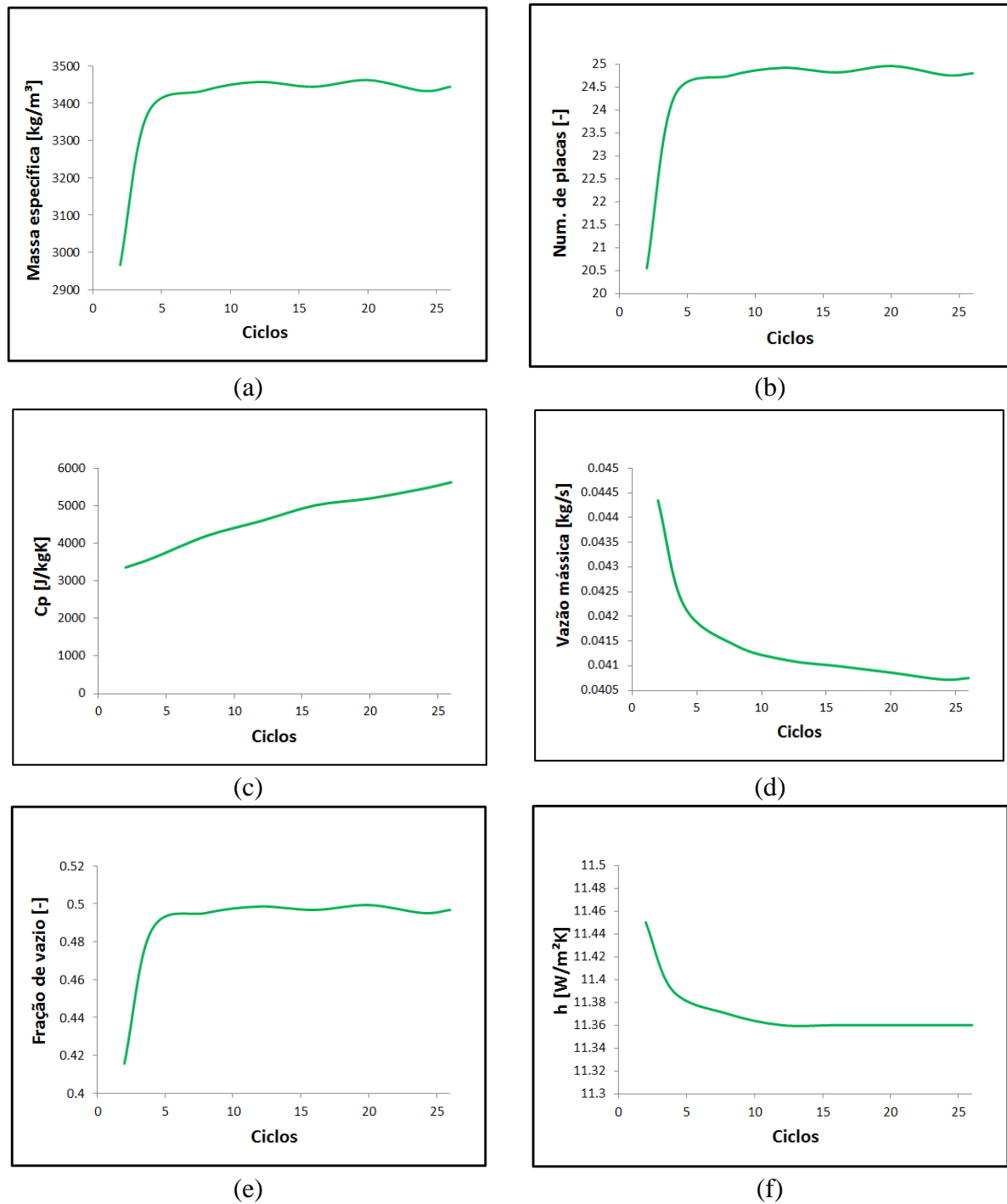


Figura 5.4: Comportamento das quatro variáveis analisadas no caso 4: (a) massa específica, (b) número de placas, (c) calor específico, (d) vazão mássica, (e) fração de vazio e (f) coeficiente de transferência de calor.

Os gráficos da figura acima mostram que todos os parâmetros, a exceção do calor específico, tenderam a um valor assintótico ao longo do tempo, isto é, com o aumento do número de ciclos. Como observado na Figura 5.3, no início do processo de acumulação, o

sistema não estava estabilizado, ocasionando pontos ótimos diferentes daqueles da situação estável.

A próxima figura mostra o comportamento da constante de tempo, τ , ao longo do tempo:

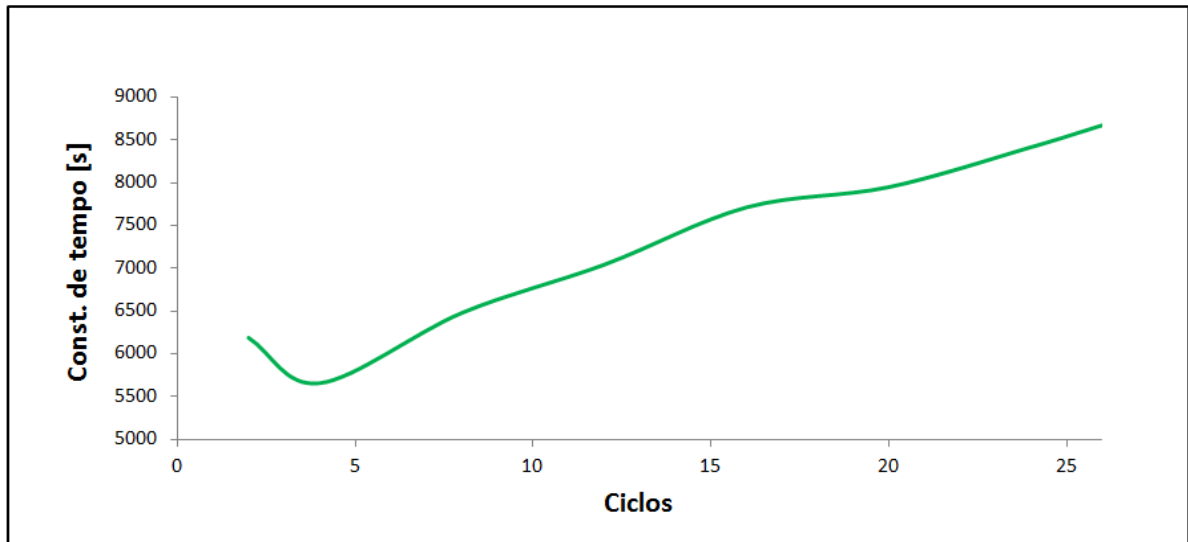


Figura 5.5: Comportamento da constante de tempo ao longo do tempo.

A constante de tempo continua a crescer, a medida que o tempo de análise é estendido. Considerando que a massa específica, número de placas, fração de vazio e o coeficiente de transferência de calor possuem tendência assintótica, o único parâmetro que continua a variar é o calor específico (Figura 5.4(c)), mesmo com o aumento no tempo de simulação. Isso ocorre devido a tendência do sólido em se tornar inerte às variações da temperatura do ar, durante o período de operação estável.

Mesmo considerando que fosse necessário carregar o sólido, o sistema se desenvolveu de modo a utilizar os primeiros ciclos para realizar esta função. Portanto, em uma situação onde o número de ciclos tendesse ao infinito, os primeiros ciclos seriam utilizados para carregar o material de acumulação e, como a inércia do material seria muito grande, nos ciclos posteriores a taxa de transferência de calor na saída será constante e igual a taxa de transferência de calor na saída alvo.

Esta tendência foi verificada na comparação mostrada na Figura 5.6, entre as taxas de transferência de calor na saída dos resultados obtidos nas simulações para 4, 12 e 26 ciclos. As três soluções foram implementadas para 8 ciclos.

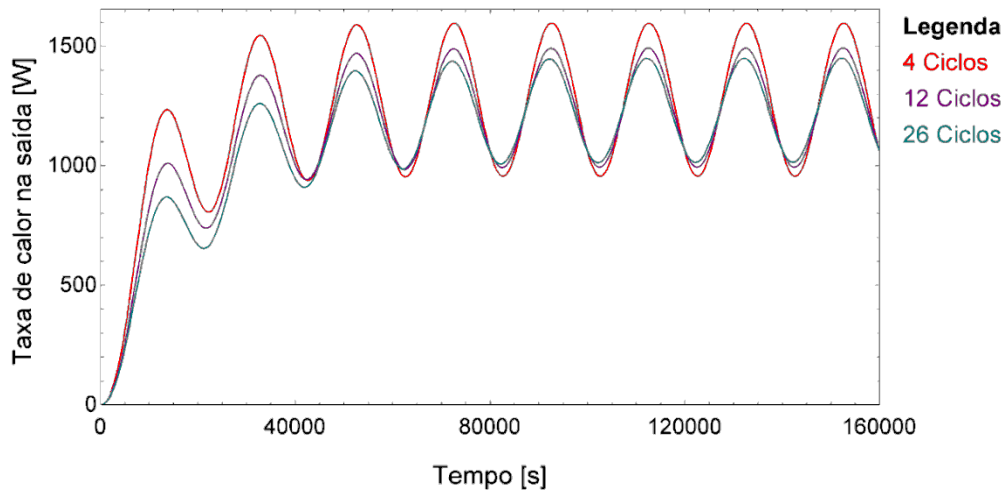


Figura 5.6: Comparação entre as taxas de transferência de calor na saída dos resultados otimizados nas simulações de 4,12 e 26 ciclos no Caso 4, aplicadas em 8 ciclos.

Observa-se que quanto maior o número de ciclos, menores foram as variações das taxas de transferência de calor na saída do sistema de acumulação. Sendo assim, mostrou-se o explicado no parágrafo anterior, sugerindo que o calor específico e a constante de tempo continuarão a crescer, à medida que mais ciclos sejam considerados.

Desta afirmação, sabe-se que a função objetivo irá alcançar um valor assintótico, sem mais variar ao longo dos ciclos. Como a taxas de transferência de calor na saída, para um número infinito de ciclos, será igual as taxas de transferência de calor alvo na saída, a partir deste ponto, a função objetivo será zero. Porém, por se tratar de um somatório, os valores anteriores a esta estabilização permanecerão na função objetivo. Esta afirmação foi verificada pelos valores da função objetivo mostrados na Tabela 5.5.

Tabela 5.5: Comparação dos valores da função objetivo para os diferentes números de ciclos analisados no Caso 4.

Número de ciclos [-]	Função objetivo FO[W]	Variação de FO a cada ciclo [W]
2	36 367	-
4	56 820	10 226
8	91 804	8 746
12	121 764	7 490
16	150 275	7 128
20	176 722	6 612
24	203 592	6 717
26	216 231	6 320

Observou-se que, a medida que o número de ciclos analisados aumenta, o crescimento da função objetivo diminuiu. Isso corroborou o explicado anteriormente, mostrando que há uma tendência assintótica da função objetivo, para um longo período de tempo.

5.1.5 Caso 5

No Caso 5, os cinco parâmetros do sistema foram otimizados: número de placas, massa específica, calor específico, vazão mássica e fração de vazio. Os resultados estão expressos na Tabela 5.6.

Tabela 5.6: Resultados da otimização para número de placas, massa específica, calor específico, vazão mássica e fração de vazio no Caso 5.

Parâmetros	Caso 5
Função objetivo FO [W]	56 493
Número de placas [-]	24,97
Massa específica ρ [kg/m ³]	1 316
Calor específico c_p [J/(kgK)]	9 625
Vazão mássica \dot{m} [kg/s]	0,04234
Fração de vazio ε [-]	0,5
Outros dados	
Com. Característico $L_{c,n}$ [m]	0,1001
Espessura das placas e [m]	0,01
Distância entre as placas S_t [m]	0,01
Coefficiente de transferência de calor h [W/(m ² K)]	11,37
Número de Reynolds Re_{D_h} [-]	341,1
Diâmetro hidráulico D_h [m]	0,01963
Velocidade do ar u_f [m/s]	0,307
Número de Nusselt médio \overline{Nu}_{D_h} [-]	8,014
Constante de tempo τ [s]	5577

Observou-se que a função objetivo obtida para a otimização do Caso 5 foi significativamente semelhante a obtida para o Caso 4, com 4 ciclos de simulação (Tabela 5.4), com um desvio entre os valores de cada caso em 0,6%.

Durante os testes dos parâmetros de utilização do algoritmo genético, foram observadas variações, desta mesma ordem de grandeza, entre as respostas obtidas em simulações realizadas com o mesmo caso e mesmos valores do algoritmo genético. Isso

significa que os resultados obtidos, com base na função objetivo, para o Caso 4 com 4 ciclos e o Caso 5 foram o mesmo. Porém, pôde-se observar que a massa e o calor específicos, para cada caso, foram significativamente diferentes, enquanto os outros parâmetros foram semelhantes. Este comportamento retornou a análise realizada no caso 2, que advertiu a necessidade de considerar tanto a massa específica como o calor específico do material de acumulação parâmetros independentes.

Quando a massa do material de acumulação foi um parâmetro definido no sistema, foi necessário avaliar o calor específico e a massa específica do material de forma independente. Para os casos no qual estas duas propriedades foram parâmetros otimizáveis do sistema de acumulação, pôde-se reduzir a análise a quatro parâmetros: número de placas, fração de vazio, vazão mássica e capacidade térmica volumétrica. Esta conclusão foi observada na Tabela 5.7, que mostra os resultados da Tabela 4.6, juntamente com mais 3 soluções. A simulação denominada **Sim. 1** é a mesma apresentada na Tabela 4.7, as **Sim. 2** e **Sim. 3** possuem exatamente os mesmos parâmetros do Caso 5, enquanto que a **Sim. 4** agrupa a massa e o calor específicos em uma única variável da otimização.

Tabela 5.7: Resultados da otimização para número de placas, massa específica, calor específico, vazão mássica e fração de vazio no Caso 5.

Parâmetros	Sim. 1	Sim. 2	Sim. 3	Sim. 4
Função objetivo FO [W]	56 493	56 591	56 618	56 834
Número de placas [-]	24,97	24,77	24,8	24,41
Massa específica ρ [kg/m ³]	1 316	8097	2252	-
Calor específico c_p [J/(kgK)]	9 625	1547	5683	-
Vazão mássica \dot{m} [kg/s]	0,04234	0,04224	0,04253	0,04237
Fração de vazio ε [-]	0,500	0,497	0,496	0,489
Espessura das placas e [m]	0,01	0,01016	0,01015	0,01048
Distância entre as placas S_t [m]	0,01	0,01	0,01	0,01
Coefficiente de transferência de calor h [W/(m ² K)]	11,37	11,35	11,38	11,39
Número de Reynolds Re_{D_h} [-]	341,1	343,2	345,0	349,3
Diâmetro hidráulico D_h [m]	0,01963	0,01967	0,01963	0,01962
Velocidade do ar u_f [m/s]	0,307	0,3082	0,3106	0,3146
Número de Nusselt médio \overline{Nu}_{D_h} [-]	8,014	8,018	8,020	8,025
Constante de tempo τ [s]	5577	5603	5706	5817
Produto ρc_p [J/(m ³ K)]	12 666 500	12 526 059	12 798 116	12 650 000

A Tabela 5.7 mostra que, mesmo com valores da função objetivo semelhantes, bem como dos demais parâmetros do sistema, a massa específica e o calor específico variaram de forma acentuada. Isso significa que, quando a massa do sistema não foi um fator limitante ou não foi definida, pôde-se realizar a simulação com a definição de capacidade térmica volumétrica. Isso porque, o ponto ótimo do sistema possui um valor fixo da fração de vazio, que significa volume fixo. Sendo assim, a capacidade térmica volumétrica tornou-se um parâmetro da otimização, o que pôde ser confirmado pelos resultados exibidos na coluna da direita, **Sim. 4**, da tabela acima. Considerando-se o produto como um único parâmetro da otimização, o comportamento do sistema foi muito semelhante aos casos onde a massa e o calor específico foram avaliados de forma separada.

Observa-se que o número de placas obtidos nos resultados das simulações não é um número inteiro. Isso por que o objetivo até então foi de avaliar o comportamento do sistema. Para finalidades práticas, é necessário restringir o valor do número de placas do código numérico a somente números inteiros, pois assim o resultado obtido pode ser aplicado na realidade.

De acordo com os resultados apresentados na Tabela 5.7, na **Sim. 4**, o número inteiro de placas ideal é 24 ou 25. Através desta conclusão, realizaram-se mais duas simulações de otimização, considerando o produto ρc_p , a fração de vazio e a vazão mássica como variáveis otimizáveis, para os dois números de placas definidos.

Tabela 5.8: Resultados da otimização para 24 e 25 placas, sendo otimizável a capacidade térmica volumétrica, vazão mássica e fração de vazio.

Parâmetros	24 placas	25 placas
Função objetivo FO [W]	56 966	56 447
Produto ρc_p [J/(m ³ K)]	12 030 000	12 610 000
Vazão mássica \dot{m} [kg/s]	0,04222	0,04232
Fração de vazio ε [-]	0,48	0,5
Espessura das placas e [m]	0,01083	0,01
Distância entre as placas S_t [m]	0,01	0,01
Velocidade do ar u_f [m/s]	0,319	0,307

O valor da função objetivo da Tabela 5.8 mostra que a configuração com 25 placas foi a mais indicada, sendo assim, é a que deveria ser utilizada. Porém, observou-se que o desvio entre os valores da função objetivo de cada situação é inferior a 1%. Isso significa que, embora numericamente a configuração com 25 placas foi a mais indicada, em termos práticos,

ambas poderiam ser utilizadas, uma vez que a modelagem via capacitância global pode gerar um erro máximo de 5%.

5.2 Conclusões parciais

Nesta seção foram analisados os resultados da otimização obtidos com a formulação proposta neste trabalho para 5 casos distintos, cada um abordando aspectos diferentes do sistema.

No Caso 1, observou-se que o aço AISI304 foi o material que apresentou melhor desempenho, conseguindo uma diferença relativa máxima entre a taxa de energia na saída e taxa de energia na saída alvo de 50%. No Caso 2, a massa do material de acumulação foi fixada e o aço AISI304 apresentou o menor desempenho. Isso ocorreu devido ao seu calor específico, significativamente inferior aos dos demais materiais testados. Devido a esta observação, propôs-se o Caso 3, que permitiu valores maiores para o calor específico. Neste caso, os pontos ótimos foram encontrados para os maiores valores de calor específicos definidos. Observou-se que isso ocorreu por causa da condição inicial das simulações, que conduziram o algoritmo genético a encontrar um ponto ótimo no qual o sólido tivesse um comportamento semelhante a de um corpo com inércia “infinita”.

A partir das conclusões do Caso 3, realizou-se a análise do comportamento do sistema quando a condição de temperatura inicial era a menor temperatura a que o sistema estava submetido, para quatro parâmetros de otimização (Caso 4). O resultado mostrou que o número de placas, massa específica e vazão mássica tendem a um valor assintótico ao longo do tempo. O único parâmetro de otimização que continuou a crescer ao longo do tempo foi o calor específico. Isso ocorreu devido a tendência do sólido em adquirir comportamento inerte as variações da temperatura do fluido, mesmo que isso diminui-se o desempenho do sistema durante os ciclos iniciais da simulação. A configuração otimizada para 4 ciclos de simulação resultou em uma diferença relativa máxima entre a taxa de energia na saída do sistema e a mesma taxa alvo inferior a 24%.

Observou-se que os resultados do Caso 5 foram semelhantes aos do Caso 4, mesmo tendo o primeiro 5 parâmetros de otimização contra 4 do segundo. Quando se definiu uma massa fixa para o sólido, foi necessário realizar a análise da massa específica e do calor específico separadamente, pois cada uma atuou sobre outros parâmetros do sistema de forma distinta. Quando a massa não foi fixada, foi possível agrupar estes dois parâmetros em um só, definido como a capacidade térmica volumétrica do sólido.

Realizou-se uma análise com números inteiros de placas, para finalidades práticas. Desta análise, observou-se que, embora a configuração com 25 placas apresentou melhor desempenho em relação a configuração de 24 placas, a diferença entre ambas foi inferior a 1%. Portanto, para fins práticos, ambas as configurações de 24 e 25 placas poderiam ser utilizadas, uma vez que a aplicação do modelo da capacitância global pode gerar erros de até 5%.

6 CONCLUSÕES

Uma formulação baseada no modelo da capacitância global foi aplicada a um sistema de acumulação de energia térmica sensível. Devido às restrições impostas por este modelo foram realizadas hipóteses simplificativas, porém sem perder os parâmetros que definem o sistema de acumulação. Uma metodologia de divisão do sólido de acumulação em diversas seções foi apresentada, de modo a permitir a simulação para casos em que o número de Biot resultou superior ao limite aceito para uso do modelo da capacitância global.

Uma verificação do modelo proposto foi realizada, mostrando que a implementação do modelo no *software EES* está adequada. Foram comparados os resultados obtidos com o *software COMSOL* e o *EES*, para dois materiais: aço AISI304 e granito. Para o aço AISI304, o desvio máximo observado foi de 19% no estágio inicial da simulação, tendendo para 9% nos estágios posteriores. Para o granito, o desvio foi de 13% no estágio inicial e menor que 1% nos finais.

A otimização do sistema de acumulação proposto foi realizada em 5 casos distintos, cada um abordando aspectos diferentes do sistema. No Caso 1, observou-se que o aço AISI304 foi o material que apresentou melhor desempenho, conseguindo uma diferença relativa máxima entre a taxa de energia na saída e taxa de energia na saída alvo de 50%. No Caso 2, a massa do material de acumulação foi fixada e o aço AISI304 apresentou o menor desempenho. Isso ocorreu devido ao seu calor específico, significativamente inferior aos dos demais materiais testados. Devido a esta conclusão, propôs-se o Caso 3, que permitiu valores maiores para o calor específico. Neste caso, os pontos ótimos foram encontrados para os maiores valores de calor específicos definidos. Observou-se que isso ocorreu por causa da condição inicial das simulações, que conduziram o algoritmo genético a encontrar um ponto ótimo no qual o sólido tivesse um comportamento semelhante a de um corpo com inércia “infinita”.

A partir das conclusões do Caso 3, realizou-se a análise do comportamento do sistema quando a condição de temperatura inicial era a menor temperatura a que o sistema estava submetido, para quatro parâmetros de otimização (Caso 4). O resultado mostrou que o número de placas, massa específica e vazão mássica tendem a um valor assintótico ao longo do tempo. O único parâmetro de otimização que continuou a crescer ao longo do tempo foi o calor específico. Isso ocorreu devido a tendência do sólido em adquirir comportamento inerte às variações da temperatura do fluido, mesmo que isso diminuiu-se o desempenho do sistema durante os ciclos iniciais da simulação. A configuração otimizada para 4 ciclos de simulação

resultou em uma diferença relativa máxima entre a taxa de energia na saída do sistema e a mesma taxa alvo inferior a 24%.

Observou-se que os resultados do Caso 5 foram semelhantes aos do Caso 4, mesmo tendo o primeiro 5 parâmetros de otimização versus 4 do segundo. Quando se definiu uma massa fixa para o sólido, foi necessário realizar a análise da massa específica e do calor específico separadamente, pois cada uma atuou sobre outros parâmetros do sistema de forma distinta. Quando a massa não foi fixada, foi possível agrupar estes dois parâmetros em um só, definido como a capacidade térmica volumétrica do sólido.

Realizou-se uma análise com números inteiros de placas, para finalidades práticas. Desta análise, observou-se que, embora a configuração com 25 placas apresentou melhor desempenho em relação a configuração de 24 placas, a diferença entre ambas foi inferior a 1%. Portanto, para fins práticos, ambas as configurações de 24 e 25 placas poderiam ser utilizadas, uma vez que a aplicação do modelo da capacitância global pode gerar erros de até 5%.

6.1 Propostas de trabalhos futuros

Para trabalhos futuros, propõe-se a aplicação da formulação deste trabalho para outras geometrias, como cilindros e esferas, ampliando-se as possibilidades de configuração do sistema de acumulação. Uma análise de escala da geometria do sistema de acumulação pode ser realizada, para verificar as limitações geométricas da formulação aqui proposta.

Também pode ser realizada a implementação desta formulação em um software que possibilite maior capacidade de variáveis, sendo assim possível realizar uma melhor discretização temporal e espacial. Uma bancada experimental está em estágio de conclusão no LETA, Laboratório de Ensaio Térmicos e Aerodinâmicos, da UFRGS, na qual serão testados materiais de troca de fase (PCM) para acumulação de energia térmica. Pretende-se utilizar esta bancada para testar as configurações encontradas neste trabalho e verificar os resultados numéricos com os experimentais.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Amer, B.; Hossain, M.; Gottschalk, K. Design and performance evaluation of a new hybrid solar dryer for banana. **Energy conversion and management**, v. 51, n. 4, p. 813-820, Apr 2010. ISSN 0196-8904.

Bal, L.; Satya, S.; Naik, S. Solar dryer with thermal energy storage systems for drying agricultural food products: a review. **Renewable & sustainable energy reviews**, v. 14, n. 8, p. 2298-2314, Oct 2010. ISSN 1364-0321.

Bejan A., **Convection Heat Transfer**, John Wiley & Sons, INC., New Jersey , 2004, ISBN 978-0-470-90037-6.

Bejan A.; J. Peder Zane, **Design in nature**, Doubleday, New York, 1st ed., 2012, ISBN 978-0-307-74434-0.

Cabeza, L.; Castell, A.; Barreneche, C.; Gracia, A.; Fernández, A. I.; Materials used as PCM in thermal energy storage in buildings: a review. **Renewable & sustainable energy reviews**, v. 15, n. 3, p. 1675-1695, Apr 2011. ISSN 1364-0321.

Çengel, Y. A., **Heat Transfer: A Practical Approach**, McGraw-Hill, 2nd ed., 2002, ISBN 978-0-072-45893-0.

Chauhan, P.; Choudhury, C.; Garg, H. Comparative performance of coriander dryer coupled to solar air heater and solar air-heater-cum-rockbed storage. **Applied thermal engineering**, v. 16, n. 6, p. 475-486, Jun 1996. ISSN 1359-4311.

Duffie J. A., **Solar Engineering of Thermal Processes**, John Wiley & Sons, INC., New York, 1980, ISBN 978-0-470-87366-3.

EES Manual, **EES Engineering Equation Solver for Microsoft Windows Operating Systems**, F-Chart Software, 2003.

El-Sebaei, A.; Aboul-Enen, S.; Ramadan, M.R.I.; El-Gohary, H.G.; experimental investigation of an indirect type natural convection solar dryer. **Energy conversion and management**, v. 43, n. 16, p. 2251-2266, Nov 2002. ISSN 0196-8904.

Fernandez, A.; Martínez, M.; Segarra, M.; Martorell, I.; Cabeza, L.F.; Selection of materials with potential in sensible thermal energy storage. **Solar energy materials and solar cells**, v. 94, n. 10, p. 1723-1729, Oct 2010. ISSN 0927-0248.

HAO UCAR, 2014, <http://www.hao.ucar.edu/modeling/pikaia/pikaia.php>.

Hasnain, S. Review on sustainable thermal energy storage technologies, part i: heat storage materials and techniques. **Energy conversion and management**, v. 39, n. 11, p. 1127-1138, Aug 1998. ISSN 0196-8904.

IEO2006, **International Energy Outlook 2006**, www.eia.doe.gov/oiaf/ieo/index.html.

Incropera F. P., **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**, John Wiley & Sons, INC., New Jersey, 7th ed., 2011, ISBN 978-0-470-91323-9.

Salomoni, V.; Majorana, C.; Giannuzzi, G.; Miliozzi, A.; Maggio, R.; Girardi, F.; Mele, D.; Lucentini, M.; Thermal storage of sensible heat using concrete modules in solar power plants. **Solar energy**, v. 103, p. 303-315, May 2014, ISSN 0038-092X.

Sragovich, D. Transient analysis for designing and predicting operational performance of a high-temperature sensible thermal-energy storage-system. **Solar energy**, v. 43, n. 1, p. 7-16, 1989, ISSN 0038-092X.

Weise T., **Global Optimization Algorithms**, 2nd ed., <http://www.it-weise.de>, 2009.