

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR Raykleison Igor
dos Reis Moraes E APROVADA
PELA COMISSÃO JULGADORA EM 29/02/2012


.....
ORIENTADOR

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Raykleison Igor dos Reis Moraes

**Estudo Numérico e Experimental do
Armazenamento de Energia por Calor Latente
em um Leito Fixo**

Campinas, 2012.

Raykleison Igor dos Reis Moraes

Estudo Numérico e Experimental do Armazenamento de Energia por Calor Latente em um Leito Fixo

Tese apresentada ao Programa de Doutorado da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, como requisito para a obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Térmica e Fluídos

Orientador: Prof. Dr. Kamal Abdel Radi Ismail

Campinas
2012

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

M791e Moraes, Raykleison Igor dos Reis
Estudo numérico e experimental do armazenamento
de energia por calor latente em um leito fixo /
Raykleison Igor dos Reis Moraes. --Campinas, SP: [s.n.],
2012.

Orientador: Kamal Abdel Radi Ismail.
Tese de Doutorado - Universidade Estadual de
Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Leito fixo. 2. Calor - Armazenamento. 3.
Solidificação. I. Ismail, Kamal Abdel Radi. II.
Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de
Engenharia Mecânica. III. Título.

Título em Inglês: Numerical and experimental study of energy storage for latent
heat in a fixed bed

Palavras-chave em Inglês: Fixed bed, Heat - Storage, Solidification

Área de concentração: Térmica e Fluidos

Titulação: Doutor em Engenharia Mecânica

Banca examinadora: Luiz Felipe Mendes de Moura, Carlos Teófilo Salinas
Sedano, Ricardo Nicolau Nassar Koury, Vicente Luiz
Scalon

Data da defesa: 29-02-2012

Programa de Pós Graduação: Engenharia Mecânica

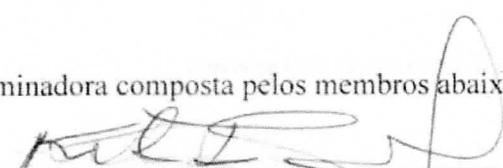
UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA TÉRMICA E DE FLUÍDOS

TESE DE DOUTORADO

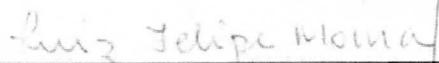
**Estudo Numérico e Experimental do
Armazenamento de Energia por Calor
Latente em um Leito Fixo**

Autor: Raykleison Igor dos Reis Moraes
Orientador: Prof. Dr. Kamal Abdel Radi Ismail

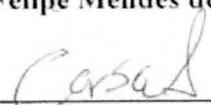
A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Tese:



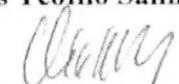
Prof. Dr. Kamal Abdel Radi Ismail, Presidente
FEM



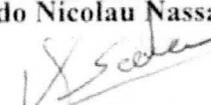
Prof. Dr. Luiz Felipe Mendes de Moura
FEM



Prof. Dr. Carlos Teófilo Salinas Sedano
FEM



Prof. Dr. Ricardo Nicolau Nassar Koury
UFMG



Prof. Dr. Vicente Luiz Scalon
UNESP

Campinas, 29 de Fevereiro de 2012

DEDICO

Dedico este trabalho a minha querida mãe Célia Maria e meu querido pai Raimundo Nonato Barbosa Moraes.

A minha noiva Carmelita de Fátima Amaral Ribeiro pelo apoio, amor e carinho.

Ao meu orientador Kamal Abdel Radi Ismail pela orientação e preparo para atuar como professor.

Aos meus irmãos Raykleiton, Rayklicy e Rayklicienne pelo apoio. Em especial a Rayklicy pelo carinho e força em continuar na carreira acadêmica.

A minha tia Tereza Cristina pela ajuda na construção deste sonho.

AGRADECIMENTOS

A **Deus** pela fé e por mais esta graça alcançada.

A CAPES pelo suporte financeiro que foi de fundamental importância na realização deste doutorado.

Ao professor Dr. Kamal Abdel Radi Ismail pela orientação, confiança, amizade, correções e indispensáveis contribuições a este trabalho.

A Faculdade de Engenharia Mecânica pela grande oportunidade em mostrar meu trabalho e aprendizado.

A todos os professores e colegas do Departamento que ajudaram de forma direta e indireta na conclusão deste trabalho.

Aos meus pais Raimundo Nonato Barbosa Moraes e Célia Maria dos Reis Moraes que sempre acreditaram no meu progresso, na minha luta e nos meus ideais e a eles eu dedico este trabalho integralmente.

Ao Professor João Carlos Rabelo pelo incentivo, motivando-me através do seu exemplo, que crescer e rever o meu entorno seria uma saída para combater a ignorância intelectual.

Aos meus irmãos Raykleiton, Rayklicy e Rayklicienne que sempre estiveram comigo, me apoiando nos momentos em que quase desisti.

A minha noiva Carmelita de Fátima Amaral Ribeiro por ter me mostrado a serenidade, o amor e principalmente a paciência.

Ao meu avô José Raimundo Moraes Filho *in memoriam* que tanto me balançava e com seu carinho me tornei o que sou e a todos os meus familiares, tios e primos.

Ao técnico de laboratório da Faculdade de Engenharia Mecânica Sr. Setembrino que me auxiliou na construção da bancada experimental.

Em especial a Natalina, Graça, Suezilde e dona Nazaré Amaral que me deram muito incentivo e carinho.

A todos os amigos que me incentivaram e contribuíram de alguma forma na conquista deste sonho. Em especial: Prof. João Carlos Rabelo (IFMA), Prof. José Clet Brito (UEMA), Prof. Caetano (SENAI-SP), Prof. Júlio Daineze (UEM), Prof. Pedro Seiva, Prof. Saramago (UNICAMP), Prof. André (UFOPA), Prof. Éder (UFPA), Profa. Suezilde (UEPA/IFPA), Prof. Vilson (UFSJ), Prof. Paulo Lenço, Eduardo, Silvio, Danilo “Quincas”, Prof. Diego Martinez, Milla Alcântara (FEAGRI).

“Todo aquele que se sente capaz de criar um destino, com o seu talento e com seu esforço, está inclinado a admirar o esforço e o talento nos demais...”
José Ingenieros

RESUMO

O presente trabalho consiste na investigação numérica e experimental do carregamento de um leito fixo com material de mudança de fase no interior das cápsulas esféricas. O modelo matemático é baseado na equação da energia e a solução obtida com a técnica numérica em diferenças finitas com o esquema da malha móvel. O acoplamento do fluido de trabalho com as cápsulas foi feita utilizando o balanço de energia com o material de mudança de fase, obtendo a temperatura em função do tempo e da posição no leito. O modelo desenvolvido mostra os efeitos da temperatura de entrada, vazão mássica, diâmetro da cápsula esférica, material das cápsulas, tempo de carregamento e altura do armazenado. A Validação e otimização dos resultados foi feita com base nos resultados experimentais apresentados. As equações empíricas apresentadas podem ser ferramentas úteis como forma alternativa nos projetos de armazenadores com erro médio de $\pm 11\%$ e a incerteza nos dados experimentais para a temperatura é de $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$. Todos os resultados são analisados e discutidos.

Palavras Chave: leito fixo, transferência de calor, solidificação, cápsulas esféricas, PCM, carregamento.

ABSTRACT

The present work is to investigate numerical and experimental and the charging of fixed bed PCM within the spherical capsules. The mathematical model is based on the energy equation and the solution obtained with the numerical technique of finite difference scheme with mesh mobile. The coupling of the working fluid with the capsules was conducted using the energy balance of the phase change material, obtaining the temperature versus time and bed position. The model shows the effects of the inlet temperature, mass flow rate, diameter of the spherical capsule, the capsule material, charging time and the stored height. Validation and optimization of the results was based on experimental results. The empirical equations presented can be useful tools as an alternative projects in storages with average error of 11% and the uncertainty of the experimental data for temperature is 0.5oC. All results are analyzed and discussed.

Key Words: Fixed bed, heat transfer, solidification, spherical capsules, PCM, charging.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

FIGURA 2.1 - Fluxograma da Revisão da Literatura proposta para este trabalho.....	6
FIGURA 2.2 - Comparação dos diferentes sistemas de armazenamento de gelo. Fonte: KASZA e HAYASHI, 1999.....	13
FIGURA 2.3 - Layout geral de um tanque de armazenamento cheio de cápsulas.....	15
FIGURA 3.1 - Desenho esquemático da bancada experimental. 1) Tanque cilíndrico com cápsulas; 2) bomba; 3) placa de orifício; 4) válvula agulha; 5) Reservatório com uma solução de 47% de etilenoglicol; 6) Sistema de refrigeração a compressão a vapor; 7) Fan coil; 8) Termopares; 9) Evaporador.....	24
FIGURA 3.2 - Processo de solidificação e fusão do gelo: a) armazenador cilíndrico; b) termopares conectados no DATA LOGGER; c) válvula agulha para controle da entrada do fluido.....	25
FIGURA 3.3 - Visão externa (a) e interna (b) do reservatório de fluido refrigerante secundário.....	26
FIGURA 3.4 - Bomba modelo KSB utilizada para impulsionar o fluido de refrigerante secundário em direção ao armazenador.....	27
FIGURA 3.5 - Cápsulas esféricas de PVC em diferentes tamanhos.....	27
FIGURA 3.6 - Armazenador: (a) Manobra para carregamento; (b) Válvula agulha para controle da vazão.....	30
FIGURA 3.7 - Detalhe do sistema do FIELD LOGGER para aquisição de dados.....	31
FIGURA 4.1 - Balanço de energia em uma camada genérica.....	33
FIGURA 4.2 – Equações diferenciais para diversas camadas no tanque.....	35
FIGURA 4.3 – Rede de resistências térmicas para uma camada esférica submetida à convecção externa.....	37
FIGURA 4.4. Parede e isolamento.....	41
FIGURA 5.1 - Subdivisão do domínio r em N intervalos radiais.....	45
FIGURA 5.2 - Subdivisão de domínio sólido e líquido dentro do intervalo Δx	55
FIGURA 5.3 - Avaliação do número de pontos radiais.	58
FIGURA 5.4 - Avaliação do incremento de tempo.....	59
FIGURA 5.5 - Fluxograma do programa implementado.....	60
FIGURA 6.1 - Valores do tempo de carregamento experimental versus tempo de carregamento calculado.....	63
FIGURA 6.2 - Tempo de carregamento contra a vazão: $T=-6^{\circ}\text{C}$ e $D=0,106\text{m}$	64
FIGURA 6.3- Efeito do tempo de carregamento total contra a temperatura de entrada.....	66
FIGURA 6.4. Efeito do tempo de carregamento total contra a vazão.....	67
FIGURA 6.5 - Variação da temperatura do fluido ao longo do leito no armazenador:	68

D=0,076m, $\bar{m} = 1,89\text{kg/s}$, $T_{in}=-12^{\circ}\text{C}$	
FIGURA 6.6 - Variação da temperatura do PCM em função da posição da camada: D=0,076m, $\bar{m} = 1,89\text{kg/s}$, $T_{in}=-12^{\circ}\text{C}$	69
FIGURA 6.7 - Variação da temperatura ao longo do armazenador no final do processo: D=0,076m, $\bar{m} = 1,89\text{kg/s}$, $T_{in}=-12^{\circ}\text{C}$	69
FIGURA 6.8 - Variação da temperatura do fluido ao longo do leito no armazenador: D=0,076m, $\bar{m} = 2,67\text{kg/s}$, $T_{in}=-12^{\circ}\text{C}$	70
FIGURA 6.9 - Variação da temperatura do PCM em função da posição da camada: D=0,076m, $\bar{m} = 2,67\text{kg/s}$, $T_{in}=-12^{\circ}\text{C}$	70
FIGURA 6.10 - Variação da temperatura ao longo do armazenador no final do processo: D=0,076m, $\bar{m} = 2,67\text{kg/s}$, $T_{in}=-12^{\circ}\text{C}$	71
FIGURA 6.11 - Variação da temperatura do fluido ao longo do leito no armazenador: D=0,076m, $\bar{m} = 1,54\text{kg/s}$, $T_{in}=-9^{\circ}\text{C}$	71
FIGURA 6.12 - Variação da temperatura do PCM em função da posição da camada: D=0,076m, $\bar{m} = 1,54\text{kg/s}$, $T_{in}=-9^{\circ}\text{C}$	72
FIGURA 6.13 - Variação da temperatura ao longo do armazenador no final do processo: D=0,076m, $\bar{m} = 1,54\text{kg/s}$, $T_{in}=-9^{\circ}\text{C}$	72
FIGURA 6.14 - Variação da temperatura do fluido ao longo do leito no armazenador: D=0,076m, $\bar{m} = 1,89\text{kg/s}$, $T_{in}=-9^{\circ}\text{C}$	73
FIGURA 6.15 - Variação da temperatura do PCM em função da posição da camada: D= 0,076m, $\bar{m} = 1,89\text{kg/s}$, $T_{in}=-9^{\circ}\text{C}$	73
FIGURA 6.16 - Variação da temperatura ao longo do armazenador no final do processo: D= 0,076m, $\bar{m} = 1,89\text{kg/s}$, $T_{in}=-9^{\circ}\text{C}$	74
FIGURA 6.17 - Variação da temperatura do fluido ao longo do leito no armazenador: D= 0,076m, $\bar{m} = 2,09\text{kg/s}$, $T_{in}=-9^{\circ}\text{C}$	74
FIGURA 6.18 - Variação da temperatura do PCM em função da posição da camada: D= 0,076m, $\bar{m} = 2,09\text{kg/s}$, $T_{in}=-9^{\circ}\text{C}$	75
FIGURA 6.19 - Variação da temperatura ao longo do armazenador no final do processo: D= 0,076m, $\bar{m} = 2,09\text{kg/s}$, $T_{in}=-9^{\circ}\text{C}$	75
FIGURA 6.20 - Variação da temperatura do fluido ao longo do leito no armazenador: D= 0,076m, $\bar{m} = 2,44\text{kg/s}$, $T_{in}=-9^{\circ}\text{C}$	76
FIGURA 6.21 - Variação da temperatura do PCM em função da posição da camada: D= 0,076m, $\bar{m} = 2,44\text{kg/s}$, $T_{in}=-9^{\circ}\text{C}$	76
FIGURA 6.22 - Variação da temperatura ao longo do armazenador no final do processo: D= 0,076m, $\bar{m} = 1,54\text{kg/s}$, $T_{in}=-9^{\circ}\text{C}$	77
FIGURA 6.23 - Variação da temperatura do fluido ao longo do leito no armazenador: D= 0,076m, $\bar{m} = 2,67\text{kg/s}$, $T_{in}=-9^{\circ}\text{C}$	77
FIGURA 6.24 - Variação da temperatura do PCM em função da posição da camada: D= 0,076m, $\bar{m} = 2,67\text{kg/s}$, $T_{in}=-9^{\circ}\text{C}$	78
FIGURA 6.25 - Variação da temperatura ao longo do armazenador no final do processo: D= 0,076m, $\bar{m} = 2,67\text{kg/s}$, $T_{in}=-9^{\circ}\text{C}$	78
FIGURA 6.26 - Variação da temperatura do fluido ao longo do leito no armazenador:	

D= 0,076m, $\bar{m} = 1,54\text{kg/s}$, $T_{in}=-6^{\circ}\text{C}$	79
FIGURA 6.27 - Variação da temperatura do PCM em função da posição da camada: D= 0,076m, $\bar{m} = 1,54\text{kg/s}$, $T_{in}=-6^{\circ}\text{C}$	79
FIGURA 6.28 - Variação da temperatura ao longo do armazenador no final do processo: D= 0,076m, $\bar{m} = 1,54\text{kg/s}$, $T_{in}=-6^{\circ}\text{C}$	80
FIGURA 6.29 - Variação da temperatura do fluido ao longo do leito no armazenador: D= 0,076m, $\bar{m} = 2,44\text{kg/s}$, $T_{in}=-6^{\circ}\text{C}$	80
FIGURA 6.30 - Variação da temperatura do PCM em função da posição da camada: D= 0,076m, 0,076m, $\bar{m} = 2,44\text{kg/s}$, $T_{in}=-6^{\circ}\text{C}$	81
FIGURA 6.31 - Variação da temperatura ao longo do armazenador no final do processo: D= 0,076m, $\bar{m} = 2,44\text{kg/s}$, $T_{in}=-6^{\circ}\text{C}$	81
FIGURA 6.32 - Variação da temperatura do fluido ao longo do leito no armazenador: D=0,106m, $\bar{m} = 1,89\text{kg/s}$, $T_{in}=-12^{\circ}\text{C}$	82
FIGURA 6.33 - Variação da temperatura do PCM em função da posição da camada: D= 0,106m, $\bar{m} = 1,89\text{kg/s}$, $T_{in}=-12^{\circ}\text{C}$	82
FIGURA 6.34 - Variação da temperatura ao longo do armazenador no final do processo: D= 0,106m, $\bar{m} = 1,89\text{kg/s}$, $T_{in}=-12^{\circ}\text{C}$	83
FIGURA 6.35 - Variação da temperatura do fluido ao longo do leito no armazenador: D=0,106m, $\bar{m} = 2,09\text{kg/s}$, $T_{in}=-12^{\circ}\text{C}$	83
FIGURA 6.36 - Variação da temperatura do PCM em função da posição da camada: D= 0,106m, $\bar{m} = 2,09\text{kg/s}$, $T_{in}=-12^{\circ}\text{C}$	84
FIGURA 6.37 - Variação da temperatura ao longo do armazenador no final do processo: D= 0,106m, $\bar{m} = 2,09\text{kg/s}$, $T_{in}=-12^{\circ}\text{C}$	84
FIGURA 6.38 - Variação da temperatura do fluido ao longo do leito no armazenador: D=0,106m, $\bar{m} = 2,67\text{kg/s}$, $T_{in}=-12^{\circ}\text{C}$	85
FIGURA 6.39 - Variação da temperatura do PCM em função da posição da camada: D= 0,106m, $\bar{m} = 2,67\text{kg/s}$, $T_{in}=-12^{\circ}\text{C}$	85
FIGURA 6.40 - Variação da temperatura ao longo do armazenador no final do processo: D= 0,106m, $\bar{m} = 2,67\text{kg/s}$, $T_{in}=-12^{\circ}\text{C}$	86
FIGURA 6.41 - Variação da temperatura do fluido ao longo do leito no armazenador: D=0,106m, $\bar{m} = 2,44\text{kg/s}$, $T_{in}=-3^{\circ}\text{C}$	86
FIGURA 6.42 - Variação da temperatura do PCM em função da posição da camada: D=0,106m, $\bar{m} = 2,44\text{kg/s}$, $T_{in}=-3^{\circ}\text{C}$	87
FIGURA 6.43 - Variação da temperatura ao longo do armazenador no final do processo: D=0,106m, $\bar{m} = 2,44\text{kg/s}$, $T_{in}=-3^{\circ}\text{C}$	87
FIGURA 6.44 - Variação da temperatura do fluido ao longo do leito no armazenador: D=0,106m, $\bar{m} = 2,67\text{kg/s}$, $T_{in}=-3^{\circ}\text{C}$	88
FIGURA 6.45 - Variação da temperatura do PCM em função da posição da camada: D=0,106m, $\bar{m} = 2,67\text{kg/s}$, $T_{in}=-3^{\circ}\text{C}$	88
FIGURA 6.46 - Variação da temperatura ao longo do armazenador no final do processo: D=0,106m, $\bar{m} = 2,67\text{kg/s}$, $T_{in}=-3^{\circ}\text{C}$	89
FIGURA 6.47 - Posição axial do leito contra a temperatura do fluido: L=2m, D=0,076m.	90

FIGURA 6.48 - Posição axial do leito contra a temperatura do fluido: L=3m, D=0,076m.	91
FIGURA 6.49 - Posição axial do leito contra a temperatura do fluido: L=4m, D=0,076m.	91
FIGURA 6.50 - Posição axial do leito contra a temperatura do fluido: L=5m, D=0,076m.	92
FIGURA 6.51 - Posição axial do leito contra a temperatura do fluido: L=2m, D=0,106m.	92
FIGURA 6.52 - Posição axial do leito contra a temperatura do fluido: L=3m, D=0,106m.	93
FIGURA 6.53 - Posição axial do leito contra a temperatura do fluido: L=4m, D=0,106m.	93
FIGURA 6.54 - Posição axial do leito contra a temperatura do fluido: L=5m, D=0,106m.	94
FIGURA 6.55 - Tempo de solidificação completa contra a altura do armazenador para E=95%.....	94
FIGURA 6.56 - Perda de carga em função da altura do armazenador: D=0,076m.....	95
FIGURA 6.57 - Perda de carga em função da altura do armazenador: D=0,106m.....	95
FIGURA 6.58 - Efeito do material da cápsula contra o tempo de solidificação completa...	96
FIGURA 6.59 - Efeito do diâmetro da cápsula contra o tempo de solidificação completa.....	97
FIGURA 6.60 - Efeito da temperatura de entrada contra o tempo de solidificação completa.....	98
FIGURA B1 - Curva de calibração termopar 1.....	116
FIGURA B2 - Curva de calibração termopar 2.....	116
FIGURA B3 - Curva de calibração termopar 3.....	117
FIGURA B4 - Curva de calibração termopar 4.....	117
FIGURA B5 - Curva de calibração termopar 5.....	118
FIGURA B6 - Curva de calibração termopar 6.....	118
FIGURA B7 - Curva de calibração termopar 7.....	119
FIGURA B8 - Curva de calibração termopar 8.....	119
FIGURA B9 - Curva de calibração termopar 9.....	120
FIGURA B10 - Curva de calibração termopar 10.....	120
FIGURA B11 - Curva de calibração termopar 11.....	121
FIGURA B12 - Curva de calibração termopar 12.....	121
FIGURA B13 - Curva de calibração termopar 13.....	122
FIGURA B14 - Curva de calibração termopar 14.....	122
FIGURA B15 - Curva de calibração termopar 15.....	123

LISTA DE TABELAS

1- Taxa media de crescimento anual do consumo residencial e total de energia elétrica no Brasil no período de 1990-2002 (%) (Números obtidos a partir dos dados apresentados no balanço energético Nacional - MME, 2003).....	1
2- Distribuição do consumo de energia no Brasil (MME, 2003).....	3
3- Alguns PCMs inorgânicos, ácidos e parafinas para comparação.....	11
4- Propriedades Termofísicas dos Refrigerantes.....	28
5- Faixa de valores utilizados para realização dos experimentos com cápsulas de 0,076, 0,106 e 0,131 m de diâmetro.....	29
6- Especificações da cápsula e do volume de PCM.....	31
7- Propriedades termofísica dos materiais.....	56
8- Parâmetros operacionais.....	56
9- Parâmetros geométricos.....	56
10- Tempo de processamento: NR.....	57
11- Tempo de processamento: Δt	58
12- Análise de variância do modelo ajustado para o tempo de carregamento	62
13- Melhores parâmetros de Temperatura (T), Diâmetro (D) e tempo de carregamento.....	64
14- Valores experimentais e preditos pelo modelo da equação de carregamento.....	65
C - Matriz de planejamento experimental- carregamento.....	124

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

Letras Latinas

<i>A</i>	Área da cápsula	m^2
<i>C_p</i>	Capacidade térmica	kJ/kg.K
<i>D</i>	Diâmetro da cápsula	m
<i>D_{leito}</i>	Diâmetro do armazenador	m
<i>Gr</i>	Numero de grashof	Adimensiona
		l
<i>h</i>	Coefficiente de troca de calor	$\text{W/m}^2.\text{K}$
<i>k_i</i>	Condutividade térmica do isolante	W/m.K
<i>k_t</i>	Condutividade térmica do tanque	W/m.K
<i>L</i>	Comprimento do armazenador	M
<i>L_{latente}</i>	Calor latente	kJ/kg
\dot{m} ou \bar{m}	Vazão mássica	kg/s
<i>Nu</i>	Numero de Nulset	adimensional
<i>Pr</i>	Numero de Prandlt	adimensional
\dot{Q}_f	Taxa de transferência de calor	W
<i>R_{esf}</i>	Resistência da cápsula	K/W
<i>R_{conv}</i>	Resistência de convecção	K/W
<i>r_{ext}</i>	Raio externo da cápsula	m
<i>r_{int}</i>	Raio interno da cápsula	m
<i>r_f</i>	Raio da frente de solidificação	m
<i>R₁</i>	Raio interno do tanque	m
<i>R₂</i>	Raio externo do tanque	m
<i>R₃</i>	Raio externo considerando o isolamento	m
<i>T_p</i>	Temperatura da parede	$^{\circ}\text{C}$
<i>T_a</i>	Temperatura ambiente	$^{\circ}\text{C}$
<i>T_{fs}</i>	Temperatura da frente de solidificação	$^{\circ}\text{C}$
<i>T₀</i>	Temperatura de referência	$^{\circ}\text{C}$
<i>T_e</i>	Temperatura ambiente	$^{\circ}\text{C}$
<i>T_s</i>	Temperatura na superfície	$^{\circ}\text{C}$
<i>T_{int}</i>	Temperatura interna	$^{\circ}\text{C}$
<i>T_{inicial}</i>	Temperatura inicial	$^{\circ}\text{C}$
<i>T_{liq}</i>	Temperatura do líquido	$^{\circ}\text{C}$
<i>T_{sol}</i>	Temperatura do sólido	$^{\circ}\text{C}$
<i>T_{en}</i>	Temperatura de entrada	$^{\circ}\text{C}$
<i>T_∞</i>	Temperatura do fluido externo	$^{\circ}\text{C}$
<i>T_m</i>	Temperatura de mudança de fase	$^{\circ}\text{C}$
<i>x</i>	Variável axial	adimensional
<i>u</i>	Velocidade do fluido	m/s

Letras gregas

α_{sol}	Difusividade térmica do sólido	m^2/s
α_{liq}	Difusividade térmica do líquido	m^2/s
β	Coefficiente de expansão volumétrica	$1/^\circ C$
Δx	Varição na direção axial ou tamanho da camada	adimensional ou m
Δt	Varição no tempo	
θ	Temperatura adimensional	
$k_{liquido}$	Condutividade do líquido	W/m.K
k_{solido}	Condutividade do sólido	W/m.K
μ	Viscosidade dinâmica	kg/m.s
ν	Viscosidade cinemática	m^2/s
ρ_{sol}	Massa específica do sólido	kg/m^3
ρ_f	Massa específica do fluido de transferência	kg/m^3

Abreviações

PCM	Material de Mudança de Fase
NR	Número de pontos Radiais
Subscrito	
<i>convec</i>	convecção
<i>esf</i>	esfera
<i>ext</i>	externa
<i>f</i>	fluido
<i>int</i>	Interna
<i>liq</i>	líquido
<i>m</i>	mudança de fase ou vazão mássica
<i>sol</i>	sólido
<i>s</i>	superfície

Sobrescrito

<i>N</i>	índice para o tempo
----------	---------------------

SUMÁRIO

LISTA DE ILUSTRAÇÕES.....	x
LISTA DE TABELAS.....	xiv
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS.....	xv
1. INTRODUÇÃO	1
1.1. Objetivos.....	4
2. REVISÃO DE LITERATURA	5
2.1. Sistemas de armazenamento de energia térmica.....	6
2.1.1. Sistemas de armazenamento de energia por calor sensível.....	7
2.1.2. Sistemas de armazenamento de energia por calor latente.....	7
2.2. PCM (Material de Mudança de Fase).....	9
2.2.1. Água/Gelo.....	10
2.2.2. Outros.....	11
2.3. Métodos de Armazenamento por Calor Latente.....	12
2.3.1. Gelo "Slurry".....	12
2.3.2. PCM micro encapsulado.....	14
2.3.3. Encapsulamento do PCM em um leito.....	14
2.3.3.1. Modelos de leitos.....	16
2.3.3.1.1. Estudo Analítico.....	16
2.3.3.1.2. Estudo Numérico.....	17
2.4. Cápsula Simples.....	19
2.4.1. Estudo Experimental.....	19
2.4.2. Estudo Numérico.....	20
3. MATERIAL E MÉTODO.....	23
3.1. Material.....	24
3.1.1. Aparato Experimental.....	24
3.1.1.1. Armazenador Cilíndrico.....	24
3.1.1.2. Reservatório para fluido secundário.....	26
3.1.2. Cápsulas esféricas.....	27
3.1.3. Refrigerantes.....	28
3.2. Métodos.....	28
3.2.1. Procedimentos experimentais.....	28
3.2.1.1. Carregamento.....	28
3.2.1.2. Parâmetros Estudados.....	30
4. MODELO MATEMÁTICO.....	32
4.1. Modelo de Transferencia de Calor no Fluido de Trabalho para as Camadas do Leito.....	33
4.1.1. As condições iniciais e de contorno do armazenador.....	35
4.1.2. Acoplamento entre as análises na camada e na cápsula esférica.....	36
4.1.3. Modelo de transferência de calor nas cápsulas esféricas.....	38
4.1.3.1. Resfriamento do PCM.....	38
4.1.3.2. Solidificação do PCM.....	39
4.2 Perda de pressão em um leito fixo.....	40
4.3 Análise da perda de calor no armazenador.....	41
5. MODELO NUMÉRICO.....	43

5.1 Modelo de transferência de calor no fluido.....	43
5.2 Modelo numérico da transferência de calor na cápsula esférica.....	44
5.2.1 Material de mudança de fase completamente líquido ou completamente sólido dentro da cápsula.....	45
5.2.2 Material de mudança de fase parcialmente sólido e parcialmente líquido dentro da cápsula esférica.....	49
5.2.3 Início da solidificação.....	49
5.2.3.1 Adimensionalização das equações.....	52
5.2.3.2 Método da grade: Móvel.....	53
5.3 Otimização da malha.....	56
5.4 Fluxograma do programa numérico.....	60
5.5 Validação experimental.....	61
5.5.1 Correlação.....	61
6. RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	62
6.1 Tempo de carregamento (correlações empíricas).....	62
6.1.2 Efeito da vazão no tempo de carregamento.....	65
6.1.3 Efeito da temperatura de entrada no tempo de carregamento.....	66
6.2 Comparação dos resultados numéricos e experimentais.....	67
6.3 Estudo paramétrico numérico.....	84
6.3.1 Efeito da altura, perda de carga e tempo de solidificação completa no armazenador.....	84
6.4 Material das cápsulas, diâmetro e temperatura de entrada.....	96
7. CONCLUSÕES.....	99
REFERÊNCIAS.....	100
APÊNDICES A. Análise de incertezas experimentais.....	110
APÊNDICES B. Curvas de calibração.....	116
APÊNDICES C. Matriz de planejamento experimental-carregamento.....	124

1. INTRODUÇÃO

"O Brasil é o país que possui a maior reserva mundial de hidroenergia e consome 100% de energia hidrelétrica que produz. A potência hidrelétrica instalada é da ordem de 65,311MW, ou seja, somente 25% do total estimado. É importante salientar que a atual crise de energia do país não é uma crise de fontes alternativas, mas sim criada pelo problema econômico. Durante a década de 70, o Brasil cresceu em hidroeletricidade a taxas de 12,2% ao ano. O crescimento residencial de energia elétrica no Brasil, durante o período de 1990-2002, foi de 3,44%, com taxas médias de crescimento anual mostrada na TAB. 1" (BRAGA *et al.*, 2006, p. 69).

TABELA 1

Taxa média de crescimento anual do consumo residencial e total de energia elétrica no Brasil no período de 1990-2002 (%) (Números obtidos a partir dos dados apresentados no balanço energético Nacional - MME, 2003).

Período	Região	Região	Região	Região	Região	Brasil	
	Norte	Nordeste	Sudeste	Sul	Centro-oeste	Residencial	Total
1990-1995	5,77	5,16	5,35	6,16	7,65	5,62	4,00
1995-2000	8,24	6,79	5,09	5,51	6,25	5,62	4,60
2000-2002	-0,93	-6,55	-9,00	0,0	-5,78	-6,78	-1,53

Segundo o Ministério de Minas e Energia (MME), o setor elétrico brasileiro quase octuplicou sua capacidade instalada no período de 1970-2002. Em dezembro de 2002, o setor contava com 82,5 GW em operação (79,2% de energia hidráulica, 18,4% energia térmica e 2,4% nuclear). O consumo cresceu 6,5% a.a., e a participação da eletricidade no consumo final de energia passou de 5,1%, em 1970, para 14,0%, em 2002. O crescimento atual do mercado é de 3,74% a.a., devendo ultrapassar, em 2010, a casa dos 100 mil MW (MME, 2003).

Pode-se observar que o problema está relacionado com a geração e distribuição desta energia que a inviabiliza para algumas áreas, visto que grande parte do Brasil com uma imensa área territorial ainda não é beneficiada totalmente por ela (e.g, ribeirinhos, comunidades isoladas etc). No entanto, a energia elétrica em particular é uma forma de energia de alta qualidade termodinâmica e de grande flexibilidade na sua utilização. Sendo que muitas tarefas só podem ser realizadas com ela, fazendo com que tenha um lugar único e privilegiado entre as diferentes formas de energia. Vendo desse modo são necessários desenvolvimento de tecnologias

complexas para sua obtenção o que encarece os custos. As projeções estatísticas para o século XXI estabelecem quantidades elevadas de energia elétrica sem precedentes que terão que ser fornecidas para evitar um colapso econômico mundial.

Outras modalidades de energia mais baratas e de fáceis adaptações aos costumes locais poderiam ser mais exploradas sendo que, de uma forma ou de outra, ajudaria a criar conceitos na sociedade promovendo uma maior economia e incentivando a utilização das potencialidades e vocações regionais, hora tão pouco exploradas devido aos mais diversos problemas. Com isso, o crescimento descontrolado das cidades e o aumento do poder de compra da população são fatores importantes para análise na dinâmica econômica do mundo e como ele se comportará com o aparecimento das novas gerações refletindo na assimilação de novos tipos de conceitos e formas alternativas de energias.

Outro forte aspecto a ser analisado é o impacto direto que a transmissão de energia elétrica acarreta quando se adiciona mais carga ao sistema elétrico, provocando mudanças em termos da demanda e no fornecimento da energia elétrica (e.g, a profusão do uso da refrigeração e a utilização em especial dos condicionadores de ar e chuveiros eletricos têm aumentado drasticamente durante esta década e são considerados como primeiros vilões no consumo de energia). Tarefas desta natureza são difíceis de eliminar, já que o seu uso é fato corriqueiro no dia a dia da maior parte dos brasileiros.

Como forma alternativa e de fácil implementação os sistemas de armazenamento de energia térmica fria podem diminuir a prática corrente da utilização dos condicionadores de ar, principalmente a níveis de três setores: industrial, trnaspore e residencial, pois oferecem uma diminuição na taxa do consumo de energia ao deslocar a demanda para os horários fora de pico. Uma das formas de visulalizar a implementação deste sistema de armazenamento de energia fria é mostrando o consumo real de toda a energia produzida no Brasil distribuído por setores conforme a TAB. 2. A solução é "aliviar" estes picos de energia, construídos Bancos de Gelo que são equipamentos para armazenar energia na forma de calor latente a baixas temperaturas para as mais diversas aplicações. Mesmo sendo uma tecnologia dominada ainda não visa economizar energia e sim deslocar apenas a demanda para horários menos onerosos (ISMAIL, 1998).

TABELA 2

Distribuição do consumo de energia no Brasil (MME, 2003).

Setor	Consumo	
	1000 TEP*	%
Indústria	65,078	36,7
Transporte	48,460	27,3
Residencial	20,702	11,7
Energético	14,069	7,9
Uso não energético	12,860	7,3
Comercio e setor público	8,176	4,6
Agropecuário	8,047	4,5
Total	177,396	100,0

* Tonelada Equivalente de Petróleo

Na concepção e desenvolvimento dos Bancos de Gelo são estudadas diversas geometrias como esféricas, cilíndricas e placas planas onde será acumulado o gelo e após definir qual geometria o equipamento é construído. Outro aspecto a ser citado e um dos maiores atrativos neste estudo é que neste tipo de armazenador a montagem é simples e sem equipamentos intermediários, pois um fancoil é utilizado para retirada do frio acumulado no armazenador.

Fica aqui bem claro a necessidade de estudos e projetos nas áreas de distribuição, conservação, armazenamento de energia em todos os setores que envolvam consumo elevado de energia.

Para este trabalho, em particular optou-se pela geometria esférica devido à maior concentração de energia por volume e acomodação dentro do armazenador. Em seguida foi desenvolvido um programa computacional para simular o balanço de energia do PCM no interior das cápsulas junto com a porosidade em várias camadas dispostas ao longo do armazenador e com isso mapear a temperatura. Correlações empíricas são também propostas para ajudar de maneira rápida e direta no desenvolvimento dos armazenadores.

1.1. Objetivos

Baseado nas discussões e esclarecimentos citados acima, este trabalho tem como objetivo, estudar numérico e experimentalmente o processo de carregamento de um armazenador cilíndrico contendo esferas cheias de PCM para climatização de ambientes. Os objetivos específicos foram:

- Dimensionar e construir um sistema para armazenamento de energia por calor latente em baixas temperaturas;
- Criar um modelo numérico para simular a temperatura ao longo do armazenador;
- Verificar o tempo de carregamento do armazenador;
- Avaliar o efeito da vazão do fluido refrigerante secundário;
- Avaliar diferentes tamanhos de cápsulas esféricas, contendo PCM em relação ao tempo de carregamento.

2. REVISÃO DA LITERATURA

Seguindo os avanços dos armazenadores térmicos e o estado da arte dos artigos existentes na literatura, o primeiro foco a ser investigado será a análise, como um todo, dos sistemas de armazenamento energia térmico por calor latente. Os sistemas que utilizam calor sensível em particular serão apenas citados, enquanto que o nosso interesse maior e concentração serão na exploração dos conceitos utilizados em torno do armazenador de calor latente, analisando ambos os tipos de armazenamento térmico: frio e quente. Com isso, várias pesquisas nesta área e avaliações técnicas do micro encapsulamento em leitos são muito explorados na área térmica. Para o caso do sistema a frio, o gelo encapsulado é o nosso interesse principal, assim, como as outras formas para gerar frio citado nesta revisão.

A atenção no projeto e desenvolvimento dos Sistemas de Energia Térmica tem tomado um rumo estratégico, partir do momento em que os impactos negativos ocasionados pelo homem ao utilizar formas mais agressivas de energia têm trazido grandes problemas à sociedade e ao meio ambiente. Conseqüentemente, incentivos neste tipo de pesquisa e vários trabalhos publicados na literatura atual têm impulsionado o desenvolvimento e a direção de como devemos enxergar as formas de energia. Para isso, hoje em dia, existem, duas linhas de pesquisas nesta área: trabalhos que se concentram nos tanques de armazenamento e outro na energia térmica armazenada em leite e/ou em uma simples cápsula. Para cada uma dessas linhas, há um número de métodos a serem usadas como: métodos analíticos e numéricos. Dados experimentais neste campo também são muito comuns e as ferramentas para exploração nesta área e em outros trabalhos também são citados aqui. Para maiores detalhes, um diagrama com várias pesquisas em Sistemas de Armazenamento de Energia é mostrado na (FIG. 2.1).

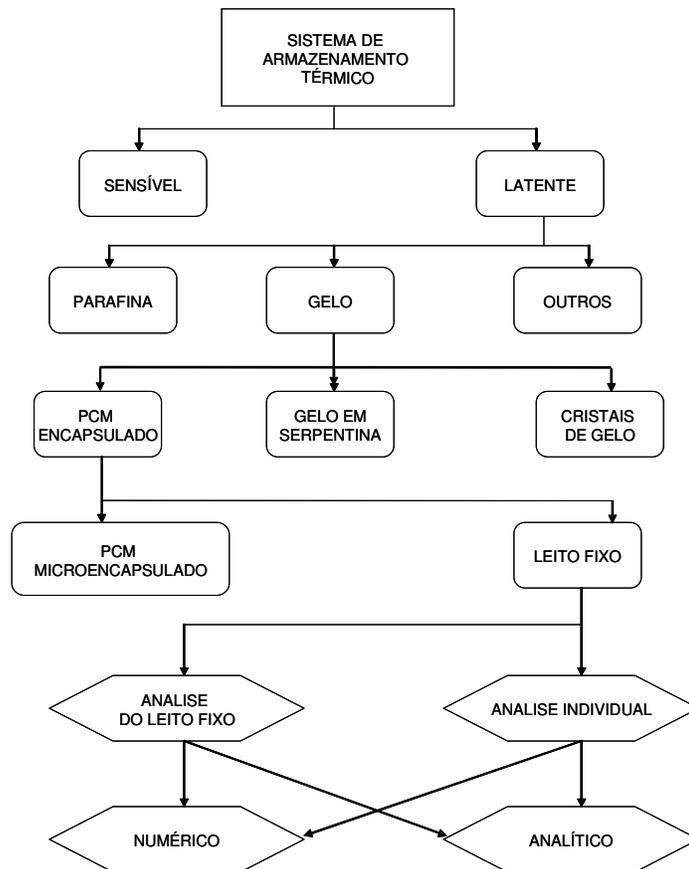


FIGURA 2.1 - Fluxograma da Revisão da Literatura proposta para este trabalho.

2.1. Sistemas de armazenamento de energia térmica

O armazenamento de energia térmica é importante para várias aplicações em engenharia. Alguns trabalhos sobre os meios de armazenamento podem ser encontrados em (HASNAIN, 1998). Como mencionado anteriormente, existem dois tipos de sistemas de energia: um latente e outro sensível. Nos sistemas de calor sensível, o calor é armazenado em um material devido à *mudança de temperatura*. A quantidade de calor depende da massa do material armazenado, da capacidade térmica e da faixa de mudança de temperatura. Para os sistemas de calor latente, o calor é liberado quando o material passa por uma *mudança de fase*. Os materiais usados para armazenar energia por calor latente são chamados de PCM ou (Matérias de Mudança de Fase). A quantidade de energia armazenada depende da quantidade de PCM e do calor latente.

2.1.1. Sistemas de armazenamento de energia por calor sensível

A revisão sobre sistemas de calor sensível embora muito interessante não será explorado neste trabalho, apenas será citado como uma das formas de energia. O Armazenamento de Energia por Calor Sensível é possível em muitos meios dos quais podemos citar dois dos mais importantes: líquidos e sólidos. O meio líquido para armazenamento térmico inclui óleos, água, sais etc. Enquanto que nos sólidos são geralmente explorados as rochas ou metais e podem ainda ser incluídos outros materiais como Óxido de Zinco para altas temperaturas. Karakilcik *et al.* (2006) apresentaram interessante investigação de uma piscina solar na Adana, Turquia. A piscina era completamente cheia com água do mar formando assim três zonas de variação de massas específicas na qual nenhuma delas se misturavam. A zona superior era composta por uma pequena película de água doce que era abastecida pela água da chuva onde era compensada quando a água era perdida na evaporação. Na camada intermediária, chamada de zona isolante é projetada para separar a zona de água doce e a zona mais baixa para não promover mistura, enquanto a energia solar é absorvida na forma de calor. A zona mais baixa no qual era a mais densa, absorvia maior parte da energia do sol. Assim pode-se concluir que altas eficiências térmicas do sistema eram atingidas ao meio dia quando os níveis de radiação solar na terra são altos e os gradientes de temperatura são baixos.

Outra aplicação foi feita ao utilizar um leito de rochas como armazenador térmico para aquecimento do ar criado por (CHOUDHURY *et al.* 1995). O armazenador consistia de uma tampa simples que aquecia o ar e que era encaixada junto ao leito de rochas, enquanto que os parâmetros operacionais e o projeto geométrico são variados. O tempo de carregamento, o tamanho do leito e o tamanho da rocha, a velocidade do ar e a fração de vazios são estudadas, assim como o efeito da eficiência térmica global do sistema.

2.1.2. Sistemas de armazenamento de energia por calor latente

O sistema de armazenamento por calor latente tornou-se mais viável devido à alta capacidade de energia volumétrica acumulada. Segundo a literatura especializada os sistemas de energia por calor latente apresentam mais oportunidades de investimentos, pois podem ser usados

para duas finalidades: armazenar energia térmica a quente ou frio que irá depender do tipo e da faixa de temperatura que será utilizado o material de mudança de fase.

O encapsulamento do gelo para o sistema de refrigeração foi estudado por (CHERALATHAN *et al.* 2007). Os autores apresentaram os resultados experimentais de um tanque de armazenamento cilíndrico carregado com cápsulas esféricas de PVC. O fluido de transferência de calor era uma solução de 30% de etilenoglicol que era resfriada por um evaporador através de um ciclo de refrigeração por compressão a vapor, usando refrigerante R134a como fluido primário. O estudo era focado principalmente na taxa de carregamento médio, na energia armazenada, no consumo de energia específica e na temperatura do fluido de entrada. Os autores observaram que desempenho térmico do sistema de armazenamento pode ser melhorado, carregando o sistema a uma temperatura de condensação mais baixa e otimizando a temperatura no evaporador.

Khudhair e Farid (2004) apresentaram uma discussão sobre os sistemas de armazenamento de energia térmica por calor latente com a finalidade de aumentar o conforto térmico humano. As vantagens do PCM instalado entre placas de concretos, gesso e fibra, teto e piso para limitar os efeitos da temperatura do ar externo no interior do ambiente são analisados. Nesse trabalho o PCM captura grande parte da energia incidente e controla a temperatura no interior das construções, minimizando os efeitos da flutuação da temperatura ambiente.

Rosen *et al.* (1999, 2000) apresentou uma análise exergética de vários tipos de sistemas de armazenamento de energia a frio. Neste trabalho é considerado o ciclo de carregamento e descarregamento, tanto em calor sensível como em calor latente. Em outro trabalho Rosen e Dincer (2003) trabalham a importância da análise exergética no desenvolvimento e entendimento do comportamento termodinâmico dos sistemas de armazenamento de energia térmica, onde as operações desses sistemas refletem nos valores econômicos de armazenagem.

Lee e Jones (1996a) estudaram uma unidade de Sistema de Armazenamento de Energia Fria para residência em condições comerciais. O Chiller era resfriado usando o ciclo de refrigeração por compressão a vapor com refrigerante R22, resfriando a água dentro dos tubos evaporadores durante o carregamento com o propósito de liberar a energia nos horários de pico. A unidade foi testada variando ambas as temperaturas do evaporador e condensador e, alguns parâmetros como: taxa de formação de gelo, a potência do compressor, taxa de resfriamento, taxa de aquecimento, razão da eficiência energética e o fator de consumo de energia são estudados.

2.2. PCM (Materiais de Mudança de Fase)

Durante anos as pesquisas com PCM eram focadas em materiais inorgânicos, especialmente sais hidratados que eram utilizados para armazenar ou liberar calor por um processo reversível de hidratação ou secagem. Algumas pesquisas pioneiras nesta área foram desenvolvidas por (ISMAIL, 1998) e uma revisão detalhada sobre 250 PCMs e suas características podem ser encontradas em (SHARMA e SAGARA, 2007).

Algumas vantagens dos materiais inorgânicos (sais hidratados) são:

- a. Ponto de transição de fase dentro de uma faixa apropriada de temperatura;
- b. Alto calor latente por unidade de volume;
- c. Não é inflamável;
- d. Acessível.

Algumas desvantagens que limitam a aplicação dos sais hidratados.

- a. São corrosivos;
- b. Tem tendência para super resfriar;

Nesse caso, os avanços e aplicações motivaram a pesquisar novos materiais que são denominados de orgânicos onde são extraídos de gorduras, óleos ou produtos petroquímicos.

Os materiais orgânicos, também apresentam algumas vantagens que não são encontrados nos materiais de mudança de fase inorgânicos. São eles:

- a. Quimicamente estáveis;
- b. Ampla seleção de material a ser usado;
- c. Muitos deles não apresentam o fenômeno de super resfriamento.

Entretanto, os materiais orgânicos apresentam algumas desvantagens, dentre elas:

- a. São inflamáveis;
- b. Transferência térmica pobre;
- c. Têm apreciável mudança de volume durante a mudança de fase;
- d. Apresentam odor forte;
- e. Baixa massa específica;
- f. Preço de modo geral alto.

Os materiais orgânicos têm diferentes pontos de fusão. Sua condutividade térmica na fase sólida está na faixa de 0.16 a $0.24 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$ e no estado líquido $0.20 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$.

Para apresentar algumas aplicações dos PCMs, segundo Nallusamy *et al.* (2007), propôs uma combinação de um sistema de armazenamento de calor sensível e latente, integrado a uma fonte de calor solar para aquecimento e resfriamento. A parafina era armazenada em cápsulas, usando água como fluido de transferência de calor. A água carregava energia para a cápsula com PCM, enquanto agia como armazenador de calor sensível. O sistema era analisado e comparado como armazenador de calor sensível convencional e, os resultados indicaram que o sistema de calor latente era melhor para uso intermitente. Para aplicações como: aquecimento de água e aquecimento de interiores, esta alternativa apresentou-se como a mais viável.

Outra aplicação interessante com respeito ao uso da parafina foi complementada por (EL-KOTB *et al.* 2006). Estes autores propuseram um isolamento de um trocador de calor em placa horizontal contendo parafina como PCM. Um modelo numérico foi desenvolvido e os dados experimentais foram validados. As vantagens do modelo proposto foram conclusivas, pois a vazão de entrada e saída foi monitorada, enquanto que a taxa de transferência de calor, assim como, o contorno líquido/sólido foi estudado.

2.2.1 Água/Gelo

A maioria dos sistemas de armazenamento térmico a frio utiliza água como meio de armazenamento. Os benefícios em utilizá-la como PCM incluem: baixo custo, calor específico alto, calor latente e capacidade volumétrica bastante alta. Também, devido a não volatilidade e estabilidade, ela pode ser usada em um grande número de aplicações: parte em gelo encapsulado, e em outras aplicações típicas que incluem gelo em serpentinas (LEE e JONES, 1996b), sistemas com cristais de gelo (WANG e KASUMOTO, 2001) e outras em trocadores de calor de tubos aletados (KAYANSAYAN e ACAR, 2006).

2.2.2 Outros

A lista acima é inesgotável; grande quantidade de PCM tem sido utilizada a partir do instante em que novas aplicações vêm surgindo para Sistemas de Armazenamento Térmico. Pequenas variações no ponto de fusão e calor latente podem aumentar a eficiência do sistema para certas aplicações. Com isso resultados e estudos têm sido desenvolvidos para investigar o desempenho térmico e as características de vários tipos de PCM que vem sendo relatados na literatura. Como exemplo podemos citar Sari e Kaygusuz (2002a, 2002b) que investigaram experimentalmente a performance térmica do ácido láurico como PCM em um sistema com tubo duplo vertical. A solidificação e o processo de fusão são monitorados e as propriedades foram investigadas, e incluíam: distribuição de temperatura, tempo de solidificação e fusão, a natureza da transferência de calor e a taxa da transferência de calor.

Em outro trabalho Sari e Kaygusuz (2005) determinaram as características da transferência de calor de vários ácidos e parafinas para aplicações em armazenadores. No seu trabalho eles relataram vários PMCs que poderiam ser avaliados e construíram uma lista que são mostrados na TAB. 3 junto a alguns PCMs inorgânicos.

TABELA 3

Alguns PCMs inorgânicos, ácidos e parafinas para comparação.

Nome	Fórmula química	Calor latente (kJ/kg)	Ponto de fusão (°C)
Água	H_2O	333	0
Acido sulfúrico	H_2SO_4	100	10,4
Acido láurico	$C_{12}H_{24}O_2$	178	42-44
n- pentacosano	$C_{25}H_{52}$	238	54
Ácido esteárico	$C_{18}H_{36}O_2$	202,5	69

Segundo Sari e Kaygusuz (2006) em uma investigação experimental criteriosa avaliaram várias misturas de PCM considerados como possíveis candidatos para serem utilizados em sistemas de armazenamento de energia. Trabalho, este, que facilita a investigação no desenvolvimento de tecnologia para armazenadores por calor latente.

2.3. Métodos de Armazenamento por Calor Latente

As formas de armazenar energia térmica com materiais de mudança de fase dependerão da sua aplicação e para qual finalidade. Com isso, há muitos fatores importantes que envolvem estes sistemas, dos quais podemos incluir: custo, simplicidade no projeto, eficiência e os impactos provocados ao meio ambiente. Por esta razão, três métodos de armazenamento de energia têm mostrado mais viáveis que outros e por isso tem sido bastante estudado na literatura. Estes métodos incluem: cristais de gelo “slurry”, PCM micro encapsulado e PCM encapsulado em leito fixo. O primeiro método é usado somente para sistemas de armazenamento de energia térmica fria, enquanto que os outros dois podem ser usados para aplicações a quente ou a frio.

2.3.1. Gelo “Slurry”

Em geral, gelo “slurry” se refere a uma mistura de cristais de gelo e líquido. O líquido em questão é geralmente uma solução que inibe o ponto de congelamento, semelhantemente ao efeito do etileno glicol. Vários trabalhos e aplicações foram descritos por (AYEL *et al.*, 2005; GUILPART *et al.*, 2005).

Wang e Kusumoto (2001) discutiram a quantidade de gelo “slurry” nos sistemas de armazenamento de energia térmica em vários métodos de produção. A FIG. 2.2 mostra os diversos modos de armazenamento e produção de gelo citado pelos dois autores. Kasza e Hayashi (1999) apresentaram um sumário com várias técnicas de aglomeração e armazenagem de gelo “slurry”. Entretanto, a tecnologia de fabricação de gelo foi utilizada com o processo de raspagem de superfície desenvolvido pela empresa SUNWELL TECHNOLOGIES IN CANADÁ. Esta técnica tem como característica um ciclo de compressão a vapor que é localizado fora de um trocador de calor tubo-tubo. No tubo interno contém uma solução binária anti congelante no qual resfria em contato com o cilindro externo. Abaixo é apresentada uma figura sobre os tipos de sistema utilizados atualmente.

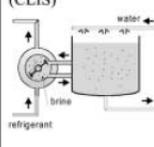
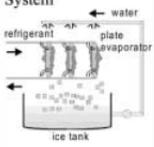
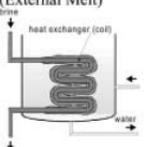
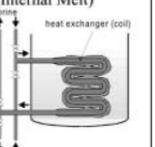
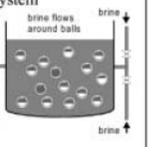
System Types		Ice Slurry System (CLIS)	Ice Harvesting System	Ice-On-Coil System (External Melt)	Ice-On-Coil System (Internal Melt)	Encapsulated Ice System
						
Ice Production	chiller COP	2.4	2.7 to 3.7 ^[13]	2.5 to 4.1 ^[13]	2.9 to 4.1 ^[13]	2.9 to 4.1 ^[13]
	charging T	-12 to -10 °C	-9 to -4 °C ^[13]	-9 to -4 °C ^[13]	-6 to -3 °C ^[13]	-6 to -3 °C ^[13]
	coolant transport	low flowrate & power consumption	high flowrate & power consumption	very high flowrate & power consumption	very high flowrate & power consumption	very high flowrate & power consumption
Ice Storage	space and cost	small; expansive	large; need defrost; very expansive	large; relatively inexpensive	large; relatively inexpensive	large; relatively inexpensive
	max density	46.5 kW-h/m ³	37-41.7 kW-h/m ³ ^[13]	43.5 kW-h/m ³ ^[13]	43.5-52.6kW-h/m ³ ^[13]	43.5-52.6kW-h/m ³ ^[13]
	storage tank	small, inexpensive; independent of chiller	simple, inexpensive; must be below chiller	relatively expensive; should near chiller	close and pressurized; must resist bursting	simple, inexpensive; independent of chiller
System Performance	operation	simple	ice may fuse after long storage	ice bridging between coils	no ice bridging issue	unequal charging, if some have ice initially
	discharge T [13], except CLIS system	typ. -3 °C, max 2 °C, below 0 °C until ice depleted	typ. 1-2°C, max 4-5°C relatively const. until 80-90% ice depleted	typ. 1-2°C, max 5-6°C below 1.5 °C until 80% ice depleted	typ. 1-3°C, max 6-7°C steadily rising with const. discharge rate	typ. 1-3°C, max 7°C almost constant until 80% ice depleted
	adaptability to load change	easy to follow, due to huge ice surface area	easy to follow, if ice does not fuse	difficult to follow, air bubbling required	difficult to follow	difficult to follow
	ice transport to load	pumpable in slurry; careful design needed	not through control valve, heat exchanger	impossible	impossible	impossible

FIGURA 2.2 - Comparação dos diferentes sistemas de armazenamento de gelo. Fonte: KASZA e HAYASHI, 1999.

Matsumoto *et al.* (2004) discutem um sistema onde uma mistura de óleo e água é resfriado enquanto está em movimento, criando cristais de gelo com aproximadamente 3,5 mm de diâmetros. O desempenho do sistema foi testado e executado para determinar os efeitos da taxa de resfriamento e a taxa de produção dos cristais de gelo. Kazowa *et al.* (2005) propôs um método numérico para prever os efeitos da quantidade de gelo e a vazão mássica na característica do sistema dinâmico. Seus modelos concordam bem com os dados experimentais e o projeto foi consideravelmente aceitável.

Saito (2002) realizou um estudo sobre armazenamento de energia térmica, explicando os conceitos entre os vários tipos de sistemas de armazenamento, definindo e comparando seus méritos e deméritos. Destacou o sistema de armazenamento de água resfriada e armazenadores de gelo, armazenamento de gelo estático e a formação de “slurry” para serem utilizados com boa eficiência em sistemas de refrigeração. Egolf *et al.* (2005) apresentaram uma revisão termodinâmica, transferência de calor e um conjunto de modelos para calcular a condutividade térmica efetiva para os sistemas de produção de cristais de gelo.

2.3.2. PCM micro encapsulado

Como visto acima, a ampla classificação de PCMs para armazenar energia podem incluir, também, cristais de gelo apesar de que é típico trabalhar com parafinas para uso nos sistemas de armazenamento de frio e quente. As vantagens de cada sistema são muitas, dentre elas estão: baixa manutenção e custo relativamente baixo comparados aos sistemas que utilizam cristais de gelo. Outros materiais também são possíveis para micro encapsular, veja (OZONUR *et al.* 2006).

O processo de encapsulamento do material de mudança de fase não é fácil como se espera; para maiores detalhes e explicações de algumas técnicas, veja, (HAWLADER *et al.*, 2000, 2002, 2003). São muitas as aplicações e os casos em sistemas micro encapsulados com uma quantidade considerável de trabalhos existentes na literatura (YAMAGISHI *et al.*, 1999, 1996). Com isso algumas pesquisas também estão sendo desenvolvidas e exploradas e o uso dos materiais de mudança de fase na construção civil está virando uma tendência. Por exemplo, Cabeza *et al.* (2007) discutiram o uso do PCM micro encapsulado em paredes de concreto com a finalidade em aumentar a economia de energia e os níveis de conforto. Apesar das aplicações e das diversas vantagens do micro encapsulamento, existem ainda algumas desvantagens que são bastante visíveis das quais podemos citar: a capacidade de calor volumétrico e o custo. Além do mais, quando comparados com a água, ver TAB. 2.1, a parafina apresenta desvantagens, pois apresenta baixo calor latente e seu custo ainda muito alto.

Para armazenamento de energia fria está sendo mais explorada a água como PCM. Para esta aplicação e com as novas práticas e metodologias para economia de energia sem causar efeitos danosos é implementado o processo de encapsulamento do PCM nos sistemas de armazenamento de frio. Isto acarreta redução dos custos da instalação podendo ser utilizado em alta escala como opção mais viável para minimizar os preços da energia.

2.3.3 Encapsulamento do PCM em um Leito

Neste método o PCM está dentro de cápsulas onde é colocada uma após as outras dentro de um tanque armazenador. Um fluido de transferência de calor fica circulando através do tanque até que o calor seja liberado ou absorvido pelas cápsulas. A simplicidade deste projeto, neste caso, ocorre quando as cápsulas (geralmente esféricas, mas também podem ser em outra

geometria) estão produzindo massa solidificada que são usados em tanques de resfriamento ou aquecimento quando solicitados. Na grande maioria os tanques de armazenamento são no formato cilíndrico, pelas seguintes razões: o cilindro é uma forma relativamente fácil de produzir a um baixo custo, resistindo a altas pressões e a razão de superfície (área/volume) é menor do que em outras geometrias, permitindo-se menor penetração do calor. Um modelo esquemático simples é mostrado na (FIG. 2.3).

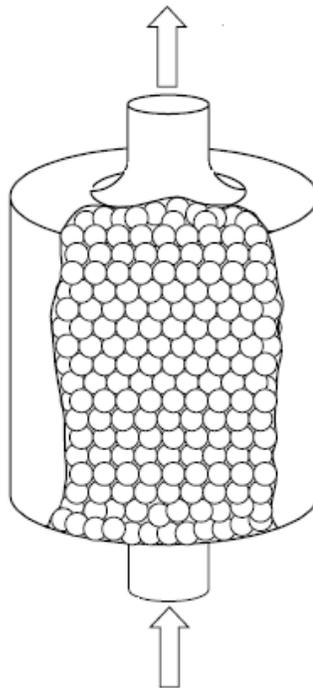


FIGURA 2.3 - Layout geral de um tanque de armazenamento cheio de cápsulas. Fonte: ISMAIL e HENRIQUEZ, 2002, p. 1708).

A literatura tem mostrado inúmeros trabalhos o qual se analisa o conjunto de cápsulas nos sistemas de armazenamento térmico (CHEN *et al.* 2000). Neste trabalho o sistema de entrada e saída (vazão, temperatura do fluido de entrada, fração de vazio) foi monitorado para investigar os efeitos da eficiência do sistema, assim, como as características de carga e descarga. Com isso, vários trabalhos numéricos e analíticos estão sendo desenvolvidos para entender os fenômenos térmicos que ocorrem durante processo de carga e descarregamento. Duas classes foram divididas para este estudo: um que analisa o sistema como um todo e outro que apenas investiga a unidade que será a cápsula. Desse modo, podemos analisar as características microscópicas e macroscópicas do PCM para aumentar a eficiência dos sistemas a serem construídos. Nas duas

seções seguintes, detalhes macroscópicos (modelo em um leito fixo) e investigações microscópicas (cápsula individual) são mostrados, respectivamente.

2.3.3.1 Modelos de Leitos

As riquezas de informações e investigações a respeito de leitos com partículas esféricas são enormes. A maior parte concentrada em gases em alta velocidade, escoando através de um leito com partículas de pequenos diâmetros (DEKHTYAR *et al.* (2002)). Estes estudos foram utilizados em aplicações em leitos de reatores (YEE e KAMIUTO, 2002) ou em leitos absorptivos. Em razão do pequeno diâmetro das partículas os sistemas de armazenamento de energia térmico em leito fixo e fenômenos importantes que são inerentes a estes sistemas não podem ser corretamente analisados. Com isso, aumentou-se o tamanho das cápsulas e um grande número de estudos têm sido desenvolvidos. Uma análise térmica da dispersão (NAKAYAMA *et al.* 2006) e dissipação viscosa (LIN e HORVATH, 1981) foi investigada. A revisão detalhada da dispersão térmica em vários leitos em cápsulas foi feita por (DELGADO, 2006).

2.3.3.1.1 Estudo Analítico

Investigações usando técnicas analíticas podem ser usadas para resolver escoamentos e distribuições de temperatura. A partir do desenvolvimento destas técnicas, avaliar e decidir a complexidade dos campos de escoamento e conseqüentemente analisar um número de hipóteses na solução do problema se torna necessário para obter resultados satisfatórios. Alguns trabalhos e o estado da arte serão citados aqui neste trabalho.

Yuksel *et al.* (2006) utilizaram uma aproximação puramente analítica para determinar os efeitos da vazão e o tempo de solidificação. Foi considerada uma temperatura homogênea do PCM, assim, como as propriedades termofísicas constantes e foi negligenciada a penetração de calor vindo do ambiente. Com isso, os resultados forneceram algumas conclusões para os estudos experimentais a respeito da visualização macroscópica do sistema.

Nakayama *et al.* (2001) apresentaram um modelo de energia bidimensional condutivo e convectivo em um meio poroso. O fluido de transferência de calor e o PCM pertencem a uma equação de energia de segunda ordem que são combinados a uma equação diferencial de quarta

ordem e várias aplicações e geometrias são consideradas neste caso. Este procedimento emprega o conceito de meio poroso, a efetividade e a sua importância quando avaliados os fenômenos de escoamento na forma analítica.

Laguerre *et al.* (2008) apresentou uma elegante técnica analítica para simular o escoamento em um leito cheio de cápsulas esféricas. Este método inclui o conceito de meios porosos e emprega alguns conceitos de condução, convecção e radiação, assim, como um modelo unidimensional condutivo dentro de uma partícula. Eles obtiveram bons resultados quando comparados aos dados numéricos e experimentais. Para esta configuração também foi empregada a convecção natural.

MacPhee e Dincer (2009) propuseram vários conceitos em meios porosos para construção de modelos em leito fixo. Para este caso foi levado em consideração à penetração do calor ambiente. Os resultados da eficiência energética e exergética, assim, como a energia destruída são avaliados quando a vazão e a temperatura de entrada são variadas durante o processo de carregamento.

Como foi observado na revisão a partir do momento que os modelos foram ficando complexos e as investigações analíticas apresentam dificuldades de serem feitas, houve a necessidade de aperfeiçoar os modelos e com isso modelos numéricos e algoritmos foram sendo desenvolvidos com o objetivo de investigar mais fenômenos que na grande parte dos casos são de natureza não linear.

2.3.3.1.2 Estudo numérico

Investigações numéricas com respeito ao escoamento em leito fixo têm sido desenvolvidas durante anos (BEDECARRATS *et al.*, 1996; KOUSKSOU *et al.*, 2005; MOUSAVI *et al.*, 2006; SINGH *et al.*, 2006; YUKSEL, AVCI e KILIC, 2006;) para determinar os efeitos da vazão, fração de vazio e a geometria da cápsula no desempenho global dos sistemas de armazenamento térmico por calor latente.

Wu *et al.* (2010) relataram o mesmo problema confirmando que a taxa de resfriamento é alterada significativamente pelo aumento do diâmetro da cápsula quando comparados com outros parâmetros tais como a vazão e a temperatura de entrada.

Zukowski (2007) analisou a transferência de calor em um duto ventilado cheio de cápsulas com parafina em uma configuração retangular. Eles consideraram um modelo transiente em três dimensões que foi usado para prever o efeito da geometria e a configuração do armazenador de energia.

Benmansour *et al.* (2006) desenvolveram um modelo bidimensional transiente de um tanque de armazenamento de energia cheio de cápsulas esféricas com PCM e tamanho uniforme. O ar circulava ao redor das cápsulas e agia como um fluido de transferência de calor. Os resultados do modelo encontrado concordaram favoravelmente com os resultados esperados no experimento.

Kousksou *et al.* (2005) propôs uma aproximação de um modelo bidimensional para resolver o campo de temperatura em um contêiner cilíndrico cheio de esferas com gelo no seu interior usado como armazenador de energia.

Fang e Chen (2007) apresentaram um modelo teórico de um sistema de armazenamento por calor latente usando material de mudança de fase. Os autores simularam numericamente o efeito de múltiplos PCM dentro da unidade, a temperatura de fusão, energia térmica armazenada e a temperatura do fluido na saída.

Banaszek *et al.* (2000) apresentaram um modelo bidimensional de um armazenador de energia por calor latente em forma espiral. O modelo numérico foi baseado em um balanço de energia local e, com este estudo foram analisados os impactos da vazão de ar, da temperatura de entrada e da geometria do trocador de calor.

Ho, Chiu e Lin (2005) examinaram as características da troca de calor de um material de mudança de fase sólido-líquido em suspensão dentro de uma cavidade retangular com circulação natural. Uma formulação entálpica bidimensional foi investigada numericamente para descrever o processo de mudança de fase sólido-líquido em partículas.

Ismail e Stuginsky (1999) apresentaram uma série de resultados comparativos de uma investigação numérica de um sistema de armazenamento de calor sensível. O modelo foi comparado em relação à influência do tamanho da partícula, fração de vazio, material da partícula, vazão e a temperatura do fluido de entrada e finalmente as perdas térmicas da parede.

A ordem como foi disposto neste trabalho não é muito usual e a maneira com que geralmente é apresentado para fins de pesquisa, parti-se sempre da análise da cápsula individual para em seguida estudar o leito recheado com cápsulas esféricas.

2.4 Cápsulas Simples

O projeto e desenvolvimento de um sistema de armazenamento de energia parte primeiramente do estudo individual da cápsula. Dentro da cápsula acontece a solidificação e/ou fusão do material de mudança de fase que têm grandes influências no desenvolvimento das tecnologias atuais (TAN *et al.* 2009). Vários estudos numéricos e experimentais são investigados e citados na literatura. A seguir serão mostrados alguns destes estudos.

2.4.1 Estudo experimental

Ettouney *et al.* (2006) investigaram uma esfera de cobre exposta ao ar como fluido de transferência de calor. Quatro cápsulas de tamanho e espessuras diferentes foram investigadas. Os estudos experimentais foram feitos aquecendo a parafina como material de mudança de fase no interior das cápsulas esféricas metálicas. Com isso alguns parâmetros foram investigados tais como: número de Nusselt, número de Fourier e os efeitos que causam o aumento da transferência de calor ao adicionar vários nódulos esféricos de metal dentro da esfera.

Koizumi (2004) observou experimentalmente e estabeleceu o desempenho da transferência de calor na forma temporal e espacial de uma esfera com paredes isotérmicas. Os resultados experimentais foram atingidos usando o ar com número de Grashof e número de Reynolds acima de 1800.

Chan e Tan (2006) apresentaram estudo similar e um fluido de transferência de calor transversal foi usado para obter as condições de temperatura de superfície constante. Inicialmente um super aquecimento e a temperatura da parede foram variados ao invés de determinara os efeitos da frente de fusão e solidificação que se propagam em direção do centro, durante o período de carregamento e descarregamento.

Zalba *et al.* (2003) realizaram um levantamento completo de aplicações para sistemas de armazenamento térmico dando destaque para os materiais de mudança de fase, classificando detalhadamente os materiais utilizados em sistemas de armazenamento térmico, dentre eles orgânicos e inorgânicos, apresentando algumas propriedades termofísicas.

Cho e Choi (2000) estudaram as características térmicas da parafina em cápsulas esféricas durante o processo de solidificação e fusão. Segundo os autores o efeito da temperatura de entrada, velocidade do escoamento e a temperatura inicial foram estudadas para determinar o tempo de fusão e solidificação no interior da cápsula.

Eames e Adref (2002) apresentaram resultados de um estudo experimental e as características do processo de fusão e solidificação em elementos esféricos contendo água, que era usado em sistemas de armazenamento térmicos para condicionamento de ar. Os resultados por eles descritos incluem equações semi-empíricas que permitiram diagnosticar a massa de gelo dentro da esfera e, com isso, determinar tempo de fusão e solidificação.

2.4.2 Estudo Numérico

Ismail e Moraes (2009) apresentaram um modelo numérico e experimental utilizando cápsulas esféricas com PCM para sistemas modulares residenciais. Neste trabalho vários efeitos foram investigados tais como: a massa solidificada, quantidade de PCM nas cápsulas, a temperatura de mudança de fase, temperatura do fluido de transferência de calor, tamanho da cápsula e um estudo sobre os recipientes recicláveis como meio viável e potencial para serem usados como encapsulados em armazenadores de energia fria.

Veerappan *et al.* (2009) estudou as características dos materiais de mudança de fase dentro de cápsulas esféricas em um armazenador de energia solar. Os autores desenvolveram um modelo para encontrar a posição transiente do movimento da interface e interpretar o transporte de energia dentro do PCM. Este modelo, também, incluía a geração de energia que tem influência dominante na transferência de calor no processo de mudança de fase e os efeitos da convecção natural no estudo do PCM para as aplicações dos sistemas de armazenadores térmicos.

Conforme Wu *et al.* (2010) relataram que a taxa de resfriamento é alterada significativamente pelo aumento do diâmetro da cápsula quando comparados com outros parâmetros tais como a vazão e a temperatura de entrada.

Ismail, Henríquez e Da Silva (2003) propuseram um método em diferenças finitas para simular a solidificação da água no interior de uma cápsula. Um esquema da grade móvel foi usado onde a célula computacional pode ser mudada na forma transiente. Os efeitos do tamanho da cápsula, assim, como, o PCM no interior e a temperatura exterior são estudados e a fração líquida e os tempos de solidificação são relatados.

Assis *et al.* (2007) avaliaram pelo método numérico e experimental o processo de fusão e solidificação de um material de mudança de fase (PCM) em geometrias esféricas. Estes autores resolveram, simultaneamente, a equação da conservação da energia na forma transiente para a fase sólido-líquida do PCM. Enquanto, isso, o PCM era expandido e a ocorrência do movimento da interface na fase sólida e líquida era analisada. As hipóteses, a priori, são usadas para caracterizar o processo de fusão e alguns parâmetros eram investigados como: a forma e o comportamento da fase sólida e líquida na parte superior e inferior da cápsula.

Liao, Su e Chwang (2006) resolveram um modelo não linear combinando convecção e radiação em corpos esféricos resfriados. Uma solução em forma de série foi elaborada, e obtiveram boa concordância com a solução exata e a solução numérica. As séries indicaram que o modelo não linear, combinando convecção e radiação em corpos esféricos quando resfriado faz a temperatura na superfície decair quando tendem a altos valores de Biot.

Bilir e Ilken (2005) investigaram o problema da frente de solidificação do material de mudança de fase em encapsulamento esféricos e cilíndricos com condições de contorno de terceira espécie. Neste caso as condições de contorno aplicadas foram resolvidas numericamente usando o método da entalpia com a aproximação em volumes de controle.

Wei *et al.* (2005) apresentaram um estudo numérico e experimental do PCM em várias geometrias (esférica, cilíndrica, placa e tubo). Foram investigados os efeitos do diâmetro da esfera, espessura da casca, e a fração de vazio no desempenho dos sistemas de armazenamento de calor.

Barba e Spiga (2003) analisaram o processo de descarregamento do material de mudança de fase (PCM) e analiticamente estudaram os seus efeitos para condições de contorno com temperatura da superfície constante em três configurações geométricas: cilindro, placa e em uma

esfera de PVC. Eles também estudaram o efeito da influência da geometria e o número de Jacob no fim da solidificação.

Kodadadi e Zhang (2001) apresentaram um estudo dos efeitos da flutuação induzida em fusão forçada do material de mudança de fase dentro de recipientes esféricos. O código computacional foi baseado na técnica de volumes finitos usando variáveis dependentes, através da equação da continuidade dependente do tempo, equação do momento e da energia em sistemas de coordenadas esféricas.

Ismail e Henríquez (2000) desenvolveram um método numérico para analisar a solidificação do PCM em uma casca esférica. A solução é baseada por uma aproximação em diferenças finitas no contêiner esférico com a temperatura na parede constante ou condição de contorno convectiva. Alguns parâmetros foram investigados tais como: diâmetro da esfera, espessura da parede, material da cápsula, temperatura externa e a temperatura inicial do PCM.

Caldwell e Chan (2000) apresentaram um esquema numérico baseado no método da entalpia para resolver o problema de solidificação em geometrias esféricas. Neste estudo os autores mostraram as vantagens e o comparam com o Método Integral de Balanço de Calor considerando-o mais flexível. Porém, o método integral de balanço de energia é mais complicado em sua aplicação nos domínios com duas fases, resultando em sistemas de equações mais robustas.

Formim e Saitoh (1999) utilizando o método da grade fixa apresentaram um modelo para cápsulas esféricas. Descreveram os parâmetros adimensionais e as características principais do processo de fusão nas equações governantes e com isso o método das perturbações foi implementado. Os autores observaram que a parede não isotérmica apresenta considerável diferença quando comparado com os resultados obtidos com a temperatura na parede constante.

Zhang *et al.* (2001) apresentaram um modelo geral para analisar as características térmicas do processo de carregamento e descarregamento de vários sistemas de armazenamento de energia utilizando cápsulas esféricas com PCM.

Este trabalho tem como novidade a implementação computacional de um armazenador de calor latente considerando o efeito da porosidade no balanço de energia junto com o PCM encapsulado no leito fixo.

3. MATERIAL E MÉTODOS

O processo de carregamento no interior de um armazenador com cápsulas esféricas foi realizado em uma bancada experimental, desenvolvida e montada no Laboratório de Tubos de Calor da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas. Para este processo a bancada experimental é constituída de:

- Um armazenador cilíndrico onde foram acondicionadas as cápsulas com PCM.
- Uma unidade de refrigeração por compressão a vapor de fluido frigorífico R22 para resfriar o refrigerante secundário.
- Uma bomba para circular o fluido de transferência de calor resfriado “refrigerante secundário”.
- Reservatório para o fluido de refrigerante secundário.
- Um Fan coil para descarregamento do armazenador de energia.

O desenho esquemático da bancada experimental utilizada no processo de carregamento (—) e descarregamento (---) está apresentado na (FIG. 3.1).

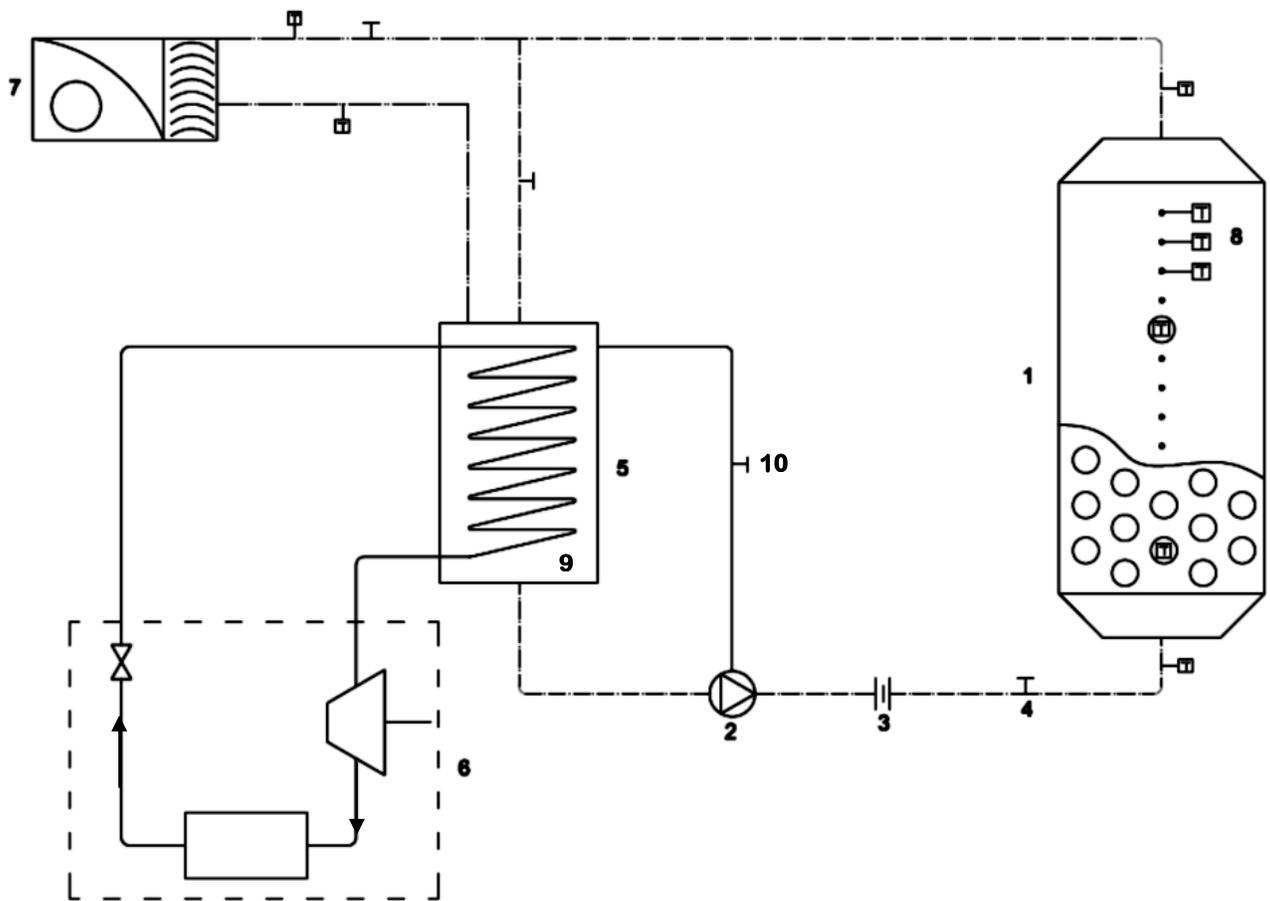


FIGURA 3.1 - Desenho esquemático da bancada experimental. 1) Tanque cilíndrico com cápsulas; 2) bomba; 3) placa de orifício; 4) válvula agulha; 5) Reservatório com uma solução de 47% de etilenoglicol; 6) Sistema de refrigeração a compressão a vapor; 7) Fan coil; 8) Termopares; 9) Evaporador.

3.1. MATERIAL

3.1.1. Aparato experimental

3.1.1.1. Armazenador cilíndrico

Para o processo de solidificação das cápsulas no interior do armazenador foi utilizado um cilíndrico de aço nas seguintes dimensões, 1500 x 300 x 10mm, respectivamente, como mostra a (FIG. 3.2a). Na parte inferior e superior do armazenador foram acoplados cones para permitir o

afunilamento do escoamento do fluido e maior controle do mesmo. O armazenador foi isolado com placas de poliuretano estendido de 50mm para manter o frio no interior do armazenador.

Uma válvula agulha foi instalada próxima a entrada do armazenador cilíndrico para permitir o controle da entrada do fluido (FIG. 3.2c). Termopares tipo T foram conectados às paredes do armazenador para monitoramento dos perfis de temperatura ao longo do tanque. Dois termopares são instalados para monitorar a entrada e saída do fluido no armazenador. Três cápsulas são instrumentalizadas e dispostas em três camadas (início, intermediário e final) com termopares tipo T no seu interior com o objetivo de controlar o tempo do processo de carregamento das cápsulas.



FIGURA 3.2 - Processo de solidificação e fusão do gelo: a) armazenador cilíndrico; b) termopares conectados no DATA LOGGER; c) válvula agulha para controle da entrada do fluido.

3.1.1.2. Reservatório para fluido secundário

O reservatório de fluido refrigerante secundário (FIG. 3.3) consiste em um tanque cilíndrico de aço inox de 800 mm de altura e 700 mm de diâmetro, isolado com isopor. O reservatório foi utilizado para receber a solução de etileno glicol (fluido secundário) proveniente da seção de teste, sendo a solução novamente bombeada no sentido do evaporador (ver FIG. 3.1) a fim de ser novamente resfriada.

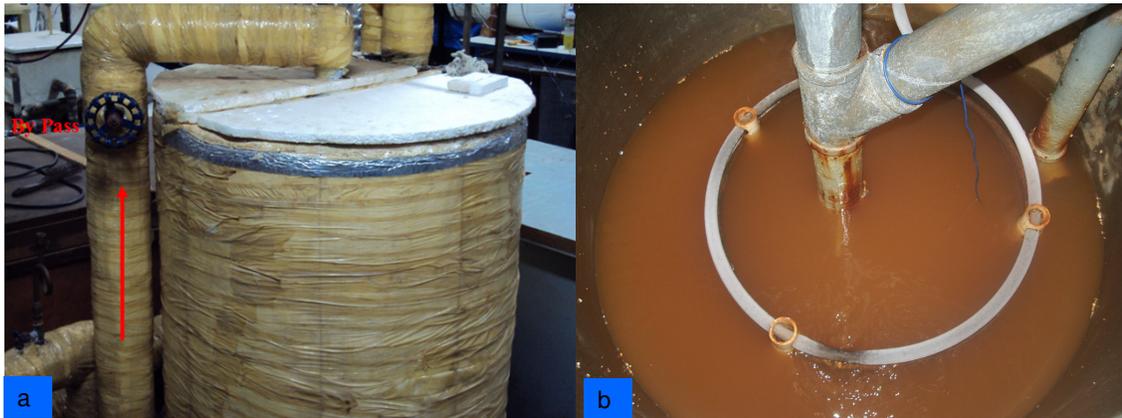


FIGURA 3.3 - Visão externa (a) e interna (b) do reservatório de fluido refrigerante secundário.

O fluido refrigerante secundário utilizado durante o processo de carregamento foi bombeado do reservatório para dentro do armazenador cilíndrico (seção de teste) por meio de uma bomba de resfriamento modelo KSB (FIG. 3.4).



FIGURA 3.4 - Bomba modelo KSB utilizada para impulsionar o fluido de refrigerante secundário em direção ao armazenador.

3.1.2. Cápsulas esféricas

Foram utilizadas cápsulas esféricas de PVC de 2mm de espessura e tamanhos variados (0,131; 0,106 e 0,076 m). As cápsulas utilizadas nos experimentos estão apresentadas na (FIG. 3.5) e os tamanhos foram definidos após alguns ensaios preliminares.

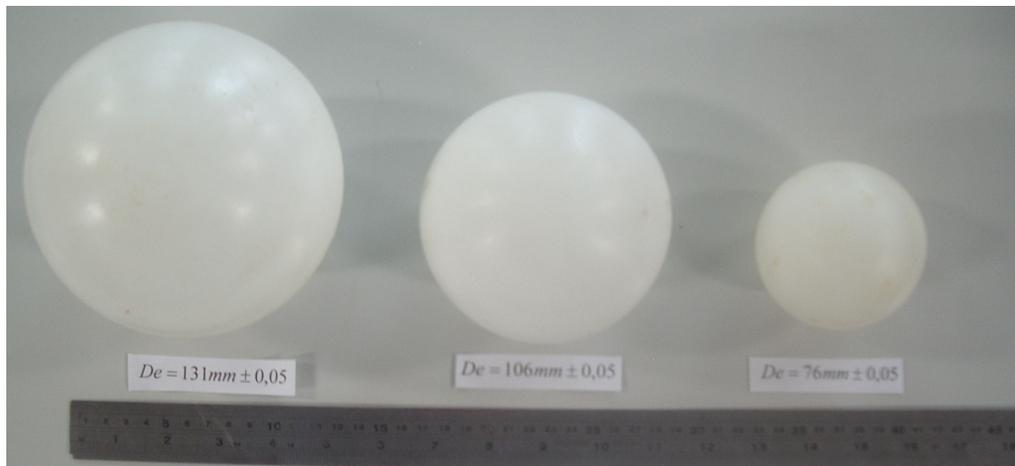


FIGURA 3.5 - Cápsulas esféricas de PVC em diferentes tamanhos.

Após saber quais seriam os testes a serem feitos, cápsulas esféricas de tamanho definido eram depositadas no interior do armazenador e acomodadas em várias camadas, ou seja, nos

experimentos colocava-se cápsula de mesmo tamanho cheios com PCM e em seguida iniciava-se os testes experimentais.

3.1.3. Refrigerantes

Para os ensaios experimentais foram utilizados dois refrigerantes: R22 (fluido primário) e uma solução de 47% etileno glicol diluído em água como fluido secundário. A Tabela 4 abaixo apresenta as propriedades dos fluidos refrigerantes utilizados.

TABELA 4
Propriedades Termofísicas dos Refrigerantes.

	R-22	Etileno glicol
Temperatura de ebulição ($^{\circ}C$)	-40,9	198,1
Temperatura de solidificação ($^{\circ}C$)	-157	-10,8
Massa específica (kg/m^3)	1200	1080
Condutividade térmica ($W/m.K$)	0,09	0,43
Viscosidade cinemática ($m.Pa.s$)	0,206	-
Calor específico ($kJ/kg.K$)	-	3,45

3.2. MÉTODOS

3.2.1. Procedimentos experimentais

3.2.1.1. Carregamento

1. Selecione a temperatura de resfriamento do fluido secundário no termostato;
2. Deixe a válvula agulha fechada na entrada do armazenador;
3. Abra a válvula do by pass (10) e feche a válvula agulha (4) (ver FIG. 3.1) para resfriar mais rapidamente o fluido secundário;
4. Aguarde alguns minutos para que o fluido secundário chegue à temperatura desejada;

5. Abra a válvula da entrada (agulha) de fluido no armazenador para que o fluido resfriado entre;
6. Mantenha este procedimento até que o armazenador esteja completamente carregado e a última camada esteja abaixo da temperatura de congelamento;
7. Desligue a bomba e em seguida o sistema de refrigeração.

Foram realizados 72 experimentos com três tamanhos para diâmetros de cápsulas (0,076, 0,106 e 0,131m) nas condições de temperatura -3, -6, -9 e -12°C e vazão de 1,54; 1,89; 2,09; 2,44; 2,67 kg/s estabelecidas após os ensaios preliminares. Os experimentos foram realizados para analisar a influência no carregamento no armazenador, variando a temperatura do fluido refrigerante secundário (etileno glicol+água) e vazão do fluido secundário conforme a TAB. 5.

TABELA 5

Faixa de valores utilizados para realização dos experimentos com cápsulas de 0,076, 0,106 e 0,131 m de diâmetro.

Variável	Faixa de operação
*Temperatura do fluido secundário	-3, -6, -9 e -12°C
Vazão do fluido secundário	1,54 a 2,67 kg/s

*Temperatura do fluido secundário na entrada do armazenador

O carregamento é um processo que consiste em formar no interior das cápsulas dipostas em camadas no interior do armazenador gelo. Um evaporador conectado à unidade de refrigeração foi colocado dentro do reservatório iniciando o resfriamento do fluido secundário. O fluido secundário circulante passa por um by-pass (ver FIG. 3.6a) que foi instalado para ser desviado antes de ser liberado para o armazenador e, em seguida, era ajustado à temperatura do termostato. Tal procedimento era necessário para baixar a temperatura do fluido mais rapidamente e, posteriormente, ser bombeado para o interior do armazenador onde estão as cápsulas. Os testes foram iniciados somente quando a temperatura de trabalho estava constante e a vazão de trabalho definida após regulagem da válvula agulha (FIG. 3.6b).



FIGURA 3.6 - Armazenador: (a) Manobra para carregamento; (b) Válvula agulha para controle da vazão.

O experimento era finalizado quando a temperatura no interior da cápsula esférica da última camada estivesse abaixo da temperatura de solidificação, caracterizando, assim, a carregamento completo em todas as camadas dispostas no interior do leito.

3.2.1.2. Parâmetros estudados

Durante o processo de solidificação (carregamento) foram avaliados os seguintes parâmetros: temperatura do fluido de trabalho ($^{\circ}\text{C}$), tempo de carregamento (min), vazão de trabalho (kg/s) e tamanho das cápsulas (m).

- Temperatura

As medidas das temperaturas do tanque armazenador foram realizadas utilizando-se termopares tipo T previamente calibrados cujas incertezas foram calculadas e estão em uma faixa de $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$, em seguida conectados ao sistema de aquisição de dados da NOVUS, como é mostra a (FIG. 3.7). O sistema apresenta uma interface que mostra os canais e os respectivos valores das temperaturas na escala desejada em Celsius, evitando, assim, a necessidade de conversão de unidade. Um termômetro de mercúrio com precisão de $\pm 1^{\circ}\text{C}$ foi utilizado para a calibração dos termopares.



FIGURA 3.7 - Detalhe do sistema do FIELD LOGGER para aquisição de dados.

- Vazão do fluido secundário

A medida da vazão foi realizada utilizando uma placa de orifício e sua incerteza foi de $\pm 0,02\%$. As quedas de pressão foram medidas através de um transdutor de pressão capacitivo em uma faixa de 0 a 5 mH₂O. A placa de orifício foi construída no laboratório e calibrada por meio de uma balança e cronômetro.

- Massa solidificada

A massa solidificada foi medida por uma estimativa do volume de PCM no interior das cápsulas esféricas, para cada cápsula foi medida as incertezas da massa que foram $0,131m \pm 1,25 \times 10^{-3}$, $0,106m \pm 2,8 \times 10^{-3}$, $0,076m \pm 9,5 \times 10^{-3}$. Por este processo, pode-se estimar a proporção de energia que foi armazenada no interior do tanque armazenador. Na TAB. 6 estão os dados de volume e da quantidade de cápsulas.

TABELA 6

Especificações da cápsula e do volume de PCM.

Diâmetro (m)	Volume de PCM (ml)	Quantidade de cápsulas
0,076	145	200
0,106	420	84
0,131	960	47

4. MODELO MATEMÁTICO

O problema consiste em um armazenador composto por um tanque cilíndrico contendo cápsulas esféricas cheias de PCM. O conceito para este estudo é simples. Um fluido circulante abaixo do ponto de congelamento escoar em torno de todas as cápsulas no interior do leito fixo retirando calor. Ao percorrer o leito constituído por cápsulas esféricas, o fluido troca energia com o material de mudança de fase existente no interior das cápsulas esféricas promovendo um abaixamento da temperatura. A partir deste momento o material de mudança de fase passa por uma fase de resfriamento. Após algum tempo haverá a presença da primeira camada solidificada caracterizando duas fases bem definidas no interior das cápsulas, cuja interface tem uma temperatura definida T_m e constante em todo o processo. Na terceira etapa o material de mudança de fase está numa temperatura abaixo da temperatura de congelamento em todas as camadas ao longo do leito, ou bem dizer, a temperatura é aproximadamente a mesma do fluido de entrada do armazenador.

O modelo matemático do processo foi desenvolvido considerando o tanque formado por um conjunto de camadas de cápsulas na direção vertical, cada camada contendo um número fixo de cápsulas. Para facilitar a análise definimos que a altura de cada camada é igual ao diâmetro de uma cápsula esférica ($x \gg 2R$) (FIG. 4.1). Com isso, pode-se fazer algumas considerações para a análise:

- O escoamento no tanque é axial e incompressível;
- As propriedades termofísicas do fluido de calor são invariantes com a temperatura;
- O tanque é isolado termicamente;
- A variação de temperatura ocorre apenas ao longo da direção axial do tanque;
- Consideramos a temperatura do fluido de trabalho como constante e uniforme em cada camada;
- No balanço de energia na camada é considerado o efeito da porosidade do leito e o PCM;
- Não existe geração de energia interna.

O modelo adotado para a solução do problema consiste em fazer duas análises, uma análise dos processos de transferência de calor em cada camada individualmente através da

variação da quantidade de energia do fluido de trabalho e, outra análise dos fenômenos de transferência de calor no material de mudança de fase contida no interior das cápsulas esféricas. As duas análises ficam acopladas por meio de um balanço de energia entre o fluido de trabalho e o material de mudança de fase, ambas serão abordadas detalhadamente.

4.1. Modelo de transferência de calor no fluido de trabalho para as camadas do leito

Fazendo uma análise similar ao que foi apresentada por Gonçalves (1996) no balanço de energia para uma camada de posição genérica do tanque, como mostrado na (FIG 4.1), pode-se escrever a equação da seguinte forma:

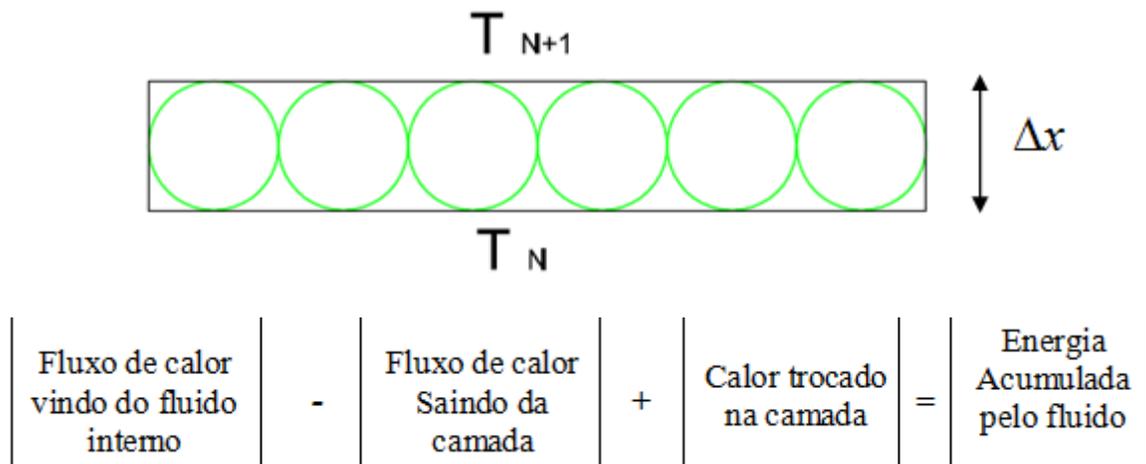


FIGURA 4.1 - Balanço de energia em uma camada genérica.

$$\dot{m}cT - \dot{m}c\left(T + \frac{\partial T}{\partial x}\Delta x\right) + nQ = \rho c \nabla_f \frac{\partial T}{\partial t} \quad 4.1$$

Onde \dot{m} = vazão mássica do fluido interno e T_N e T_{N+1} como mostrados na FIG. 4.1 são as temperaturas de entrada e saída na fronteira da camada e T representa a média entre as temperaturas T_N e T_{N+1} em cada camada, n representa o número de esferas existentes em cada camada e Q é o calor trocado. Desta maneira foi composto um sistema com N equações, uma para cada camada do leito, onde a condição é: $T=T_{in}$ em um instante inicial $t=0$.

Assim foi possível calcular a temperatura em cada uma das N camadas do fluido associadas à solução do problema de solidificação dentro das cápsulas esféricas.

Para melhor entendimento do modelo proposto do leito, o número de esferas em uma camada foi calculado da seguinte forma:

$$\nabla_{esfera} = \frac{\pi D_{esfera}^3}{6} \quad \text{Volume da esfera} \quad 4.2$$

$$\nabla_{leito} = \frac{\pi D_{leito}^2}{4} \frac{L}{N_c} \varepsilon \quad \text{Volume do leito} \quad 4.3$$

$$n_{esfera} = \frac{\nabla_{leito}}{\nabla_{esf}} \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon} \quad 4.4$$

Onde

$$\left\{ \varepsilon = \frac{V_{\text{volume de vazios}}}{V_{\text{volume total do leito}}} \right. \quad \text{porosidade do leito}$$

Volume de vazios= Volume total do leito - Volume total de partículas

L = Altura do leito (m)

N_c = Número de camadas

Com isso podemos fazer com que duas soluções sejam implementadas simultaneamente por meio de um balanço de energia entre o fluido de trabalho e as cápsulas (eq. 4.1). Desse modo a partir de uma informação inicial, que neste caso é a temperatura da camada, pode-se estimar o calor trocado com as cápsulas esféricas e, a partir do balanço, em cada camada, determinar a temperatura do leito após a troca de energia. Estendendo-se esta mesma análise para N_c camadas em que o leito foi subdividido, teremos um modelo de N equações diferenciais como mostra a (FIG. 4.2). A evolução deste sistema permite conhecer a distribuição de temperatura do fluido de trabalho na direção axial do armazenador.

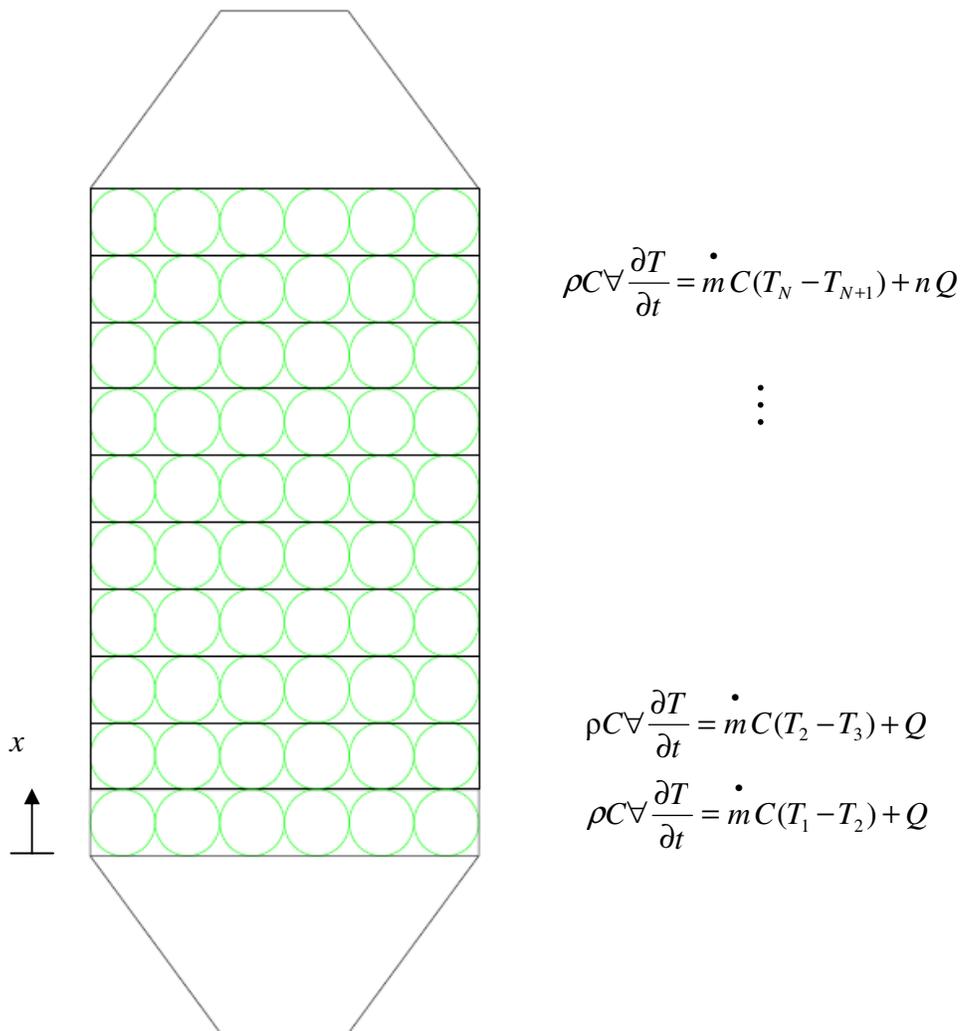


FIGURA 4.2 – Equações diferenciais para diversas camadas no tanque.

4.1.1 As condições iniciais e de contorno do armazenador

$$T_f = T_{\text{entrada}} \quad r = r_{\text{externo}} \quad x = 0 \quad t > 0 \quad 4.4a$$

$$T_f = T(t) \quad r = r_{\text{externo}} \quad 0 < x < L \quad t > 0 \quad 4.4b$$

$$T_f = T_{\text{entrada}} \quad r = r_{\text{externo}} \quad x = L \quad t > 0 \quad 4.4c$$

Considera-se também que o armazenador está inicialmente à temperatura ambiente:

$$T_f = T_a \quad r = r_{\text{externo}} \quad 0 \leq x \leq L \quad t = 0 \quad 4.4d$$

$$T_{\text{superfície}} = T_a \quad r = r_{\text{ext}} \quad 0 \leq x \leq L \quad t = 0 \quad 4.4e$$

4.1.2 Acoplamento entre as análises na camada e na cápsula esférica

Como mencionado anteriormente este sistema de equação é resolvido associando à resolução do problema de solidificação ou fusão dentro das cápsulas esféricas. O acoplamento entre as equações é feito pelo cálculo da quantidade de calor trocado entre o fluido de trabalho e o material de mudança de fase. Para determinar a troca de calor entre o fluido de trabalho e o material de mudança de fase nas cápsulas esféricas, foi feito um balanço de energia na superfície da cápsula como indicado a seguir.

Iremos, também, considerar a transferência de calor através de uma camada esférica que está exposta à condução e convecção para um fluido de trabalho com temperatura T_∞ com coeficiente de transferência h como mostrado na (FIG. 4.3). A rede de resistência térmica consiste, neste caso, em uma resistência de condução e outra de convecção e a taxa de transferência de calor pode ser escrita conforme a equação 4.5.

$$\dot{Q} = \frac{T_\infty - T_{\text{int}}}{R_{\text{total}}} \quad 4.5$$

onde

$$\begin{aligned} R_{\text{total}} &= R_{\text{esfera}} + R_{\text{convecção}} \\ &= \frac{1}{4\pi k_{\text{esf}}} \left(\frac{1}{r_{\text{int}}} - \frac{1}{r_{\text{ext}}} \right) + \frac{1}{4\pi h r_{\text{ext}}^2} \end{aligned} \quad 4.6$$

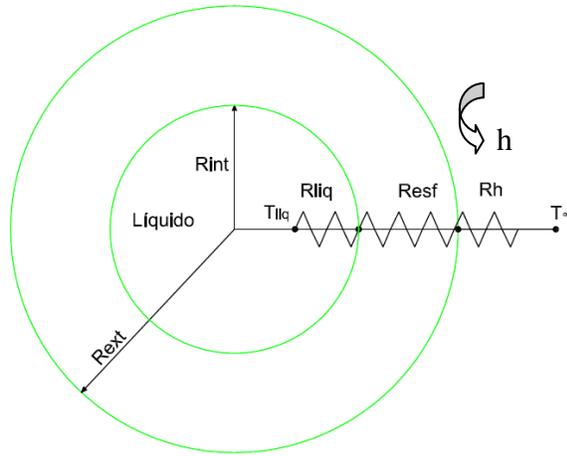


FIGURA 4.3 – Rede de resistências térmicas para uma camada esférica submetida à convecção externa.

Para tratamento convectivo da troca de calor entre o fluido de transferência e a cápsula, o coeficiente de convecção h foi obtido por meio de uma correlação para o número de Nusselt (Nu) proposto por Beek (1962) no caso de um escoamento sobre esferas arranjadas de maneira randômicas.

$$Nu = \frac{hr_{ext}}{k_{fluido}} = 3,22 Re^{\frac{1}{3}} Pr^{\frac{1}{3}} + 0,177 Re^{0,8} Pr^{0,8} \quad 4.7$$

Onde k_{fluido} é a condutividade térmica do fluido de trabalho em $W/m^{-1}K^{-1}$, o número de

Reynolds vem da relação $Re = \rho \bar{u} r_{ext} / \mu$

Onde \bar{u} é a velocidade média do escoamento no leito de cápsula esférica de porosidade ε , que

pode ser obtida pela relação $\dot{m} = \rho \bar{u} \varepsilon A$

Onde A , representa a área da seção transversal do armazenador, e Pr é o número de Prandtl.

A equação 4.5 mostra que para determinar o calor retirado da cápsula esférica, a temperatura da superfície interna da mesma deve ser conhecida. Este tipo de problema é complexo, pois envolve em uma das suas etapas um processo de solidificação do material de

mudança de fase contido na cápsula, configurando um problema transiente, com condições de contorno convectivo. A seguir serão tratados os fenômenos que são predominantes no interior das cápsulas.

4.1.3 Modelo de transferência de calor nas cápsulas esféricas

O modelo de transferência de calor dentro das cápsulas esféricas deve ser desenvolvido em duas etapas, tratando os três fenômenos que ocorrem durante este processo. Inicialmente ocorre o resfriamento do PCM contido no interior das cápsulas até que o mesmo atinja a temperatura de mudança de fase, depois de certo tempo ocorre o processo de transferência de calor com mudança de fase onde haverá duas fases bem definidas, e para finalizar um novo processo de resfriamento ocorre, mas desta vez no material já solidificado. Inicialmente será formulado o modelo para o resfriamento do PCM nas cápsulas.

4.1.3.1 Resfriamento do PCM

O modelo desenvolvido não tem nenhuma diferença se está na fase completamente líquida ou sólida, já que ambas as situações o modelo físico é o mesmo, apenas os parâmetros α e k são modificados quando forem implementados as suas soluções. O desenvolvimento do modelo será iniciado pela equação da condução de calor em coordenadas esféricas com suas condições de contorno:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \left[\frac{2}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} \right] \quad 0 < r < r_{\text{int}} \quad 4.8$$

Condição de contorno:

$$-kA \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r_{\text{int}}} = \dot{Q} \quad r = r_{\text{int}} \quad 4.9$$

Onde \dot{Q} é obtido pela equação 4.5.

$$\frac{\partial T}{\partial r} = 0 \quad r = 0 \quad 4.10$$

4.1.3.2 Solidificação do PCM

No modelo utilizado no processo de solidificação duas fases bem definidas co-existem (líquido e sólido). O modelo pode ser implementado considerando os domínios (sólido e líquido) de maneira separados e considera-se que a equação que conserva o processo de transferência de calor em cada uma das regiões é a condução de calor em coordenadas esféricas.

Para o domínio líquido

$$\frac{\partial T_{liq}}{\partial t} = \alpha_{liq} \left[\frac{2}{r} \frac{\partial T_{liq}}{\partial r} + \frac{\partial^2 T_{liq}}{\partial r^2} \right] \quad 0 \leq r \leq r_f \quad 4.11$$

Para o domínio sólido

$$\frac{\partial T_{sol}}{\partial t} = \alpha_{sol} \left[\frac{2}{r} \frac{\partial T_{sol}}{\partial r} + \frac{\partial^2 T_{sol}}{\partial r^2} \right] \quad r_f \leq r \leq r_{int} \quad 4.12$$

Condições de contorno

$$\frac{\partial T_{liq}}{\partial r} = 0 \quad r = 0 \quad 4.13a$$

$$-k_{sol} A \frac{\partial T_{sol}}{\partial r} = \dot{Q} \quad r = r_{int} \quad 4.13b$$

$$T_{liq} = T_{sol} = T_m \quad r = r_f \quad 4.13c$$

Para a interface é feito um balanço de energia devido à presença das duas regiões bem definidas. O balanço proposto para absorção ou liberação de calor fazendo com que a interface se mova com velocidade constante é apresentado pela equação abaixo:

$$-q_{liq} + q_{sol} = -\left(-k_{liq} \frac{\partial T_{liq}}{\partial r}\right) + \left(-k_{sol} \frac{\partial T_{sol}}{\partial r}\right) = -\rho_{sol} L_{latente} \frac{dr}{dt} \quad r = r_f \quad 4.14$$

4.2 Perda de pressão em um leito fixo

A perda de carga ao longo do leito fixo depende das propriedades do fluido, da sua velocidade e das características geométricas das partículas que o compõem, a expressão que relaciona a perda de carga ao longo do leito com os fatores de influência segundo: ERGUN (1952) é:

$$\frac{\Delta P}{L} = \frac{G^2}{\rho_f D} \left[\left(\frac{(1-\varepsilon)}{\varepsilon^3} \right) \left(1,75 + 150 \frac{(1-\varepsilon)}{Re_D} \right) \right] \quad 4.15$$

Onde a velocidade mássica superficial G pode ser calculada da seguinte forma:

$$G = \frac{\dot{m}_f}{A_o} \quad 4.16$$

$$A_o = \pi r_o^2 \quad 4.17$$

Onde r_o é o raio da seção transversão do armazenador e ε é a porosidade.

e o número de Reynolds baseado no diâmetro da cápsula será:

$$Re_D = \frac{D \cdot G}{\mu} = \frac{D \cdot \dot{m}_f}{A_o \cdot \mu} \quad 4.18$$

Substituindo a equação 4.18 na equação 4.15, temos:

$$\frac{\Delta P}{L} = \left(\frac{1,75 \cdot (1 - \varepsilon) \dot{m}_f}{\varepsilon^3 \rho_f D} \right) \frac{1}{A_o} + \left(150 \frac{(1 - \varepsilon)^2 \mu \dot{m}_f}{D^2 \cdot \rho_f \cdot \varepsilon^3} \right) \quad 4.19$$

4.3. Análise da perda de calor no armazenador

Tratando do isolamento térmico como sendo imperfeito, isto é, sempre existe um fluxo de calor passando por ele, torna-se importante somar os efeitos internos da troca de calor (difusão e convecção) com as perdas para o exterior.

Para efeito de teste e para comparação de resultados, foram realizados experiências com perdas de calor com tanques totalmente isolados. Para efeito de projetos de tanques o importante é somente levar em conta as perdas laterais, após ter tido todo cuidado com o isolamento no topo.

Para um tanque com isolamento (veja a FIG. 4.4), podemos estimar as perdas de calor por:

$$Q_{perdas} = \frac{T_p - T_a}{\frac{\ln(R_2/R_1)}{2\pi k_i L} + \frac{\ln(R_3/R_2)}{2\pi k_i L} + \frac{1}{2\pi R_3 L h}} \quad (W) \quad 4.20$$

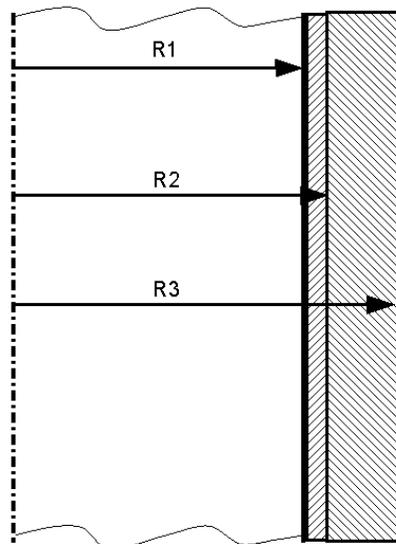


FIGURA 4.4. Parede e isolamento

Considerando que o tanque tem parede muito delgada, isto é, $\ln R_2/R_1 \cong 0$, ou que k_t seja muito grande, a equação 4.20 torna-se:

$$Q_{perdas} = \frac{T_p - T_a}{\frac{\ln(R_3/R_2)}{2\pi k_t L} + \frac{1}{2\pi R_3 L h}} \quad (W) \quad 4.21$$

Para o cálculo de Q_{perdas} é preciso determinar o valor do coeficiente de película (h), dentro dos limites $10 < Gr Pr < 10^9$ na parte externa do tanque. Kreith classifica o escoamento com sendo laminar para o tanque em questão e, portanto, o coeficiente local de película é dado por:

$$h_{cx} = 0,41 \frac{k}{x} (Gr Pr)^{1/4} \quad 4.21$$

Onde

$$Ra = Gr Pr = \frac{g\beta\Delta TL^3}{\nu^3} \times \frac{c_p \mu}{k} = \frac{g\beta(T - T_o)L^3}{\nu\alpha}$$

$$\alpha = \frac{k}{\rho c_p} \quad \rho = \frac{\mu}{\nu}$$

O coeficiente médio de película é dado por:

$$h_{cx} = 0,555 \frac{k}{L} (Gr Pr)^{1/4} \quad 4.23$$

5. MODELO NUMÉRICO

Neste capítulo será mostrado à modelagem numérica, com a discretização das equações governantes e das condições de contorno, dividindo o domínio de interesse em diversas camadas para o caso estritamente do armazenador. A discretização será obtida através da equação da conservação da energia e com isso obtendo um conjunto de equações que varre todo o domínio de interesse. Dessa forma a equação diferencial que governa tanto o fluido quanto o material de mudança de fase é reduzida a um conjunto de equações algébricas.

A solução completa foi feita a partir da aplicação da técnica em marcha. Quando é iniciado o processo de carga do armazenador, considerando que a temperatura na camada é igual ao valor médio entre as temperaturas que estão entrando e saindo da mesma, a temperatura que está entrando na primeira camada é igual ao fluido de trabalho. Isso possibilita o início do procedimento de cálculo, e conhecendo a temperatura na camada o problema de solidificação no interior das cápsulas pode ser resolvido, determinando, assim, a quantidade de calor trocado. O próximo passo será analisar o balanço energético na camada, no qual é calculada uma nova temperatura de saída para o fluido de trabalho e comparada com o valor anterior, caso o critério para o qual foi estabelecido uma nova temperatura na camada não for atingido é re-calculada e o problema de solidificação na cápsula é retomado novamente. Este procedimento é repetido até que seja atingido um valor ótimo e em seguida é passado para a próxima camada. Para concluir, o processo será encerrado quando todas as camadas estiverem na mesma temperatura inicial do fluido de trabalho. As equações que compõem o modelo matemático do problema, tratado no capítulo 4 serão resolvidas numericamente por meio da técnica de diferenças finitas, com *esquema explícito* para as equações que representam a transferência de calor ao longo do leito e *esquema totalmente implícito* para as equações que governam a transferência de calor dentro das cápsulas. A seguir serão apresentadas as discretizações numéricas das equações governantes.

5.1. Modelo de transferência de calor no fluido

Para a equação que rege o fluido, iremos utilizar a equação governante discretizada na forma explícita apresentada por (Ismail e Heriquez, 2002) para ambas condições de contorno

($x=0$ e $x=L$) que são de primeira espécie (i.e, temperatura especifica). Escrevendo a equação 4.1 na forma discretizada, resulta:

$$\rho c \forall_{leito} \left(\frac{T_i^{n+1} - T_i^n}{\Delta t} \right) = \dot{m} c (T_M^n - T_{M+1}^n) + n_{esfera} Q \quad 5.1$$

Onde T_i^{n+1} e T_i^n representam a temperatura do fluido na camada em dois sucessivos instantes de tempo (n e n+1), enquanto (T_M^n e T_{M+1}^n) são as temperaturas de entrada e saída do fluido na camada que podem ser calculados pelo valor médio ($T_i = \frac{T_M + T_{M+1}}{2}$). Dessa forma tem-se:

$$\rho c \forall_{leito} (T_i^{n+1} - T_i^n) = \Delta t \dot{m} c (T_M^n - T_{M+1}^n) + n_{esfera} Q \quad 5.1a$$

Substituindo por T_i na equação acima, tem-se

$$\rho c \forall_{leito} T_M^{n+1} + \rho c \forall_{leito} T_{M+1}^{n+1} - \rho c \forall_{leito} T_M^n - \rho c \forall_{leito} T_{M+1}^n = 2\Delta t \dot{m} c T_M^n - 2\Delta t \dot{m} c T_{M+1}^n + 2n_{esfera} Q \Delta t \quad 5.1b$$

Isolando T_{M+1}^{n+1} e arrumando fica

$$T_{M+1}^{n+1} = \frac{2\Delta t \dot{m}}{\rho \forall_{leito}} (T_M^n - T_{M+1}^n) + \frac{2n_{esfera} Q \Delta t}{\rho c \forall_{leito}} + (T_M^n + T_{M+1}^n) - T_M^{n+1} \quad 5.1c$$

A equação acima é valida para todas as camadas ao longo do leito formando um conjunto de equações que será resolvido em um processo de marcha, desde a primeira camada do armazenador até a última, visto que o caráter explícito das equações discretas para a primeira camada que corresponde à temperatura T_M^{n+1} representa a temperatura de entrada da camada que é a temperatura de entrada do fluido no armazenador.

5.2. Modelo numérico da transferência de calor na cápsula esférica

Nesta seção propõe-se dividir o problema numérico dentro da cápsula em três partes: 1^a- Resfriamento do PCM dentro da cápsula, 2^a- processo de solidificação (apresenta-se duas fases diferentes), 3^a- resfriamento do PCM solidificado.

Para a 1ª e 3ª partes onde o material ou está líquido ou sólido, utilizou-se uma grade fixa. No entanto, para 2ª parte onde há nitidamente presença de líquido e sólido coexistindo no mesmo espaço, utilizou-se uma grade móvel, dividindo o espaço em N intervalos iguais na direção radial. Neste esquema à frente de solidificação sempre está localizada na interface, facilitando o balanço de energia. Outro aspecto salientado e considerado de extrema importância é que no início da solidificação em um tempo muito pequeno, todo o calor trocado é convertido em calor latente. Com isso, pode-se obter a primeira lâmina de material solidificado dentro da cápsula.

5.2.1 Material de mudança de fase completamente líquido ou completamente sólido dentro da cápsula.

Para este caso específico, corresponde a 1ª e 3ª etapa do processo de transferência de calor. O esquema pode ser utilizado para ambos, visto que a única diferença é a propriedade termofísica de cada estado. Como mencionado, o método utilizado foi o de diferenças finitas com esquema implícito, com a malha subdividida em N intervalos iguais na direção radial, como mostra a (FIG. 5.1).

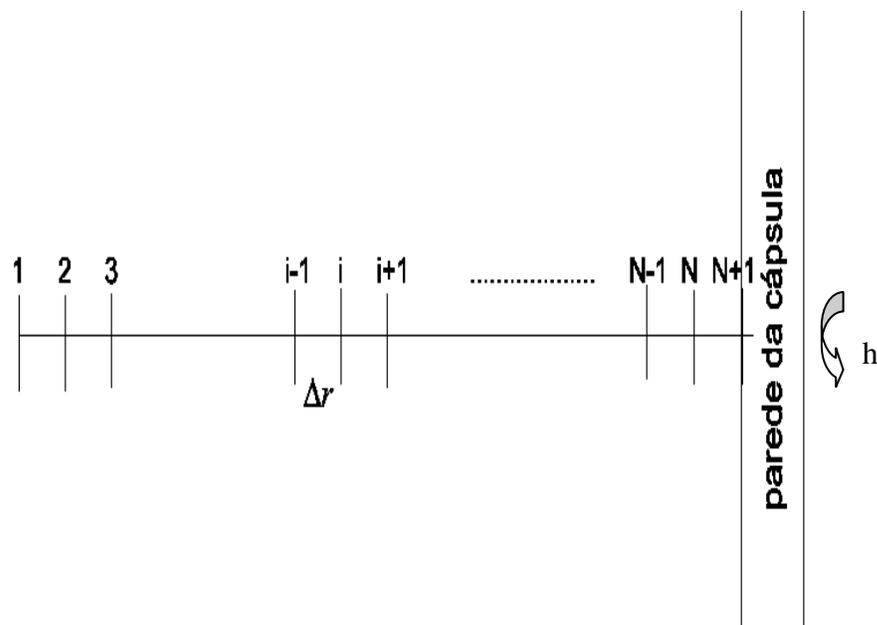


FIGURA 5.1 - Subdivisão do domínio r em N intervalos radiais.

Usando a notação em diferenças finitas na equação 4.8, onde na parte espacial utiliza-se a fórmula da diferença central e na temporal a diferença adiantada, tem-se:

$$\frac{T_i^{n+1} - T_i^n}{\Delta t} = \alpha \left[\frac{2}{r_i} \left(\frac{T_{i+1}^{n+1} - T_i^{n+1}}{\Delta r} \right) + \left(\frac{T_{i+1}^{n+1} - 2T_i^{n+1} + T_{i-1}^{n+1}}{\Delta r^2} \right) \right] \quad 5.2$$

Arrumando

$$T_i^n = T_{i-1}^{n+1} \left(-\frac{\alpha \Delta t}{\Delta r^2} \right) + \left(1 + \frac{2\alpha \Delta t}{r_i \Delta r} + \frac{2\alpha \Delta t}{\Delta r^2} \right) T_i^{n+1} + \left(-\frac{2\alpha \Delta t}{r_i \Delta r} - \frac{2\alpha \Delta t}{\Delta r^2} \right) T_{i+1}^{n+1} \quad 5.3$$

Definindo os coeficientes:

$$\begin{aligned} d_i &= T_i^n \\ a_i &= -\frac{\alpha \Delta t}{\Delta r^2} \\ b_i &= 1 + \frac{2\alpha \Delta t}{r_i \Delta r} + \frac{2\alpha \Delta t}{\Delta r^2} \\ c_i &= -\frac{2\alpha \Delta t}{r_i \Delta r} - \frac{2\alpha \Delta t}{\Delta r^2} \end{aligned} \quad 5.4$$

Escrevendo na equação fica:

$$d_i = a_i T_{i-1}^{n+1} + b_i T_i^{n+1} + c_i T_{i+1}^{n+1}$$

A equação 5.3 só é válida somente para os pontos internos do domínio entre 2 e N-1 com $r_i = (i-1)\Delta r$.

Para o ponto no centro da esfera a equação 5.3 apresenta uma limitação devido à singularidade. A alternativa encontrada foi avaliar a temperatura no centro ($\frac{\partial T}{\partial r} = 0$) utilizando

uma análise concentrada numa esfera de raio $\Delta r/2$. Fazendo um balanço de energia no centro, temos:

$$\rho c \nabla \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{4\pi k(T_2 - T_1)}{\frac{r_{2c} - r_{1c}}{r_{2c} r_{1c}}} \quad 5.5$$

$$\rho c \nabla \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{4\pi k(T_2 - T_1)}{\frac{\Delta r - \frac{\Delta r}{2}}{\Delta r \frac{\Delta r}{2}}} = \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{24\alpha(T_2 - T_1)}{\Delta r^2} \quad 5.5a$$

Escrevendo em diferenças finitas a equação acima, tem-se

$$\frac{T_1^{n+1} - T_1^n}{\Delta t} = \frac{24\alpha(T_2^{n+1} - T_1^{n+1})}{\Delta r^2} \quad 5.5b$$

Arrumando:

$$T_1^n = \left(1 + \frac{24\alpha\Delta t}{\Delta r^2}\right) T_1^{n+1} + \left(-\frac{24\alpha\Delta t}{\Delta r^2}\right) T_2^{n+1} \quad 5.5c$$

Definindo os coeficientes:

$$d_i = T_1^n$$

$$a_i = 0$$

$$b_i = 1 + \frac{24\alpha\Delta t}{\Delta r^2} \quad 5.6$$

$$c_i = -\frac{24\alpha\Delta t}{\Delta r^2}$$

Escrevendo na equação

$$d_i = a_i T_{i-1}^{n+1} + b_i T_i^{n+1} + c_i T_{i+1}^{n+1}$$

Onde $\alpha = \alpha_{sol}$ e $\alpha = \alpha_{liq}$ dependendo da condição do material de mudança de fase. A equação para o ponto N pode ser obtido a partir da equação válida para os pontos internos do domínio (eq. 5.3) e da condição de contorno definida em $r = r_{in}$. Escrevendo inicialmente a equação 5.3 para $i = N$ origina a equação abaixo:

$$T_N^n = T_{N-1}^{n+1} \left(-\frac{\alpha \Delta t}{\Delta r^2} \right) + \left(1 + \frac{2\alpha \Delta t}{r_i \Delta r} + \frac{2\alpha \Delta t}{\Delta r^2} \right) T_N^{n+1} + \left(-\frac{2\alpha \Delta t}{r_i \Delta r} - \frac{2\alpha \Delta t}{\Delta r^2} \right) T_{N+1}^{n+1} \quad 5.7$$

Após efetuarmos a discretização das equações principais, iremos nos paltar nas condições de contorno.

A temperatura no ponto N+1 é obtida aplicando as condições de contorno na fronteira da esfera como mostra na FIG. 5.1 que resulta na equação 5.8 como é descrito a seguir.

$$-kA \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{T_{N+1} - T_\infty}{R_t'} \quad 5.8$$

Onde R_t' é a resistência térmica para a casca esférica determinada da seguinte forma:

$$R_t' = \frac{1}{4\pi r_{int}^2} \left[\left(\frac{r_{int}}{r_{ext}} \frac{r_{ext} - r_{int}}{k_{esf}} \right) + \left(\frac{r_{int}}{r_{ext}} \right)^2 \frac{1}{h} \right] = \frac{1}{A} R_t \quad 5.9$$

Discretizando a equação 5.8 no contorno obtém-se:

$$-k_{flutrans} \frac{T_{N+1} - T_N}{\Delta r} = \left(\frac{T_{N+1} - T_\infty}{R_t'} \right) \quad 5.10$$

$$T_{N+1} = \frac{T_N + \frac{\Delta r}{k_{flutrans} R_t} T_\infty}{1 + \frac{\Delta r}{k_{flutrans} R_t}} \quad 5.10a$$

Introduzindo na equação 5.7 a equação 5.10a fica:

$$T_N^n = T_{N-1}^{n+1} \left(-\frac{\alpha \Delta t}{\Delta r^2} \right) + \left(1 + \frac{2\alpha \Delta t}{r_i \Delta r} + \frac{2\alpha \Delta t}{\Delta r^2} + \frac{-\frac{2\alpha \Delta t}{\Delta r^2}}{1 + \frac{\Delta r}{k_{flutrans} R_t}} + \frac{-\frac{2\alpha \Delta t}{r_i \Delta r}}{1 + \frac{\Delta r}{k_{flutrans} R_t}} \right) T_N^{n+1} \quad 5.11$$

5.2.2 Material de mudança de fase parcialmente sólido e parcialmente líquido dentro da cápsula esférica

Para este caso em específico há uma pequena camada ou "lâmina" de gelo no interior da cápsula, formando duas regiões bem definidas separadas por uma interface com temperatura constante. A interface definida facilita a implementação do problema devido o crescimento da região solidificada e diminuição da região líquida que, neste caso, se faz presente uma malha móvel que encolha e aumente nas regiões correspondentes.

5.2.3 Início da solidificação

Utilizando a hipótese de que num pequeno instante de tempo todo calor é trocado entre o fluido de trabalho e a cápsula e que é equivalente ao calor latente envolvido na solidificação na primeira lâmina, pode-se demonstrar por meio de um balanço de energia a seguinte expressão:

$$Q_f = -\rho L \frac{dV}{dt} = -4\pi \rho L_{latente} r_f^2 \frac{dr_f}{dt} \quad 5.12$$

Onde Q_f é a calor retirado da cápsula e r_f é a posição da interface sólido-líquido quando é formada a primeira lâmina de sólido. O calor retirado, também, pode ser apresentado em termos

de resistências térmicas, admitindo-se, também, como hipótese simplificadora a capacidade térmica do sólido e da cápsula são desprezíveis obtém-se:

$$Q_f = \frac{T_{fs} - T_{\infty}}{R_{solido} + R_{esfera} + R_h} \quad 5.13$$

Onde

$$\begin{cases} R_{solido} = \frac{r_{int} - r_f}{4\pi k_{solido} r_{int} r_f} \\ R_{esfera} = \frac{r_{ext} - r_{int}}{4\pi k_{esfera} r_{int} r_{ext}} \\ R_h = \frac{1}{4\pi r_{ext}^2 h} \end{cases} \quad 5.14$$

Igualando as equações 5.12 e 5.13 obtém-se:

$$-4\pi\rho L_{latente} r_f^2 \frac{dr_f}{dt} = \frac{T_{fs} - T_{\infty}}{\frac{r_{int} - r_f}{4\pi k_{solido} r_{int} r_f} + \frac{r_{ext} - r_{int}}{4\pi k_{esfera} r_{int} r_{ext}} + \frac{1}{4\pi r_{ext}^2 h}} \quad 5.15$$

Arrumando e integrando a equação acima, temos:

$$\left[\frac{r_f^2}{2k_{sol}} - \frac{r_f^3}{3k_{sol}r_{int}} + \frac{r_f^3}{3k_{esf}r_{int}} - \frac{r_f^3}{3k_{esf}r_{ext}} + \frac{r_f^3}{3r_{ext}^2 h} \right] + C = -\frac{(T_{fs} - T_{\infty})}{\rho L_{latente}} t \quad 5.16$$

Utilizando a hipótese que em um pequeno intervalo de tempo parte da energia é convertida em latente, temos $\Delta t \rightarrow 0$ e $r_f \rightarrow r_{int}$, aplicando na equação acima, fica

$$-\left[\frac{r_f^2}{2k_{sol}} - \frac{r_f^3}{3k_{sol}r_{int}} + \frac{r_f^3}{3k_{esf}r_{int}} - \frac{r_f^3}{3k_{esf}r_{ext}} + \frac{r_f^3}{3r_{ext}^2 h} \right] = C \quad 5.16a$$

Substituindo e arrumando temos,

$$\left[\frac{r_f^2}{2k_{sol}} - \frac{r_f^3}{3k_{sol}r_{int}} + \frac{r_f^3}{3k_{esf}r_{int}} - \frac{r_f^3}{3k_{esf}r_{ext}} + \frac{r_f^3}{3r_{ext}^2h} \right] - \left[\frac{r_{int}^2}{6k_{solido}} + \frac{r_{int}^2}{3k_{esfera}} \left(1 - \frac{r_{int}}{r_{ext}} \right) + \frac{r_{int}^3}{3r_{ext}^2h} \right] = -\frac{(T_{fs} - T_{\infty})}{\rho L_{latente}} t \quad 5.17$$

A equação acima nos informa o acoplamento entre a interface ou frente de mudança de fase. Aplicando a equação da interface em função do raio da frente móvel e raio interno (eq. 5.18) na (eq. 5.17) temos:

$$\frac{r_f}{r_{int}} = 1 - S(t) \quad 5.18$$

$$\left[\frac{(1-S(t))^2}{2} - \frac{(1-S(t))^3}{3} + \frac{k_{sol}}{3k_{esf}} (1-S(t))^3 \left(\frac{r_{ext} - r_{int}}{r_{ext}} \right) + \frac{k_{sol}}{3hr_{int}} \frac{r_{int}^2}{r_{ext}^2} (1-S(t))^3 \right] - \left[\frac{1}{6} + \frac{1}{3} \frac{k_{sol}}{k_{esf}} \left(\frac{r_{ext} - r_{int}}{r_{ext}} \right) - \right] - \left[\frac{k_{sol}}{3hr_{int}} \left(\frac{r_{int}^2}{r_{ext}^2} \right) \right] = -\frac{(T_{fs} - T_{\infty})}{\rho L_{latente}} \frac{k_{sol}}{r_{int}^2} t \quad 5.19$$

$$\tau = \frac{\alpha t}{r_{int}^2} \quad Bi = \frac{hr_{int}}{k_{sol}} \quad Ste = \frac{c_p (T_{fs} - T_{\infty})}{L_{latente}} \quad 5.20$$

Adotando os seguintes parâmetros adimensionais: equação 5.20 na equação 5.19 fica:

$$\left[\frac{(1-S(t))^2}{2} - \frac{(1-S(t))^3}{3} + \frac{k_{sol}}{3k_{esf}} (1-S(t))^3 \left(\frac{r_{ext} - r_{int}}{r_{ext}} \right) + \frac{1}{3Bi} \frac{r_{int}^2}{r_{ext}^2} (1-S(t))^3 \right] - \left[\frac{1}{6} + \frac{1}{3} \frac{k_{sol}}{k_{esf}} \left(\frac{r_{ext} - r_{int}}{r_{ext}} \right) - \right] - \left[\frac{1}{3Bi} \left(\frac{r_{int}^2}{r_{ext}^2} \right) \right] = -Ste \times \tau \quad 5.21$$

Se observarmos a equação acima, pode-se concluir que o valor de $S(t) \ll 1$, isso quer dizer que esta expressão converge para $-1/6$ reduzindo a equação 5.21 a:

$$\tau = \frac{1}{Ste} \left(1 - (1 - S(t))^3 \right) \left[\frac{1}{3Bi} \frac{r_{int}^2}{r_{ext}^2} + \frac{1}{3} \frac{k_{sol}}{k_{esf}} \left(\frac{r_{ext} - r_{int}}{r_{ext}} \right) \right] \quad 5.22$$

5.2.3.1 Adimensionalização das equações

Na seção anterior foi calculada a posição da interface por meio de um balanço de energia devido o aparecimento da primeira camada sólida e a presença de um domínio líquido dentro da cápsula. A aplicação da técnica da grade móvel usada para discretizar às equações ajusta o domínio conforme o tempo em que as camadas de gelo irão se formando no seu interior. As equações 4.11 e 4.12 serão adimensionalizadas usando os seguintes parâmetros:

$$\begin{cases} x = 1 - \frac{r}{r_{int}} \\ \theta = \frac{T - T_{\infty}}{T_{fs} - T_{\infty}} \end{cases} \quad 5.23$$

Líquido

$$\frac{\partial \theta_{liq}}{\partial \tau} = \frac{\alpha_{liq}}{\alpha_{sol}} \left[\frac{2}{x} \frac{\partial \theta_{liq}}{\partial x} + \frac{\partial^2 \theta_{liq}}{\partial x^2} \right] \quad 0 \leq x \leq S(t) \quad 5.24$$

Sólido

$$\frac{\partial \theta_{sol}}{\partial \tau} = \left[\frac{2}{1-x} \frac{\partial \theta_{sol}}{\partial x} + \frac{\partial^2 \theta_{sol}}{\partial x^2} \right] \quad S(t) \leq x \leq 1 \quad 5.25$$

Condições de contorno

$$\theta_{liq} = \theta_{sol} = 1 \quad x=S(t) \quad 5.26$$

$$\frac{\partial \theta_{sol}}{\partial x} = \frac{\theta_{int}}{\frac{k_{sol}}{k_{esfera}} \frac{r_{ext} - r_{int}}{r_{ext}} + \frac{1}{Bi} \left(\frac{r_{int}}{r_{ext}} \right)^2} \quad x=1$$

Para o balanço de energia na interface sólido-líquido na equação 4.14, apresentando em sua forma adimensional será:

$$\frac{\partial \theta_{sol}}{\partial x} - \frac{k_{liq}}{k_{sol}} \frac{\partial \theta_{liq}}{\partial x} = \frac{1}{Ste} \frac{dS(t)}{d\tau} \quad 5.27$$

5.2.3.2 Método da grade: móvel

Na aproximação por grade móvel, a condição de calor no movimento da interface é incorporada dentro da equação da energia via uma função matemática chamada *derivada total*. A característica essencial desta função é implementar a discretização numérica dentro do fenômeno de transporte da interface e com isso localizar a posição exata sólido-líquido. A função será dada por:

$$d\theta = \frac{\partial \theta}{\partial x} dx + \frac{\partial \theta}{\partial \tau} d\tau \quad 5.28$$

Aplicando a derivada total no domínio sólido e líquido, teremos duas equações modificadas que se ajustam de modo dinâmico ao tamanho do domínio a ser tratado, tem-se:

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} = \frac{\partial \theta}{\partial x} \frac{dx}{d\tau} + \frac{\partial \theta}{\partial \tau} \quad 5.29$$

Aplicando a equação governante da fase sólida, equação 5.25, na equação acima fica:

$$\frac{\partial \theta_{sol}}{\partial t} = \frac{\partial \theta_{sol}}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \left[\frac{2}{1-x} \frac{\partial \theta_{sol}}{\partial x} + \frac{\partial^2 \theta_{sol}}{\partial x^2} \right] \quad 5.30$$

Arrumando e discretizando na equação acima,

$$\frac{\partial \theta_{sol}}{\partial t} = \left[\frac{\partial \theta_{sol}}{\partial x} \left(\frac{dx}{dt} + \frac{2}{1-x} \right) + \frac{\partial^2 \theta_{sol}}{\partial x^2} \right] \quad 5.31$$

$$\frac{\theta_{sol,i}^{n+1} - \theta_{sol,i}^n}{\Delta t} = \left(\frac{\theta_{sol,i+1}^{n+1} - \theta_{sol,i-1}^{n+1}}{2\Delta x} \right) \left(\frac{dx}{dt} + \frac{2}{1-x} \right) + \frac{\theta_{sol,i+1}^{n+1} - 2\theta_{sol,i}^{n+1} + \theta_{sol,i-1}^{n+1}}{\Delta x^2} \quad 5.31a$$

Onde

$$x = i \frac{S}{N}$$

$$\frac{dx}{dt} = \frac{i}{N} \frac{dS}{dt}$$

Multiplicando ambos os lados por Δt e substituindo $\eta = \Delta t/2\Delta x$ e $\psi = \Delta t/\Delta x^2$, tem-se:

$$\theta_{sol,i}^{n+1} - \theta_{sol,i}^n = \eta (\theta_{sol,i+1}^{n+1} - \theta_{sol,i-1}^{n+1}) \left(\frac{dx}{dt} + \frac{2}{1-x} \right) + \psi (\theta_{sol,i+1}^{n+1} - 2\theta_{sol,i}^{n+1} + \theta_{sol,i-1}^{n+1}) \quad 5.31b$$

Arrumando fica:

$$\theta_{sol,i}^n = \theta_{sol,i+1}^{n+1} \left\{ -\eta \left(\frac{dx}{dt} + \frac{2}{1-x} \right) - \psi \right\} - \theta_{sol,i}^{n+1} (1 + 2\psi) + \theta_{sol,i-1}^{n+1} \left\{ \eta \left(\frac{dx}{dt} + \frac{2}{1-x} \right) - \psi \right\} \quad 5.31c$$

Já na fase líquida a equação da energia fica:

$$\frac{\partial \theta_{liq}}{\partial t} = \frac{\partial \theta_{liq}}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \left[\frac{2}{x} \frac{\partial \theta_{liq}}{\partial x} + \frac{\partial^2 \theta_{liq}}{\partial x^2} \right] \quad 5.32$$

Sabendo-se que $x = i \frac{1-S}{N}$, aplicando a derivada neste ponto genérico fica $\frac{dx}{dt} = -\frac{i}{N} \frac{dS}{dt}$ para

aplicações posteriores na equação da energia na fase líquida da equação discretizada.

Discretizando a equação modificada e substituindo $\eta = \Delta t/2\Delta x$ e $\psi = \Delta t/\Delta x^2$ tem-se:

$$\theta_{liq,i}^n = \theta_{liq,i+1}^{n+1} \left\{ -\eta \left(\frac{dx}{dt} + \frac{2}{x} \right) - \psi \right\} - \theta_{liq,i}^{n+1} (1 + 2\psi) + \theta_{liq,i-1}^{n+1} \left\{ \eta \left(\frac{dx}{dt} + \frac{2}{1-x} \right) - \psi \right\} \quad 5.32a$$

A equação da energia acima é válida para o domínio na fase líquido de 2 até N (FIG. 5.1). Considerando que existe uma singularidade no centro da cápsula esférica, a equação da energia fica com a forma:

$$\theta_{liq,1}^n = \left[1 + 24 \left(\frac{\alpha_{liq}}{\alpha_{sol}} \right) \psi \right] \theta_{liq,1}^{n+1} + (1 + 24\psi) \theta_{liq,2}^{n+1} \quad 5.33$$

Onde

$$\psi = \frac{\Delta \tau}{\Delta x_{liq}^2}$$

Já para o ponto $N+1$ como mostrado na FIG. 5.2, a temperatura de mudança de fase assume a forma adimensional $\theta_{N+1} = 1$.

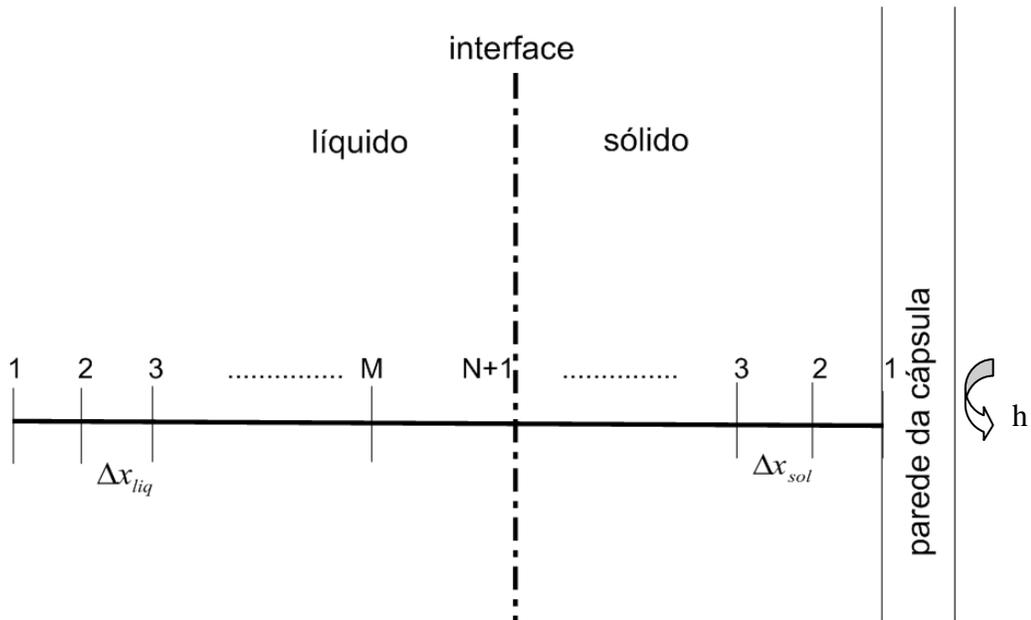


FIGURA 5.2 - Subdivisão de domínio sólido e líquido dentro do intervalo Δx .

5.3 Otimização da malha

Para otimizar o número de pontos da grade e também o passo temporal, vários testes numéricos foram feitos, conforme TAB. 7, 8 e 9. Para obtê-los foram utilizados os seguintes dados geométricos e operacionais.

TABELA 7
Propriedades termofísica dos materiais

Propriedade	Unidade	Água		Etileno glicol
		Sólido	líquido	
Intervalo de mudança de fase	K	0		-
Calor latente	kJ/kg	333,4		-
Massa específica	kg/m ³	917,8	999,8	1080
Condutividade térmica	W/m K	2,25	2,5	0,425
Calor específico	kJ/kg K	2,040	4,210	3,45

TABELA 8
Parâmetros operacionais

Vazão mássica (kg/s)	1,54
Temperatura de entrada (°C)	-6

TABELA 9
Parâmetros geométricos

Tamanho da cápsula (mm)	0,076
-------------------------	-------

O procedimento para otimização da grade foi feito da seguinte forma: primeiramente, selecionou-se uma faixa que vai de 6 a 40 números de pontos radiais (NR) para encontrar um ponto que requera menor esforço da CPU, ver TAB. 10 (i.e, na prática é o tempo total que a CPU requer para atingir a convergência e a solução acurada com base no tempo do experimento) em busca de um espaço radial menor. Analisando a FIG. 5.3 notamos que a partir do número de pontos igual a 20 há uma tendência a um valor constante na temperatura do fluido ao longo da posição axial adimensional, assim o número de pontos escolhido na direção radial foi 20.

TABELA 10

Tempo de processamento: NR

NR	Δt	Tempo experimental [h]	Tempo da CPU [s]
6	1	3	12
8	1	3	13
10	1	3	15
20	1	3	22
25	1	3	27
30	1	3	30
40	1	3	39

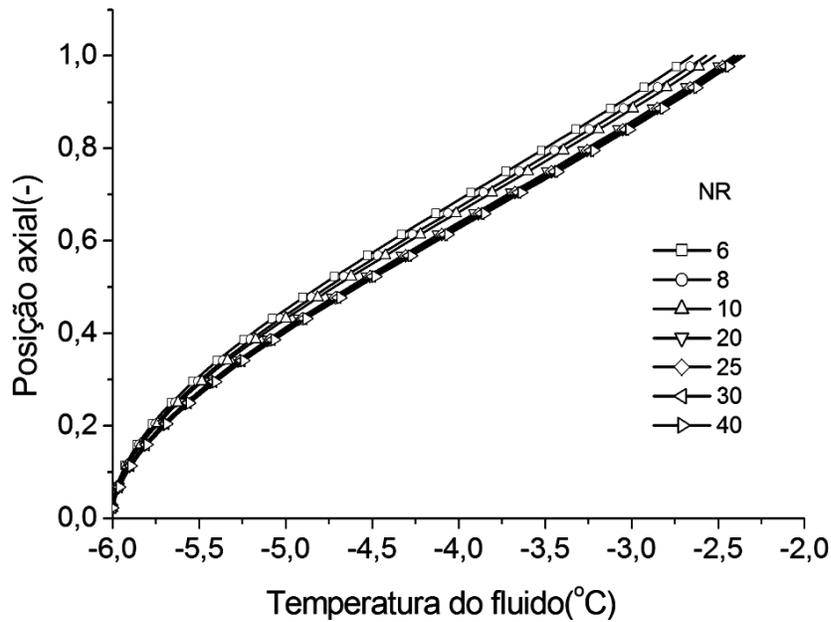


FIGURA 5.3 - Avaliação do número de pontos radiais.

Para determinar o incremento de tempo (Δt) será analisado o programa numérico para incrementos de tempo entre 0,01 a 10 e os resultados obtidos foram plotados na FIG. 5.4. Se diminuirmos o incremento de tempo (0,01) como mostra a TAB. 11 o tempo computacional aumenta para um tempo experimental de 3h e se aumentarmos o incremento, no caso para 10, a temperatura do fluido ao longo da posição axial adimensional se afasta, resultando que o valor adotado neste estudo foi de 1 para todas as simulações.

TABELA 11

Tempo de processamento: Δt

Δt	NR	Tempo experimental [h]	Tempo da CPU [h]
0,01	20	3	01:05:25
0,1	20	3	00:03:34
1	20	3	00:00:22
10	20	3	00:00:05

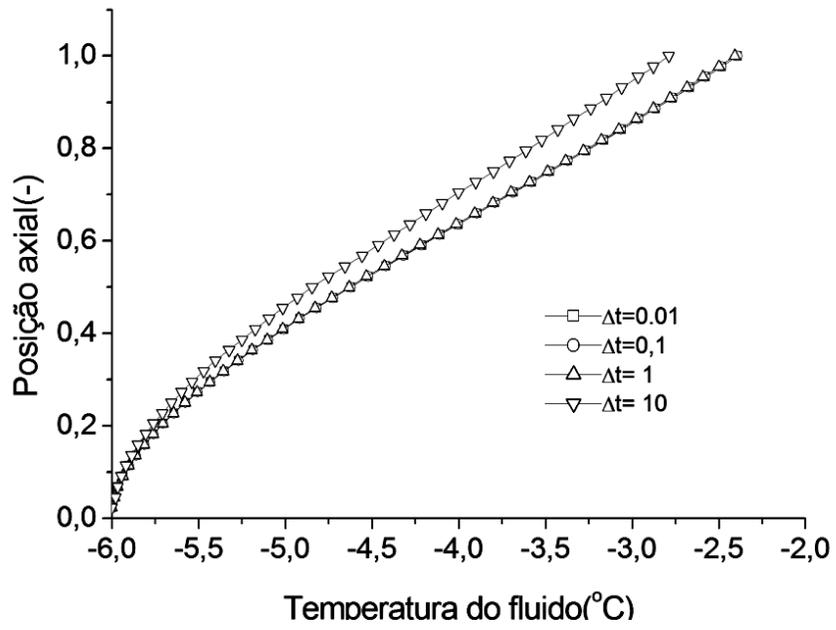


FIGURA 5.4 - Avaliação do incremento de tempo.

5.4. Fluxograma do programa numérico

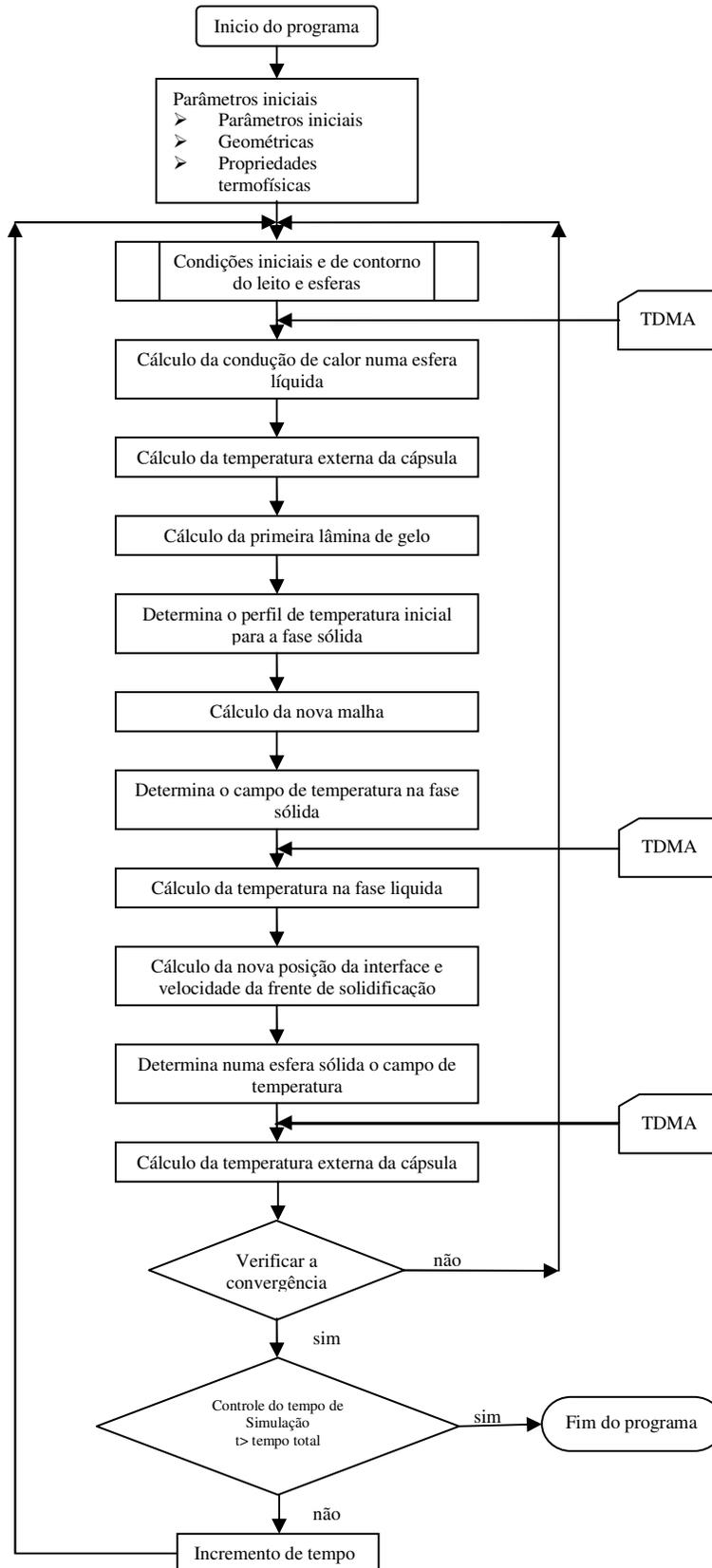


FIGURA 5.5 - Fluxograma do programa implementado.

5.5 VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL

5.5.1 Correlação

A equação de correlação para o tempo de carregamento e descarregamento e energia foi obtida de acordo com o planejamento experimental (ver **Apêndice C**). Para obter os coeficientes da equação, sistemas de equações lineares foram construídos e resolvidos simultaneamente com base na função exponencial (equação 5.34) para o ajuste do modelo aos dados experimentais. Os parâmetros estudados foram a vazão, diâmetro da cápsula e a temperatura de entrada no armazenador. Foi considerado preditivo o modelo que apresentou regressão significativa, ao nível de confiança de 95%, e coeficiente de correlação R^2 alto.

$$\tau_{\text{carregamento}} = Ae^{aD} e^{bT} e^{-cm} \quad 5.34$$

Onde

D: diâmetro (m)

T: temperatura ($^{\circ}\text{C}$)

\dot{m} : vazão mássica ($\frac{\text{kg}}{\text{s}}$)

$\tau_{\text{carregamento}}$: tempo (min)

Para o ajuste do modelo aos dados experimentais, foi utilizado regressão linear. No entanto, para verificar o ajuste calculou-se o desvio relativo (P), que é definido como a diferença relativa entre os valores experimentais e predito (eq. 5.35) no tempo de carregamento.

$$P = 100x \left| \frac{M_e - M_c}{M_e} \right| \quad 5.35$$

Onde

M_e : Medidas experimentais

M_c : Valores calculados.

6. RESULTADOS E DISCUSSÃO

6.1 Tempo de carregamento (correlações empíricas)

Estas correlações foram feitas com base nos dados experimentais e calculadas pelas equações dos mínimos quadráticos resultando nas equações 6.1. A faixa de aplicação da correlação foi: $-3^{\circ}C \leq T \leq -12^{\circ}C$, $0,076m \leq D \leq 0,131m$ e $1,54kg/s \leq \dot{m} \leq 2,69kg/s$. A diferença entre os valores calculados em função dos valores experimentais está abaixo de 11% para todas as correlações mostradas abaixo:

$$\tau_{\text{carregamento}} = 10126e^{\left(-5.6D+0.17T-0.54\dot{m}\right)} \quad 6.1$$

Depois de encontrados os coeficientes (**a**, **b**, **c**) da equação 5.34 foram feitas análises de variância (ANOVA) e aplicado o teste F, para verificar a significância da regressão e avaliar os modelos propostos para o tempo de carregamento e descarregamento e energia experimental.

A análise de variância realizada mostrou que os modelos ajustados no tempo de carregamento foram significativos e preditos satisfazendo o critério sugerido por (MANDEL, 1984). A TAB. 12 mostrou ainda que os coeficientes de determinação (R^2) foram superiores a 90%, ou seja, as percentagens da variação explicadas pelos modelos foram de 98.

TABELA 12

Análise de variância do modelo ajustado para o tempo de carregamento

Fonte de Variação	SQ	GL	MQ	F _{calculado}	F _{tabelado}	R ²
Tempo de carregamento correlação 1						
Regressão linear	115435.4	1	115435.4	157.4	9.01	0.98
Resíduo	2199.82	3	733.3			
Total	117635.2	4				

SQ: soma quadrática; GL: grau de liberdade; MQ: média quadrática.

A FIG. 6.1 mostra o tempo de carregamento experimental em função do tempo de carregamento calculado. Como podemos observar os pontos calculados estão próximos à reta e consequentemente apresentam correspondência linear aos pontos experimentais.

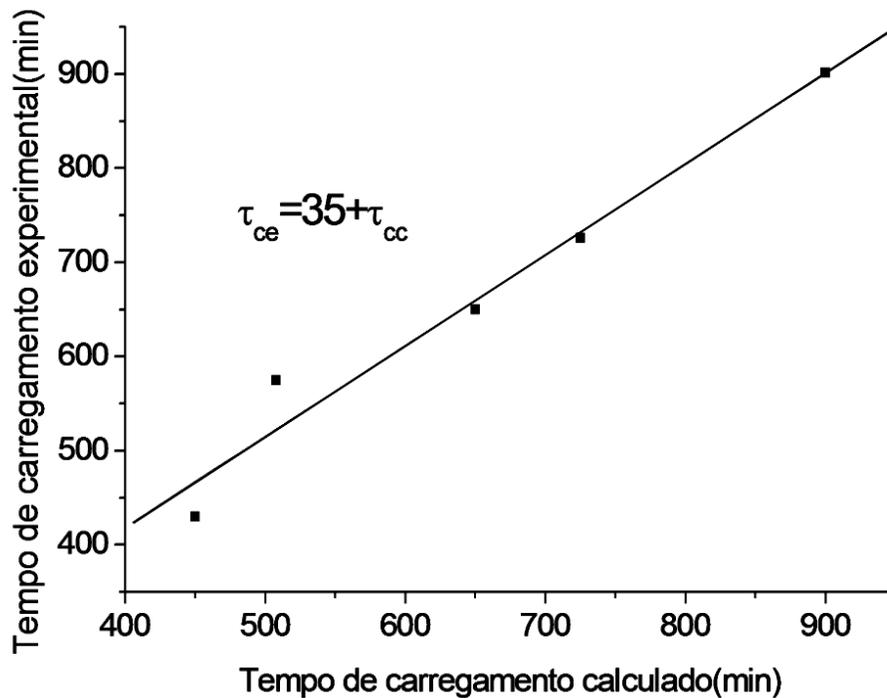


FIGURA 6.1 - Valores do tempo de carregamento experimental versus tempo de carregamento calculado.

A FIG. 6.2 apresenta a curva com os dados experimentais e calculados pela correlação proposta. Observa-se que os pontos calculados pela previsão teórica estão bem próximos aos pontos experimentais quando variamos a vazão e mantendo as outras variáveis constantes. Isto confirma que todos os pontos gerados pelas correlações são significativos pelo teste F.

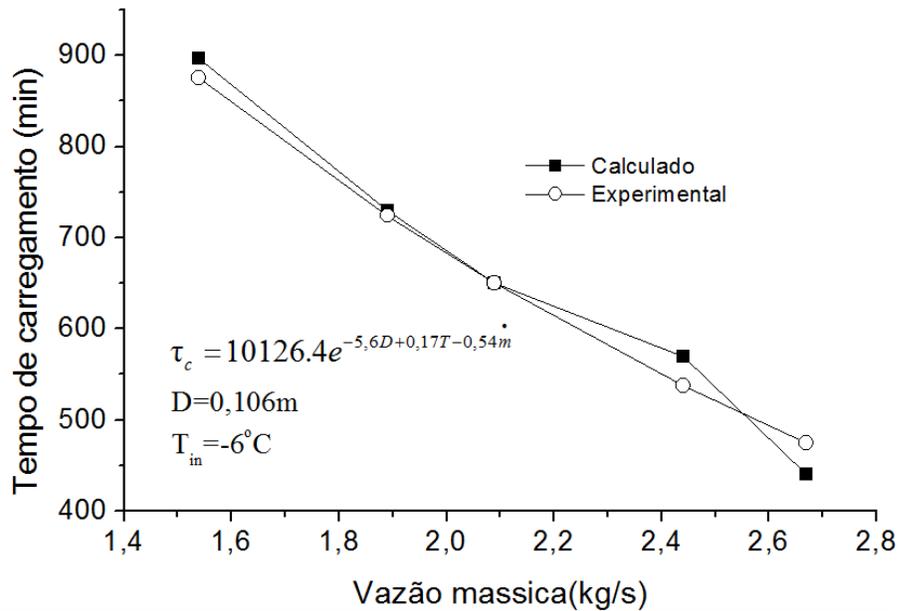


FIGURA 6.2 - Tempo de carregamento contra a vazão: $T=-6^{\circ}C$ e $D=0,106m$.

Levando em consideração todas as observações realizadas e com a finalidade de obter valores otimizados, mantendo ao máximo as características originais do experimento, as condições escolhidas no processo são apresentadas na TAB. 13.

TABELA 13

Parâmetros de Temperatura (T), Diâmetro (D) e tempo de carregamento.

Condição	T(°C)	Diâmetro(m)	t(min)
Carregamento	-6	0.106	900

Os resultados experimentais obtidos no processo de carregamento nas condições otimizadas escolhidas, bem como a resposta obtida por meio do modelo proposto (equações 6.1) e os valores do desvio médio P (equação 5.35) encontra-se na TAB. 14. Observa-se que os valores experimentais obtidos estão próximos aos valores preditos pelo modelo e que os valores de P são inferiores a 11% reforçando a validade destes.

TABELA 14

Valores experimentais e preditos pelo modelo da equação de carregamento.

\dot{m}	Experimental (min)	Calculação (min)	P(%)
1,54	897	896,4	0,1
1,89	730	715,48	2
2,09	650	629	3,2
2,44	570	502,05	11,9
2,67	440	432,92	1,61

6.1.2 Efeito da vazão no tempo de carregamento

O FIG. 6.3 mostra o tempo de carregamento total contra a temperatura de entrada no armazenador com cápsulas de 0,106m de diâmetro em função da vazão mássica. Como podemos observar o aumento da vazão e baixa temperatura de entrada diminui o tempo de carregamento. Em contrapartida devido à baixa troca de calor o modo de carregamento entre o fluido e a superfície da cápsula diminui a proporção de energia na forma latente, aumentando o calor sensível no interior das cápsulas. Analisando a temperatura de -12 e -9°C a vazão passa a ser secundária predominando a temperatura de entrada devido ao gradiente de temperatura no interior do armazenador que é alto aumentando a troca de energia no leito.

Segundo Bédecarrats *et al.* (2009), dois problemas devem ser solucionados para obter boa eficiência em tanques armazenadores e evitar tempo de carregamento elevados são eles: efeitos do superesfriamento do PCM no interior dos nódulos esféricos e a vazão.

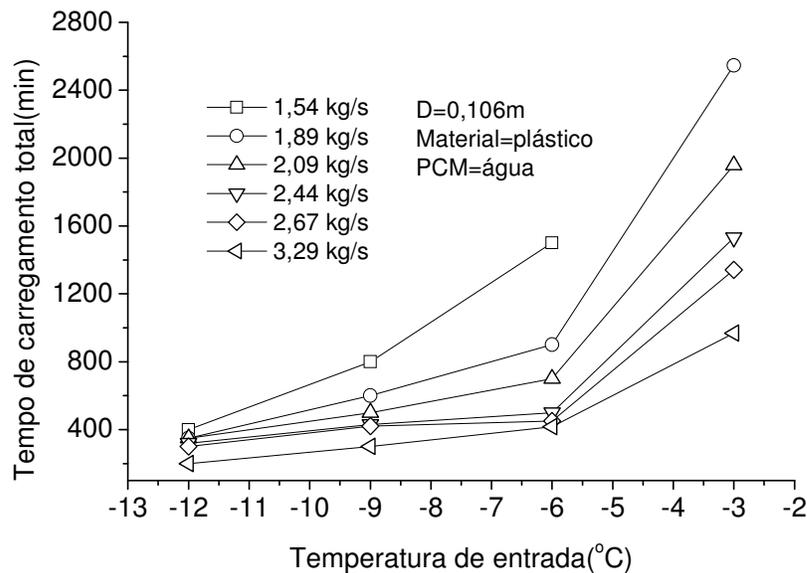


FIGURA 6.3- Efeito do tempo de carregamento total contra a temperatura de entrada.

6.1.3 Efeito da temperatura de entrada no tempo de carregamento

O gráfico do resultado experimental ilustrado na FIG. 6.4 mostra o efeito da vazão em relação a várias temperaturas de entrada. Como podemos observar a temperatura de -3°C elevou o tempo de carregamento comparado às outras temperaturas devido à baixa troca de calor entre fluido e as cápsulas refletindo na proporção de energia armazenada no interior das esferas na forma latente. De modo análogo à discussão precedente, observa-se que nas temperaturas de -12 , -9 e -6°C o fenômeno de transferência calor por convecção aparece devido à formação de material super resfriado aprisionado no interior das cápsulas conforme a espessura da camada sólida vai aumentando retardando, assim, o modo de carregamento total. Fato parecido foi relatado por Leal (1999) em que a convecção natural modificava a temperatura quando as regiões frias e quentes estão presentes causando um desequilíbrio nas termoclinas no interior dos armazenadores. A solução encontrada deste autor foi que a vazão de fluido quente deve ser menor comparada ao fluido frio para evitar maiores propagações das correntes convectivas ao longo do leito.

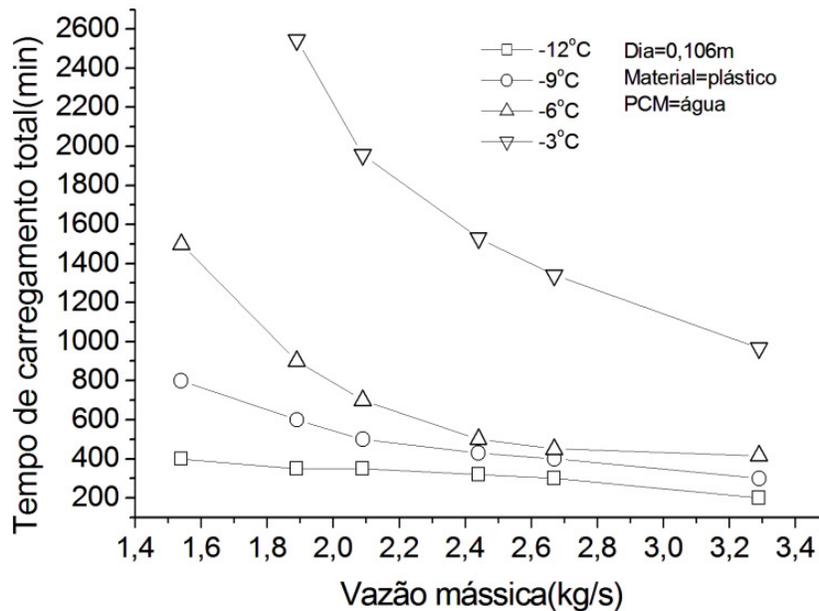


FIGURA 6.4. Efeito do tempo de carregamento total contra a vazão.

6.2 Comparação dos resultados numéricos e experimentais

Os resultados numéricos e experimentais da temperatura ao longo do armazenador recheado com cápsulas de 0,076 ou 0,106m de diâmetro para várias vazões e temperaturas de entrada são mostrados na (FIG. 6.5 a 6.46). Nas FIGs. 6.5, 6.8, 6.11, 6.14, 6.17, 6.20, 6.23, 6.26, 6.29, 6.32, 6.35, 6.38, 6.41 e 6.44 observam-se que nos primeiros instantes de tempo (10 à 60 min) a temperatura do fluido ao longo do leito é uniforme em decorrência da inércia térmica do leito que é alta devido a grande quantidade de calor sensível acumulada.

As FIGs. 6.6, 6.9, 6.12, 6.15, 6.18, 6.21, 6.24, 6.27, 6.30, 6.33, 6.36, 6.39, 6.42 e 6.45 mostram a posição de três cápsulas de controle ao longo do leito contra a temperatura no PCM no interior da cápsula. Como já foi citada, grande parte da energia no armazenador foi perdida nos primeiros instantes devido o efeito da inércia térmica do leito. Conforme apresentamos nas curvas, às temperaturas nas cápsulas são maiores nas camadas superiores devido o feito do gradiente térmico que é baixo entre o interior da cápsula e o fluido de trabalho.

Nas FIGs. 6.7, 6.10, 6.13, 6.16, 6.19, 6.22, 6.25, 6.28, 6.31, 6.34, 6.37, 6.40, 6.43 e 6.46 como podemos observar, a posição da temperatura ao longo do leito sofre deformação devido o aparecimento das lâminas de gelo no interior das cápsulas após ter vencido o calor sensível no

interior do armazenador. Dessa maneira a taxa de troca de calor agora entre o fluido e as cápsulas tende a acentuar e como consequência eleva-se o gradiente térmico no interior das cápsulas acumulando energia na forma latente. Observa-se também que as simulações numéricas estão em boa concordância com os dados experimentais.

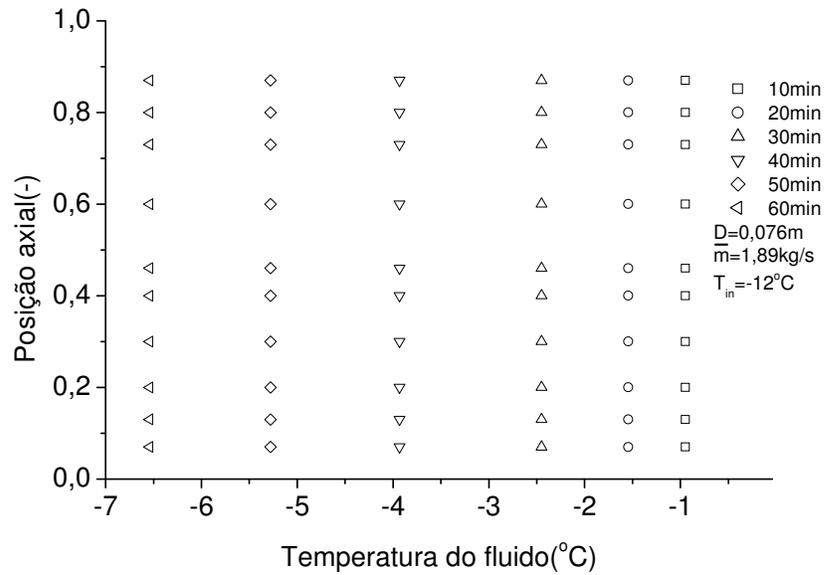


FIGURA 6.5 - Variação da temperatura do fluido ao longo do leito no armazenador: $D=0,076m$, $\bar{m} = 1,89kg/s$, $T_{in}=-12^{\circ}C$

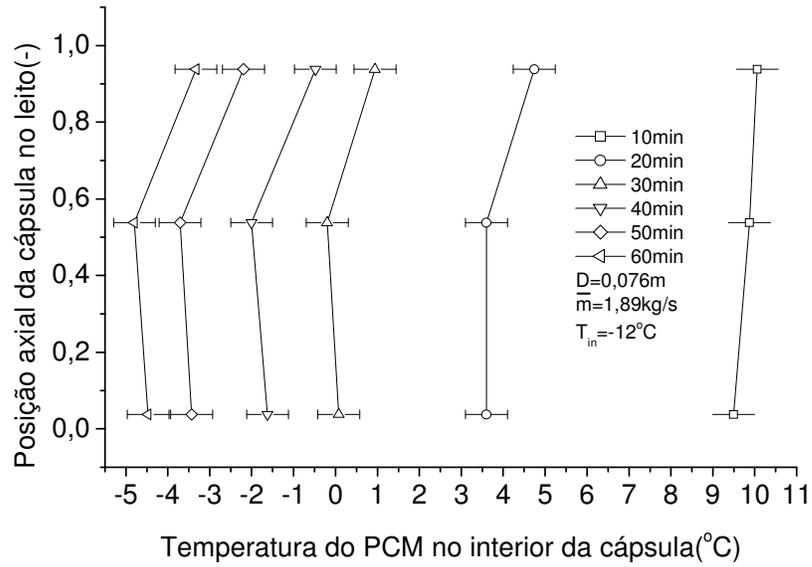


FIGURA 6.6 - Variação da temperatura do PCM em função da posição da camada: $D=0,076m$, $\bar{m} = 1,89kg/s$, $T_{in}=-12^{\circ}C$.

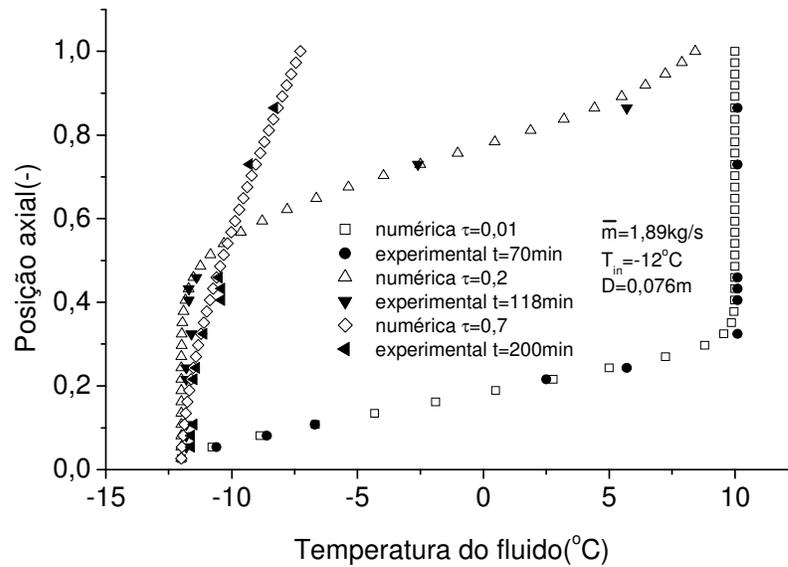


FIGURA 6.7 - Variação da temperatura ao longo do armazenador no final do processo: $D=0,076m$, $\bar{m} = 1,89kg/s$, $T_{in}=-12^{\circ}C$.

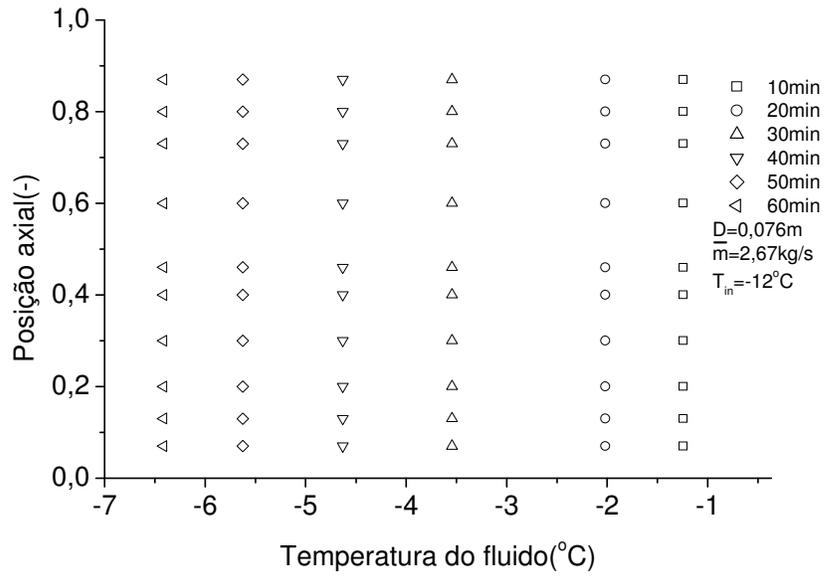


FIGURA 6.8 - Variação da temperatura do fluido ao longo do leito no armazenador: $D=0,076m$, $\bar{m} = 2,67kg/s$, $T_{in}=-12^{\circ}C$.

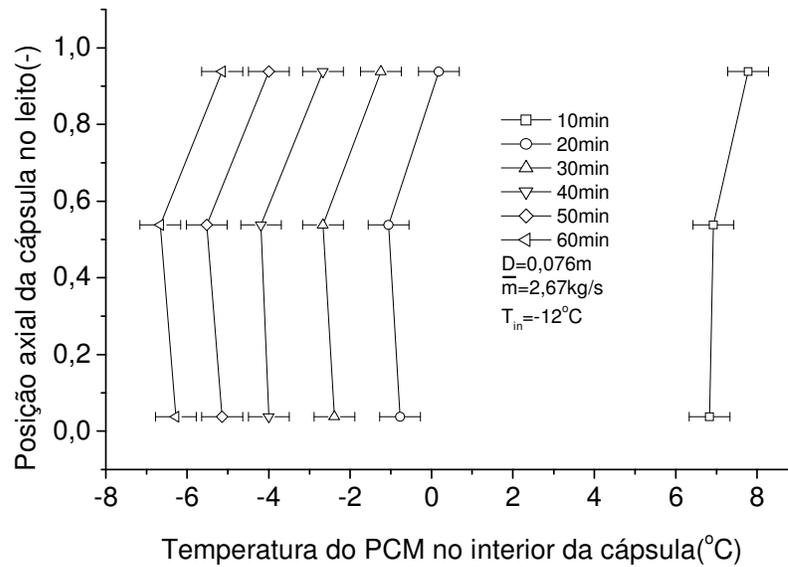


FIGURA 6.9 - Variação da temperatura do PCM em função da posição da camada: $D=0,076m$, $\bar{m} = 2,67kg/s$, $T_{in}=-12^{\circ}C$.

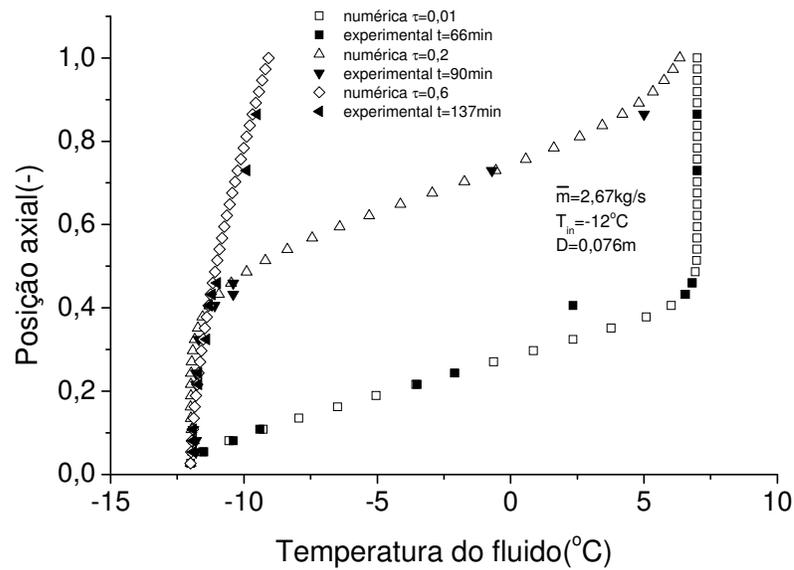


FIGURA 6.10 - Variação da temperatura ao longo do armazenador no final do processo: $D=0,076\text{m}$, $\bar{m} = 2,67\text{kg/s}$, $T_{in}=-12^\circ\text{C}$.

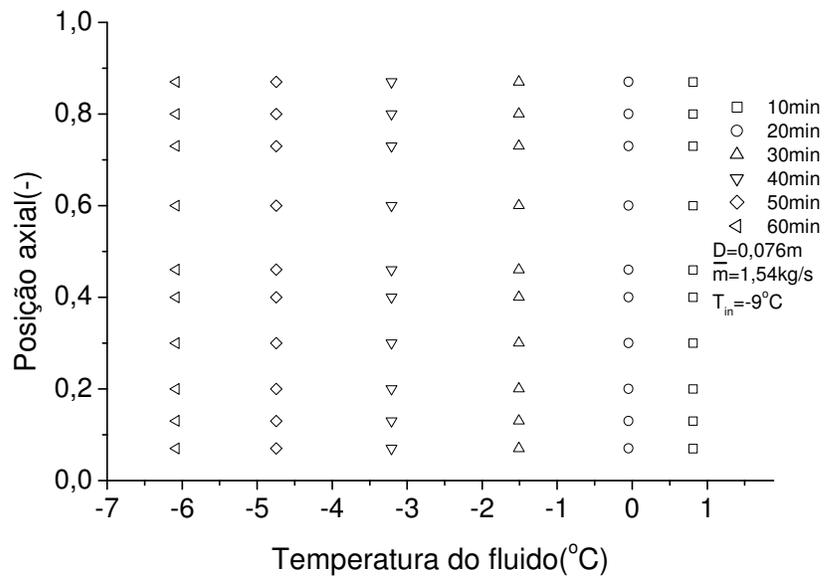


FIGURA 6.11 - Variação da temperatura do fluido ao longo do leito no armazenador: $D=0,076\text{m}$, $\bar{m} = 1,54\text{kg/s}$, $T_{in}=-9^\circ\text{C}$.

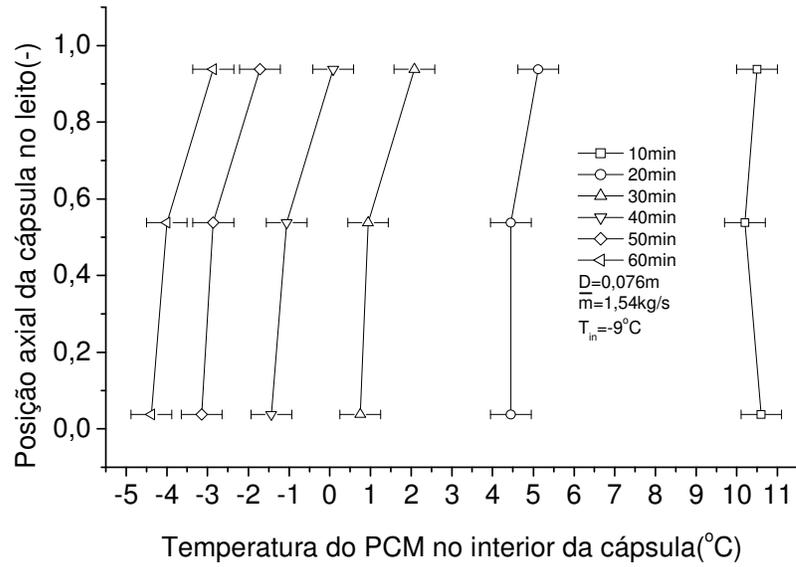


FIGURA 6.12 - Variação da temperatura do PCM em função da posição da camada: $D=0,076m$, $\bar{m} = 1,54kg/s$ $T_{in}=-9^{\circ}C$.

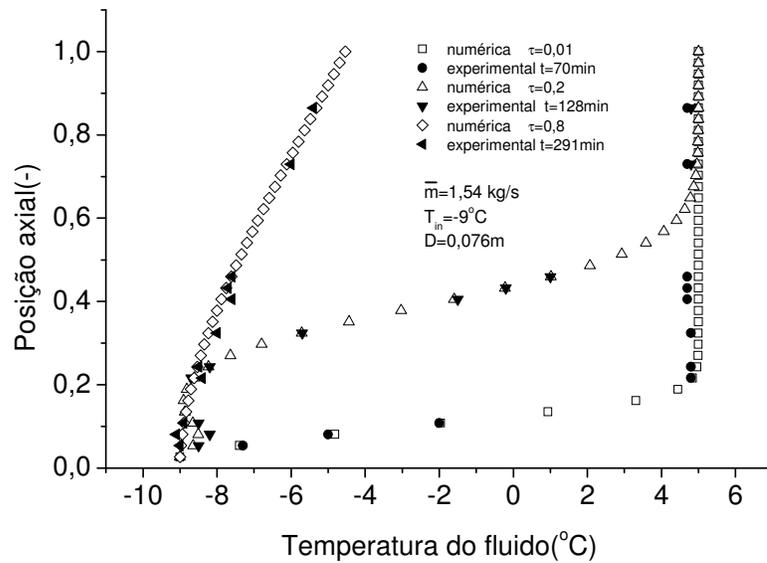


FIGURA 6.13 - Variação da temperatura ao longo do armazenador no final do processo: $D=0,076m$, $\bar{m} = 1,54kg/s$, $T_{in}=-9^{\circ}C$.

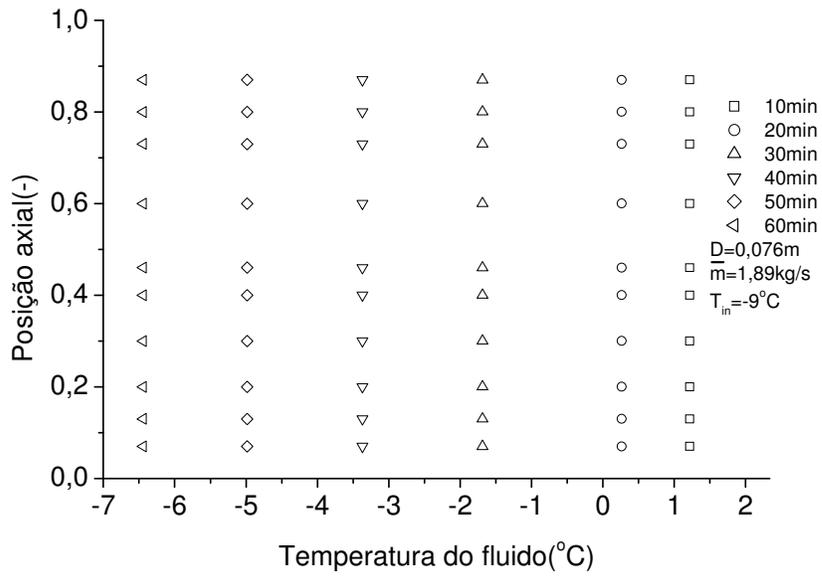


FIGURA 6.14 - Variação da temperatura do fluido ao longo do leito no armazenador: $D=0,076\text{m}$, $\bar{m} = 1,89\text{kg/s}$, $T_{in}=-9^{\circ}\text{C}$.

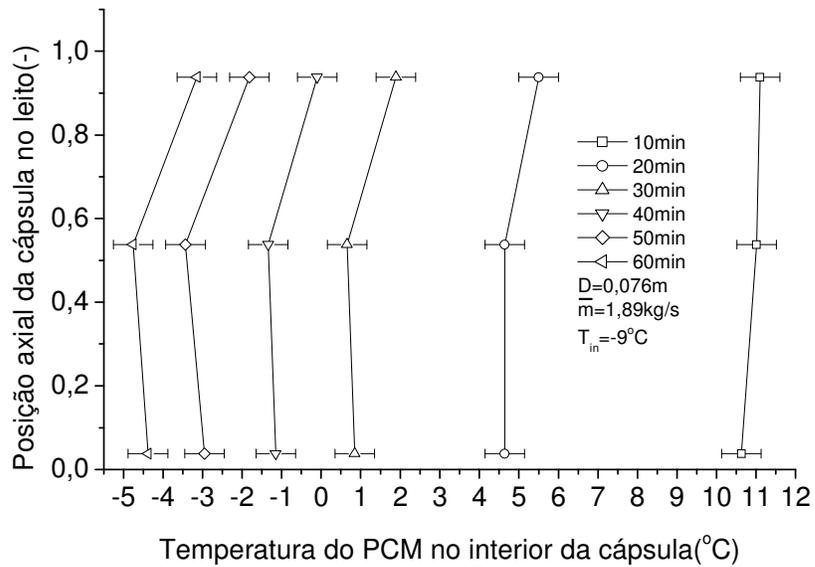


FIGURA 6.15 - Variação da temperatura do PCM em função da posição da camada: $D=0,076\text{m}$, $\bar{m} = 1,89\text{kg/s}$, $T_{in}=-9^{\circ}\text{C}$.

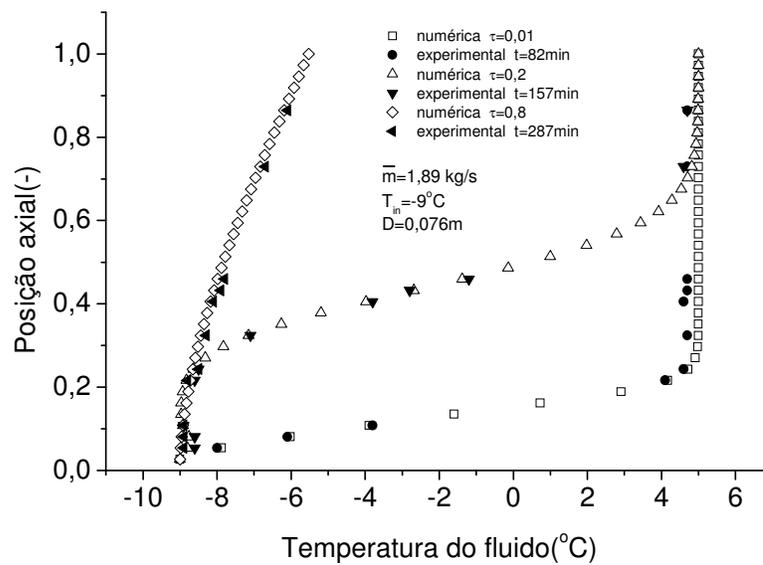


FIGURA 6.16 - Variação da temperatura ao longo do armazenador no final do processo; $D=0,076\text{m}$, $\bar{m}=1,89\text{kg/s}$ $T_{in}=-9^{\circ}\text{C}$.

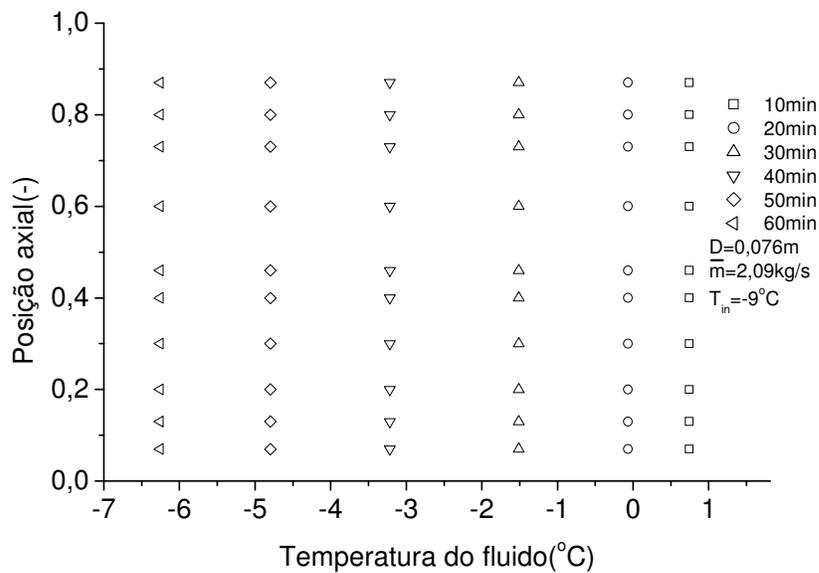


FIGURA 6.17 - Variação da temperatura do fluido ao longo do leito no armazenador: $D=0,076\text{m}$, $\bar{m}=2,09\text{kg/s}$ $T_{in}=-9^{\circ}\text{C}$.

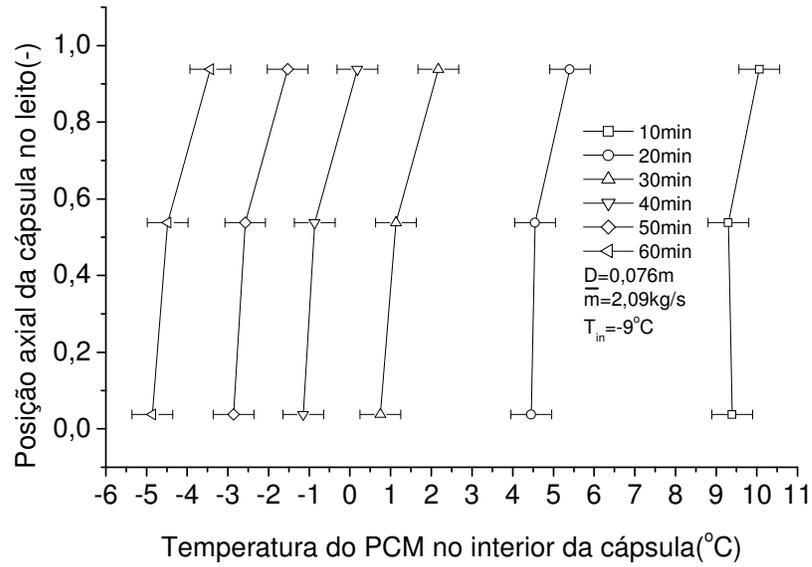


FIGURA 6.18 - Variação da temperatura do PCM em função da posição da camada:
 $D=0,076m$, $\bar{m}=2,09kg/s$, $T_{in}=-9^{\circ}C$.

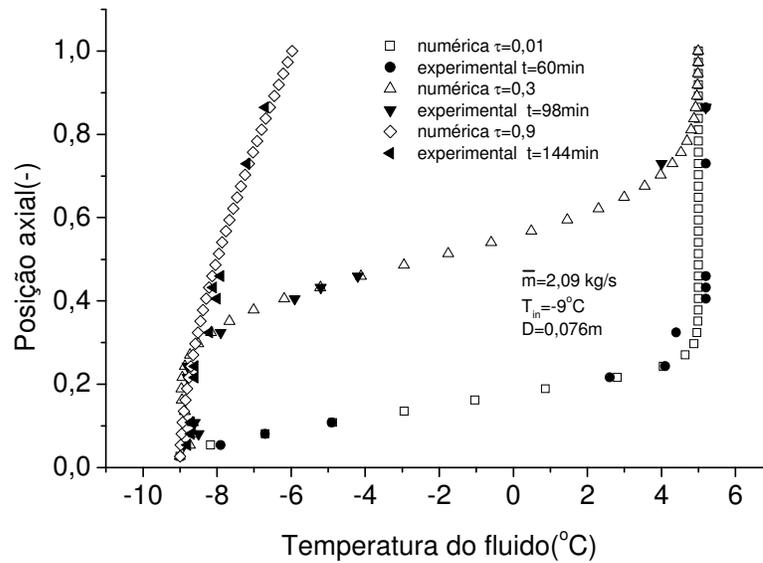


FIGURA 6.19 - Variação da temperatura ao longo do armazenador no final do processo;
 $D=0,076m$, $\bar{m}=2,09kg/s$, $T_{in}=-9^{\circ}C$.

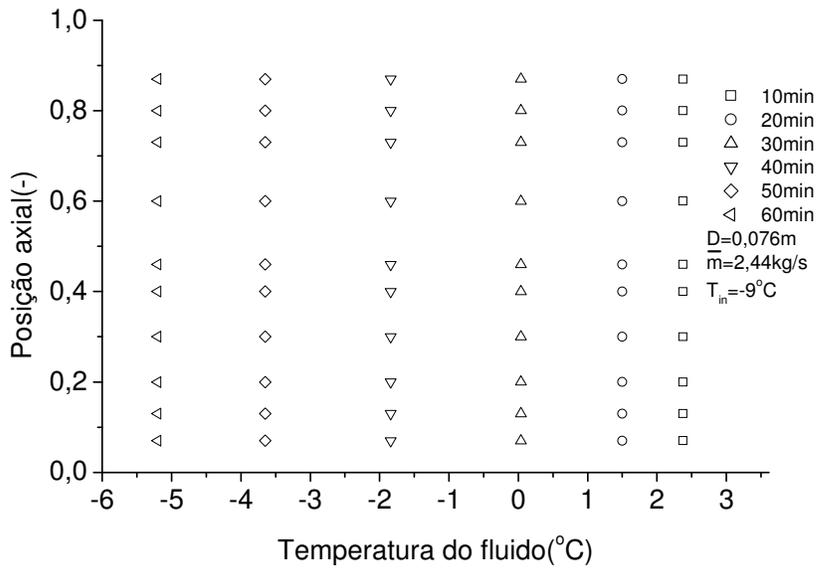


FIGURA 6.20 - Variação da temperatura do fluido ao longo do leito no armazenador: $D= 0,076m$, $\dot{m} = 2,44kg/s$, $T_{in}=-9^{\circ}C$.

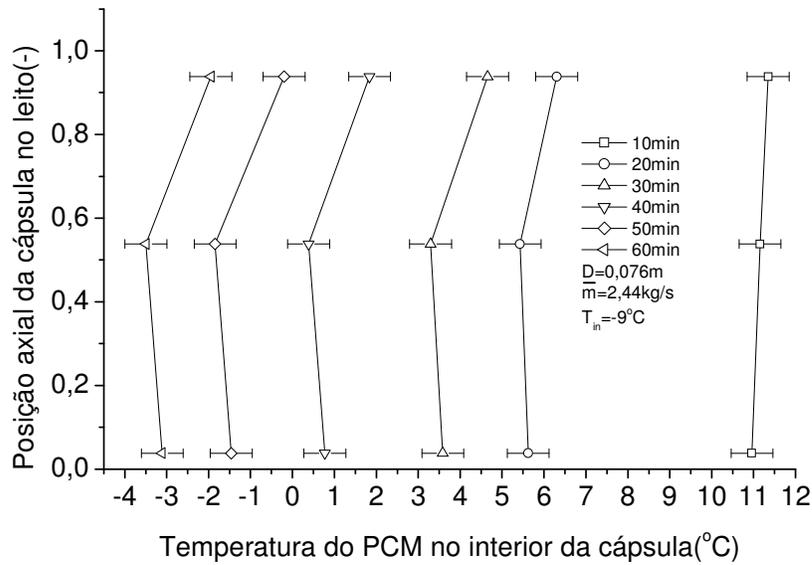


FIGURA 6.21 - Variação da temperatura do PCM em função da posição da camada: $D= 0,076m$, $\dot{m} = 2,44kg/s$, $T_{in}=-9^{\circ}C$.

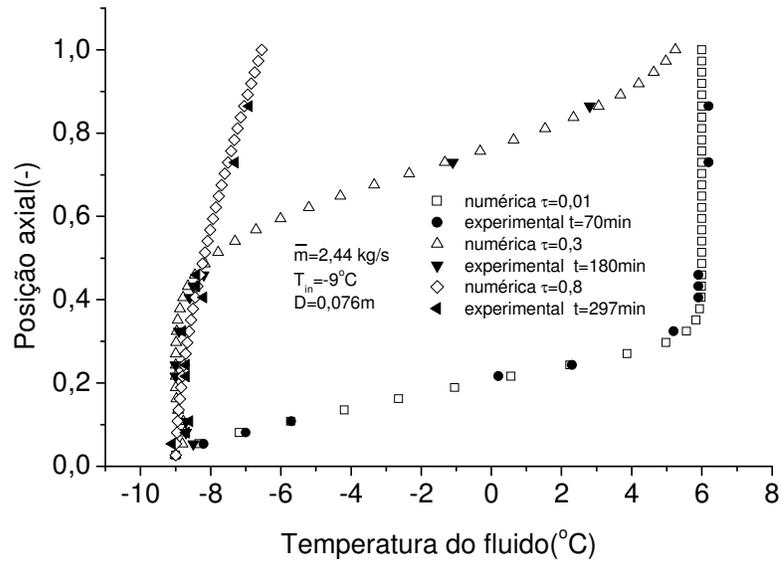


FIGURA 6.22 - Variação da temperatura ao longo do armazenador no final do processo: $D= 0,076\text{m}$, $\bar{m} = 1,54\text{kg/s}$, $T_{in}=-9\text{C}$.

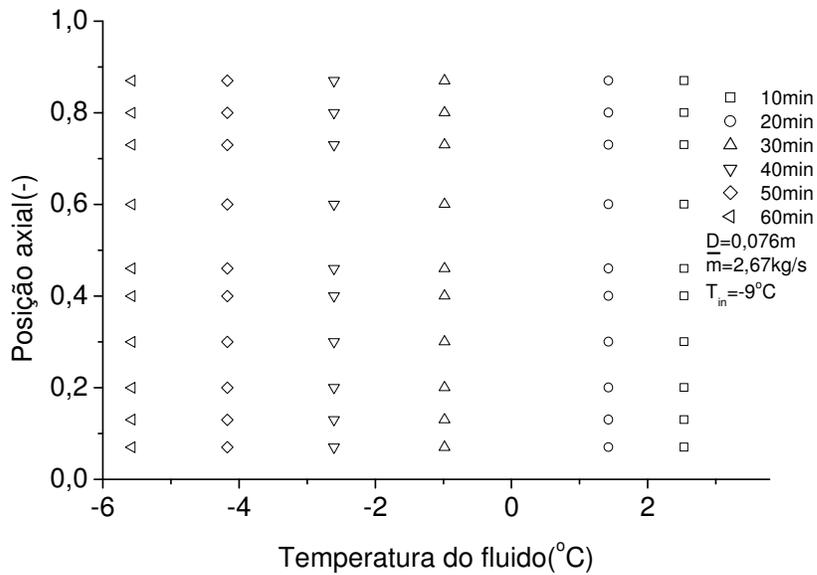


FIGURA 6.23 - Variação da temperatura do fluido ao longo do leito no armazenador: $D= 0,076\text{m}$, $\bar{m} = 2,67\text{kg/s}$, $T_{in}=-9\text{C}$.

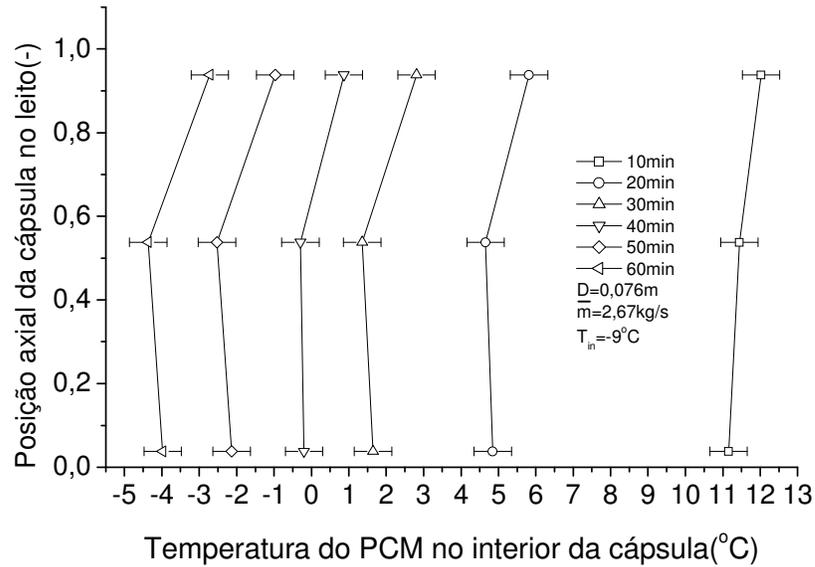


FIGURA 6.24 - Variação da temperatura do PCM em função da posição da camada:

$D=0,076\text{m}$, $\bar{m}=2,67\text{kg/s}$, $T_{in}=-9^{\circ}\text{C}$.

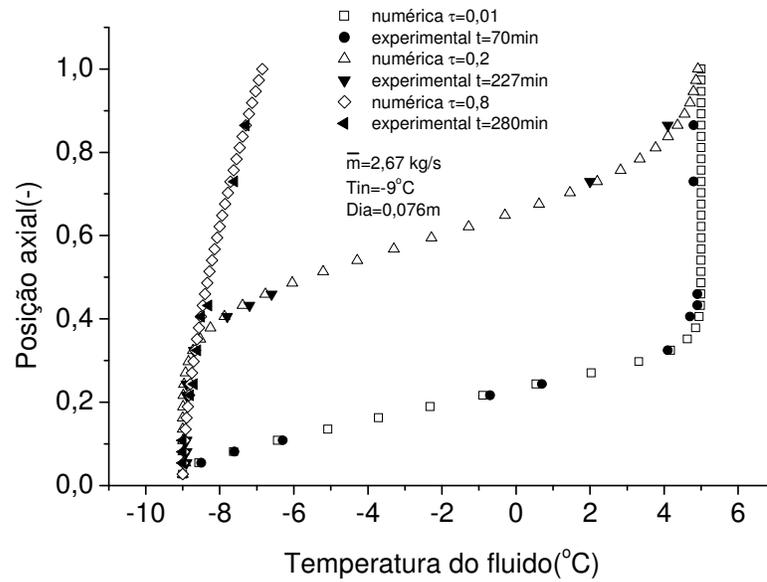


FIGURA 6.25 - Variação da temperatura ao longo do armazenador no final do processo:

$D=0,076\text{m}$, $\bar{m}=2,67\text{kg/s}$, $T_{in}=-9^{\circ}\text{C}$.

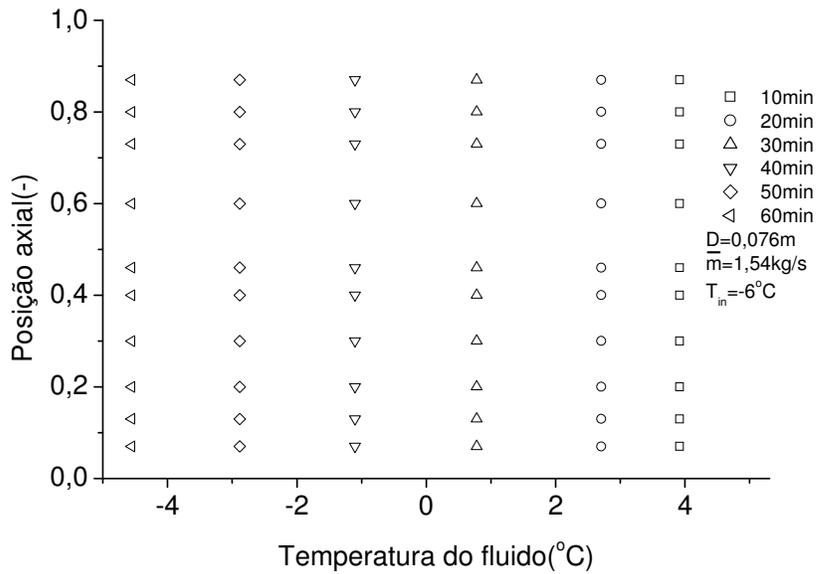


FIGURA 6.26 - Variação da temperatura do fluido ao longo do leito no armazenador: $D=0,076m$, $\bar{m} = 1,54kg/s$, $T_{in}=-6^{\circ}C$.

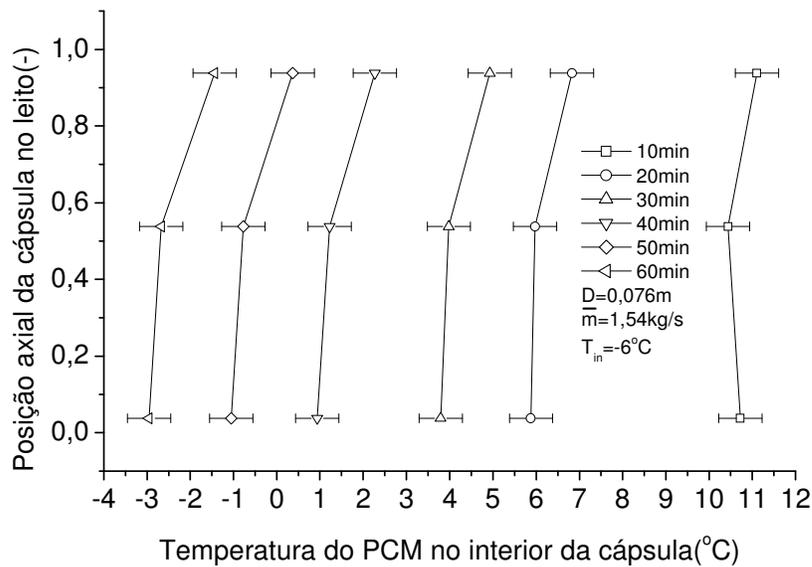


FIGURA 6.27 - Variação da temperatura do PCM em função da posição da camada: $D=0,076m$, $\bar{m} = 1,54kg/s$, $T_{in}=-6^{\circ}C$

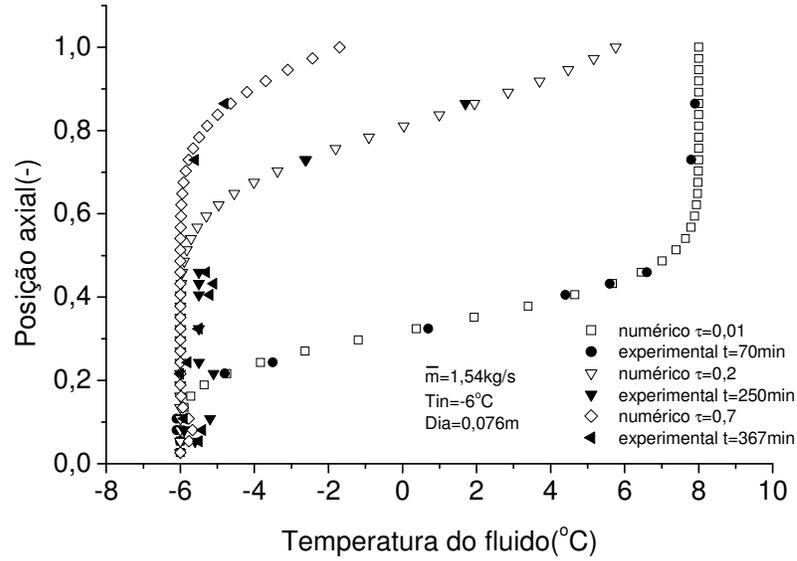


FIGURA 6.28 - Variação da temperatura ao longo do armazenador no final do processo:
 $D=0,076\text{m}$, $\bar{m}=1,54\text{kg/s}$, $T_{in}=-6^{\circ}\text{C}$.

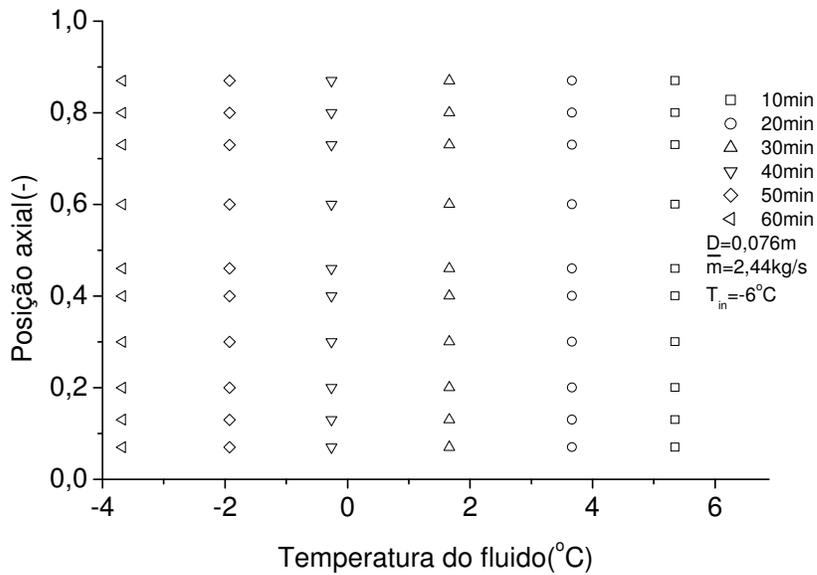


FIGURA 6.29 - Variação da temperatura do fluido ao longo do leito no armazenador:
 $D=0,076\text{m}$, $\bar{m}=2,44\text{kg/s}$, $T_{in}=-6^{\circ}\text{C}$.

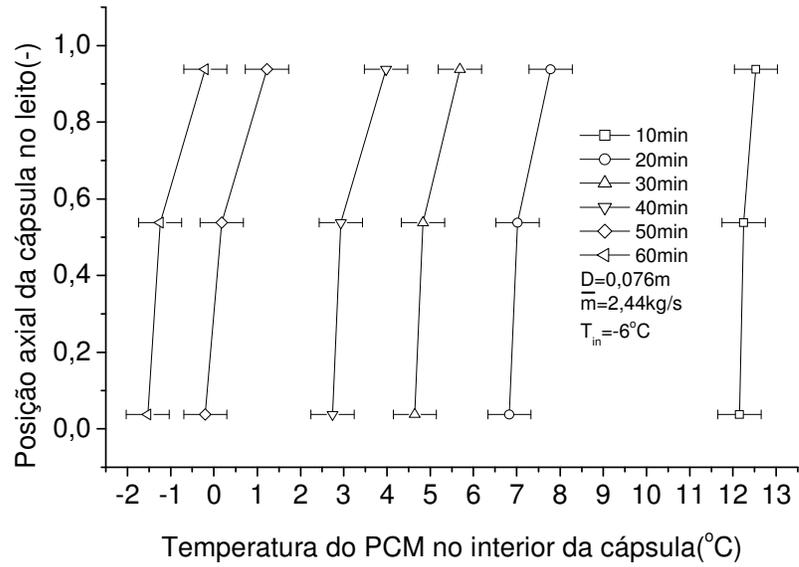


FIGURA 6.30 - Variação da temperatura do PCM em função da posição da camada:
 $D= 0,076, 0,076\text{m}$, $\bar{m} = 2,44\text{kg/s}$, $T_{in}=-6^{\circ}\text{C}$.

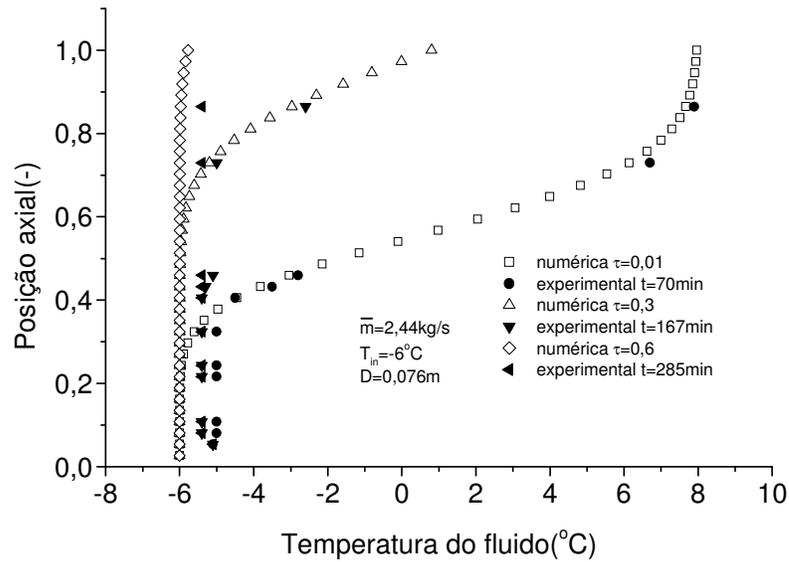


FIGURA 6.31 - Variação da temperatura ao longo do armazenador no final do processo:
 $D= 0,076\text{m}$, $\bar{m} = 2,44\text{kg/s}$, $T_{in}=-6^{\circ}\text{C}$.

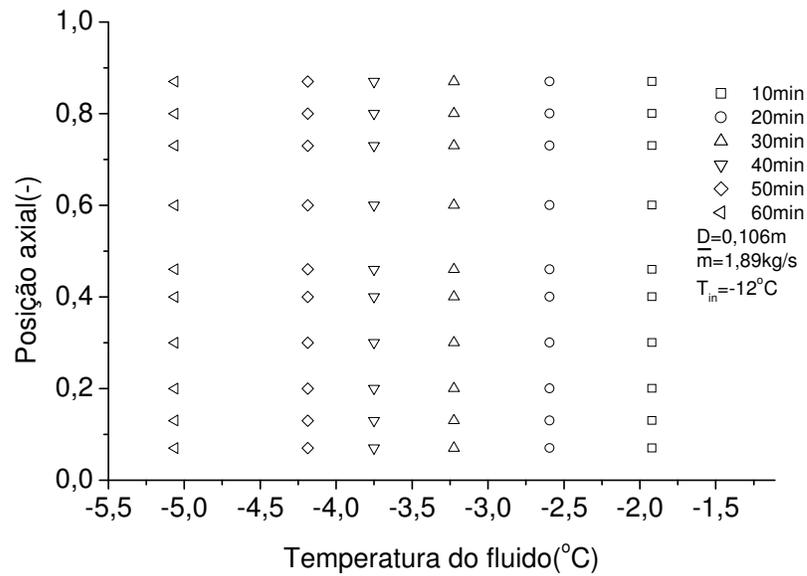


FIGURA 6.32 - Variação da temperatura do fluido ao longo do leito no armazenador: $D=0,106\text{m}$, $\dot{m}=1,89\text{kg/s}$, $T_{in}=-12^\circ\text{C}$.

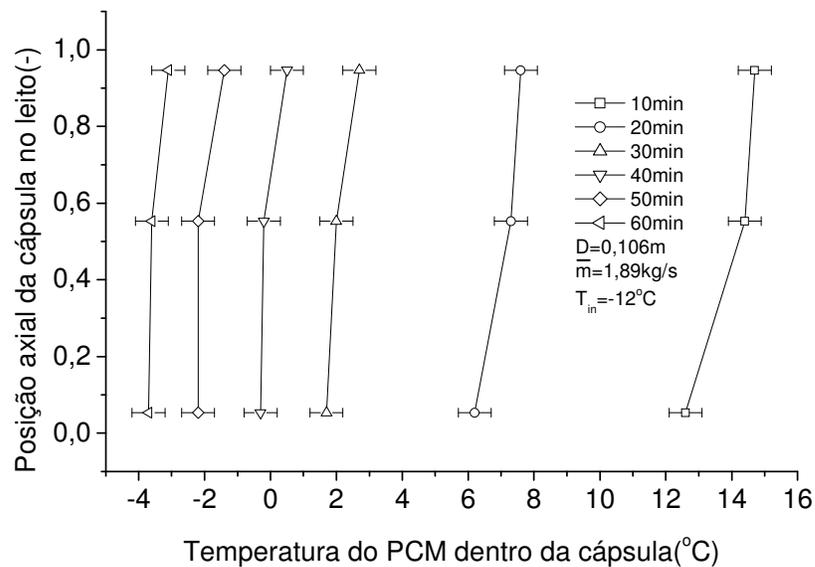


FIGURA 6.33 - Variação da temperatura do PCM em função da posição da camada: $D=0,106\text{m}$, $\dot{m}=1,89\text{kg/s}$, $T_{in}=-12^\circ\text{C}$.

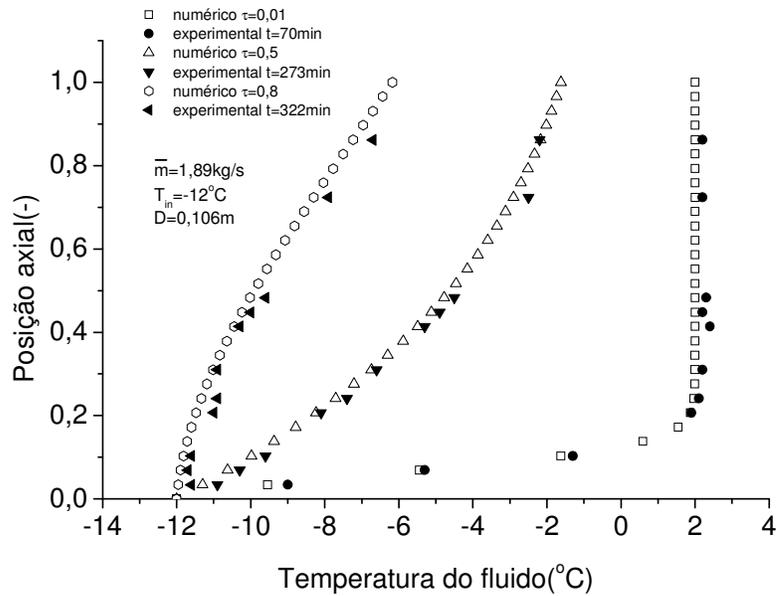


FIGURA 6.34 - Variação da temperatura ao longo do armazenador no final do processo: $D=0,106\text{m}$, $\bar{m}=1,89\text{kg/s}$, $T_{in}=-12^{\circ}\text{C}$.

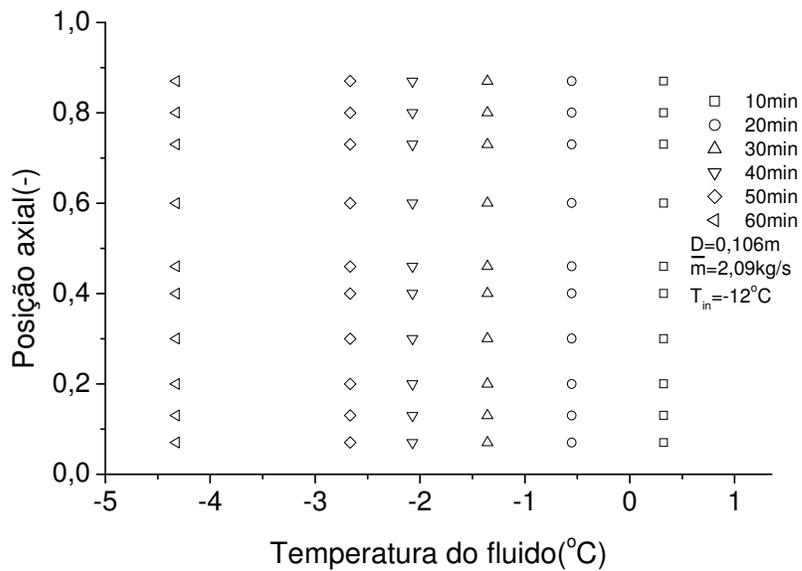


FIGURA 6.35 - Variação da temperatura do fluido ao longo do leito no armazenador: $D=0,106\text{m}$, $\bar{m}=2,09\text{kg/s}$, $T_{in}=-12^{\circ}\text{C}$.

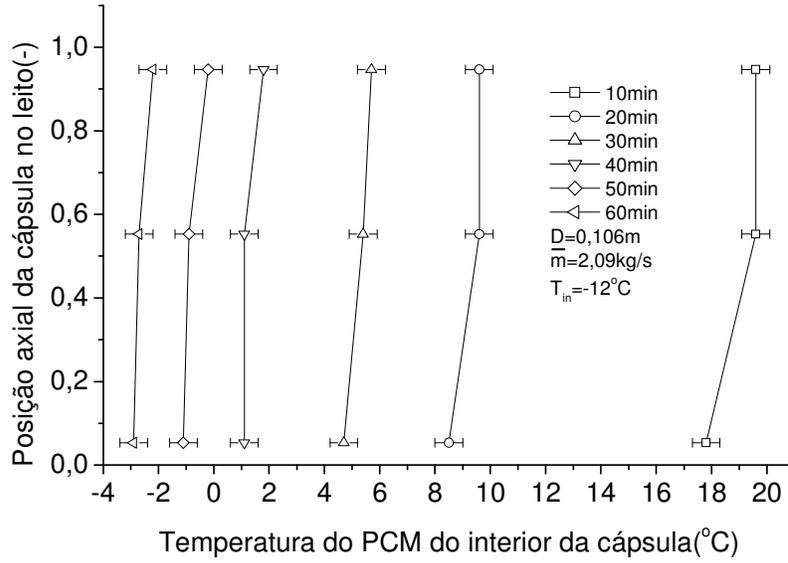


FIGURA 6.36 - Variação da temperatura do PCM em função da posição da camada: $D=0,106\text{m}$, $\bar{m}=2,09\text{kg/s}$, $T_{in}=-12^{\circ}\text{C}$.

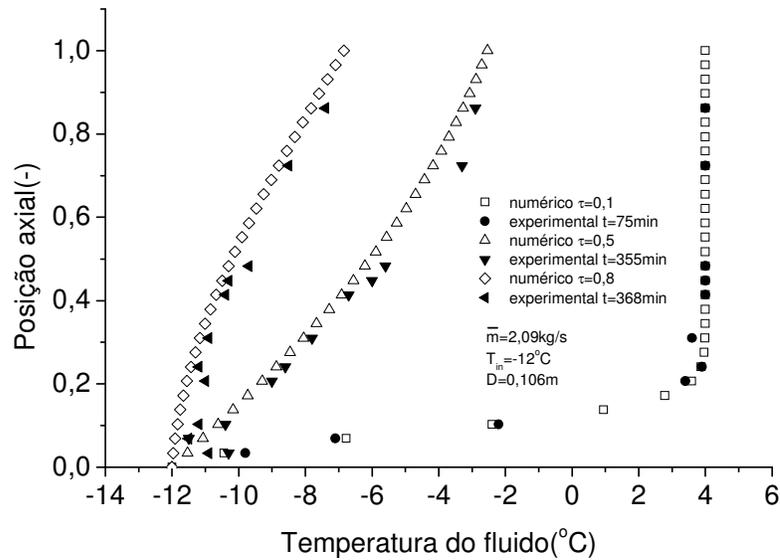


FIGURA 6.37 - Variação da temperatura ao longo do armazenador no final do processo: $D=0,106\text{m}$, $\bar{m}=2,09\text{kg/s}$, $T_{in}=-12^{\circ}\text{C}$.

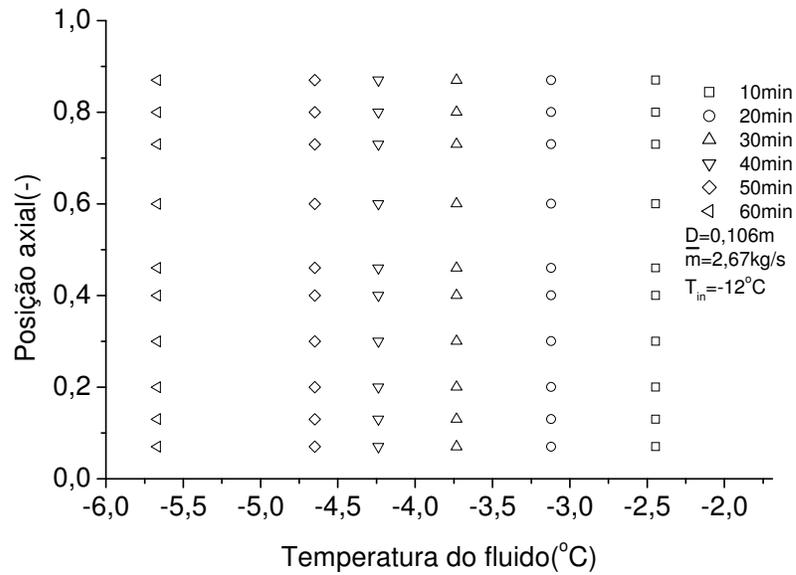


FIGURA 6.38 - Variação da temperatura do fluido ao longo do leito no armazenador: $D=0,106\text{m}$, $\bar{m} = 2,67\text{kg/s}$, $T_{in}=-12^{\circ}\text{C}$.

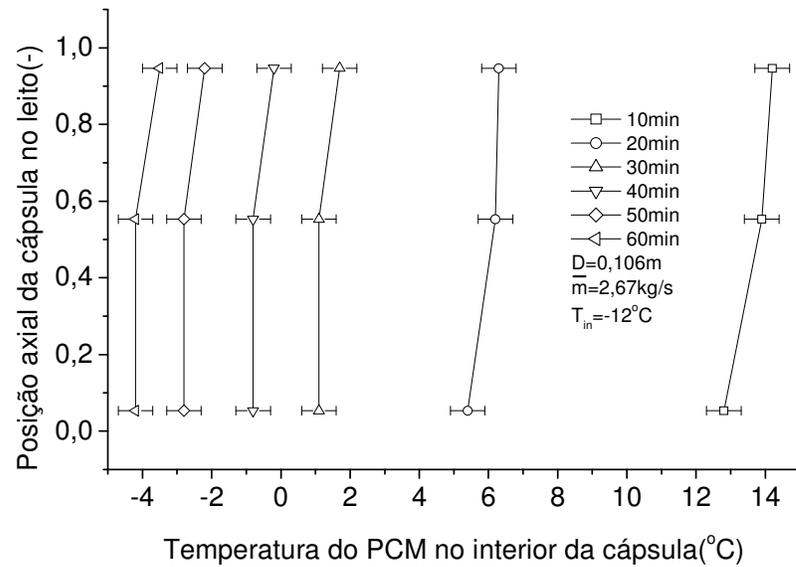


FIGURA 6.39 - Variação da temperatura do PCM em função da posição da camada: $D = 0,106\text{m}$, $\bar{m} = 2,67\text{kg/s}$, $T_{in}=-12^{\circ}\text{C}$.

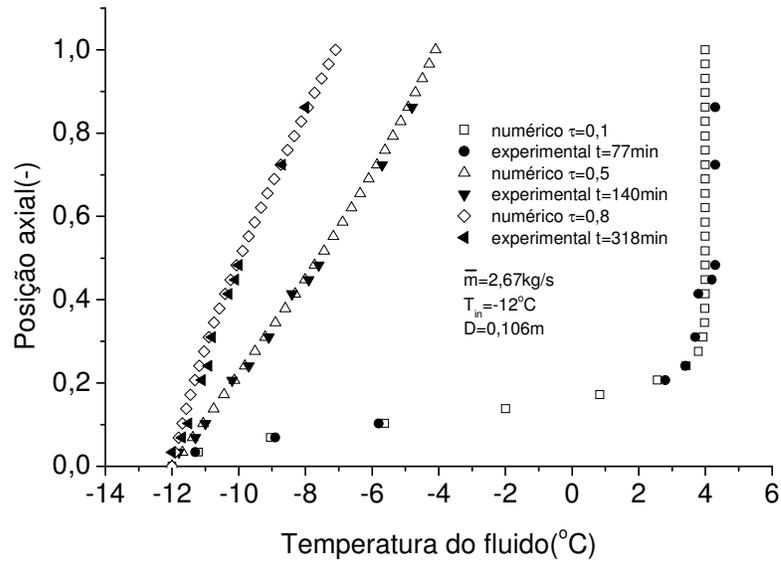


FIGURA 6.40 - Variação da temperatura ao longo do armazenador no final do processo:
 $D=0,106\text{m}$, $\bar{m}=2,67\text{kg/s}$, $T_{in}=-12^{\circ}\text{C}$.

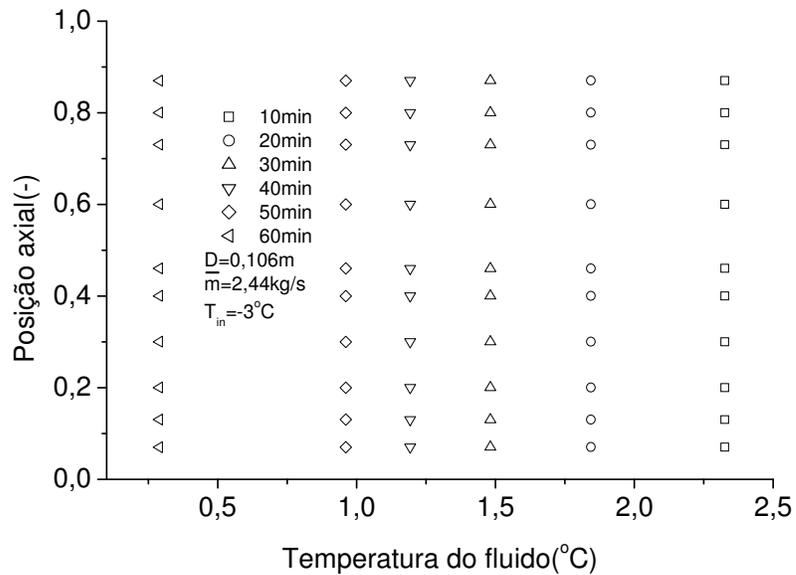


FIGURA 6.41 - Variação da temperatura do fluido ao longo do leito no armazenador: $D=0,106\text{m}$,
 $\bar{m}=2,44\text{kg/s}$, $T_{in}=-3^{\circ}\text{C}$.

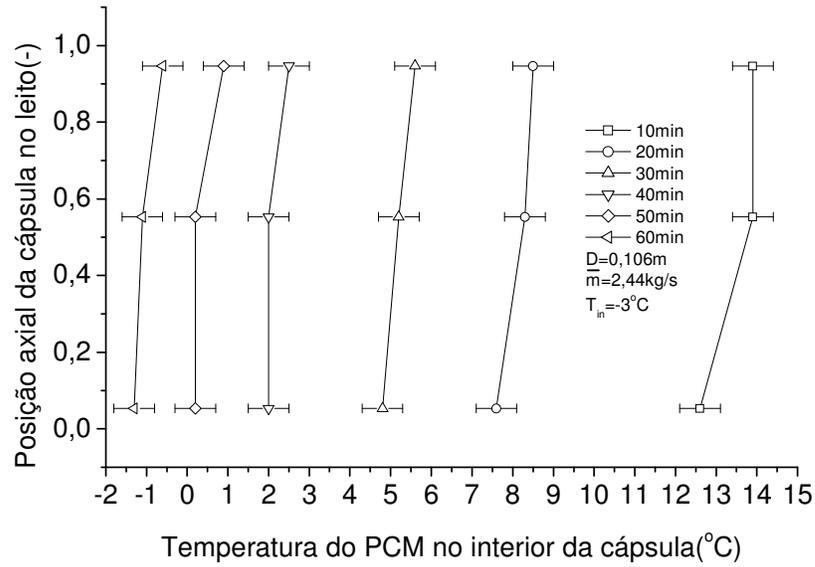


FIGURA 6.42 - Variação da temperatura do PCM em função da posição da camada: $D=0,106m$, $\bar{m} = 2,44kg/s$, $T_{in}=-3^{\circ}C$.

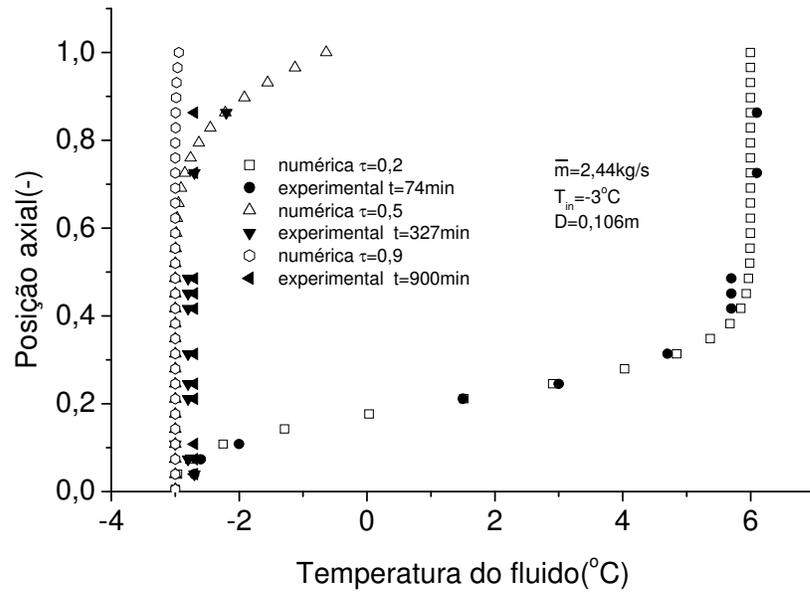


FIGURA 6.43 - Variação da temperatura ao longo do armazenador no final do processo: $D=0,106m$, $\bar{m} = 2,44kg/s$, $T_{in}=-3^{\circ}C$.

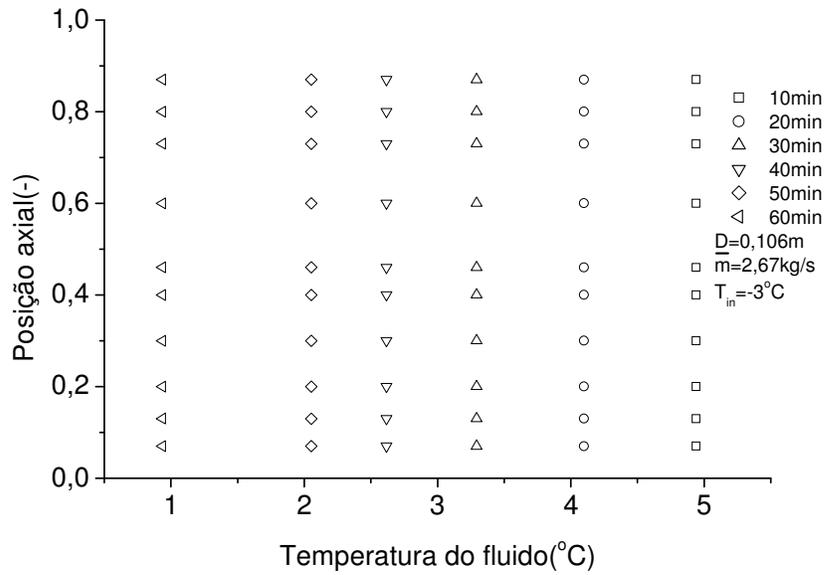


FIGURA 6.44 - Variação da temperatura do fluido ao longo do leito no armazenador: $D=0,106\text{m}$, $\bar{m} = 2,67\text{kg/s}$, $T_{in}=-3^{\circ}\text{C}$.

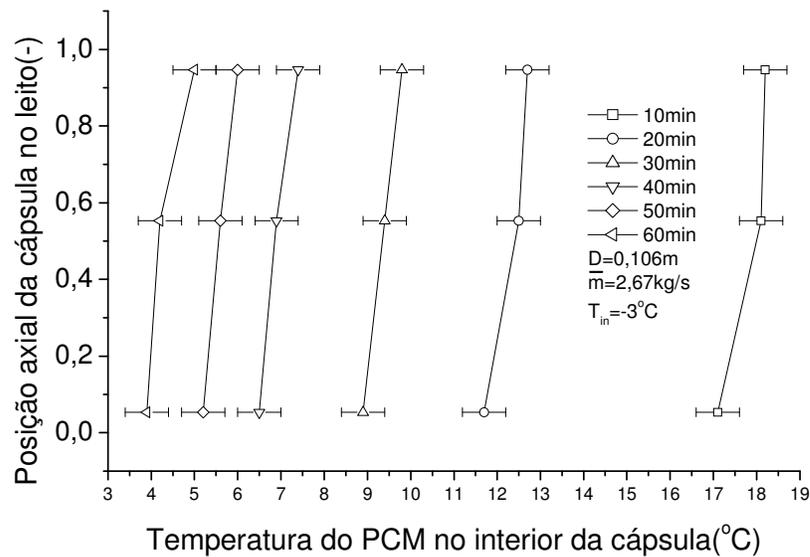


FIGURA 6.45 - Variação da temperatura do PCM em função da posição da camada: $D=0,106\text{m}$, $\bar{m} = 2,67\text{kg/s}$, $T_{in}=-3^{\circ}\text{C}$.

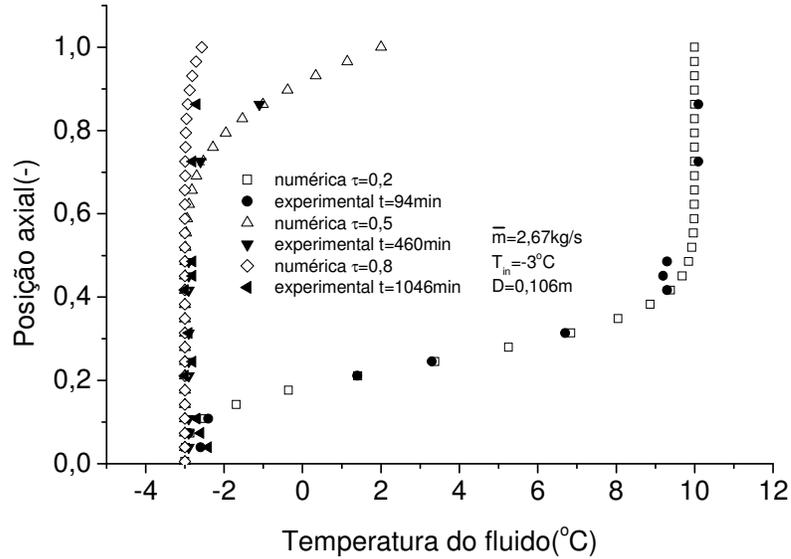


FIGURA 6.46 - Variação da temperatura ao longo do armazenador no final do processo: $D=0,106\text{m}$, $\bar{m} = 2,67\text{kg/s}$, $T_{in}=-3^{\circ}\text{C}$.

6.3 Estudo paramétrico numérico

6.3.1 Efeito da altura, perda de carga e tempo de solidificação completa no leito.

As FIGs. 6.47 a 6.54 mostram as simulações de quatro variações de alturas contra a temperatura do fluido ao longo do leito. Como pode ser visto o efeito da inércia térmica do leito devido à alta quantidade de energia na forma sensível eleva a temperatura do fluido nas posições superiores. Com isso podemos concluir que a taxa de calor trocado no interior do leito e os gradientes térmicos no interior das cápsulas são baixos devido ao fato que o calor sensível ainda está em grande parte confinado no interior do armazenador.

A FIG 6.55 mostra o tempo de solidificação completa quando o armazenador está com 95% de energia armazenada para várias alturas de armazenadores. Como pode ser visto aumentando o tamanho da cápsula aumenta o efeito da resistência global e, conseqüentemente elevando o tempo de solidificação completa.

Por outro lado, as FIGs. 6.56 e 6.57 mostram as perdas de carga em função das alturas dos armazenadores simulados. Pode-se constatar que a altura do armazenador aumenta as perdas fazendo com que mais energia seja fornecida ao fluido e como consequência o aumento da potência de bombeamento. Contudo, vale salientar, para este caso, que a temperatura de entrada no leito torna-se o parâmetro mais importante do que a potência da bomba a fim de evitar gradientes térmicos baixos nos primeiros instantes e custo mais elevado comprometendo a viabilidade e a eficiência do sistema de armazenamento térmico por calor latente.

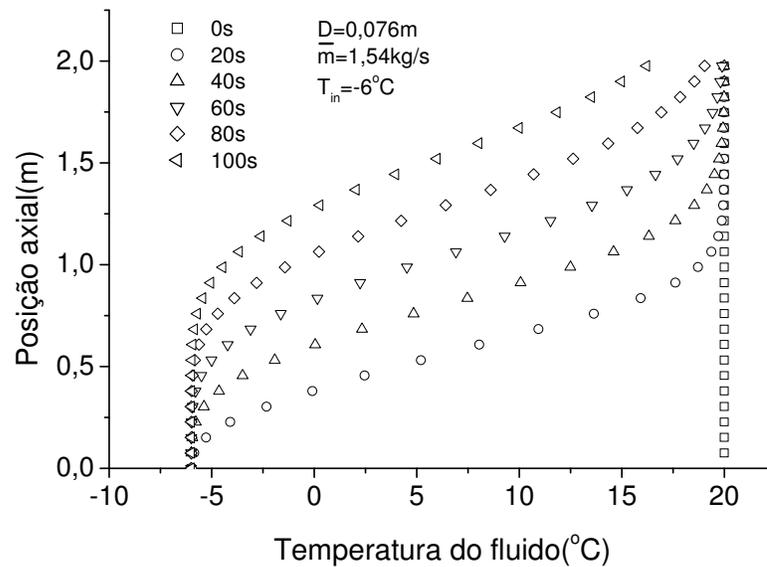


FIGURA 6.47 - Posição axial do leito contra a temperatura do fluido: $L=2$, $D=0,076\text{m}$.

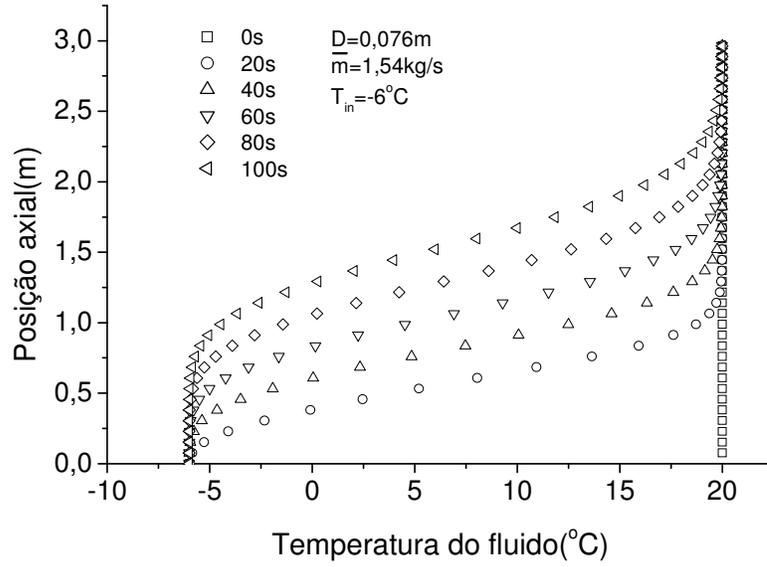


FIGURA 6.48 - Posição axial do leito contra a temperatura do fluido: L=3, D=0,076m.

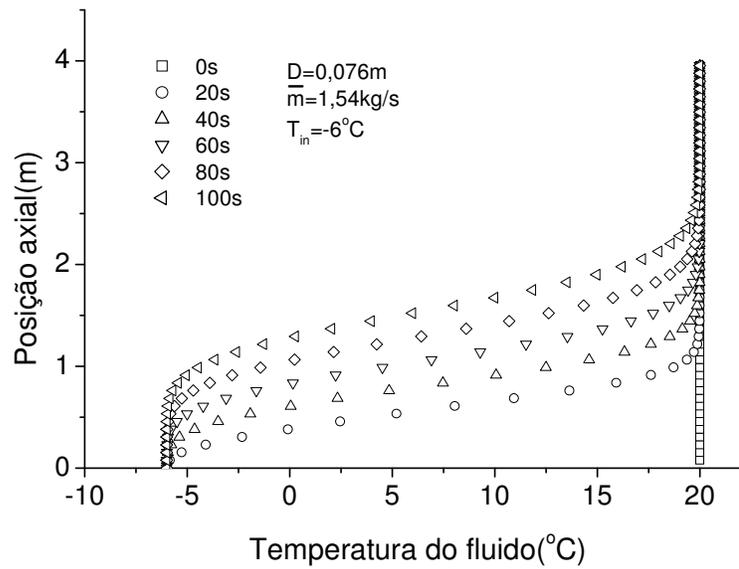


FIGURA 6.49 - Posição axial do leito contra a temperatura do fluido: L=4m, D=0,076m.

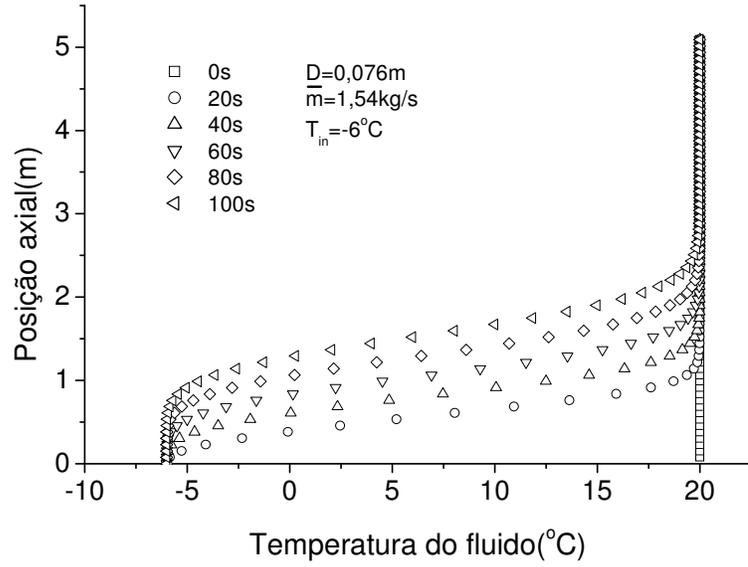


FIGURA 6.50 - Posição axial do leito contra a temperatura do fluido: $L=5\text{m}$, $D=0,076\text{m}$.

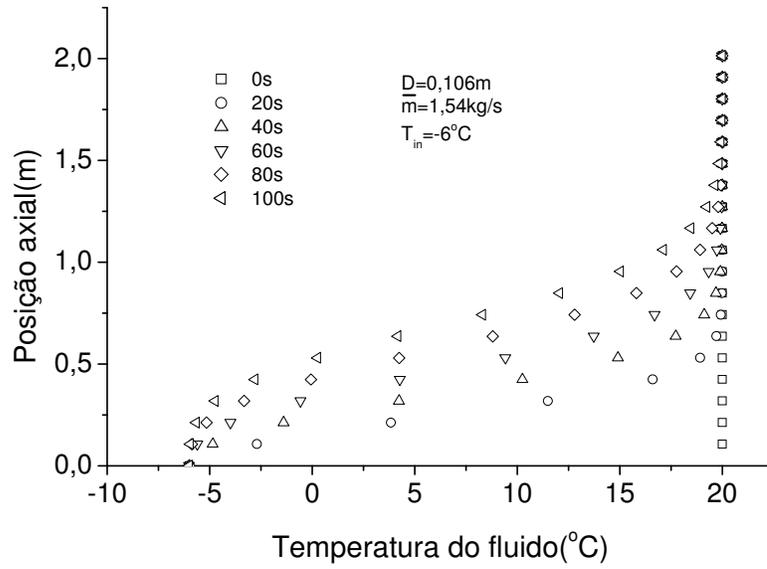


FIGURA 6.51 - Posição axial do leito contra a temperatura do fluido: $L=2\text{m}$, $D=0,106\text{m}$.

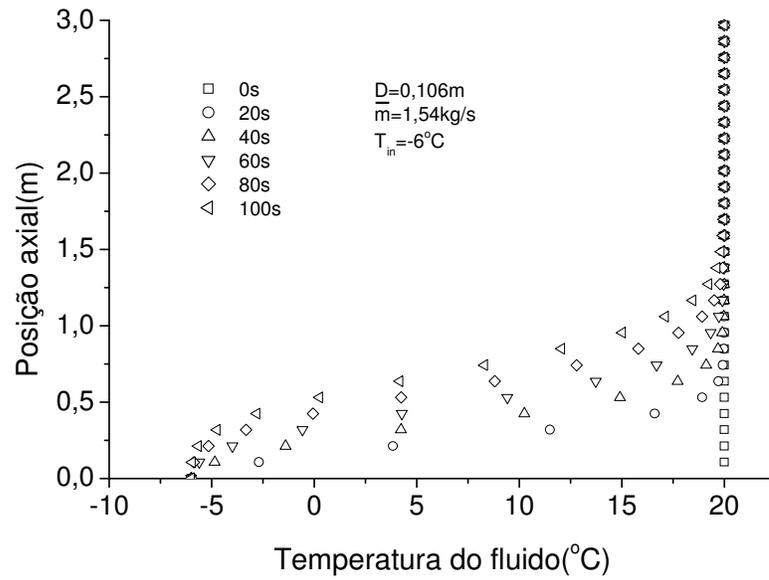


FIGURA 6.52 - Posição axial do leito contra a temperatura do fluido L=3m, D=0,106m.

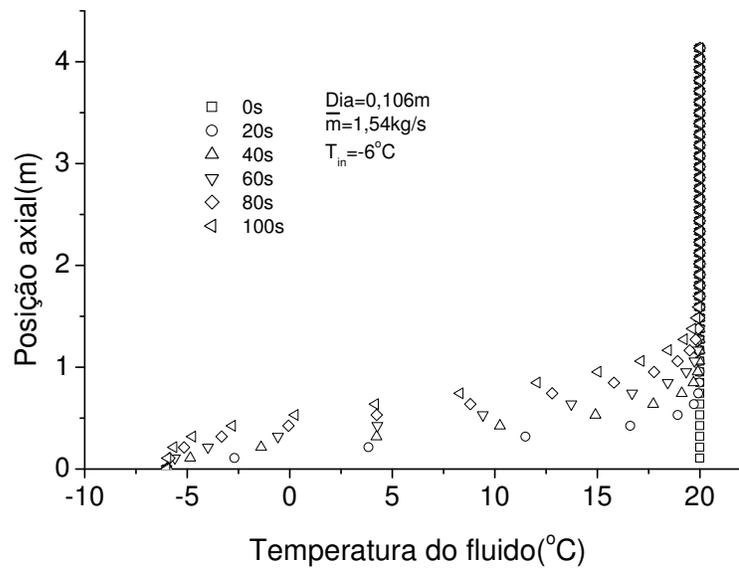


FIGURA 6.53 - Posição axial do leito contra a temperatura do fluido L=4m, D=0,106m.

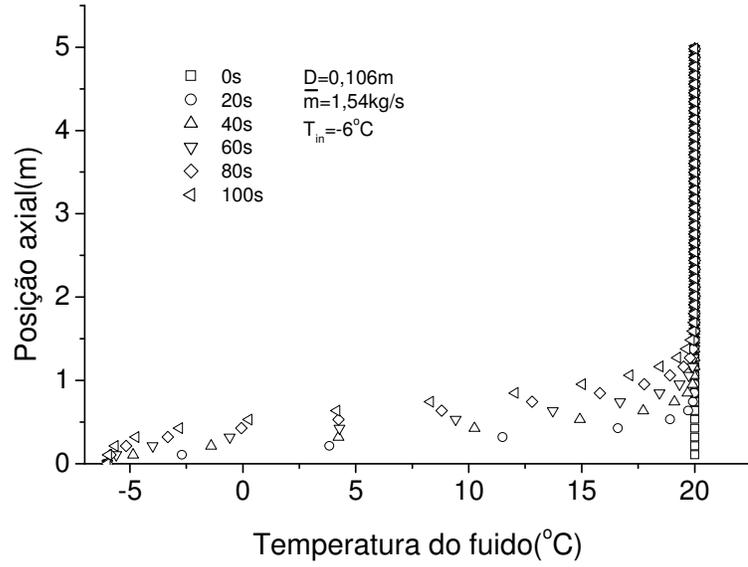


FIGURA 6.54 - Posição axial do leito contra a temperatura do fluido L=5m, D=0,106m.

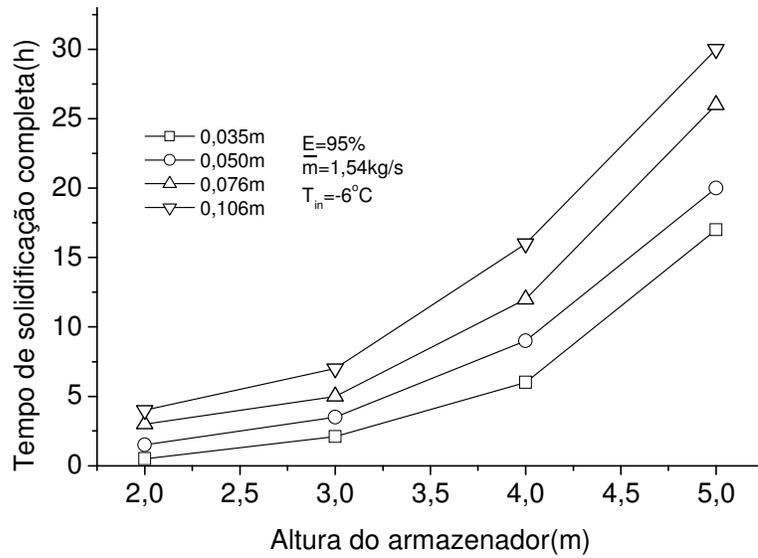


FIGURA 6.55 - Tempo de solidificação completa contra a altura do armazenador para E=95%.

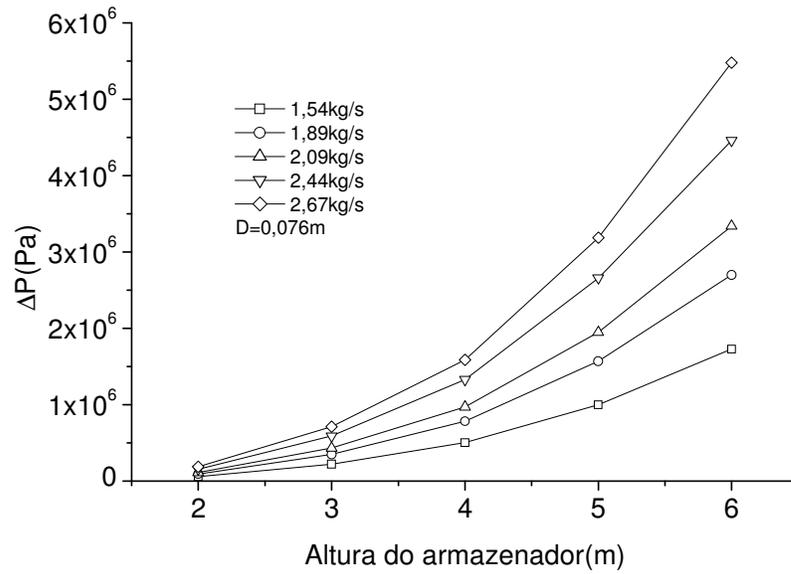


FIGURA 6.56 - Perda de carga em função da altura do armazenador: $D=0,076m$.

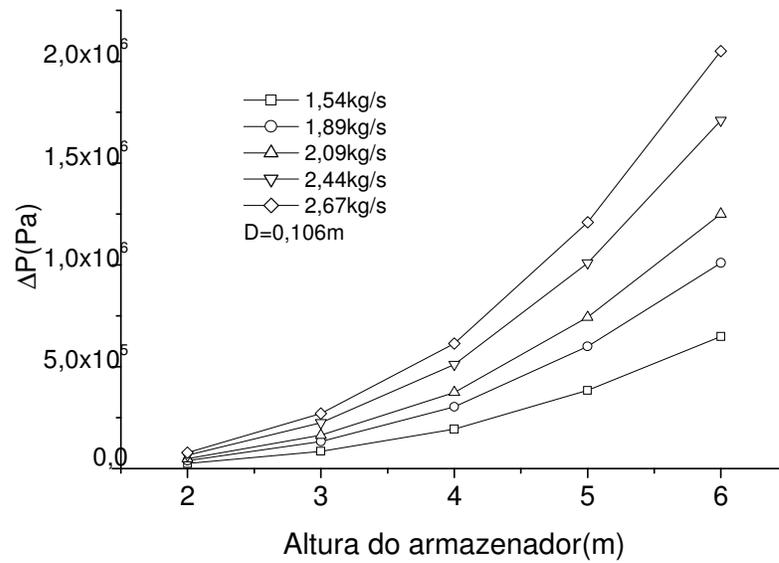


FIGURA 6.57 - Perda de carga em função da altura do armazenador: $D=0,106m$.

6.4 Material das cápsulas, diâmetro e temperatura de entrada

A FIG. 6.58 mostra o efeito do material da cápsula contra o tempo de solidificação completa para vários diâmetros de cápsulas. Os materiais testados foram o plástico, PVC, acrílico, alumínio e cobre. Este efeito foi incluído no modelo como resistência térmica devido ao efeito da parede, como mostrado na (eq. 4.5) e (eq. 4.6). No caso dos materiais metálicos as curvas de solidificação completa são coincidentes. As comparações com o polietileno, acrílico e PVC, indicam que o polietileno exibe melhor desempenho que o acrílico e o PVC. E a diferença entre o tempo de solidificação completa entre as cápsulas de materiais metálicos e não metálicos são de 2 horas, configurando um bom atrativo a serem utilizadas. O efeito do tamanho das cápsulas foi simulado para diferentes diâmetros, como mostra a (FIG. 6.59). Como era esperado o tamanho da cápsula aumenta o tempo de solidificação completa.

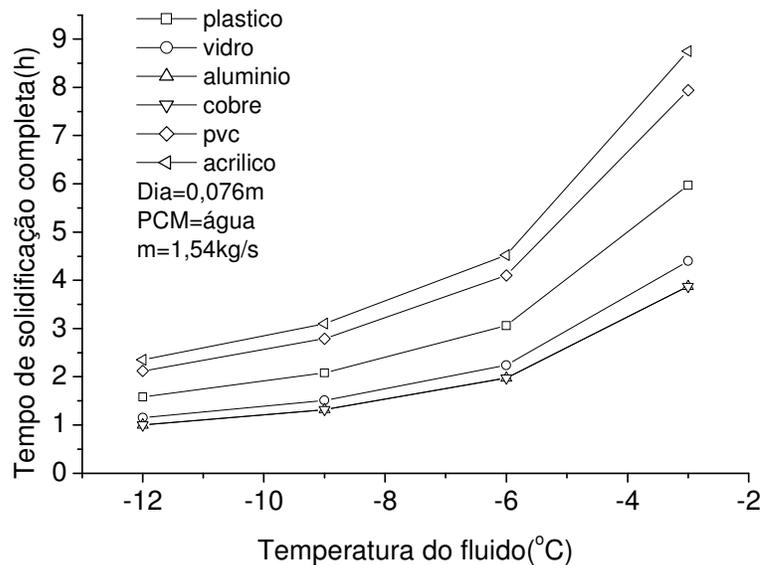


FIGURA 6.58 - Efeito do material da cápsula contra o tempo de solidificação completa.

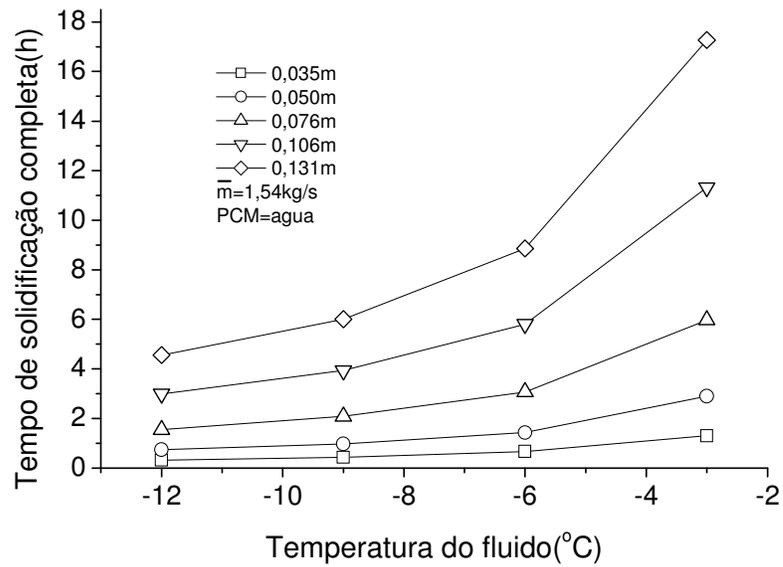


FIGURA 6.59 - Efeito do diâmetro da cápsula contra o tempo de solidificação completa.

A FIG. 6.60 mostra o efeito da temperatura de entrada contra o tempo de solidificação completa. A temperatura de entrada foi variada de -3 à -12°C enquanto que os outros parâmetros permaneceram constantes. Como se pode observar a diminuição da temperatura de -3°C para -6 °C reduziu o tempo de solidificação completa. Isto quer dizer que quanto maior for está diferença menor será o tempo de solidificação completa.

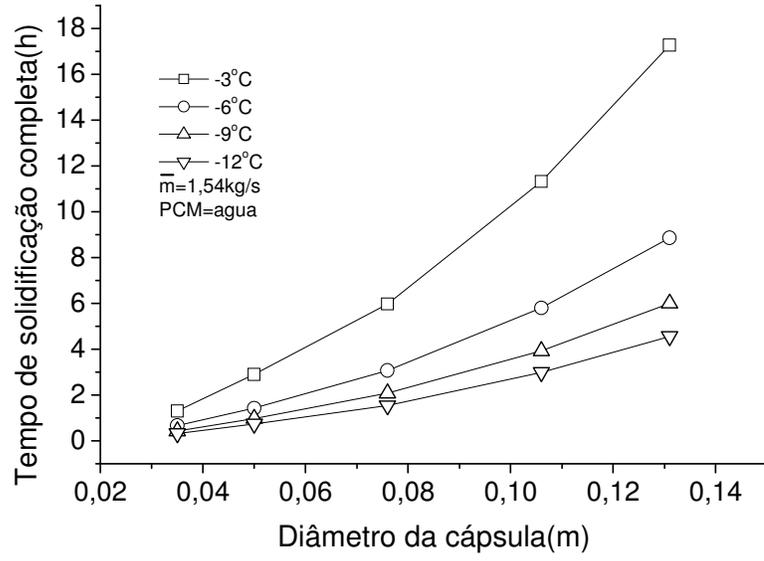


FIGURA 6.60 - Efeito da temperatura de entrada contra o tempo de solidificação completa.

7. CONCLUSÕES

A partir dos resultados apresentados no capítulo precedente, chega-se a algumas conclusões:

As correlações empíricas apresentaram 95% de confiança quando comparados aos dados experimentais, justificando sua importância como ponto inicial no projeto de armazenadores.

O modelo matemático apresentou resultados adequados para o estudo numérico em projetos de armazenadores térmicos.

A temperatura de entrada foi o fator de maior influência no projeto e desempenho do armazenador, reduzindo o tempo de carregamento quando comparada a outros parâmetros de projeto tais como a vazão mássica e o tamanho da cápsula.

Os experimentos mostraram que o leito recheado com cápsulas de 0,076m armazenam mais energia que as cápsulas de 0,106m em um mesmo intervalo de tempo devido ao gradiente térmico que é menor.

A altura mostrou forte influência no processo de carregamento. Isso quer dizer que o tempo de carregamento foi maior quando aumenta-se o tamanho do armazenador diminuindo consequentemente a energia armazenada.

As cápsulas com alta condutividade térmica permitem menor tempo de carregamento quando a temperatura é baixa, pois o gradiente térmico entre o fluido e o interior da cápsula aumenta, diminuindo o tempo de solidificação completa do PCM.

Como sugestões para trabalhos futuros temos:

- 1- Aumentar o tamanho do armazenador/diâmetro e analisar os seus efeitos.
- 2- Fazer uma análise técnico-econômica em um armazenador de calor latente.
- 3- Construir um modelo numérico que modele a região de super resfriamento nas cápsulas esféricas.
- 4- Fazer um estudo do descarregamento no armazenador.

REFERÊNCIAS

- AYEL, V.; LOTTIN, O.; POPA, E; PEERHOSSAINI, H. Using undercooling to measure the freezing points of aqueous solutions. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 44 , pp. 11–20. 2005.
- ASSIS, E.; KATSMAN, L; ZISKIND, G.; LETAN, R. Numerical and Experimental Study of Melting in a Spherical Shell. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 50, pp. 1790 – 1804. 2007.
- BANASZEK, J.; SKI, R. D.; REBOW, M.; EL-SAGIER, F. Numerical analysis of the paraffin wax air spiral thermal energy storage unit. **Applied Thermal Engineering**, v. 20, pp. 323-354, 2000
- BARBA, A.; SPIGA, M. Discharge Mode for Encapsulated PCMs in Storage Tanks. **Solar Energy**, v. 74, pp. 141 – 148. 2003.
- BEDECARRATS, J. P.; STRUB, F.; FALCON, B.; DUMAS, J. P. Phase Change Thermal Energy Storage using Spherical Capsules: Performance of a Test Plant. **International Journal of Refrigeration**, v. 19, pp. 187 – 196. 1996.
- BEDECARRATS, J. P.; CASTAING-LASVIGNOTTES, J.; STRUB, F.; DUMAS, J. P. Study of a phase change energy storage using spherical capsule. Parte I: Experimental results. **Energy Conversion and Management**. v. 50, pp. 2527 – 2536. 2009.
- BENMANSOUR, A.; HAMDAN, M. A.; BENGUEDDACH, A. Experimental and Numerical Investigation of Solid Particles Thermal Energy Storage Unit. **Applied Thermal Engineering**, v. 26, pp. 513 – 518. 2006.

BEEK, J. Design of packed catalytic reactors. **Advances in Chemical Engineering**, v.3, pp. 203-271. 1962.

BILIR, L.; ILKEN, Z. Total Solidification Time of a Liquid Phase Change Material Enclosed in Cylindrical/Spherical Containers. **Applied Thermal Engineering**, v. 25, pp. 1488 – 1502. 2005.

BRAGA, B.; HESPANHOL, I.; CONEJO, J. G. L.; BARROS, M. T. L. de; SPENCER, M.; PORTO, M.; NUCCI, N.; JULIANO, N.; EIGER, S. *Introdução a Engenharia Ambiental: O desafio do desenvolvimento sustentável*. 2 ed, São Paulo, Pearson education, 2006. 318 p.

CABEZA, L. F.; CASTELLON, C.; NOGUES, M.; MEDRANO, M.; LEPPERS, R.; ZUBILLAGA, O. Use of Microencapsulated PCM in Concrete Walls for Energy Savings. **Energy and Building**, v. 39, pp. 113 – 119. 2007.

CALDWELL, J.; CHAN, C. C. Spherical solidification by the enthalpy method and heat balance integral method. **Applied Thermal Engineering**, v. 24, pp. 45 – 53. 2000.

CHAN, C. W.; TAN, F. L. Solidification Inside a Sphere – An Experimental Study. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v.33, pp. 335 – 341. 2006.

CHEN, S. L.; CHEN, C. L.; TIN, C. C.; LEE, T. S.; KE, M. C. An Experimental Investigation of Cold Storage in and Encapsulated Thermal Storage Tank. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 23, pp. 133 – 144. 2000.

CHERALATHAN, M.; VELRAJ, R.; RENGANARAYANAN, S. Performance Analysis on Industrial Refrigeration System Integrated with Encapsulated PCM-Based Cool Thermal Energy Storage System. **International Journal of Energy Research**, v. 31, pp. 1398 – 1413. 2007.

CHO, K.; CHOI, S. H. Thermal Characteristics of Paraffin in a Spherical Shell Capsule During Freezing and Melting Processes. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 43, pp. 3183 – 3196. 2000.

CHOUDHURY, C.; CHAUHAN, P. M.; GARG, H. P. Economic Design of a Rock Bed Storage Device for Storing Solar Thermal Energy. **Solar Energy**, v. 55, pp. 29 – 37. 1995.

DEKHTYAR, R. A.; SIKOVSKY, D. P.; GORINE, A. V.; MUKHIN, M. Heat Transfer in a Packed Bed at Moderate Values of the Reynolds Number. **High Temperature**, v. 40, pp. 693 – 700. 2002.

DELGADO, J. M. P. Q. A Critical Review of Dispersion in Packed Beds. **Heat Mass Transfer**, v. 42, pp. 279 – 310. 2006.

EAMES, I. W.; ADREF, K. T. Freezing and Melting of Water in Spherical Enclosures of the Type Used in Thermal (Ice) Storage Systems. **Applied Thermal Engineering**, v. 22, pp. 733 – 745. 2002.

EL-KOTB, M.; EL-SHARKAWY, A.; EL CHAZLY, N. M.; KHATTAB, N. M.; EL-DEEB, S. Thermal Characteristics of Paraffin Wax for Solar Energy Storage. **Energy Sources, Part A**, v. 28, pp. 1113 – 1126. 2006.

EGOLF, P.W.; KITANOVSKI, A.; ATA-CAESAR, D.; STAMATIOU, E.; KAWAJI, M.; BEDECARRATS, J. P.; STRUB, F. Thermodynamics and heat transfer of ice slurries. **International Journal of Refrigeration**. v. 28, pp. 51–59. 2005.

ETTOUNEY, H.; ALATIQUI, I.; AL-SAHALI, M.; AL-HAJIRIE, K. Heat transfer enhancement in energy storage in spherical capsules filled with paraffin wax and metal beads. **Energy Conversion and Management**, v. 47, pp. 211-228, 2006.

ERGUN, S. Fluid Flow through packed column. *Chem. Engng. Prog.* v. 48, pp. 89, 1952.

FANG, M.; CHEN, G. Effects of different multiple PCMs on the performance of a latent thermal energy storage system. **Applied Thermal Engineering**, v. 27, pp. 994–1000. 2007.

FORMIN, S.A.; SAITOH, T.S. Melting of unfixed material in spherical capsules with non isothermal wall. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 42, pp. 4197-4205. 1999.

GONÇALVES, M. M. Armazenadores de Calor Latente de Geometria Anular com Aletas. Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1996. 150p.Tese (doutorado).

GUILPART, J. ; STAMATIOU. E.; FOURNAISON. L. The control of ice slurry systems: an overview. **International Journal of Refrigeration**, v. 28, pp 98–107. 2005

HO, C.J.; CHIU, S.Y.; LIN, J.F.. Heat transfer characteristics of a rectangular natural circulation loop containing solid-liquid phase-change material suspensions. **International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow**, v. 15. n. 5, pp. 441-561. 2005

HASNAIN, S. M. Review on Sustainable Thermal Energy Storage Techniques, Part 1: Heat Storage Materials and Techniques. **Energy Conversion and Management**, v. 30, pp. 1127 – 1138. 1998.

HAWLADER, M. N. A.; UDDIN, M. S.; ZHU, H. J. Encapsulated Phase Change Materials for Thermal Energy Storage: Experiments and Simulation. **International Journal of Energy Research**, v. 26, pp. 159 – 171. 2002.

HAWLADER, M.; UDDIN, M. S.; KHIN, M. M. Microencapsulated PCM Thermal- Energy Storage System. **Applied Energy**, v. 74, pp. 195 – 202. 2003.

HAWLADER, M.; UDDIN, M. S.; ZHU, H. J. Preparation and Evaluation of a Novel Solar Storage Material: Microencapsulated Paraffin. **International Journal of Sustainable Energy**, v. 20, pp. 227 – 238. 2000.

ISMAIL, K.A.R., HENRIQUEZ, J.R. Numerical and experimental study of spherical capsules packed bed latent heat storage system. **Applied Thermal Engineering**, v. 22, pp. 1705–1716. 2002.

ISMAIL, K. A. R., HENRIQUEZ, J. R.; DA SILVA, T. M. A Parametric Study on Ice Formation Inside a Spherical Capsule. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 42, pp. 881 – 887. 2003.

ISMAIL, K.A.R.; MORAES, R.I.R. A numerical and experimental investigation of different containers and PCM options for cold storage modular units for domestic applications. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 52, pp. 4195-4202. 2009.

ISMAIL, K. A. R.; HENRIQUEZ, J. R. Solidification of pcm inside a spherical capsules. **Applied Thermal Engineering**, v. 41, pp. 173-187. 2000.

ISMAIL, K. A. R. **Bancos de Gelo, Fundamentos e Modelagem**. São Paulo: Editora e Gráfica Imagem, Campinas, 1998, 377 p.

ISMAIL, K.A.R.; STUGINSKY JR, R. A parametric study on possible fixed bed models for pcm and sensible heat storage. **Applied Thermal Engineering**, v. 19, pp. 757-788. 1999.

KHODADADI, J.M.; ZHANG, Y. Effects of buoyancy driven convective on melting within spherical containers. **International journal of heat and mass transfer**, v. 44, pp. 1605-1618. 2001.

KREITH, F. Principios da transmissão de calor. McGraw Hill, São Paulo, 1983.

KARAKILCIK, M.; DINCER, I.; ROSEN, M. Performance Investigation of a Solar Pond. **Applied Thermal Engineering**, v. 26, pp. 727 – 735. 2006.

KASZA, K. E.; HAYASHI, K. Ice Slurry Cooling Research: Storage Tank Ice Agglomeration and Extraction. **ASHRAE Transactions**, v. 105, pp. 260 – 266. 1999.

KAYANSAYAN, N.; ACAR, M. A. Ice Formation around a Finned-Tube Heat Exchanger for Cold Thermal Energy Storage. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 45, pp. 405 – 418. 2006.

KHUDHAIR, A. M.; FARID, M. M. A Review on Energy Conservation in Building Applications with Thermal Energy Storage by Latent Heat Using Phase Change Materials. **Energy Conversion and Management**, v. 45, pp. 263 – 275. 2004.

KOUSKSOU, T.; BEDECARRATS, J. P.; DUMAS, J. P.; MIMET, A. Dynamic Modeling of the Storage of an Encapsulated Ice Tank. **Applied Thermal Engineering**, v. 25, pp. 1534 – 1548. 2005.

KOIZUMI, H. Time and spatial heat transfer performance around an isothermally heated sphere in a uniform, downwardly directed flow (inrelation to the enhancement of latent heat storage rate in a spherical capsule). **Applied Thermal Engineering**, v. 24, pp. 2583-2600, 2004.

LAGUERRE, O.; AMARA, S. B.; ALVAREZ, G.; FLICK, D. Transient Heat Transfer by Free Convection in a Packed Bed of Spheres: Comparison between Two Modeling Approaches and Experimental Results. **Applied Thermal Engineering**, v. 28, pp. 14 – 24. 2008.

LEAL, Janaina Ferreira Batista. Estudo numérico e experimental de fenômenos de estratificação térmica em armazenamento de calor e frio. 1999. 104 f. Tese (Doutorado) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 1999.

LEE, A. H. W.; JONES, J. W. Laboratory Performance of an Ice-On-Coil, Thermal Energy Storage System for Residential and Light Commercial Applications. **Energy**, v. 21, pp. 115 – 130. 1996a.

LEE, A. H. W.; JONES, J. Modeling of an Ice-On-Coil Thermal Energy Storage System. **Energy Conversion and Management**, v. 37, pp. 1493 – 1507. 1996b.

LIN, H. J.; HORVATH, S. Viscous Dissipation in Packed Beds. **Chemical Engineering Science**, v. 36, pp. 47 – 55. 1981.

LIAO, S.; SU, J.; CHWANG, A. T. Series Solutions for a nonlinear a model of combined convective and radiative cooling of spherical body. **International journal of heat and mass transfer**. v. 49, pp. 2437-2445. 2006.

MACPHEE, D.; DINCER, I. Thermal Modeling of a Packed Bed Thermal Energy Storage System during Charging. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, n. 4, pp. 695 –705. 2009.

MANDEL, J. **The Statistical Analysis of Experimental Data**. John Wiley & Son, N.Y, 1984, 410 p.

MATSUMOTO, K.; NAMIKI, Y.; ODAKA, M.; KAWAGOE, T.; NAKAGAWA, S.; KANG, C. Continuous Ice Slurry Formation Using a Functional Fluid for Ice Storage. **International Journal of Refrigeration**, v. 27, pp. 73 – 81. 2004.

MINISTERIO DE MINAS E ENERGIA-MME. **Balanço Energético Nacional**, Brasília, 2003.

NAKAYAMA, A.; KUWAHARA, F; KODAMA, Y. An equation for thermal dispersion flux transport and its mathematical modelling for heat and fluid flow in a porous medium. **Journal of Fluid Mechanics**, v. 563, pp. 81– 96. 2006.

NALLUSAMY, N.; SAMPATH, S.; VELRAJ, R. Experimental Investigation on a Combined Sensible and Latent Heat Storage System Integrated with Constant/Varying (Solar) Heat Sources. **Renewable Energy**, v. 32, pp. 1206 – 1227. 2007.

OZONUR, Y.; MAZMAN, M.; PAKSOY, H. O.; EVLIYA, H. Microencapsulation of Coco Fatty Acid Mixture for Thermal Energy Storage with Phase Change Material. **International Journal of Energy Research**, v. 30, pp. 741 – 749. 2006.

ROSEN, M. A.; DINCER, I. Exergy Methods for Assessing and Comparing Thermal Storage Systems. **International Journal of Energy Research**, v. 27, pp. 415 – 430. 2003.

ROSEN, M. A.; DINCER, I.; PEDINELLI, N. Thermodynamic Performance of Ice Thermal Energy Storage Systems. **Journal of Energy Resources Technology**, v. 122, pp. 205 – 211. 2000.

ROSEN, M. A.; PEDINELLI, N.; DINCER, I. Energy and Exergy Analyses of Cold Thermal Storage Systems. **International Journal of Energy Research**, v. 23, pp. 1029 – 1038. 1999.

SAITO, A. Recent Advances in Research on Cold Thermal Energy Storage. **International Journal of Refrigeration**, v. 25, pp. 177 – 189. 2002.

SARI, A.; KAYGUSUZ, K. Thermal and Heat Transfer Characteristics in a Latent Heat Storage System Using Lauric Acid. **Energy Conversion and Management**, v. 43, pp. 2493 – 2507. 2002a.

SARI, A.; KAYGUSUZ, K. Thermal Performance of a Eutectic Mixture of Lauric and Stearic Acids as PCM Encapsulated in the Annulus of Two Concentric Pipes. **Solar Energy**, v. 72, pp. 493 – 504. 2002b.

SARI, A.; KAYGUSUZ, K. Thermal Energy Storage System Using a Technical Grade Paraffin Wax as Latent Heat Energy Storage Material. **Energy Sources**, v. 27, pp. 1535 – 1546. 2005.

SARI, A.; KAYGUSUZ, K. Thermal Energy Storage Performance of Fatty Acids as a Phase Change Material. **Energy Sources, Part A**, v. 28, pp. 105 – 116. 2006.

SHARMA, S. D., SAGARA, K. Latent Heat Storage Materials and Systems: A Review. **International Journal of Green Energy**, v.2, pp. 1 – 56. 2007.

SINGH, C.; TATHGIR, R. G.; MURALIDHAR, K. Experimental Validation of Heat Transfer Models for Flow Through a Porous Medium. **Heat Mass Transfer**, v. 43, pp. 55 – 72. 2006.

TAN, F. L.; HOSSEINIZADEH, S.F; KHODADADI, J. M; FAN, L. Experimental and computational study of constrained melting of phase change materials (PCM) inside a spherical capsule. **International Journal of Heat and Mass Transfer**. v. 52, pp. 3464-3472, 2009.

VEERAPPAN, M.; KALAISELVAM. S.; INIYAN, S.; GOIC, R. Phase change characteristics study od spherical PCMs in solar energy storage. **Solar Energy**. v. 83, pp. 1245-1252, 2009.

WANG, M. J.; KUSUMOTO, N. Ice Slurry Based Thermal Storage in Multifunctional Buildings. **Heat and Mass Transfer**, v. 37, pp. 597 – 604. 2001.

WEI, J.; KAWAGUCHI, Y.; HIRANO, S.; TAKEUCHI, H. Study on a PCM Heat Storage System For Rapid Heat Supply. **Applied Thermal Engineering**, v. 25, pp. 2903 – 2920. 2005.

WU, S.; FANG, G.; LIU, XU. Thermal performance simulation of a packed bed cool thermal energy storage system using n-tetradecane as phase change material. **International Journal of Thermal Sciences**. v. 49, pp. 1752-1762. 2010.

YAMAGISHI, Y.; TAKEUCHI, H.; PYATENKO, A. T.; KAYUKAWA, N. Characteristics of a Microencapsulated PCM Slurry as a Heat Transfer Fluid. **AIChE Journal**, v. 45, pp. 696 – 707. 1999.

YAMAGISHI, Y.; SUGENO, T.; ISHIGE, T.; TAKUCHI, H.; PYATENKO, A. T. An Evaluation of Microencapsulated PCM for Use in Cold Energy Transportation Medium. **Energy Conversion Engineering Conference**, v. 3, pp. 2077 – 2083. 1996.

YEE, S. S.; KAMIUTO, K. Effect of Viscous Dissipation on Forced-Convection Heat Transfer in Cylindrical Packed-Beds. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.45, pp. 461 – 464. 2002.

YUKSEL, N.; AVCI, A; KILIC, M. A Model for Latent Heat Storage Systems. **International Journal of Energy Research**, v. 30, pp. 1146 – 1157. 2006.

ZHANG, Y.; SU, Y.; ZHU, Y.; HU, X. A General Model for Analyzing the Thermal Performance of the Heat Charging and Discharging Processes of Latent Heat Thermal Energy Storage Systems. **Journal of Solar Energy Engineering**, v. 123, pp. 232 – 236. 2001.

ZUKOWSKI, M. Mathematical Modeling and Numerical Simulation of a Short Thermal Energy Storage System using Phase Change Material for Heating Applications. **Energy Conversion and Management**, v. 48, pp. 155 - 165. 2007.

ZALBA, B.; MARIN, J. M.; CABEZA, L. F.; MEHLING, H. Review on thermal energy storage with phase change: materials, heat transfer analysis and applications. *Applied Thermal Engineering*. v. 23, pp. 251–283. 2003.

APÊNDICE A – Análise de Incerteza Experimental

Dados de testes experimentais são frequentemente utilizados para complementar análise de engenharia como base de projeto. A análise de incerteza é o procedimento usado para quantificar a validade e exatidão dos dados.

A análise de incerteza também é útil durante o projeto do experimento. Estudos cuidadosos podem indicar fontes potenciais de erros inaceitáveis e sugerir métodos de medição aperfeiçoados.

Para este trabalho serão calculadas as seguintes incertezas: diâmetro da cápsula, massa no interior das cápsulas, vazão, temperatura.

Incerteza do diâmetro

Para determinar as incertezas dos diâmetros de todas as cápsulas utilizadas nos experimentos, foi utilizado um paquímetro cuja menor divisão deste instrumento era de 0,05 mm. Baseados nestas informações foram calculados as incertezas relativas, prosseguindo da seguinte forma:

D1=76 mm

$$\delta D_1 = \frac{0,05}{76} = \pm 6,58 \times 10^{-04} \text{ ou } \pm \mathbf{0,0658\%}$$

D2=106 mm

$$\delta D_2 = \frac{0,05}{106} = \pm 4,72 \times 10^{-04} \text{ ou } \pm \mathbf{0,0472\%}$$

D3=131 mm

$$\delta D_3 = \frac{0,05}{131} = \pm 3,82 \times 10^{-04} \text{ ou } \pm \mathbf{0,0382\%}$$

Incerteza da massa no interior das cápsulas

Para a incerteza da massa do PCM no interior das cápsulas esféricas, deve-se partir da seguinte formulação:

$$\delta\Delta m = \left[\left(\frac{m_c}{\Delta m} \frac{\partial\Delta m}{\partial m_c} \delta m_c \right)^2 + \left(\frac{m_v}{\Delta m} \frac{\partial\Delta m}{\partial m_v} \delta m_v \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{A1})$$

$$\Delta m = m_c - m_v \quad (\text{A2})$$

Onde m_c é a massa da cápsula esférica cheia e m_v é a massa da cápsula esférica vazia.

Então, para a cápsula esférica de **131mm**, teremos:

$$m_c = 1196,64 \pm 0,01g \text{ e } m_v = 109,69 \pm 0,01g$$

Calculando a incerteza relativa

$$\delta m_c = \frac{0,01}{1196,64} = \pm 8,357 \times 10^{-06}$$

$$\delta m_v = \frac{0,01}{109,69} = \pm 9,116 \times 10^{-05}$$

Diferenciando a equação (A.2) em função de m_c e depois de m_v , ficam

$$\frac{m_c}{m_c - m_v} \frac{\partial\Delta m}{\partial m_c} = \frac{m_c}{m_c - m_v} \times 1 = 1,0091$$

$$\frac{m_v}{m_c - m_v} \frac{\partial\Delta m}{\partial m_v} = \frac{m_v}{m_c - m_v} \times (-1) = -0,1009$$

Substituindo na equação (A1)

$$\delta\Delta m = \pm 1,25 \times 10^{-05} \text{ ou } \pm 1,25 \times 10^{-03} \%$$

Então, para a cápsula esférica de **106 mm**, teremos:

$$m_c = 575,89 \pm 0,01g \text{ e } m_v = 70,71 \pm 0,01g$$

Calculando a incerteza relativa

$$\delta m_c = \frac{0,01}{575,89} = \pm 1,74 \times 10^{-5}$$

$$\delta m_v = \frac{0,01}{70,71} = \pm 1,41 \times 10^{-4}$$

Diferenciando a equação (A.2) em função de m_c e depois de m_v , ficam

$$\frac{m_c}{m_c - m_v} \frac{\partial \Delta m}{\partial m_c} = \frac{m_c}{m_c - m_v} \times 1 = 1,14$$

$$\frac{m_v}{m_c - m_v} \frac{\partial \Delta m}{\partial m_v} = \frac{m_v}{m_c - m_v} \times (-1) = -0,14$$

Substituindo na equação (A1)

$$\delta \Delta m = \pm 2,8 \times 10^{-5} \text{ ou } \pm \mathbf{2,8 \times 10^{-3} \%}$$

Então, para a cápsula esférica de **76 mm**, teremos:

$$m_c = 178,81 \pm 0,01g \text{ e } m_v = 37,45 \pm 0,01g$$

Calculando a incerteza relativa

$$\delta m_c = \frac{0,01}{178,81} = \pm 5,6 \times 10^{-5}$$

$$\delta m_v = \frac{0,01}{37,45} = \pm 2,67 \times 10^{-4}$$

Diferenciando a equação (A.2) em função de m_c e depois de m_v , ficam

$$\frac{m_c}{m_c - m_v} \frac{\partial \Delta m}{\partial m_c} = \frac{m_c}{m_c - m_v} \times 1 = 1,26$$

$$\frac{m_v}{m_c - m_v} \frac{\partial \Delta m}{\partial m_v} = \frac{m_v}{m_c - m_v} \times (-1) = -0,26$$

Substituindo na equação (A1)

$$\delta \Delta m = \pm 9,7 \times 10^{-5} \text{ ou } \pm \mathbf{9,7 \times 10^{-3} \%}$$

Incerteza da Vazão

A expressão para determinar a incerteza da vazão mássica deve ser calculada da seguinte forma.

$$\dot{m} = \frac{\Delta m}{\Delta t} \quad (\text{A.3})$$

$$\delta \dot{m} = \left[\left(\frac{\Delta m}{\dot{m}} \frac{\partial \dot{m}}{\partial \Delta m} \delta m \right)^2 + \left(\frac{\Delta t}{\dot{m}} \frac{\partial \dot{m}}{\partial \Delta t} \delta t \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{A.4})$$

Diferenciando a equação (A.3), obtemos

$$\frac{\Delta m}{\dot{m}} \frac{\partial \dot{m}}{\partial \Delta m} = 1$$

$$\frac{\Delta t}{\dot{m}} \frac{\partial \dot{m}}{\partial \Delta t} = -1$$

Temos $\Delta m = 50 \pm 0,01 \text{kg}$ e $\Delta t = 582,8 \pm 0,01 \text{s}$

A incerteza relativa da massa e da variação do tempo de coleta será:

$$\delta m = \frac{0,01}{50} = \pm 2,00 \times 10^{-4}$$

$$\delta t = \frac{0,01}{582,8} = \pm 1,72 \times 10^{-5}$$

Substituindo na equação (A.4) teremos

$$\delta \dot{m} = \left[(1 \times 2 \times 10^{-4})^2 + (-1 \times 1,72 \times 10^{-5})^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\delta \dot{m} = \pm 2 \times 10^{-4} \text{ ou } \pm \mathbf{0,02\%}$$

Incerteza da temperatura

A incerteza do termômetro padrão utilizando é de $\pm 0,5^{\circ}C$ (metade do menor valor mensurável da escala) apresentado da seguinte forma:

$$T_{\text{padrão}} = (T_{\text{padrão}} \pm \delta T_{\text{padrão}}) = (T_{\text{padrão}} \pm 0,5) [^{\circ}C] \quad (\text{A.5})$$

Onde $T_{\text{padrão}}$ é um valor registrado pelo termômetro para o referido experimento e $\delta T_{\text{padrão}}$ e a incerteza relativa ao termometro.

Incerteza da temperatura do sistema de aquisição apresentado é de $\pm 0,05^{\circ}C$ (é a metade da menor medida mensurável do equipamento) então,

$$T_{\text{registrador}} = (T_{\text{registrador}} \pm \delta T_{\text{registrador}}) = (T_{\text{registrador}} \pm 0,05) [^{\circ}C] \quad (\text{A.6})$$

Onde $T_{\text{registrador}}$ é um valor registrado no sistema de aquisição no referido experimento e $\delta T_{\text{registrador}}$ e a incerteza relativa ao equipamento.

Com isso podemos definir que as temperaturas medidas pelos instrumentos apresentam determinado erro e refletem no processo experimental quando estão sendo coletadas. No entanto é interessante obter o valor corrigido “real” da medida ao ser analisado. A partir daí, prosseguiremos da seguinte forma:

$$T_{\text{real}} = T_{\text{registrador}} + (T_{\text{padrão}} - T_{\text{registrador}}) \quad (\text{A.7})$$

É evidente que para as incertezas iremos ter,

$$\delta T_{\text{real}} = \delta T_{\text{registrador}} + (\delta T_{\text{padrão}} - \delta T_{\text{registrador}}) \quad (\text{A.8})$$

Segundo Ismail (2003) uma vez que um sistema de instrumentação normalmente contém diversos elementos, e cada elemento pode introduzir erro mesmo operando dentro das especificações, esses erros somam-se resultando em erro de sistema de instrumentação, ou seja,

$$\delta T_{real} = \sqrt{\delta T_{registrador}^2 + \delta T_{padrão}^2 + \delta T_{registrador}^2} = \sqrt{2 \times \delta T_{registrador}^2 + \delta T_{padrão}^2} \quad (\text{A.9})$$

Substituindo os valores na equação acima, temos

$$\delta T_{real} = \sqrt{2 \times (0,05)^2 + 0,5^2} = \pm \mathbf{0,505^\circ\text{C}}$$

Através da propagação de erro do instrumento podemos agora certificar que as medidas relacionadas à temperatura estão em uma faixa de variação de aproximadamente $0,505^\circ\text{C}$, que também poderá ser escrito da seguinte forma:

$$T_{real} = T_{real} \pm 0,505 [^\circ\text{C}]$$

APÊNDICE B – Curvas de calibração

As Figuras apresentadas a seguir são das curvas de calibração dos termopares utilizados nos experimentos. As medidas foram coletadas a partir das leituras de referência de um termômetro padrão e, as medidas do termopar a partir de um registrador de temperatura Analógico/Digital.

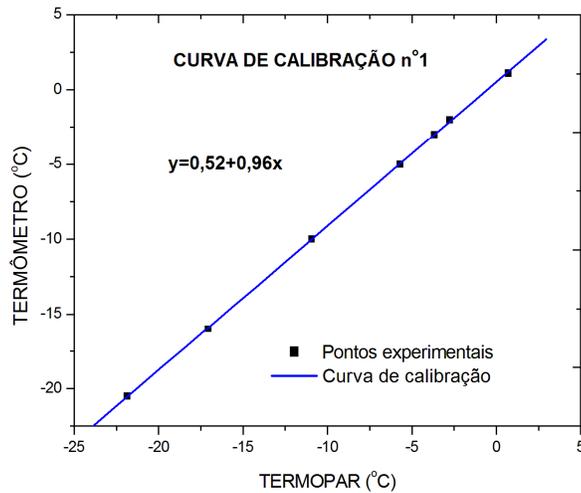


FIGURA B1 – Curva de calibração do Termopar 1.

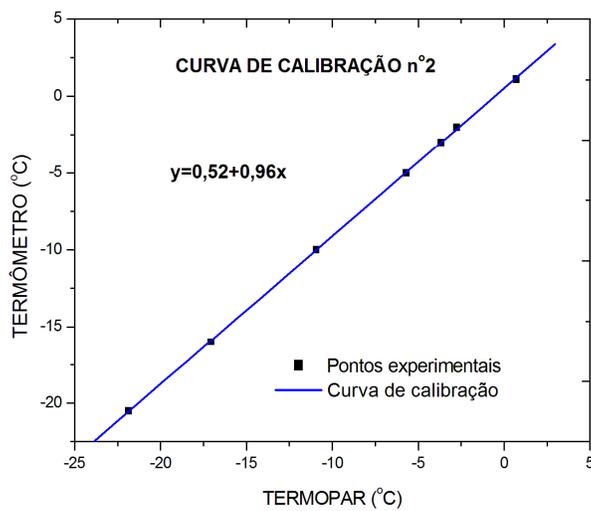


FIGURA B2 – Curva de calibração do Termopar 2.

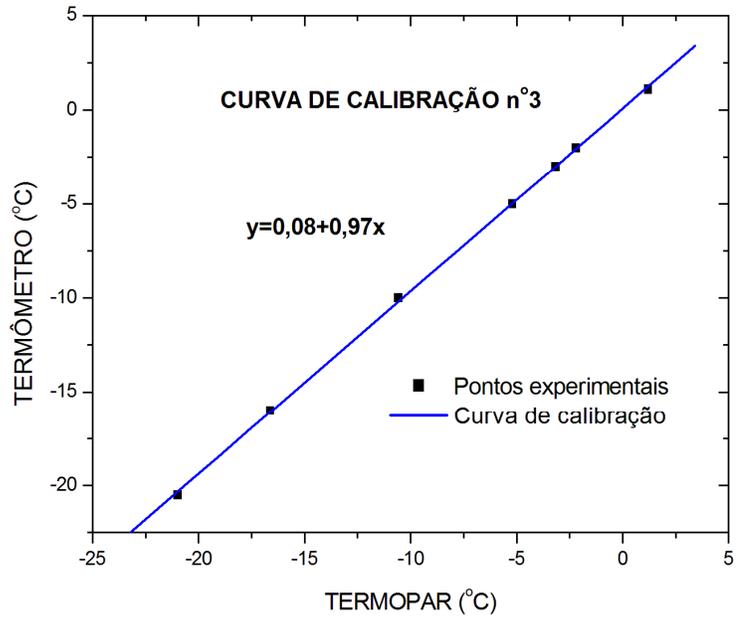


FIGURA B3 – Curva de calibração do Termopar 3.

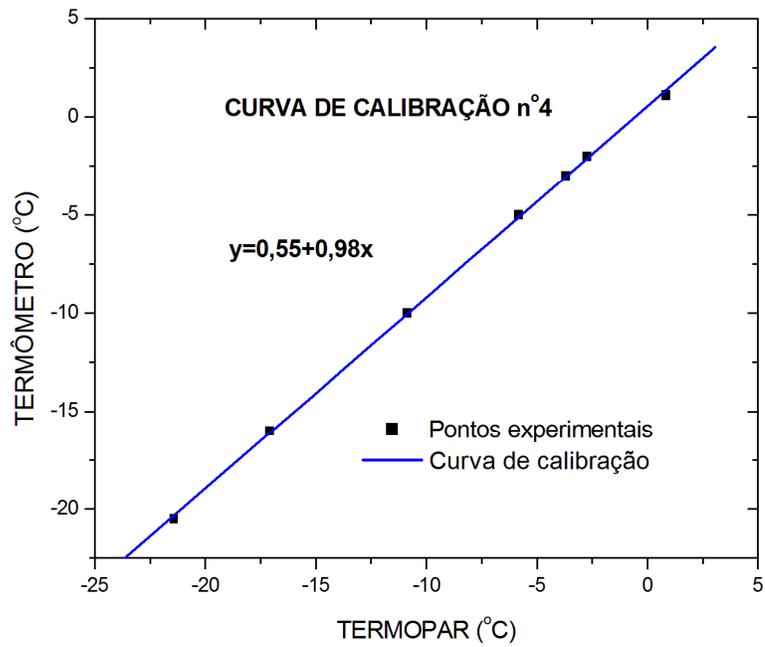


FIGURA B4 – Curva de calibração do Termopar 4.

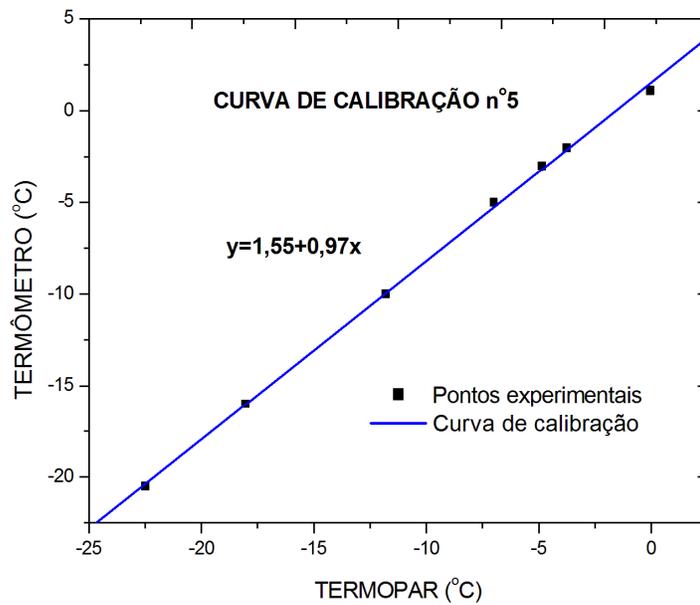


FIGURA B5 – Curva de calibração do Termopar 5.

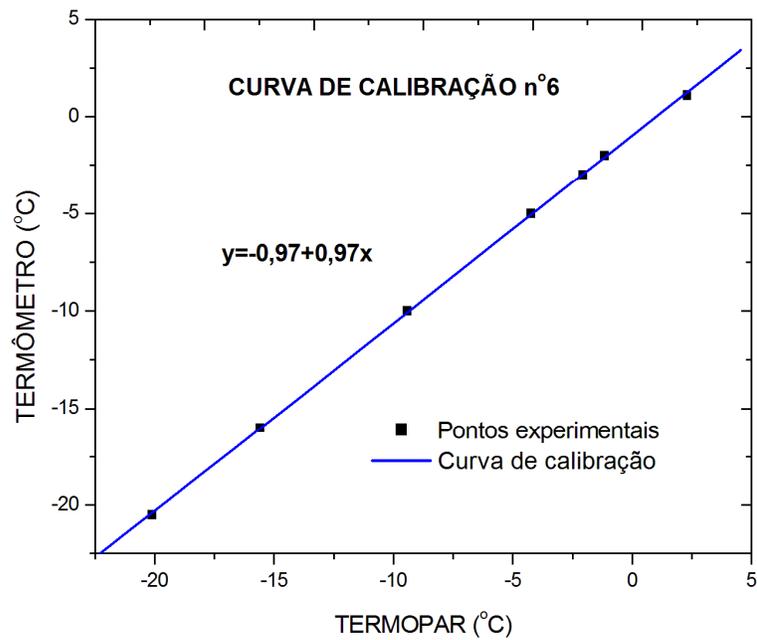


FIGURA B6 – Curva de calibração do Termopar 6.

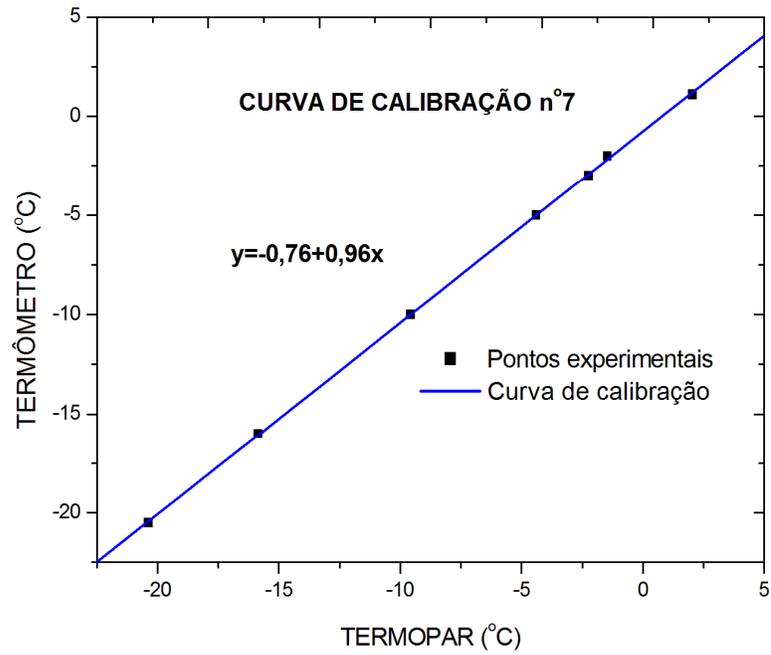


FIGURA B7 – Curva de calibração do Termopar 7.

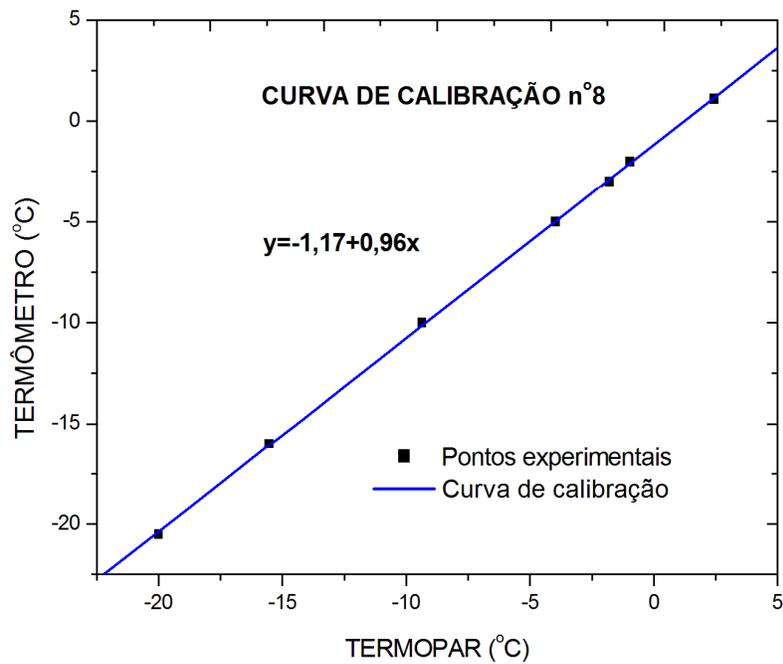


FIGURA B8 – Curva de calibração do Termopar 8.

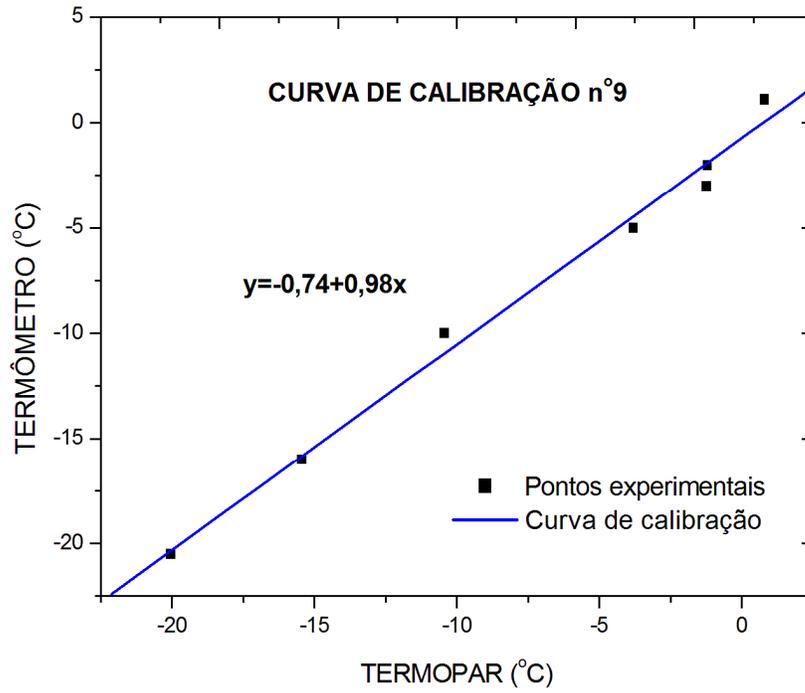


FIGURA B9 – Curva de calibração do Termopar 9.

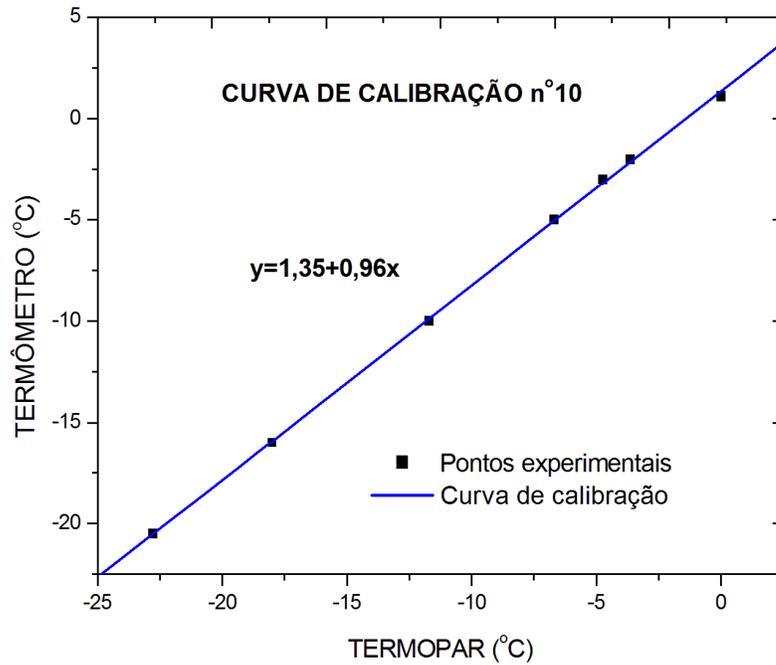


FIGURA B10 – Curva de calibração do Termopar 10.

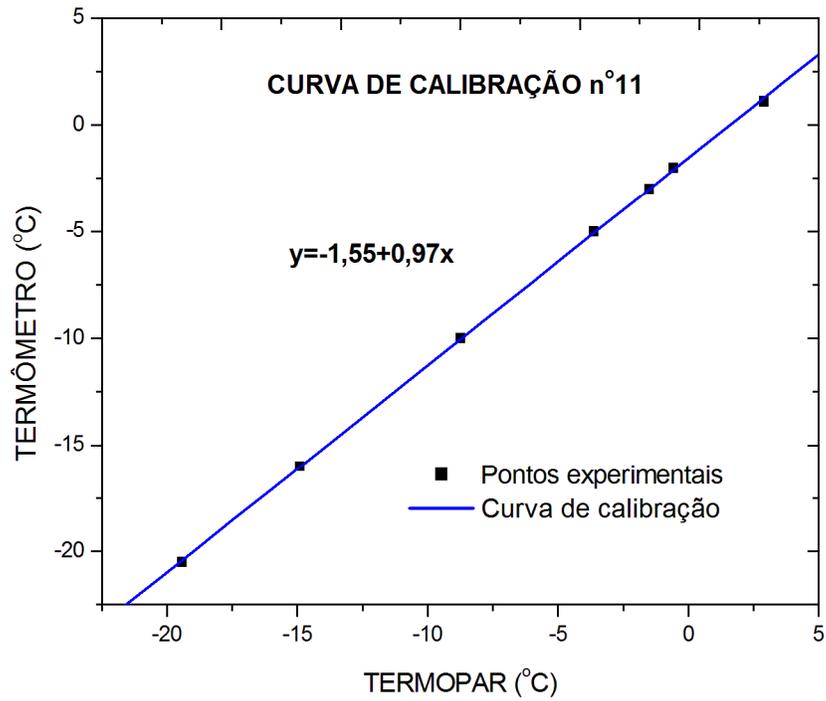


FIGURA B11 – Curva de calibração do Termopar 11.

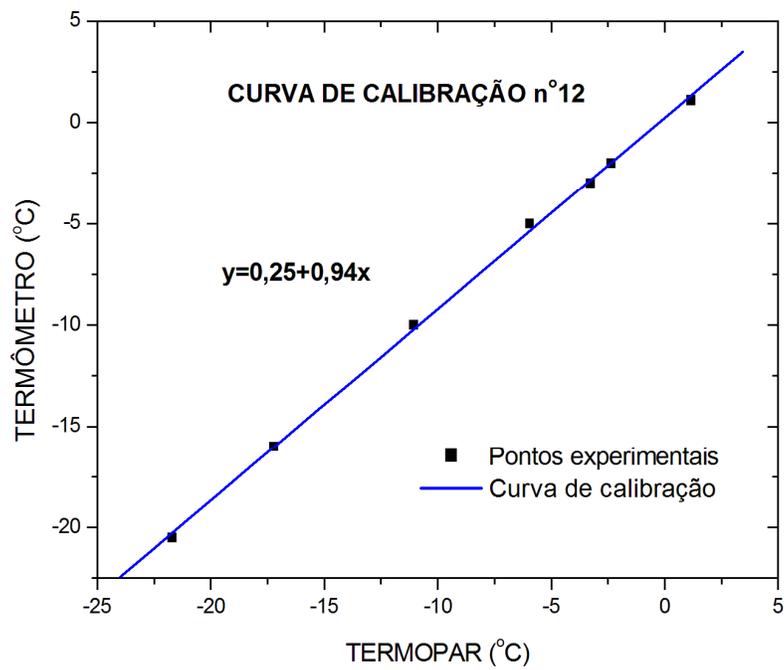


FIGURA B12 – Curva de calibração do Termopar 12.

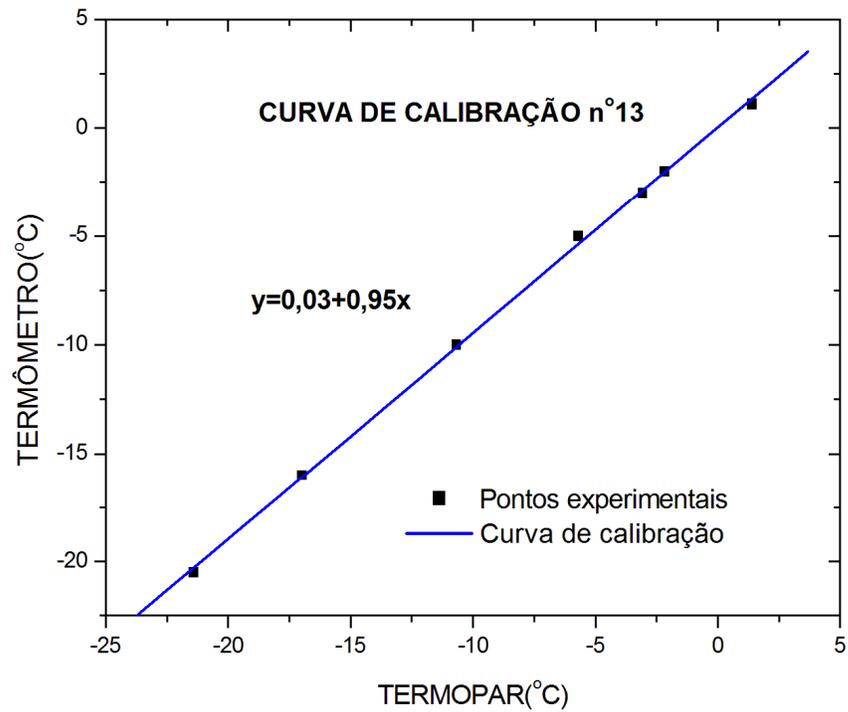


FIGURA B13 – Curva de calibração do Termopar 13.

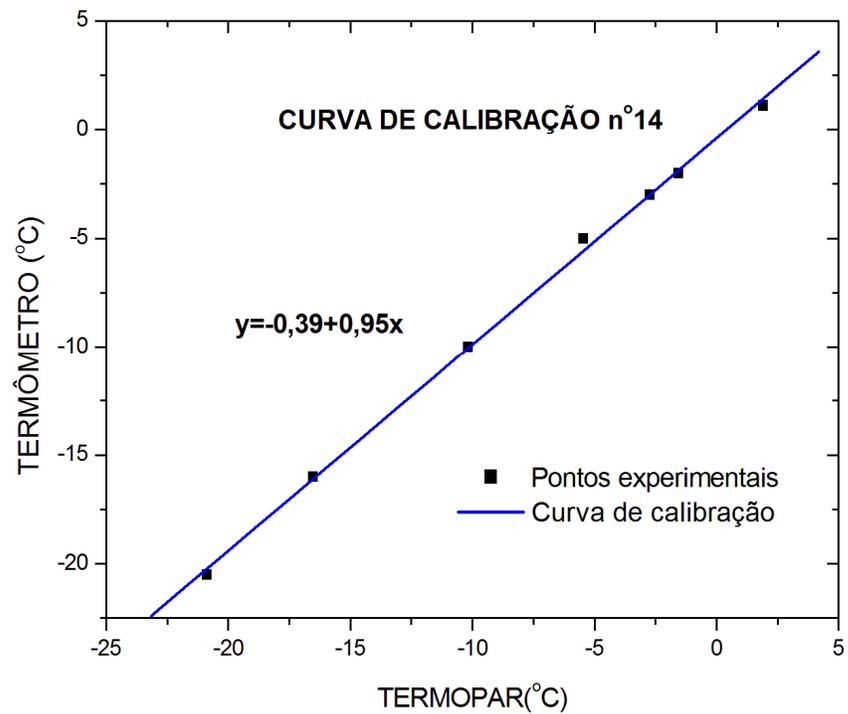


FIGURA B14 – Curva de calibração do Termopar 14.

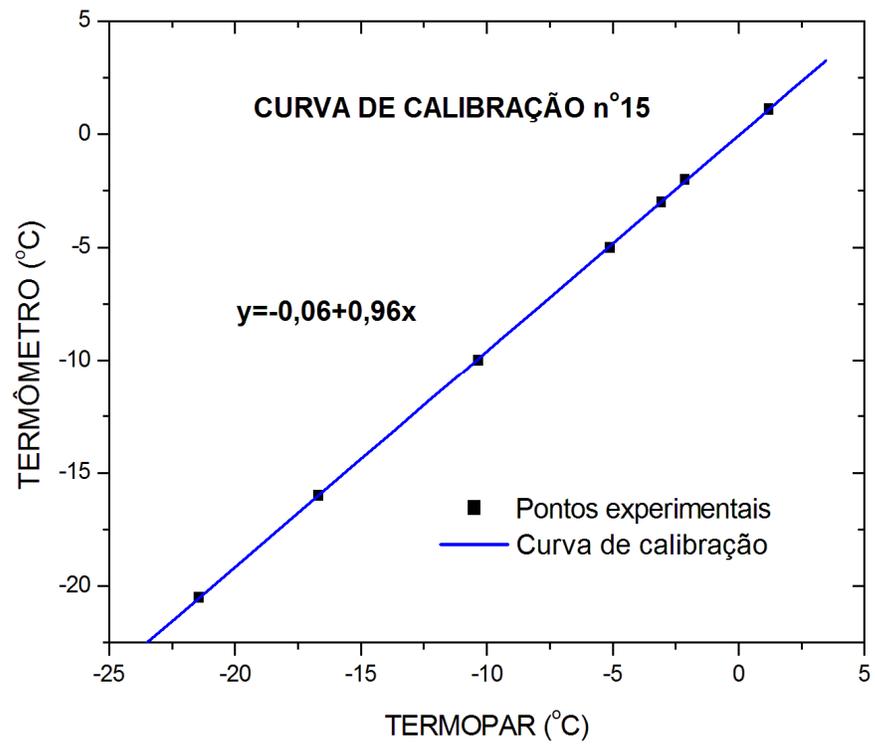


FIGURA B15 – Curva de calibração do Termopar 15.

APÊNDICE C

TABELA C

Matriz de planejamento experimental- carregamento

Ensaio	Temperatura (°C)	Diâmetro (m)	Vazão (kg/s)	Tempo (min)
1	-12	0,076	1,54	208
2	-12	0,076	1,89	196
3	-12	0,076	2,09	198
4	-12	0,076	2,44	208
5	-12	0,076	2,67	207
6	-9	0,076	1,54	250
7	-9	0,076	1,89	250
8	-9	0,076	2,09	279
9	-9	0,076	2,44	248
10	-9	0,076	2,67	207
11	-6	0,076	1,54	682
12	-6	0,076	1,89	670
13	-6	0,076	2,09	330
14	-6	0,076	2,44	261
15	-6	0,076	2,67	123
16	-12	0,106	1,54	500
17	-12	0,106	1,89	350
18	-12	0,106	2,09	330
19	-12	0,106	2,44	300
20	-12	0,106	2,67	298
21	-9	0,106	1,54	600
22	-9	0,106	1,89	470
23	-9	0,106	2,09	430
24	-9	0,106	2,44	400

25	-9	0,106	2,67	370
26	-6	0,106	1,54	897
27	-6	0,106	1,89	730
28	-6	0,106	2,09	650
29	-6	0,106	2,44	570
30	-6	0,106	2,67	540
31	-3	0,106	1,89	2546
32	-3	0,106	2,09	1958
33	-3	0,106	2,44	1531
34	-3	0,106	2,67	1341
35	-3	0,131	1,54	1215
36	-3	0,131	1,89	700
37	-3	0,131	2,09	500
38	-3	0,131	2,44	426
39	-3	0,131	2,67	400
40	-6	0,131	1,54	1200
41	-6	0,131	1,89	750
42	-6	0,131	2,09	600
43	-6	0,131	2,44	350
44	-6	0,131	2,67	191
45	-9	0,131	1,54	986
46	-9	0,131	1,89	500
47	-9	0,131	2,09	400
48	-9	0,131	2,44	295
49	-9	0,131	2,67	200
