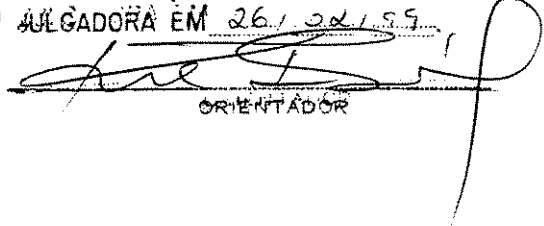


ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR Janaína Batista
Leal E APROVADA PELA
COMISSÃO JULGADORA EM 26/02/99.


ORIENTADOR

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**Estudo Numérico e Experimental de Fenômeno
de Estratificação Térmica
em Armazenamento de Calor e Frio**

Autora: **Janaína Ferreira Batista Leal**
Orientador: **Kamal Abdel Radi Ismail**

12/1999

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA TÉRMICA E FLUIDOS**

Estudo Numérico e Experimental de Fenômeno de Estratificação Térmica em Armazenamento de Calor e Frio

Autora: Janaína Ferreira Batista Leal

Orientador: Kamal Abdel Radi Ismail

Curso: Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Térmica e Fluidos

Tese de doutorado apresentada à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Campinas, 1999

S.P. – Brasil



0916351

UNIDADE:	BC
N.º CIENT. A:	473e
V. Es.	38589
TOMBO BC/	229199
PREÇO	R\$ 11,00
DATA	31.08/99
N.º OPD	

CM-00125653-B

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

L473e

Leal, Janaína Ferreira Batista

Estudo numérico e experimental de fenômeno de
estratificação térmica em armazenamento de calor e frio. /
Janaína Ferreira Batista Leal.--Campinas, SP: [s.n.], 1999.

Orientador: Kamal Abdel Radi Ismail.

Tese (doutorado) - Universidade Estadual de
Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Tanques de armazenamento. 2. Calor -
Armazenamento. I. Ismail, Kamal Abdel Radi. III.
Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de
Engenharia Mecânica. III. Título.

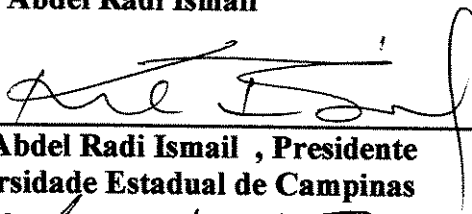
**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA TÉRMICA E FLUIDOS**

TESE DE DOUTORADO

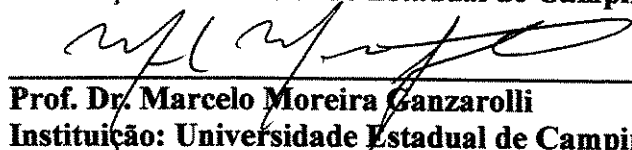
**Estudo Numérico e Experimental de Fenômeno
de Estratificação Térmica
em Armazenamento de Calor e Frio**

Autora: Janaína Ferreira Batista Leal

Orientador: Kamal Abdel Radi Ismail



**Prof. Dr. Kamal Abdel Radi Ismail , Presidente
Instituição: Universidade Estadual de Campinas**



**Prof. Dr. Marcelo Moreira Ganzarolli
Instituição: Universidade Estadual de Campinas**



**Prof. Dr. Luiz Felipe de Moura
Instituição: Universidade Estadual de Campinas**



**Prof. Dr. Luiz Machado
Instituição: Universidade Federal de Minas Gerais**



**Prof. Dr. Luiz Roberto Carrocci
Instituição: Universidade Estadual Paulista**

Campinas, 26 de fevereiro de 1999

Dedicatória:

As duas preciosidades de minha vida: Yan e Ygor.

Agradecimentos

Ao nosso Pai, que me proporcionou a chance de realizar este trabalho.

Ao meu esposo, outra de minhas preciosidades que sempre me dedicou seu amor, compreensão e apoio.

A minha mãe que me ajudou no possível e no impossível.

Ao Prof. Dr. Kamal Abdel Radi Ismail, que além da orientação , ainda me dedicou seu apoio e principalmente sua amizade.

Ao Prof. Dr. Maurício Araújo Zanardi, um agradecimento especial pela enorme contribuição que me prestou em diversas etapas deste trabalho, e pela amizade que me proporcionou.

À Faculdade de Engenharia Química de Lorena - FAENQUIL, em especial ao meu chefe Felipe Rinaldo Queiroz de Aquino, que me proporcionou condições para a realização desta tarefa.

Ao técnico de laboratório Setembrino, sem o qual teria sido impossível a realização deste projeto.

A todos os amigos da FAENQUIL, FEG e FEM que muito me incentivaram e ajudaram durante este tempo de estudo, em especial a Elisabeth Alcântara e Maurício Guimarães Silva.

Resumo

LEAL, Janaína Ferreira Batista, *Estudo Numérico e Experimental de Fenômeno de Estratificação Térmica em Armazenamento de Calor e Frio*, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1999, 104p. Tese (Doutorado).

O objetivo deste trabalho é o estudo numérico e experimental de tanques de armazenamento de calor sensível em líquido estratificado. Estuda-se um modelo bi-dimensional baseado nas equações de conservação da massa, conservação da quantidade de movimento e conservação da energia. Para a solução numérica utiliza-se o método de volume de controle devido a Patankar. Analisa-se a degradação da estratificação no caso de resfriamento natural com o tanque estacionário, e alguns parâmetros que influenciam os processos de carregamento e descarregamento. O modelo bi-dimensional é simplificado e apresenta-se os resultados numéricos para armazenamento a quente e a frio comparando-se estes dois modelos. Conclui-se que o modelo simplificado apresenta precisão dos resultados somente nos instantes iniciais. Compara-se também os resultados numéricos com os resultados experimentais de alguns autores, onde é obtida uma concordância relativamente boa. Finalmente, compara-se os resultados numéricos e experimentais para os casos de resfriamento natural e para os processos de carregamento e descarregamento, obtendo-se uma boa aproximação entre as curvas.

Palavras-Chave: Tanque de Armazenamento Estratificado, Calor Sensível, Volume de Controle.

Abstract

LEAL, Janaína Ferreira Batista, *Estudo Numérico e Experimental de Fenômeno de Estratificação Térmica em Armazenamento de Calor e Frio*, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1999, 104p. Tese (Doutorado).

The objective of this work is the numerical and experimental study of liquid stratified storage tanks by sensible heat. A two-dimensional model is employed based upon the equations for conservation of mass, momentum and energy. The numerical solution is obtained using the control –volume method due to Patankar. The degradation of stratification is analysed for the natural cooling, with stationary tank, and some parameters influencing charging and discharging operations. The two-dimensional model is simplified and the numerical results are showed for hot and cold storage, where the models are compared with each other. The simplified model is accurate only during the first instants. Numerical results are compared with experimental results of other authors, and a reasonably good agreement is obtained. Finally, the numerical and experimental results for the natural cooling, charging and discharging operations are compared and a good agreement is again obtained.

Key-words: Stratified Storage Tank, Sensible Heat, Control Volume Method.

Índice

DEDICATÓRIA.....	iii
AGRADECIMENTOS.....	iv
RESUMO.....	v
ABSTRACT.....	vi
LISTA DE FIGURAS.....	ix
NOMENCLATURA.....	xii
1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1 Apresentação.....	1
1.2 Armazenamento em calor sensível.....	2
1.3 Revisão bibliográfica.....	4
1.4 Objetivo do trabalho.....	9
2. MODELAGEM TEÓRICA.....	11
2.1 Apresentação do problema.....	11
2.2 Equacionamento.....	13
2.3 Análise das perdas de calor.....	22
2.3.1 Perda de calor pelas paredes laterais	23
2.3.2 Perda de calor pelo topo.....	24
3. MÉTODO NUMÉRICO.....	26
3.1 Apresentação do método de volume de controle.....	26
3.2 Estabelecimento da malha.....	28
3.3 Discretização das equações.....	29
3.4 Solução das equações algébricas.....	32
3.5 Critério de convergência.....	33

3.6	Aplicação das condições de contorno.....	34
3.6.1	Perda lateral de calor.....	35
3.6.2	Perda pelo topo.....	36
3.6.3	Parede adiabática.....	37
3.6.4	Fronteira de efluxo de massa.....	38
3.6.5	Condição de não deslizamento.....	38
4.	PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	
4.1	Aparato experimental.....	39
4.1.1	Medidas de temperatura.....	42
4.1.2	Medidas de vazão.....	42
4.2	Procedimento experimental.....	42
4.3	Análise de erros de medida.....	43
5.	APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	45
5.1	Comparação teórica dos modelos de equações acopladas e modelo bi-dimensional simplificado.....	45
5.1.1	Otimização do tamanho da grade e passo de tempo.....	45
5.1.2	Armazenamento a quente.....	49
5.1.3	Armazenamento a frio.....	53
5.1.4	Influência de determinados parâmetros sobre a eficiência da extração.....	56
5.2	Comparação dos resultados numéricos com artigos de diversos autores.....	59
5.2.1	Comparação com resultados experimentais de Nogueira.....	59
5.2.2	Comparação com os resultados experimentais de Hariharan et al, Lavan et al e Wildin et al.....	62
5.3	Comparação entre os resultados numéricos e experimentais.....	66
5.3.1	Descarregamento.....	66
5.3.2	Carregamento.....	70
5.3.3	Resfriamento natural.....	74
6.	CONCLUSÕES.....	83
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	85

Lista de figuras

Figura 1.1 – Capacidade de armazenamento em função da diferença de temperatura imposta.....	3
Figura 2.1 – Tanque de armazenamento estratificado (resfriamento natural).....	14
Figura 2.2 - Tanque de armazenamento estratificado (carregamento e descarregamento).....	16
Figura 2.3 – Parede e isolamento.....	23
Figura 3.1 - Esquema da malha utilizada.....	28
Figura 3.2 – Volume de controle bi-dimensional.....	29
Figura 3.3 – Superposição das grades para u, v e outras variáveis.....	32
Figura 3.4 – Volume de controle para pontos internos e de contorno.....	29
Figura 3.5 – Meio volume de controle próximo ao contorno.....	35
Figura 4.1 – Diagrama esquemático da montagem.....	40
Figura 4.2 – Armazenador de calor.....	41
Figura 5.1 - Otimização do passo de tempo Δt para o modelo de equações acopladas.....	46
Figura 5.2 - Otimização do tamanho da grade Δx para o modelo de equações acopladas	47
Figura 5.3 – Otimização do tamanho da grade Δr para o modelo de equações acopladas.....	47
Figura 5.4 – Otimização do passo de tempo Δt para o modelo bi-dimensional simplificado.....	48
Figura 5.5. Otimização do tamanho de grade Δx para o modelo bi-dimensional simplificado..	48
Figura 5.6. Otimização do tamanho de grade Δr para o modelo bi-dimensional simplificado..	49
Figura 5.7. Curva de descarregamento para armazenamento a quente $T_2 = 50^{\circ}\text{C}$	50
Figura 5.8. Curva de descarregamento para armazenamento a quente $T_2 = 60^{\circ}\text{C}$	50
Figura 5.9. Curva de descarregamento para armazenamento a quente $T_2 = 70^{\circ}\text{C}$	51
Figura 5.10. Curva de descarregamento para armazenamento a quente $T_2 = 80^{\circ}\text{C}$	51

Figura 5.11. Curva de carregamento para armazenamento a quente $T_2 = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$	52
Figura 5.12. Curva de carregamento para armazenamento a quente $T_2 = 90^{\circ}\text{C}$	52
Figura 5.13. Curva de descarregamento a frio $T_1 = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$	53
Figura 5.14. Curva de descarregamento a frio $T_1 = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$	54
Figura 5.15. Curva de descarregamento a frio $T_1 = 7\text{ }^{\circ}\text{C}$	54
Figura 5.16. Curva de descarregamento a frio $T_1 = 9\text{ }^{\circ}\text{C}$	55
Figura 5.17. Curva de carregamento a frio $T_1 = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$	55
Figura 5.18. Curva de carregamento a frio $T_1 = 7\text{ }^{\circ}\text{C}$	56
Figura 5.19. Efeito da razão de aspecto (L/D) sobre a eficiência da extração.....	57
Figura 5.20 – Efeito de ΔT sobre a eficiência da extração.....	58
Figura 5.21 – Variação da eficiência da extração com a taxa de escoamento.....	58
Figura 5.22 – Variação da eficiência da extração com a taxa de escoamento (modelo bi- dimensional simplificado).....	59
Figura 5.23 – Comparação com os resultados experimentais de Nogueira (1981).....	60
Figura 5.24 – Comparação com os resultados experimentais de Nogueira (1981).....	60
Figura 5.25 – Comparação com os resultados experimentais de Nogueira (1981).....	61
Figura 5.26 – Comparação com os resultados experimentais de Nogueira (1981).....	61
Figura 5.27 – Comparação com os resultados experimentais de Hariharan et al (1991).....	63
Figura 5.28 – Comparação com os resultados experimentais de Hariharan et al (1991).....	63
Figura 5.29 – Comparação com os resultados experimentais de Hariharan et al (1991).....	64
Figura 5.30 – Comparação com os resultados experimentais de Lavan e Thompson (1977).....	64
Figura 5.31 – Comparação com os resultados experimentais de Wildin e Truman (1989)	65
Figura 5.32 – Comparação com os resultados experimentais de Wildin e Truman (1989).....	65
Figura 5.33 – Descarregamento, $m = 7,9\text{ g/s}$	67
Figura 5.34 – Descarregamento, $m = 7,0\text{ g/s}$	67
Figura 5.35 – Descarregamento, $m = 4,2\text{ g/s}$	68
Figura 5.36 – Descarregamento, $m = 2,8\text{ g/s}$	68
Figura 5.37 – Descarregamento, $m = 5,4\text{g/s}$	69
Figura 5.38 – Carregamento, $m = 2,1\text{ g/s}$	71
Figura 5.39 – Carregamento, $m = 5,0\text{ g/s}$	71
Figura 5.40 – Carregamento, $m = 2,4\text{ g/s}$	72

Figura 5.41– Carregamento, $m = 2,8 \text{ g/s}$	72
Figura 5.42 – Carregamento, $m = 1,3 \text{ g/s}$	73
Figura 5.43 – Carregamento, $m = 2,72 \text{ g/s}$	73
Figura 5.44 – Carregamento, $m = 3,7 \text{ g/s}$	74
Figura 5.45 – Otimização do tamanho da grade Δx para o modelo de resfriamento natural.....	76
Figura 5.46 - Otimização do tamanho da grade Δr para o modelo de resfriamento natural.....	76
Figura 5.47- Otimização do passo de tempo Δt para o modelo de resfriamento natural.....	77
Figura 5.48 – Resfriamento natural.....	77
Figura 5.49- Resfriamento natural.....	78
Figura 5.50 – Resfriamento natural.....	78
Figura 5.51 – Resfriamento natural.....	79
Figura 5.52 – Resfriamento natural.....	79
Figura 5.53 – Variação da velocidade axial U com a direção axial x	80
Figura. 5.54- Vetor velocidade $\Delta T = 7,7 \text{ }^{\circ}\text{C}$	81
Figura 5.55 - Vetor velocidade $\Delta T = 19,9 \text{ }^{\circ}\text{C}$	82

Nomenclatura

Letras Latinas

A	- área associada à face do volume de controle
A	- razão de aspecto
$A(P)$	- função que representa o maior valor entre dois parâmetros
a_p	- coeficiente do ponto P da grade
a_{nb}	- coeficiente dos pontos vizinhos ao ponto P da grade
a_p^0	- coeficiente do valor anterior de uma propriedade
b	- constante
c_p	- calor específico(kJ/kg°C)
C	- constante
D	- diâmetro do tanque(m)
D	- termo difusivo
F	- termo convectivo
Gr	- número de Grashof
g	- aceleração da gravidade(m/s ²)
h	- coeficiente de transferência de calor (W/m ² °C)
h_e	- coeficiente de transferência de calor na parte externa do tanque (W/m ² °C)
I	- índice do método numérico indicando a direção axial x
J	- índice do método numérico indicando a direção radial r
J	- fluxo total (difusivo e convectivo) de uma propriedade
k_t	- condutividade térmica do material do tubo (W/m°C)

k_i	- condutividade térmica do material isolante	(W/m°C)
L	- altura do tanque.....	(m)
$L1$	- número de pontos ao longo da altura do tanque	
$M1$	- número de pontos ao longo do raio do tanque	
m	- vazão mássica	(kg/s)
Nu	- número de Nusselt	
Pr	- número de Prandtl	
p	- pressão	(N/m ²)
P	- pressão adimensional	
Pe	- número de Peclet	
q	- vazão volumétrica.....	(m ³ /s)
Q	- perda de calor	(W)
q'_T	- perda de calor pelo topo do tanque	(W/m ²)
q''_T	- perda de calor pelo topo do tanque adimensional	
q'_L	- perda de calor pela lateral do tanque	(W/m ²)
q''_L	- perda de calor pela lateral do tanque adimensional	
r	- variável radial.....	(m)
r_1	- raio interno do tanque cilíndrico.....	(m)
r_2	- raio externo do tanque cilíndrico.....	(m)
r_3	- raio do material isolante	(m)
R	- variável radial adimensional	
Ra	- número de Rayleigh	
Res	- resíduo	
Re	- número de Reynolds	
S	- taxa de geração de uma propriedade por unidade de volume ou termo fonte	
$\bar{S}$	- valor médio do termo fonte S	
S_A	- termo fonte adicional	
S_C	- parte constante de $\bar{S}$	
S_P	- coeficiente de T_P	
T_1	- temperatura do fluido frio.....	(°C)

T_2	- temperatura do fluido quente.....	(°C)
T_s	- temperatura do fluido de saída.....	(°C)
T_0	- temperatura de referência	(°C)
T_B	- temperatura da parede interna do tanque	(°C)
T_a	- temperatura ambiente	(°C)
T_p	- temperatura na parede externa do tanque	(°C)
t	- tempo.....	(s)
t^*	- tempo para a diferença entre a temperatura de entrada e saída da água alcançar um valor pré-estabelecido	(s)
u	- velocidade axial.....	(m/s)
u_0	- velocidade axial de entrada	(m/s)
U	- velocidade axial adimensional	
v	- velocidade radial.....	(m/s)
V	- velocidade radial adimensional	
x	- variável axial.....	(m)
X	- variável axial adimensional	
W	- função peso	

Letras Gregas

α	- difusividade térmica	(m ² /s)
β	- coeficiente de expansão volumétrica.....	(1/°C)
Γ	- coeficiente de difusão	
Δr	- passo na direção radial.....	(m)
ΔR	- passo na direção radial adimensional	
ΔT	- diferença entre a temperatura de entrada e saída.....	(°C)
Δt	- passo de tempo.....	(m)
Δx	- passo na direção axial.....	(m)
ΔX	- passo na direção axial adimensional	
ϕ	- propriedade genérica	
μ	- viscosidade dinâmica.....	(kg/m.s)

ν	- viscosidade cinemática.....	(m ² /s)
η	- eficiência da extração	
ρ	- massa específica	(kg/m ³)
θ	- temperatura adimensional	
τ	- tempo adimensional	

Subscritos

0	- referência
1	- fluido frio
2	- fluido quente
a	- ambiente
e	- ponto localizado na face do volume de controle no lado oeste da grade
E	- ponto no lado oeste da grade
f	- película
n	- ponto localizado na face do volume de controle no lado norte da grade
N	- ponto no lado norte da grade
P	- ponto central da grade principal
s	- ponto localizado na face do volume de controle no lado sul da grade
S	- ponto no lado sul da grade
s	- saída do fluido
t	- tubo
w	- ponto localizado na face do volume de controle no lado leste da grade
W	- ponto no lado leste da grade

Abreviaturas

gpm - galão por minuto

vol - volume do tanque

SIMPLE - Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations

TDMA - TriDiagonal-Matrix Algorithm

Capítulo 1

Introdução

1.1 Apresentação

Há décadas passadas, acreditava-se que as fontes de combustíveis fósseis seriam inesgotáveis, e somando-se a isso o baixo custo dos combustíveis, o resultado era a falta de conscientização da importância da conservação da energia. Com a crise do petróleo ocorrida no ano de 1973, deflagrando a tão conhecida crise energética mundial que se estende até os dias de hoje, fica evidente a necessidade do uso racional de energia, assim como a busca de fontes alternativas de energia. Dentro do contexto nacional, deve-se incluir o déficit de energia elétrica como fator agravante desta situação. Neste sentido, insere-se o estudo do armazenamento ou conservação da energia, visando a minimização do desperdício de energia e, consequentemente diminuindo os custos envolvidos nos processos. Existem diversas formas de se armazenar energia, entre elas: armazenamento térmico (sensível ou latente), armazenamento por bombeamento de água, armazenamento por vapor pressurizado, armazenamento por ar comprimido, armazenamento eletromagnético, armazenamento eletroquímico, armazenamento químico, armazenamento mecânico, entre outros. Alguns parâmetros como a forma de energia a ser armazenada, a duração da armazenagem, o uso final da energia, além de outros fatores, é o que determina a adoção de um ou outro sistema de armazenamento.

Os sistemas de armazenamento térmico são usualmente o de maior aplicabilidade, e tem sua utilização em grande maioria dos processos industriais, além da aplicação direta em coletores

solares para aquecimento de água, resfriamento e aquecimento ambiental, em processos de secagem e outros. Podemos dividi-los em:

- a) Armazenamento de calor sensível – feito através da elevação da temperatura de líquidos ou sólidos, sendo este último mais raro.
- b) Armazenamento de calor latente – também chamado de armazenamento por mudança de fase, onde usa-se o calor latente de fusão ou vaporização de materiais como sais, enxofres, materiais compostos e outros.
- c) Armazenamento híbrido – quando se consegue armazenar calor combinando os calores sensível e latente.

1.2 Armazenamento em calor sensível

Um sistema de armazenamento térmico é composto basicamente de três itens principais: o material de armazenamento, o equipamento de transferência de calor e o reservatório térmico.

Com relação ao material de armazenamento, algumas características devem ser analisadas. São elas:

- a) Nível térmico necessário:

Abaixo de 100° C temos o armazenamento de energia em baixa temperatura, de 100° C a 300° C, temos o armazenamento de energia à temperatura média e, acima de 300° C, o armazenamento de energia a alta temperatura. Em baixa temperatura os materiais mais usados são água e pedras, por motivos de custo e disponibilidade; em altas temperaturas, pode-se utilizar materiais como o óleo mineral e pedras também.

- b) Propriedades térmicas dos materiais:

Algumas das propriedades desejadas são: alto calor específico, alto calor de fusão, alto coeficiente de transferência de calor, baixo coeficiente de expansão, alta estabilidade às variações térmicas, ausência de corrosão, entre outras.

- c) Capacidade de armazenamento:

Esta característica depende essencialmente do calor de fusão, calor específico do material, e massa específica.

Embora a capacidade térmica específica dos armazenadores de calor sensível em líquidos seja menor do que a dos armazenadores de calor latente, este tipo de armazenador apresenta muitas vantagens, o que justifica o seu emprego. Entre elas podemos destacar a facilidade de operação e controle do sistema, o baixo custo dos equipamentos e a possibilidade de operar-se diretamente com o fluido de trabalho.

Para o armazenamento de calor sensível utilizando-se um líquido em baixas temperaturas, a água é o fluido mais adequado, pois, reúne fatores importantes como calor específico alto, baixo custo, além de uma grande capacidade de armazenamento. Isto pode ser visto através da Figura 1.1 que mostra a capacidade de armazenamento em função da diferença de temperatura imposta para vários fluidos utilizados para armazenamento. Além disso, a água oferece uma certa segurança no seu manuseio por não ser tóxica e nem inflamável.

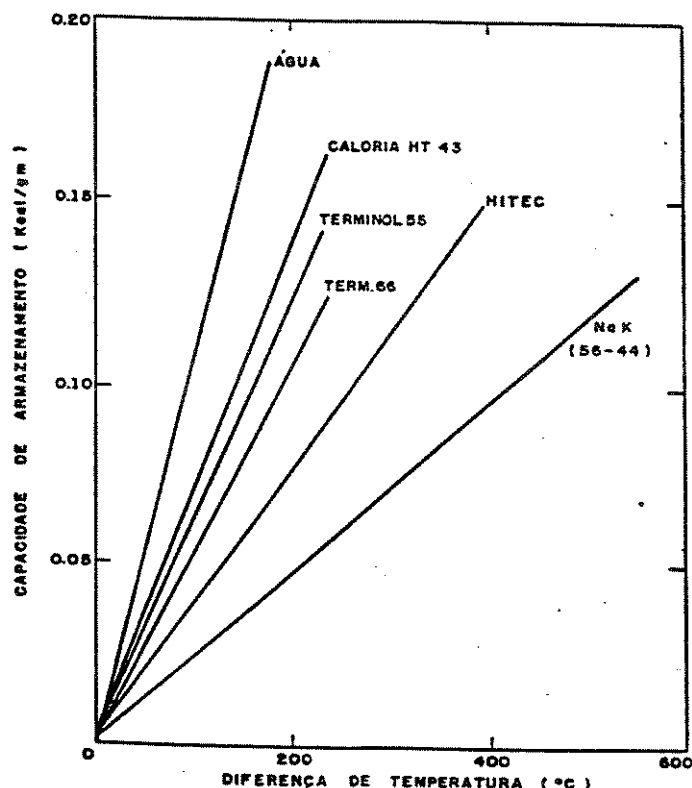


Figura 1.1 Capacidade de armazenamento em função da diferença de temperatura imposta

O equipamento de transferência de calor tem como função o transporte de energia para ou do fluido de trabalho, como por exemplo, da fonte quente para o fluido de trabalho durante o processo de carregamento, e do fluido de trabalho para a carga durante o descarregamento. Pode-se efetuar esta transferência de calor usando-se trocadores de calor, que seria o modo indireto, ou utilizando o próprio fluido de trabalho, que seria o modo direto. O reservatório térmico que contém o fluido de trabalho deve ser isolado ou ser construído de material isolante de modo que as perdas térmicas para o ambiente sejam minimizadas.

O desempenho de um sistema térmico pode ser analisado através de alguns parâmetros básicos, que são: capacidade de energia térmica do meio de armazenamento, potência de entrada e saída, vazão de entrada e saída e temperatura máxima do meio de armazenamento.

Um armazenador que possui temperatura uniforme em qualquer posição considerada é chamado de armazenador com temperatura homogênea. Se a temperatura for distribuída de modo desigual ao longo do tanque, com a camada mais quente sobre a mais fria, teremos então o armazenador estratificado. A estratificação se dá devido às forças de empuxo causadas pela diferença de densidade, o que causa a separação entre a água quente e a fria. Em estudos realizados por inúmeros autores nos anos de 1974 a 1979, verificou-se que os armazenadores estratificados apresentam vantagens em relação aos homogêneos. A partir desta data então, os sistemas de armazenamento estratificados têm sido largamente utilizados por oferecerem simplicidade, baixo custo, além de aumentarem a eficiência global do sistema.

1.3 Revisão bibliográfica

Lavan e Thompson (1977) realizaram um estudo experimental sobre tanques de armazenamento de água quente estratificado termicamente. As medidas experimentais foram realizadas para várias relações de comprimento/diâmetro (razão de aspecto), diferenças de temperatura entre a entrada e a saída de água e diferentes vazões mássicas. Os resultados foram empiricamente correlacionados para produzir relações úteis para o projeto de sistemas efetivos de armazenamento de água quente.

Cabelli (1977) conduziu uma investigação numérica usando um modelo bi-dimensional para tanques de armazenamento a quente. O efeito do número de Reynolds na entrada e a estratificação por efeitos de variação da densidade foram examinados. Uma comparação com um modelo uni-dimensional foi incluída e as diferenças encontradas foram pequenas.

Nogueira (1981) analisou numericamente e experimentalmente tanques de armazenamento estratificado líquido. Ele usou um modelo uni-dimensional simplificado e comparou as previsões numéricas com experimentos específicos a fim de validar o modelo proposto.

Gari e Loehrke (1982) investigaram analiticamente e experimentalmente o desempenho do jato de flutuação controlado como meio de aumentar a estratificação em um tanque de armazenamento líquido. Um modelo analítico uni-dimensional da montagem foi desenvolvido e as previsões do modelo foram comparadas com resultados experimentais.

Jaluria and Gupta (1982) apresentaram um estudo experimental do decaimento da temperatura em um tanque de água estratificado termicamente; perfis de temperatura dependentes do tempo foram medidos para várias distribuições de temperatura iniciais e condições ambiente.

Ismail e Carrocci (1985), apresentaram um modelo convectivo para tanque de armazenamento estratificado líquido. Os resultados foram comparados com uma solução analítica uni-dimensional. Os efeitos da movimentação inicial do fluido, geometria e número de Reynolds foram apresentados e discutidos. Mais tarde (1986) eles apresentaram um modelo completo bi-dimensional para tanques estratificados incluindo perdas térmicas na parede e realizaram comparações experimentais para validar o modelo. Como continuação deste trabalho, os autores apresentaram três artigos (1987,1988), apresentando mais resultados numéricos e experimentais durante as condições de carregamento, descarregamento e estagnação. As previsões numéricas foram comparadas com os experimentos e boa concordância foi obtida.

Trueman (1987) apresentou um artigo descrevendo a experiência operacional com um grande tanque estratificado para água resfriada usada em um sistema de ar-condicionado de um edifício em Vancouver, Canadá.

Wildin e Truman (1989), publicaram dois trabalho experimentais mostrando os efeitos da geometria do tanque, sendo que a 1ª parte do trabalho foi feita para um tanque com modelo em escala e a 2ª parte para um tanque protótipo. Ainda neste ano, os mesmos autores fizeram um estudo numérico da transferência de calor num tanque de armazenamento térmico estratificado com escoamento cruzado usando o modelo de diferenças finitas.

Al-Marafie, Moustafa and Kandarie (1989) investigaram experimentalmente o comportamento de tanques de armazenamento durante o período de difusão térmica e mostraram que os tanques de armazenamento com razão de aspecto de 3 a 4 aumentam a eficiência da extração.

Kandari (1990) analisou os resultados do estudo experimental sobre estratificação térmica em tanques de armazenamento quente. Foram mostradas eficiências de extração para os processos de carregamento e descarregamento na faixa de 73% a 85%.

Hariharan, Badrinarayana, Murthy e Murthy (1991) realizaram experimentos sobre tanque de armazenamento estratificado para estudar os efeitos de condições de operação sobre as termoclinas e sobre a eficiência de extração. Foi encontrado que L/D entre 3 a 4 é ótimo para tanques de armazenamento estratificado.

Ghajar e Zurigat (1991) realizaram um estudo numérico do efeito da geometria de entrada sobre a estratificação em armazenamento de energia térmica. Um programa de computador utilizando diferenças finitas incorporando dois métodos de discretização para os termos de advecção nas equações de conservação governantes do escoamento foi desenvolvido. Estes métodos são o esquema de diferenças ponderadas a montante e o esquema de diferenças de

segunda ordem a montante. O código numérico foi aplicado a um armazenamento térmico estratificado e mostrou boa concordância entre os experimentos e as predições numéricas.

Abu-Hamdan, Zurigat e Ghajar (1992) apresentaram um estudo experimental extensivo para avaliar o desempenho térmico de um tanque de armazenamento estratificado sob condições variáveis de temperatura de entrada. Eles também investigaram as seções de entrada para o tanque incluindo um novo projeto na forma de placa perfurada.

Murthy, Nelson e Rao (1992) realizaram investigações experimentais em tanques de armazenamento em modelo de escala de vários materiais e espessura da parede para estudar seus efeitos sobre a estratificação. Os resultados mostraram que a degradação das termoclinas é menor para tanques cujas paredes têm uma resistência térmica maior.

Al-Najem (1993) investigou a estratificação térmica em um tanque de armazenamento usando um modelo teórico baseado numa técnica de transformação integral. Uma comparação com dados teóricos e experimentais disponíveis foi usada para validar as predições teóricas apresentadas. A precisão do modelo em simular o comportamento térmico da estratificação é relativamente boa.

Al-Najem, Al-Marafie e Ezuddin (1993) apresentaram uma investigação analítica e experimental do carregamento e descarregamento bi-dimensional, turbulento e transiente de um tanque de armazenamento de calor sensível. O efeito sobre a estratificação térmica do fator de mistura turbulento, razão de aspecto e convecção na parede foi também estudado.

Kleinbach, Beckman e Klein (1993) desenvolveram duas aproximações básicas para o estudo da estratificação térmica em tanques de armazenamento térmico. Os resultados dos modelos de tanques de armazenamento foram comparados com dados experimentais. Segundo os autores a estratificação depende principalmente do volume do tanque, do projeto dos instrumentos de entrada e saída e das vazões de entrada e saída.

Yoo e Pak (1993) estudaram um modelo teórico do processo de carregamento para fornecer um limite superior do desempenho para tanques de armazenamento térmico estratificados. O modelo foi convalidado pela comparação com um modelo mais simples.

Gretarsson, Pedersen e Strand (1994) desenvolveram um estudo baseado fundamentalmente num modelo de tanque de armazenamento térmico estratificado para implementação de um programa de análise energética. O desempenho do modelo foi comparado com dados experimentais e um modelo de diferença finita.

Safi e Loc (1994) realizaram um estudo numérico sobre o desenvolvimento da estratificação térmica em uma cavidade bi-dimensional. A influência dos parâmetros adimensionais (números de Reynolds, Peclet e Richardson) sobre o comportamento do escoamento e da estratificação foi estudada.

Ismail, Leal e Zanardi (1996) apresentaram os resultados de um estudo sobre tanques estratificados termicamente para aplicações de armazenamento a quente.

Yoo e Pak (1996) mostraram um conjunto de soluções analíticas para um modelo de domínio finito uni-dimensional para analisar o processo de carregamento em tanques de armazenamento térmico estratificados.

Berkel (1996) estudou analiticamente, experimentalmente e numericamente a mistura na termoclina e a espessura da termoclina no armazenamento de energia estratificada termicamente. As simulações de diferença/volume finitos concordaram bem com os experimentos.

Ficek (1996) estudou os fatores necessários a serem considerados para selecionar tanques de armazenamento como os aquecedores de água comumente usados para gerar água quente para edifícios comerciais e institucionais. Alguns destes fatores estudados foram o volume de água exigido, as cargas de pico, a temperatura da água desejada e a fonte de combustível/energia para o aquecimento da água.

Ismail, Leal e Zanardi (1997) mostraram os resultados numéricos de um estudo comparativo sobre tanques de armazenamento térmico estratificados para armazenamento a frio. O desempenho do modelo foi comparado com resultados numéricos e experimentais de alguns autores.

Homan e Soo (1998) apresentaram os resultados para a eficiência de um tanque de armazenamento de água fria estratificado com uma entrada e uma saída. Eles compararam as soluções numéricas para um escoamento laminar, bi-dimensional e transiente durante o preenchimento do tanque estratificado com um modelo unidimensional envolvendo somente a transferência de calor condutiva.

1.4 Objetivo do trabalho

O objetivo deste trabalho é estudar numérica e experimentalmente o comportamento térmico de um armazenador de calor sensível estratificado usando a água como fluido de trabalho. É estudado um modelo bi-dimensional para o caso de resfriamento natural, considerando-se o tanque estacionário, onde existe o problema da degradação da estratificação causada pelas correntes convectivas. Para este caso utiliza-se o modelo de equações acopladas, onde aparece o termo de convecção natural (número de Grashof). Estuda-se também os processos de carregamento e descarregamento do tanque para o mesmo modelo, considerando-se diferentes temperaturas e vazões. Outro modelo estudado é a simplificação do modelo bi-dimensional, o qual foi chamado de modelo de condução pura para o qual considera-se que os efeitos de convecção forçada devido à velocidade axial são preponderantes em relação aos efeitos de convecção natural, desse modo faz-se a consideração de apenas um termo convectivo da equação da energia, o termo onde aparece a velocidade axial u . Todos os modelos foram resolvidos numericamente utilizando o método de volume de controle devido a Patankar. Os resultados obtidos podem ser divididos em três partes: na primeira parte tem-se a comparação dos modelos de equações acopladas e o modelo de condução pura. Na segunda parte são mostrados os resultados numéricos obtidos em comparação com os resultados experimentais de alguns autores. Na terceira parte podem ser comparados os resultados numéricos e experimentais para os casos de resfriamento natural e

operações de carregamento e descarregamento. A partir das comparações entre as curvas pode-se verificar a validade dos modelos, e chegar-se à conclusões finais sobre os parâmetros importantes para um bom desempenho do sistema de armazenamento térmico.

Capítulo 2

2. Modelagem teórica

2.1 Apresentação do problema

Os sistemas de armazenamento de calor sensível líquido usando estratificação são usados em muitas aplicações de engenharia tais como aplicações solares, armazenamento de água fria para aplicações de condicionamento de ar, etc. É de grande importância a determinação das isotermas num tanque de armazenamento com estratificação térmica para que se possa fazer a seleção adequada do tanque visando uma melhor eficiência térmica e consequentemente um custo menor do calor armazenado de acordo com os parâmetros de operação da fonte térmica e do usuário. O desempenho térmico dos tanques de armazenamento de calor sensível usando líquido depende da taxa de degradação das camadas termoclinas estratificadas do tanque. A disponibilidade termodinâmica (exergia) da água armazenada degrada-se em razão das perdas de calor para o ambiente, difusão térmica das camadas quentes para as camadas frias, condução axial na parede do tanque, as quais junto com a perda de calor para o ambiente, induz a uma mistura no fluido que se sobrepõe à mistura introduzida durante os processos de carregamento e descarregamento intensificando esta degradação.

Um cilindro vertical foi considerado como a configuração geométrica mais adequada por reunir fatores de grande importância como a facilidade na construção e reduzida troca de calor com o ambiente, de acordo com estudos já realizados anteriormente por diversos autores. Em função da diferença entre as temperaturas máxima e mínima e também da temperatura máxima de operação do sistema selecionou-se o fluido de trabalho. Considerou-se que as perdas por

radiação são pequenas, por estarmos tratando de camadas de fluido a baixas temperaturas. Para o estudo da degradação das termoclinas devemos então, nos concentrar na transferência de calor causada pelos processos de condução e convecção. Considerando-se uma situação estática, ou seja, sem entrada ou saída de fluido, a transferência de calor se dará por convecção natural. A convecção natural, ou convecção livre é a movimentação do fluido devida às diferenças de densidade entre as parcelas de fluido frio e quente. Essas diferenças de densidade causam forças de empuxo fazendo com que haja a movimentação das camadas de fluido frio para baixo e das camadas de fluido quente para cima. Lord Rayleigh mostrou em 1916, que o empuxo devido às diferenças de densidade deve ser maior que os efeitos de arrastos viscosos e de difusão térmica para que haja convecção natural. O número adimensional chamado número de Rayleigh relaciona as forças causadas pelos gradientes de temperatura e forças viscosas.

$$Ra = Gr Pr$$

$$Ra = \frac{g\beta \Delta T L^3}{\nu^2} \frac{c_p \mu}{k} = \frac{g\beta (T - T_0) L^3}{\nu \alpha}$$

$$\text{onde: } \alpha = \frac{k}{\rho c_p} \quad \text{e} \quad \rho = \frac{\mu}{\nu}$$

O trabalho original de Rayleigh analisa o valor crítico para que haja transferência de calor convectiva para um caso particular. Considerando-se duas lâminas de fluido, horizontais e isotérmicas, separadas por uma determinada distância; caso a lâmina superior esteja a uma temperatura menor que a inferior, as parcelas de fluido quente tenderão a ir para cima devido às forças de empuxo, que irão se sobrepor aos efeitos das forças viscosas e de difusão térmica.

O valor crítico deste número é aproximadamente 1708, ou seja, para $Ra > 1708$ teremos convecção natural e, para $Ra < 1708$ teremos a preponderância da condução térmica. Nas operações de carregamento e descarregamento onde faz-se a retirada ou admissão de fluido, esse resultado é de grande importância, para que se possa prever se o sistema manterá ou não a estabilidade, ou seja, a estratificação.

As perdas térmicas do armazenador para o ambiente são uma das grandes causadoras da degradação da estratificação. As grandes perdas de energia ocorrem nas paredes laterais do tanque e também no topo.

As perdas de calor são maiores nas camadas que se encontram a temperaturas maiores, o que causa a diminuição da temperatura nas camadas adjacentes às paredes do tanque, causando as correntes de convecção natural. As perdas de calor pelo topo do tanque são ainda mais críticas, pois, fazem com que o fluido localizado no topo do tanque torne-se mais frio que a camada imediatamente abaixo. Estas perdas de calor ocorrem comumente e para minimizá-las recorre-se ao uso de isolamento o que propicia uma diminuição da troca de calor com o ambiente. Diminuindo-se ao máximo possível estas transferências de calor do tanque para o ambiente, é possível manter-se, de certo modo a situação estratificada estável, e a perda de calor entre as camadas quente e fria se dará predominantemente por difusão térmica.

2.2 Equacionamento

Foram considerados dois modelos, um para o caso de resfriamento natural e outro para as operações de carregamento e descarregamento. Em cada um destes modelos utilizou-se as equações diferenciais adequadas mostradas a seguir:

a) Resfriamento Natural

Considere um tanque vertical cilíndrico como mostrado na Figura 2.1 cuja razão de aspecto geométrica é $A=L/D$, com o fluido quente na parte superior e o fluido frio na parte inferior do tanque. Consideramos neste caso que o fluido é estacionário e que há transferência de calor pelas paredes laterais e pelo topo. Na parte inferior do tanque assumimos que não há transferência de calor, pois a temperatura do fluido é muito próxima a do ambiente. As equações governantes são a Equação da Continuidade, Conservação da Quantidade de Movimento e Conservação da Energia escritas para o caso bi-dimensional, onde x é a direção axial e r a direção radial. Ainda, assumimos que o fluido de trabalho é incompressível, a dissipação viscosa é desprezível e as propriedades termofísicas são constantes, exceto para a variação da densidade com a temperatura para a qual foi usada a aproximação de Boussinesq.

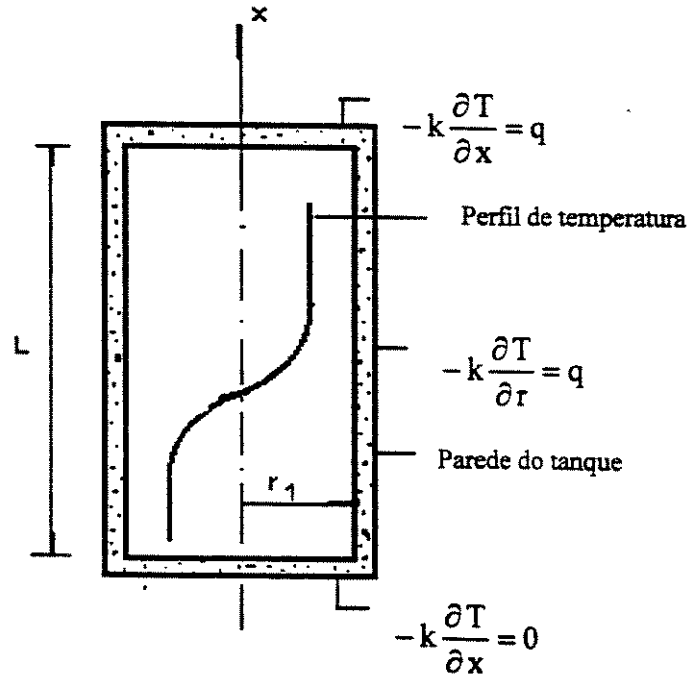


Figura 2.1. Tanque de armazenamento estratificado (resfriamento natural)

Usando as variáveis primitivas as equações governantes, na forma conservativa, podem ser escritas como:

Equação da Continuidade

$$\frac{1}{r} \left[\frac{\partial(\rho r u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho r v)}{\partial r} \right] = 0 \quad 2.1$$

Equações da Conservação da Quantidade de Movimento

$$\frac{1}{r} \left\{ \frac{\partial(\rho r u)}{\partial t} + \frac{\partial[(\rho r u)u]}{\partial x} + \frac{\partial[(\rho r v)u]}{\partial r} - u \left[\frac{\partial(\rho r u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho r v)}{\partial r} \right] \right\} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{r} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\mu r \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(\mu r \frac{\partial u}{\partial r} \right) \right] + \rho g \beta (T - T_o) \quad 2.2$$

$$\frac{1}{r} \left\{ \frac{\partial(\rho r v)}{\partial t} + \frac{\partial[(\rho r u)v]}{\partial x} + \frac{\partial[(\rho r v)v]}{\partial r} - v \left[\frac{\partial(\rho r u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho r v)}{\partial r} \right] \right\} = -\frac{\partial p}{\partial r} + \frac{1}{r} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\mu r \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(\mu r \frac{\partial v}{\partial r} \right) \right] - \mu \frac{v}{r^2} \quad 2.3$$

Equação da Conservação da Energia

$$\frac{1}{r} \left\{ \frac{\partial(\rho r T)}{\partial t} + \frac{\partial[(\rho r u)T]}{\partial x} + \frac{\partial[(\rho r v)T]}{\partial r} - T \left[\frac{\partial(\rho r u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho r v)}{\partial r} \right] \right\} = \frac{1}{r} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{k}{c_p} r \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{k}{c_p} r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \right] \quad 2.4$$

As equações acima estão sujeitas às condições iniciais e de contorno especificadas a seguir. Deve ser ressaltado que o tubo de PVC onde foram conectados os termopares, influi no campo de escoamento, ou seja, nas paredes do tubo tem-se a condição de não deslizamento.

Condições Iniciais

$$\begin{array}{llll}
 t = 0; & 0 \leq x \leq L; & 0 \leq r \leq r_1; & u = 0 = v \\
 t = 0; & 0 \leq x \leq L; & 0 \leq r \leq r_1; & p = 0 \\
 t = 0; & 0 \leq x \leq L/2; & 0 \leq r \leq r_1; & T = T_1 \\
 t = 0; & L/2 \leq x \leq L; & 0 \leq r \leq r_1; & T = T_2
 \end{array}$$

Condições de Contorno

Condição de não deslizamento nas superfícies sólidas:

$$\begin{array}{llll}
 t > 0; & 0 \leq x \leq L; & r = r_1; & u = 0 = v \\
 t > 0; & \begin{cases} x = 0 \\ x = L \end{cases}; & 0 \leq r \leq r_1; & u = 0 = v \\
 t > 0; & 0 \leq x \leq L; & r = 0; & u = 0 = v
 \end{array}$$

Condição de isolamento no fundo do tanque:

$$t > 0; \quad x = 0; \quad 0 \leq r \leq r_1; \quad \frac{\partial T}{\partial x} = 0$$

Condição de perda de calor pelo topo do tanque:

$$t > 0; \quad x = L; \quad 0 \leq r \leq r_1; \quad -k \frac{\partial T}{\partial x} = q'_T$$

Condição de perda de calor junto a lateral do tanque:

$$t > 0; \quad 0 \leq x \leq L; \quad r = r_1; \quad -k \frac{\partial T}{\partial r} = q'_L$$

Temos portanto um problema típico de convecção natural transiente, com $T = f[\theta(x, r, t)]$, cuja solução só pode ser obtida pela análise conjunta das três equações.

Em todas as equações acima aparece o produto das variáveis principais pela equação da continuidade; quando é obtida a solução dos campos de velocidade estes termos devem ser iguais a zero. Porém, durante o processo de iteração, antes que seja obtida a solução convergida, a equação da continuidade não é necessariamente satisfeita, por isso, estes termos devem ser mantidos durante a discretização e durante a solução das equações.

b) Carregamento e Descarregamento

Nos modelos de carregamento e descarregamento considerou-se dois modelos, sendo o primeiro um modelo de equações acopladas como já foi visto anteriormente; e para o segundo modelo chamado de modelo de equações desacopladas, foi feita uma simplificação do modelo anterior bi-dimensional, onde considerou-se que os efeitos da convecção forçada devido a velocidade axial de operação (u) prevalecem sobre os efeitos da convecção natural e, portanto, estes são ignorados em relação ao movimento de convecção forçada. Deste modo basta que se resolva a equação da energia com somente um termo convectivo devido a velocidade u . A Figura 2.2 mostra um esboço do tanque de armazenamento para o caso das operações de carregamento e descarregamento. Inicialmente todo o tanque está a uma temperatura inicial e inicia-se então a entrada de água fria ou quente para os casos de carregamento e descarregamento. As condições de contorno para a temperatura são as mesmas especificadas no modelo de resfriamento natural.

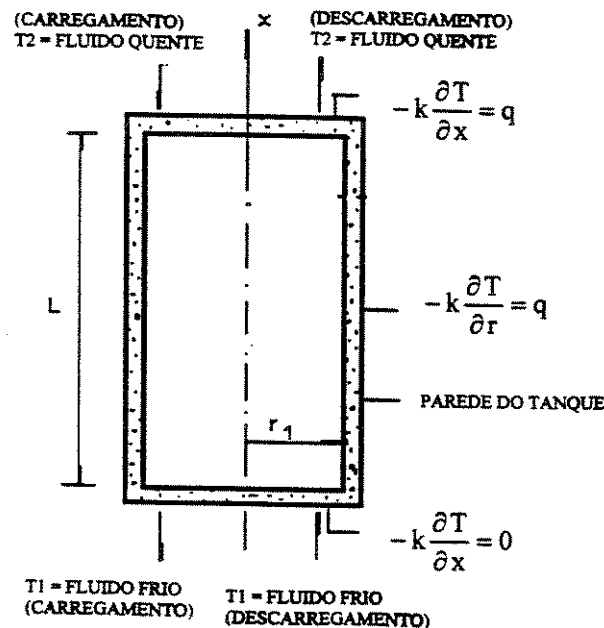


Figura 2.2 Tanque de armazenamento estratificado (carregamento e descarregamento)

As equações usadas para os modelos são as seguintes:

1º Modelo (Bi-dimensional simplificado)

Equação da Continuidade

$$\frac{1}{r} \left[\frac{\partial(\rho ru)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho rv)}{\partial r} \right] = 0 \quad 2.5$$

Equação da Conservação da Quantidade de Movimento

$$\frac{1}{r} \left\{ \frac{\partial(\rho ru)}{\partial t} + \frac{\partial[(\rho ru)u]}{\partial x} + \frac{\partial[(\rho rv)u]}{\partial r} - u \left[\frac{\partial(\rho ru)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho rv)}{\partial r} \right] \right\} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{r} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\mu r \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(\mu r \frac{\partial u}{\partial r} \right) \right] + \rho g \beta (T - T_0) \quad 2.6$$

$$\frac{1}{r} \left\{ \frac{\partial(\rho rv)}{\partial t} + \frac{\partial[(\rho ru)v]}{\partial x} + \frac{\partial[(\rho rv)v]}{\partial r} - v \left[\frac{\partial(\rho ru)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho rv)}{\partial r} \right] \right\} = -\frac{\partial p}{\partial r} + \frac{1}{r} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\mu r \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(\mu r \frac{\partial v}{\partial r} \right) \right] - \mu \frac{v}{r^2} \quad 2.7$$

Equação da Conservação da Energia

$$\frac{1}{r} \left\{ \frac{\partial(\rho r T)}{\partial t} + \frac{\partial[(\rho ru)T]}{\partial x} + \frac{\partial[(\rho rv)T]}{\partial r} - T \left[\frac{\partial(\rho ru)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho rv)}{\partial r} \right] \right\} = \frac{1}{r} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{k}{c_p} r \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{k}{c_p} r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \right] \quad 2.8$$

Condições Iniciais

$$\begin{aligned} t = 0; \quad & 0 \leq x \leq L; \quad & 0 \leq r \leq r_1; \quad & u = 0 = v \\ t = 0; \quad & 0 \leq x \leq L; \quad & 0 \leq r \leq r_1; \quad & T = T_1 \quad (\text{carregamento}) \\ t = 0; \quad & 0 \leq x \leq L; \quad & 0 \leq r \leq r_1; \quad & T = T_2 \quad (\text{descarregamento}) \end{aligned}$$

Condições de Contorno

Condição de não deslizamento nas superfícies sólidas:

$$\begin{aligned} t > 0; \quad & 0 \leq x \leq L; \quad & r = 0; \quad & u = 0 = v \\ t > 0; \quad & 0 \leq x \leq L; \quad & r = r_1; \quad & u = 0 = v \end{aligned}$$

Condição de perda de calor pelo topo do tanque:

$$t > 0; \quad x = L; \quad 0 \leq r \leq r_1; \quad -k \frac{\partial T}{\partial x} = q'_T$$

Condição de perda de calor junto a lateral do tanque:

$$t > 0; \quad 0 \leq x \leq L; \quad r = r_1; \quad -k \frac{\partial T}{\partial r} = q'_L$$

Velocidade de entrada

$$t > 0; \quad x = L; \quad 0 \leq r \leq r_1; \quad u = u_0 \quad (\text{carregamento})$$

$$t > 0; \quad x = 0; \quad 0 \leq r \leq r_1; \quad u = u_0 \text{ (descarregamento)}$$

Temperatura de entrada

$$t > 0; \quad x = L; \quad 0 \leq r \leq r_1; \quad T = T_2 \text{ (carregamento)}$$

$$t > 0; \quad x = 0; \quad 0 \leq r \leq r_1; \quad T = T_1 \text{ (descarregamento)}$$

2º Modelo (Bi-dimensional simplificado)

Equação da Energia

$$\frac{1}{r} \left\{ \frac{\partial(\rho r T)}{\partial t} + \frac{\partial[(\rho u) T]}{\partial x} \right\} = \frac{1}{r} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{k}{c_p} r \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{k}{c_p} r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \right] \quad 2.9$$

Condições Iniciais

$$t = 0; \quad 0 \leq x \leq L; \quad 0 \leq r \leq r_1; \quad u = 0$$

$$t = 0; \quad 0 \leq x \leq L; \quad 0 \leq r \leq r_1; \quad T = T_1 \text{ (carregamento)}$$

$$t = 0; \quad 0 \leq x \leq L; \quad 0 \leq r \leq r_1; \quad T = T_2 \text{ (descarregamento)}$$

Condições de Contorno

Condição de não deslizamento nas superfícies sólidas:

$$t > 0; \quad 0 \leq x \leq L; \quad r = 0; \quad u = 0$$

$$t > 0; \quad 0 \leq x \leq L; \quad r = r_1; \quad u = 0$$

Condição de perda de calor pelo topo do tanque:

$$t > 0; \quad x = L; \quad 0 \leq r \leq r_1; \quad -k \frac{\partial T}{\partial x} = q'_T$$

Condição de perda de calor junto a lateral do tanque:

$$t > 0; \quad 0 \leq x \leq L; \quad r = r_1; \quad -k \frac{\partial T}{\partial r} = q'_L$$

Velocidade de entrada

$$t > 0; \quad x = L; \quad 0 \leq r \leq r_1; \quad u = u_0 \text{ (carregamento)}$$

$$t > 0; \quad x = 0; \quad 0 \leq r \leq r_1; \quad u = u_0 \text{ (descarregamento)}$$

Temperatura de entrada

$$\begin{aligned} t > 0; \quad x = L; \quad 0 \leq r \leq r_1; \quad T = T_2 \text{ (carregamento)} \\ t > 0; \quad x = 0; \quad 0 \leq r \leq r_1; \quad T = T_1 \text{ (descarregamento)} \end{aligned}$$

A fim de facilitar o tratamento numérico e permitir melhor comparação entre os diferentes métodos de solução e também com os resultados experimentais disponíveis, foram introduzidas as seguintes variáveis adimensionais:

$$X = \frac{x}{D}; \quad R = \frac{r}{D}; \quad U = \frac{uD_p}{\mu}; \quad V = \frac{vD_p}{\mu}; \quad \theta = \frac{(T - T_1)}{(T_2 - T_1)}; \quad P = \frac{p\rho D^2}{\mu^2}; \quad \tau = \frac{vt}{D^2}$$

Substituindo as novas variáveis nas equações governantes e as condições de contorno e iniciais associadas obtém-se as equações governantes em sua forma adimensional:

a) Resfriamento Natural

$$\frac{1}{R} \left[\frac{\partial(RU)}{\partial X} + \frac{\partial(RV)}{\partial R} \right] = 0 \quad 2.10$$

$$\frac{1}{R} \left\{ \frac{\partial(RU)}{\partial \tau} + \frac{\partial[(RU)U]}{\partial X} + \frac{\partial[(RV)U]}{\partial R} - U \left[\frac{\partial(RU)}{\partial X} + \frac{\partial(RV)}{\partial R} \right] \right\} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{R} \left[\frac{\partial}{\partial X} \left(R \frac{\partial U}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial R} \left(R \frac{\partial U}{\partial R} \right) \right] + Gr\theta \quad 2.11$$

$$\frac{1}{R} \left\{ \frac{\partial(RV)}{\partial \tau} + \frac{\partial[(RU)V]}{\partial X} + \frac{\partial[(RV)V]}{\partial R} - V \left[\frac{\partial(RU)}{\partial X} + \frac{\partial(RV)}{\partial R} \right] \right\} = -\frac{\partial P}{\partial R} + \frac{1}{R} \left[\frac{\partial}{\partial X} \left(R \frac{\partial V}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial R} \left(R \frac{\partial V}{\partial R} \right) \right] - \frac{V}{R^2} \quad 2.12$$

$$\frac{1}{R} \left\{ \frac{\partial(R\theta)}{\partial \tau} + \frac{\partial[(RU)\theta]}{\partial X} + \frac{\partial[(RV)\theta]}{\partial R} - \left(\frac{T_1}{T_2 - T_1} + \theta \right) \left[\frac{\partial(RU)}{\partial X} + \frac{\partial(RV)}{\partial R} \right] \right\} = \frac{1}{Pr} \frac{1}{R} \left[\frac{\partial}{\partial X} \left(R \frac{\partial \theta}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial R} \left(R \frac{\partial \theta}{\partial R} \right) \right] \quad 2.13$$

$$\text{onde } Gr = \frac{D^3}{\nu^2} g\beta(T_2 - T_1)$$

Condições Iniciais

$$\begin{aligned} \tau = 0; \quad 0 \leq X \leq A; \quad 0 \leq R \leq 1/2; \quad U = 0 = V \\ \tau = 0; \quad 0 \leq X \leq A; \quad 0 \leq R \leq 1/2; \quad P = 0 \\ \tau = 0; \quad 0 \leq X \leq A/2; \quad 0 \leq R \leq 1/2; \quad \theta = 0 \\ \tau = 0; \quad 0 \leq X \leq A/2; \quad 0 \leq R \leq 1/2; \quad \theta = 1 \end{aligned}$$

onde $A = L/D$ (razão de aspecto)

Condições de Contorno

Condição de não deslizamento nas superfícies sólidas:

$$\begin{array}{llll} \tau > 0; & 0 \leq X \leq A; & R = 0; & U = V = 0 \\ \tau > 0; & 0 \leq X \leq A; & R = 1/2; & U = V = 0 \\ \tau > 0; & \begin{cases} X = 0 \\ X = A \end{cases}; & 0 \leq R \leq 1/2; & U = V = 0 \end{array}$$

Condição de isolamento no fundo do tanque:

$$\tau > 0; \quad X = 0; \quad 0 \leq R \leq 1/2; \quad \frac{\partial \theta}{\partial X} = 0$$

Condição de perda de calor pelo topo do tanque:

$$\tau > 0; \quad X = A; \quad 0 \leq R \leq 1/2; \quad \frac{-1}{Pr} \frac{\partial \theta}{\partial X} = q''_T$$

Condição de perda de calor junto a lateral do tanque:

$$\tau > 0; \quad 0 \leq X \leq A; \quad R = 1/2; \quad \frac{-1}{Pr} \frac{\partial \theta}{\partial R} = q''_L$$

b) Carregamento e Descarregamento

1º Modelo (Bi-dimensional simplificado)

$$\frac{1}{R} \left[\frac{\partial(RU)}{\partial X} + \frac{\partial(RV)}{\partial R} \right] = 0 \quad 2.14$$

$$\frac{1}{R} \left\{ \frac{\partial(RU)}{\partial \tau} + \frac{\partial[(RU)U]}{\partial X} + \frac{\partial[(RV)U]}{\partial R} - U \left[\frac{\partial(RU)}{\partial X} + \frac{\partial(RV)}{\partial R} \right] \right\} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{R} \left[\frac{\partial}{\partial X} \left(R \frac{\partial U}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial R} \left(R \frac{\partial U}{\partial R} \right) \right] + Gr\theta \quad 2.15$$

$$\frac{1}{R} \left\{ \frac{\partial(RV)}{\partial \tau} + \frac{\partial[(RU)V]}{\partial X} + \frac{\partial[(RV)V]}{\partial R} - V \left[\frac{\partial(RU)}{\partial X} + \frac{\partial(RV)}{\partial R} \right] \right\} = -\frac{\partial P}{\partial R} + \frac{1}{R} \left[\frac{\partial}{\partial X} \left(R \frac{\partial V}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial R} \left(R \frac{\partial V}{\partial R} \right) \right] - \frac{V}{R^2} \quad 2.16$$

$$\frac{1}{R} \left\{ \frac{\partial(R\theta)}{\partial \tau} + \frac{\partial[(RU)\theta]}{\partial X} + \frac{\partial[(RV)\theta]}{\partial R} - \left(\frac{T_1}{T_2 - T_1} + \theta \right) \left[\frac{\partial(RU)}{\partial X} + \frac{\partial(RV)}{\partial R} \right] \right\} = \frac{1}{Pr} \frac{1}{R} \left[\frac{\partial}{\partial X} \left(R \frac{\partial \theta}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial R} \left(R \frac{\partial \theta}{\partial R} \right) \right] \quad 2.17$$

Condições Iniciais

$$\begin{array}{llll} \tau = 0; & 0 \leq X \leq A; & 0 \leq R \leq 1/2; & U = 0 = V \\ \tau = 0; & 0 \leq X \leq A; & 0 \leq R \leq 1/2; & \theta = 0 \text{ (carregamento)} \end{array}$$

$$\tau = 0; \quad 0 \leq X \leq A; \quad 0 \leq R \leq 1/2; \quad \theta = 1 \text{ (descarregamento)}$$

onde $A = L/D$ (razão de aspecto)

Condições de Contorno

Condição de não deslizamento nas superfícies sólidas:

$$\tau > 0; \quad 0 \leq X \leq A; \quad R = 0; \quad U = V = 0$$

$$\tau > 0; \quad 0 \leq X \leq A; \quad R = 1/2; \quad U = V = 0$$

Condição de perda de calor pelo topo do tanque:

$$\tau > 0; \quad X = A; \quad 0 \leq R \leq 1/2; \quad \frac{-1}{Pr} \frac{\partial \theta}{\partial X} = q''_T$$

Condição de perda de calor junto a lateral do tanque:

$$\tau > 0; \quad 0 \leq X \leq A; \quad R = 1/2; \quad \frac{-1}{Pr} \frac{\partial \theta}{\partial R} = q''_L$$

Velocidade de entrada

$$\tau > 0; \quad X = A; \quad 0 \leq R \leq 1/2; \quad U = U_0 \text{ (carregamento)}$$

$$\tau > 0; \quad X = 0; \quad 0 \leq R \leq 1/2; \quad U = U_0 \text{ (descarregamento)}$$

Temperatura de entrada

$$\tau > 0; \quad X = A; \quad 0 \leq R \leq 1/2; \quad \theta = 1 \text{ (carregamento)}$$

$$\tau > 0; \quad X = 0; \quad 0 \leq R \leq 1/2; \quad \theta = 0 \text{ (descarregamento)}$$

2º Modelo (Bi-dimensional simplificado)

$$\frac{1}{R} \left\{ \frac{\partial(R\theta)}{\partial \tau} + \frac{\partial[(RU)\theta]}{\partial X} \right\} = \frac{1}{Pr} \frac{1}{R} \left[\frac{\partial}{\partial X} \left(R \frac{\partial \theta}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial R} \left(R \frac{\partial \theta}{\partial R} \right) \right] \quad 2.18$$

Condições Iniciais

$$\tau = 0; \quad 0 \leq X \leq A; \quad 0 \leq R \leq 1/2; \quad U = 0$$

$$\tau = 0; \quad 0 \leq X \leq A; \quad 0 \leq R \leq 1/2; \quad \theta = 0 \text{ (carregamento)}$$

$$\tau = 0; \quad 0 \leq X \leq A; \quad 0 \leq R \leq 1/2; \quad \theta = 1 \text{ (descarregamento)}$$

onde $A = L/D$ (razão de aspecto)

Condições de Contorno

Condição de não deslizamento nas superfícies sólidas:

$$\tau > 0; \quad 0 \leq X \leq A; \quad R = 0; \quad U = 0$$

$$\tau > 0; \quad 0 \leq X \leq A; \quad R = 1/2; \quad U = 0$$

Condição de perda de calor pelo topo do tanque:

$$\tau > 0; \quad X = A; \quad 0 \leq R \leq 1/2; \quad \frac{-1}{Pr} \frac{\partial \theta}{\partial X} = q''_T$$

Condição de perda de calor junto a lateral do tanque:

$$\tau > 0; \quad 0 \leq X \leq A; \quad R = 1/2; \quad \frac{-1}{Pr} \frac{\partial \theta}{\partial R} = q''_L$$

Velocidade de entrada

$$\tau > 0; \quad X = A; \quad 0 \leq R \leq 1/2; \quad U = U_0 \text{ (carregamento)}$$

$$\tau > 0; \quad X = 0; \quad 0 \leq R \leq 1/2; \quad U = U_0 \text{ (descarregamento)}$$

Temperatura de entrada

$$\tau > 0; \quad X = A; \quad 0 \leq R \leq 1/2; \quad \theta = 1 \text{ (carregamento)}$$

$$\tau > 0; \quad X = 0; \quad 0 \leq R \leq 1/2; \quad \theta = 0 \text{ (descarregamento)}$$

2.3 Análise das perdas de calor

Conforme visto anteriormente a perda de calor para o ambiente através das paredes e do isolamento é um mecanismo importante em tanques de armazenamento estratificados. Portanto, deve-se fazer a superposição dos efeitos da perda de calor pelas paredes do tanque e dos efeitos de transferência de calor no interior do tanque (difusão e convecção). O isolamento exterior reduz as perdas de calor radiais para o ambiente, o que ajuda a manter a estratificação nos tanques. Nas paredes verticais e no topo, considera-se que a transmissão de calor se dá por convecção e condução. No fundo do tanque adotou-se que não há perda de calor, pois a temperatura do fluido nessa posição é próxima a do ambiente, o que se verifica na maioria dos casos testados.

2.3.1 Perda de calor pela paredes laterais

A perda de calor pelas paredes laterais para um tanque com isolamento (Figura 2.3) pode ser estimada pela equação:

$$Q = \frac{T_B - T_a}{\frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi k_i \Delta x} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi k_i \Delta x} + \frac{1}{2\pi r_3 \Delta x h_e}} \quad (W) \quad 2.19$$

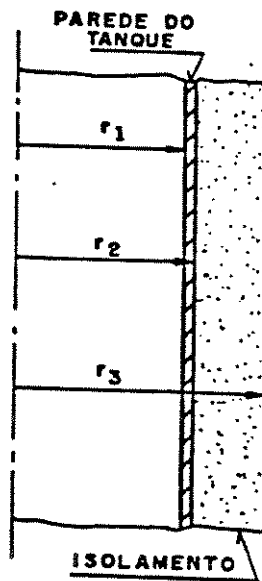


Figura 2.3 Parede e isolamento

Considerando que a resistência condutiva dominante da parede é a devida ao isolamento, visto que a condutividade térmica do material do tanque é alta e sua espessura é pequena, podemos simplificar a equação 2.19 para :

$$Q = \frac{T_B - T_a}{\frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi k_i \Delta x} + \frac{1}{2\pi r_2 \Delta x h_e}} \quad (W) \quad 2.20$$

O tanque utilizado neste trabalho é feito de acrílico, que é considerado um material isolante, neste caso a equação utilizada para a perda de calor pelas paredes para o ambiente é:

$$Q_L = \frac{T_B - T_a}{\frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi k_t \Delta x} + \frac{1}{2\pi r_2 \Delta x h_e}} \quad (W) \quad 2.21$$

2.3.2 Perda de calor pelo topo

A perda de calor pelo topo do tanque pode ser estimada pela equação:

$$Q_T = \frac{T_B - T_a}{\frac{\Delta x}{2\pi r_1 \Delta r k_t} + \frac{1}{2\pi r_1 \Delta r h_e}} \quad (W) \quad 2.22$$

Para cálculo da expressão acima deve-se estimar da melhor forma possível o valor do coeficiente de película para convecção livre externa. De acordo com os resultados experimentais obtidos o valor do produto $Gr \times Pr$ esteve sempre abaixo de $1,0 \times 10^9$, o que assegura que o escoamento é laminar. Na parte superior do tanque, ou seja, no topo do armazenador, a equação utilizada foi a mesma para paredes horizontais dada por Lloyd e Moran (1974):

$$\overline{Nu}_\ell = 0,54 Ra_\ell^{1/4} \quad (10^4 < Ra_\ell < 10^7) \quad 2.23$$

sendo ℓ o comprimento característico da superfície plana. Na parte lateral do tanque, utilizou-se a equação dada por Yovanovich (1987) para corpos imersos:

$$\overline{Nu}_\varphi \cong 3,47 + 0,51 Ra_\varphi^{1/4} \quad (0 < Ra_\varphi < 10^8) \quad 2.24$$

sendo φ o comprimento de escala.

A eficiência da extração é um dos parâmetros importantes que define o desempenho do armazenamento térmico. Um bom armazenamento térmico deve conciliar perdas mínimas de energia térmica e a mais alta possível eficiência da extração. Para avaliar-se a eficiência da extração do tanque de armazenamento líquido estratificado, nós adotamos a definição dada abaixo que também foi utilizada por Carrocci (1987):

$$\eta = \int_0^1 T_D(t) dt, \quad 2.25$$

onde $T_D(t) = \frac{[T_s(t) - T_1]}{T_2 - T_1}$ e T_s é a temperatura do fluido na saída.

Uma definição alternativa foi usada por Lavan e Thompson (1977), sendo a seguinte:

$$\eta = \frac{qt^*}{vol} \quad 2.26$$

onde t^* é o tempo para a diferença entre a temperatura de entrada e saída da água chegar a 10% do seu valor inicial, q é a vazão volumétrica e vol é o volume do tanque. Nos resultados apresentados foi utilizada a expressão (2.26) dada por Lavan e Thompson (1977). Testes numéricos indicaram que valores calculados a partir de cada uma das expressões são quase idênticos sob as mesmas condições.

Capítulo 3

Método numérico

3.1 Apresentação do método de volume de controle

Um método poderoso para a resolução de equações diferenciais é o método de resíduos ponderados, que é descrito em detalhes por Finlayson (1972). O conceito básico é simples. Sendo a equação diferencial representada por $L(\phi) = 0$ e $\bar{\phi}$ uma solução aproximada, substituindo $\bar{\phi}$ dentro da equação diferencial teremos um resíduo Res , definido como: $Res = L(\bar{\phi})$. Para que esse resíduo seja o menor possível, podemos propor que $\int W Res \, dx = 0$, onde W é a função peso e a integração é realizada sobre o domínio de interesse. Pode-se gerar assim um determinado número de equações algébricas para avaliar os parâmetros desconhecidos e resolvê-las para obter a solução aproximada para a equação diferencial.

O método de volume de controle é uma variação do método de resíduos, desenvolvido por Patankar (1980) e que usa a função peso mais simples $W=1$. A partir disto, um número de equações algébricas pode ser gerado dividindo o domínio de cálculo em volumes de controle, e mantendo a função peso igual a 1 sobre um volume de controle e igual a zero em todos os outros em um determinado tempo. Isto implica que a integral do resíduo sobre cada volume de controle deve tornar-se igual a zero. Os volumes de controle não devem se sobrepor de modo que haja um volume de controle ao redor de cada ponto de grade. A equação diferencial é então integrada sobre cada volume de controle. A característica mais importante deste método é que o princípio da conservação integral da massa, quantidade de movimento e energia é satisfeito em cada

volume de controle assim como em todo o domínio de cálculo. Até mesmo uma solução baseada numa malha pouco refinada possui um balanço integral correto. As equações governantes na sua forma adimensional são discretizadas segundo este método utilizando o esquema polinomial. O método usa o esquema implícito onde o novo valor da variável é mantido em todo o intervalo espacial num dado tempo.

O princípio de conservação é satisfeito realizando o balanço da propriedade sobre todo o volume de controle, isto é, a taxa de transferência de uma dada propriedade entrando no volume de controle, mais a taxa da geração da propriedade dentro do volume de controle é igual a taxa de transferência da propriedade na saída, mais a taxa de acumulação da propriedade dentro do volume de controle.

A equação geral de conservação é escrita na forma:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \nabla \cdot \mathbf{J} = S \quad 3.1$$

$$\mathbf{J} = \rho \mathbf{W}\phi - \Gamma \nabla \phi$$

$$S = S_c + S_p \phi_p$$

onde: $\mathbf{J}$: representa os fluxos totais (difusivo e convectivo) de uma propriedade

S : taxa de geração da propriedade por unidade de volume ou termo fonte

ϕ : propriedade que é transferida

$\mathbf{W}$: o vetor velocidade resultante

Para o caso bi-dimensional podemos escrever a expressão 3.1 como:

$$\frac{1}{r} \left[\frac{\partial(r\phi)}{\partial t} + \frac{\partial(rJ_r)}{\partial r} + \frac{\partial(rJ_x)}{\partial x} \right] = S \quad 3.2$$

$$J_x \equiv \rho u \phi - \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \quad J_r \equiv \rho v \phi - \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial r}$$

onde u e v denotam as componentes da velocidade nas direções x e r respectivamente.

No método de volume de controle existem quatro regras básicas que as equações de discretização devem obedecer para assegurar que haja o realismo físico e o balanço global. As quatro regras básicas são as seguintes:

1. Consistência nas faces do volume de controle – quando uma face é comum a dois volumes de controle adjacentes, o fluxo através deles deve ser representado pela mesma expressão nas equações de discretização para os dois volumes de controle.
2. Coeficientes positivos – todos os coeficientes (a_p e os coeficientes vizinhos a_{nb}) devem ser sempre positivos.
3. Linearização da curva negativa do termo fonte – quando o termo fonte é linearizado como $S = S_c + S_p T_p$, o coeficiente S_p deve ser sempre menor ou igual a zero.
4. Soma dos coeficientes vizinhos – é necessário que $a_p = \sum a_{nb}$ para situações onde a equação diferencial continua a ser satisfeita depois que uma constante é acrescentada a variável independente.

3.2 Estabelecimento da malha

Devido à simetria em relação ao ângulo θ , o sistema pode ser tratado como um problema bidimensional nas variáveis (x, r) e a malha adotada é mostrada na Figura 3.1 a seguir:

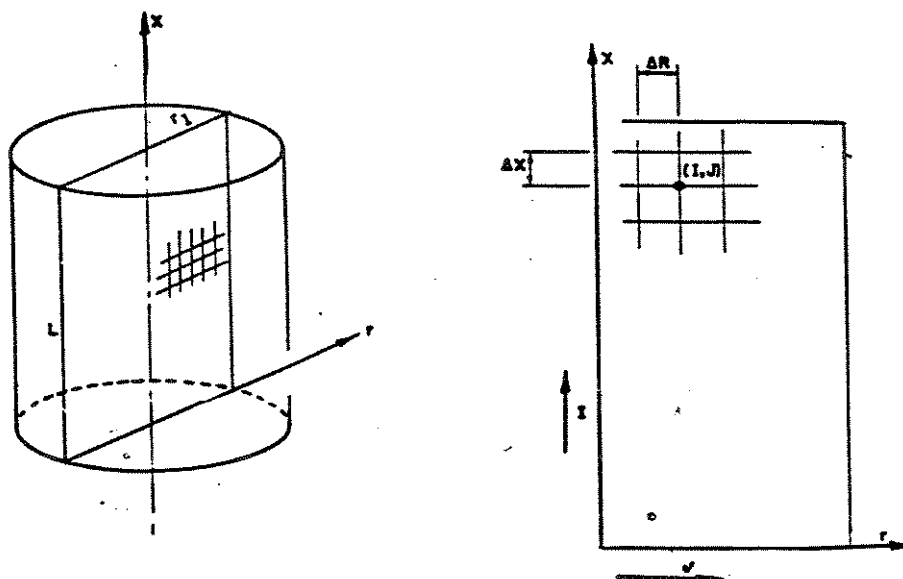


Figura 3.1 Esquema da malha utilizada

Podemos definir os seguintes parâmetros da grade:

L1 – número de pontos ao longo da altura (x)

M1 – número de pontos ao longo do raio (r)

Para representar a seção longitudinal na equação discretizada, usaremos o índice I para a direção axial x e o índice J para a direção radial r.

3.3 Discretização da equações

Para a discretização das equações, considere o volume de controle na figura abaixo:

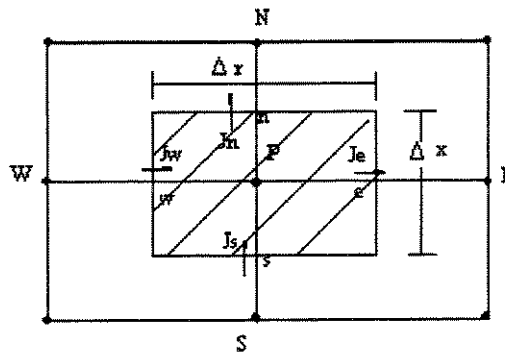


Figura 3.2. Volume de Controle Bi-dimensional

Quantidade de Movimento

Velocidade V

Escrevendo a equação 2.2 na forma da equação geral de conservação 3.1 tem-se:

$$\frac{1}{R} \left\{ \frac{\partial(RV)}{\partial \tau} + \frac{\partial(RJ_R)}{\partial R} + \frac{\partial(RJ_X)}{\partial X} \right\} = -\frac{\partial P_a}{\partial R} - \frac{V}{R^2} \quad 3.3$$

$$\phi = V$$

$$\rho = 1$$

$$\Gamma = 1$$

$$J_R = \rho VV - \Gamma \frac{\partial V}{\partial R} \quad J_X = \rho UV - \Gamma \frac{\partial V}{\partial X},$$

$$S_c = 0 \quad S_p = -\frac{1}{R^2}$$

Velocidade U

Escrevendo a equação 2.3 na forma da equação geral de conservação 3.1 tem-se:

$$\frac{1}{R} \left\{ \frac{\partial(RU)}{\partial \tau} + \frac{\partial(RJ_R)}{\partial R} + \frac{\partial(RJ_X)}{\partial X} \right\} = -\frac{\partial P_a}{\partial X} + Gr\theta \quad 3.4$$

$$\phi = U \quad \rho = 1 \quad \Gamma = 1$$

$$J_R = \rho VU - \Gamma \frac{\partial U}{\partial R} \quad J_X = \rho UU - \Gamma \frac{\partial U}{\partial X}$$

$$S_c = Gr\theta \quad S_p = 0$$

Energia

Escrevendo a equação 2.4 na forma da equação geral de conservação 3.1 tem-se:

$$\frac{1}{R} \left\{ \frac{\partial(R\theta)}{\partial \tau} + \frac{\partial(RJ_R)}{\partial R} + \frac{\partial(RJ_X)}{\partial X} \right\} = 0 \quad 3.5$$

$$\phi = \theta \quad \rho = 1 \quad \Gamma = \frac{1}{Pr}$$

$$J_R = \rho V\theta - \Gamma \frac{\partial \theta}{\partial R} \quad J_X = \rho U\theta - \Gamma \frac{\partial \theta}{\partial X}$$

$$S = 0$$

Após a discretização das equações de acordo com o método de volume de controle, utilizando o esquema “power-law” proposto por Patankar (1980), as equações diferenciais são transformadas em um sistema de equações algébricas em função dos valores das propriedades nos pontos nodais da grade adotada. Assim, as equações apresentam a forma geral:

$$a_p \phi_p = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + b \quad 3.6$$

onde:

$$a_E = D_e A(|P_e|) + \|-F_e, 0\|$$

$$a_W = D_w A(|P_w|) + \|F_w, 0\|$$

$$a_N = D_n A(|P_n|) + \|-F_n, 0\|$$

$$a_S = D_s A(|P_s|) + \|F_s, 0\|$$

$$a_p^0 = \frac{R \Delta R \Delta X}{\Delta \tau}$$

$$b = S_C R \Delta R \Delta X + a_p^0 \phi_p^0$$

$$a_p = a_E + a_W + a_N + a_S + a_p^0 - S_p \Delta V$$

F_e , F_w , F_n e F_s são os termos convectivos e D_e , D_w , D_n e D_s são os termos difusivos, cujas expressões são as seguintes:

$$F_e = \rho_e V_e A_e \quad D_e = \frac{\Gamma_e A_e}{\delta R_e}$$

$$F_w = \rho_w V_w A_w \quad D_w = \frac{\Gamma_w A_w}{\delta R_w}$$

$$F_n = \rho_n U_n A_n \quad D_n = \frac{\Gamma_n A_n}{\delta X_n}$$

$$F_s = \rho_s U_s A_s \quad D_s = \frac{\Gamma_s A_s}{\delta X_s}$$

O número de Peclet é tomado como a razão $P_e = \frac{F_e}{D_e}$, e a função $A(|P|)$ é representada por

um polinômio da forma:

$$A(|P|) = \left\| 0, (1 - 0.1|P|)^5 \right\|$$

Conforme Patankar (1980) a utilização de uma grade única para todas as variáveis pode levar a soluções de pressão não realísticas fisicamente, e a solução proposta foi a utilização de grades independentes para as variáveis u , v e p . Neste sentido, para o caso das equações de quantidade de movimento onde o termo de pressão aparece, nós usamos um volume de controle deslocado em relação ao volume de controle principal tomado ao redor do ponto P , comumente chamado de grade deslocada como mostrado na Figura 3.3.

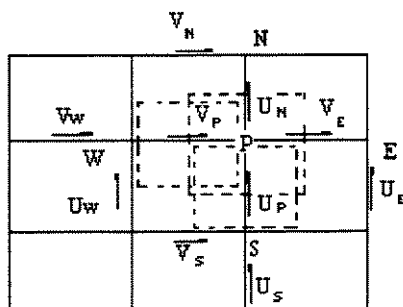


Figura 3.3 Superposição das grades para u , v , e outras variáveis.

Este procedimento facilita a aplicação das condições de contorno. Analisando-se os coeficientes da equação 3.6 verifica-se a necessidade de se conhecer as velocidades normais às faces do volume de controle, como mostrado na Figura 3.3. Para a grade das variáveis p e T as velocidades podem ser tomadas diretamente, pois os pontos das grades de velocidade coincidem com os pontos médios destes volumes. Para o caso das variáveis u e v é necessário usar um esquema de interpolação.

3.4 Solução das equações algébricas

Na solução do sistema de equações diferenciais aparece uma dificuldade que é a determinação dos campos de pressão, pois não há uma equação específica para esta variável. O procedimento usado para cálculo do campo de escoamento é o algoritmo SIMPLE, também utilizado por Patankar (1980) e Spalding, o qual utiliza a equação da continuidade para obter-se

uma equação de correções de pressão. Assim, a partir de um campo arbitrário de pressões, por um processo iterativo, pode-se obter todo o campo real de pressões do escoamento.

Para a resolução do sistema de equações algébricas linearizadas usa-se o método linha a linha. Este método iterativo é uma combinação do método direto para matrizes tridiagonais (TDMA) e o método de Gauss-Seidel.

3.5 Critério de convergência

Na solução iterativa das equações algébricas que empregam equações linearizadas, é importante o uso de fatores de sub-relaxação para evitar a divergência na solução iterativa de equações diferenciais fortemente não lineares. A convergência deve ser verificada em cada iteração e o processo de iteração deve terminar quando for alcançada uma solução baseada em um determinado parâmetro. Este parâmetro é o critério de convergência.

Pode-se escrever a equação geral discretizada 3.6 na forma:

$$\text{Res} = \sum a_{nb} \phi_{nb} + b - a_p \phi_p$$

onde Res é o valor residual da equação para cada ponto da grade, obviamente se todas as equações de discretização fossem totalmente satisfeitas, Res seria igual a zero. Um critério de convergência conveniente é estabelecer que o maior valor do módulo de Res seja menor do que um determinado número. Estabeleceu-se para os resultados numéricos obtidos o resíduo máximo de 1×10^{-4} .

Esse procedimento de discretização, desde que sejam seguidas as quatro regras básicas mostradas no item 3.1, as quais asseguram a convergência do procedimento de solução linha a linha, levam a um sistema de equações algébricas que devem satisfazer o critério de Scarborough. Este critério é uma condição suficiente para a convergência do método de Gauss-Seidel e diz que:

$$\frac{\sum |a_{\text{vizinho}}|}{|a_P|} \begin{cases} \leq 1 & \text{- para todas as equações} \\ < 1 & \text{- pelo menos uma equação} \end{cases}$$

3.6 Aplicação das condições de contorno

Segundo a formulação do método de volume de controle, o calor Q através das paredes laterais é tratado como uma condição de contorno especificada, tem-se então:

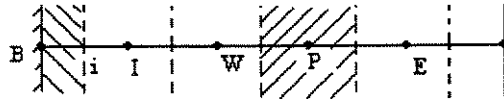


Figura 3.4 Volume de controle para pontos internos e de contorno



Figura 3.5 Meio volume de controle próximo ao contorno

3.6.1 Perda lateral de calor

$$q_B = -k_i \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_B \quad (\text{W/m}^2) \quad 3.7$$

Igualando a perda de calor Q_L (2.21) com q_B (3.7), tem-se:

$$\frac{Q}{A} = q_B \quad 3.8$$

Substituindo 3.8 em 3.7 e adimensionalizando a expressão tem-se:

$$\frac{Q}{Ak} = \frac{\Delta T}{D} \left(\frac{-\partial \theta}{\partial R} \right)_B$$

$$\frac{QD}{Ak\Delta T} = \left(\frac{-\partial \theta}{\partial R} \right)_B$$

Multiplicando por $1/\text{Pr}$ os dois lados da equação:

$$\frac{QD}{Ak\Delta T} \frac{K}{\mu c_p} = \frac{1}{\text{Pr}} \left(\frac{-\partial \theta}{\partial R} \right)_B$$

$$q''_L = \frac{QD}{A\Delta T\mu c_p} \quad A = 2\pi r \Delta x$$

$$q''_L = \frac{-1}{Pr} \frac{\partial \theta}{\partial R}$$

$$\theta_I - \theta_B = q''_L Pr \delta r$$

$$\theta_B = \theta_I - q''_L Pr \delta r \quad 3.9$$

Com este tipo de condição de contorno especificada deve-se introduzir um termo fonte adicional. Para o termo fonte S_A adicional tem-se :

$$q \text{ [W/m}^2\text{]} \cdot A \text{ [m}^2\text{]} = S_A \text{ [energia/volume]} \cdot \text{Vol [m}^3\text{]}$$

$$S_A = q \frac{A}{\text{Vol}}$$

3.6.2 Perda pelo topo

Analogamente ao caso anterior tem-se:

$$q_B = -k_i \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_B \text{ (W/m}^2\text{)} \quad 3.10$$

Igualando a perda de calor Q_T (2.22) com q_B (3.10), tem-se:

$$\frac{Q}{A} = q_B \quad 3.11$$

Substituindo 3.11 em 3.10 e adimensionalizando a expressão tem-se:

$$\frac{Q}{Ak} = \frac{\Delta T}{D} \left(\frac{-\partial \theta}{\partial X} \right)_B$$

$$\frac{QD}{Ak\Delta T} = \left(\frac{-\partial\theta}{\partial X} \right)_B$$

Multiplicando por $1/Pr$ os dois lados da equação:

$$\frac{QD}{Ak\Delta T} \frac{k}{\mu c_p} = \frac{1}{Pr} \left(\frac{-\partial\theta}{\partial X} \right)$$

$$q''_L = \frac{QD}{A\Delta T\mu c_p} \quad A = 2\pi r \Delta r$$

$$q''_L = \frac{-1}{Pr} \frac{\partial\theta}{\partial X}$$

$$\theta_I - \theta_B = q''_L Pr \delta x$$

$$\theta_B = \theta_I - q'' \delta x Pr \quad 3.12$$

Do mesmo modo tem-se aqui um termo fonte adicional S_A .

3.6.3 Parede adiabática

Neste caso basta considerar $\Gamma = 0$, para termos o fluxo de calor $q = 0$, ou seja,

$$q_B = -k_i \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_B$$

Escrevendo na forma do método de volume de controle, tem-se:

$$q_B = \Gamma_B \left(\frac{T_B - T_I}{\delta r} \right)_B, \quad \text{para } \Gamma_B = 0, \text{ tem-se } q_B = 0.$$

3.6.4 Fronteira de efluxo de massa

Considera-se que há difusão nula da fronteira de efluxo para o interior do domínio, fazendo-se $\Gamma = 0$, Também deve-se especificar a velocidade na fronteira de efluxo de modo que se satisfaça a equação da conservação da massa em todo o volume de controle. A partir da distribuição de velocidades nos pontos internos próximos à fronteira de efluxo, pode-se calcular a velocidade na fronteira. Assumiu-se uma correção aditiva para o fluxo de saída, ou seja,

$$u_{L1} = u_{L2} + C \quad 3.13$$

Através da conservação da massa:

$$\dot{m}_{en} = \sum \rho_{L1} u_{L1} \text{ área} = \sum \rho_{L1} (u_{L2} + C) \text{ área}$$

Logo,

$$C = \frac{\dot{m}_{en} - \sum \rho_{L1} u_{L2} \text{ área}}{\sum \rho_{L1} \text{ área}}$$

3.6.5 Condição de não deslizamento

Nestes casos, considera-se que o fluxo convectivo $\rho u \phi$ é igual a zero.

Capítulo 4

Procedimento experimental

Foi montado um banco de ensaios de um armazenador de calor sensível para comprovar-se experimentalmente os dados que foram obtidos através da simulação numérica. O banco de ensaios foi projetado e construído no Laboratório de Térmica e Fluidos da UNICAMP. Os dois modelos estudados, resfriamento natural e os processos de carregamento e descarregamento foram realizados experimentalmente.

4.1 Aparato experimental

A Figura 4.1 apresenta um esquema do banco de ensaios utilizado. São usados dois tanques de alimentação, sendo um tanque para água quente e o outro para água fria. O tanque de água quente é equipado com uma resistência elétrica de 1500 W, cuja temperatura é controlada por um termostato e tem capacidade para 60 litros. O tanque de água fria tem capacidade para 20 litros e é alimentado pela rede. São utilizados registros gaveta para a saída de água dos tanques. Na tubulação feita de cobre e que liga cada tanque ao armazenador, existe uma placa de orifício calibrada para o controle das vazões.

O armazenador como pode ser visto pela Figura 4.2 é um tanque cilíndrico com capacidade para 4,5 litros, tendo as seguintes dimensões: altura, 34 cm, diâmetro externo, 13 cm e espessura, 0,5 cm, sendo a razão de aspecto igual a $L/D = 2,62$. O material do tanque é acrílico e o coeficiente de condutividade térmica é $k = 0,048 \text{ W/mK}$. Os difusores superior e inferior foram feitos de placas utilizadas em circuitos eletrônicos com pequenos furos, de modo que a

operação de entrada da água não causasse grandes perturbações para preservar a estratificação do tanque. No centro do armazenador foi colocado um tubo de PVC onde foram conectados os termopares com espaçamento igual entre eles. Na parede lateral externa do armazenador foram colocados quatro termopares com espaçamento igual entre eles.

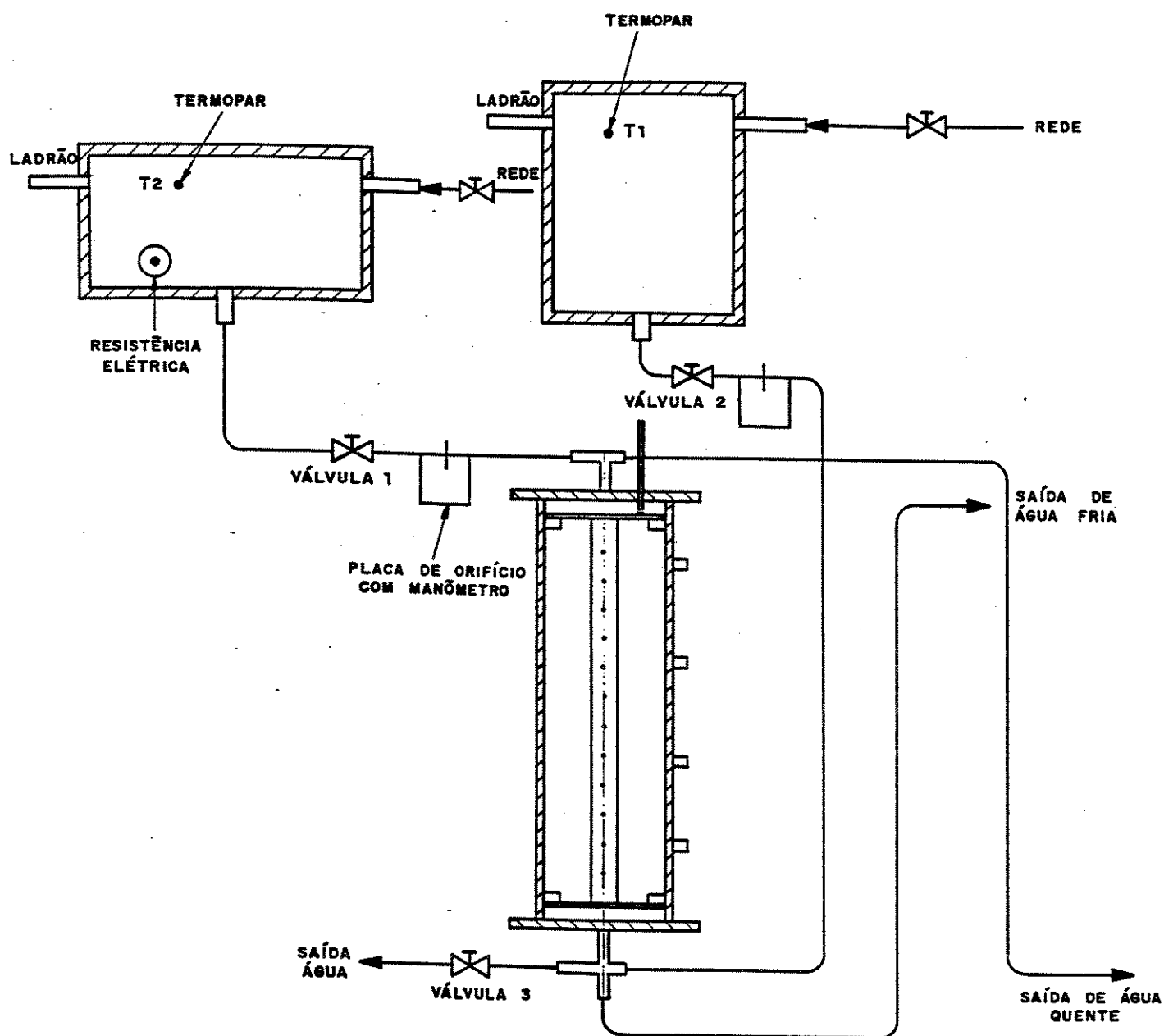


Figura 4.1 Diagrama esquemático da montagem

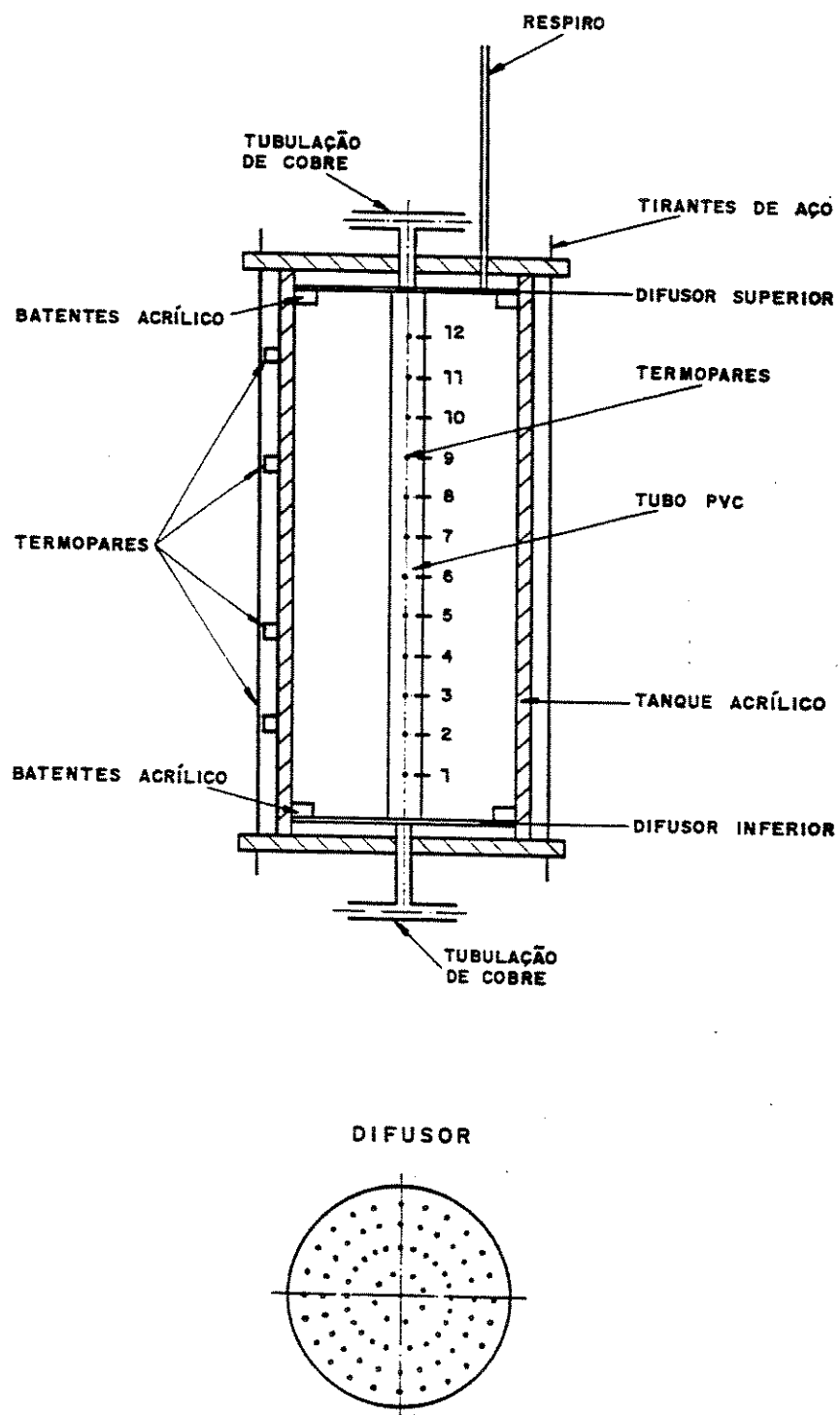


Figura 4.2 Armazenador de calor

4.1.1 Medidas de temperatura

As medidas de temperatura foram feitas utilizando 18 termopares do tipo J (ferro-constantan) e foram registradas em um Data Logger. Este aparelho possui disponibilidade para até 30 canais, sendo que foram usados 12 canais para registro das temperaturas no centro do armazenador, 2 canais para registro das temperaturas dos tanques quente e frio e 4 canais para registro das temperaturas na parte externa do tanque. Para o modelo de resfriamento natural, já que o tempo de resfriamento neste caso é relativamente longo, os valores de temperatura foram registrados com intervalos de três minutos; já para os casos de carregamento e descarregamento os valores de temperatura foram registrados com intervalos de 18 segundos. As temperaturas de operação variaram entre 20 °C e 60 °C.

4.1.2 Medidas de vazão

As vazões de água quente e fria para os casos de carregamento e descarregamento foram medidas por placas de orifício, onde o diferencial de pressão era indicado num manômetro de tubo em U contendo tetracloreto de carbono. Estas placas foram construídas no laboratório e calibradas por meio de balança e cronômetro. As vazões variaram entre os valores de 1,3 g/s a 8,0 g/s, resultando em velocidades de 10×10^{-5} m/s a $6,0 \times 10^{-4}$ m/s.

4.2 Procedimento experimental

a) Resfriamento natural

O procedimento adotado neste caso foi o seguinte:

1. Seleciona-se uma temperatura de operação no tanque de água quente.
2. Com a temperatura no valor desejado, estando fechada a válvula 3, abre-se a válvula 1, e inicia-se a entrada de água quente no armazenador pela entrada superior até a metade do tanque.
3. Fecha-se a válvula 1, abre-se a válvula 2 e inicia-se a entrada de água fria no armazenador pela entrada inferior até completar o volume total do tanque.

4. Fecha-se a válvula 2 e inicia-se o registro das temperaturas no Data Logger até que todo o tanque esteja a uma temperatura praticamente homogênea.

b) Carregamento

1. Seleciona-se uma temperatura de operação no tanque de água quente.
2. Estando a válvula 3 fechada, abre-se a válvula 2 e inicia-se a entrada de água fria até completar todo o volume do tanque.
3. Fecha-se a válvula 2 e abre-se a válvula 1 para iniciar o carregamento de água quente pela entrada superior com a vazão desejada indicada pelo manômetro. O fluido frio deverá sair pela saída de água fria com a mesma vazão da água quente de entrada.
4. Mantém-se este procedimento até que o tanque esteja totalmente preenchido com água quente.

c) Descarregamento

1. Seleciona-se uma temperatura de operação no tanque de água quente.
2. Estando a válvula 3 fechada, abre-se a válvula 1 e inicia-se a entrada de água quente até completar todo o volume do tanque.
3. Aguarda-se alguns minutos até que a temperatura torne-se homogênea.
5. Fecha-se a válvula 1 e abre-se a válvula 2 para iniciar a entrada de água fria pela entrada inferior com a vazão desejada indicada pelo manômetro. O fluido quente deverá sair pela saída de água quente com a mesma vazão da água fria de entrada.
4. Mantém-se este procedimento até que o tanque esteja totalmente preenchido com água fria.

4.3 Análise de erros de medidas

Medidas de temperatura

As medidas de temperatura foram feitas através de um Data Logger, o que introduz um erro no valor da temperatura devido à precisão do aparelho utilizado. Segundo a especificação do

fabricante para o termopar utilizado tipo J (Ferro – Constantan), pode-se ter um erro nas medidas de temperatura de 0,08 °C. Citando como exemplo uma medida de temperatura de 29,3 °C; neste caso tem-se: $T^* = 29,3 \text{ °C} \pm 0,08 \text{ °C}$. Fazendo a adimensionalização necessária, encontra-se um erro percentual de cerca de 3 %.

Erro percentual: $\frac{T^* - T}{T}$ onde T é a temperatura usada nos cálculos e T^* é a temperatura com a incerteza considerada.

Medidas de vazão

Para as medidas de vazão da água utilizou-se uma balança e um cronômetro. A balança utilizada apresenta um desvio de:

$$\delta m = 0,1 \text{ g}$$

O cronômetro utilizado apresenta um desvio de:

$$\delta t = 0,01 \text{ s}$$

Sendo a vazão dada por:

$$Q = \frac{m}{t} \quad \text{e} \quad Q = \bar{Q} \pm \delta Q$$

Através da fórmula:

$$\text{Erro\%} = 100 \cdot \frac{\delta Q}{Q} = \sqrt{\left(\frac{\delta m}{m}\right)^2 + \left(\frac{\delta t}{t}\right)^2} \quad \text{foi achado o erro percentual com um valor de cerca de 0,02\%}.$$

Capítulo 5

Apresentação dos resultados e discussão

Este capítulo é dividido em três partes sendo que na primeira parte são apresentados os resultados numéricos obtidos para os casos de carregamento e descarregamento usando o modelo de equações acopladas em comparação com o modelo bi-dimensional simplificado, além de alguns resultados numéricos mostrando a influência de alguns parâmetros como a eficiência da extração, razão de aspecto e diferença de temperatura entre a água de entrada e saída.

A segunda parte apresenta alguns resultados numéricos obtidos em comparação com os resultados experimentais de diversos autores.

Finalmente, a terceira parte mostra os resultados numéricos para os casos de carregamento, descarregamento e resfriamento natural comparados com os resultados experimentais obtidos nos ensaios.

5.1 Comparação teórica dos modelos de equações acopladas e modelo bi-dimensional simplificado

5.1.1 Otimização do tamanho da grade e passo de tempo

O estudo numérico foi iniciado pela otimização do tamanho da grade e passo de tempo para ambos os modelos de equações acopladas e modelo bi-dimensional simplificado. As Figuras 5.1, 5.2 e 5.3 mostram os resultados de otimização para o caso do modelo de equações acopladas.

Como pode ser visto 15 pontos radiais, 130 pontos axiais e intervalos de tempo de 1 segundo foram considerados adequados para os cálculos numéricos. Estes gráficos foram feitos para o caso de descarregamento considerando um tempo de 5 minutos, com as seguintes temperaturas: $T_{ambiente} = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_1 = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $T_2 = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$. As Figuras 5.4, 5.5 e 5.6 mostram os resultados de otimização para o caso do modelo bi-dimensional simplificado, onde observamos que 30 pontos radiais, 40 pontos axiais e um intervalo de tempo de 30 segundos produz resultados coerentes. O tempo computacional para o caso em estudo foi avaliado para os dois modelos e foi encontrado que o modelo simplificado consome cerca de 2 minutos, enquanto o modelo de equações acopladas cerca de 3 horas em um PC Pentium II, 266 Mhertz com 64 Mbytes de memória RAM.

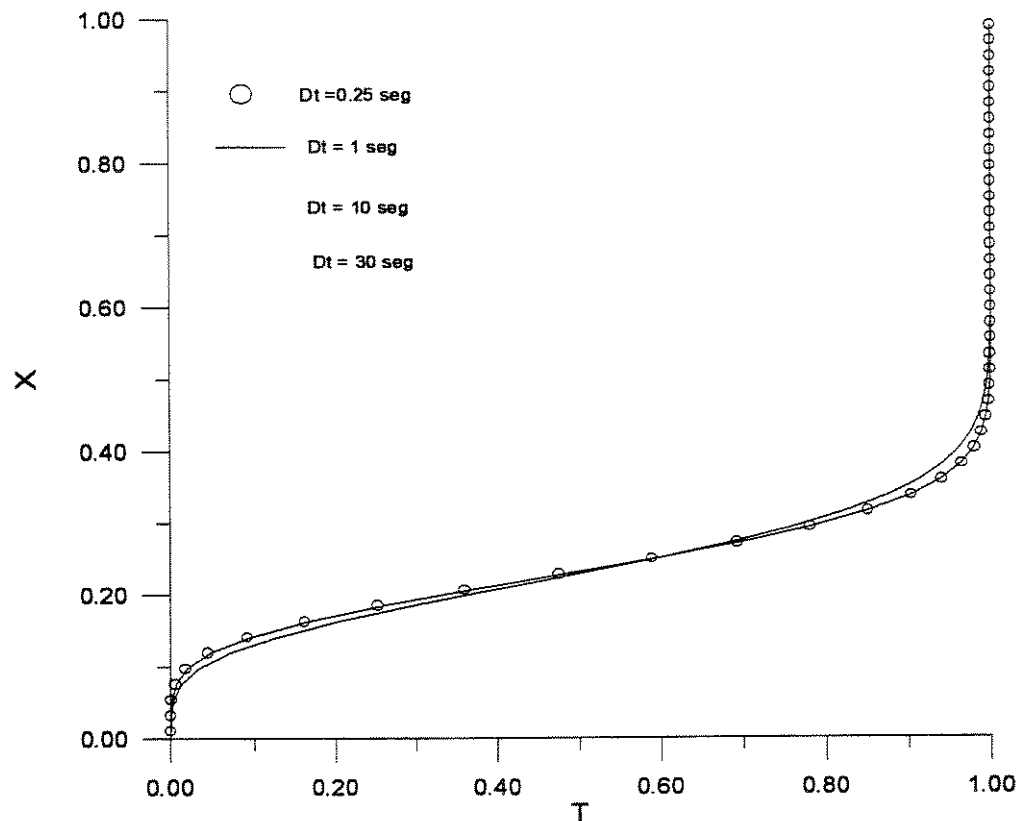


Figura 5.1 Otimização do passo de tempo Δt para o modelo de equações acopladas.

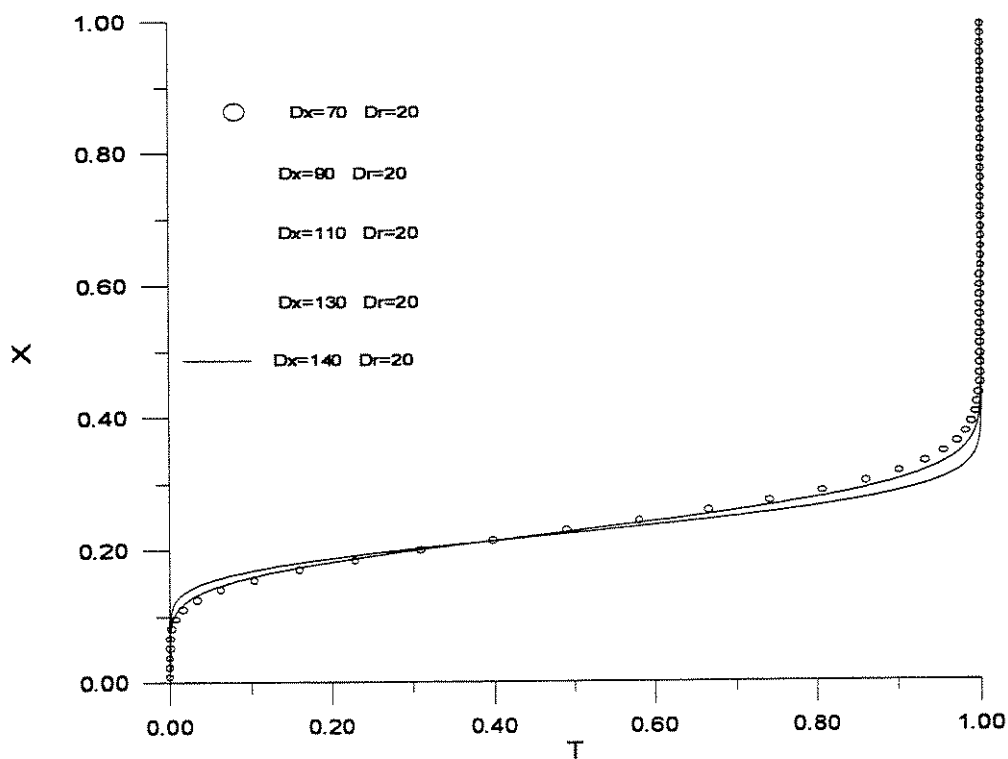


Figura 5.2. Otimização do tamanho da grade (Δx) para o modelo de equações acopladas.

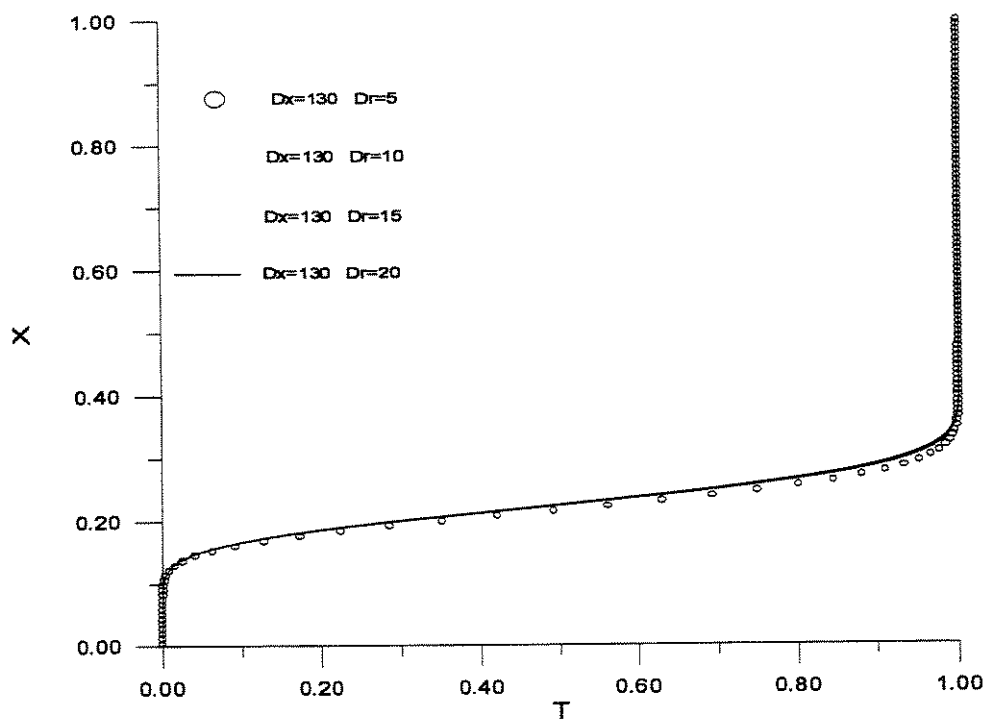


Figura 5.3. Otimização do tamanho da grade (Δr) para o modelo de equações acopladas

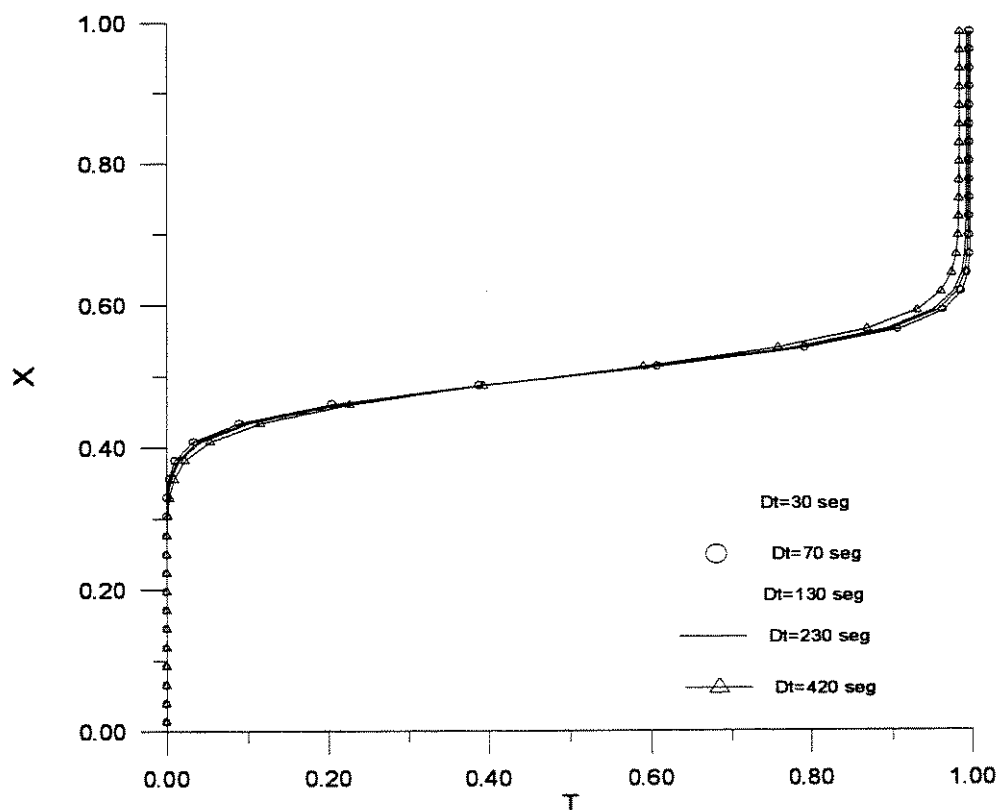


Figura 5.4 Otimização do passo de tempo (Δt) para o modelo bi-dimensional simplificado.

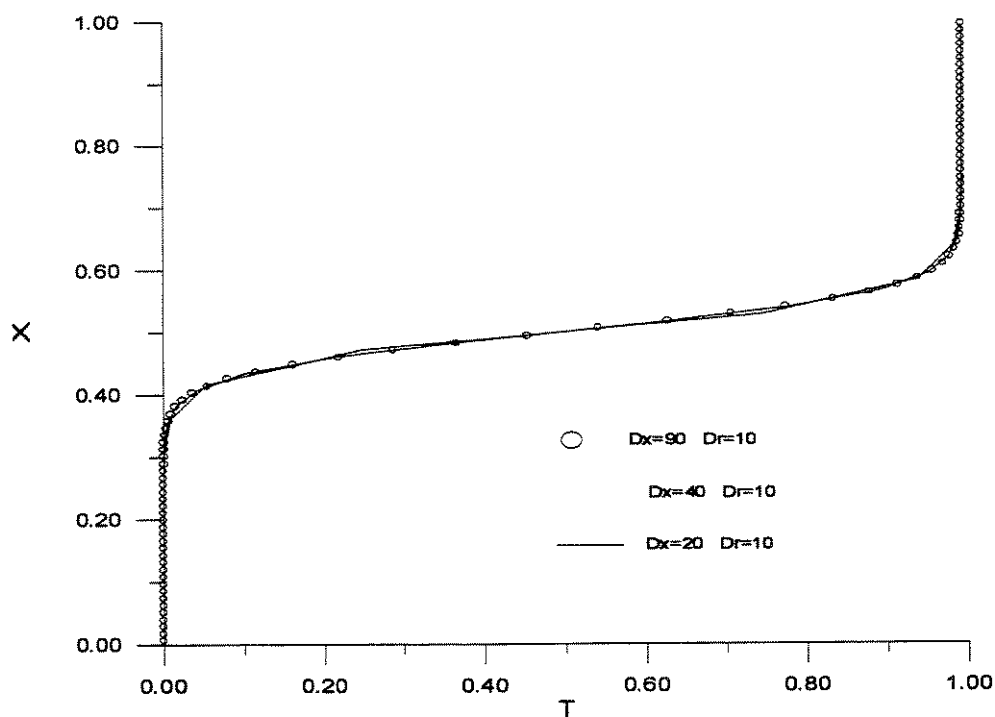


Figura 5.5. Otimização do tamanho da grade (Δx) para o modelo bi-dimensional simplificado.

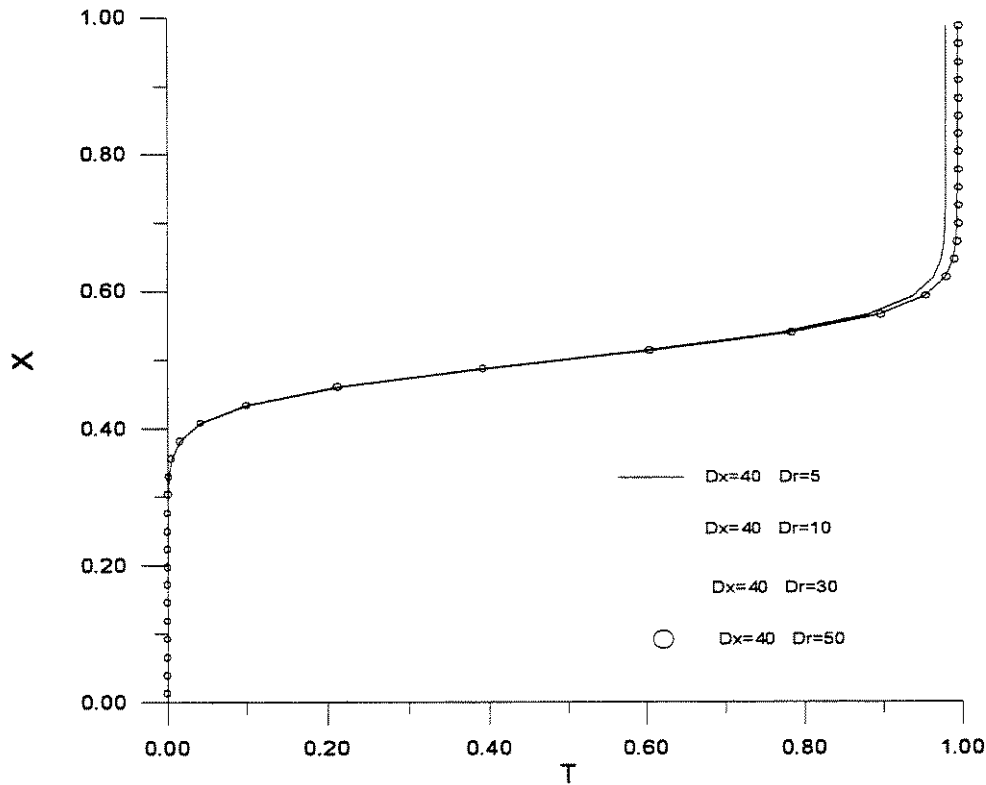


Figura 5.6. Otimização do tamanho da grade (Δr) para o modelo bi-dimensional simplificado.

5.1.2 Armazenamento a quente

Os resultados numéricos obtidos para o armazenamento a quente são mostrados nas Figuras 5.7 a 5.10 para o caso de descarregamento e nas Figuras 5.11 e 5.12 para o caso de carregamento. Os gráficos apresentados mostram um resultado comparativo entre os dois modelos para o caso de armazenamento a quente. Como pode ser visto, as tendências gerais são as mesmas, mas as diferenças entre as previsões aumentam com um aumento no tempo. Essas diferenças podem ser atribuídas aos efeitos convectivos presentes no modelo de equações acopladas. Comparando-se as Figuras 5.7 e 5.10, percebe-se que no caso do tanque para $T_2 = 50$ °C para um tempo de 20 minutos tem-se cerca de 75% do tanque descarregado, enquanto que para o tanque com $T_2 = 80$ °C, para um mesmo tempo de 20 minutos, cerca de 56% do tanque está descarregado. Como a transferência de calor é diretamente proporcional à diferença de temperatura entre a água fria de entrada e a água quente inicialmente no tanque, para o tanque

com temperatura da água quente menor, tem-se um gradiente menor de temperatura, a quantidade de calor a ser trocada é menor e portanto, o tanque descarrega-se mais rápido.

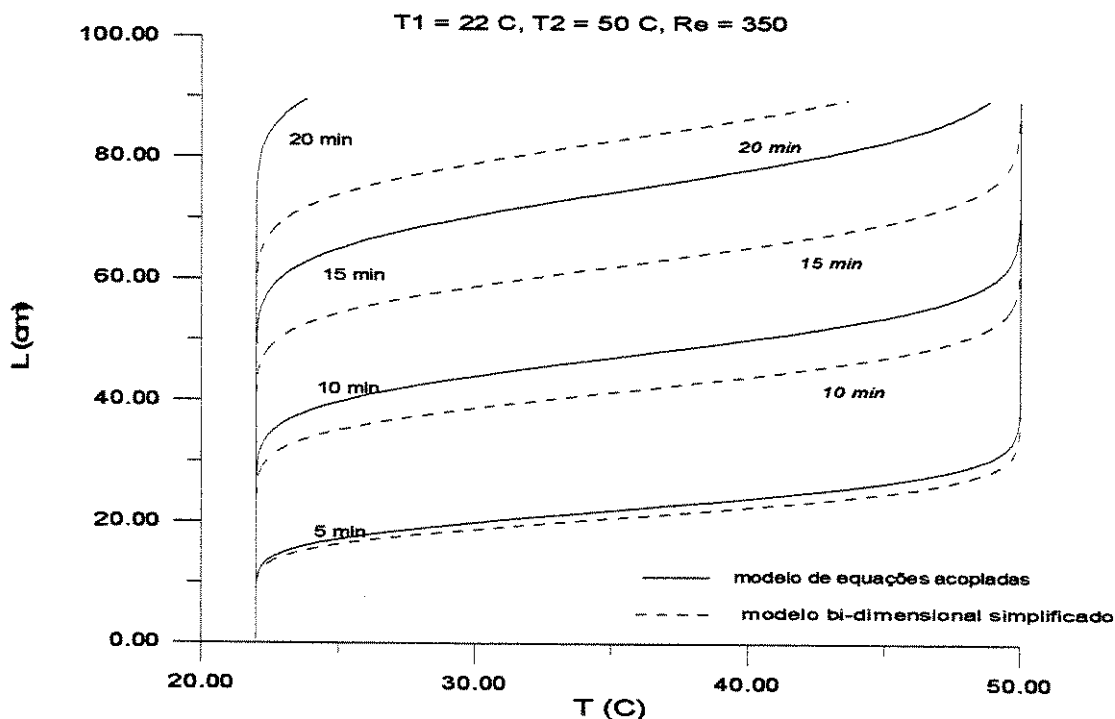


Figura 5.7 Curva de descarregamento para armazenamento a quente $T_2 = 50\text{ °C}$.

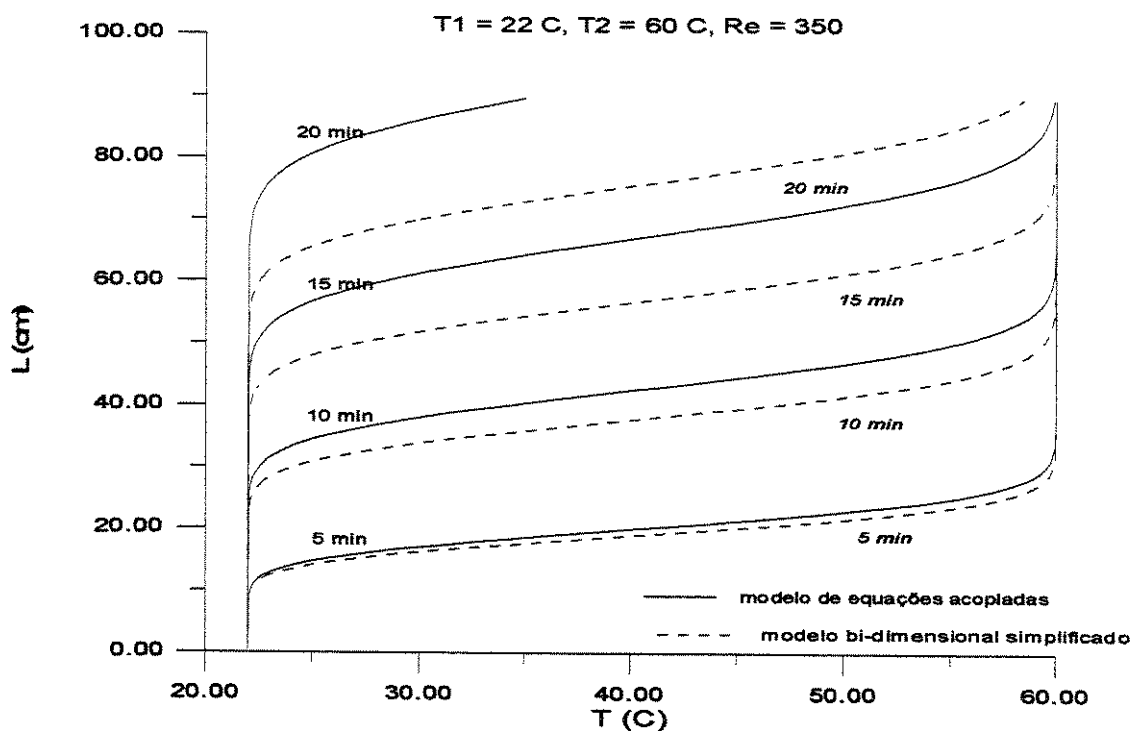


Figura 5.8. Curva de descarregamento para armazenamento a quente $T_2 = 60\text{ °C}$.

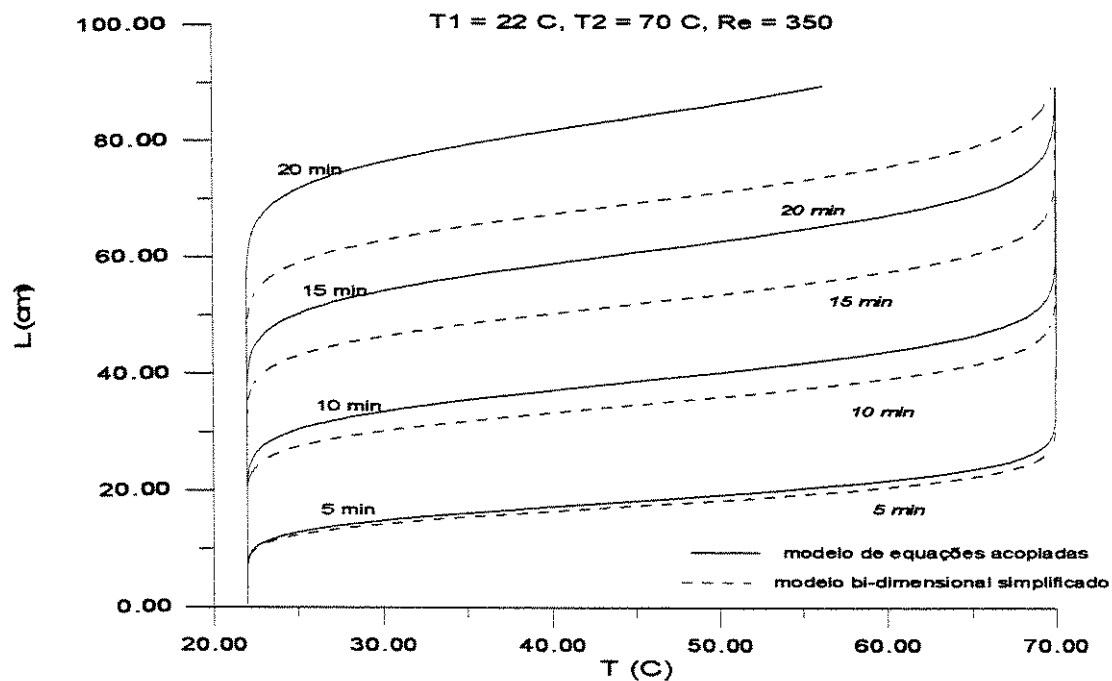


Figura 5.9. Curva de descarregamento para armazenamento a quente $T_2 = 70^\circ\text{C}$.

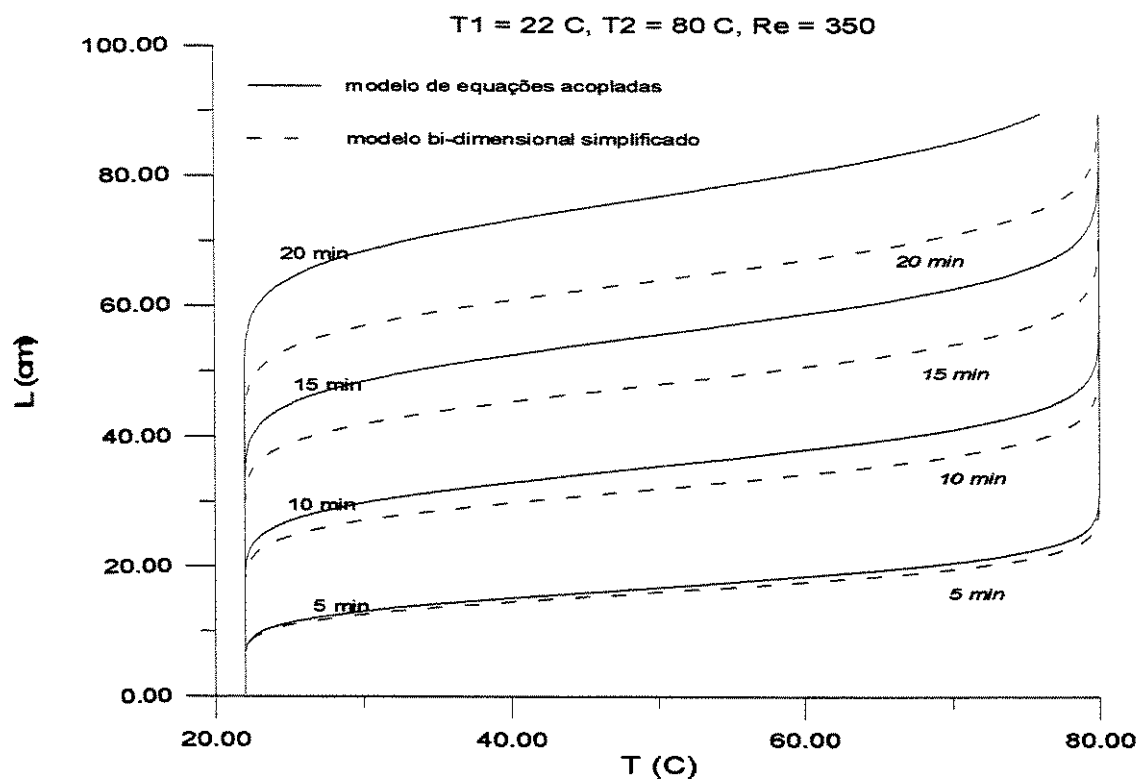


Figura 5.10. Curva de descarregamento para armazenamento a quente $T_2 = 80^\circ\text{C}$.

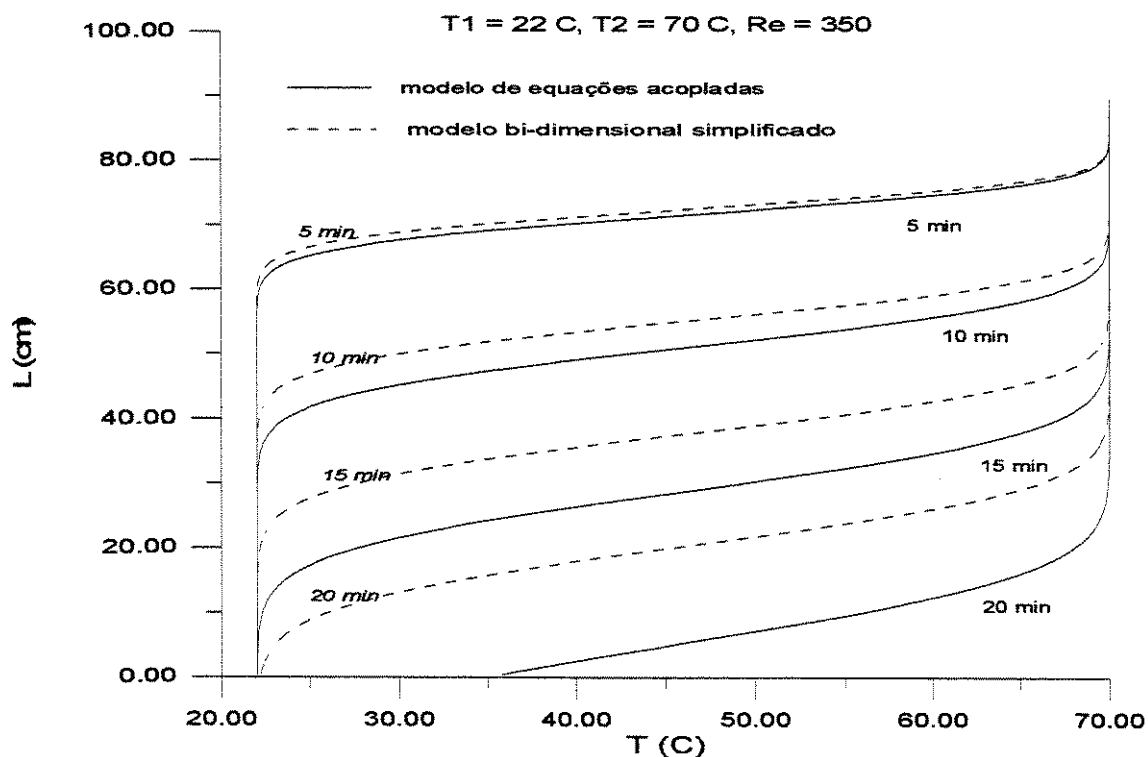


Figura 5.11. Curva de carregamento para armazenamento a quente $T_2=70\text{ }^{\circ}\text{C}$.

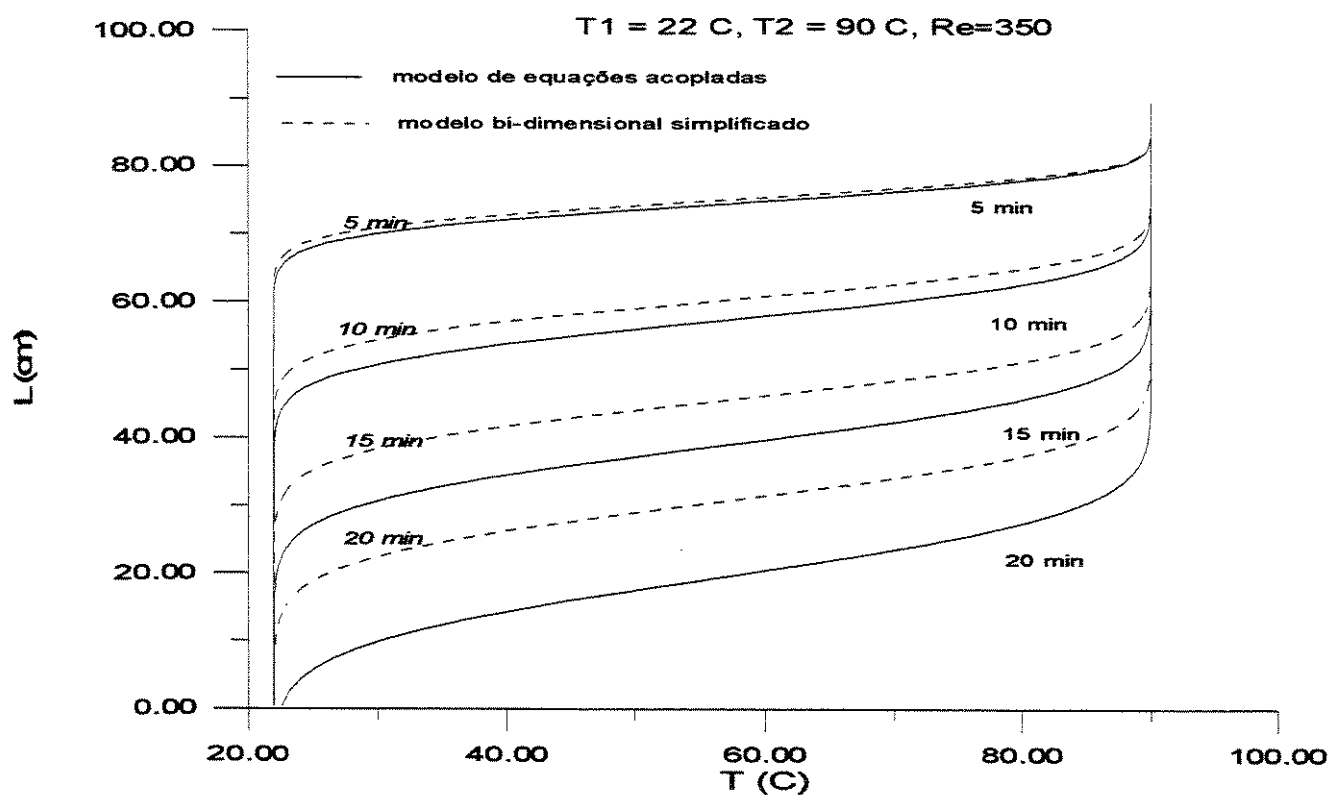


Figura 5.12. Curva de carregamento para armazenamento a quente $T_2 = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$.

5.1.3 Armazenamento a frio

As curvas a seguir mostram os resultados comparativos entre os modelos estudados para o armazenamento a frio mostrado nas Figuras 5.13 a 5.16 para o caso de descarregamento e Figuras 5.17 e 5.18 para o caso de carregamento.

De modo similar ao armazenamento a quente, as tendências gerais entre os dois modelos são as mesmas, mas as diferenças entre as predições aumentam com um aumento no tempo. Como já visto, essas diferenças podem ser atribuídas aos efeitos convectivos presentes no modelo de equações acopladas.

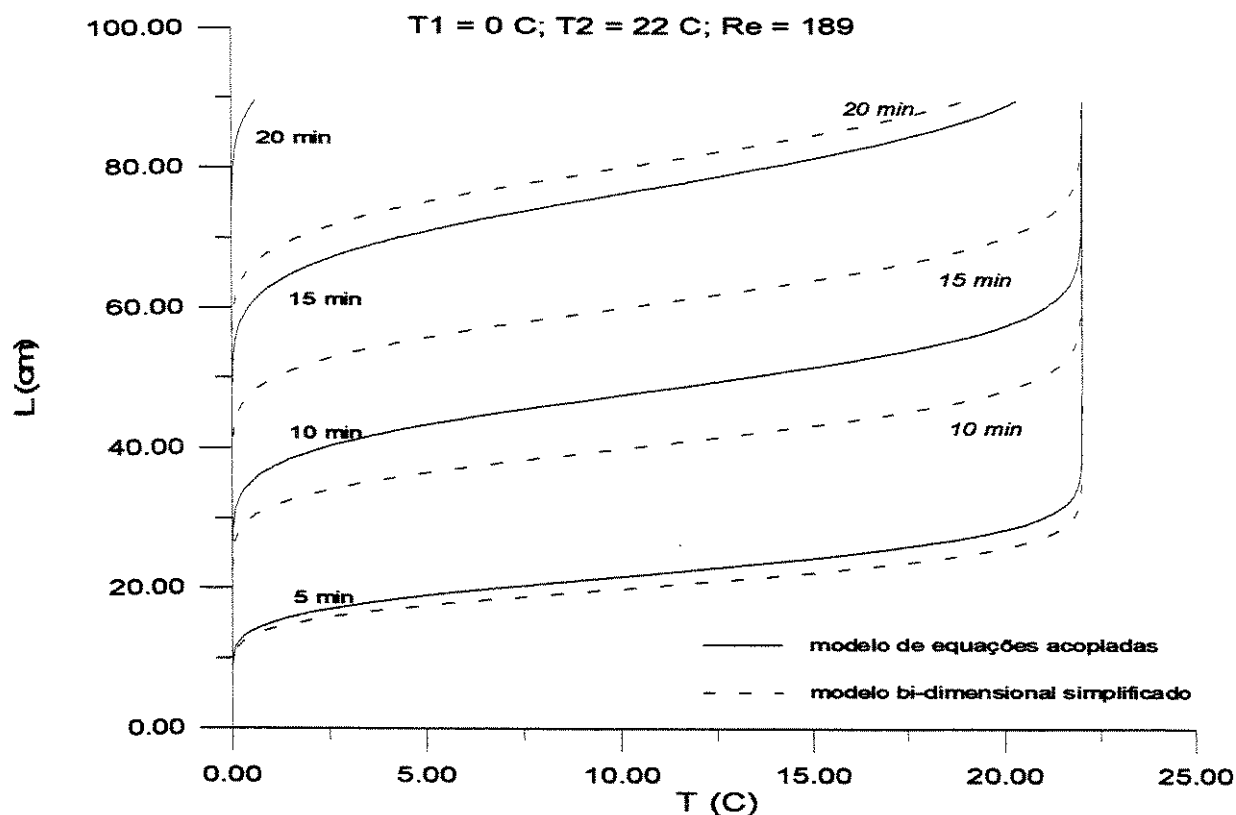


Figura 5.13. Curva de descarregamento para armazenamento a frio $T_1=0$ °C.

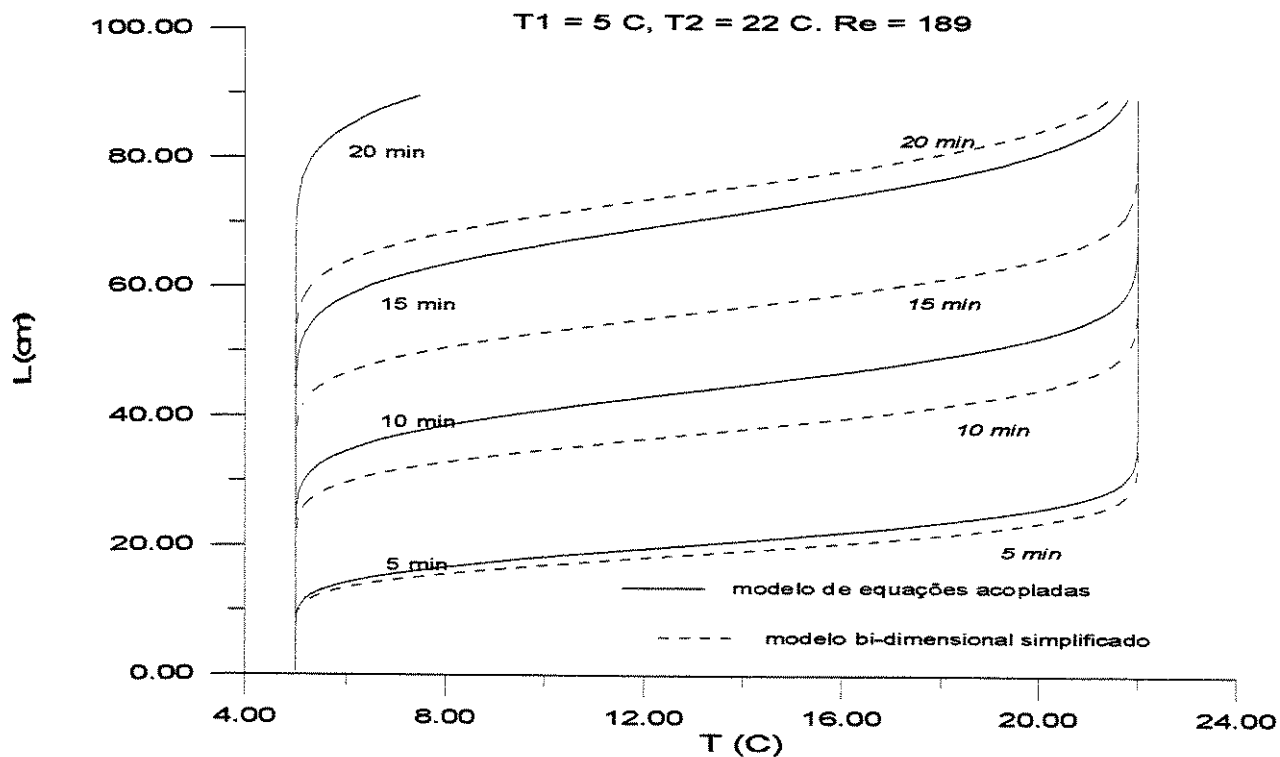


Figura 5.14. Curva de descarregamento para armazenamento a frio $T_1=5 \text{ }^\circ\text{C}$.

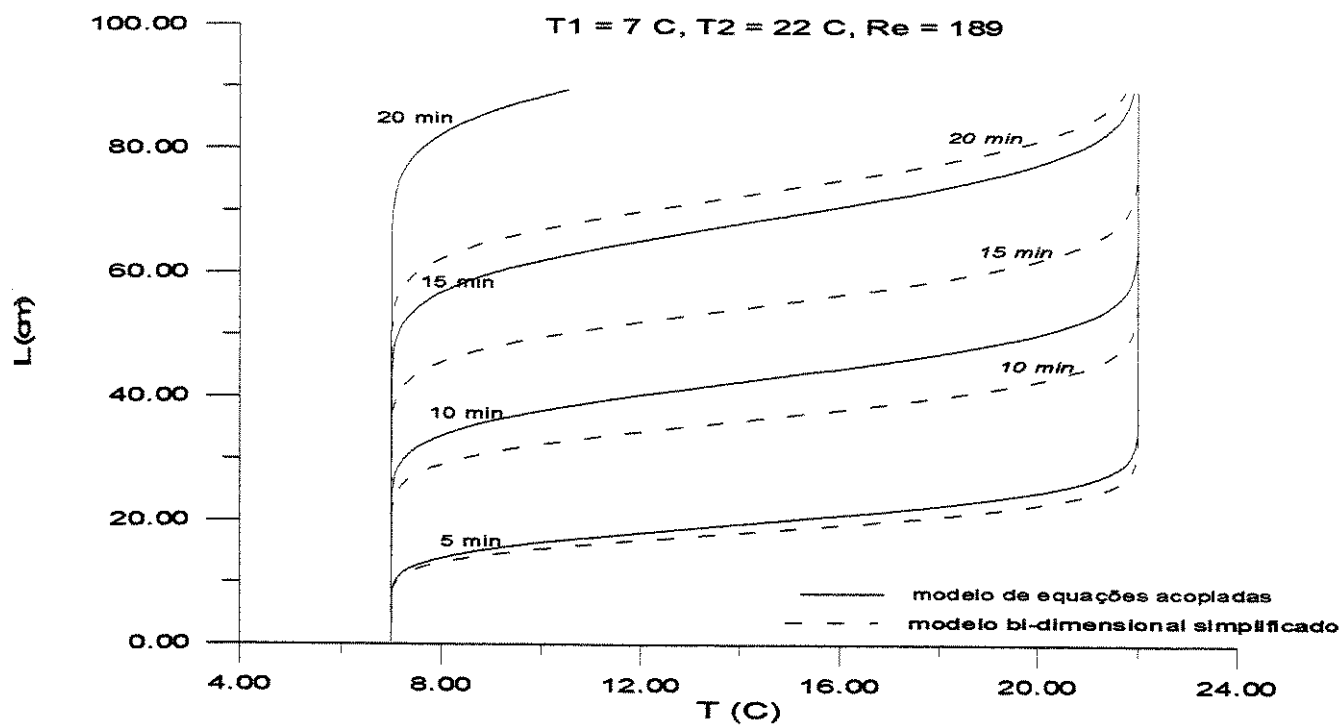


Figura 5.15. Curva de descarregamento para armazenamento a frio $T_1=7 \text{ }^\circ\text{C}$.

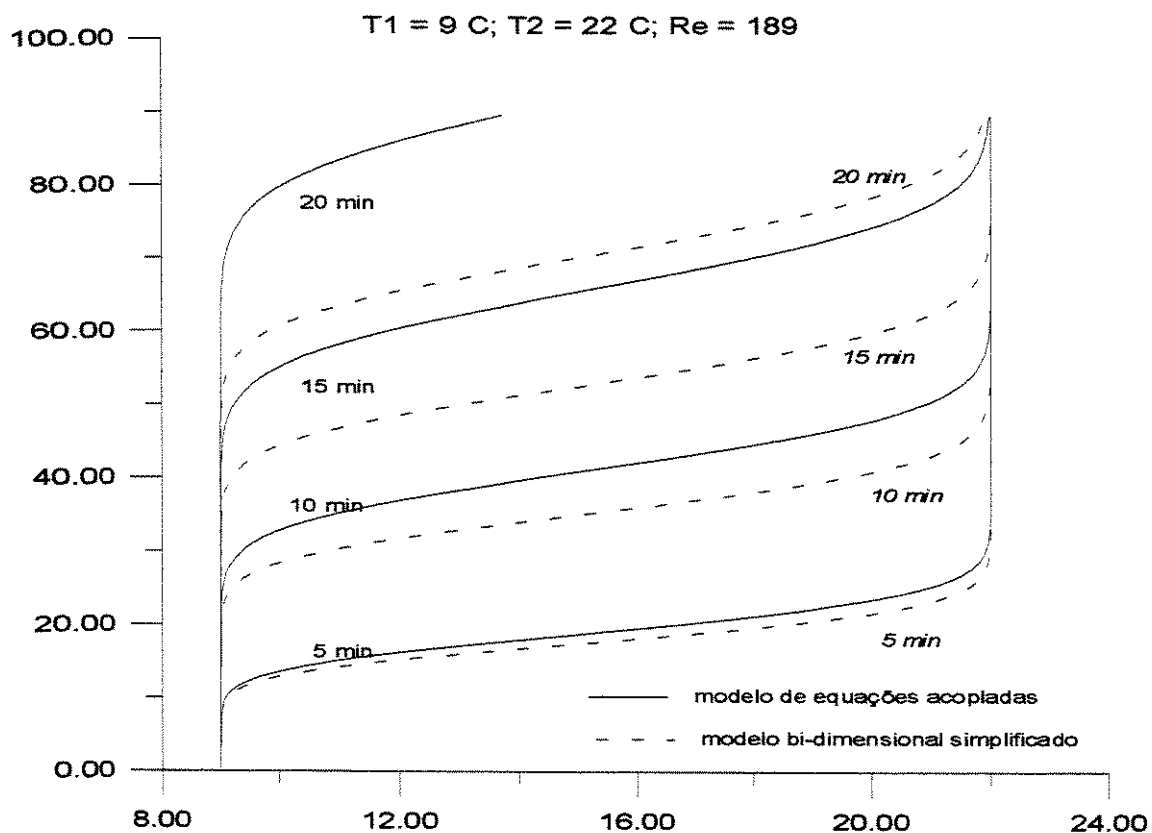


Figura 5.16. Curva de descarregamento para armazenamento a frio $T_1=9\text{ }^{\circ}\text{C}$

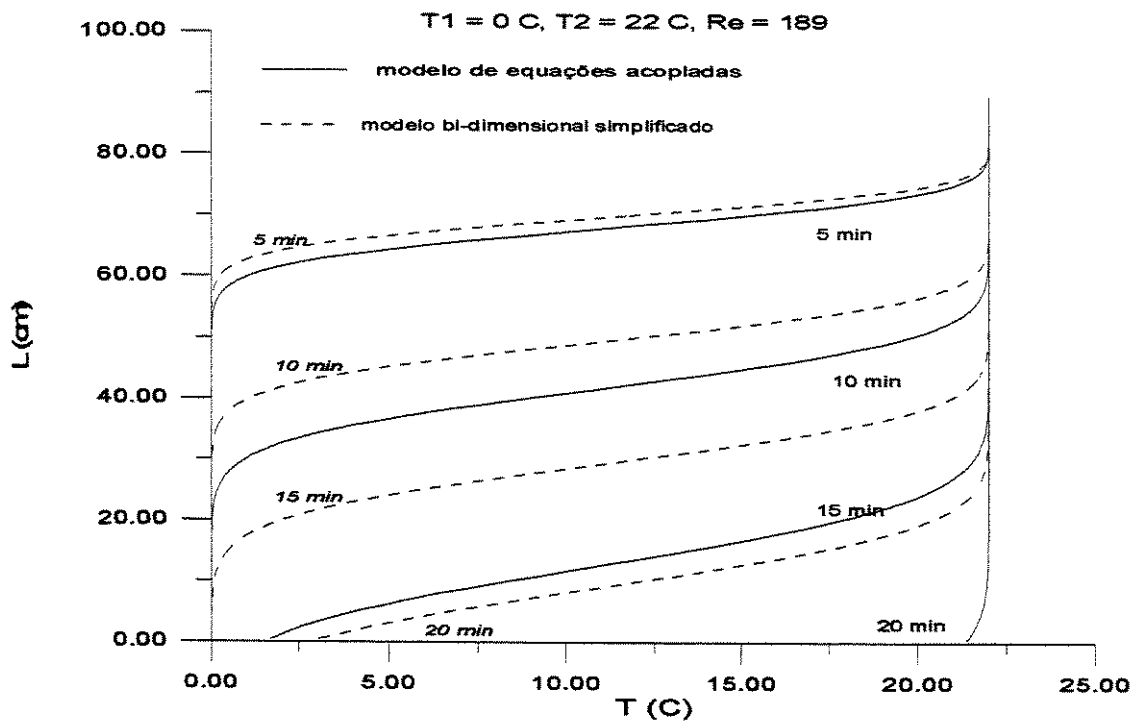


Figura 5.17. Curva de carregamento para armazenamento a frio $T_1 = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$.

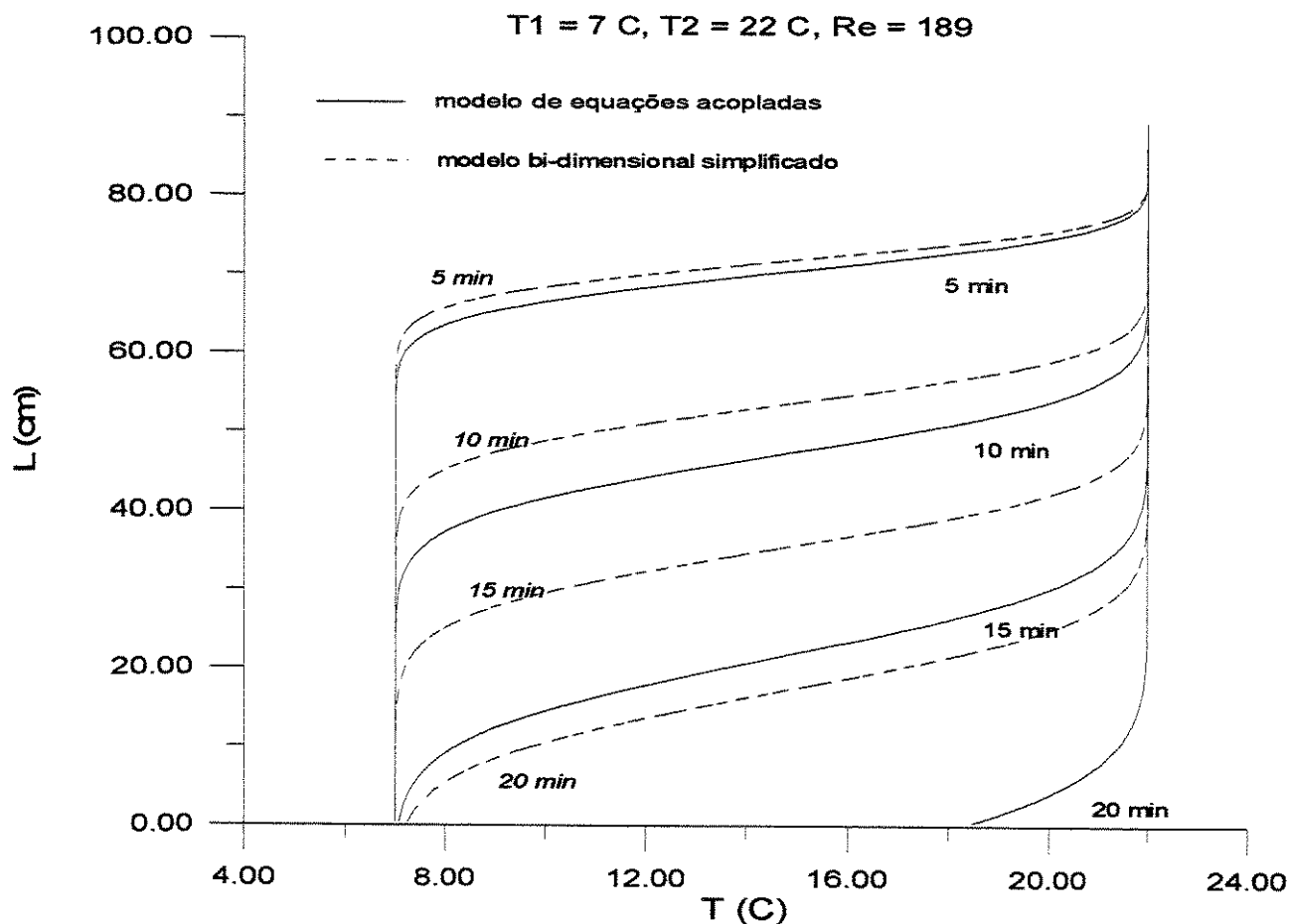


Figura 5.18. Curva de carregamento para armazenamento a frio $T_1 = 7^\circ\text{C}$.

5.1.4 Influência de determinados parâmetros sobre a eficiência da extração

O efeito da variação da razão de aspecto L/D sobre a eficiência da extração é mostrado na Figura 5.19. Como pode ser visto a eficiência da extração aumenta com o aumento da razão de aspecto até 4. Além deste valor, a eficiência da extração parece se fixar num valor limitante de 95%. Este resultado concorda com os resultados obtidos por Lavan et al (1977), Al-Marafie et al (1989) e Hariharan et al (1991) os quais demonstram que o aumento da razão de aspecto de 3 a 4 implica em um aumento significativo na eficiência da extração. Armazenamentos com razão de aspecto maiores do que 4 não são desejáveis, pois o aumento do custo necessário não resulta em um melhoramento da eficiência da extração que se limita a 95%.

A Figura 5.20 mostra a influência da variação da diferença entre a temperatura (ΔT) de entrada e saída de água sobre a eficiência da extração para várias razões de aspecto. É encontrado que para todas as razões de aspecto a eficiência aumenta com um aumento de ΔT e aparentemente o aumento de ΔT produz um efeito estabilizante sobre os perfis de temperatura, ou seja, há uma melhora na estratificação. A eficiência da extração aumenta mais rapidamente para valores menores de ΔT e moderadamente para valores maiores de ΔT . Observa-se também que para uma determinada diferença de temperatura (ΔT) a eficiência da extração aumenta com o aumento das razões de aspecto, conforme já foi verificado na Figura 5.19. Estes resultados também estão de acordo com os obtidos por Lavan et al (1977) e Hariharan et al(1991). A Figura 5.21 mostra a variação da eficiência da extração em termos da taxa de escoamento. A eficiência da extração aumenta com um aumento da taxa de escoamento, este resultado é coerente com os resultados encontrados por Hariharan et al (1991). No caso do modelo de equações desacopladas, a eficiência diminui suavemente com um aumento da taxa de escoamento, como mostrado na Figura 5.22. Esta conclusão concorda com os resultados de Carrocci. (1987) .

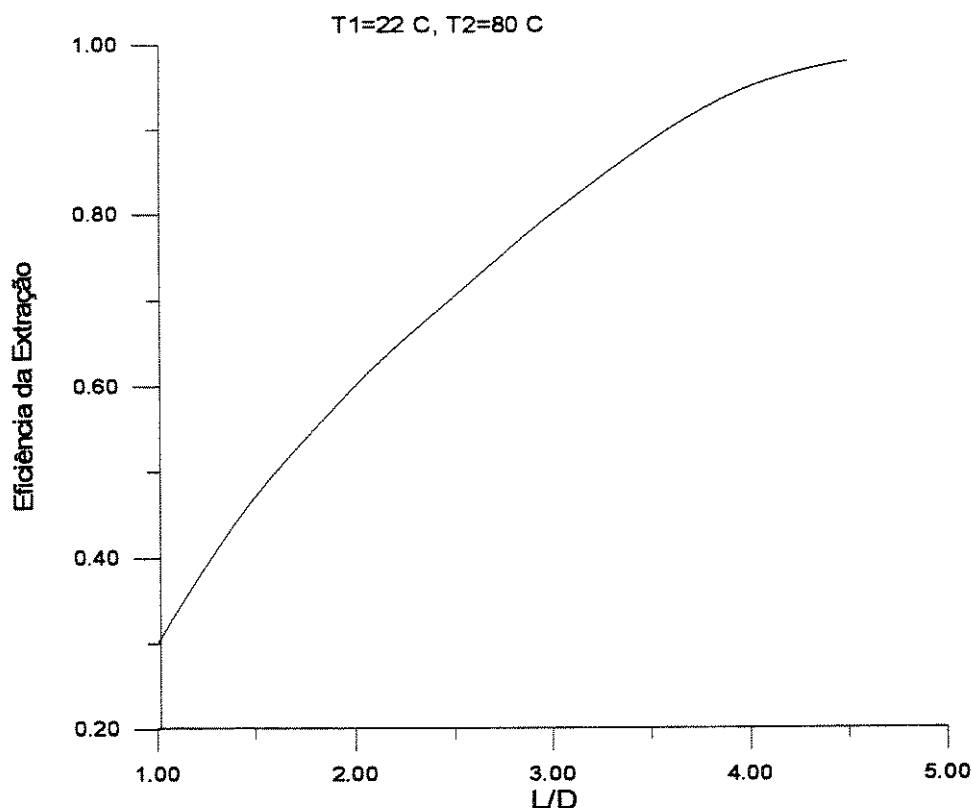


Figura 5.19. Efeito da razão de aspecto (L/D) sobre a eficiência da extração.

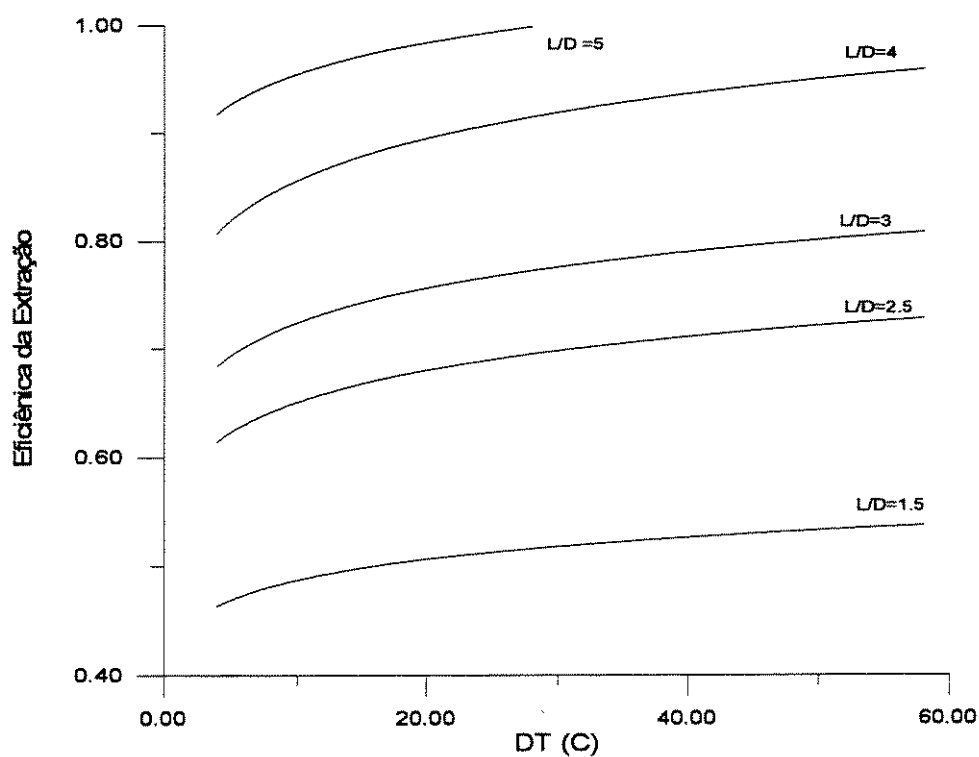


Figura 5.20. Efeito de ΔT sobre a eficiência da extração.

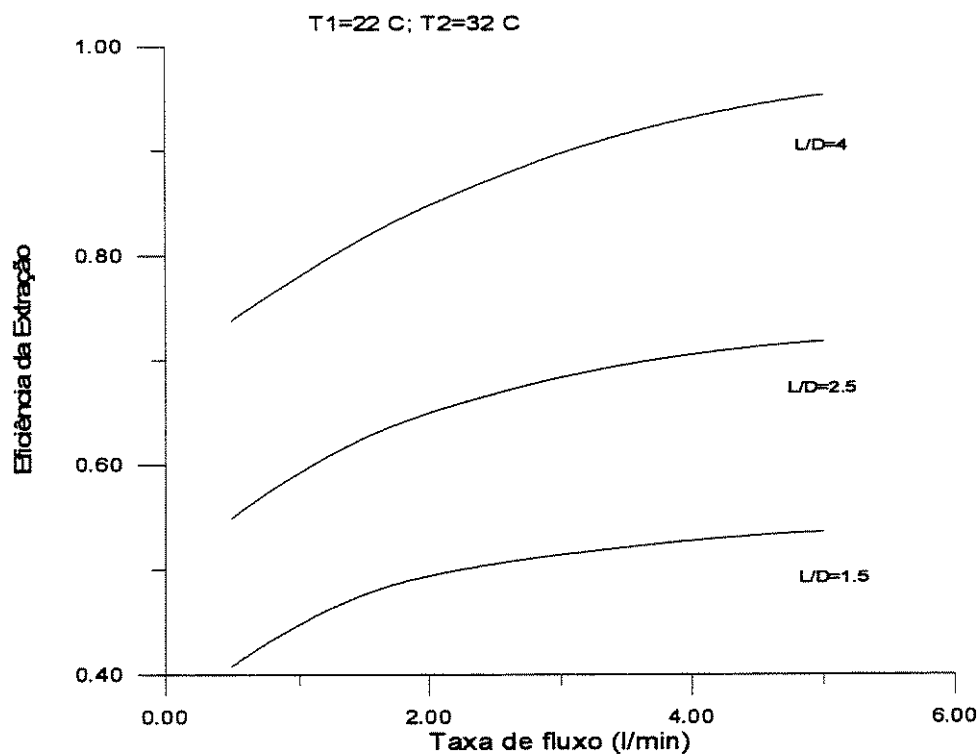


Figura 5.21. Variação da eficiência da extração com a taxa de escoamento.

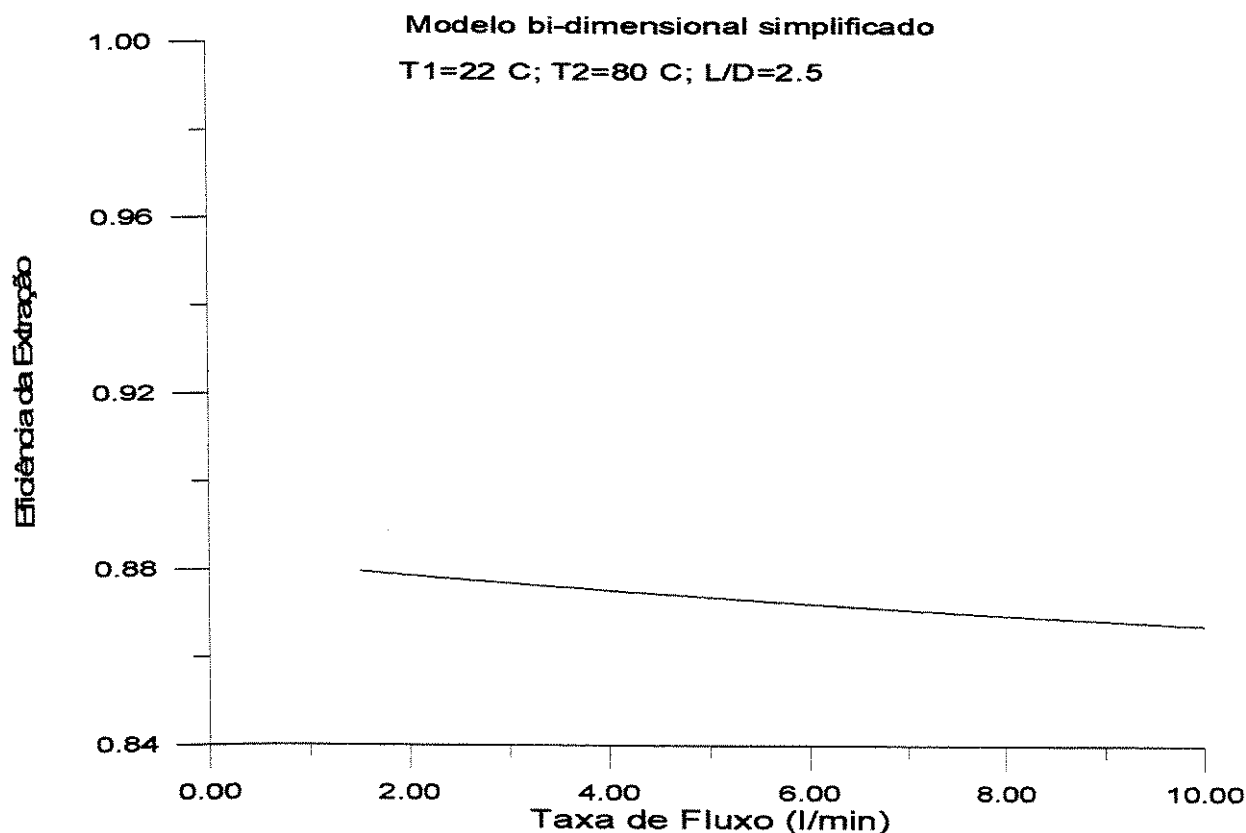


Figura 5.22. Variação da eficiência da extração com a taxa de escoamento (modelo bi-dimensional simplificado)

5.1 Comparação dos resultados numéricos com artigos de diversos autores

5.2.1 Comparação com resultados experimentais de Nogueira (modelo bi-dimensional simplificado)

Os resultados das predições do modelo bi-dimensional simplificado são comparados com os resultados experimentais de Nogueira (1981). Como pode ser verificado, os resultados numéricos parecem concordar relativamente bem com os experimentos como mostrado nas Figuras 5.23 a 5.26. As diferenças observadas podem ser atribuídas à condução térmica ao longo da haste na qual os termopares são conectados, a qual está presente nos resultados experimentais.

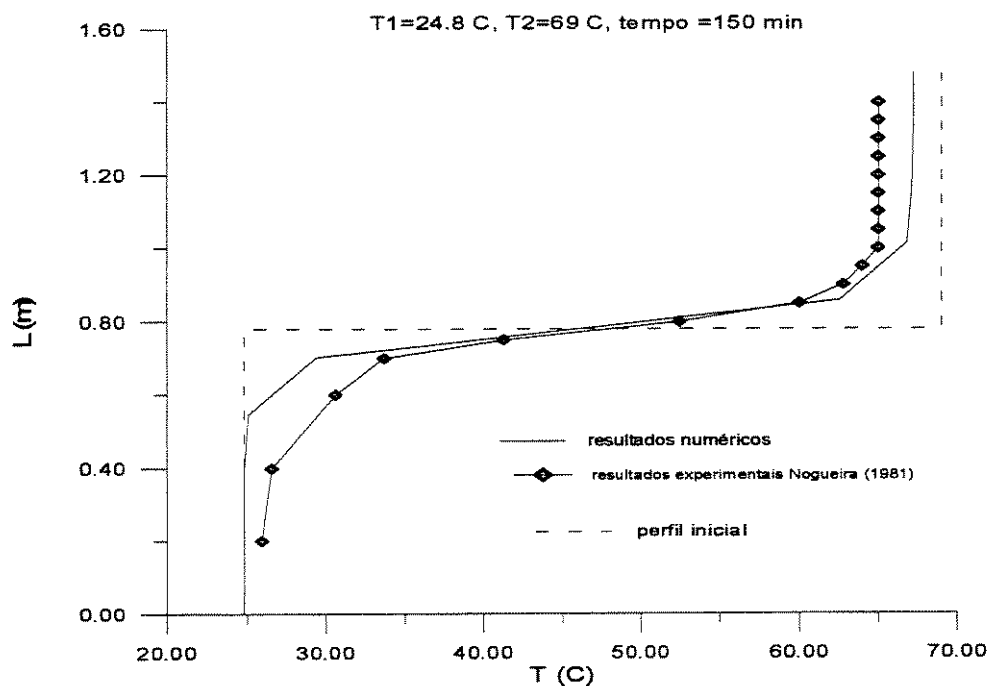


Figura 5.23. Comparação entre o modelo bi-dimensional simplificado e resultados experimentais de Nogueira (1981).

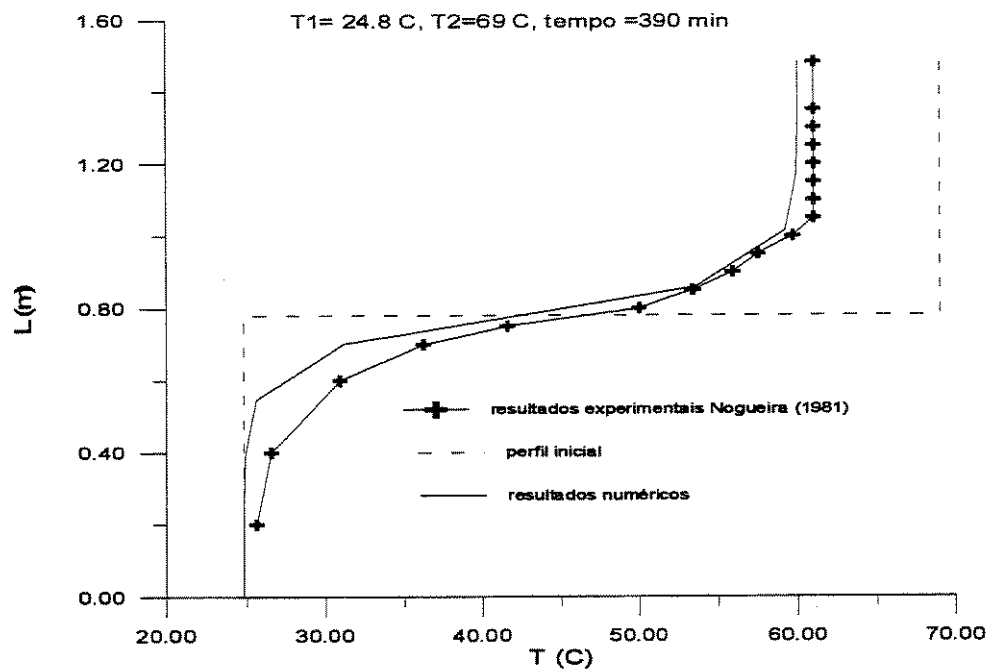


Figura 5.24. Comparação entre o modelo bi-dimensional simplificado e resultados experimentais de Nogueira (1981).

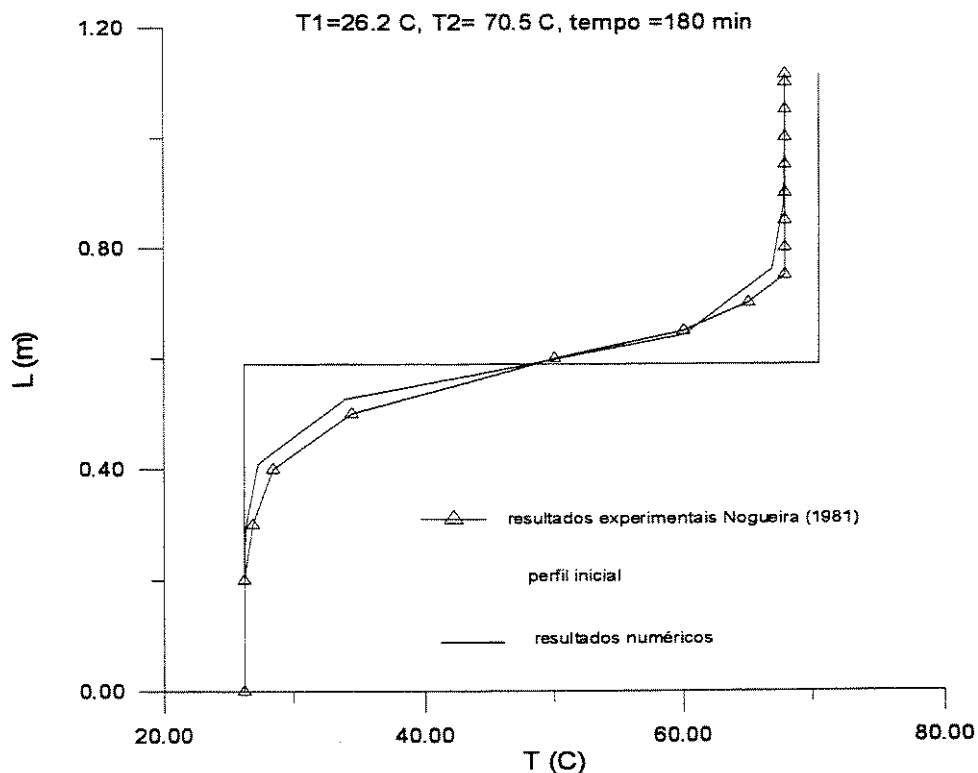


Figura 5.25. Comparação entre o modelo bi-dimensional simplificado e resultados experimentais de Nogueira (1981).

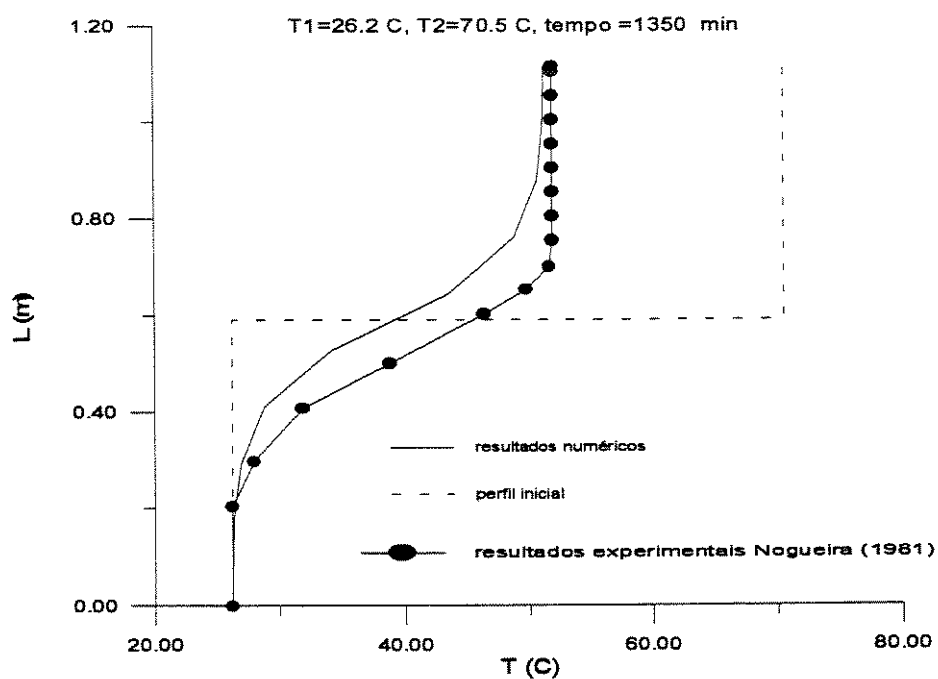


Figura 5.26. Comparação entre o modelo bi-dimensional simplificado e resultados experimentais de Nogueira (1981).

5.2.2 Comparação com os resultados experimentais de Hariharan et al, Lavan et al e Wildin et al

As Figuras 5.27 e 5.28 mostram comparações dos resultados numéricos para o modelo de equações acopladas e os resultados experimentais de Hariharan et al (1991) para $L/D=1.56$ e $L/D=3.54$, sendo que as temperaturas de operação são $T_1=30^\circ\text{C}$ e $T_2=90^\circ\text{C}$. O experimento é um caso de descarregamento, onde as curvas apresentadas referem-se a uma altura do armazenador igual a 90%.

Como pode ser visto, o modelo numérico atual parece manter a estratificação líquida por mais tempo que as medidas experimentais. A Figura 5.29 mostra a eficiência da extração em termos de L/D como predito pelo modelo atual e o obtido experimentalmente por Hariharan et al (1991). A concordância é boa. A Figura 5.30 mostra a eficiência da extração como predita pelo modelo bi-dimensional simplificado e a comparação com os resultados de Lavan et al (1977). A concordância é boa novamente. As Figuras 5.31 e 5.32 mostram as previsões numéricas do modelo atual e a comparação com os resultados experimentais de Wildin et al (1989). Durante os instantes iniciais a concordância é boa e se desvia com o aumento do tempo. Alguns gráficos apresentam comparações onde a concordância entre as curvas não é tão boa quanto o desejado, tais casos devem-se ao fato de que em alguns artigos analisados nem todos os parâmetros utilizados experimentalmente encontravam-se disponíveis na literatura.

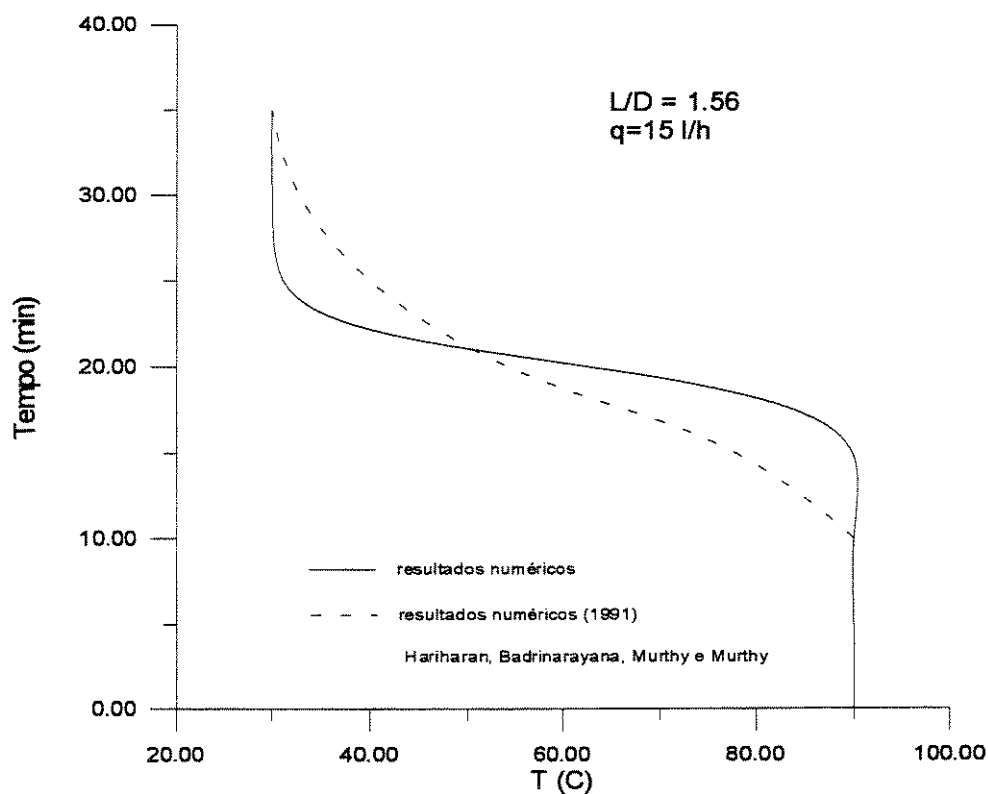


Figura 5.27. Comparação com os resultados experimentais de Hariharan et al (1991).

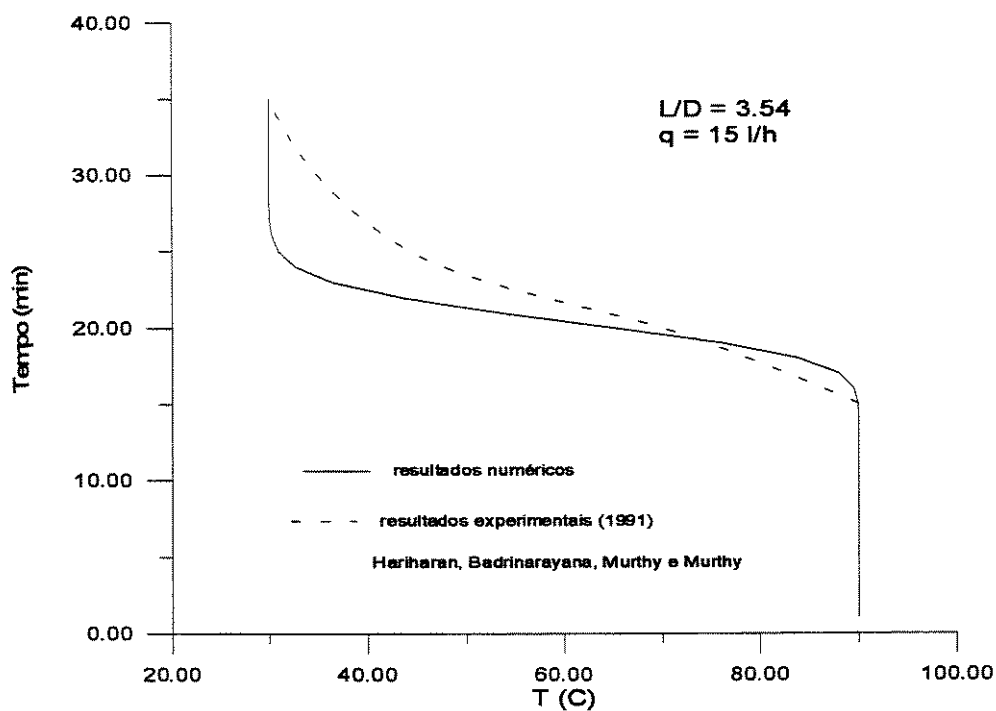


Figura 5.28. Comparação com os resultados experimentais de Hariharan et al (1991).

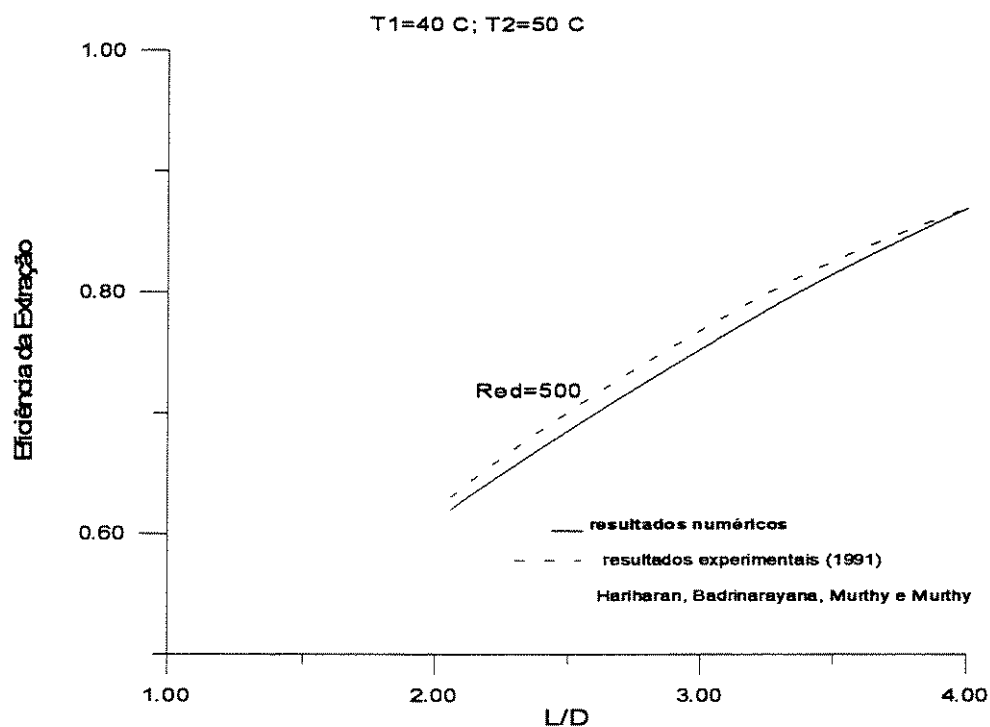


Fig. 5.29. Comparação com os resultados experimentais de Hariharan et al (1991).

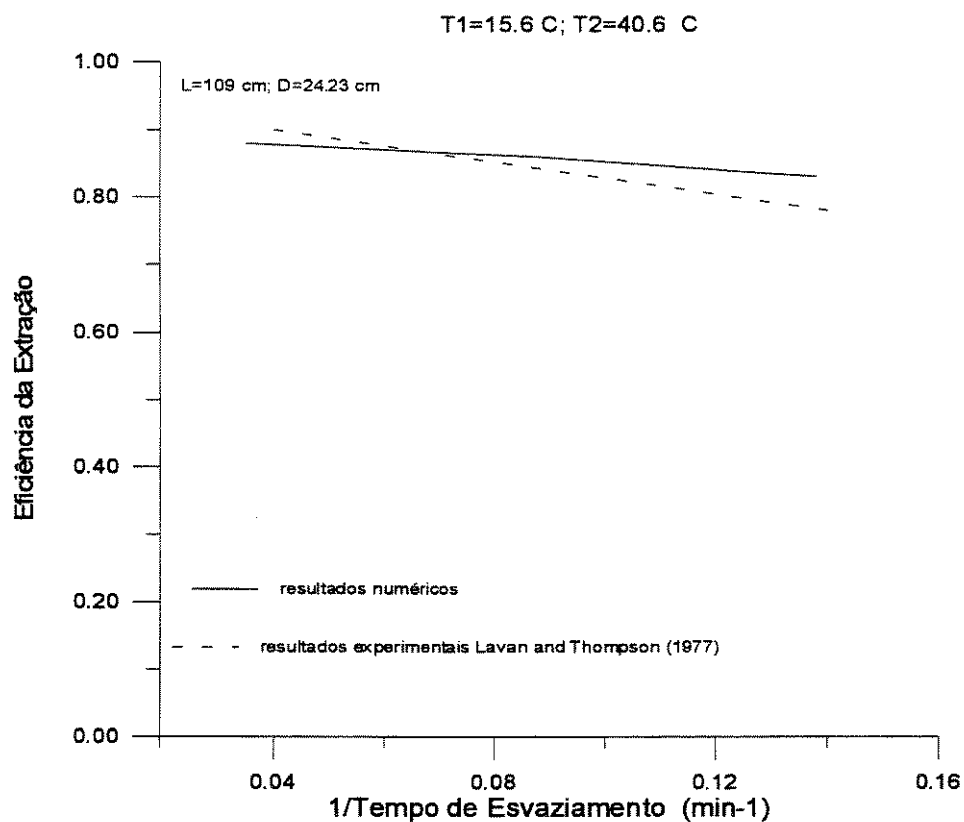


Figura 5.30. Comparação com os resultados experimentais de Lavan e Thompson (1977).

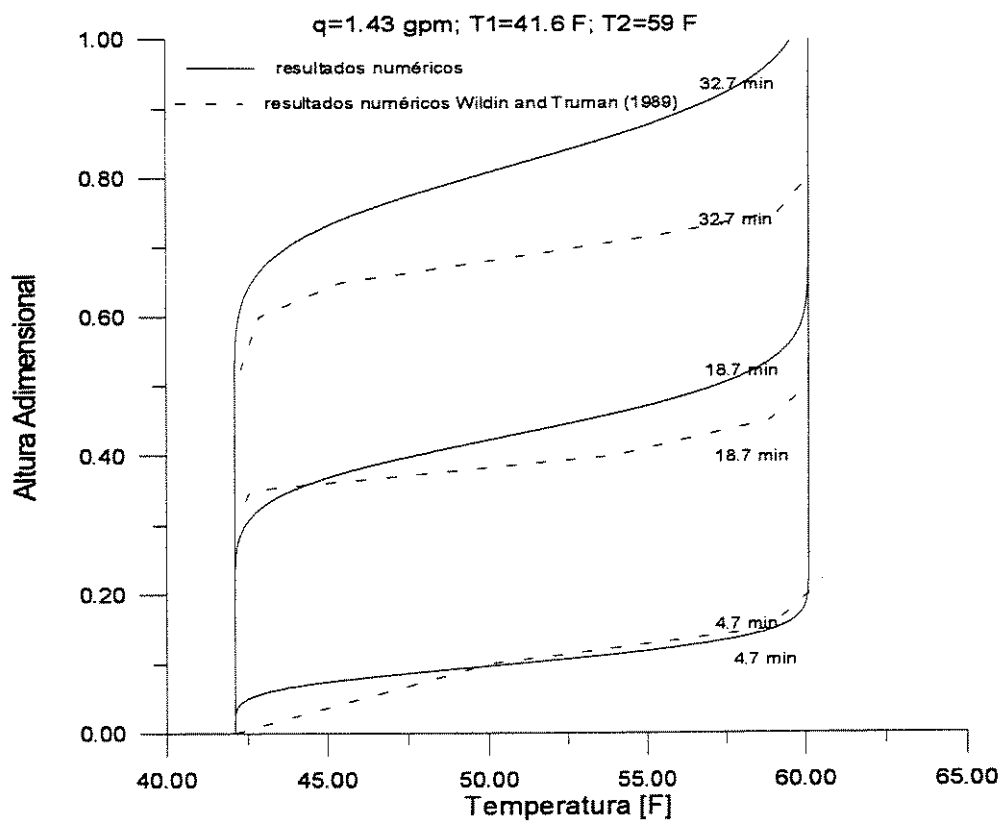


Figura 5.31. Comparação com os resultados experimentais de Wildin e Truman (1989).

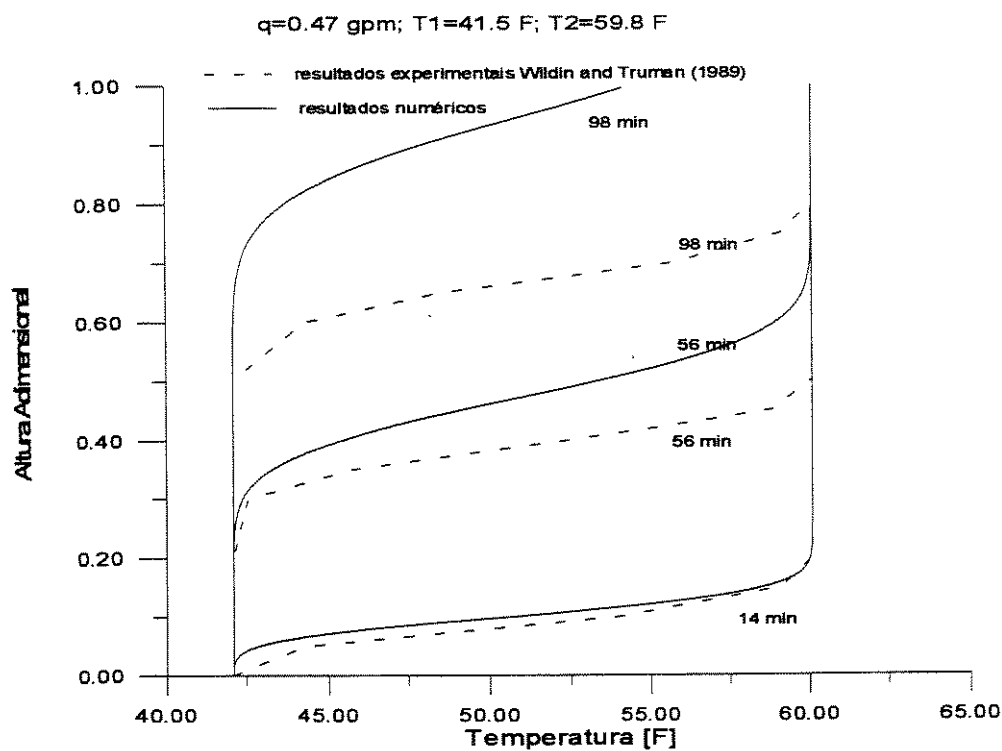


Figura 5.32. Comparação com os resultados experimentais de Wildin e Truman (1989).

5.3 Comparação entre os resultados numéricos e experimentais

5.3.1 Descarregamento

Nas Figuras 5.33 a 5.37 pode-se ver a comparação entre os resultados obtidos numérica e experimentalmente para o caso de descarregamento. Como pode ser verificado há uma concordância boa entre os resultados obtidos para as quatro curvas. Como era esperado, verifica-se que para vazões mássicas maiores o descarregamento é naturalmente mais rápido. Isto pode ser observado nas Figuras 5.34 e 5.37, onde as temperaturas são praticamente as mesmas. Comparando as Figuras 5.33 e 5.34 cujas vazões mássicas e temperaturas de entrada da água são relativamente iguais, e as temperaturas iniciais do tanque diferem, para o tanque com temperatura da água quente maior, tem-se um gradiente maior de temperatura, a quantidade de calor a ser trocada é maior, resultando em um tempo maior para o descarregamento. Em todas as curvas nota-se que há uma certa diferença entre os resultados experimentais iniciais e os resultados numéricos iniciais, isso pode ser explicado pelo fato que à medida que o tanque vai sendo cheio com água quente vai se passando um determinado tempo, até que o tanque fique totalmente preenchido com água quente. Esse tempo gasto para encher o tanque não foi computado pelo programa computacional, logo o perfil inicial experimental apresenta uma temperatura um pouco abaixo do que o perfil inicial numérico.

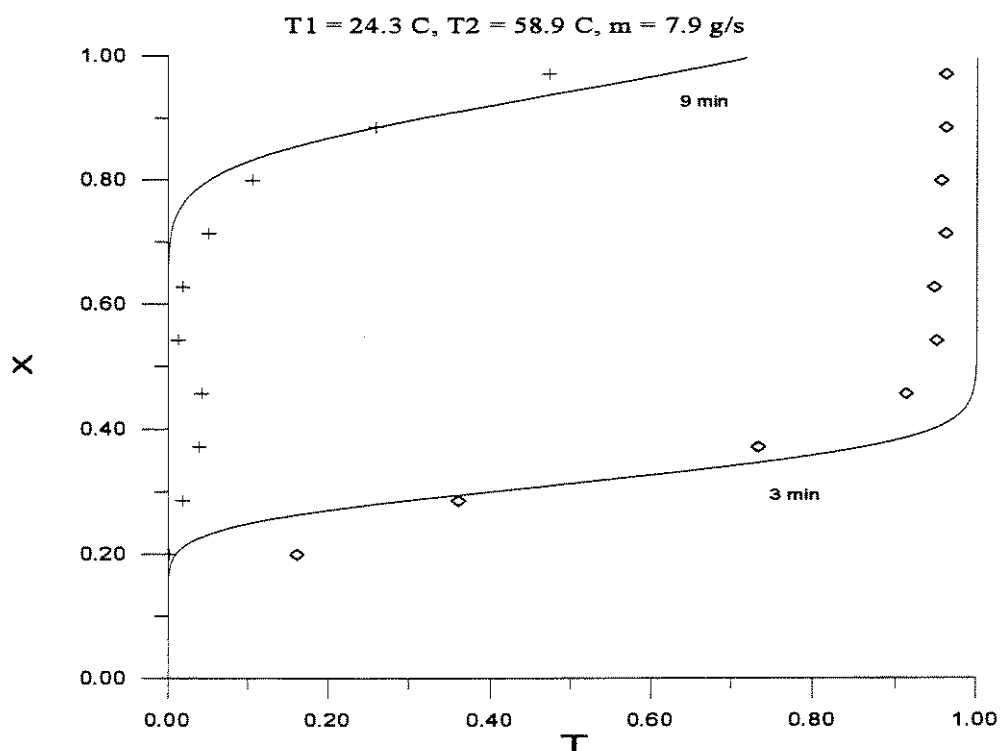


Figura 5.33. Descarregamento, $m = 7.9\text{ g/s}$

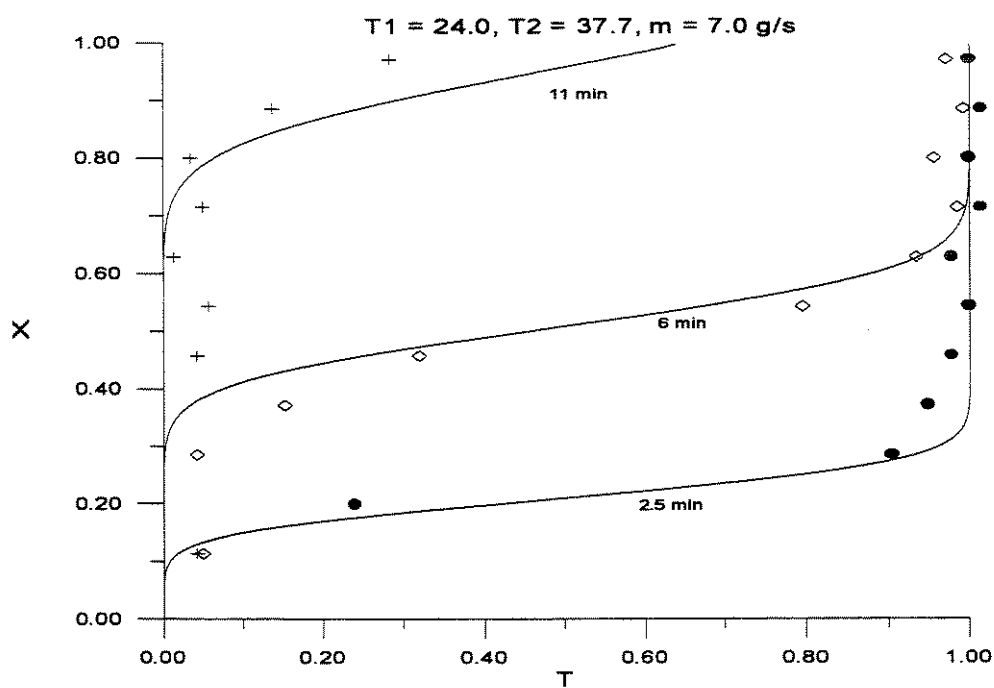


Figura 5.34. Descarregamento, $m = 7.0\text{ g/s}$

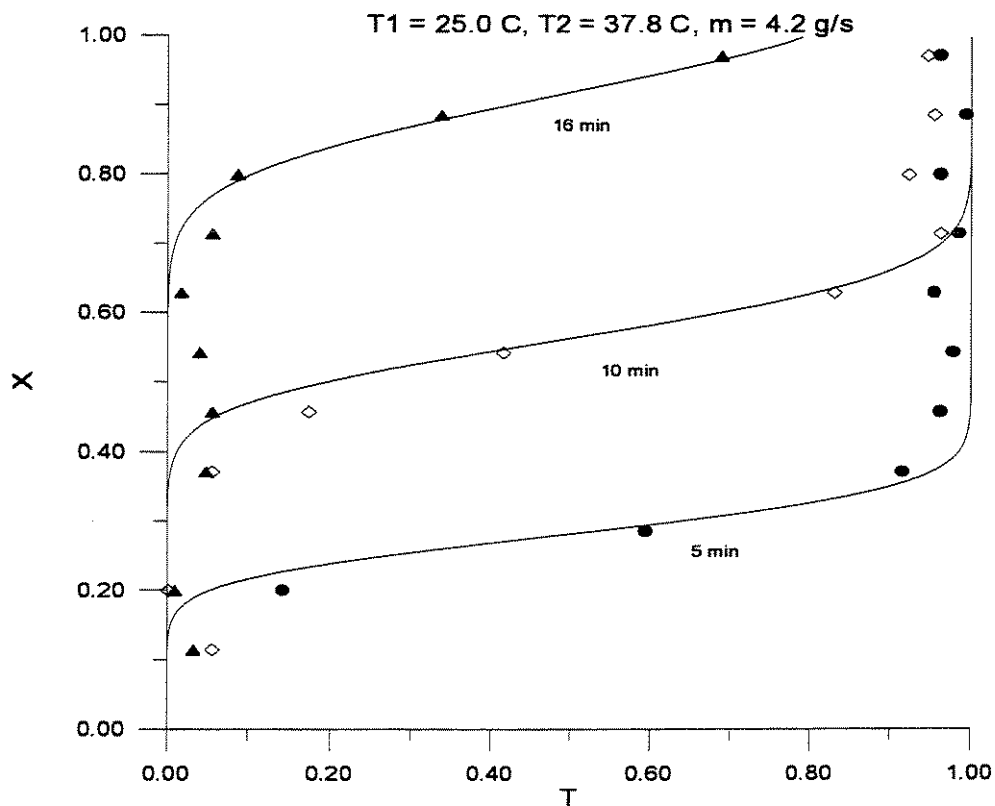


Figura 5.35. Descarregamento, $m = 4.2\text{ g/s}$

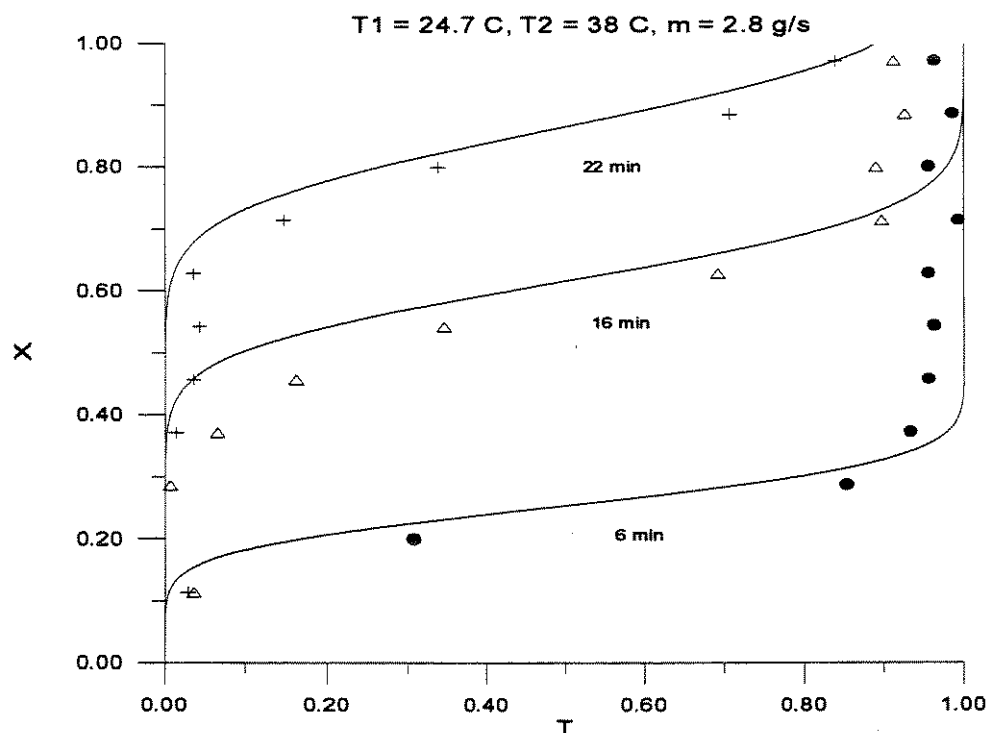


Figura 5.36. Descarregamento, $m = 2.8\text{ g/s}$

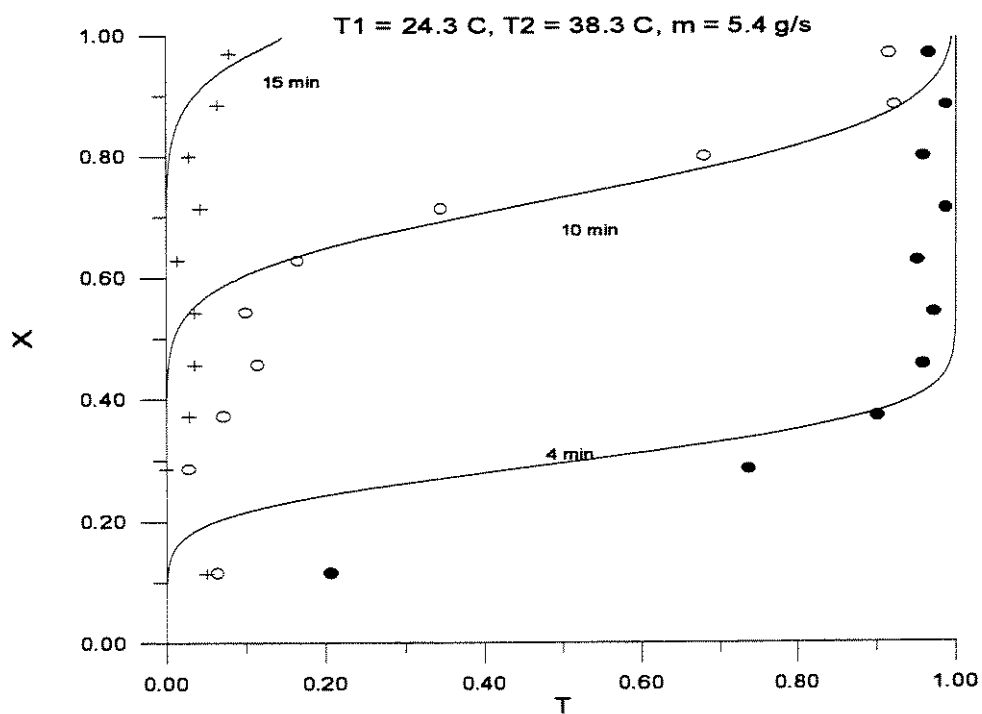


Figura 5.37. Descarregamento, $m = 5.4\text{ g/s}$

5.3.2 Carregamento

As Figuras 5.38 a 5.44 mostram os resultados obtidos na parte numérica e experimental para o caso de carregamento, onde pode-se observar que há também uma boa concordância entre os dados. As Figuras 5.42 e 5.44 possuem praticamente as mesmas condições de temperatura, com diferentes vazões, pode-se notar que para um mesmo tempo considerado, $t = 17$ minutos, para o tanque com uma vazão mássica de 1.3 g/s, tem-se cerca de 10% do tanque carregado e para o tanque com uma vazão mássica de 3.7 g/s tem-se aproximadamente 60% de carregamento. Todas as outras curvas comprovam esse resultado, ou seja, para vazões maiores o carregamento se dá em menos tempo. Observa-se também pelas curvas que quando o tanque está quase todo carregado, a sua temperatura final é bastante próxima da temperatura máxima de entrada T_2 , o que indica que a perda de calor pelas paredes para o ambiente não é um fator preponderante sobre os efeitos de condução e convecção. Em todas as curvas percebe-se que na parte superior do tanque, os pontos experimentais apresentam uma temperatura relativamente menor do que os pontos numéricos; isso deve-se ao fato de que quando o fluido quente é injetado no tanque, surge uma certa turbulência, uma mistura entre os fluidos quente e frio, fazendo com que a temperatura real em pontos determinados seja um pouco menor do que aquela computada pela solução numérica.

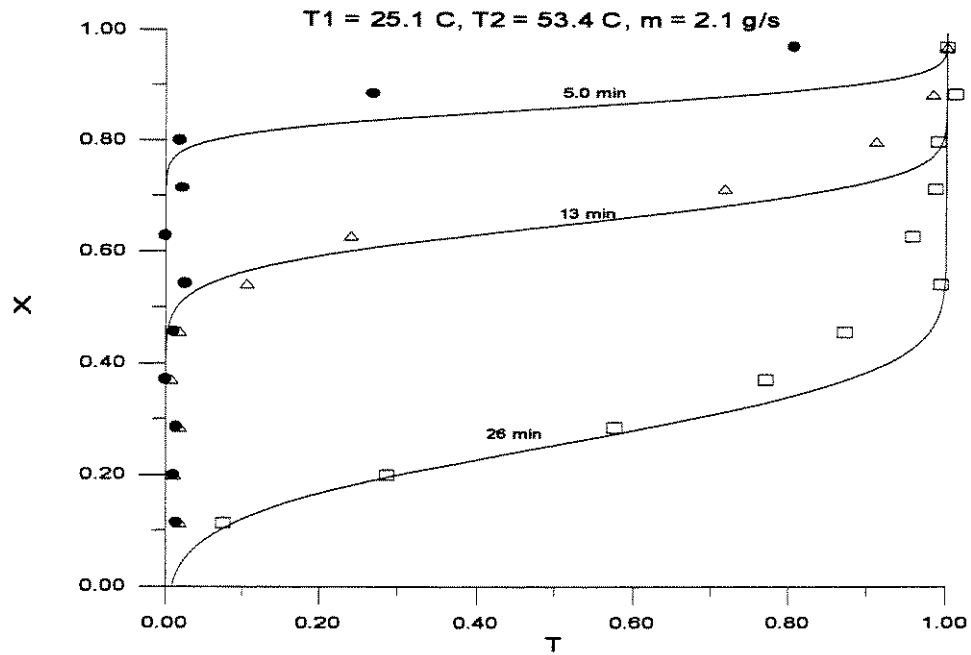


Figura 5.38. Carregamento, $m = 2.1\text{ g/s}$

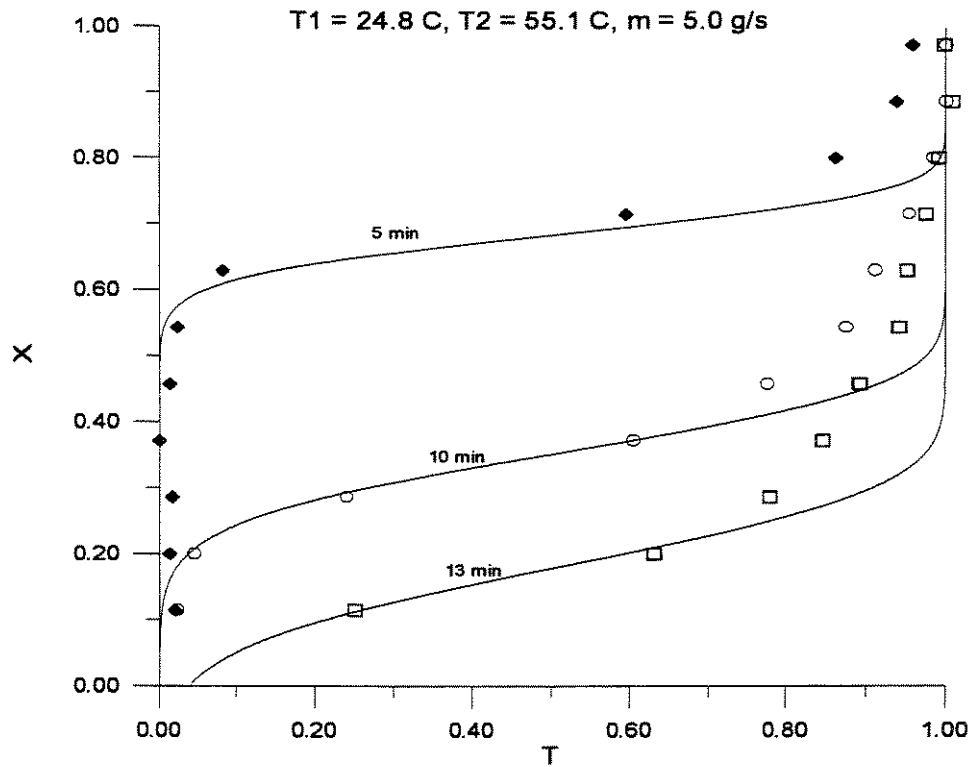


Figura 5.39. Carregamento, $m = 5.0\text{ g/s}$

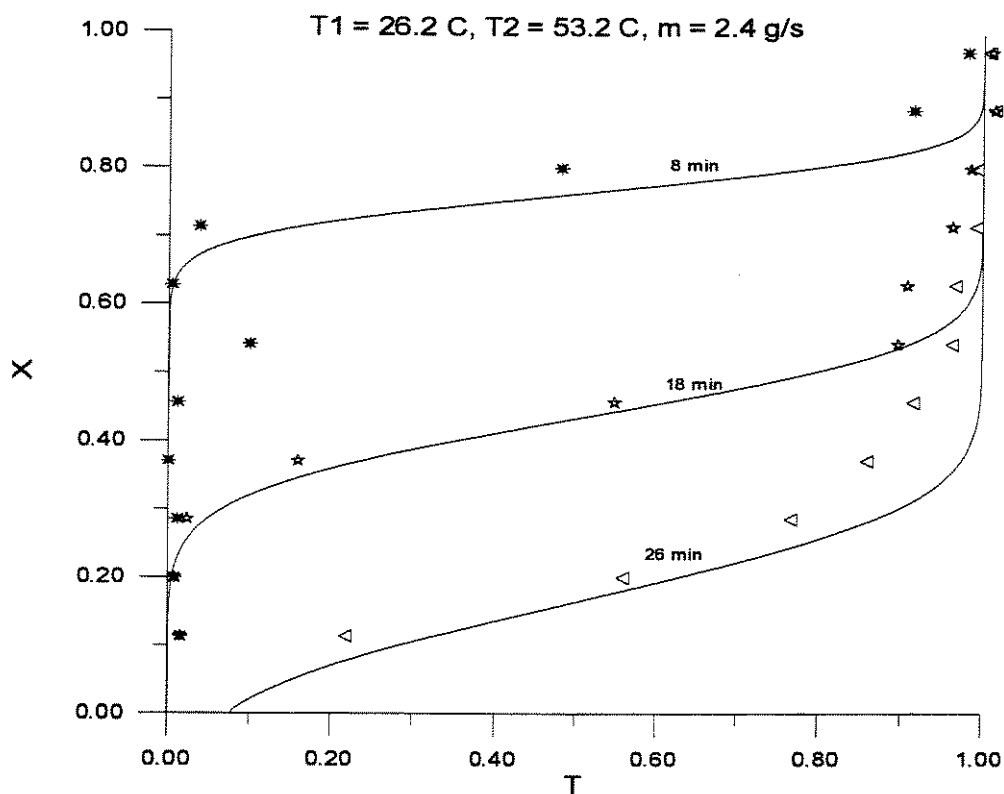


Figura 5.40. Carregamento, $m = 2.4\text{ g/s}$

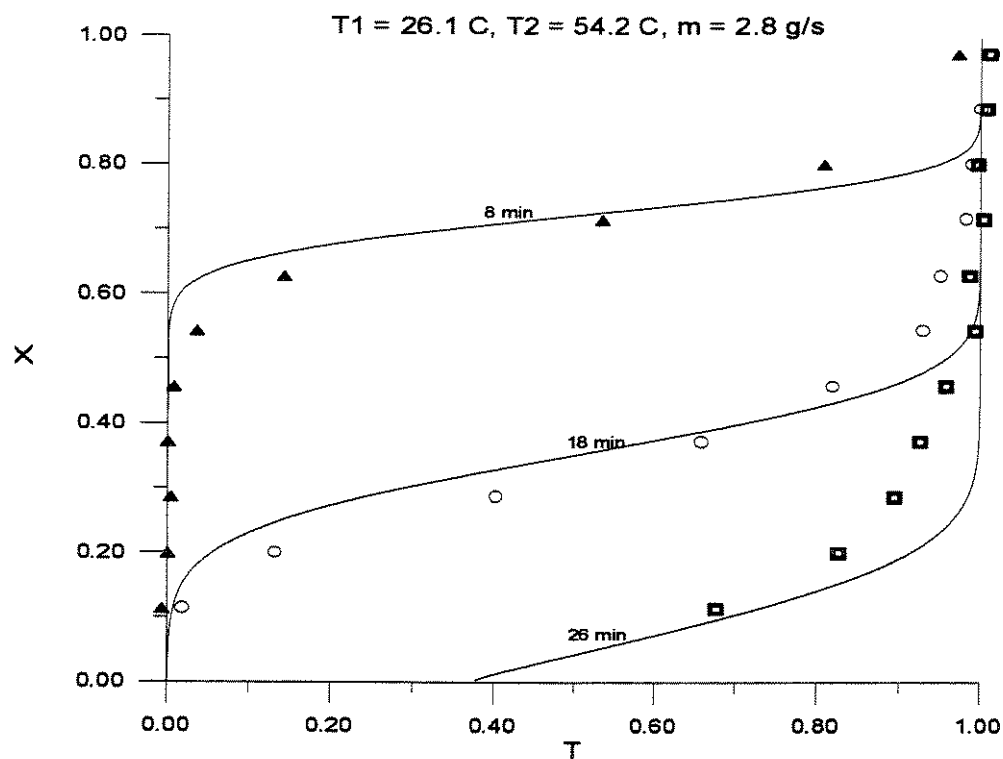


Figura 5.41. Carregamento, $m = 2.8\text{ g/s}$

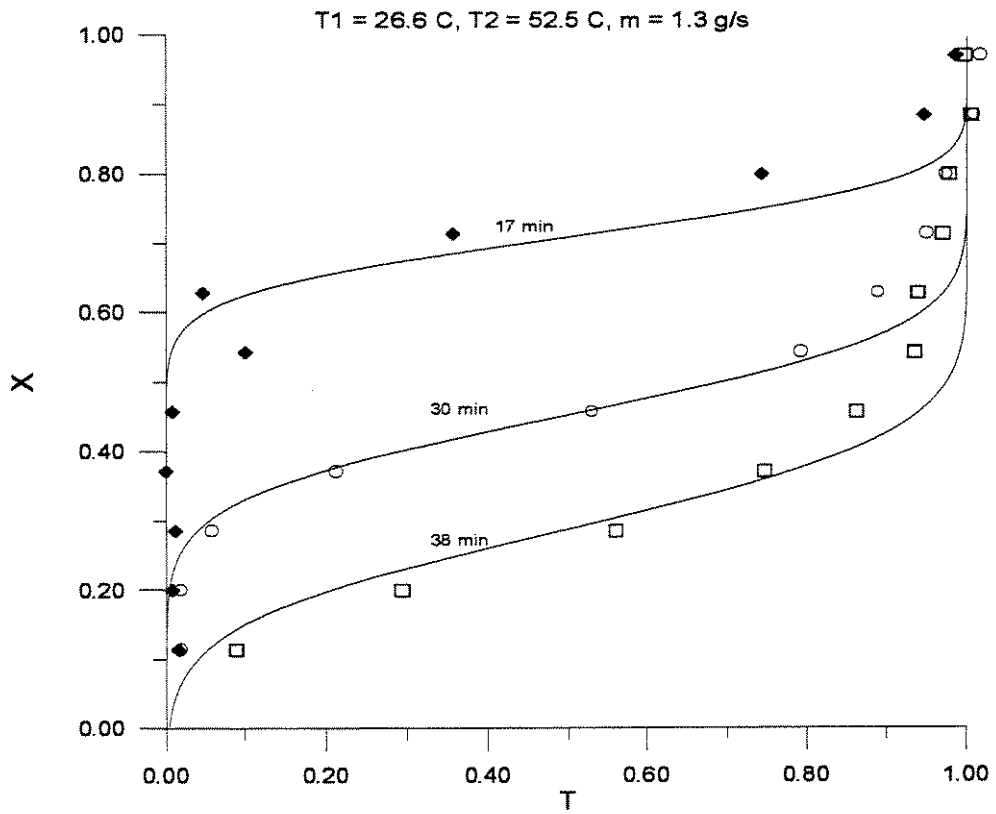


Figura 5.42. Carregamento, $m = 1.3\text{ g/s}$

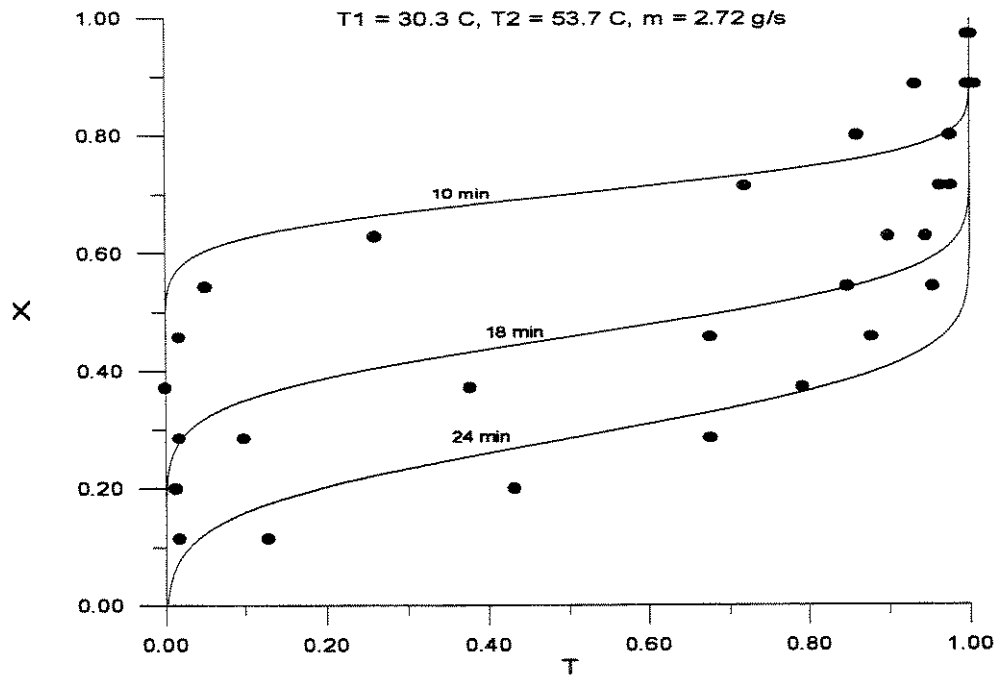


Figura 5.43. Carregamento, $m = 2.72\text{ g/s}$

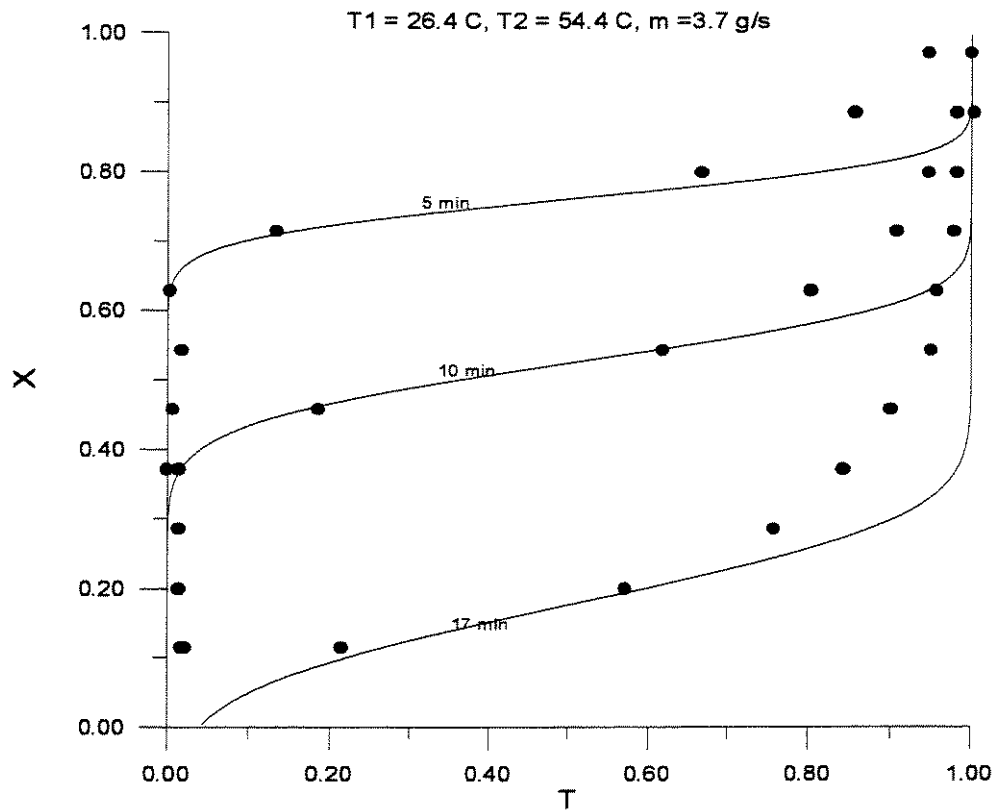


Figura 5.44. Carregamento, $m = 3.7\text{ g/s}$

5.3.3 Resfriamento natural

Para o caso de resfriamento natural, onde a convecção natural é de grande importância, iniciou-se o estudo pela otimização do tamanho da grade e passo de tempo. Através das Figuras 5.45, 5.46 e 5.47 pode-se concluir que 180 pontos axiais, 140 pontos radiais e intervalos de tempo de 1 segundo foram considerados adequados para os cálculos numéricos. O tempo gasto para o cálculo foi de cerca de 13 horas num Pentium II, 266 Mhertz e 64 Mbytes de memória RAM. As Figuras 5.48 a 5.53 apresentam os resultados obtidos para o caso de resfriamento natural. Os resultados numéricos obtidos apresentam uma boa concordância com os experimentais. O perfil inicial para este caso é a metade superior com água quente ($T2$) e a metade inferior com água fria ($T1$). Observa-se pelas curvas o processo de degradação da estratificação, à medida que passa o tempo há um resfriamento da parte superior, e um conseqüente aquecimento da parte inferior, ou

seja, há uma mistura entre os fluidos quente e frio, devido aos processos de condução de calor e convecção natural.

A perda de calor pelo topo do tanque pode ser verificada pela leve inclinação na parte superior da curva em todos os gráficos, o que contribui ainda mais para que apareçam as células convectivas, acelerando o processo de degradação da estratificação.

A Figura 5.53 mostra a variação da velocidade axial U com a direção axial X para $\Delta T = 7.7^{\circ}\text{C}$ e $\Delta T = 19.9^{\circ}\text{C}$, onde percebe-se que para valores de ΔT maiores a convecção natural age com maior intensidade, resultando em uma grande movimentação do fluido com uma velocidade máxima cujo valor em módulo é 1056, enquanto que para o valor menor de ΔT , a velocidade máxima tem o valor em módulo de 335. Nota-se ainda que para um ΔT maior essa velocidade máxima ocorre por volta de $X = 0.92$ e para o outro caso para $X = 0.97$, ou seja, as células convectivas tendem a aumentar o seu percurso à medida que aumenta-se ΔT . A partir disto, pode-se saber aproximadamente em qual posição do armazenador haverá maior perda de calor para um determinado ΔT e providenciar um isolamento adequado a fim de minimizar estas perdas. O valor negativo ou positivo da velocidade indica a mudança de direção da velocidade, neste caso as células convectivas girariam no sentido horário ou anti-horário.

As Figuras 5.54 e 5.55 mostram os gráficos do vetor velocidade para as diferenças de temperatura de $\Delta T = 7.7^{\circ}\text{C}$ e $\Delta T = 19.9^{\circ}\text{C}$. O lado esquerdo do gráfico representa a linha de simetria do tanque, enquanto o lado direito representa a parte lateral do tanque. Visualiza-se o topo do tanque onde a dimensão axial inicia-se por volta de 75% do comprimento do tanque, nesta parte superior é onde as perdas por convecção natural agem com maior frequência. Como já mencionado, pode-se observar que à medida que aumenta-se ΔT , há uma maior movimentação do fluido, com as células convectivas apresentando percursos mais longos, indicando que a convecção natural age com maior intensidade. Observa-se também a mudança de direção da velocidade, onde as células convectivas giram no sentido horário ou anti-horário.

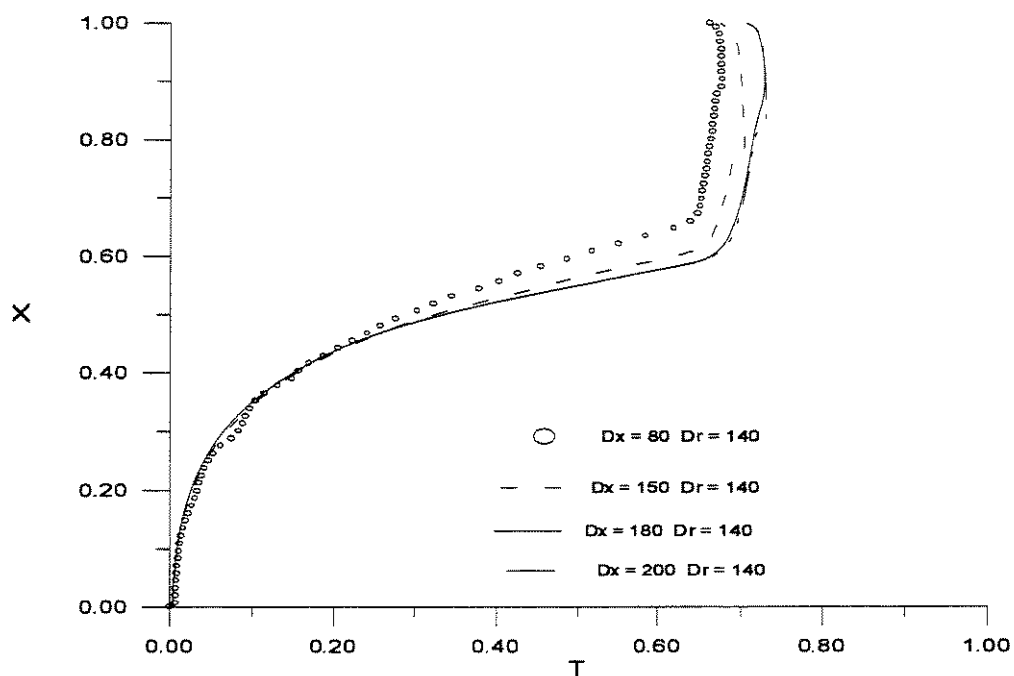


Figura 5.45. Otimização do tamanho da grade Δx para o modelo de resfriamento natural.

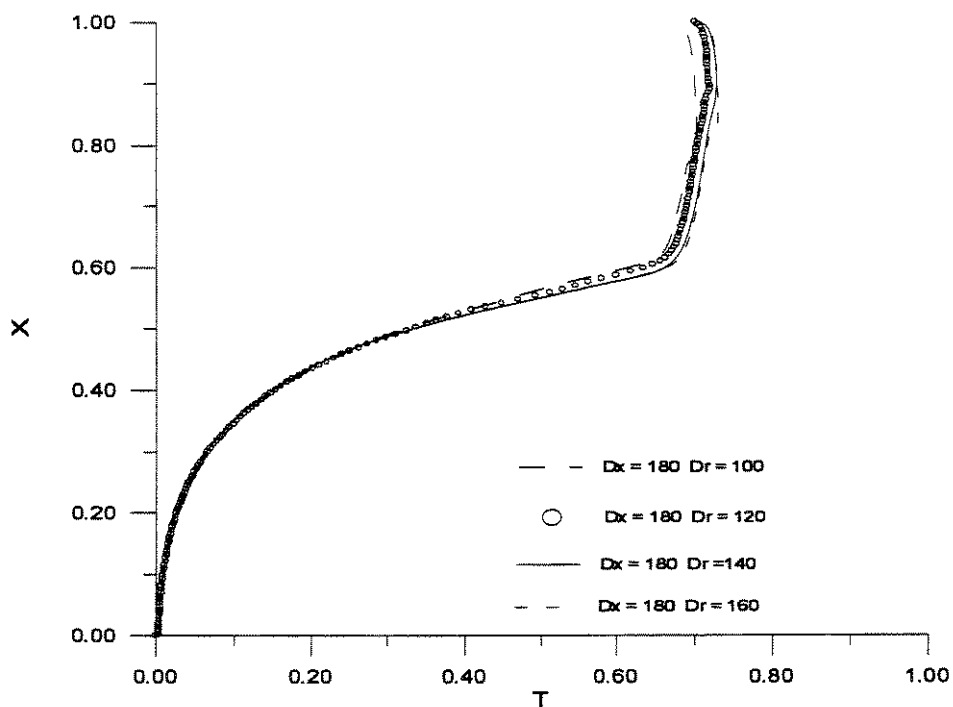


Figura 5.46. Otimização do tamanho da grade Δr para o modelo de resfriamento natural.

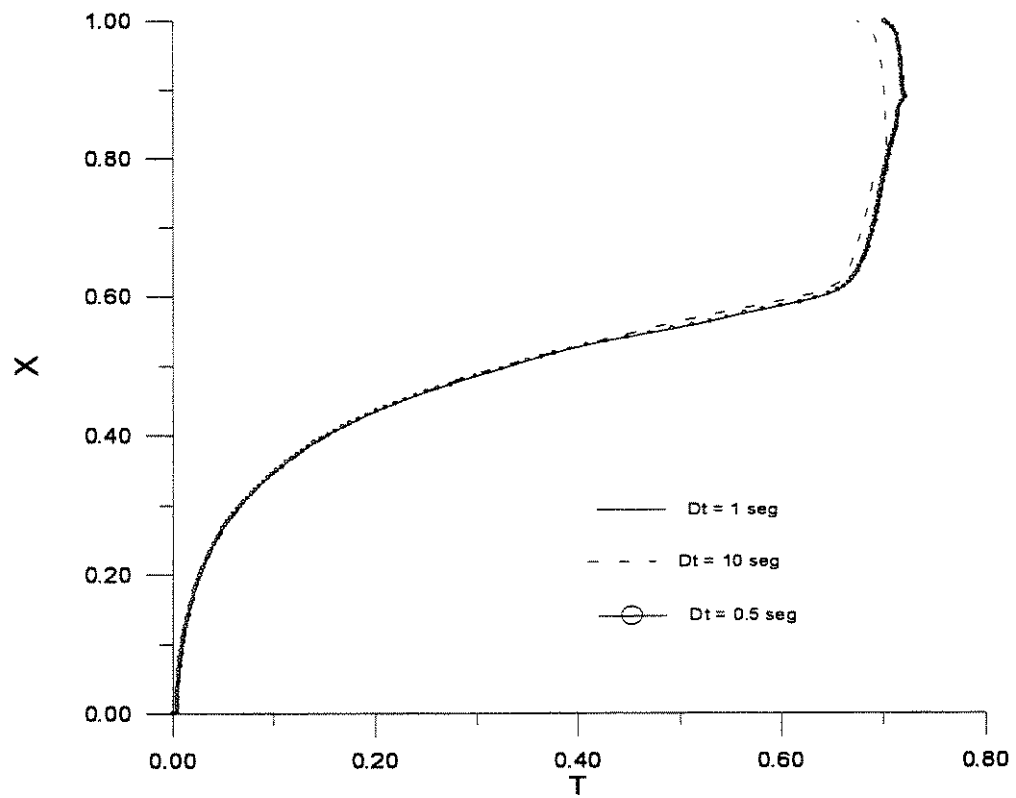


Figura 5.47. Otimização do passo de tempo Δt para o modelo de resfriamento natural.

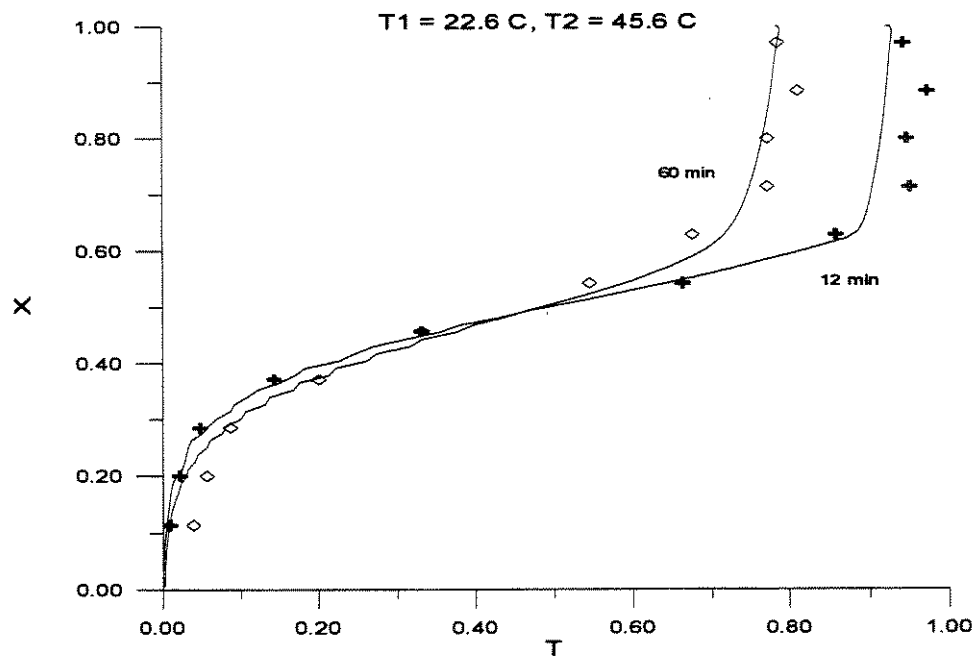


Figura 5.48. Resfriamento Natural

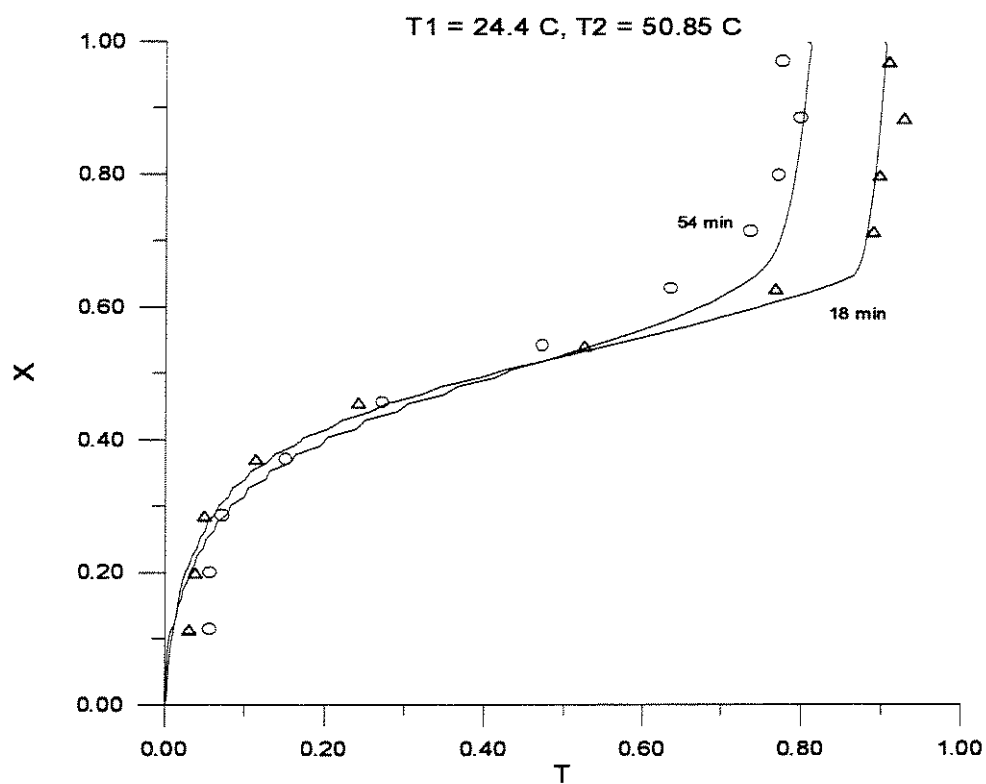


Figura 5.49. Resfriamiento Natural

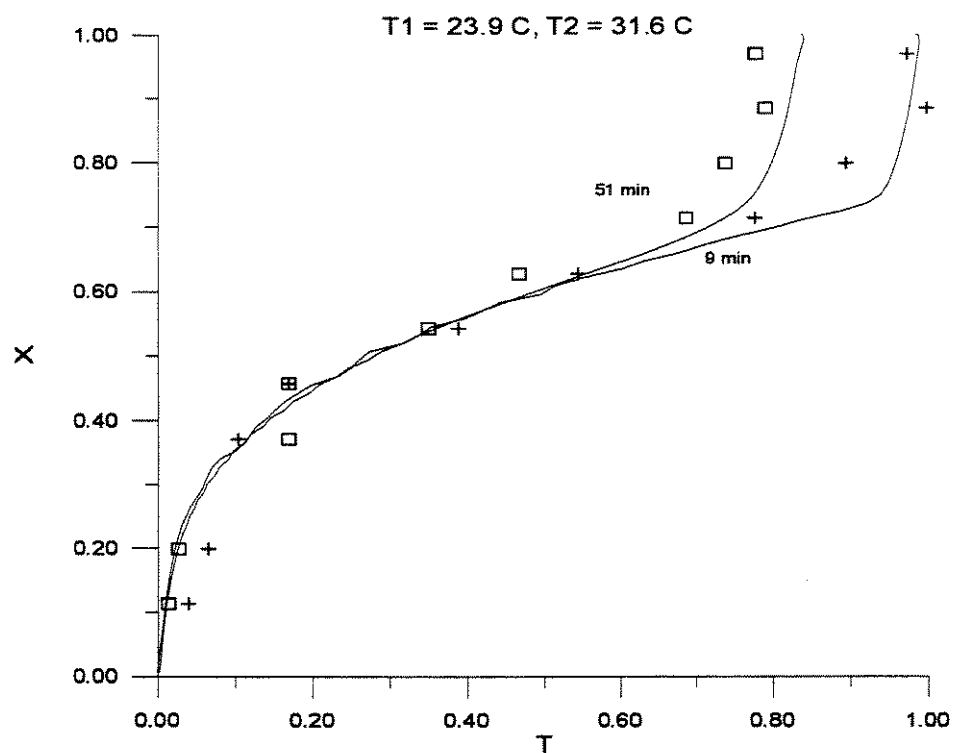


Figura 5.50. Resfriamiento Natural

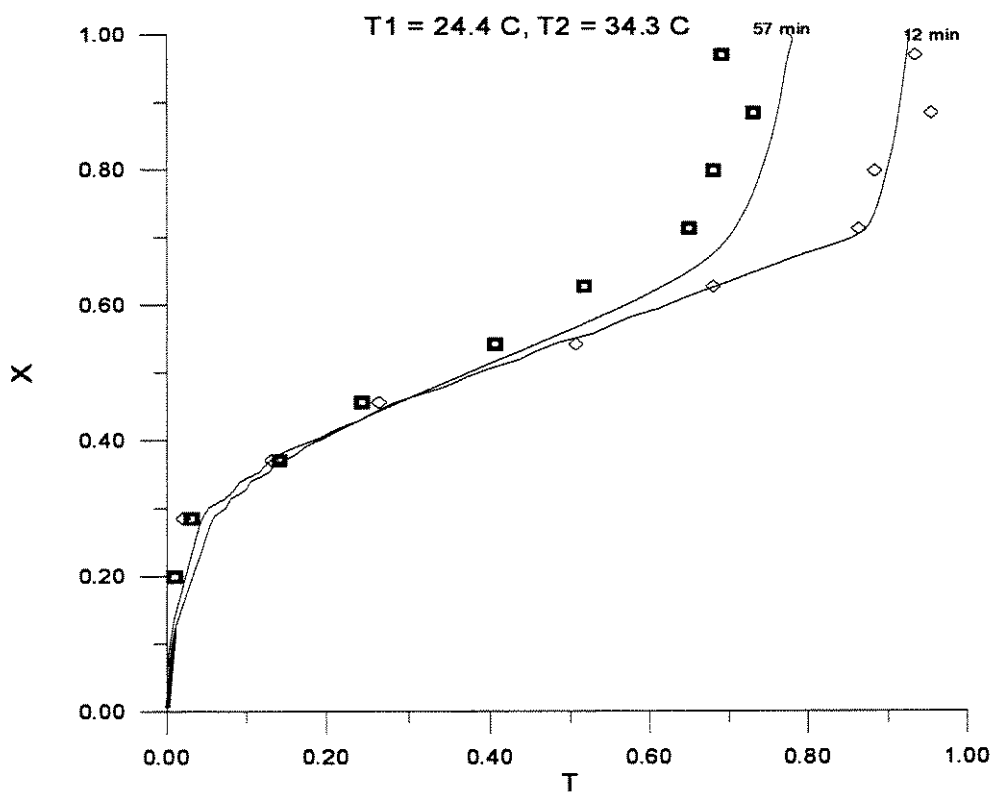


Figura 5.51. Resfriamiento Natural

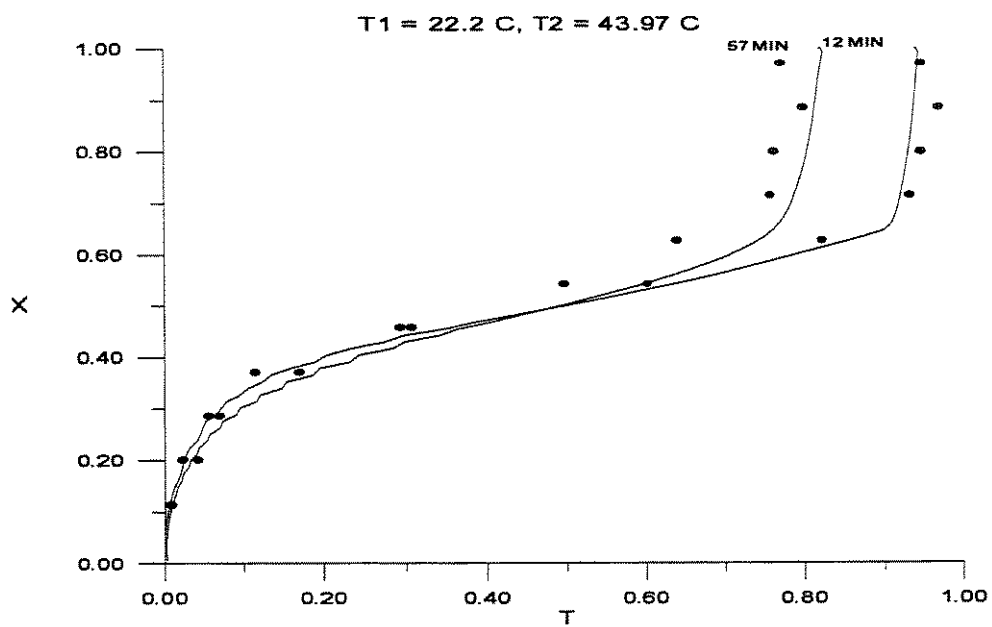


Figura 5.52. Resfriamiento Natural

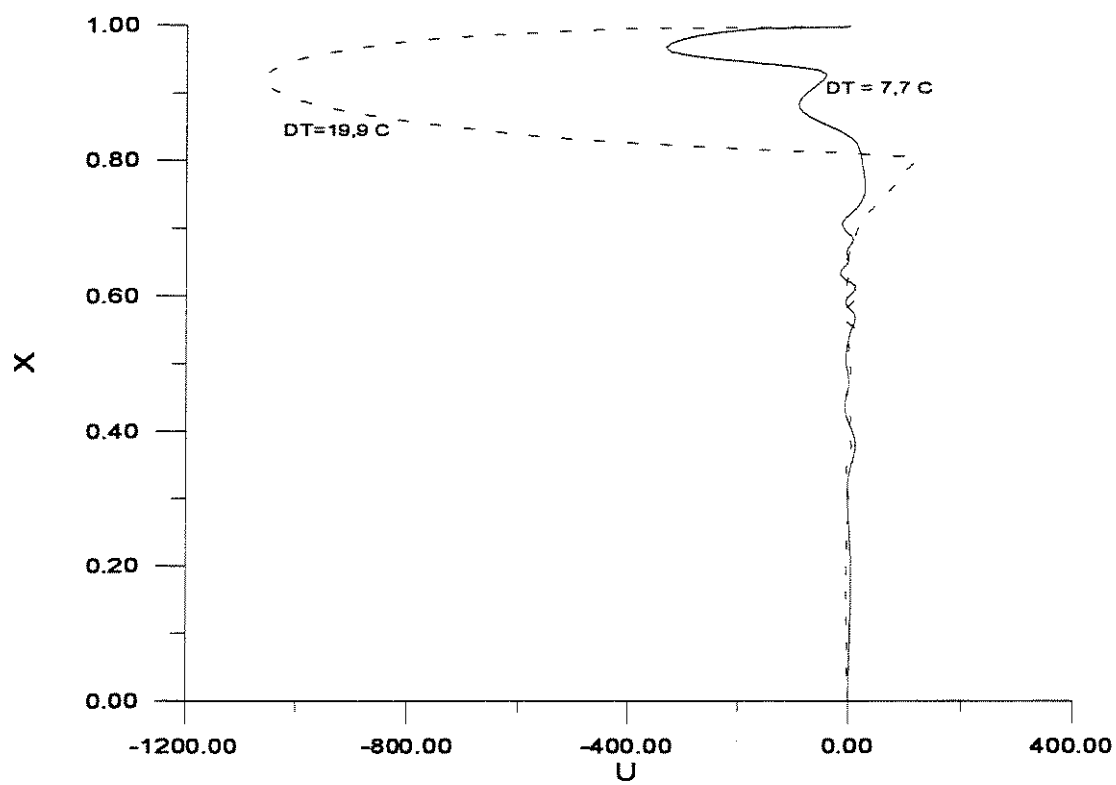


Figura 5.53. Variação da velocidade axial U com a direção axial X

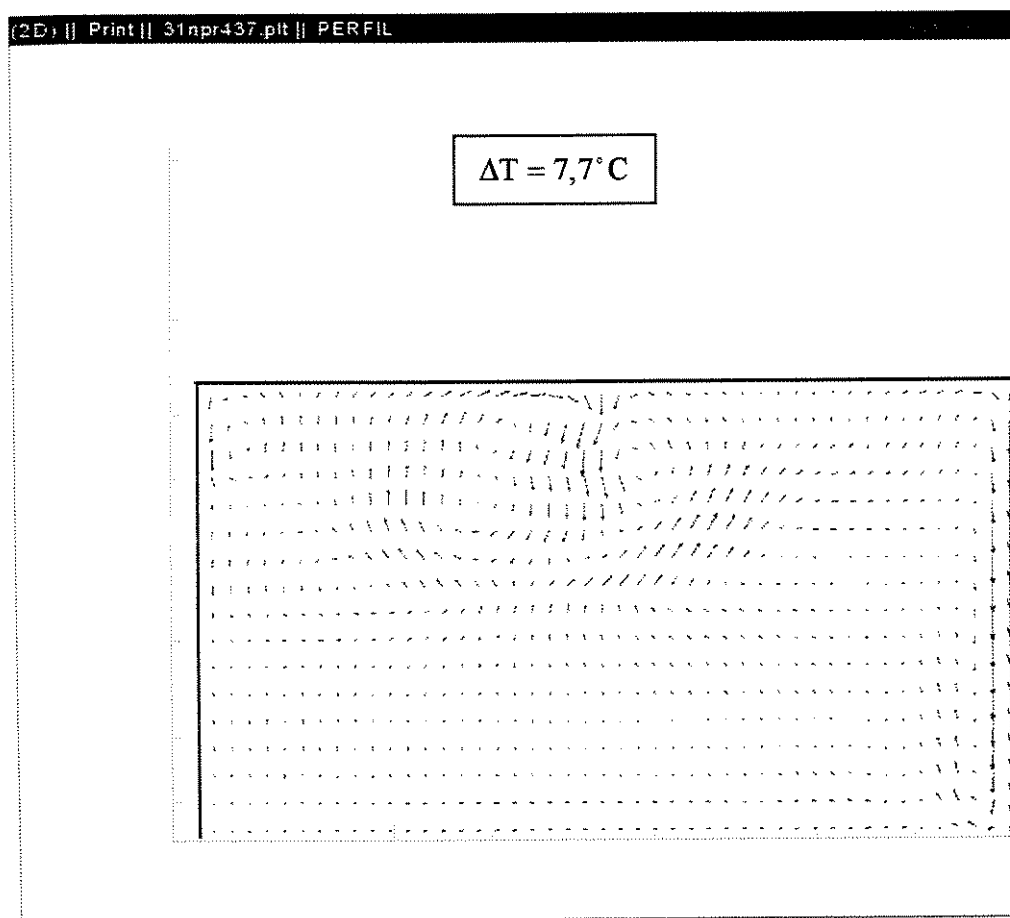


Figura 5.54. Vetor velocidade $\Delta T = 7,7^{\circ}\text{C}$

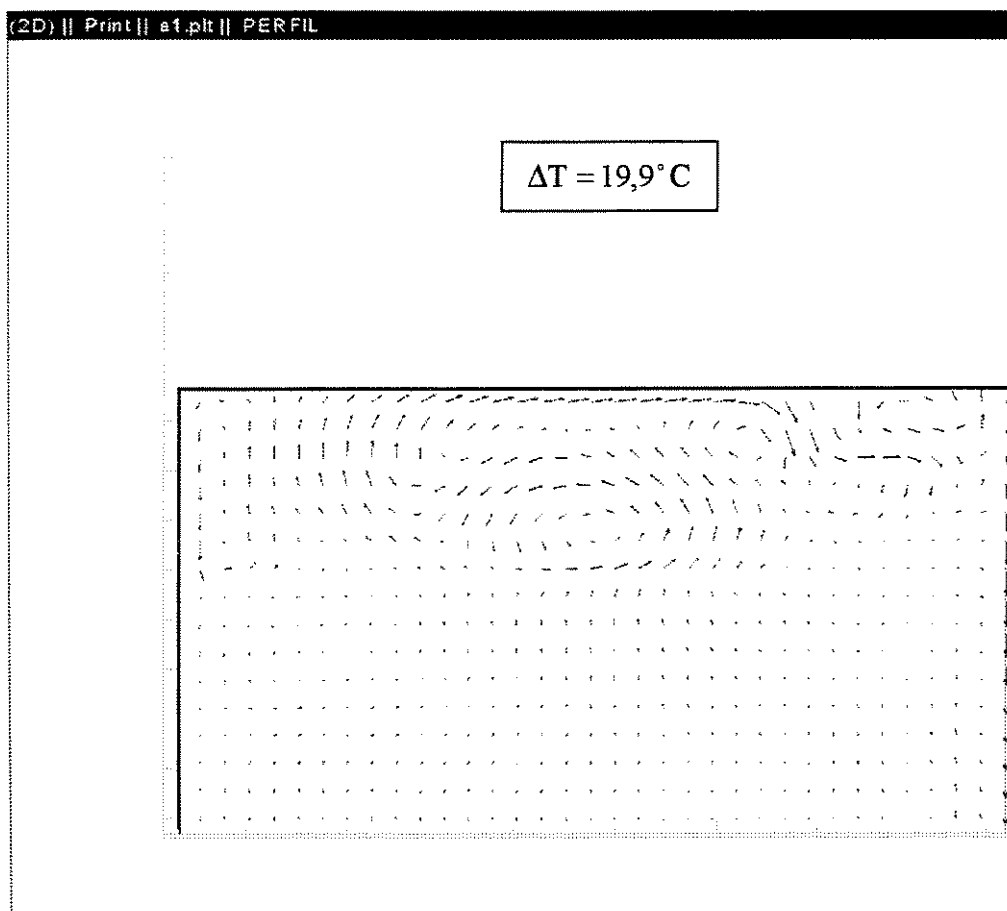


Figura 5.55. Vetor velocidade $\Delta T = 19,9^{\circ}\text{C}$

Capítulo 6

Conclusões

Uma das conclusões mais importantes é que para as operações de carregamento e descarregamento o modelo bi-dimensional simplificado é somente preciso durante os primeiros instantes. Com o início das correntes convectivas, as diferenças nas predições em relação ao modelo de equações acopladas aumenta continuamente. O modelo de equações acopladas parece produzir resultados consistentes com um tempo computacional pequeno.

A eficiência da extração aumenta com o aumento da razão de aspecto até 4 aproximadamente, além deste valor ela parece se fixar num valor limitante de 95 %. Armazenamentos com razão de aspecto maiores do que 4 não são desejáveis, pois o aumento do custo necessário não resulta em um melhoramento da eficiência da extração.

A eficiência da extração aumenta com um aumento da diferença de temperatura entre a água de entrada e saída (ΔT) para todas as razões de aspecto. Este aumento apresenta-se mais rapidamente para valores menores de ΔT e moderadamente para valores maiores de ΔT . Conclui-se também que com o aumento de ΔT , os perfis de temperatura tornam-se mais estáveis, ou seja, há uma melhora na estratificação.

A eficiência da extração aumenta com um aumento da taxa de escoamento para o modelo de equações acopladas.

A partir das afirmações acima conclui-se que a estratificação térmica melhora com o aumento da razão de aspecto, com o aumento da diferença de temperatura entre a água de entrada e saída e com o aumento da taxa de escoamento.

Os fatores que afetam a degradação da estratificação são as perdas de calor pelas paredes laterais e pelo topo, o que causa as correntes convectivas.

O modelo de equações acopladas é validado pela comparação com resultados de diversos autores, onde fica clara a boa aproximação entre os resultados numéricos e os resultados experimentais desses autores.

Quanto maior ΔT , ou seja, a diferença de temperatura entre os fluidos frio e quente, maior será o efeito causado pela convecção natural, causando as correntes convectivas, e maior será o percurso destas correntes. Sabendo-se qual a posição do armazenador tem maiores perdas de calor, pode-se providenciar um isolamento adequado nestes pontos a fim de minimizar as perdas de calor e manter a estratificação por mais tempo.

Referências

1. Lloyd, J. R., Moran, W. R. Natural convection adjacent to horizontal surfaces of various planforms. *ASME Paper* 74-WA/HT-66, 1974..
2. Lavan, Z., Thompson, J. Experimental study of thermally stratified hot water storage tanks. *Solar Energy*, v.19, p.519-524, 1977.
3. Cabelli, A. Storage tanks - a numerical experiment. *Solar Energy*, v.19, p.45-54,1977.
4. Nogueira, Luiz Augusto Horta. *Uma análise teórica e experimental da estratificação térmica em tanques de armazenamento por calor sensível*. Campinas:Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1981. 149 p. Tese (Mestrado)
5. Gari, H. N., Loehrke, R. I. A controlled buoyant jet for enhancing stratification in a liquid storage tank. *Journal of Fluids Engineering*, v.104, december 1982.
6. Jaluria, Y., Gupta, S. K. Decay of thermal stratification in a water body for solar energy storage. *Solar Energy*, v.28, n.2, p.137-143, 1982.
7. Ismail, K. A. R., Carrocci, L. R. A convective model for stratified storage tank. In: 7th Miami International Conference on Alternative Energy Sources, 12,1985, Miami, p.275-282.
8. Ismail, K. A. R., Carrocci, L. R. A two dimensional model for liquid stratified storage tanks. In: World Congress III of Chemical Engineering, Tokio, 9, 1986, Japan, v.1, p.681-683.

9. Yovanovich, M.M. On the effect of shape, aspect ratio and orientation upon natural convection from isothermal bodies of complex shape. *ASME HTD*, v.82, p. 121-129, 1987.
10. Carrocci, Luiz Roberto. Análise Teórica e Experimental de um Armazenador de Calor Sensível Estratificado. Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1987. 123 p. Tese (Doutorado).
11. Ismail, K. A. R., Carrocci, L. R. Two dimensional analysis of stratified storage tank. In: Danish-Polish Workshop, 06, 1987, Copenhagen, p.103-114.
12. Ismail, K. A. R., Carrocci, L. R. Theoretical and experimental analysis of stratified storage tanks. In: 22th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, 08, 1987, Pennsylvania.
13. Ismail, K. A. R., Carrocci, L. R. Performance and economical analysis of stratified storage tanks. In: IV International Conference on Energy Storage for Building Heating and Cooling (JIGASTOCK) , 10, 1988, Versailles, v.2, p.753-756.
14. Trueman, C. S., "Operating Experience with Largely Thermally Stratified Chilled Water Storage Tank", *ASHRAE Transactions*, Part 1, Vol. 93, pp.697-707, 1987.
15. Wildin, M. W., Truman, C. R. Performance of stratified vertical cylindrical thermal storage tanks, part I; scale model tank. *ASHRAE Transactions*, Part 1, v.95, p.1086-1095, 1989.
16. Wildin, M. W., Truman, C. R. Performance of stratified vertical cylindrical thermal storage tanks, part II, prototype tank. *ASHRAE Transactions*, Part 1, v.95, p.1096-1105, 1989.
17. Truman, C. R., Wildin, M. W. Finite difference model for heat transfer in a stratified thermal storage tank with throughflow. In: National Heat Transfer Conference, 1989. Proceedings: Numerical Heat Transfer With Personal Computers and Supercomputing, v.110, p. 45-55.
18. Al-Marafie, A., Moustafa, S. M., Al-Kandarie, A. Factors affecting static stratification of thermal water storage. *Energy Sources*, v.11, p.183-199, 1989.
19. Kandari, A. M. Thermal stratification in hot storage tanks. *Applied Energy*, v.35, p.299 - 315, 1990.
20. Hariharan, K.; Badrinarayana, K.; Murthy, S. S.; Murthy, M. V. K. Temperature

- stratification in hot water storage tanks. *Energy*, v.16, n.7, p.977-982, 1991.
21. Ghajar, A. J. and Zurigat, Y. H. Numerical study of the effect of inlet geometry on stratification in thermal energy storage. *Numerical Heat Transfer*, part A, v.19, p.65-83, 1991.
 22. Abu-Hamdan, M. G., Zurigat, Y. H., Ghajar, A. J. An experimental study of a stratified thermal storage under variable inlet temperature for different inlet designs. *Int. J. Heat Mass Transfer*, v.35, n.8, p.1927-1934, 1992.
 23. Murthy, S. S., Nelson, J. E. B., Rao, T. L. S. Effect of wall conductivity on thermal stratification. *Solar Energy*, v.49, n.4, p.273-277, 1992.
 24. Al-Najem, N. M. Degradation of a stratified thermocline in a solar storage tank. *International Journal of Energy Research*, v.17, p.183-191, 1993.
 25. Al-Najem, N. M., Al-Marafie, A. M., Ezuddin, K. Y. Analytical and experimental investigation of thermal stratification in storage tanks. *International Journal of Energy Research*, v.17, p.77-88, 1993.
 26. Kleinbach, E. M., Beckman, W. A., Klein, S. A. Performance study of one-dimensional models for stratified thermal storage tanks. *Solar Energy*, v.50, n.2, p.155-166, 1993.
 27. Yoo, H. and Pak, E. T. Theoretical model of the charging process for stratified thermal storage tanks. *Solar Energy*, v.51, n.6, p.513-519, 1993.
 28. Gretarsson, S. P., Pedersen, C. O., Strand, R. K. Development of a fundamentally based stratified thermal storage tank model for energy analysis calculations. *ASHRAE Transactions: Symposia*, v.100, n.1, p.1213-1220, 1994.
 29. Safi, M. J., Loc, T. P. Development of thermal stratification in a two-dimensional cavity: a numerical study. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.37, n.14, p.2017-2024, 1994.
 30. Ismail, K. A. R., Leal, J. F. B., Zanardi, M. A. A two dimensional model for liquid storage tanks. In: *Heat Transfer 96*, 1996, Udine. Proceedings: Advanced Computational Methods in Heat Transfer, 1996, p.475-482.
 31. Yoo, H. and Pak, E. T. Analytical solutions to a one-dimensional finite-domain model for stratified thermal storage tanks. *Solar Energy*, v.56, n.4, p.315-322, 1996.
 32. Berkel, J. V. Mixing in thermally stratified energy stores. *Solar Energy*, v.58, n.4-6,

p.203-211, 1996.

33. Ficek, J. Selection and sizing of storage tank water heaters. *HPAC Heating, Piping, Air Conditioning*, v.68, n.10, Out., 3p., 1996.
34. Ismail, K. A. R., Leal, J. F. B., Zanardi, M. A. A parametric study on stratified cold storage tanks. In: *Heat Transfer 97*, 1997, Swansea. Proceedings: Advanced Computational Methods in Heat Transfer, 1997, p.234-241.
35. Ismail, K. A. R., Leal, J. F. B., Zanardi, M. A. Models of liquid storage tanks. *Energy*, v.22, n.8, p.805-815, 1997.
36. Homan, K. O., Soo, S. L. Laminar flow efficiency of stratified chilled-water storage tanks. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, v.19, n.1, Feb., p.69-78, 1998.
37. Patankar, S. V. *Numerical heat transfer*. Hemisphere Publishing Corporation, 1980, 197p.
38. Ismail, K. A. R. *Técnicas de armazenamento de energia*, UNICAMP, 1990.
39. Ismail, K. A. R. *Bancos de Gelo: fundamentos e modelagem*, Editora do autor, Campinas, SP, 1998, 400p.