

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS

Faculdade de Engenharia de Alimentos

**DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA
DE CALOR LÍQUIDO -PARTÍCULA EM ESCOAMENTO
ATRAVÉS DE TUBULAÇÕES E EM BANHO AGITADO**

CARLOS ANTONIO VÉLEZ PASOS

Orientador: Prof. Dr. SATOSHI TOBINAGA

Tese apresentado à Faculdade de Engenharia de Alimentos da Universidade Estadual de Campinas para a obtenção do título de Doutor em Engenharia de Alimentos.

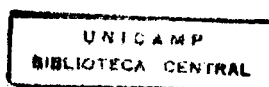
PARECER

Este exemplar corresponde à redação final da tese defendida por Carlos Antonio Vélez Pasos aprovada pela Comissão Julgadora em 08 de março de 1999.

Campinas, SP
Março de 1999.

Campinas, 08 de março de 1999


Prof. Dr. Satoshi Tobinaga
Presidente da Banca



CIVILIDADE	
N.º CHAMADA:	
V.	Ex.
TOMBO BC/ 37517	
PROC. 2-29193	
C	D
PREÇO 28.11,00	
DATA 29/04/99	
N.º CPD	

CM-00122821-6

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA F.E.A. - UNICAMP

V543d

Vélez Pasos, Carlos Antonio

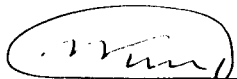
Determinação do coeficiente de transferência de calor líquido-partícula em escoamento através de tubulações e em banho agitado. / Carlos Antonio Vélez Pasos. -- Campinas, SP: [s.n.], 1999.

Orientador: Satoshi Tobinaga.

Tese (doutorado) – Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia de Alimentos.

1. Alimentos. 2. Materiais porosos 3. Calor – Coeficiente de transferência. 4. Esterilização. I. Tobinaga, Satoshi. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia de Alimentos. III. Título.

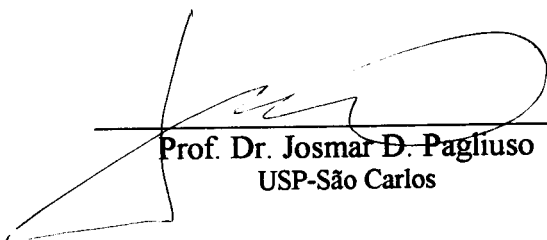
BANCA EXAMINADORA



Prof. Dr. Satoshi Tobinaga
Orientador
FEA-UNICAMP



Prof. Dr. Geraldo Lombardi
USP-São Carlos



Prof. Dr. Josmar D. Pagliuso
USP-São Carlos



Prof. Dr. Sandra C. Rocha
FEQ-UNICAMP

Prof. Dr. Marcelo Cristianini
FEA-UNICAMP

Prof. Dr. Fernanda X. Murr
FEA-UNICAMP

Prof. Dr. Carlos A. Gasparetto
FEA-UNICAMP

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS.....	i
LISTA DE TABELAS.....	iii
LISTA DE ANEXOS.....	v
LISTA DE SÍMBOLOS E NOMENCLATURA.....	vi
RESUMO.....	ix
ABSTRACT.....	x
OBJETIVOS.....	xi
1. INTRODUÇÃO.....	1
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	4
2.1. Fatores que influenciam a esterilização contínua de alimentos.....	4
2.2. Distribuição de tempos de residência (DTR).....	9
2.3. Propriedades térmicas.....	15
2.3.1. Calor específico.....	17
2.3.2. Condutividade térmica.....	18
2.3.3. Difusividade térmica.....	18
2.4. Determinação do Coeficiente de Transferência de calor, h	18
2.5. Soluções exatas das equações diferenciais de transferência de calor.....	40
2.5.1. Caso em que $h = \infty$ ou $k_p = \infty$	40
2.5.1.1. Solução para placa plana infinita.....	40
2.5.1.2. Solução para cilindro infinito.....	40
2.5.2. Caso em que h ou k_p finito.....	40
2.5.2.1. Solução para placa plana infinita.....	40
2.5.2.2. Solução para cilindro infinito.....	40

3.	MATERIAL E MÉTODOS.....	43
3.1.	Sistema Experimental.....	43
3.1.1.	Descrição geral.....	43
3.1.2.	Construção e aferição de termopares.....	44
3.2.	Obtenção de dados.....	51
3.3.	Propriedades térmicas.....	55
3.4.	Cálculo do coeficiente de transferência de calor, h	56
3.4.1.	Cálculo de h para cilindro curto (cc) de altura $2l$ e diâmetro $2r$	56
3.4.2.	Cálculo de h para cubo de aresta $2l$	58
3.4.3.	Uso do software MATHEMATICA para cálculo de h	59
4.	RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	64
4.1.	Propriedades térmicas.....	64
4.2.	Determinação do coeficiente de transferência de calor h	65
4.2.1.	Batata sob escoamento.....	65
4.2.2.	Cenoura sob escoamento.....	72
4.2.3.	Cenoura sob escoamento para diferentes arranjos.....	81
4.2.4.	Batata em banho agitado.....	85
4.2.5.	Cenoura em banho agitado.....	90
5.	CONCLUSÕES.....	95
6.	SUGESTÕES.....	96
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	97
	ANEXOS.....	105

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 2.1.	Representação esquemática de um sistema típico de esterilização contínua.....	5
FIGURA 3.1.	Representação esquemática do sistema experimental.....	43
FIGURA 3.2.	Representação esquemática do sistema utilizado para a aferição dos termopares.....	44
FIGURA 3.3.	Curva de aferição correspondente aos termopares 1 e 2....	45
FIGURA 3.4.	Curva de aferição correspondente aos termopares 3 e 4....	46
FIGURA 3.5.	Curva de aferição correspondente aos termopares 5 e 6....	47
FIGURA 3.6.	Sistema de aferição de medidores de vazão.....	49
FIGURA 3.7.	Representação esquemática do sistema utilizado para os ensaios realizados com várias partículas organizadas em diferentes arranjos.....	53
FIGURA 3.8.	Relação de temperatura em função do número de Fourier durante o aquecimento de uma partícula.....	61
FIGURA 4.1.	Exemplo de curva de aquecimento para cilindros de batata sob escoamento.....	66
FIGURA 4.2.	Coefficiente de transferência de calor, h , em função da temperatura, em cilindros e cubos de batata submetidos a diferentes condições de escoamento.....	68
FIGURA 4.3.	Coefficiente de transferência de calor, h , em função da vazão, em cilindros e cubos de batata sob escoamento a diferentes temperaturas.....	69

FIGURA 4.4.	Número de Nusselt, em função do número de Reynolds, para cilindros e cubos de batata (a) 30 °C (b) 40 °C.....	70
FIGURA 4.5.	Número de Nusselt, em função do número de Reynolds, de cilindros e cubos de batata (a) 50 °C (b) 60 °C.....	71
FIGURA 4.6.	Exemplo de curva de aquecimento para cilindros de cenoura sob escoamento.....	73
FIGURA 4.7.	Coeficiente de transferência de calor, h , em função da temperatura, em cilindros e cubos de cenoura submetidos a diferentes condições de escoamento.....	76
FIGURA 4.8.	Coeficiente de transferência de calor, h , em função da vazão, em cilindros e cubos de cenoura sob escoamento a diferentes temperaturas.....	77
FIGURA 4.9.	Número de Nusselt, em função do número de Reynolds, para cilindros e cubos de cenoura (a) 30 °C (b) 40 °C.....	78
FIGURA 4.10.	Número de Nusselt, em função do número de Reynolds, para cilindros e cubos de cenoura (a) 50 °C (b) 60 °C.....	79
FIGURA 4.11.	Coeficiente de transferência de calor, h , em função da vazão, de cilindros de cenoura submetidos a escoamento, influenciado por diferentes arranjos, a 40°C...	82
FIGURA 4.12.	Coeficiente de transferência de calor, h , em função da temperatura e da forma, de cilindros e cubos de batata em banho agitado.....	88
FIGURA 4.13.	Coeficiente de transferência de calor, h , em função da temperatura e do tamanho, de cilindros e cubos de batata em banho agitado.....	89
FIGURA 4.14.	Coeficiente de transferência de calor, h , em função da temperatura e da forma, de cilindros e cubos de cenoura em banho agitado.....	92
FIGURA 4.15.	Coeficiente de transferência de calor, h , em função da temperatura e do tamanho, de cilindros e cubos de cenoura em banho agitado.....	93

LISTA DE TABELAS

TABELA 3.1.	Coeficientes A e B da equação de ajuste ($Y = A + BX$) dos termopares com relação à referência.....	48
TABELA 3.2.	Folha de cálculo para estabelecer a diferença de pressão no manômetro, com base nas condições de operação.	50
TABELA 3.3.	Resumo das condições experimentais para os testes de escoamento.....	54
TABELA 3.4.	Resumo condições experimentais testes escoamento (Arranjos).....	54
TABELA 3.5.	Resumo condições experimentais testes em banho agitado.	55
TABELA 4.1.	Propriedades térmicas de batata e cenoura.....	64
TABELA 4.2.	Coeficientes de transferência de calor, h , para cilindros de batata sob escoamento ($D_t = 5,08$ cm).....	66
TABELA 4.3.	Coeficientes de transferência de calor, h , para cubos de batata sob escoamento ($D_t = 5,08$ cm).....	67
TABELA 4.4.	Equações de ajuste do número de Nusselt em função do número de Reynolds para cilindros de batata.....	72
TABELA 4.5.	Equações de ajuste do número de Nusselt em função do número de Reynolds para cubos de batata.....	72
TABELA 4.6.	Coeficientes de transferência de calor, h , para cilindros de cenoura sob escoamento ($D_t = 5,08$ cm).....	74
TABELA 4.7.	Coeficientes de transferência de calor, h , para cubos de cenoura sob escoamento ($D_t = 5,08$ cm).....	75

TABELA 4.8.	Equações de ajuste do número de Nusselt em função do número de Reynolds para cilindros de cenoura.....	80
TABELA 4.9.	Equações de ajuste do número de Nusselt em função do número de Reynolds para cubos de cenoura.....	80
TABELA 4.10.	Coeficientes de transferência de calor, h , para cilindros de cenoura sob escoamento e diferentes arranjos ($D_t = 5,08$ cm).....	82
TABELA 4.11.	Valores do Coeficientes de transferência de calor, h , reportados na literatura e método experimental usado.....	83
TABELA 4.12.	Coeficientes de transferência de calor, h , para cilindros de batata em banho agitado.....	87
TABELA 4.13.	Coeficientes de transferência de calor, h , para cubos de batata em banho agitado.....	87
TABELA 4.14.	Coeficientes de transferência de calor, h , para cilindros de cenoura em banho agitado.....	91
TABELA 4.15.	Coeficientes de transferência de calor, h , para cubos de cenoura em banho agitado.....	91

LISTA DE ANEXOS

ANEXO I.	CURVAS DE AQUECIMENTO PARA CILINDROS E CUBOS DE BATATA SOB ESCOAMENTO.....	105
ANEXO II.	CURVAS DE AQUECIMENTO PARA CILINDROS E CUBOS DE CENOURA SOB ESCOAMENTO.....	117
ANEXO III.	CURVAS DE AQUECIMENTO PARA CILINDROS DE CENOURA ORGANIZADOS EM DIFERENTES ARRANJOS SOB ESCOAMENTO.....	129
ANEXO IV.	CURVAS DE AQUECIMENTO PARA CILINDROS E CUBOS DE BATATA EM BANHO AGITADO.....	133
ANEXO V.	CURVAS DE AQUECIMENTO PARA CILINDROS E CUBOS DE CENOURA EM BANHO AGITADO.....	141

LISTA DE SÍMBOLOS E NOMENCLATURA

A	Área transversal do tubo; área da partícula	m^2
a	Coeficiente de equação de correlação adimensional; Intercepto; índice, equação 2,28	
b	Coeficiente angular; índice, equação 2,28	
C_p	Calor específico a pressão constante,	$kJ.kg^{-1}.^{\circ}C^{-1}$
D	Diâmetro,	m
d_p	Diâmetro da partícula,	m
D_t	Diâmetro do tubo,	m
f_h	Inverso do coeficiente angular	
g	Aceleração da gravidade,	$9,8 m.s^{-2}$
h	Coeficiente transferência de calor fluido-partícula,	$W.m^{-2}.^{\circ}C^{-1}$
$J_0(\lambda.\eta)$	função Bessel de primeira espécie de ordem zero	
K	Coeficiente de consistência,	$Pa.s^n$
k	Condutividade térmica da partícula,	$W.m^{-1}.^{\circ}C^{-1}$
k_f	Condutividade térmica do fluido à temperatura do filme,	$W.m^{-1}.^{\circ}C^{-1}$
L	Comprimento	m
l, R	Dimensão característica para cilindro e cubo	m
N_B	número de facas raspadoras.	
u_{max}	= velocidade máxima	$m.s^{-1}$
u_{med}	= velocidade média	$m.s^{-1}$
TR_{min}	= tempo de residência mínimo	s
n	= índice de escoamento	

R	Coeficiente de correlação	
n	Índice de escoamento	
$\vec{n}$	=	vetor unitário normal à superfície da partícula.
Q	Vazão volumétrica,	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
t	Tempo,	s
T_{∞}	Temperatura ambiente,	$^{\circ}\text{C}$
T_p	Temperatura na parede do tubo,	$^{\circ}\text{C}$
V	Velocidade relativa líquido-partícula,	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
W	=	conteúdo de água do alimento, decimal.
X	=	fração mássica

Símbolos gregos

α	Difusividade térmica $\alpha = \frac{k}{\rho C_p}$	$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
β	Coeficiente volumétrico de expansão térmica	$^{\circ}\text{C}^{-1}$
∇^2	Laplaciano	
ρ	Densidade	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
μ	Viscosidade dinâmica	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$
ν	Viscosidade cinemática	$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
λ	Primeira raiz positiva	
η	Relação adimensional. $\eta = r/R$; $\eta = l/L$, para cilindro e placa.	
θ	Relação adimensional de temperatura	$\theta(\eta, \tau) = \frac{[T(\eta, \tau) - T_{\infty}]}{(T_0 - T_{\infty})}$

Números adimensionais

Bi	Número de Biot	$Bi = \frac{hl}{k}$
Fr	Número de Froude	$Fr = \frac{V_f^2}{gD}$
Fr_p	Número de Froude da partícula	$Fr_p = \frac{V_f^2}{gd \left[\left(\frac{\rho_p}{\rho_f} \right) - 1 \right]}$
G_r	Número de Grashof	$G_r = \frac{g\beta(T_p - T_\infty)l^3}{\nu^2}$
N_u	Número de Nusselt	$N_u = \frac{hl}{k_f}$
P_r	Número de Prandtl	$P_r = \frac{\nu_f}{\alpha_f} = \frac{C_p \mu_f}{k_f}$
P_{rg}	Número generalizado de Prandtl	$P_{rg} = \frac{C_p^k \left(\frac{3n+1}{n} \right)^n 2n+3}{k_f \left(\frac{D}{V} \right)^{n-1}}$
R_a	Número de Rayleigh	$Ra = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)D^3}{\nu\alpha}$
R_e	Número de Reynolds	$R_e = \frac{\rho_f V l}{\mu_f}$
R_{eg}	Número generalizado de Reynolds	$R_{eg} = \frac{D^n V^{2-n} \rho}{8^{n-1} k \left(\frac{3n+1}{4n} \right)^n}$
τ	Número de Fourier	$\tau = \frac{\alpha t}{l^2}$

RESUMO

Este trabalho teve como objetivo estudar a transferência de calor que ocorre quando partículas porosas de alimento são submetidas a aquecimento com água quente escoando em uma tubulação e em um banho termostático com agitação. Para tal fim, foram feitas medições de temperatura no centro de cilindros e cubos de batata e cenoura de diferentes tamanhos e para diferentes condições de temperatura, vazão e arranjos. A partir dos dados obtidos foram elaboradas curvas de temperatura-tempo, de cuja parte reta foram calculados os coeficientes linear e angular, que posteriormente foram substituídos nas equações analíticas de transferência de calor para calcular os valores do coeficiente de transferência de calor por convecção entre o líquido e a partícula. Obtiveram-se correlações adimensionais entre os números de Nusselt, Reynolds e Prandtl da forma $Nu = 2 + a Re^{0,8} Pr^{1/3}$ cujos coeficientes de correlação R foram superiores a 0,92.

ABSTRACT

The aim in this work was to study the heat transfer occurring when a porous food particle is heating by hot water flowing through a pipe and in an agitated water bath. For that, temperature changes at the center of cylinders and cubes of potato and carrot were registered for different temperatures, flow rates and arrangements. Time-temperature curves were constructed in function of gathered data, slope and intercept calculated from linear section of the curve which were used to find the liquid to particle heat transfer coefficient utilizing analytical equations. Additional correlations among Nusselt, Reynolds and Prandtl numbers such as $Nu = 2 + a Re^{0,8} Pr^{1/3}$ were obtained with correlation coefficients R greater 0,92.

OBJETIVOS.

O presente trabalho teve como objetivos:

1. Determinar o coeficiente de transferência de calor, partícula/fluido, durante o aquecimento em banho termostático com agitação e durante o escoamento em tubulações, de partículas porosas individuais e de agrupamentos diversos, de diferentes materiais, formas e tamanhos.
2. Obter correlações empíricas entre as propriedades térmicas e físicas para essas partículas porosas submetidas a escoamento através de tubos.

OBJETIVOS.

O presente trabalho teve como objetivos:

1. Determinar o coeficiente de transferência de calor, partícula/fluido, durante o aquecimento em banho termostático com agitação e durante o escoamento em tubulações, de partículas porosas individuais e de agrupamentos diversos, de diferentes materiais, formas e tamanhos.
2. Obter correlações empíricas entre as propriedades térmicas e físicas para essas partículas porosas submetidas a escoamento através de tubos.

1. INTRODUÇÃO

O processamento asséptico não pode certamente ser considerado como uma tecnologia nova. Existem referências de 50 anos atrás sobre processamento de alimentos líquidos utilizando técnicas de tratamento “Alta temperatura–curto tempo”, com enchimento asséptico de recipientes de metal usados inicialmente no sistema Dole. O principal motivo para usar este sistema de processamento e enchimento foi resolver os problemas associados com a esterilização convencional de alimentos e ao mesmo tempo obter um produto de alta qualidade com os níveis de segurança microbiológica, atingidos nos sistemas tradicionais de alimentos enlatados. A partir daí, a evolução do processamento e embalagem assépticos tem sido esporádica, sendo que nos últimos 20 anos têm acontecido avanços importantes na área de alimentos ácidos, com o desenvolvimento de novos materiais para embalagens, particularmente de plásticos e papéis recobertos. Estes desenvolvimentos bem sucedidos têm aumentado o interesse e atenção na direção de alimentos líquidos de acidez baixa e ainda de alimentos líquidos de baixa acidez contendo partículas.

A técnica do processamento asséptico tem sido aplicada com sucesso a alimentos líquidos e a alimentos ácidos com partículas discretas, porém, a extensão deste tipo de processamento a alimentos líquidos heterogêneos de baixa acidez contendo partículas discretas tem sido difícil, devido à falta de dados sobre os fatores críticos como o coeficiente de transferência de calor interfacial entre o líquido e as partículas, assim como a distribuição de tempo de residência das partículas dentro do tubo de retenção do sistema de processamento.

Produtos heterogêneos contendo partículas discretas (por exemplo sopa de mariscos), aparentemente não têm sido beneficiados por esta tecnologia e muitos alimentos ainda não são comercializados, devido à dificuldade envolvida com a determinação do processo térmico apropriado que assegure a sua qualidade microbiológica e ao mesmo tempo minimize a perda de nutrientes.

A metodologia tradicional de cálculo de processamento térmico não pode ser empregada para o estabelecimento destes processos, devido às dificuldades associadas com a colheita de dados de tempo-temperatura no centro da partícula enquanto ela viaja através do sistema de processamento.

Segundo HELDMAN(1989), a transferência de calor no processamento de líquidos contendo partículas envolve considerações adicionais das normalmente associadas com o processamento de líquidos sem partículas, a maioria delas relacionadas com o aquecimento da partícula. Um dos fatores que devem ser considerados é o tamanho da partícula. Quanto maior a partícula, mais difícil será atingir a temperatura de tratamento no seu centro. A forma é outro fator associado com a partícula. Análises de transferência de calor evidenciam que diferentes formas de partículas têm como resultado diferentes taxas de aquecimento no centro delas. As propriedades físicas e térmicas tais como condutividade térmica, calor específico e densidade devem também ser consideradas, sendo a condutividade térmica a que mais influencia a taxa de aquecimento no centro da partícula. Finalmente, deve levar-se em conta o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o líquido e a superfície da partícula. Sem o conhecimento de tais coeficientes é muito difícil prever as taxas de aquecimento/resfriamento do centro da partícula.

O mesmo autor afirma que a base para o projeto de processos térmicos para produtos líquidos com partículas, é fornecer a temperatura requerida no centro da partícula de maior tamanho, com menor tempo de residência no sistema. Este critério de projeto estabelece os dois pontos críticos de controle que devem ser identificados. O primeiro é o monitoramento da maior partícula dentro da distribuição do tamanho de partículas no produto, a qual terá a menor taxa de aquecimento no seu centro. O segundo ponto crítico de controle é o tempo de residência, ou mais especificamente o conhecimento do menor tempo de residência para uma partícula dentro da distribuição dos tempos de residência na tubulação. Daqueles parâmetros apresentados anteriormente, o coeficiente convectivo na superfície da partícula durante o aquecimento, retenção e resfriamento é o mais crítico; além de ser um

parâmetro crítico, é o mais difícil de medir sob as condições de trabalho num processo contínuo.

Resultados de pesquisas anteriores indicam que os principais fatores que influenciam a velocidade das partículas presentes num fluido são a viscosidade, a temperatura e vazão do líquido, a densidade da partícula com relação ao fluido, a relação entre tamanho da partícula e tamanho do tubo, a forma da partícula e a concentração da fase sólida no fluido.

O uso de modelos matemáticos permite máxima flexibilidade com relação às alternativas e possibilidades enquanto minimiza a quantidade e custos dos testes do processo. O modelamento do processamento térmico geralmente envolve a solução das equações de transferência de calor por condução dentro de um sólido exposto à convecção na superfície. Um modelo matemático é geralmente usado para estimar o tempo de residência mínimo requerido sob as condições específicas necessárias para produzir a letalidade desejada, para o qual precisa-se da informação relacionada com o coeficiente de transferência de calor líquido-partícula, forma e tamanho da partícula e propriedades termo-físicas do alimento. Estas são afetadas pela vazão, propriedades físicas e dimensões do tubo de retenção e pelas propriedades reológicas do fluido. O coeficiente de transferência de calor é crítico, porque determina o perfil tempo-temperatura e portanto a letalidade resultante na partícula de alimento crítica ou seja, a maior e mais rápida. Assim, o mínimo tempo requerido predeterminado pelo modelo deve ser acoplado aos dados de distribuição de tempos de residência para o sistema asséptico. É necessário assegurar que a partícula maior e mais rápida terá um tempo de residência ao menos igual ao tempo predito pelo modelo.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.

2.1. Fatores que influenciam a esterilização contínua de alimentos.

O enlatado convencional é a tecnologia mais extensamente usada na produção de alimentos de baixa acidez para assegurar sua estabilidade em prateleiras. Na medida que as expectativas de qualidade por parte do consumidor aumentam, a indústria de alimentos tem considerado formas alternativas de esterilização, incluindo o processamento e embalagem assépticos (BALASUBRAMANIAM e SASTRY, 1996).

Segundo ROSE (1986), produtos ácidos são aqueles que apresentam valores de pH menores ou iguais a 4,5 em quaisquer de suas fases e requerem um processamento térmico suficiente para destruir microrganismos relativamente sensíveis tais como leveduras, mofo, lactobacilos e *Clostridium pasteurianum* ou *C. butyricum* no caso em que o pH for maior de 4,0. Alimentos com pH maiores de 4,5 em qualquer fase do produto são considerados de baixa acidez e portanto devem receber um tratamento térmico suficiente para reduzir a probabilidade de sobrevivência de um esporo de *C. botulinum* a não mais de 10^{-12} .

O interesse da indústria de alimentos no processamento asséptico de alimentos líquidos de baixa acidez contendo partículas, deve-se, entre outros, à redução potencial de custos de embalagens e à produção de alimentos de alta qualidade mediante o uso de altas temperaturas (Ultra High Temperature, UHT), SASTRY (1986), ROSE (1986).

De acordo com CHANG e TOLEDO (1989), a esterilização em fluxo contínuo seguida pela embalagem asséptica tem ganho atenção como uma alternativa inovadora e econômica para a comercialização de alimentos estáveis em prateleira. Para a armazenagem estável e segura é crucial a esterilização do produto; os critérios para uma esterilização efetiva são específicos para cada produto, dependendo do pH,

forma, tamanho e proporção de partículas no líquido, viscosidade do fluido e a necessidade de inativar tanto microrganismos quanto enzimas.

Um sistema típico de esterilização contínua é formado por dois trocadores de calor, um para aquecimento e outro para esfriamento, e um tubo de retenção entre eles, tal como se mostra na Figura 2.1. Na esterilização contínua de um alimento líquido que contém partículas, o calor é transferido aos sólidos em suspensão em três etapas. Inicialmente, a temperatura do fluido é aumentada rapidamente num trocador de calor, até atingir a temperatura especificada para o processo. As partículas são aquecidas, embora lentamente, pela transferência de calor desde o fluido, e a temperatura no seu centro é bem menor que a temperatura do fluido. A segunda etapa de aquecimento das partículas ocorre no tubo de retenção, devido à troca adiabática de calor entre líquido e partículas. Se a quantidade de sólidos suspensos com relação ao líquido é relativamente pequena, a temperatura do líquido permanecerá praticamente constante. Na maioria dos casos a temperatura do fluido diminui na medida em que o calor é transferido às partículas e ao ambiente. A terceira etapa ocorre na zona de esfriamento, onde o calor residual das partículas, a medida que estas se esfriam lentamente, tem um efeito letal sobre os microrganismos, mas este efeito é geralmente ignorado devido à possibilidade de desintegração, que faz com que o esfriamento seja mais rápido, CHANG e TOLEDO (1989).

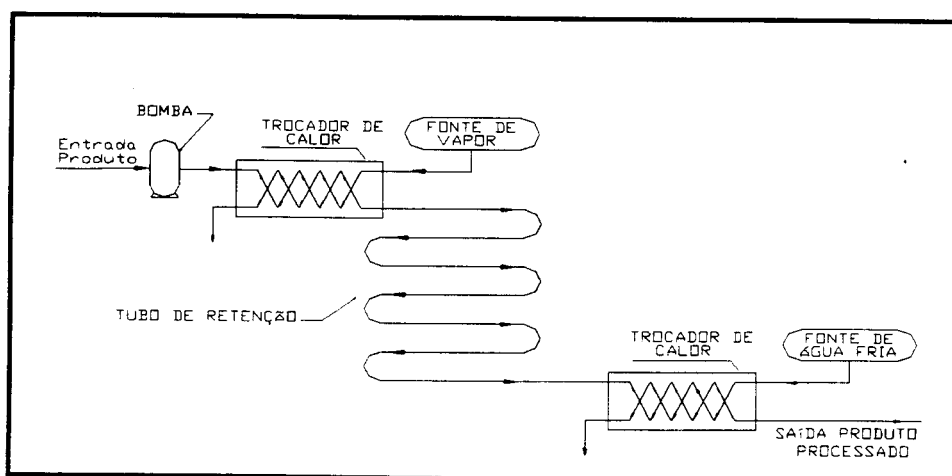


FIGURA 2.1. Representação esquemática de um sistema típico de esterilização contínua.

Para o estabelecimento de um processo térmico, segundo HELDMAN (1989), deve ser considerado o tempo de residência das partículas dentro da tubulação, devido a que a temperatura atingida pelo centro da partícula é função tanto do tempo quanto da taxa de aquecimento/resfriamento. De acordo com o autor, o primeiro fator a ser considerado é a relação entre tamanho de partícula e tempo de residência. Deve se supor que as partículas do alimento dentro do líquido terão uma distribuição de tamanho que influenciará as características de escoamento da partícula e portanto conduzirá a diferentes tempos de residência. Esta relação é também uma função de outros fatores relacionados com as características das partículas e as propriedades de escoamento do líquido. Um segundo fator é o perfil de velocidade do líquido dentro do trocador ou na tubulação. Cada tipo de trocador e tubulação terá um perfil de escoamento único que influenciará diretamente o tempo de residência tanto do líquido quanto das partículas. Idealmente a velocidade do líquido seria máxima no centro e mínima na camada limite perto da parede. O principal é reconhecer que o tempo de residência da partícula está diretamente relacionado com a posição da partícula dentro do líquido. As características de escoamento, e portanto, os tempos de residências das partículas, estão diretamente relacionadas com o tipo de trocador usado. Por exemplo, o perfil de velocidade dentro de um trocador de calor de superfície varredora será muito mais complexo do que aquele de um trocador tubular. Uma situação similar aplica-se à tubulação utilizada; um tubo longo sem curvas terá um perfil de velocidade estável.

De acordo com DIGNAN et al. (1989) o estabelecimento de processos para esterilização contínua de alimentos particulados de baixa acidez requer a consideração dos seguintes aspectos:

- Identificação e seleção de um valor apropriado de esterilização.
- Desenvolvimento de um modelo conservador para prever o valor de esterilização atingido (no tubo de retenção) no ponto de aquecimento mais lento no interior de uma determinada partícula.
- Validação microbiológica quantitativa da letalidade fornecida.

- Identificação dos fatores críticos e dos procedimentos usados para controlar estes fatores.

GRABOWSKI e RAMASWAMY (1995) consideram que o processamento asséptico de alimentos de baixa acidez contendo partículas sólidas está sendo avaliado atualmente com grande interesse, devido ao sucesso deste tratamento com alimentos líquidos. Os dois parâmetros considerados críticos para tal processo são a distribuição de tempo de residência das partículas e o coeficiente de transferência de calor entre líquido e partícula. Ambos parâmetros dependem do tipo de escoamento do fluido, caracterizado geralmente pelo número de Reynolds. Os dados disponíveis sobre este assunto não são consistentes e não existem informações precisas na literatura para tubos de retenção, especialmente sob condições de operação pressurizada.

Devido à impossibilidade física para a medição da temperatura em uma partícula que se desloca dentro de um fluido escoando num tubo em um sistema fechado sob pressão, a FDA (Food and Drug Administration) dos Estados Unidos aceita modelos de simulação, com verificação experimental apropriada do alcance da esterilidade, para validar os processos de tratamento asséptico de alimentos líquidos de acidez baixa que contém partículas, DIGNAN et al. (1989).

CHANDARANA e UNVERFERTH (1996) postulam que, no tratamento asséptico de alimentos contendo partículas é importante conhecer a distribuição dos tempos de residência para garantir um produto de ótima qualidade termicamente seguro. A maioria das tentativas para projetar processos HTST (High temperature – short time) depende de estimativas conservadoras de tempos de residência no tubo de retenção, ignorando o efeito nos trocadores de calor, o que traz como resultado tratamentos térmicos excessivos e as conseqüentes perdas de textura e de qualidade nutricional. As agências governamentais dos Estados Unidos que regulam a produção de alimentos de baixa acidez estáveis em prateleira, têm indicado que os tempos de residência das partículas devem ser “conhecidos com um alto nível de confiança” para garantir a segurança destes alimentos. A indústria de alimentos concorda que o

conhecimento da distribuição dos tempos de residência das partículas é de fato crítico para garantir um produto seguro e de alta qualidade.

O conceito de processamento asséptico foi inicialmente utilizado na esterilização convencional de alimentos “in container”, para resolver problemas tais como a baixa taxa de penetração de calor no ponto mais frio do recipiente; os tempos longos de processamento requeridos para atingir a letalidade necessária; a destruição de características nutricionais e sensoriais do alimento; a baixa produtividade, e os altos custos de energia RAMASWAMY et al. (1995 a).

Nos últimos anos, de acordo com os mesmos autores, a tecnologia de processamento e embalagem assépticos na América do Norte têm estado limitada principalmente a alimentos líquidos, mas existe grande interesse para estendê-la a alimentos líquidos de baixa acidez com partículas. Também afirmam que os problemas iniciais para o estabelecimento de processos de esterilização contínua destes alimentos estiveram relacionados com distribuição adequada e a integridade das partículas dentro do sistema, além de garantir a esterilidade comercial com uma perda mínima de qualidade. O primeiro problema foi resolvido com sucesso mediante o uso de trocadores de calor de superfície raspada ou trocadores de calor tubulares com uma bomba de deslocamento. Porém, o principal desafio é o estabelecimento de processos microbiologicamente seguros para as partículas, sem sacrificar os fatores essenciais de qualidade. Um processo térmico apropriado pode ser determinado se dispõe-se de dados precisos de tempo/temperatura medidos no ponto de aquecimento mais lento no interior da maior e mais rápida partícula que escoar no sistema. Para alimentos líquidos, o estabelecimento de processos térmicos mediante o processamento asséptico é simples, devido a que as temperaturas do líquido podem ser medidas no ponto de interesse e a temperatura pode ser facilmente uniformizada. Porém, a medida da penetração de calor para partículas de alimento num sistema de processamento asséptico real é difícil de realizar sem restringir o livre movimento das partículas.

Dos trabalhos mencionados anteriormente pode se deduzir que os pesquisadores coincidem em apontar a distribuição de tempos de residência DTR e o coeficiente de transferência de calor h entre líquido e partículas como fatores críticos para estabelecer processos de esterilização contínua de alimentos líquidos que contém partículas, razão pela qual estes dois parâmetros serão considerados a seguir com maior profundidade.

2.2. Distribuição de Tempos de Residência (DTR).

Segundo DUTTA e SASTRY (1990), no projeto de processos térmicos contínuos para misturas líquido - partícula, a velocidade da partícula mais rápida merece consideração especial, devido a que ela possui o menor tempo de residência. Portanto, o tubo de retenção deve ser dimensionado de tal forma que se assegure que essa partícula receba o tratamento térmico adequado.

Para estudar as distribuições de velocidade os autores utilizaram em seus experimentos um tubo de retenção transparente através do qual bombearam líquidos de diferentes densidades com partículas esféricas de poliestireno de 0,95 cm de diâmetro e 1044,5 kg. m⁻³ de densidade. As velocidades e o comportamento de partículas individuais, registradas em vídeo, foram utilizados para determinar as distribuições de velocidade das partículas.

De acordo com os resultados obtidos, as distribuições de velocidade de partículas no tubo de retenção foram representadas por distribuições logarítmicas normais, sendo a viscosidade o fator que mais afetou estas distribuições. Para fluidos Newtonianos as velocidades das partículas mais rápidas foram menores que as velocidades teóricas correspondentes à linha central do fluxo, mas foram superiores aos valores teóricos para os fluidos usados.

RAMASWAMY et al. (1995 a) concordam com outros pesquisadores ao considerar que os fatores mais críticos na modelagem matemática têm sido identificados como sendo forma e tamanho da partícula; o coeficiente de

transferência de calor entre o fluido e a partícula e, a distribuição do tempo de residência nos trocadores de calor e no tubo de retenção quando determinados com alimentos reais escoando num sistema comercial.

Num sistema de escoamento contínuo nem todas as partículas do produto permanecem o mesmo tempo no equipamento de processo. As partículas, ou parte delas, próximo à parede do tubo (camada limite), ou em espaços mortos, movem-se ou fluem muito mais lentamente que aquelas que viajam no centro do fluido, o que significa que elas têm uma distribuição de tempo de residência (DTR), com porções do fluxo total gastando mais ou menos tempo no sistema com relação ao tempo médio de residência. Assim a DTR pode se definir como o espaço de tempo que diferentes elementos gastam dentro do sistema. Dentro do ponto de vista de saúde pública é crítico o tempo de residência da partícula que se desloca mais rapidamente nas seções de aquecimento e retenção do sistema, porque é a que determina se o produto é ou não microbiologicamente seguro.

Por outro lado, segundo os mesmos autores, as propriedades reológicas dos fluidos têm uma forte influência nos perfis de escoamento do fluido e na DTR das partículas no tubo, fatores estes muito importantes para o dimensionamento do tubo de retenção, de tal modo que o comprimento mínimo do tubo deve ser tal que garanta a esterilidade comercial do alimento. De acordo com LUND (1993) Apud RAMASWAMY et al. (1995 a), o comprimento do tubo deve se basear no tempo de residência mínimo o qual por sua vez depende da velocidade máxima, de acordo com a seguinte relação:

$$L = u_{\max} \cdot TR_{\min} \quad (2.1)$$

As velocidades máxima e média do fluido no tubo, estão interrelacionadas e dependem do índice de escoamento e do regime de escoamento (laminar, de transição ou turbulento), segundo a seguinte equação:

$$u_{\max} = \left[\frac{3n+1}{n+1} \right] u_{\text{med}} \quad (2.2)$$

Para fluidos Newtonianos $n = 1$ e sob regime laminar, $Re < 2100$, a equação anterior fica:

$$u_{\max} = 2.u_{\text{med}} \quad (2.3)$$

Para fluidos Pseudo - plásticos $n < 1$, portanto, $u_{\max} < 2.u_{\text{med}}$.

Para fluidos dilatantes $n > 1$ e então, $u_{\max} > 2.u_{\text{med}}$.

Onde:

L	=	comprimento do tubo, m.
$u_{\max}$	=	velocidade máxima, m. s ⁻¹
u_{med}	=	velocidade média, m. s ⁻¹
$TR_{\min}$	=	tempo de residência mínimo, s
n	=	índice de escoamento

Nos escoamentos confinados, para especificar o regime de escoamento precisa-se calcular o número de Reynolds, o qual indica a relação entre a força de inércia e as forças internas de atrito (viscosidade). Embora não exista um valor específico para a mudança de regime de laminar a turbulento, habitualmente é usado um valor de Reynolds entre 2000 e 3000 para indicar a zona de transição entre os dois regimes de escoamento.

A maioria dos alimentos fluidos contém vários constituintes, como partículas sólidas ou semi – sólidas, aglomerados etc., dispersos em um líquido formando uma fase contínua. Segundo Bain e Bonnington (1970), Govier e Aziz (1972) e Jacobs (1991) Apud GRABOWSKI e RAMASWAMY (1995), o escoamento em duas fases pode classificar – se com base no tamanho das partículas, assim:

- Partículas ultra finas ($d < 40 \mu\text{m}$), as quais são quase sempre conduzidas em estado homogêneo totalmente suspensas, sem efeito significativo da gravitação.

- Partículas finas ($40 < d < 150 \mu\text{m}$). Estas são conduzidas no geral em um estado totalmente suspenso com distribuição de concentração de sólidos uniforme através do tubo (estado semi – homogêneo), mas algumas vezes com gradientes de concentração de sólidos devido às forças de gravitação.
- Partículas de tamanho médio ($0,15 < d < 1,5 \text{ mm}$). Estas podem formar uma mistura heterogênea, o que ocasiona gradientes de concentração de sólidos com relação à profundidade do tubo, enquanto pode-se apresentar deslizamento no fundo do tubo, em sentido longitudinal. Neste caso pode-se esperar um tipo de escoamento totalmente suspenso para as partículas, apenas quando a densidade destas é semelhante à densidade do fluido.
- Partículas grossas ($d > 1,5 \text{ mm}$). Raramente ficam totalmente suspensas (a menos que sejam muito leves ou que a velocidade de fluxo seja muito alta), levando freqüentemente à estratificação de partículas.

De acordo com GRABOWSKI e RAMASWAMY (1995), o tamanho das partículas contidas em um alimento podem ser de diferente tipo, tamanho e forma. Quando partículas dos três primeiros grupos da classificação anterior estão presentes, deslocam-se dentro do líquido em uma fase simples e o mecanismo de transferência de calor prevalente é a condução do líquido para as partículas. O movimento de partículas sólidas maiores correspondentes ao último grupo tem sido considerado crítico no projeto de tratamento asséptico pois neste caso, o mecanismo de transferência de calor é a convecção do líquido à partícula.

GRABOWSKI e RAMASWAMY (1995) estudaram os efeitos de diferentes parâmetros sobre a velocidade média e máxima de partículas sólidas de um alimento num tubo de retenção e encontraram que a velocidade relativa é uma função da viscosidade, da temperatura e da vazão do fluido e do tamanho, forma e densidade da partícula. Os resultados mostram que o valor máximo da razão de velocidades entre partícula e fluido variou entre 0,4 e 1,9. Encontraram também que a predição da velocidade relativa das partículas é difícil (desvio padrão alto) quando a diferença de

densidades entre a partícula e o líquido que a conduz é pequena. Finalmente, os autores não observaram mudanças no comportamento do fluxo para condições não pressurizadas (temperatura menor de 100°C) e pressurizadas (temperatura maior de 100°C).

McCARTHY et al. (1997) utilizaram técnicas de imagens de ressonância magnética (MRI) para medir experimentalmente os perfis de velocidade e as propriedades reológicas aparentes de misturas líquido – partícula em função da vazão, concentração e tamanho das partículas. Segundo eles, os perfis experimentais de velocidade para esferas de alginato de sódio fluindo em soluções aquosas de carboximetil celulose puderam ser descritos por um modelo de lei de potência, e a distribuição dos tempos de residência variou em função do índice de escoamento n que caracteriza o comportamento reológico de escoamento em tubos. Para as condições estudadas, a velocidade média do fluido variou entre 2 e 35 cm . s⁻¹.

CHANDARANA e UNVERFERTH (1996) determinaram os tempos de residência de alimentos heterogêneos num sistema comercial de processamento asséptico, considerando o efeito da interação entre as partículas de um produto constituído por uma solução de 6% de amido e 15% de cubos de batatas ou alimento infantil a base de frango recoberto com alginato. Os resultados indicaram que os tempos de residência ajustam-se a distribuições de probabilidade Gamma e Log-normal, as quais permitem predizer o tempo de residência da partícula que se desloca mais rapidamente no tubo de retenção.

RAMASWAMY et al. (1995 b) pesquisaram os diferentes fatores que afetam a Distribuição do Tempo de Residência (DTR) de cubos de carne e cenoura num trocador de calor vertical de superfície de varredura, utilizando como fluido uma solução de amido a diferentes concentrações. Os resultados mostraram que os tempos de residência das partículas de carne diminuíram com o aumento da concentração de amido no fluido e com a vazão, enquanto que incrementaram-se com o tamanho da partícula. Tendências similares foram observadas com os cubos de cenoura, relativo à vazão e ao tamanho das partículas, mas não com relação à concentração de amido

no fluido, que resultou num incremento do tempo de residência, fato este justificado, segundo os autores, pela diferença de densidades dos produtos.

SASTRY (1986) desenvolveu uma metodologia teórica para avaliar processos térmicos para alimentos de acidez baixa contendo partículas de diferentes formas. Para determinar a distribuição de temperatura dentro dos alimentos particulados sujeitos a condições de contorno variáveis no tempo utilizou análise de elementos finitos. As simulações foram feitas para estudar os efeitos do tamanho de partícula, das distribuições de tempo de residência no trocador de calor e no tubo de retenção e dos coeficientes de transferência de calor líquido – partícula. Sua abordagem para modelar a transferência de calor incluiu tanto a determinação dos perfis de temperatura no trocador de calor e no tubo de retenção quanto a temperatura e letalidade do ponto mais frio de uma partícula individual representativa. Os cálculos dos perfis de temperatura no trocador de calor foram feitos a partir de balanços de energia considerando a energia proveniente do vapor e a energia transferida às partículas presentes no fluido. Nos balanços de energia no tubo de retenção, foram consideradas as perdas de energia através das paredes do tubo, além da energia cedida às partículas. Os resultados indicaram que cada um destes fatores tem efeitos importantes no processo térmico requerido para atingir esterilidade comercial. No caso de partículas grandes, as simulações mostraram que deve dar-se pouco crédito à letalidade na seção de aquecimento, enquanto que partículas pequenas sofreram superaquecimento.

Com base nos resultados o autor afirma que o tamanho das partículas e as distribuições do tempo de residência dentro do trocador de calor e do tubo de retenção determinam os requerimentos mínimos de comprimento do tubo de retenção para atingir esterilidade comercial.

Além dos tubos retos convencionais, tubos helicoidais têm sido usados em algumas indústrias para a esterilização de alimentos devido a algumas vantagens como simplicidade de projeto do sistema, maiores taxas de transferência de calor (comparados com os tubos convencionais), e maior qualidade dos produtos

processados, especialmente se contêm partículas. Alguns trabalhos da literatura informam que neste tipo de tubos não se apresentam danos, ainda quando são processados alimentos tão frágeis como framboesas inteiras, morangos e bananas fatiados, etc. Carlson (1991 a, b), apud LIU e ZURITZ (1995). No entanto, existem questões que ainda não têm sido respondidas como as características de escoamento e as vantagens com relação aos tubos convencionais.

LIU e ZURITZ (1995) estudaram o escoamento de líquido contendo partículas através de um tubo de retenção helicoidal, incluindo a DTR das partículas e as diferenças com os tubos de retenção convencionais. Os autores simularam numericamente o comportamento de partículas sólidas esféricas no escoamento num tubo helicoidal mediante a solução iterativa das equações de Navier - Stokes e as equações dinâmicas da partícula em 3 dimensões. Para predizer as velocidades individuais e as trajetórias das partículas, utilizaram o método de Lagrange. Os resultados indicam que a distribuição de tempos de residência das partículas em tubos helicoidais foi mais estreita que em tubos de retenção convencionais. Além disso, a velocidade média das partículas esteve mais perto da velocidade média do fluido nos tubos helicoidais do que nos convencionais.

2.3. Propriedades térmicas.

O calor específico, a condutividade e a difusividade térmicas de alimentos, definidas a seguir, são propriedades térmicas indispensáveis para o cálculo de transferência de calor. Note-se que o conteúdo de água, embora não seja uma propriedade, influencia significativamente todas as propriedades térmicas anteriores (ASHRAE, 1985). Por exemplo, de acordo com SING e HELDMAN (1993), a maioria dos alimentos com alto teor de umidade, possui uma condutividade térmica muito próxima à da água.

Define-se o calor específico C_p como a quantidade de calor absorvida ou cedida por unidade de massa de um produto, necessária para fazer mudar sua temperatura de um grau.

Na transferência de calor por condução o movimento do calor está associado com o movimento destas partículas (moléculas, átomos e elétrons) de uma substância sem um deslocamento apreciável ou fluxo de essas partículas. Este modo de transferência de calor depende do coeficiente de condutividade térmica k (ASHRAE, 1985).

Uma propriedade térmica muito importante na transferência de calor em estado transiente é a difusividade térmica, definida como $\alpha = k/(\rho C_p)$, onde o denominador, ρC_p , indica a habilidade do material para absorver calor, enquanto o numerador, k , indica a habilidade de conduzir calor.

Uma interpretação interessante da difusividade térmica foi feita por Schneider (1955), Apud ASHRAE (1985), em termos do tempo de aquecimento. Segundo ele, o inverso da difusividade térmica α^{-1} , expressada em s. mm⁻², é uma medida do tempo requerido para aquecer um material até um nível específico de temperatura e, evidentemente, este tempo é diretamente proporcional ao quadrado da longitude do caminho de condução.

Introduzindo-se a lei de Fourier na equação do balanço de energia tem-se:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \nabla^2 T \quad (2.4)$$

Onde:

- $\nabla^2 T$ = Laplaciano da Temperatura que deve ser expresso em coordenadas adequadas à forma geométrica do material em estudo.
- t = tempo, segundos.
- α = difusividade térmica, mm².s⁻¹.

A equação (2.4) tem sido resolvida para geometrias retangular, cilíndrica circular e esférica, por diferentes pesquisadores, impondo diversas condições iniciais

e de contorno. Encontram-se também na literatura soluções gráficas em ASHRAE (1964), Dickerson (1972), Apud ASHRAE, (1985).

Diversos autores: Siebel (1982) e Riedel (1976), APUD ASHRAE, (1985); SINGH e HELDMAN (1993); SWEAT (1975, 1985); MURR (1992), apresentaram equações para o cálculo das propriedades térmicas em função da umidade e/ou outros componentes do alimento. A seguir apresentam-se algumas destas equações para frutas e vegetais, assunto do presente trabalho.

2.3.1. Calor específico

$$C_p = 0,837 + 3,349 W \quad (\text{SIEBEL, 1982}) \quad (2.5)$$

$$C_p = 1,672 + 2,508 W \quad (\text{RIEDEL, 1976}) \quad (2.6)$$

$$C_p = 1,424 X_c + 1,549 X_p + 1,675 X_f + 0,837 X_a + 4,187 X_w \quad (2.7)$$

(SINGH e HELDMAN, 1993).

Onde:

- C_p = calor específico em $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$.
 W = conteúdo de água do alimento, decimal.
 X = fração mássica.

Índices:

- c = carboidratos.
 p = proteína.
 f = gordura.
 a = cinzas.
 W = água.

2.3.2. Condutividade térmica

k = condutividade térmica em $\text{W.m}^{-1} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$

$$k = 0,148 + 0,493 W \text{ (SWEAT, 1974)} \quad (2.8)$$

$$k = \exp (-1,77 + 1,13 W) \text{ (MURR, 1992)} \quad (2.9)$$

2.3.3. Difusividade térmica

$$\alpha = 0,088 + (\alpha_w - 0,088)W, \text{ (RIEDEL, 1969)} \quad (2.10)$$

Onde:

α = difusividade térmica, $\text{mm}^2.\text{s}^{-1}$

α_w = difusividade térmica da água à temperatura desejada, $\text{mm}^2.\text{s}^{-1}$

2.4. Determinação do Coeficiente de Transferência de calor, h .

De acordo com ZURITZ et al. (1987), uma das propriedades mais críticas requeridas para a análise de condução de calor no aquecimento ou no esfriamento de sólidos dentro de um fluido é o coeficiente de transferência de calor por convecção. Um de tais casos é a análise da transferência de calor durante a esterilização comercial de alimentos líquidos que contêm partículas. Este processo pode ocorrer em uma operação em batelada onde o produto (líquido mais sólidos) é tratado termicamente em um recipiente fechado, ou de um modo contínuo, no qual o produto e a embalagem são esterilizados separadamente. No primeiro caso, a transferência de calor entre fluido e partícula pode resultar da condução pura (alta concentração de sólidos e/ou alta viscosidade do fluido), convecção natural (viscosidade do fluido média a baixa, sem agitação), ou convecção forçada como no caso de retortas agitadas. No segundo caso, processamento contínuo, o principal mecanismo de transferência é a convecção forçada.

ASTRÖM e BARK (1994) afirmam que no processamento asséptico de alimentos heterogêneos é importante conhecer o coeficiente de transferência de calor para assegurar que todas as partes do alimento estejam expostas à temperatura

O coeficiente de transferência de calor depende, primordialmente, segundo ASTRÖM e BARK (1994), da camada limite térmica do fluido em contato com a partícula, o que significa que o escoamento junto à partícula terá uma grande influência sobre o coeficiente. Em convecção livre ou natural, o movimento do fluido resulta da diferença de densidades originadas em diferenças de temperatura dentro do fluido. Em convecção forçada o movimento do fluido é produzido por meios externos como um ventilador ou uma bomba.

A temperatura no interior de uma partícula durante a adição ou remoção de calor está dada pela solução da equação de condução (HOLMAN, 1976):

Coordenadas cartesianas:

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} = k \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] \quad (2.11)$$

Coordenadas cilíndricas:

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} = k \left[\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \phi^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] \quad (2.12)$$

Coordenadas Esféricas:

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{k}{r^2} \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(r^2 \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{\sin \phi} \frac{\partial}{\partial \phi} \left(\sin \phi \frac{\partial T}{\partial \phi} \right) + \frac{1}{\sin^2 \phi} \frac{\partial^2 T}{\partial \psi^2} \right] \quad (2.13)$$

Com a condição inicial:

$$\text{Coordenadas cartesianas:} \quad T(x, y, z, 0) = T_i \quad (2.14)$$

$$\text{Coordenadas cilíndricas:} \quad T(r, \phi, z, 0) = T_i \quad (2.15)$$

$$\text{Coordenadas esféricas:} \quad T(r, \phi, \psi, 0) = T_i \quad (2.16)$$

e com a condição de contorno:

$$k \nabla T \cdot \vec{n}|_s = h(T_s - T_\infty(t)) \quad (2.17)$$

Onde:

- T_s = temperatura da superfície da partícula.
 T_∞ = temperatura ambiente.
 k = condutividade térmica.
 t = tempo.
 $\vec{n}$ = vetor unitário normal à superfície da partícula.
 h = coeficiente de transferência de calor por convecção.

Para os casos mais simples, onde a resistência interna é desprezível e a temperatura ambiente T_∞ é constante, o coeficiente de transferência de calor pode ser determinado da lei de esfriamento de Newton, válida para valores baixos de Bi (BIRD et al., 1986):

$$\ln\left(\frac{T - T_\infty}{T_i - T_\infty}\right) = t\left(\frac{hA}{\rho VC_p}\right) \quad (2.18)$$

Na prática geralmente são usados números adimensionais, podendo-se usar Nu para expressar h :

$$Nu = \frac{hl}{k_f} \quad (2.19)$$

Onde l é a dimensão característica da partícula e k_f é a condutividade térmica do fluido. Costuma-se expressar Nusselt em função de outros números adimensionais:

$$Nu = Nu(Re, Pr, Gr, \dots) \quad (2.20)$$

Onde:

Re , Pr e Gr são os números de Reynolds, Prandtl e Grashof, respectivamente.

- A = área
 C_p = calor específico

$$k \nabla T \cdot \vec{n}|_s = h(T_s - T_\infty(t)) \quad (2.17)$$

Onde:

- T_s = temperatura da superfície da partícula.
 T_∞ = temperatura ambiente.
 k = condutividade térmica.
 t = tempo.
 $\vec{n}$ = vetor unitário normal à superfície da partícula.
 h = coeficiente de transferência de calor por convecção.

Para os casos mais simples, onde a resistência interna é desprezível e a temperatura ambiente T_∞ é constante, o coeficiente de transferência de calor pode ser determinado da lei de esfriamento de Newton, válida para valores baixos de Bi (BIRD et al., 1986):

$$\ln\left(\frac{T - T_\infty}{T_i - T_\infty}\right) = t\left(\frac{hA}{\rho V C_p}\right) \quad (2.18)$$

Na prática geralmente são usados números adimensionais, podendo-se usar Nu para expressar h :

$$Nu = \frac{hl}{k_f} \quad (2.19)$$

Onde l é a dimensão característica da partícula e k_f é a condutividade térmica do fluido. Costuma-se expressar Nusselt em função de outros números adimensionais:

$$Nu = Nu(Re, Pr, Gr \dots) \quad (2.20)$$

Onde:

Re , Pr e Gr são os números de Reynolds, Prandtl e Grashof, respectivamente.

- A = área
 C_p = calor específico

V = volume

Segundo WELTY et al. (1987), o valor inferior limite do número de Nusselt para uma esfera em repouso relativo ao fluido é $Nu = 2$, o qual é usado com frequência para estimar o coeficiente de transferência de calor para estabelecer um processo microbiologicamente seguro, embora conservador.

De acordo com a teoria de similitude, um número de Nusselt, determinado em um processo modelo, pode ser usado para prever o coeficiente de transferência de calor em escala real unicamente se os dois processos são similares, ou seja, estão especificados por uma série de coeficientes não dimensionais similares. Em particular, é importante que os escoamentos sejam cinematicamente iguais num gráfico adimensional. O maior problema é que sabe-se muito pouco sobre o movimento da partícula com relação ao líquido no tubo de retenção para um processamento asséptico típico.

A principal dificuldade na medição de h apresenta-se no monitoramento das temperaturas da partícula durante o fluxo contínuo mediante métodos não invasores. Diversas tentativas têm sido feitas para medir os coeficientes convectivos tanto em convecção forçada (CHAU E SNYDER, 1988; CHANDARANA et al. 1989; CHANG e TOLEDO, 1989; ZURITZ et al. 1990), como também em convecção natural entre partículas estacionárias e fluidos (CHAU e SNYDER, 1988; ALHAMDAN et al. 1990; ALHAMDAN e SASTRY, 1990). Embora alguns resultados destes estudos mostrem concordância, não é possível efetuar uma comparação conclusiva entre eles devido às diferentes condições experimentais utilizadas.

A seguir apresentam-se algumas das técnicas encontradas na literatura referentes à estimação do coeficiente de transferência de calor, h .

HEPPELL (1985) utilizou esporos de *B. Steoarothermophilus* imobilizados em camadas de alginato de 3,1 mm de diâmetro para medir indiretamente os

coeficientes convectivos entre líquido e partículas em sistemas com escoamento contínuo. Depois de submeter o produto a um processo de esterilização contínua, mediu a concentração de esporos sobreviventes e calculou o coeficiente de transferência de calor ajustando estes resultados a um modelo matemático. Para um número de Reynolds de 50000, o autor reportou um coeficiente de transferência de calor de $7300 \text{ W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$ correspondente a um número de Biot de 18,6; mas para um número de Reynolds de 5300 o valor do coeficiente foi de $1850 \text{ W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$, correspondente a um número de Biot de 4,3. O autor concluiu que a notável redução no coeficiente de transferência de calor com o decréscimo do número de Reynolds foi causado por uma diminuição na turbulência.

De acordo com SASTRY (1989) uma partícula em uma corrente de esterilização contínua está exposta às mudanças de temperatura do líquido de transporte. Segundo ele, a solução da equação (2.11), sujeita à condição de contorno (2.17), requer que T_{∞} (temperatura do meio) seja conhecido em função do tempo ou da posição dentro do sistema. A forma mais fácil de determina-la é medir diretamente a temperatura do líquido em varias posições no sistema e supor que o fluido é bem misturado. Uma outra forma é realizar balanços de energia entre fluido e partículas, calculando a temperatura do meio, com a hipótese de que o fluido é bem misturado.

Vários autores têm trabalhado na solução das equações (2.11), (2.12) e (2.13), sujeitas à condição de contorno (2.17), com o objetivo de descrever a distribuições de temperatura na partícula. Uma das primeiras tentativas foi feita por de RUYTER e BRUNET (1973) que obtiveram uma solução analítica, supondo, entre outras coisas, um perfil linear de temperatura, partículas de forma esférica e um coeficiente convectivo infinito.

MANSON e CULLEN (1974) propuseram uma solução por diferenças finitas das equações anteriores, para o qual tiveram em conta as distribuições de tempo de residência, trabalharam com partículas em forma de cilindros finitos e usaram um h infinito.

DAIL (1985) usou a fórmula de Ball e um h infinito para avaliar o tratamento térmico no tubo de retenção. O principal problema desta fórmula é que requer que a temperatura do meio de aquecimento seja constante, e portanto, o método não pode ser usado para prever temperatura das partículas na zona de aquecimento, mas dentro de algumas situações no tubo de retenção.

LARKIN (1989) utilizou o método anterior modificado para avaliar o processamento asséptico de alimentos com partículas. Segundo o autor, o método da fórmula de Ball subestima o tempo de retenção quando existe um aquecimento apreciável no tubo de retenção e para superar esse problema pode-se usar uma função hiperbólica modificada. A hipótese de que h é infinito é crítica, porque supõe que o centro da partícula atinge a temperatura do fluido mais rápido do que ocorre na realidade no trocador inicial (aquecedor) e no tubo de retenção.

SASTRY (1989) resolveu as equações mediante o algoritmo de Galerkin - Crank - Nicholson, envolvendo elementos finitos tridimensionais no espaço e diferenças finitas no tempo. Para isso, fez as seguintes suposições:

- As formas das partículas podem ser regulares ou irregulares (cogumelos).
- O coeficiente de transferência de calor h é finito para o pior dos casos ($Nu = 2$).
- As temperaturas do meio podem ser determinadas com balanços intermediários de energia nas diferentes seções do sistema.
- O meio fluido foi considerado bem misturado na direção radial do trocador e no tubo de retenção e em qualquer tempo em contato com uma população de partículas de tamanho uniforme se movimentando à mesma velocidade média.
- A dissipação viscosa na superfície varredora do trocador de calor é desprezível.

As simulações de SASTRY (1989) revelam a influência de vários parâmetros adimensionais no tamanho do tubo de retenção. Por exemplo, o tamanho da partícula tem uma influência dramática no comprimento adimensional do tubo de retenção. Segundo o autor, o tamanho do tubo de retenção deve se basear numa partícula

hipotética que se aqueça mais lentamente em virtude de seu maior tamanho (ou propriedades térmicas que levem ao menor aquecimento), que se movimente mais rápido no trocador e no tubo, e no menor coeficiente h . É incerto saber se essa partícula existe ou não, particularmente porque espera-se que as partículas que mais rápido se movimentam possuam uma velocidade apreciável com relação ao fluido e portanto, um maior h relativo.

BALASUBRAMANIAM e SASTRY (1996) utilizaram um sensor remoto de temperatura para estimar o coeficiente de transferência de calor de partículas movendo-se em escoamento contínuo dentro de um tubo. Para o cálculo do coeficiente, a partir dos dados de tempo/temperatura foi usado um algoritmo baseado no método de elementos finitos. Os valores do coeficiente de transferência de calor variaram entre 134 e 669 $\text{W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$, correspondentes a números de Nusselt entre 3,6 e 17,3 e números de Reynolds generalizados entre 19 e 196,8. Estes baixos valores do coeficiente, em relação a trabalhos anteriores dos mesmos autores, foram atribuídos aos baixos números de Reynolds empregados no estudo. Ainda com estes fatores conservadores, os números de Nusselt foram maiores que o valor de 2,0 esperado para uma partícula esférica rodeada por um fluido estagnado.

De acordo com CHANG e TOLEDO (1989), a maioria dos estudos realizados para modelar a esterilização contínua de produtos alimentícios com partículas discretas, com exceção do desenvolvido por SASTRY (1986), têm sido feitos utilizando um coeficiente de transferência de calor infinito na interface líquido - partícula. A existência de um coeficiente de transferência de calor finito na interface líquido - partícula durante a esterilização de alimentos em bolsas foi demonstrada por PETERSON e ADAMS (1983). CRISTIANINI (1998) também obteve coeficientes de transferência de calor finitos na esterilização de atum em bolsas flexíveis. Segundo CHANG e TOLEDO (1989), os mecanismos de transferência de calor durante o processo de esterilização de alimentos em bolsas e em esterilização contínua de partículas são semelhantes. Neste último caso, poderia esperar-se uma influência maior do h , pois o fluido que aquece as partículas pode ter uma

viscosidade maior que a água, resultando portanto valores de h menores. A utilização de um h maior do que o real, prediria erroneamente o alcance da esterilidade.

Segundo os mesmos autores, a determinação do coeficiente de transferência de calor h entre líquido e partículas não é uma tarefa fácil, devido à dificuldade existente para monitorar a temperatura no ponto mais frio das partículas em movimento. Para determinar o h trabalharam com a solução analítica das equações diferenciais parciais de transferência de calor e utilizaram um sistema modelo com um fluido escoando e uma partícula estacionária, estabelecendo assim a influência da velocidade relativa sobre h . Para avaliar a letalidade por calor durante a esterilização aplicaram o método de diferenças finitas em partículas em forma de cubo de 1 e 2 cm. Para uma velocidade relativa de $0,86 \text{ m.s}^{-1}$ obtiveram um coeficiente de $303 \text{ W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$ e tempos de retenção de 1,78 e 5,2 minutos para uma inativação de 6D de *Clostridium sporogenes* ($F_0 = 7,2 \text{ min}$) em cubos de 1 e 2 cm a 132°C .

Uma conclusão importante do estudo anterior refere-se ao efeito da sobrepredição do coeficiente de transferência de calor. A utilização de um h de $2500 \text{ W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$ em lugar de $303 \text{ W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$ teve como resultado um tratamento incompleto, com tempos de processamento até 69% menores que os originalmente obtidos, o que traz como consequência a presença de micróbios no alimento, daí a importância da escolha do coeficiente de transferência de calor correto.

SASTRY et al. (1990) mediram o coeficiente de transferência de calor, h , entre líquido e partícula durante o escoamento contínuo em tubos, utilizando um termopar deslocando-se à mesma velocidade da partícula. Como fluido condutor usaram água e como partículas transdutoras esferas metálicas ocas, com densidade aproximadamente igual à de uma partícula real de alimento. Os resultados mostraram que o coeficiente de transferência de calor aumenta significativamente com o aumento da vazão do líquido e da razão entre o diâmetro da partícula e o diâmetro do tubo, d_p/D_t . Os coeficientes variaram entre 688 e $3005 \text{ W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$, quando a vazão variou de $1,33 \times 10^{-4}$ a $7,98 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{min}$ e a relação d_p/D_t variou entre 0,2618 e 0,6273. Os resultados sugerem que a velocidade relativa entre líquido e partícula é

influenciada significativamente pela parede do tubo e que este efeito aumenta na medida que a relação d_p/D_t aumenta. Os autores obtiveram as seguintes relações adimensionais:

$$Nu = 26,81 + 0,00455 Re_p (d_p / D_t) \quad R^2 = 0,82 \quad (2.21)$$

$$Nu = 6,023 \times 10^6 Re_p^{1,79} (d_p / D_t)^{1,71} Fr_p^{-0,64} \quad R^2 = 0,86 \quad (2.22)$$

$$Nu = 0,0046 Re_p + 41,54 (d_p / D_t) - 35,65 Fr_p - 5,24 \quad R^2 = 0,89 \quad (2.23)$$

$$\begin{aligned} Nu = & 0,0125 Re_p^{1,79} + 85,67 (d_p / D_t) - 342,5 Fr_p - 0,0144 Re_p (d_p / D_t) \\ & + 0,0113 Re_p Fr_p + 500,3 Fr_p (d_p / D_t) - 0,0173 Re_p Fr_p (d_p / D_t) - 26,56 \\ & R^2 = 0,92 \end{aligned} \quad (2.24)$$

As equações anteriores são válidas para as seguintes condições:

$$3600 < Re_p < 27300$$

$$0,2618 < d_p/D_t < 0,7263$$

$$0,39 < Fr_p < 14,83$$

CHANG e TOLEDO (1990) utilizaram uma camada estacionária formada por cubos de cenoura para determinar a difusividade térmica das partículas e o coeficiente de transferência de calor h entre o fluido circulante e as partículas durante sua esterilização a altas temperaturas; também calcularam o efeito letal dessas altas temperaturas em termos da inativação de *B. Stearothermophilus* e a redução da atividade da enzima peroxidase. Para a análise dos dados utilizaram o método de diferenças finitas para a solução das equações de transferência de calor em partículas tridimensionais com convecção na superfície. Processos de ensaio e erro foram usados, substituindo valores supostos de h e α nas equações de diferenças finitas até ajustar os perfis de temperatura calculados com os medidos. Para uma difusividade

térmica α de $1,94 \times 10^{-7} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$, o h variou de 600 a $1533 \text{ W.m}^{-2} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ e de 359 a $735 \text{ W.m}^{-2} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$, para velocidades do fluido de 0 e $1,58 \text{ m.s}^{-1}$ respectivamente.

LARKIN (1989) utilizou o método da fórmula de Ball (BALL e OLSON 1957) modificada para avaliar mediante simulação, o processamento asséptico de alimentos contendo partículas. Baseou-se num trabalho anterior de DAIL (1985), que propôs que o método da fórmula de Ball, utilizado inicialmente para alimentos enlatados, poderia ser usado de maneira conservadora para estimar o tempo de esterilização de alimentos contendo partículas. DAIL (1985) indicou que o inverso do coeficiente angular, f_h , poderia ser calculado do gráfico semi logarítmico de temperatura - tempo para o ponto mais frio de uma partícula, usando o valor de sua difusividade térmica aparente obtida sob condições reais de processo.

Essa relação linear entre f_h e difusividade térmica requer que se apresente a condição de porção linear no gráfico como ocorre no aquecimento à temperatura constante de um alimento enlatado. Esta condição dificilmente apresenta-se devido a que a partícula continua aquecendo-se no tubo de retenção o que ocasiona uma eventual redução da temperatura do fluido. Esta diminuição de temperatura do fluido curva o gráfico no final. Esta “cauda” pode ocasionar erros no cálculo da letalidade acumulada, porque ocasiona sobrepredição se f_h é determinado no começo da curva e sob predição se é calculado no final. O autor simulou o processamento asséptico de um alimento contendo partículas utilizando o método de diferenças finitas, considerando condições de contorno dependentes do tempo e desenvolveu uma técnica simplificada para avaliar a letalidade acumulada no processo.

CHAU e SNYDER (1988) desenvolveram um modelo matemático e usaram o método de diferenças finitas para prever a distribuição de temperatura durante o aquecimento de camarões. O modelo teve em conta o encolhimento do produto durante o processamento e as mudanças das propriedades térmicas com a temperatura. Os testes foram realizados em banho termostático a 95°C , agitado com ar comprimido para uniformizar a temperatura da água. As mudanças de temperatura no centro do produto foram registradas a cada 10 segundos por meio de termopares

até que o camarão atingiu 90°C , quando foi transferido para um banho com uma mistura de gelo e água, com o propósito de medir sua variação de temperatura no esfriamento, até atingir 15 ou 20°C. Com esse procedimento o modelo pôde ser testado tanto em aquecimento quanto em esfriamento. Para determinar o coeficiente de transferência de calor por convecção, os autores fundiram uma peça de alumínio em forma de camarão e mediram sua variação de temperatura nos tanques de aquecimento e esfriamento paralelamente aos testes com o produto natural. A alta condutividade térmica permitiu-lhes usar o método de sistema concentrado para calcular h a partir da relação tempo temperatura. Devido ao fato que tanto o camarão de alumínio quanto o real tinham a mesma forma e tamanho e foram submetidos às mesmas condições, os autores puderam assumir o mesmo valor de h para ambos os casos.

Os valores médios de h foram 1073 e 5472 W.m⁻² °C⁻¹ para a etapa de aquecimento sem e com agitação e 310 W.m⁻² °C⁻¹ para a etapa de esfriamento sem agitação. Ao comparar os resultados obtidos a partir do modelo com os experimentais, os pesquisadores encontraram que para a fase de aquecimento as curvas estiveram bem próximas, mas acharam diferenças apreciáveis na fase de esfriamento, provavelmente devido ao encolhimento sofrido pelo produto no final do aquecimento. Para melhorar o ajuste na fase de esfriamento utilizaram a equação proposta por MORGAN (1975) que permite calcular h para cilindros sob condições de convecção livre para números de Rayleigh entre 10⁴ e 10⁷ de acordo com a seguinte relação adimensional:

$$Nu = \frac{hD}{k} = 0,480Ra^{0,25} \quad (2.25)$$

Onde:

Ra = número de Rayleigh = Gr . Pr

$$Ra = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)D^3}{\nu\alpha} \quad (2.26)$$

g = aceleração da gravidade, m.s⁻².

β = coeficiente de expansão volumétrica, °C⁻¹

D	=	diâmetro, m.
ν	=	viscosidade cinemática, $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$.
T_s	=	temperatura na superfície, $^{\circ}\text{C}$.
T_{∞}	=	temperatura do ambiente, $^{\circ}\text{C}$.
α	=	difusividade térmica, $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$.

ZURITZ et al. (1990), mediram o coeficiente de transferência de calor entre líquido e partícula e desenvolveram correlações adimensionais para partículas de geometria irregular submersas em um fluido não newtoniano escoando em um tubo, levando em conta o efeito do tamanho da partícula, vazão e viscosidade aparente do fluido. Para isso, usaram uma partícula transdutora metálica com forma de cogumelo de diferentes tamanhos, imobilizada dentro do tubo.

Os resultados de h para uma série dada de condições de escoamento (por exemplo viscosidade aparente entre 11,84 e 13,35 Pa-s e vazões entre 0,089 e 0,092 $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$) indicaram que o coeficiente convectivo aumenta com o aumento do tamanho da partícula (de 548 a 1175 $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^{\circ}\text{C}^{-1}$). A mesma tendência pôde ser observada com a diminuição da viscosidade aparente e o aumento da vazão para qualquer tamanho de partícula. Estes resultados podem ser explicados, segundo os pesquisadores, pelo fato de que, à medida que o tamanho da partícula aumenta, o diâmetro da seção do tubo disponível para o fluxo decresce, aumentando assim a velocidade do fluido ao redor de partícula. Isto implica uma redução na espessura da camada limite, e em consequência, um maior coeficiente de transferência de calor pelo aumento da convecção local. Os autores obtiveram a seguinte correlação adimensional:

$$N_u = 2 + 28,37 Re_g^{0,233} Pr_g^{0,143} \left(\frac{D_m}{D_t} \right)^{1,787} \quad (2.27)$$

Onde:

Re_g	=	número generalizado de Reynolds, adimensional.
Pr_g	=	número generalizado de Prandtl, adimensional.
D_m	=	diâmetro da projeção da cabeça do cogumelo, m.

D_t = diâmetro do tubo, m.

Para simular o processamento de um alimento heterogêneo CHANDARANA, et al. (1989), projetaram um equipamento e desenvolveram um modelo para determinar o coeficiente de transferência de calor para o pior dos casos possíveis (velocidade relativa zero), tanto para água quanto para um fluido não Newtoniano. Como partículas utilizaram cubos de silicone de 25,4 mm (propriedades térmicas similares às da carne) imobilizados numa câmara de testes.. Para obter as densidades do fluido desejadas misturaram água com amido Thermoflo a diferentes concentrações. Sob essas condições, os valores do coeficiente de transferência de calor variaram entre 8,1 e 35,9 $\text{W.m}^{-2} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ para as soluções de amido e 51,1 $\text{W.m}^{-2} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ para água. Estes valores, segundo os autores, são muito menores que os reportados por Heppell (1985), Sneyder (1986) e Zuritz et al (1987), mas maiores aos reportados por Chang e Toledo (1987). Anotaram também que no caso de condições estáticas do fluido, h pode alcançar um valor mínimo, o qual indica que o aquecimento é controlado pela convecção natural.

CHANDARANA e GAVIN (1989) justificam a busca de processos alternativos para estabelecer a esterilidade do alimento, tendo em mente tanto estabilidade quanto qualidade do produto. Segundo eles, para alimentos líquidos processados assepticamente, tradicionalmente é usada somente a letalidade acumulada no tubo de retenção para estabelecer o processo térmico. Poderia ser lógico seguir o mesmo esquema para estabelecer a esterilidade comercial de um alimento heterogêneo num sistema asséptico, garantindo assim a segurança do produto processado. Porém, tal procedimento pode resultar em uma destruição de nutrientes muito maior que a aceitável pelos consumidores. No seu trabalho apresenta-se uma comparação teórica de três métodos de desenvolvimento de processamento asséptico para alimentos heterogêneos, que levam em conta as contribuições térmicas e letais dos diferentes componentes de um sistema de processamento asséptico: trocadores de calor (aquecimento e resfriamento) e tubo de retenção.

Os autores desenvolveram um modelo matemático para prever transferência de calor em alimentos com partículas, mediante a solução das equações diferenciais parciais de transferência de calor e de balanços de energia para cubos de carne, usando o método explícito de diferenças finitas. Os coeficiente de transferência de calor nos trocadores de calor e no tubo de retenção para o modelo foram calculados a partir das equações empíricas (2.28), (2.29), (2.30), (2.31) e (2.32) obtidas na literatura, enquanto que para o cálculo líquido-partícula foi escolhido um coeficiente de $284 \text{ W.m}^{-2} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$, baseados num estudo anterior. Para validar o modelo compararam os resultados obtidos pelo método explícito de diferenças finitas com as soluções analíticas de HEISLER (1947).

Coeficiente de transferência de calor fluido - parede trocador:

$$N_u = a R_e R_{er}^{0.62} P_r^b \left(\frac{D_s}{D_t} \right)^{0.55} N_B^{0.53} \quad (2.28)$$

Onde:

D_s	=	diâmetro do eixo do trocador de calor
D_t	=	diâmetro interno do tubo do trocador de calor.
R_e	=	número de Reynolds
R_{er}	=	número de Reynolds rotacional.
N_B	=	número de facas raspadoras.
a	=	0.39; $b = 0.7$ para fluidos pouco viscosos.
a	=	0.014; $b = 0.96$ para fluidos viscosos.

As equações empíricas para o cálculo dos coeficientes são:

- Coeficiente de transferência de calor parede tubo retenção - fluido:

$$h_f = 4,364 \frac{k_f}{D_t} \quad (2.29)$$

Onde:

h_f	=	coeficiente de transferência de calor , $\text{W.m}^{-2} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$.
-------	---	---

- k_f = condutividade térmica do fluido, $\text{W.m}^{-1}.\text{°C}^{-1}$.
 D_t = diâmetro do tubo de retenção, m.

- Coeficiente de transferência de calor tubo de retenção – ambiente:

$$h_e = 1,32[(T_p - T_\infty) / D_t]^{0,25} \quad \text{Para } GrPr \leq 10^9 \quad (2.30)$$

$$h_e = 1,24(T_p - T_\infty)^{1/3} \quad \text{Para } GrPr > 10^9 \quad (2.31)$$

Onde:

h_e = coeficiente de transferência de calor parede do tubo - ambiente, $\text{W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$.

Gr = número de Grashof.

T_p = Temperatura da parede, °C .

Pr = número de Prandtl.

T_∞ = Temperatura ambiente, °C .

- Coeficiente de transferência de calor parede do trocador - água de resfriamento:

$$Nu = 0,020R_e^{0,8}P_r^{0,33}\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^{0,53} \quad (2.32)$$

Onde:

D_1 e D_2 = diâmetros interno e externo do trocador de calor, respectivamente.

Os autores verificaram que existe considerável sobreprocessamento ao projetar o tratamento excluindo as contribuições do trocador de calor, supondo que é somente no tubo de retenção onde se efetua o processo, e que portanto para o estabelecimento do tratamento deve-se levar em conta o aquecimento sofrido pela partícula no trocador, mas sem acumular letalidade.

CHANDARANA et al. (1990), utilizaram o mesmo procedimento descrito em CHANDARANA et al. (1989), para determinar o coeficiente de transferência de calor na interface líquido - partícula no aquecimento em fluidos newtonianos e não newtonianos de uma partícula cúbica de silicone com propriedades térmicas semelhantes às de um alimento. Os valores do coeficiente de calor entre líquido e

partícula variaram entre 55,63 e 89,5 $\text{W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$ para as aquecidas em fluidos não newtonianos, e entre 65,67 e 107,11 $\text{W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$ para as aquecidas em fluidos newtonianos. Além disso, obtiveram relações adimensionais para os dois tipos de fluidos assim:

Para fluidos não - Newtonianos:

$$Nu = 2,0 + 2,82 \times 10^{-2} R_e^{1,6} P_r^{1,89} \quad R^2 = 0,79 \quad (2.33)$$

Equação válida para os seguintes valores de Re e Pr :

$$1,23 \leq R_e \leq 27,38$$

$$9,47 \leq P_r \leq 376,18$$

Para água:
$$Nu = 2,0 + 3,33 \times 10^{-2} R_e^{1,08} \quad R^2 = 0,89 \quad (2.34)$$

Equação válida para:
$$287,29 \leq R_e \leq 880,76$$

ASTRÖM e BARK (1994), mediram a variação de temperatura da partícula e do fluido durante o aquecimento em banho termostático para determinar o coeficiente de transferência calor entre líquido e partículas. Destas medições foi calculado o coeficiente pelo método direto quando foram usadas partículas metálicas (neste caso se satisfaz a lei de Newton), ou por um método iterativo que permitiu comparar as curvas teóricas com as obtidas experimentalmente, quando foram utilizadas partículas de baixa condutividade térmica.

Para avaliar a influencia do movimento do fluido no coeficiente de transferência de calor, os autores realizaram testes de aquecimento numa garrafa térmica com fluido em repouso, fluido com agitação e fluido com rotação. Foram empregadas partículas feitas de chumbo (esferas e cubos), e esferas de

poliacrilamida, alginato de cálcio, e de um alimento real (nabo). Os fluidos utilizados para os testes foram óleo de silicone e soluções de amido como fluido.

Os resultados da pesquisa mostraram que o escoamento em volta da partícula, o tamanho, forma e propriedades térmicas da partícula, assim como a viscosidade aparente e propriedades térmicas do fluido, são os fatores que mais influenciam o valor do coeficiente de transferência de calor.

Entre as conclusões mais importantes podem-se mencionar:

- No transporte de partículas de tamanho médio por um fluido de alta viscosidade, um número de Nusselt entre 5 e 6 deve ser usado por razões de segurança do alimento.
- Partículas no eixo da garrafa experimentam um baixo coeficiente de transferência, com números de Nusselt entre 5 e 10.
- O número de Nusselt para a grande maioria das partículas, aquelas com um alto gradiente de velocidade, variou entre 10 e 17.

Em diferentes aplicações de processamento de alimentos, se faz necessário entender o fenômeno de convecção natural na transferência de calor entre líquidos e partículas, ALHAMDAN et al. (1990). A maioria dos estudos de transferência de calor estão relacionados com situações de regime permanente, porém, em muitas aplicações de processos com alimentos apresentam-se problemas transitórios e as forças impulsoras “driving forces” de convecção natural (variações de densidade) mudam à medida que ocorre o equilíbrio. Isto traz como resultado um coeficiente convectivo que varia em função das diferenças de temperatura instantâneas entre fluido e partícula. Por esta razão, é necessário incluir a dependência da diferença de temperatura (e consequentemente do tempo) do coeficiente convectivo dentro das correlações. Outras considerações de interesse, do ponto de vista de fluxos externos, são a diferença entre as taxas de transferência de calor entre aquecimento e esfriamento e o efeito de formas irregulares no coeficiente.

Os autores pesquisaram a transferência de calor por convecção natural entre água e uma partícula metálica em forma de cogumelo, sob condições transientes e várias diferenças iniciais de temperatura. Os coeficientes de transferência de calor variaram entre 652 e 850 $\text{W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$ para o processo de aquecimento e entre 384 e 616 $\text{W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$ para esfriamento. Eles encontraram que o valor de h incrementou-se com o aumento na diferença inicial de temperatura e com o aumento da temperatura inicial da partícula. As diferenças entre os coeficientes de transferência de calor para aquecimento e esfriamento indicaram mudanças significativas nas propriedades do fluido para as duas situações. Os autores obtiveram correlações entre os números de Nusselt, Rayleigh e Fourier.

ZITOUN e SASTRY (1994a) determinaram o coeficiente de transferência de calor para partículas cúbicas submetidas a regime laminar de um fluido não – Newtoniano, utilizando o método do termopar móvel, usado por SASTRY et al. (1990). Os valores do coeficiente variaram entre 199 e 749 $\text{W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$. Seus resultados indicaram que o coeficiente de transferência de calor se incrementou com o incremento da vazão, a redução da viscosidade e a redução da relação entre a dimensão da partícula e o diâmetro do tubo. Estes resultados mostraram que o efeito da relação de diâmetros foi oposto daquele observado por SASTRY et al. (1990) sob condições de regime turbulento. Os autores atribuíram estas diferenças à “canalização” ou efeito do tipo “Bernoulli” no caso de regime turbulento.

Tendo em conta que o trabalho de ZITOUN e SASTRY (1994a) não envolveu o controle das trajetória das partículas, ZITOUN e SASTRY (1994b) resolveram utilizar técnicas não invasoras para tratar de entender o efeito de parâmetros tais como localização radial das partículas no tubo. Com base nos estudos de outros autores, que indicaram a possibilidade de usar sensores de temperatura de cristal líquido, ZITOUN e SASTRY (1994b) decidiram usar sensores de cristal líquido para medir a temperatura para a determinação do coeficiente de transferência de calor, em função do tamanho das partículas, vazão, viscosidade e localização radial no tubo de retenção. Para validação dos resultados realizaram medições de velocidade relativa.

O método de cristal líquido consistiu na introdução, no começo do tubo, de uma partícula transdutora metálica recoberta com cristal líquido e a gravação em vídeo das mudanças da sua cor ao longo da seção de testes. Para o método de velocidade relativa foram introduzidas no fluido partículas transdutoras de flutuação neutra e registradas suas trajetórias em vídeo.

Para a determinação do coeficiente de transferência de calor foram utilizadas relações adimensionais disponíveis na literatura para esferas, como uma aproximação para cubos. De acordo com os resultados, os autores estabeleceram que o coeficiente de transferência de calor varia diretamente com a vazão e inversamente com a viscosidade e o tamanho das partículas para ambos os métodos. A mesma tendência foi observada quando a localização radial mudou do centro para o fundo. Os efeitos da relação das dimensões entre partícula e tubo, foram diferentes dos obtidos pelos mesmos pesquisadores em estudos anteriores, devido, aparentemente, à diferença dos regimes de escoamento.

Os valores dos coeficientes de transferência de calor variaram entre 270 e 930 $\text{W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$ para o método de cristal líquido, e entre 287 e 1277 $\text{W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$ para o método de velocidade relativa

RAMASWAMY et al. (1996) utilizaram um tubo de retenção de bancada para simular um processo de tratamento asséptico de alimentos heterogêneos, com partículas esféricas e cilíndricas. Os estudos foram feitos com fluidos Newtonianos e não – Newtonianos a 100 e 110°C.

Os valores do coeficiente de transferência de calor variaram entre 60 e 1000 $\text{W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$, com números de Biot entre 5,9 e 60. A mudança no comprimento da partícula de 20 para 25,4 mm não teve efeito significativo no coeficiente, indicando que esta variável pode não ter um papel importante no estabelecimento de parâmetros críticos de controle, especialmente para fluidos viscosos e condições de fluxo moderadas. A orientação das partículas teve também influencia insignificante

no coeficiente de transferência de calor. Partículas esféricas tiveram um maior coeficiente que partículas cilíndricas de aproximadamente o mesmo diâmetro. Como era esperado, o diâmetro da partícula, a vazão e a temperatura, tiveram um efeito significativo no coeficiente de transferência de calor. Partículas de menor diâmetro apresentaram maiores valores no coeficiente, o que contraria alguns informes de outros autores. Assim, o aumento do diâmetro da partícula de 19,05 a 25,4 mm, diminuiu o valor do coeficiente de transferência de calor entre 36 e 76%, dependendo das condições de fluxo e concentrações utilizadas.

Para o cálculo de h , além das soluções numéricas descritas anteriormente neste capítulo, existem também soluções analíticas ou exatas da equação de transferência de calor por condução dentro de um sólido exposto a convecção na superfície, CARSLAW e JAEGER (1959); ARPACI (1966).

A equação geral que governa o processo de transferência de calor, que depende de apenas uma variável espacial, pode ser escrita como:

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} = \frac{1}{\eta^p} \frac{\partial}{\partial \eta} \left(\eta^p \frac{\partial \theta}{\partial \eta} \right) \quad 0 < \eta < 1 \text{ e } \tau > 0 \quad (2.35)$$

Onde:

τ = Número de Fourier

$p = 0$ para placa plana.

$p = 1$ para cilindro

$p = 2$ para esfera.

e

$$\theta(\eta, \tau) = \frac{[T(\eta, \tau) - T_{\infty}]}{(T_0 - T_{\infty})} \quad (2.36)$$

$$\tau = \frac{\alpha \cdot t}{l^2} \quad \text{para placa plana} \quad (2.37)$$

$$\tau = \frac{\alpha t}{R^2} \quad \text{para cilindro e esfera} \quad (2.38)$$

$$\eta = \frac{x}{l} \quad \text{para placa plana} \quad (2.39)$$

$$\eta = \frac{r}{R} \quad \text{para cilindro e esfera} \quad (2.40)$$

Condição inicial:

$$\text{para } 0 < \eta < 1 \quad \text{e } \tau = 0, \quad \theta(\eta, 0) = 1 \quad (2.41)$$

Condições de contorno: Em $\eta = 0$ e $\tau > 0$

$$\left. \frac{\partial \theta}{\partial \eta} \right|_{\eta=0} = 0 \quad \text{Placa plana} \quad (2.42)$$

$$\theta(0, \tau) < \infty, \text{ isto é } \theta(0, \tau) \text{ finito na origem para cilindro e esfera} \quad (2.43)$$

Na superfície: $\eta = 1$ e $\tau > 0$

$$\text{Caso } h = \infty \text{ ou } k_p = \infty, \quad \theta(1, \tau) = 0 \quad (2.44)$$

$$\text{Caso } h \text{ ou } k_p \text{ finitos, } -\left. \frac{\partial \theta}{\partial \tau} \right|_{l=1} = Bi \theta(1, \tau) \quad (2.45)$$

$$\text{Onde, } Bi = \frac{hl}{k} \quad \text{Número de Biot.}$$

2.5. Soluções Exatas das equações diferenciais de transferência de calor

2.5.1. Caso em que $h = \infty$ ou $k_p = \infty$.

2.5.1.1. Solução para placa plana infinita.

$$\theta(\eta, \tau) = 2 \sum_{n=0}^{\infty} \frac{-1^n}{\sigma_n} \cdot \exp(-\sigma_n^2 \tau) \cos(\sigma_n \eta) \quad (2.46)$$

$$\text{Onde: } \sigma_n = \left(n + \frac{1}{2}\right)\pi, \quad n = 0, 1, 2, 3 \dots$$

2.5.1.2. Solução para cilindro infinito.

$$\theta(\eta, \tau) = 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{\sigma_n J_1(\sigma_n)} \cdot \exp(-\sigma_n^2 \tau) J_0(\sigma_n \eta) \quad (2.47)$$

$$\text{Onde: } J_0(n) = 0, \quad n = 0, 1, 2, 3 \dots$$

A função $J_0(\lambda \eta)$ denomina-se função Bessel de primeira espécie de ordem zero.

2.5.2. Caso em que h ou k_p é finito.

2.5.2.1. Solução para placa plana infinita.

$$\theta(\eta, \tau) = 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(\sin \sigma_n) \exp(-\sigma_n^2 \tau) \cos(\sigma_n \eta)}{\sigma_n + \sin \sigma_n \cos \sigma_n} \quad (2.48)$$

Onde:

$$\sigma_n \sin \sigma_n = Bi \cdot \cos \sigma_n, \quad n = 1, 2, 3 \dots$$

2.5.2.2. Solução para cilindro infinito.

$$\theta(\eta, \tau) = 2Bi \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\exp(-\sigma_n^2 \tau) J_0(\sigma_n \eta) \sigma_n}{(\sigma_n^2 + Bi^2) J_0(\sigma_n)} \quad (2.49)$$

Onde:

$$\sigma_n J_1(\sigma_n) + Bi J_0(\sigma_n) = 0, \quad n = 1, 2, 3 \dots$$

- Para placa plana infinita, de espessura $2L$ e $\tau > 0,2$, o perfil de temperatura pode ser calculado pela equação:

$$\theta(\eta, \tau) = \frac{[T(x, t) - T_\infty]}{[T_0 - T_\infty]} = A(\lambda) \cos(\lambda \eta) e^{-\lambda^2 \cdot \tau} \quad (2.50)$$

Definindo m como sendo o inverso de Bi ,

$$\frac{1}{Bi} = \frac{k}{h \cdot l} = m \quad (2.51)$$

Tem-se:

para $h = \infty$ e portanto $m = 0$,

λ é a primeira raiz positiva de $\cos \lambda = 0$,

$$\text{portanto: } \lambda = \pi/2 \text{ e } A(\lambda) = \frac{2}{\lambda} \quad (2.52)$$

Para $m > 0$,

$$\lambda \text{ é a primeira raiz positiva da equação } x = (1/m) \cot g(x) \quad (2.53)$$

$$\text{e } A(\lambda) = \frac{2 \cdot \text{sen } \lambda}{(\lambda + \text{sen } \lambda \cdot \cos \lambda)} \quad (2.54)$$

- Para cilindro circular infinito, de radio R e $\tau > 0,2$, o perfil de temperatura pode ser calculado pela equação:

$$\theta(\eta, \tau) = \frac{[T(r, t) - T_\infty]}{[T_0 - T_\infty]} = B(\lambda) J_0(\lambda \eta) e^{-\lambda^2 \cdot \tau} \quad (2.55)$$

Ao longo do eixo do cilindro, $r = 0$, portanto, $\eta = \frac{r}{R} = 0$ e $J_0(0) = 1$.

para $m = 0$,

λ é a primeira raiz positiva de $J_0(x) = 0$

$$\text{e } B(\lambda) = \frac{2}{[\lambda J_1(\lambda)]} \quad (2.56)$$

Para $m > 0$, λ é a primeira raiz positiva de $x = \frac{J_0(x)}{[m J_1(x)]}$

$$\text{e } B(\lambda) = \frac{(2/m)}{\{[\lambda^2 + (1/m)^2] J_0(\lambda)\}} \quad (2.57)$$

As soluções exatas para o caso de paralelepípedo e cilindro curto, com temperatura inicial uniforme, obtêm-se combinando as soluções para placa plana e cilindro infinitos. Assim, a solução para paralelepípedo é o produto das soluções de três placas planas infinitas:

$$\theta(\eta_1, \eta_2, \eta_3, \tau) = \theta_1(\eta_1, \tau_1) \theta_2(\eta_2, \tau_2) \theta_3(\eta_3, \tau_3) \quad (2.58)$$

Onde:

1, 2 e 3 correspondem às placas 1, 2 e 3 respectivamente.

A solução para um cilindro curto obtém-se combinando as soluções para placa plana infinita e cilindro infinito:

$$\theta(\eta_1, \eta_2, \tau) = \theta_1(\eta_1, \tau_R) \theta_2(\eta_2, \tau_L) \quad (2.59)$$

3. MATERIAL E MÉTODOS.

3.1. Sistema Experimental.

3.1.1. Descrição geral

O sistema experimental, apresentado na Figura 3.1, era constituído por um banho termostático de precisão, uma bomba centrífuga, tubulação de PVC, válvulas de esfera, um medidor de vazão, termopares, garrafa térmica com gelo fundente para temperatura de referência e sistema de aquisição de dados.

Na Figura 3.1 mostra-se também esquematicamente o sistema de aquisição de dados empregado nas medidas de temperatura, composto por uma chave, um multímetro e um micro computador PC dotado de uma placa de interface e o software adequado (Pagliuso 1994).

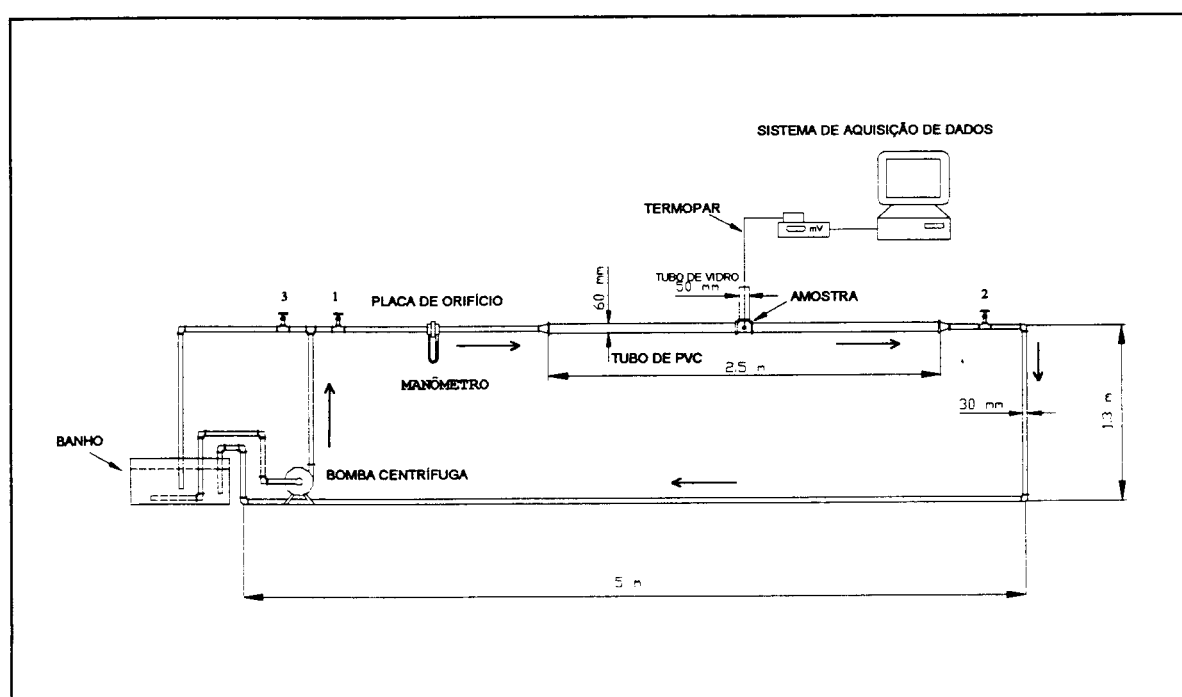


FIGURA 3.1. Representação esquemática do sistema experimental.

3.1.2. Construção e aferição dos termopares.

Para as leituras de temperaturas foram construídos termopares tipo K, constituídos por fios de alta qualidade fabricados por DEGUSSA MESSTECHNICK. Para fazer cada termopar foram soldados dois fios esmaltados, de cromel-alumel (níquel cromo – níquel) bitola 32 (0,2 mm), enrolados entre si e finalmente encapados com material isolante para minimizar a condução de calor através dos fios (UNO e HAYAKAWA, 1980). A solda foi feita com descarga elétrica em atmosfera inerte de argônio para evitar oxidação da junção.

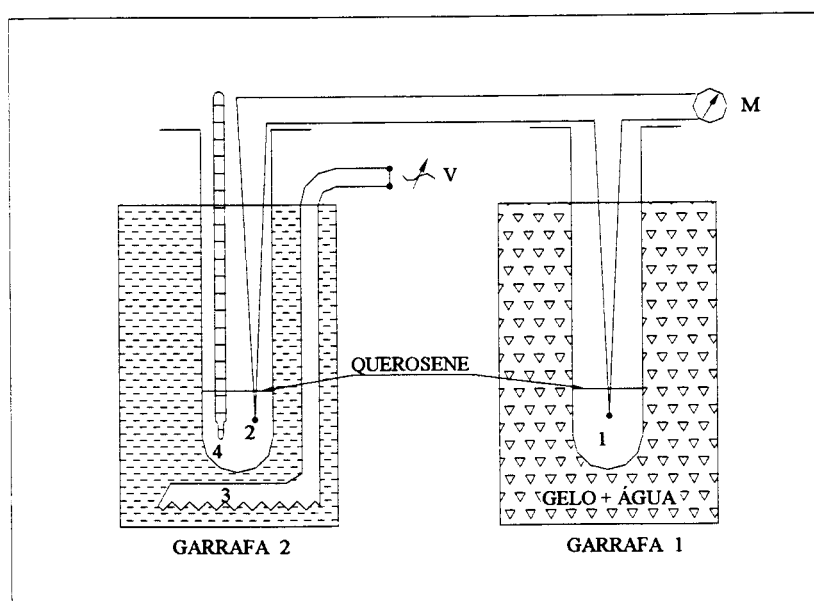


FIGURA 3.2 Representação esquemática do sistema utilizado para a aferição dos termopares. 1: junção de referência; 2: par a ser calibrado; 3: resistência elétrica; 4: termômetro de precisão; V: varivolt; M: multímetro digital.

Para a aferição dos termopares foi montado um sistema formado por duas garrafas térmicas isoladas com poliuretano, a primeira com a junção de referência e uma mistura de gelo picado e água (garrafa 1), e a outra com o par a ser calibrado, uma resistência elétrica alimentada por um varivolt e um termômetro de precisão (0,1°C) de bulbo de mercúrio (garrafa 2). Em cada garrafa foi colocado um tubo de ensaio com um termopar no seu interior, com querosene cobrindo as junções para minimizar o erro nas leituras de temperatura. Ambos os tubos foram vedados na sua

parte superior para evitar condensação de água. As leituras foram feitas num multímetro digital Hewlett Packard modelo 3478A (resolução de 0,1 μv). Na Figura 3.2 apresenta-se um esquema do conjunto utilizado para a aferição. Os termopares foram calibrados numa faixa de temperaturas que variou de 0°C até 90°C, colocando inicialmente gelo misturado com água na garrafa com o par de referência e aquecendo com a resistência até atingir as temperatura desejadas, cobrindo desta forma a faixa de temperaturas mencionada.

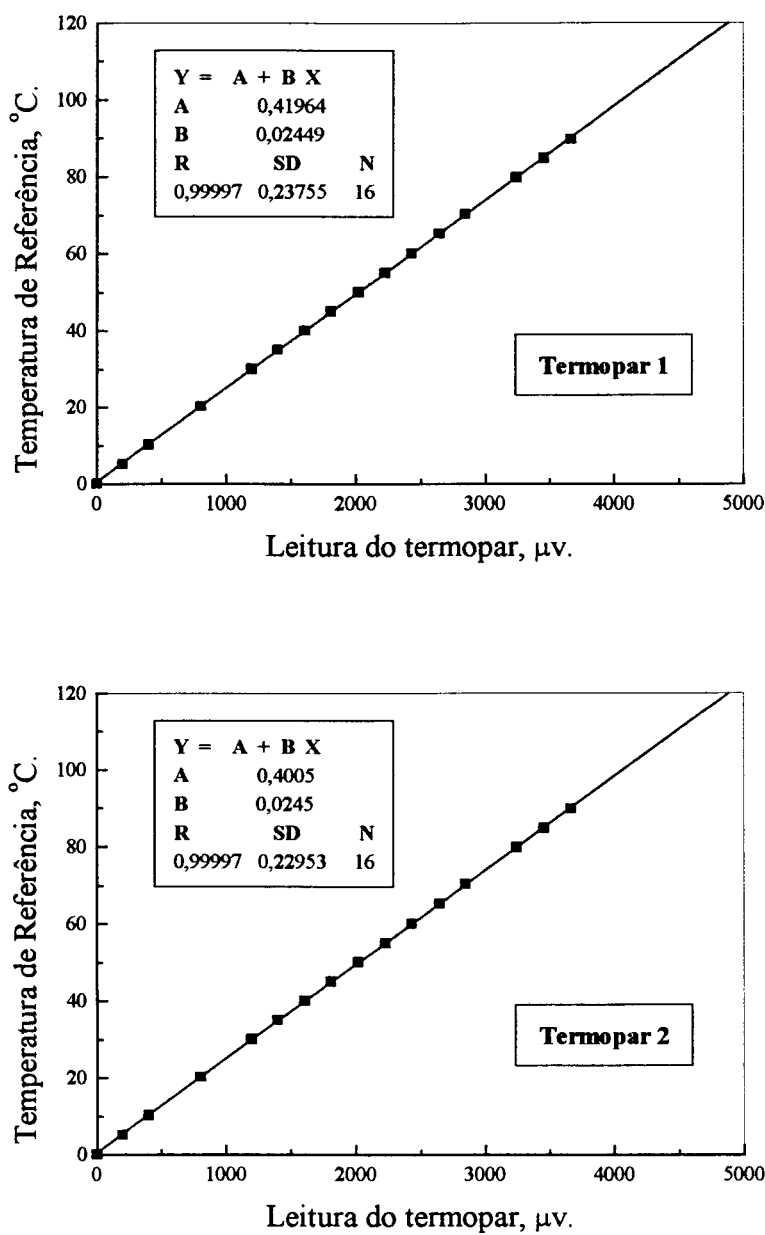


FIGURA 3.3 - Curva de aferição correspondente aos Termopares 1 e 2.

Nas Figuras 3.3 a 3.5 apresentam-se as curvas ajustadas para os termopares utilizados nas medições de temperatura, onde:

Y = Temperatura, °C
 X = Tensão termoeétrica, μV .
 A = Coeficiente linear
 B = Coeficiente angular
 R = Coeficiente de correlação.
 SD = Desvio padrão.
 N = número de dados.

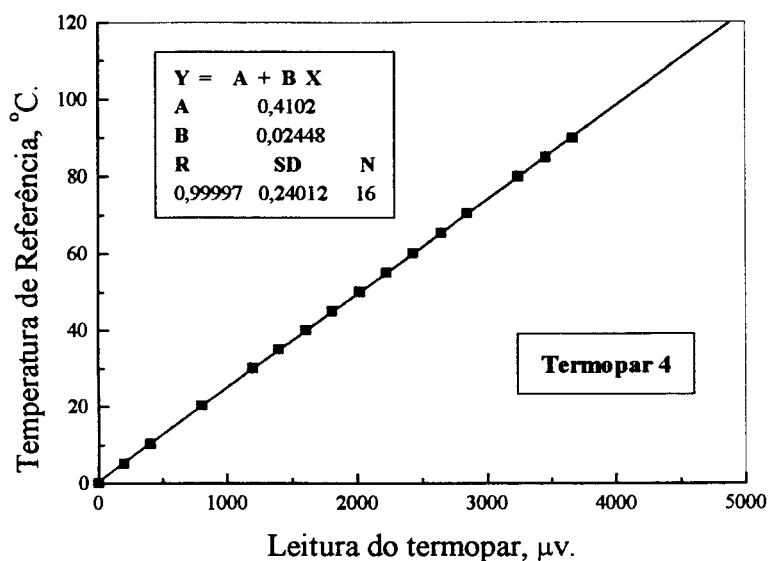
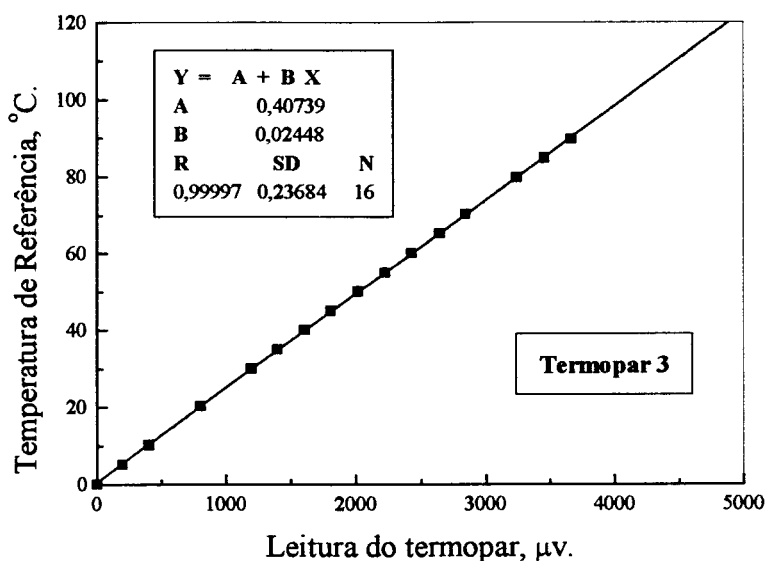


FIGURA 3.4. Curva de aferição correspondente aos Termopares 3 e 4.

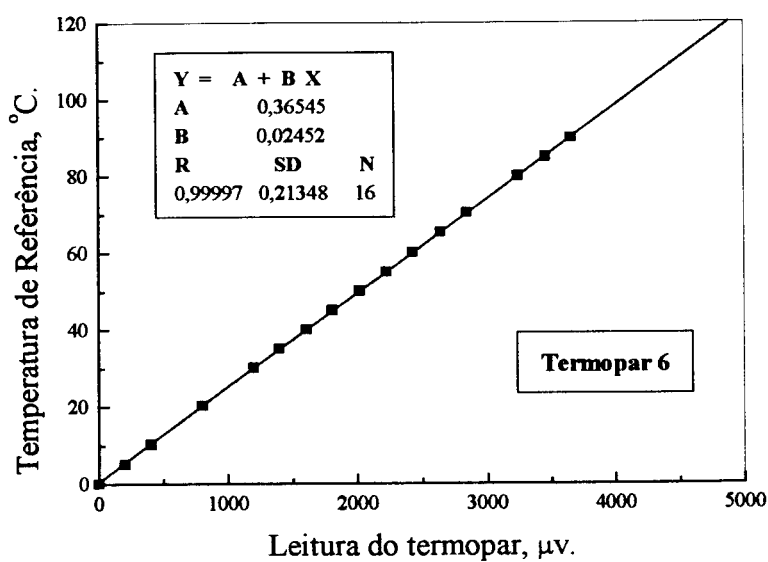
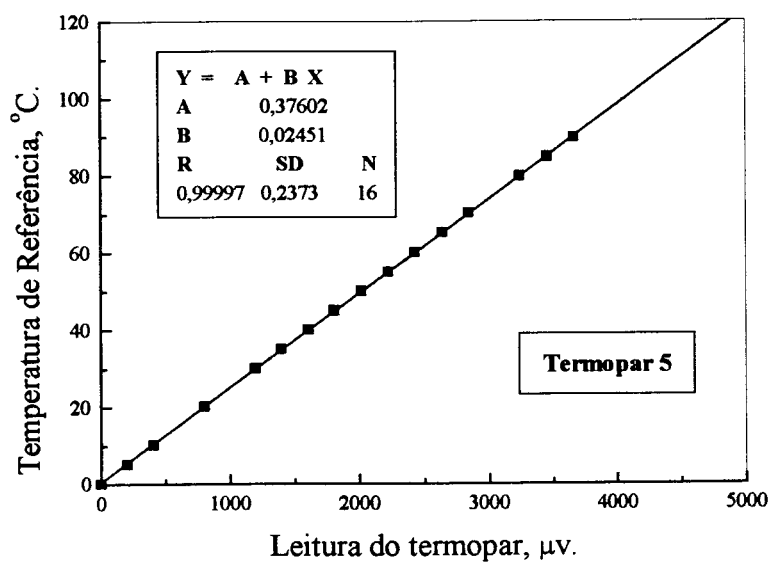


FIGURA 3.5. Curva de Aferição correspondente aos termopares 5 e 6.

A Tabela 3.1 apresenta um resumo dos valores dos coeficientes da equação de ajuste ($Y = A + B X$) obtida na aferição dos termopares com relação à referência.

TABELA 3.1. Coeficientes A e B da equação de ajuste ($Y = A + BX$) dos termopares com relação à referência.

Medidor Temperatura	A	B	R	SD
Termopar 1	0,41964	0,02449	0,99997	0,23755
Termopar 2	0,40050	0,02450	0,99997	0,22953
Termopar 3	0,40739	0,02448	0,99997	0,23684
Termopar 4	0,41020	0,02448	0,99997	0,24012
Termopar 5	0,37602	0,02451	0,99997	0,23730
Termopar 6	0,36545	0,02452	0,99997	0,21348

Para a medição de vazão foi usada uma placa de orifício de canto vivo de 14,995 mm, construída segundo norma ASME (1959), com tomadas de pressão do tipo “corner taps”, à qual estava conectada um manômetro em U invertido para medir a diferença de pressão na placa.

A aferição do medidor de vazão foi realizada previamente por PAGLIUSO (1994a) para o qual utilizou o sistema que se mostra na Figura 3.6. Segundo o autor, “Nele, uma bomba centrífuga (1) fornecia água proveniente de um reservatório para o sistema de medida (2). Com auxílio de uma válvula defletora (3), este podia descarregar em um recipiente (4) colocado sobre uma balança (5) ou em um canaleta de retorno. O tempo necessário para coletar uma determinada massa de água foi medido por um cronômetro e as massas coletadas escolhidas de modo a praticamente eliminar os erros de cronometragem. Um termômetro (6) forneceu a medida da temperatura local para a correção da coluna de água do manômetro, montado como U invertido (7). Um sistema de pressurização (8) permitiu a localização mais conveniente do nível da água nos manômetros, independentemente da pressão do escoamento. Um programa de computador fornecia a descarga, permitindo calcular as variações das propriedades da água (densidade e viscosidade) em função da temperatura tanto da água quanto do ambiente”.

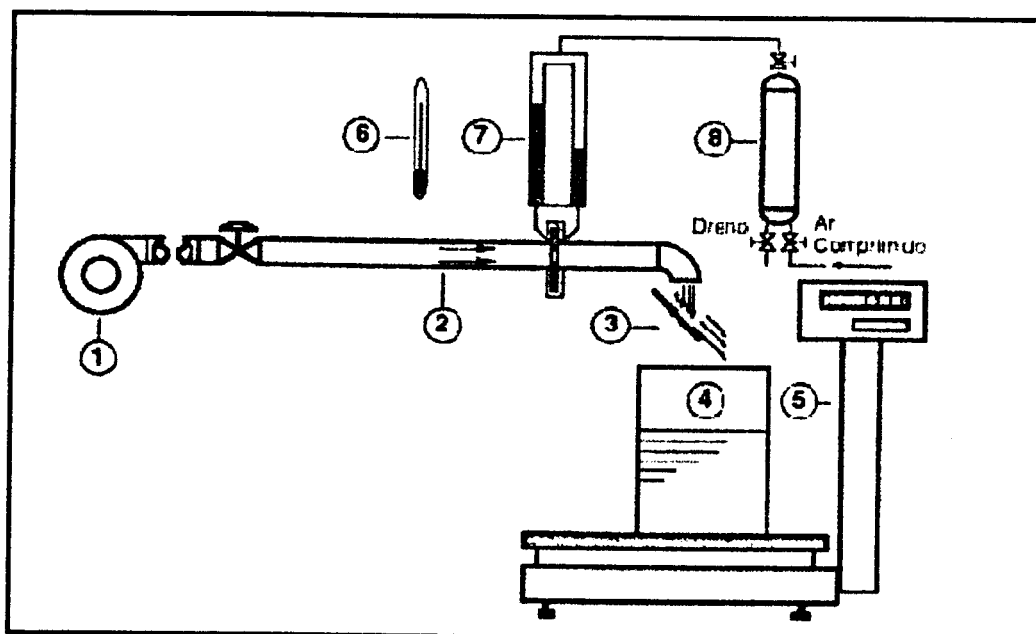


FIGURA 3.6. Sistema de aferição de medidores de vazão. (Pagliuso, 1994)

Uma vez selecionadas as condições de operação (vazão e temperatura da água) e tendo em conta a temperatura ambiente, pôde-se calcular a correspondente diferença de pressão no manômetro que satisfizesse essas condições, utilizando a metodologia de PAGLIUSO (1994b), segundo a placa de orifício usada. Na Tabela 3.2. aparece um exemplo de folha de cálculo para o presente trabalho

TABELA 3.2 - Folha de cálculo para estabelecer a diferença de pressão no manômetro, com base nas condições de operação.

18-Jul-1997

Conjunto A - Placa 5

Destinação : COLUNA

DADOS DO SISTEMA DE MEDIDA

Diâmetro do Orifício da Placa 14.995 mm

Diâmetro do Tubo 26.15 mm

Pto No	Diferença Pressão (mmca)	Temp. Agua (oC)	Temp. Ambiente (oC)	Descarga Medida (g/s)	Densidade da Agua (kg/m3)	Viscosid. da Agua (kg/ms)	D.Pessão à 20 oC (mmca)
1	102	60.0	23.0	163.8	981.9	4.702E-4	102.0
2	203	60.0	23.0	230.9	981.9	4.702E-4	203.0
3	297.5	60.0	23.0	280.0	981.9	4.702E-4	297.4
4	413.5	60.0	23.0	327.8	981.9	4.702E-4	413.4
5	500	60.0	23.0	361.6	981.9	4.702E-4	499.9
6	611	60.0	23.0	397.9	981.9	4.702E-4	610.9
7	705	60.0	23.0	428.1	981.9	4.702E-4	704.9
8	804	60.0	23.0	455.8	981.9	4.702E-4	803.8
9	916	60.0	23.0	495.2	981.9	4.702E-4	915.8
10	992	60.0	23.0	505.1	981.9	4.702E-4	991.8

Valor do Termo (0.5-B)	0.000 adim.	Pto No	Número Reynolds (adim.)	Coefic. de Descarga (adim.)	Descarga Calculada (kg/h)	ERRO (%)	
Valor do Termo (B-0.7)	0.0... adim.						
Coeficiente de Descarga Ko	0.638 adim.						
Razao dos Diametros Beta	0.573 adim.	1	16733	0.653	581.7	-1.37	
PROPRIEDADES AVALIADAS POR : $\rho = -4.343E-1 \cdot T + 1.008E+3$ $\mu = A + B \cdot T + C \cdot T^2 + D \cdot T^3 + E \cdot T^4 + F \cdot T^5$		2	23520	0.651	817.7	-1.63	
		3	28422	0.650	988.1	-1.99	
		4	33461	0.649	1163.3	-1.43	
		5	36767	0.648	1278.2	-1.82	
		6	40613	0.648	1411.9	-1.43	
		7	43602	0.648	1515.9	-1.65	
		8	46541	0.647	1618.1	-1.40	
	A	1,741E-3	9	49655	0.647	1726.3	-3.17
	B	-5,211E-5	10	51660	0.647	1796.0	-1.24
	C	9,560E-7					
	D	-1,061E-8					
	E	6,414E-11					
	F	-1,611E-13					

3.2. Obtenção dos dados.

Tendo como finalidade a obtenção do coeficiente de transferência de calor entre partícula e fluido no escoamento, foram feitas medições da variação de temperatura no centro das partículas colocadas no tubo de vidro do sistema mostrado na Figura 3.1. Para tal fim, depois de escolher as condições de operação, fixava-se a temperatura no banho com base na temperatura do fluido medida no ponto de amostragem e regulava-se a vazão mediante as válvulas 1 e 2, de tal maneira que a diferença de pressão medida no manômetro correspondesse à descarga calculada. Depois de estabilizar o sistema para as condições de cada teste, submergia-se a amostra com o termopar instalado no seu centro geométrico e simultaneamente acionava-se o computador para começar a aquisição dos dados uma a cada segundo. Cada teste foi repetido 6 vezes. Batata e cenoura de várias formas foram empregadas nos testes, com diferentes vazões e temperaturas. Cubos e cilindros desses produtos foram obtidos por meio de vazadores metálicos de seções de 1 e 2 cm², recortados posteriormente no comprimento desejado.

Além dos termopares utilizados para medir a temperatura do produto, foi usado um termopar adicional para obter a temperatura do fluido, com o propósito de corrigir a densidade da coluna de água no manômetro em U e obter desse modo a vazão correspondente a cada teste. A temperatura de referência (0°C) utilizada para as leituras dos termopares obteve-se por meio de uma mistura de gelo picado e água colocados em uma garrafa térmica. Os dados de cada teste, fornecidos pelo computador em μV , foram posteriormente convertidos a temperatura, em °C, com base nas equações obtidas na aferição para cada termopar.

Para a determinação do coeficiente de transferência de calor em banho agitado (TOBINAGA e FREIRE, 1981), foram feitos ensaios com os mesmos produtos mencionados anteriormente, para diferentes formas e temperaturas, mas incluindo diferentes tamanhos. A metodologia para a aquisição dos dados foi semelhante à utilizada no escoamento, mas utilizando somente o banho agitado.

Nas Tabelas 3.3 e 3.4, apresenta-se um resumo das condições às quais foram realizados os testes de escoamento e na Tabela 3.5 as condições em que foram realizados os testes para banho agitado.

Para estudar a influência das partículas vizinhas na transferência de calor nos testes sob escoamento, além dos testes com partículas individuais, foram realizados ensaios com várias partículas organizadas em diferentes arranjos, cujos detalhes mostram-se na Figura 3.7. Para isso, foram fixados conjuntos de 3 partículas cilíndricas de 1 cm de diâmetro e 1 cm de comprimento no interior do tubo de PVC, a uma distância de 4,5 cm antes e depois do eixo do tubo de vidro, formando entre si 120° quando tratava-se de uma camada só (arranjo 1), e 60° quando foram colocadas duas camadas, resultante do deslocamento de 60° de uma camada com relação à outra (arranjo 3). Para os arranjos 2 e 4, além das camadas descritas anteriormente, foi colocada uma outra partícula no ponto de medição, junto à partícula provida do termopar para o registro da variação de temperatura. O arranjo 5 corresponde à condição em que o teste é feito com uma só partícula.

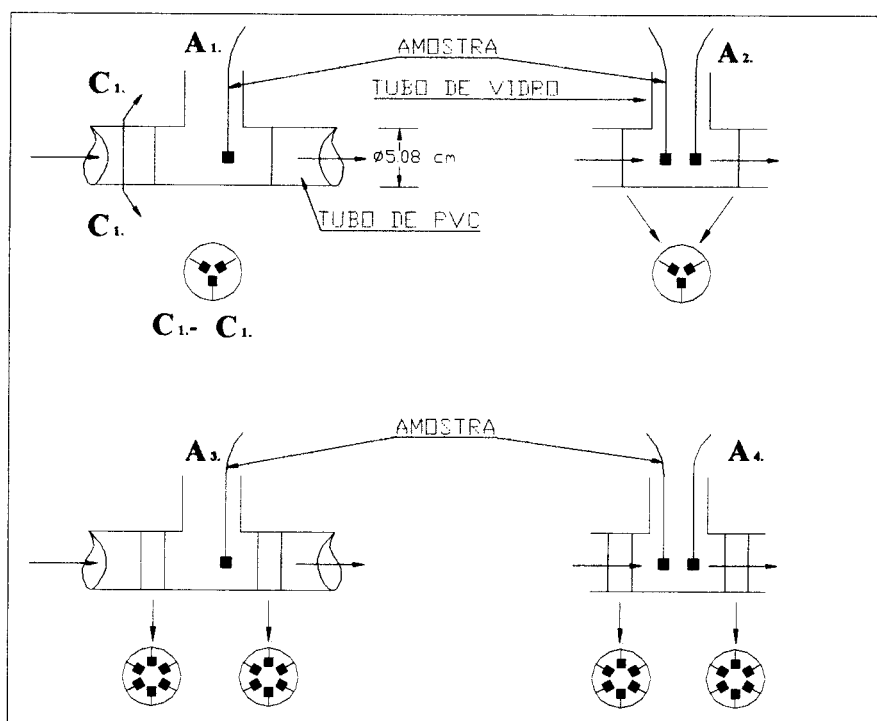


FIGURA 3.7. Representação esquemática do sistema utilizado para os ensaios realizados com várias partículas organizadas em diferentes arranjos.

A₁, A₂, A₃, A₄: Arranjo 1, 2, 3 y 4, respectivamente. (Cada linha vertical no Tubo de PVC, constitui-se numa camada)

TABELA 3.3. Resumo das condições experimentais para os testes de escoamento.

Parâmetro	Produto			
	Batata		Cenoura	
Forma	Cilindro	Cubo	Cilindro	Cubo
Tamanho, cm.	D = 2 L = 2	L = 2	D = 2 L = 2	L = 2
Vazão, m ⁻³ .s ⁻¹ *	2,5 x10 ⁻⁴	2,5 x10 ⁻⁴	2,5 x10 ⁻⁴	2,5 x10 ⁻⁴
	3,6 x10 ⁻⁴	3,6 x10 ⁻⁴	3,6 x10 ⁻⁴	3,6 x10 ⁻⁴
	5,0 x10 ⁻⁴	5,0 x10 ⁻⁴	5,0 x10 ⁻⁴	5,0 x10 ⁻⁴
Temperatura, °C	30	30	30	30
	40	40	40	40
	50	50	50	50
	60	60	60	60
Repetições/teste	6	6	6	6
Leituras/teste	300	300	300	300

* Velocidade, m.s⁻¹: 0,123 ; 0,178 ; 0,246, respectivamente.

TABELA 3.4. Resumo das condições experimentais para os testes de escoamento (Arranjos)

Parâmetro	
Produto	Cenoura
Forma	Cilindro
Tamanho, cm.	D = 2 L = 2
Vazão, m ⁻³ .s ⁻¹ *	3,6 x10 ⁻⁴
	5,0 x10 ⁻⁴
Temperatura, °C	40
Tipos de Arranjo	5
Repetições/teste	6
Leituras/teste	300

* Velocidade, m.s⁻¹: 0,178 ; 0,246, respectivamente.

TABELA 3.5. Resumo das condições experimentais para os testes em Banho Agitado.

Parâmetro	Produto			
	Batata		Cenoura	
Forma	Cilindro	Cubo	Cilindro	Cubo
Tamanho, cm.	D = L = 1	L = 1	D = L = 1	L = 1
	D = L = 2	L = 2	D = L = 2	L = 2
Temperatura, °C	40	40	40	40
	50	50	50	50
	60	60	60	60
	70	70	70	70
Repetições/teste	6	6	6	6
Leituras/teste	300	300	300	300

3.3. Propriedades térmicas.

As propriedades térmicas necessárias que intervêm no cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção foram determinadas a partir das Equações (2.5), (2.8) e (2.10). Para isso, foi necessário determinar o conteúdo de umidade dos produtos, batata e cenoura, usados para os testes.

O procedimento para determinar a umidade baseou-se no utilizado por MURR (1992) para batata Bintje. Consistiu em colocar 5 gr de amostra moída em estufa com circulação forçada a 70°C durante 16 horas e posteriormente a 105°C, com pesagens a cada 24 horas até atingir peso constante. Este procedimento evita a gelatinização do amido presente, segundo WADSWORTH, (1969) e LEES, (1975).

3.4. Cálculo do coeficiente de transferência de calor, h .

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor h foram resolvidas analiticamente as equações de transferência de calor para corpos de geometria regular apresentadas a seguir:

3.4.1. Cálculo de h para cilindro curto (cc) de altura $2l$ e diâmetro $2R$.

O perfil temporal de temperatura do centro de um cilindro curto com $D = L$ e $\tau = \alpha t/R^2 > 0,2$, inicialmente a temperatura T_0 e convecção na superfície é dado pela equação:

$$\theta_{cc}(0,0,\tau) = \frac{T(0,0,t) - T_\infty}{T_0 - T_\infty} = A(\lambda_p)B(\lambda_c)e^{-(\lambda_p^2 + \lambda_c^2)\tau} \quad (3.1)$$

Onde:

c, p correspondem a cilindro e placa respectivamente.

Linearizando a equação anterior, obtém-se:

$$\ln \theta_{cc} = \ln[A(\lambda_p)B(\lambda_c)] - (\lambda_p^2 + \lambda_c^2)\tau \quad (3.2)$$

Onde:

$$A(\lambda_p) = \frac{2 \cdot \text{sen } \lambda_p}{\lambda_p + \text{sen } \lambda_p \cdot \cos \lambda_p} \quad (3.3)$$

$$B(\lambda_c) = \frac{2 \cdot Bi}{(\lambda_c^2 + Bi^2)J_0(\lambda_c)} \quad (3.4)$$

$$\lambda_c = Bi \cdot \frac{J_0(\lambda_c)}{J_1(\lambda_c)} \Rightarrow Bi = \lambda_c \cdot \frac{J_1(\lambda_c)}{J_0(\lambda_c)} \quad (3.5)$$

Substituindo (3.5) em (3.4),

$$B(\lambda_c) = \frac{2 \cdot \lambda_c \cdot J_1(\lambda_c)}{\left(\lambda_c^2 + \lambda_c^2 \cdot \frac{J_1^2(\lambda_c)}{J_0^2(\lambda_c)} \right) J_0^2(\lambda_c)} \quad (3.6)$$

$$B(\lambda_c) = \frac{2 \cdot \lambda_c \cdot J_1(\lambda_c)}{\lambda_c^2 (J_0^2(\lambda_c) + J_1^2(\lambda_c))} \quad (3.7)$$

$$B(\lambda_c) = \frac{2 \cdot J_1(\lambda_c)}{\lambda_c \cdot (J_0^2(\lambda_c) + J_1^2(\lambda_c))} \quad (3.8)$$

Fazendo o produto $A(\lambda_p) B(\lambda_c)$:

$$A(\lambda_p)B(\lambda_c) = \frac{4 \sin(\lambda_p) J_1(\lambda_c)}{[\lambda_p + \sin(\lambda_p) \cos(\lambda_p)] \lambda_c [J_0^2(\lambda_c) + J_1^2(\lambda_c)]} \quad (3.9)$$

A equação, (3.2) é da forma $y = a + bx$, equação de uma reta,

Onde:

$$a = \ln[A(\lambda_p)B(\lambda_c)] \quad \text{é o intercepto.} \quad (3.10)$$

$$b = (\lambda_p^2 + \lambda_c^2) \quad \text{é o coeficiente angular.} \quad (3.11)$$

Da equação (3.10) obtém-se:

$$A(\lambda_p)B(\lambda_c) = e^a \quad (3.12)$$

e da equação (3.11):

$$\lambda_p = \sqrt{b - \lambda_c^2} \quad (3.13)$$

Substituindo (3.12) e (3.13) em (3.9) obtém-se:

$$e^a = \frac{4 \cdot \text{sen} \sqrt{b - \lambda_c^2} \cdot J_1(\lambda_c)}{\left[\sqrt{b - \lambda_c^2} + \text{sen} \sqrt{b - \lambda_c^2} \cdot \cos \sqrt{b - \lambda_c^2} \right] \cdot \lambda_c \left[J_0^2(\lambda_c) + J_1^2(\lambda_c) \right]} \quad (3.14)$$

De onde,

$$\lambda_c = \frac{1}{e^a} \frac{4 \cdot \text{sen} \sqrt{b - \lambda_c^2} \cdot J_1(\lambda_c)}{\left[\sqrt{b - \lambda_c^2} + \text{sen} \sqrt{b - \lambda_c^2} \cdot \cos \sqrt{b - \lambda_c^2} \right] \cdot \left[J_0^2(\lambda_c) + J_1^2(\lambda_c) \right]} \quad (3.15)$$

Da equação (3.5):

$$Bi = \lambda_c \cdot \frac{J_1(\lambda_c)}{J_0(\lambda_c)} \quad (3.16)$$

Portanto, uma vez achado λ_p calcula-se Bi e posteriormente h , uma vez que,

$$h = \frac{Bi \cdot k}{l}$$

3.4.2. Cálculo de h para cubo de aresta $2l$.

Como foi dito no capítulo anterior, a solução para cubo é o produto das soluções de três placas infinitas.

Dado que a temperatura do centro da placa plana infinita de espessura $2L$, para $\tau > 0,20$ é dada por:

$$\theta_{pp} = \frac{T - T_{\infty}}{T_0 - T_{\infty}} = A(\lambda_p) e^{-\lambda_i^2 \tau}, \quad (3.17)$$

a solução para cubo será:

$$\theta_{cubo} = (\theta_{pp})^3 = [A(\lambda_p)]^3 e^{-3\lambda_i^2 \tau} \quad (3.18)$$

Linearizando a equação anterior, obtém-se:

$$\ln \theta_{cubo} = 3 \ln A(\lambda_p) - 3\lambda_i^2 \tau \quad (3.19)$$

Novamente, a equação anterior é da forma $y = a + bx$, equação de uma reta.

Onde:

$3 \ln A(\lambda_p)$ é o intercepto

$3\lambda_p^2$ é o coeficiente angular.

De (3.3),

$$\lambda_p = \frac{2 \cdot \text{sen } \lambda_p}{A(\lambda_p)} - \text{sen } \lambda_p \cdot \cos \lambda_p \quad (3.20)$$

Por outro lado, $\lambda_p = Bi \frac{\text{sen}(\lambda_p)}{\cos(\lambda_p)}$ (3.21)

Portanto, uma vez achado λ_p calcula-se Bi e posteriormente h , uma vez que,

$$Bi = \lambda_p \frac{\text{sen}(\lambda_p)}{\cos(\lambda_p)} \quad \text{e} \quad h = \frac{Bik}{l}$$

3.4.3. Uso do software MATHEMATICA (WALFRAM 1993) para cálculo de h .

Ao fazer o gráfico do logaritmo da relação adimensional de temperatura em função do número de Fourier para cilindros, cubos de batata e de cenoura submergidos subitamente em água quente, obtém-se uma curva típica, de cuja parte reta obtêm-se os coeficientes angular e linear que são substituídos nas equações anteriores para encontrar a primeira raiz positiva (λ_c e λ_p) utilizada para o cálculo de h . Na Figura 3.8 mostra-se uma curva de aquecimento para cilindros de batata ($D = L = 2 \text{ cm}$), cujos valores serão usados a seguir para ilustrar o uso do pacote **MATHEMATICA** no cálculo do coeficiente de transferência de calor.

Da parte reta da curva tem-se que a relação de temperatura é:

$$\ln \theta = \ln(0,62458) - 7,84342\tau \quad (3.22)$$

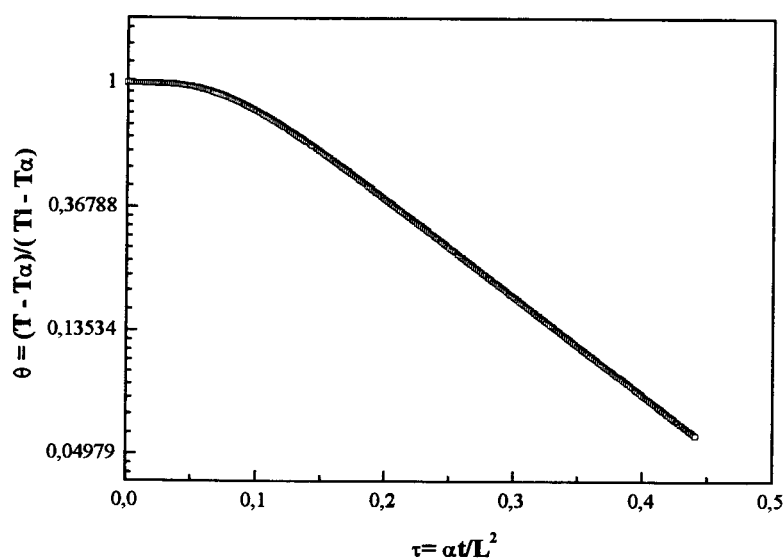
Portanto,

$$a = \ln(0,62458)$$

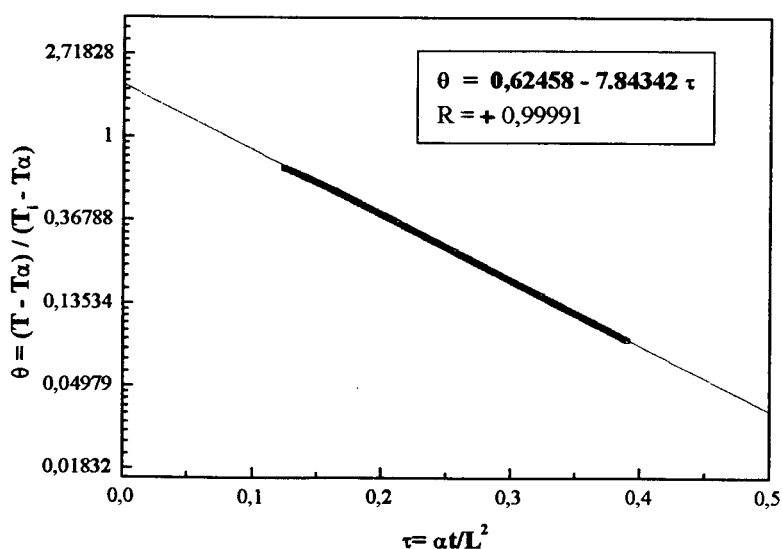
$$b = 7,84342$$

Substituindo estes valores na equação (3.15) obtém-se:

$$\lambda_c = 0,5354 \frac{4 \cdot \sin \sqrt{7,84342 - \lambda_c^2} \cdot J_1(\lambda_c)}{\left[\sqrt{7,84342 - \lambda_c^2} + \sin \sqrt{7,84342 - \lambda_c^2} \cdot \cos \sqrt{7,84342 - \lambda_c^2} \right] \left[J_0^2(\lambda_c) + J_1^2(\lambda_c) \right]} \quad (3.23)$$



(a)

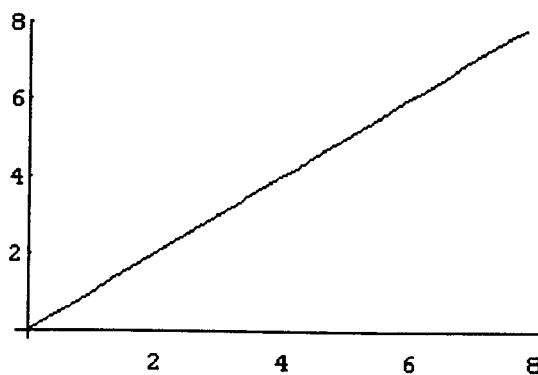


(b)

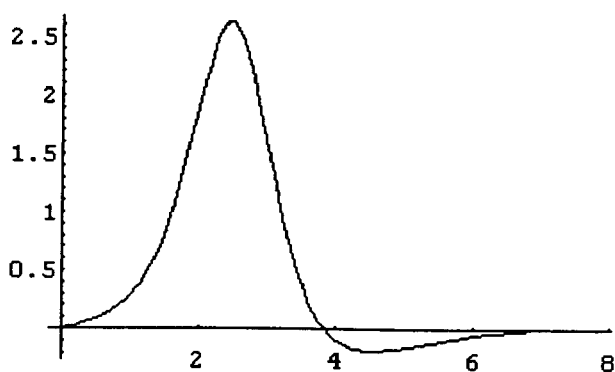
FIGURA 3.8. Relação de temperatura em função do número de Fourier durante o aquecimento de uma partícula. (a) Curva geral, (b) Parte reta da curva.

Substituindo λ_c por x na equação (3.23) e lembrando que J_0 e J_1 são as denominadas funções de Bessel, pode-se agora encontrar a primeira raiz positiva da equação anterior utilizando o software **MATHEMATICA**, calcula-se depois Bi e por último h , tal como se mostra a seguir.

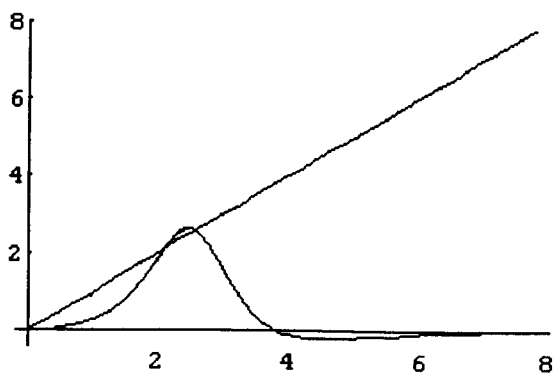
```
g[1]=Plot[x,{x,0,7.84342},PlotStyle->RGBColor[1,0,0]]
```



```
g[3]=Plot[.5354*4*Sin[(7.84342-x^2)^.5]*BesselJ[1,x]/
(((7.84342-x^2)^.5+Cos[(7.84342-x^2)^.5]*Sin[(7.84342-x^2)
^5])*(BesselJ[0,x]^2+BesselJ[1,x]^2)),{x,0,7.84342},
PlotStyle->RGBColor[0,0,1]]
```



```
Show[g[1],g[3]]
```



```
FindRoot[x-.5354*4*Sin[(7.84342-x^2)^.5]*BesselJ[1,x]/
(((7.84342-x^2)^.5+Cos[(7.84342-x^2)^.5]*Sin[(7.84342-x^2)
^5])*(BesselJ[0,x]^2+BesselJ[1,x]^2)),{x,2}]
{x -> 2.09846 }, onde x é a primeira raiz positiva,  $\lambda_c$ .
```

Observação: Em todas as expressões utilizadas no “SoftWare Mathematica” o símbolo utilizado para separação dos algarismos da parte inteira e da parte decimal é o ponto(.). A vírgula é utilizada para separar 2 números.

Substituindo este valor em (3.16) e utilizando a convenção brasileira de uso vírgula na separação da parte inteira da decimal, obtém-se:

$$Bi = 2,09846 J_1(2,09846)/J_0(2,09846)$$

$$Bi = 7,12239$$

$$Bi = \frac{hl}{k},$$

Onde:

$$l = L/2, \text{ m}$$

$$k = \text{condutividade térmica, W.m}^{-1}.^{\circ}\text{C}^{-1}$$

Portanto,

$$h = 7,12239 \times 0,557 \text{ W.m}^{-1}.^{\circ}\text{C}^{-1}/0,01 \text{ m}$$

$$h = 396,72 \text{ W.m}^{-2}.^{\circ}\text{C}^{-1}.$$

Posteriormente foram calculadas os números de Nusselt, Reynolds e Prandtl para as condições de cada teste. Estes valores foram ajustados por meio do pacote STATISTICA, para obter-se as correlações entre eles.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO.

4.1. Propriedades térmicas.

As umidades obtidas para batata e cenoura foram 82,82% e 89,67%, respectivamente. Estas umidades foram utilizadas para o cálculo do calor específico, condutividade e difusividade térmica, a partir das equações (2.5), (2.8) e (2.10), respectivamente. Tais propriedades apresentam-se na Tabela 4.1.

Tabela 4.1. Propriedades térmicas de batata e cenoura.

Propriedade Térmica	Produto	
	Batata	Cenoura
C_p , kJ. Kg ⁻¹ . °C ⁻¹	3,61	3,85
k , W. m ⁻¹ . °C ⁻¹	0,556	0,582
α , m ² . S ⁻¹ x 10 ⁷	1,48	1,44

Os valores de umidade e propriedades térmicas concordam com os reportados na literatura para batata e cenoura, embora com algumas diferenças explicadas pela diversas variedades utilizadas por todos autores. Assim por exemplo, MURR (1992) apresenta umidades entre 76,5% e 82,6% para batata Bintje. Já ASHRAE (1985) apresenta umidades que variam entre 78% e 81%. A umidade da cenoura, segundo CHANG e TOLEDO (1990) é 89,2% e segundo ASHRAE (1985) é 88%.

No referente a propriedades térmicas, os valores de C_p , k e α para batata encontrados na literatura foram respectivamente: 3,63 – 3,70 kJ.kg⁻¹.°C⁻¹; 0,479 W.m⁻¹.°C⁻¹ e 1,3 x 10⁻⁷ m².s⁻¹ (ASHRAE,1985). Para cenoura os valores encontrados foram: 3,88 kJ.kg⁻¹ °C⁻¹ (ASHRAE, 1985), 3,83 kJ.kg⁻¹°C⁻¹ (CHANG e TOLEDO, 1990); 0,669 W.m⁻¹.°C⁻¹ (ASHRAE, 1985), 0,606 W.m⁻¹.°C⁻¹ (SINGH e HELDMAN, 1984), 0,77 W.m⁻¹ .°C⁻¹ (CHANG e TOLEDO 1990).

4.2. Determinação do coeficiente de transferência de calor h .

4.2.1. Batata sob escoamento.

Todas as curvas dos testes de aquecimento apresentaram um mesmo padrão, similar ao mostrado na Figura 4.1. Nas Figuras A1.1 a A1.24 do Anexo I apresentam-se todas as curvas de aquecimento para cilindros e cubos de batata sob escoamento a diferentes vazões e temperaturas, com as equações correspondentes à parte reta das curvas. Os coeficientes lineares e angulares destas curvas de ajuste foram substituídos posteriormente na equação (3.15) a qual foi resolvida por meio do pacote MATHEMATICA para achar os valores do coeficiente de transferência de calor, h , de acordo com o procedimento descrito em 3.4.3.

Nas Tabelas 4.2 e 4.3 apresenta-se um resumo das equações de ajuste para cilindros e cubos de batata sob escoamento, com o número de dados (N) e o coeficiente de correlação para cada ajuste, além dos coeficientes de transferência de calor (h) e o número de Nusselt (Nu).

Para as condições testadas, o coeficiente de transferência de calor para batata variou entre $356 \text{ W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$ e $599 \text{ W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$ para cilindros e entre $216 \text{ W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$ e $386 \text{ W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$ para cubos, sendo que o menor valor corresponde a cubos submetidos a uma vazão de $2,5 \times 10^{-4} \text{ m}^3.\text{s}^{-1}$ (velocidade de $0,123 \text{ m.s}^{-1}$) e 30°C e o maior valor a dos cilindros, a 60°C e vazão de $5,0 \times 10^{-4} \text{ m}^3.\text{s}^{-1}$ (velocidade de $0,246 \text{ m.s}^{-1}$). Para todos os casos, o coeficiente de correlação esteve acima de 0,99. Para as condições testadas, o número de Nusselt variou entre 5,8 e 9,1 para cilindros e entre 3,5 e 5,9 para cubos de batata.

Nas Figuras 4.2 e 4.3 são apresentados os efeitos da temperatura e da vazão sobre os valores do coeficiente de transferência de calor h , para cilindros e cubos de batata. Estes resultados indicam que o coeficiente de transferência de calor é maior para cilindros e aumenta diretamente com a vazão (43% aproximadamente para cilindros e 46% para cubos quando a vazão é dobrada) e com a temperatura (18%

para cilindros e 24% para cubos quando a temperatura aumenta de 30°C para 60° C).

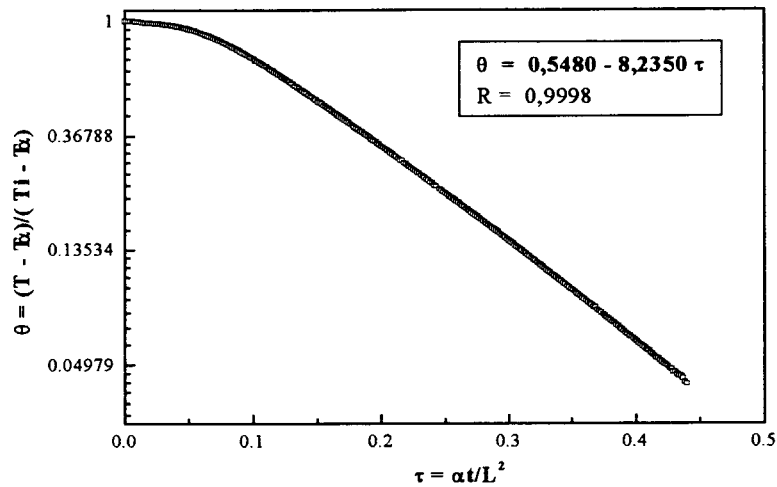


FIGURA 4.1. Exemplo de curva de aquecimento para cilindros de batata sob escoamento com vazão de $2,5 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ (Velocidade de $0,123 \text{ m.s}^{-1}$)

TABELA 4.2. Coeficientes de Transferência de Calor (*h*) para cilindros de batata sob escoamento. (*D_t* = 5,08 cm).

Tamanho (cm)	Temp. (°C)	Vazão (10 ⁴ . m ³ . s ⁻¹)	Equação	N	R	<i>h</i> (W.m ⁻² . °C ⁻¹)	<i>Nu</i>
L=2 ; D=2	30	2,5	θ = 0,5480 - 8,2350 τ	171	0,9998	355,8	5,77
L=2 ; D=2	40	2,5	θ = 0,6071 - 7,8972 τ	186	0,9999	373,4	5,91
L=2 ; D=2	50	2,5	θ = 0,6246 - 7,8434 τ	186	0,9999	396,7	6,17
L=2 ; D=2	60	2,5	θ = 0,6251 - 7,9815 τ	186	0,9999	432,8	6,60
L=2 ; D=2	30	3,6	θ = 0,5999 - 8,2480 τ	161	0,9997	450,7	7,32
L=2 ; D=2	40	3,6	θ = 0,6431 - 7,9320 τ	190	0,9991	469,5	7,44
L=2 ; D=2	50	3,6	θ = 0,6392 - 8,0291 τ	186	0,9979	488,5	7,60
L=2 ; D=2	60	3,6	θ = 0,6500 - 7,9927 τ	186	0,9999	515,4	7,86
L=2 ; D=2	30	5,0	θ = 0,6631 - 7,7963 τ	186	0,9997	503,1	8,16
L=2 ; D=2	40	5,0	θ = 0,6521 - 8,0771 τ	182	0,9996	557,0	8,83
L=2 ; D=2	50	5,0	θ = 0,6568 - 8,0513 τ	187	0,9999	569,0	8,85
L=2 ; D=2	60	5,0	θ = 0,6363 - 8,3184 τ	186	0,9999	599,2	9,13

TABELA 4.3. Coeficientes de Transferência de Calor (h) para cubos de batata sob escoamento ($D_t = 5,08$ cm).

Tamanho (cm)	Temp. (°C)	Vazão ($10^4 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$)	Equação	N	R	h ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$)	Nu
L=2 cm	30	0,25	$\theta = 0,6136 - 7,3802 \tau$	175	0,9998	216,0	3,51
L=2 cm	40	0,25	$\theta = 0,6192 - 7,4717 \tau$	171	0,9999	226,3	3,57
L=2 cm	50	0,25	$\theta = 0,6361 - 7,0842 \tau$	166	0,9999	256,1	3,98
L=2 cm	60	0,25	$\theta = 0,6427 - 7,4372 \tau$	166	0,9999	272,1	4,15
L=2 cm	30	0,36	$\theta = 0,6465 - 7,1335 \tau$	178	0,9998	280,2	4,55
L=2 cm	40	0,36	$\theta = 0,6584 - 7,0809 \tau$	176	0,9998	313,6	4,97
L=2 cm	50	0,36	$\theta = 0,6641 - 7,2132 \tau$	178	0,9999	332,6	4,88
L=2 cm	60	0,36	$\theta = 0,6671 - 7,4636 \tau$	177	0,9999	344,4	5,25
L=2 cm	30	0,50	$\theta = 0,6579 - 7,0524 \tau$	182	0,9998	312,1	5,07
L=2 cm	40	0,50	$\theta = 0,6683 - 7,2053 \tau$	181	0,9999	349,2	5,53
L=2 cm	50	0,50	$\theta = 0,6729 - 7,2595 \tau$	182	0,9999	369,0	5,74
L=2 cm	60	0,50	$\theta = 0,6764 - 8,0743 \tau$	174	0,9998	386,0	5,88

Nas Figuras 4.4 e 4.5 são mostradas as relações do número de Nusselt com o número de Reynolds para cilindros e cubos de batata submetidos a escoamento a diferentes temperaturas. As Tabelas 4.4 e 4.5 trazem as equações de ajuste do número de Nusselt em função do número de Reynolds, as quais registraram valores do coeficiente de correlação maior de 0,96.

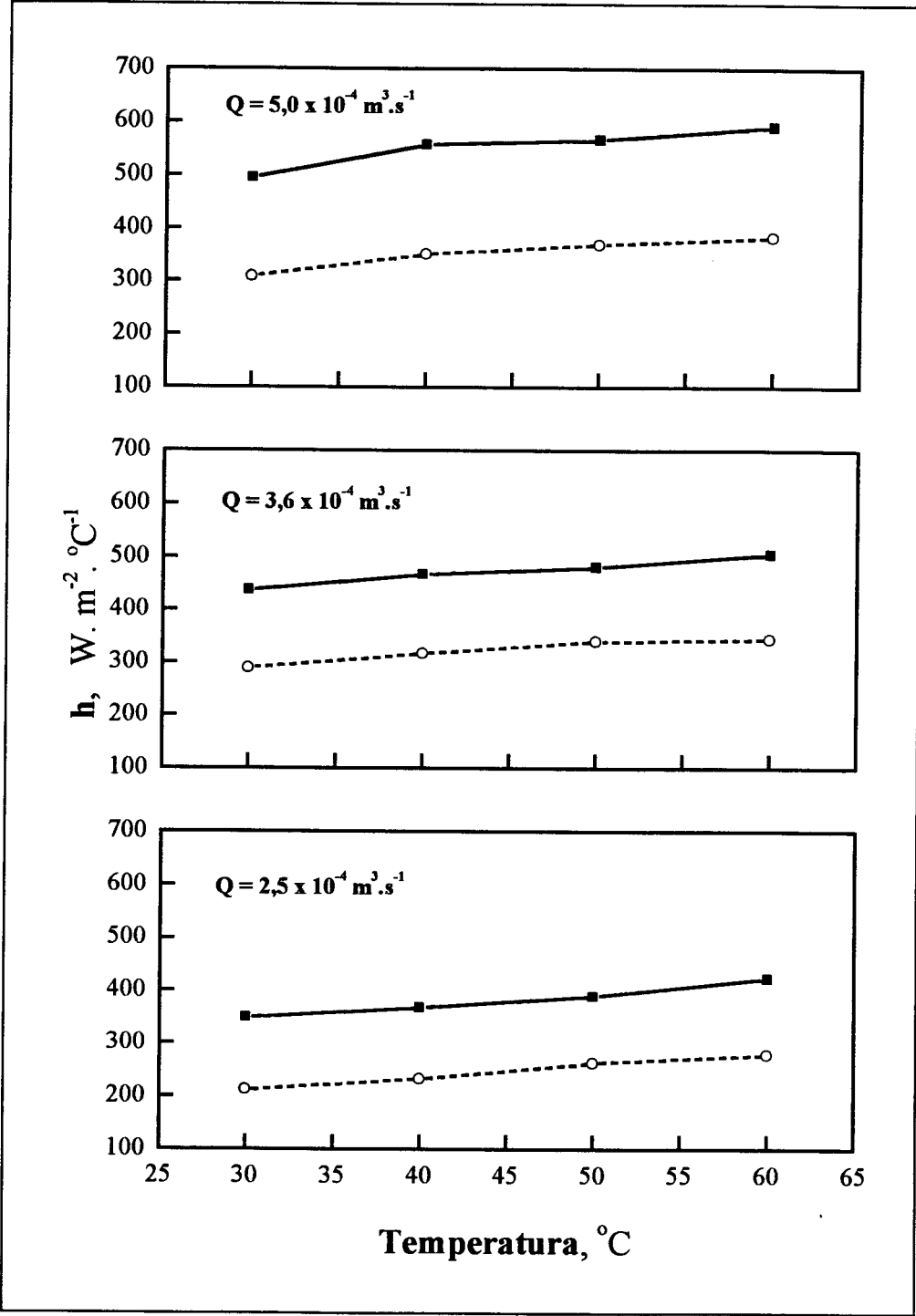


FIGURA 4.2. Coeficiente de transferência de calor (h), em cilindros e cubos de batata submetidos a diferentes condições de escoamento, em função da temperatura.

— ■ — Cilindros ($L = D = 2 \text{ cm}$) — ○ — Cubos ($L = 2 \text{ cm}$)

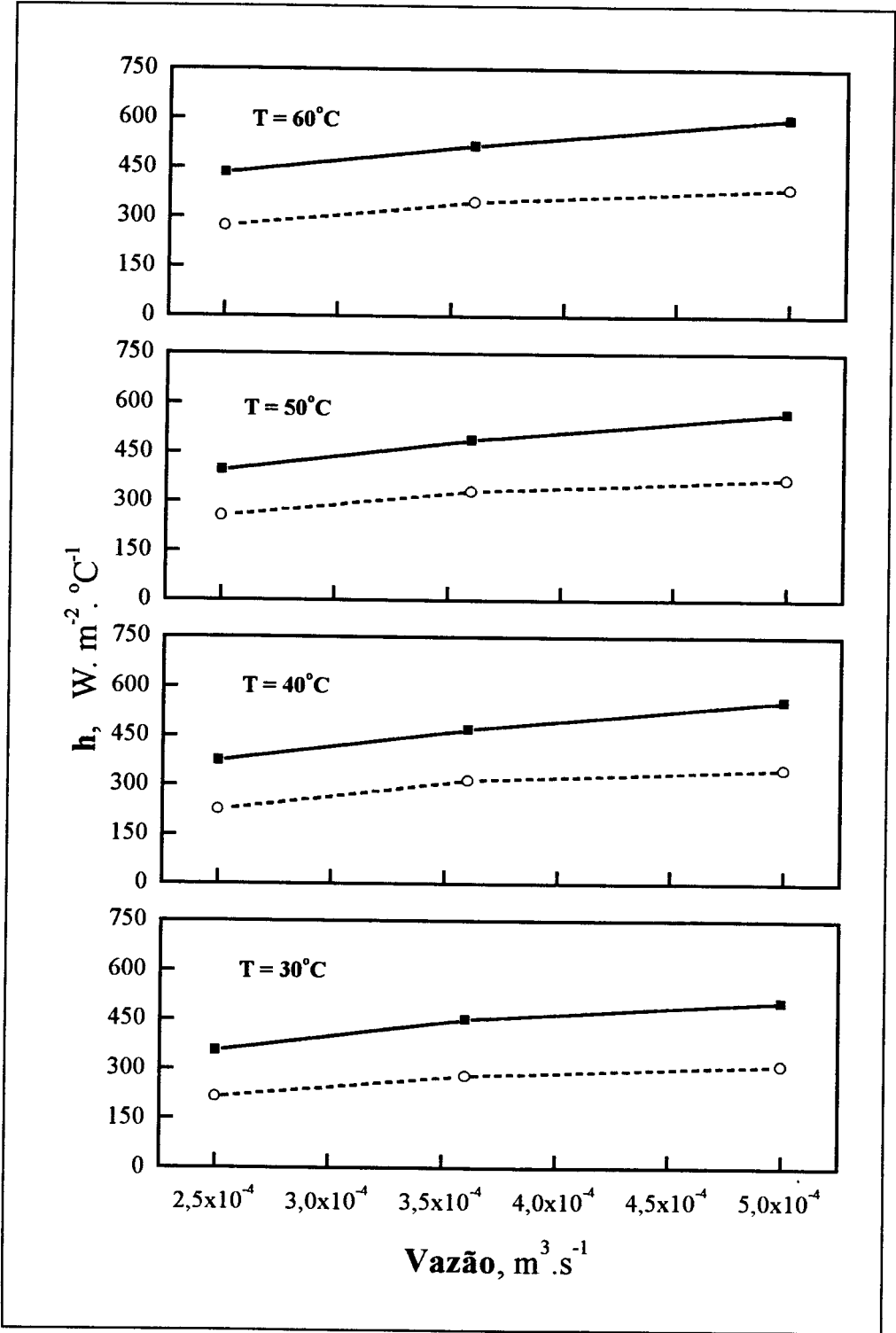
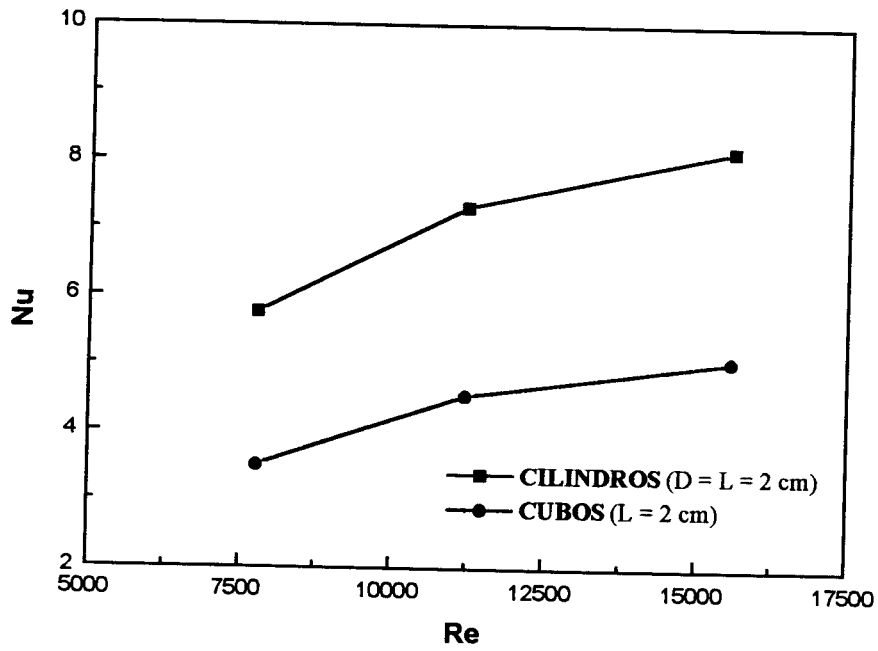
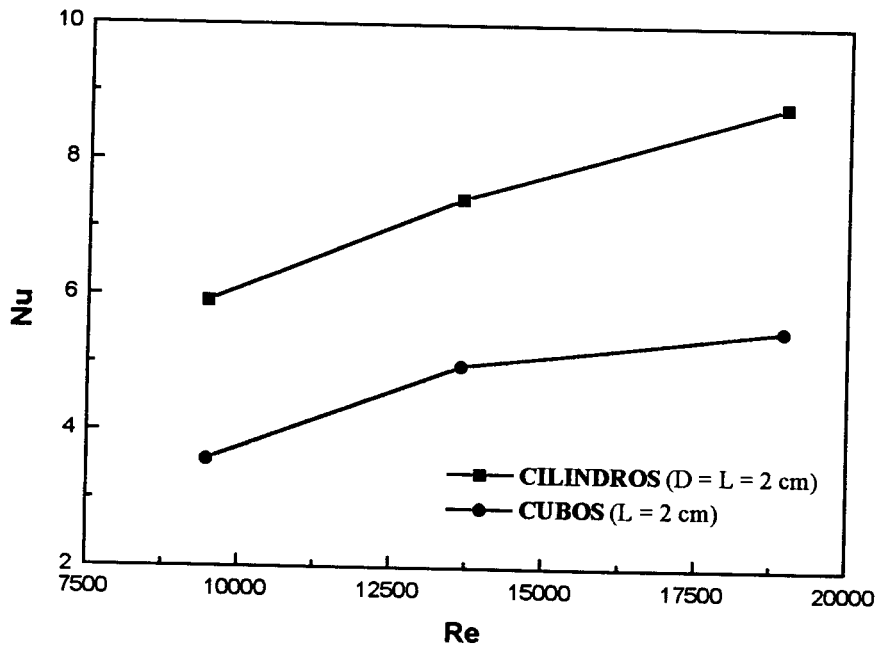


Figura 4.3. Coeficiente de transferência de calor (h), em cilindros e cubos de batata sob escoamento a diferentes temperaturas, em função da vazão.

— ■ — Cilindros ($L = D = 2 \text{ cm}$) — ○ — Cubos ($L = 2 \text{ cm}$)

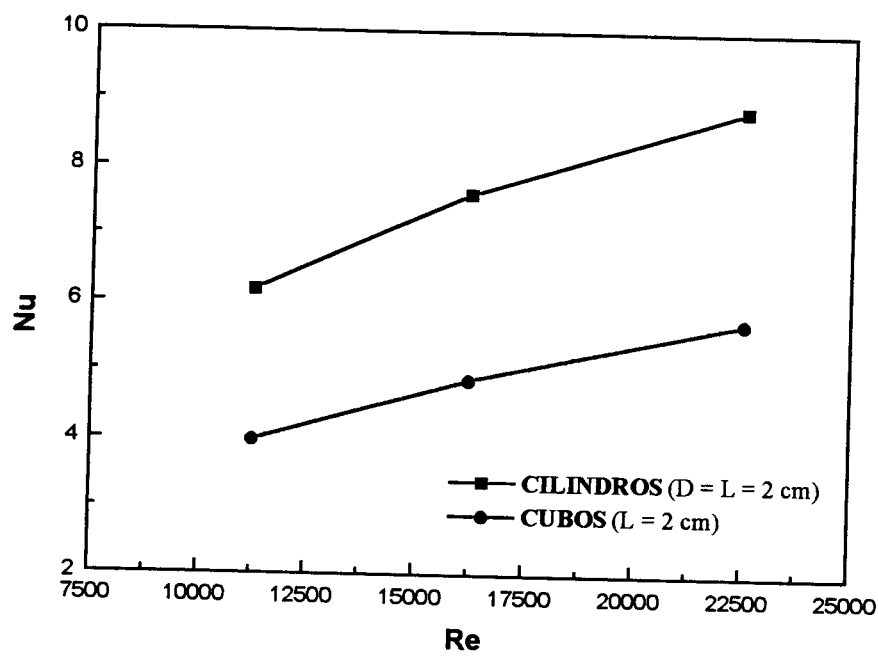


(a)

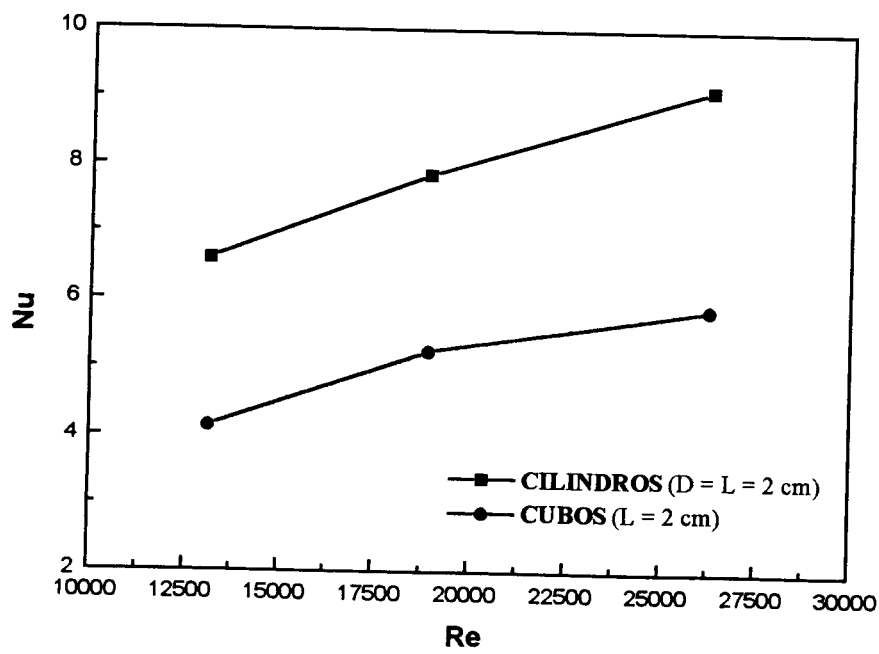


(b)

FIGURA 4.4. Número de Nusselt para cilindros e cubos de batata (a) 30°C; (b) 40°C, em função do número de Reynolds.



(a)



(b)

FIGURA 4.5. Número de Nusselt para cilindros e cubos de batata (a) 50°C ; (b) 60°C, em função do número de Reynolds.

TABELA 4.4. Equações de ajuste do número de Nusselt em função do número de Reynolds para cilindros de batata.

Tamanho (cm)	Temperatura (°C)	Equação	R
L = D = 2	30	$Nu = 2 + 0,0075 Re^{0,8} Pr^{1/3}$	0,96
L = D = 2	40	$Nu = 2 + 0,0073 Re^{0,8} Pr^{1/3}$	1,00
L = D = 2	50	$Nu = 2 + 0,0071 Re^{0,8} Pr^{1/3}$	0,97
L = D = 2	60	$Nu = 2 + 0,0069 Re^{0,8} Pr^{1/3}$	0,96

TABELA 4.5. Equações de ajuste do número de Nusselt em função do número de Reynolds para cubos de batata.

Tamanho (cm)	Temperatura (°C)	Equação	R
L=2 cm	30	$Nu = 2+ 0,0036 Re^{0,8} Pr^{1/3}$	0,96
L=2 cm	40	$Nu = 2 + 0,0038 Re^{0,8} Pr^{1/3}$	1,00
L=2 cm	50	$Nu = 2 + 0,0037 Re^{0,8} Pr^{1/3}$	0,99
L=2 cm	60	$Nu = 2 + 0,0037 Re^{0,80} Pr^{1/3}$	1,00

4.2.2. Cenoura sob escoamento.

A Figura 4.6 mostra uma curva de aquecimento padrão para cenoura e nas Figuras A2.1 a A2.24 do Anexo II apresentam-se todas as curvas de aquecimento dos cilindros e dos cubos de cenoura sob escoamento a diferentes vazões e temperaturas, com as equações correspondentes à parte reta das curvas.

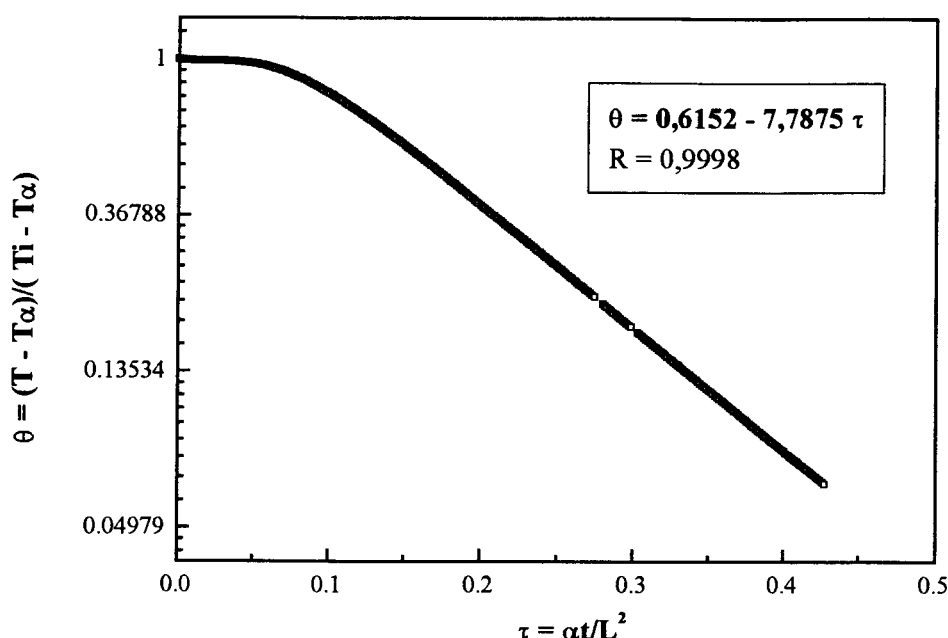


FIGURA 4.6. Exemplo de curva de aquecimento para cilindros de cenoura sob escoamento com vazão de $2,5 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ (velocidade de $0,123 \text{ m.s}^{-1}$).

As Tabelas 4.6 e 4.7 apresentam um resumo das equações de ajuste para cilindros e cubos de cenoura sob escoamento, com o número de dados (N) e o coeficiente de correlação para cada ajuste, além dos coeficientes de transferência de calor (h) e o número de Nusselt (Nu).

O coeficiente de transferência de calor no caso de cenoura variou entre $349 \text{ W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$ e $590 \text{ W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$ para cilindros e entre $212 \text{ W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$ e $383 \text{ W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$ para cubos sendo que o menor valor corresponde a cubos submetidos a uma vazão de $2,5 \times 10^{-4} \text{ m}^3.\text{s}^{-1}$ (velocidade de $0,123 \text{ m.s}^{-1}$) e 30°C de temperatura e o maior valor a cilindros a 60°C de temperatura e $5,0 \times 10^{-4} \text{ m}^3.\text{s}^{-1}$ de vazão (velocidade de $0,246 \text{ m.s}^{-1}$). Os coeficiente de correlação estiveram acima de 0,99 e o número de Nusselt variou entre 5,7 e 9,0 e 3,5 e 8,0, para cilindros e cubos de cenoura, respectivamente.

TABELA 4.6. Coeficientes de Transferência de Calor (h) para cilindros de cenoura sob escoamento. ($D_t = 5,08$ cm).

Tamanho (cm)	Temp. (°C)	Vazão ($10^4 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$)	Equação	N	R	h ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$)	Nu
L=2 ; D=2	30	2,5	$\theta = 0,5771 - 7,9037 \tau$	176	0,9998	348,8	5,66
L=2 ; D=2	40	2,5	$\theta = 0,5888 - 7,9054 \tau$	186	0,9999	366,5	5,81
L=2 ; D=2	50	2,5	$\theta = 0,6152 - 7,7875 \tau$	186	0,9998	388,1	6,03
L=2 ; D=2	60	2,5	$\theta = 0,6026 - 8,0828 \tau$	186	0,9999	422,2	6,43
L=2 ; D=2	30	3,6	$\theta = 0,5669 - 8,3422 \tau$	181	0,9999	437,1	7,10
L=2 ; D=2	40	3,6	$\theta = 0,6183 - 8,0624 \tau$	208	0,9999	466,4	7,39
L=2 ; D=2	50	3,6	$\theta = 0,6006 - 8,2470 \tau$	220	0,9999	480,3	7,47
L=2 ; D=2	60	3,6	$\theta = 0,5657 - 8,5484 \tau$	191	0,9999	504,5	7,69
L=2 ; D=2	30	5,0	$\theta = 0,6490 - 7,8528 \tau$	168	0,9999	494,9	8,03
L=2 ; D=2	40	5,0	$\theta = 0,6310 - 8,0337 \tau$	192	0,9998	556,9	8,82
L=2 ; D=2	50	5,0	$\theta = 0,6328 - 8,2063 \tau$	186	0,9999	566,3	8,81
L=2 ; D=2	60	5,0	$\theta = 0,6011 - 8,5097 \tau$	191	0,9999	590,6	9,00

TABELA 4.7. Coeficientes de Transferência de Calor (h) para cubos de cenoura sob escoamento ($D_t = 5,08$ cm).

Tamanho (cm)	Temp. (°C)	Vazão ($10^4 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$)	Equação	N	R	h ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$)	Nu
L=2 cm	30	2,5	$\theta = 0,6021 - 6,4720 \tau$	161	0,9997	212,3	3,45
L=2 cm	40	2,5	$\theta = 0,6151 - 7,3779 \tau$	155	0,9999	232,2	3,68
L=2 cm	50	2,5	$\theta = 0,6310 - 7,4806 \tau$	176	0,9999	262,8	4,09
L=2 cm	60	2,5	$\theta = 0,6386 - 7,5868 \tau$	216	0,9998	277,6	4,23
L=2 cm	30	3,6	$\theta = 0,6435 - 7,2085 \tau$	129	0,9998	289,3	4,69
L=2 cm	40	3,6	$\theta = 0,6533 - 7,6495 \tau$	202	0,9998	316,8	5,02
L=2 cm	50	3,6	$\theta = 0,6604 - 7,1548 \tau$	186	0,9999	339,9	5,28
L=2 cm	60	3,6	$\theta = 0,6616 - 7,8035 \tau$	181	0,9999	344,2	5,25
L=2 cm	30	5,0	$\theta = 0,6508 - 7,4176 \tau$	183	0,9999	308,9	5,01
L=2 cm	40	5,0	$\theta = 0,6633 - 7,2739 \tau$	199	0,9998	350,5	5,55
L=2 cm	50	5,0	$\theta = 0,6678 - 7,4843 \tau$	187	0,9999	368,9	5,74
L=2 cm	60	5,0	$\theta = 0,6710 - 7,9687 \tau$	188	0,9999	382,8	5,83

As Figuras 4.7 e 4.8 apresentam os efeitos da temperatura e da vazão sobre os valores do coeficiente de transferência de calor h , para cilindros e cubos de cenoura. Estes resultados indicam que o coeficiente de transferência de calor é maior para cilindros e aumenta diretamente com a vazão (43% aproximadamente para cilindros e 48% para cubos quando a vazão é dobrada) e a temperatura (18% para cilindros e 25% para cubos quando a temperatura aumenta de 30°C para 60°C).

Nas Figuras 4.9 e 4.10 mostra-se a relação do número de Nusselt com o número de Reynolds para cilindros e cubos de cenoura submetidos a escoamento a diferentes temperaturas. As Tabelas 4.8 e 4.9 trazem as equações de ajuste do

número de Nusselt em função do número de Reynolds, as quais apresentaram coeficientes de correlação maiores de 0,92.

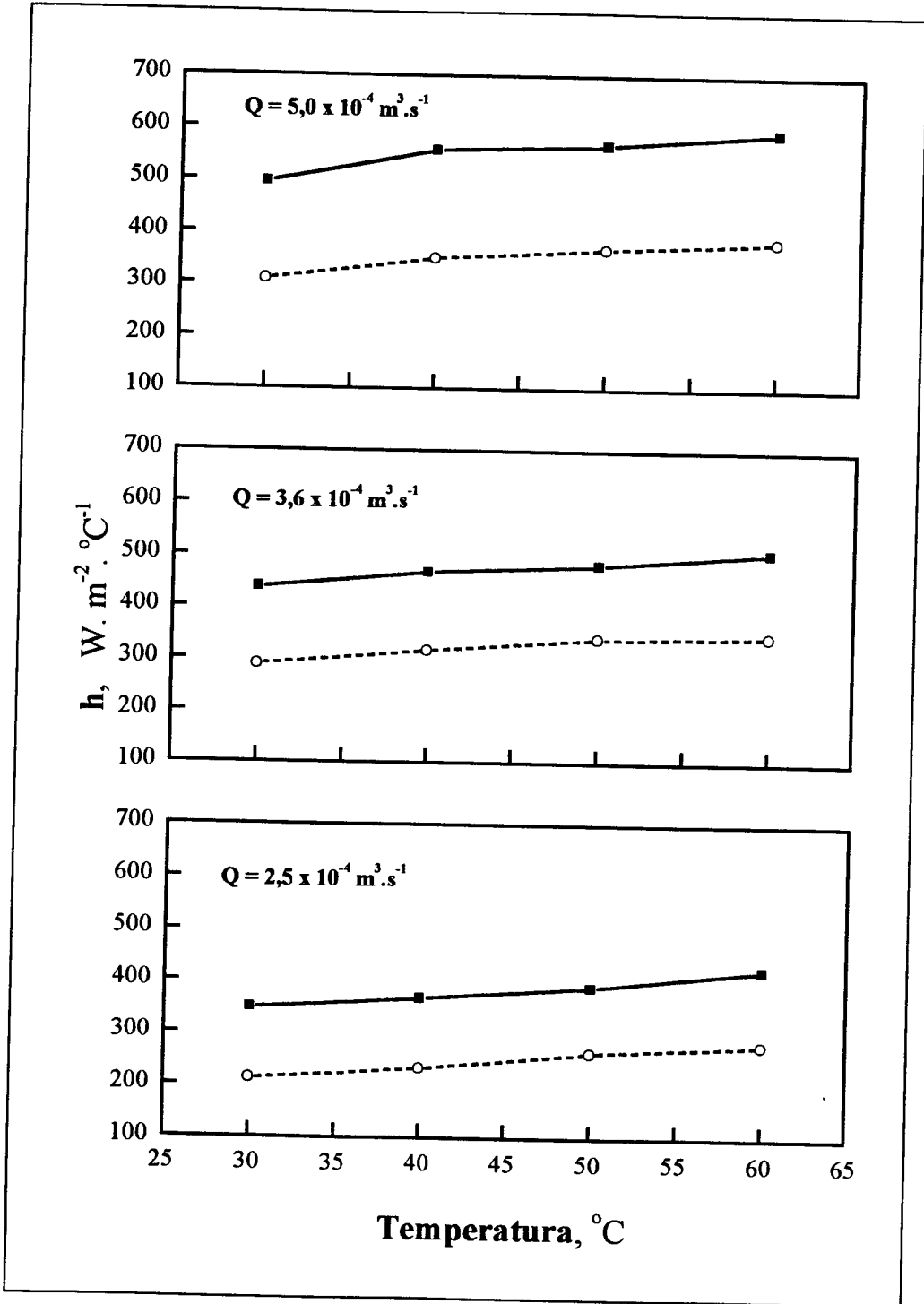


FIGURA 4.7. Coeficiente de transferência de calor (h), em cilindros e cubos de cenoura submetidos a diferentes condições de escoamento, em função da temperatura.

— ■ — Cilindros ($L = D = 2 \text{ cm}$) — ○ — Cubos ($L = 2 \text{ cm}$)

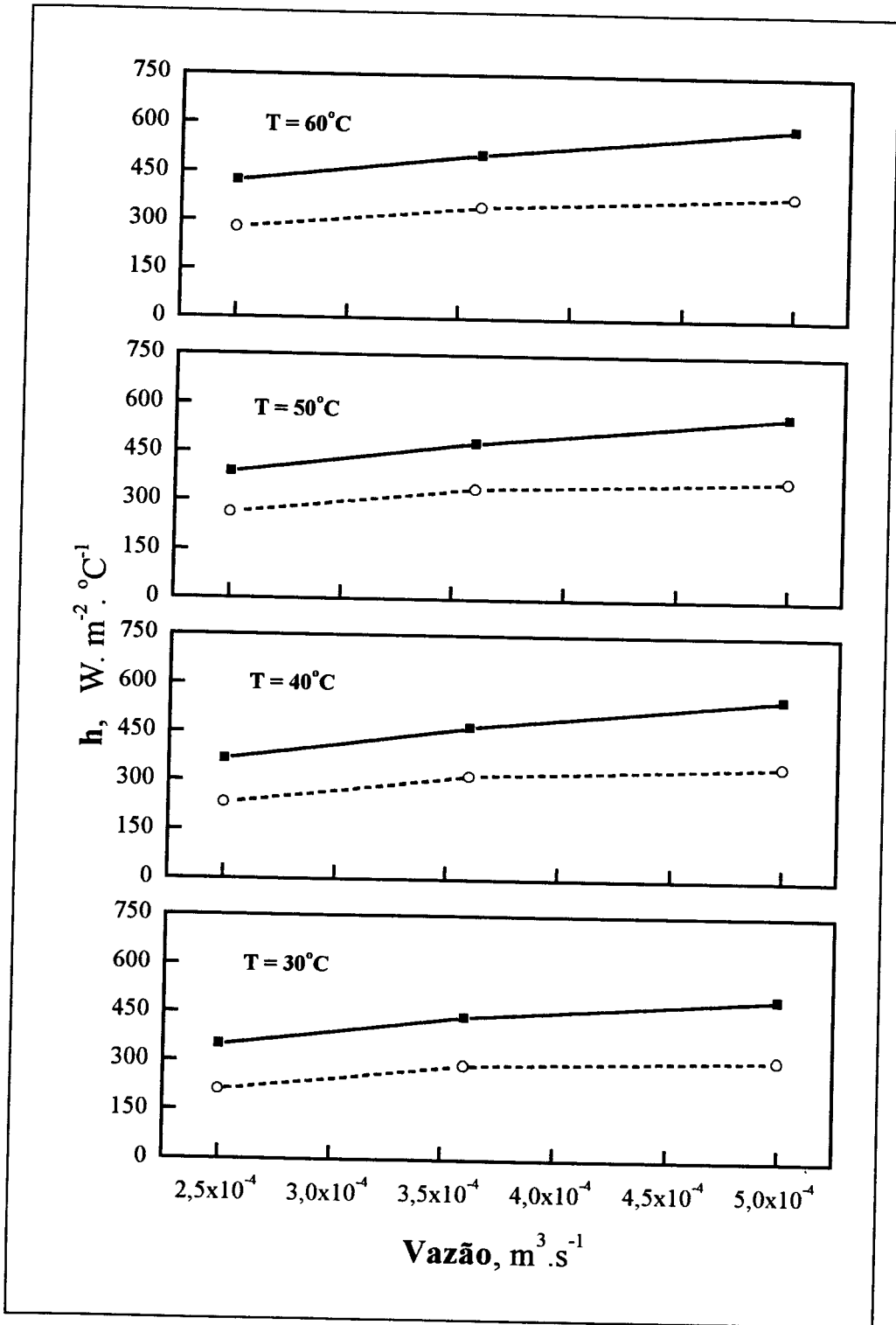
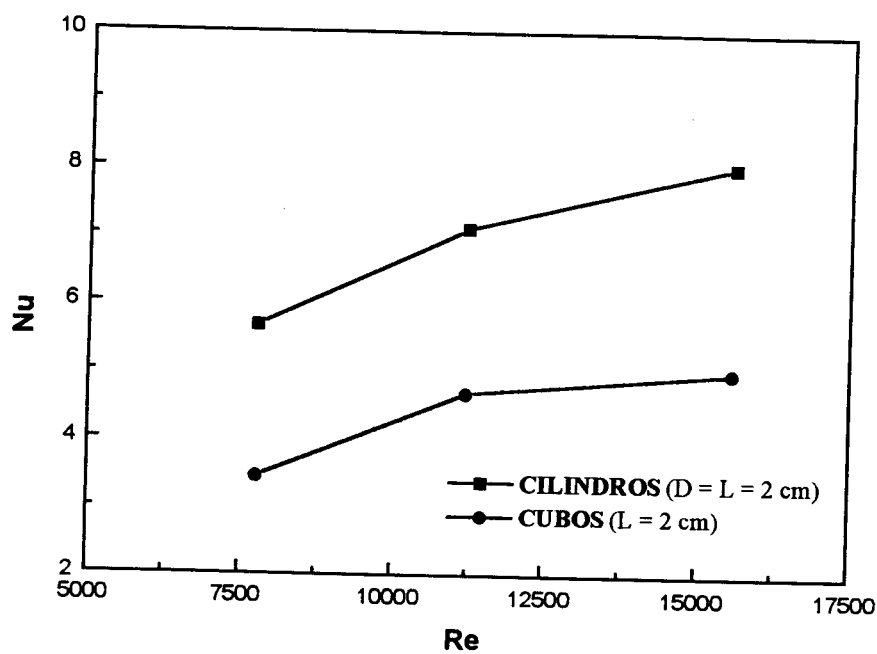
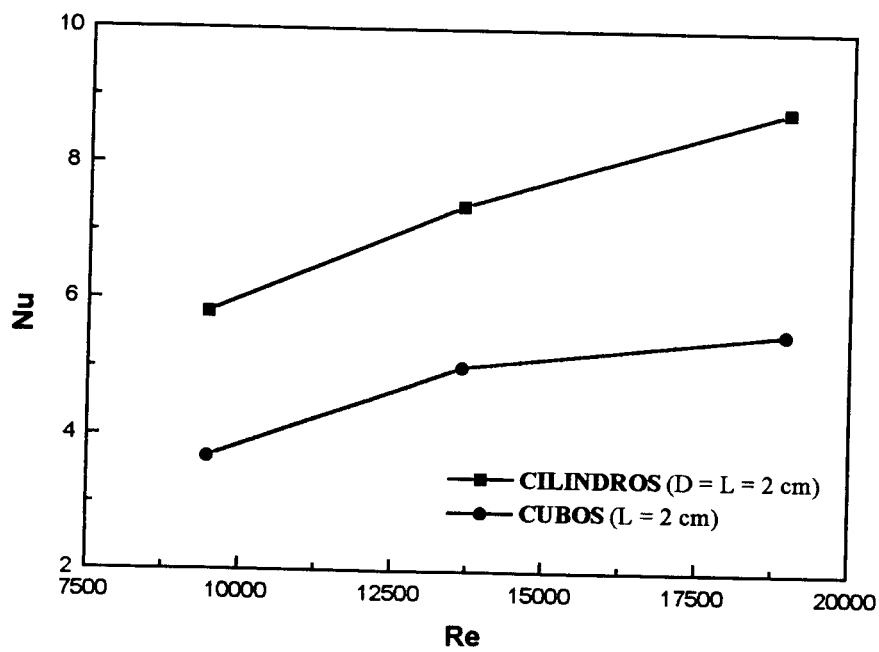


FIGURA 4.8. Coeficiente de transferência de calor (h), em cilindros e cubos de cenoura sob escoamento a diferentes temperaturas, em função da vazão.

— ■ — Cilindros ($L = D = 2 \text{ cm}$) — ○ — Cubos ($L = 2 \text{ cm}$)

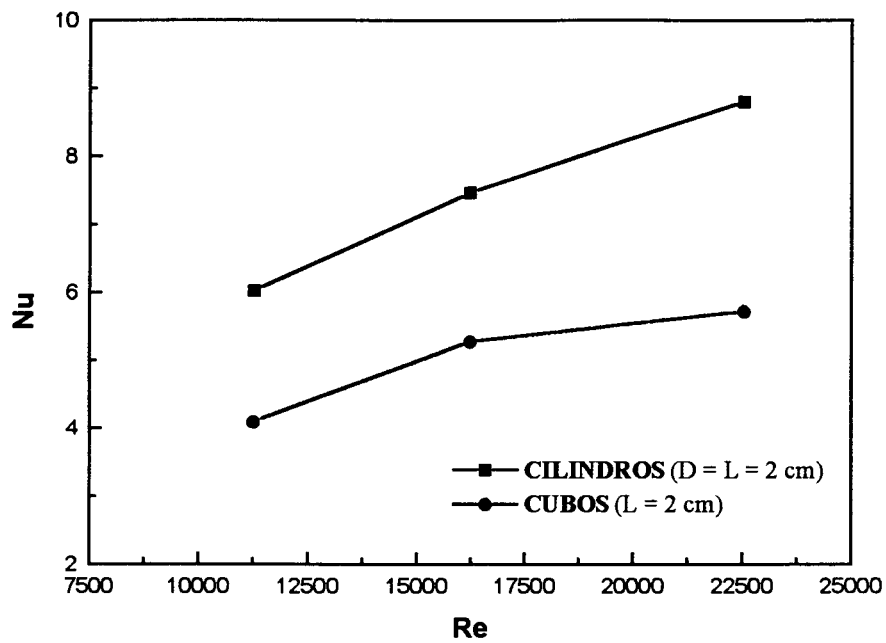


(a)

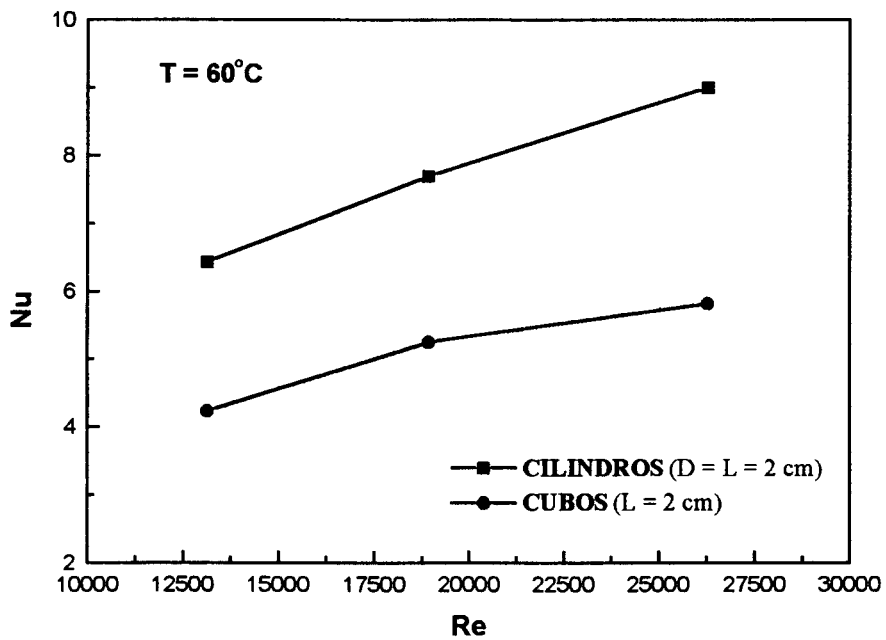


(b)

FIGURA 4.9. Número de Nusselt para cilindros e cubos de cenoura (a) 30°C ; (b) 40°C, em função do número de Reynolds.



(a)



(b)

FIGURA 4.10. Número de Nusselt para cilindros e cubos de cenoura (a) 50°C ; (b) 60°C em função do número de Reynolds.

TABELA 4.8. Equações de ajuste do número de Nusselt em função do número de Reynolds para cilindros de cenoura.

Tamanho (cm)	Temperatura (°C)	Equação	R
L = D = 2	30	$Nu = 2 + 0,0073 Re^{0,8} Pr^{1/3}$	0,97
L = D = 2	40	$Nu = 2 + 0,0074 Re^{0,8} Pr^{1/3}$	1,00
L = D = 2	50	$Nu = 2 + 0,0069 Re^{0,8} Pr^{1/3}$	0,99
L = D = 2	60	$Nu = 2 + 0,0067 Re^{0,8} Pr^{1/3}$	1,00

TABELA 4.9. Equações de ajuste do número de Nusselt em função do número de Reynolds para cubos de cenoura.

Tamanho (cm)	Temperatura (°C)	Equação	R
L=2 cm	30	$Nu = 2 + 0,0036 Re^{0,8} Pr^{1/3}$	0,92
L=2 cm	40	$Nu = 2 + 0,0038 Re^{0,8} Pr^{1/3}$	0,94
L=2 cm	50	$Nu = 2 + 0,0039 Re^{0,8} Pr^{1/3}$	0,95
L=2 cm	60	$Nu = 2 + 0,0037 Re^{0,8} Pr^{1/3}$	0,98

4.2.3. Cenoura sob escoamento para diferentes arranjos.

Nas Figuras A3.1 a A3.8 do anexo III são apresentadas as curvas de aquecimento para cilindros de cenoura sob escoamento para diferentes vazões e arranjos, com as equações correspondentes à parte reta das curvas.

A Tabela 4.10 apresenta o resumo das equações de ajuste para cilindros de cenoura sob escoamento influenciado por diferentes arranjos no interior do tubo, com o número de dados (N) e o coeficiente de correlação para cada ajuste, além dos coeficientes de transferência de calor (h) e o número de Nusselt (Nu). O coeficiente de transferência de calor neste caso variou entre $327 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$ e $557 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$. O menor valor correspondeu ao arranjo 4 com uma vazão de $3,6 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ (velocidade de $0,178 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$) e o maior valor ao arranjo 5 com uma vazão de $5 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ (velocidade de $0,246 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$). Os coeficiente de correlação estiveram acima de 0,99. Os números de Nusselt para este caso variaram entre 5,19 e 8,82, que correspondem aos arranjos 4 e 5, respectivamente.

A Figura 4.11 mostra o comportamento dos coeficientes de transferência de calor do produto para as diferentes condições de escoamento, de acordo com os arranjos utilizados. Estes resultados indicam que existe uma diminuição do coeficiente de transferência de calor na medida em que se tem maior interferência para a livre circulação devido aos obstáculos colocados. Assim, a diferença no coeficiente entre o arranjo 5 (sem obstáculos) e arranjo 4, foi de aproximadamente 39%. Pôde-se confirmar também o efeito da convecção forçada, com valores de número de Nusselt bem acima de 2,0, valor limite superior para convecção natural em esferas.

TABELA 4.10. Coeficientes de Transferência de Calor (h) para cilindros de cenoura sob escoamento e diferentes arranjos. ($D_t = 5,08$ cm, $T = 40^\circ\text{C}$).

Tamanho (cm)	Arranjo (*)	Vazão ($10^4 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$)	Equação	N	R	h ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$)	Nu
L=2 ; D=2	1	3,6	$\theta = 0,5917 - 8,1225 \tau$	186	0,9998	422,8	6,70
L=2 ; D=2	1	5,0	$\theta = 0,5456 - 8,6711 \tau$	191	0,9996	506,1	8,02
L=2 ; D=2	2	3,6	$\theta = 0,5673 - 8,1387 \tau$	217	0,9999	384,1	6,08
L=2 ; D=2	2	5,0	$\theta = 0,5624 - 8,4913 \tau$	176	0,9999	476,0	7,54
L=2 ; D=2	3	3,6	$\theta = 0,4997 - 8,3907 \tau$	191	0,9998	351,8	5,58
L=2 ; D=2	3	5,0	$\theta = 0,5579 - 8,3896 \tau$	191	0,9999	434,4	6,88
L=2 ; D=2	4	3,6	$\theta = 0,5351 - 8,0674 \tau$	183	0,9999	327,3	5,19
L=2 ; D=2	4	5,0	$\theta = 0,5733 - 8,2126 \tau$	191	0,9999	412,7	6,54

(*) Vide Figura 3.7 - Descrição dos arranjos.

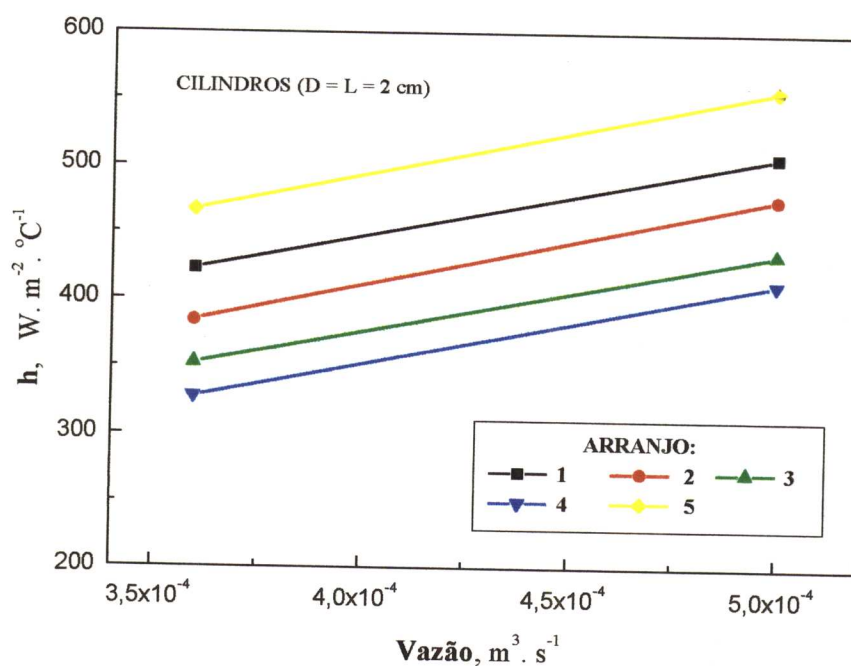


FIGURA 4.11. Coeficiente de transferência de calor (h), de cilindros de cenoura submetidos a escoamento, em função da vazão, influenciado por diferentes arranjos, a 40°C .

Da análise da Tabela 4.11 pode-se deduzir que os resultados obtidos no presente trabalho estão dentro da faixa dos valores obtidos por outros autores, embora não sejam diretamente comparáveis devido ao fato de que cada pesquisa é feita sob condições específicas e difere no método de medição, no tipo de material utilizado, no tipo de fluido, velocidade, etc.

Por exemplo, para estimar o coeficiente de transferência de calor, CHANG e TOLEDO (1989) mediram a temperatura de uma partícula de batata doce, em forma de cubo, num sistema modelo com escoamento de água a velocidade e temperatura constantes. ZURITZ et al. (1990) utilizaram partículas metálicas em forma de cogumelo fixadas com seu eixo longitudinal paralelo à direção do fluxo e aproximaram sua forma a uma esfera.

TABELA 4.11. Valores do coeficiente de transferência de calor, h , reportados na literatura e método experimental usado.

Referência	Re	Forma Geométrica	h ($W.m^{-2}.^{\circ}C^{-1}$)	Método Experimental
Chang e Toledo (1989)	-	Cubos	146 - 239	Velocidade Relativa, partícula fixa.
Zuritz et al. (1990)	0,123 - 1,943*	Cogumelos	548 - 1175	Velocidade Relativa, partícula metálica fixa.
Sastry et al. (1990)	7300 - 43600	Esferas	688 - 3005	Partícula metálica e termopar móveis.
Zitoun e Sastry (1994 a)	212 - 270 212 - 270	Cubos Cubos	270 - 930 287 - 1277	Partícula met + Cristal Líquido. Velocidade Relativa.
Zitoun e Sastry (1994 b)	-	Cubos	199 - 749	Partícula metálica e termopar móveis.
Balasubramaniam e Sastry (1994)	19 - 1968*	Cubos	986 - 2270	Partícula met + Cristal líquido.
Ramaswamy et al. (1996)	20 - 10800*	Esferas Cilindros	60 - 1000	Partícula fixa de Teflon.
Presente trabalho	7779 - 26285	Cilindros Cubos	212 - 599	Velocidade Relativa, Partícula de alimento fixa.

* Re_g

SASTRY et al. (1990) usaram um termopar deslocando-se junto com uma partícula metálica transdutora. ZITOUN e SASTRY (1990a) utilizaram partículas metálicas transdutoras recobertas de cristal líquido em movimento e relacionaram a mudança de cor com temperatura para calcular o coeficiente de transferência de calor e a velocidade relativa. ZITOUN e SASTRY (1990b) determinaram o coeficiente de transferência de calor medindo a temperatura de uma partícula metálica em forma de cubo por meio de um termopar móvel.

BALASUBRAMANIAM e SASTRY (1996) estimaram o coeficiente de transferência de calor em uma partícula transdutora oca com um sensor de temperatura no seu interior e receberam os sinais emitidos por meio de uma antena externa. RAMASWAMY et al. (1996) mediram a temperatura de uma partícula cilíndrica e esféricas de teflon fixadas no centro de um tubo de retenção.

Dos trabalhos mencionados, os correspondentes a CHANG e TOLEDO (1989) e RAMASWAMY et al. (1996) teriam a maior semelhança com o trabalho aqui apresentado, embora no primeiro as velocidades utilizadas tenham sido muito baixas ($0,0038 - 0,0086 \text{ m.s}^{-1}$) comparadas com as normalmente usadas em esterilização contínua ($0,10 - 0,25 \text{ m.s}^{-1}$) e no segundo o autor empregou um fluido não Newtoniano (Carboximetil celulose) e partículas de teflon ($k = 0,29 \text{ W.m}^{-1}.\text{°C}$, $\rho = 2195 \text{ kg.m}^{-3}$, $C_p = 980 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{°C}$), com propriedades térmicas diferentes das dos alimentos, embora com difusividade térmica similar.

Em todos os casos do presente estudo, os valores do coeficiente de transferência de calor foram apreciavelmente maiores do que os esperados considerando somente convecção natural. A comparação dos resultados obtidos com aqueles reportados por ÅSTRÖM e BARK (1994) para convecção natural, serve para confirmar o domínio da convecção forçada no presente trabalho.

Os números de Nusselt obtidos para escoamento confirmam também a influência da convecção forçada, com valores entre 5 e 9 para cilindros e entre 3,5 e

5,8 para cubos, valores estes maiores que 2,0, limite superior para convecção natural para esferas, o qual é usado com frequência para estimar o valor do coeficiente de transferência de calor, no estabelecimento de processos de aquecimento contínuo, microbiologicamente seguros, de alimentos heterogêneos.

É conhecido que a forma da partícula tem influência no coeficiente de transferência de calor, como resultado das diferenças nos perfis de escoamento para diferentes geometrias. De acordo com CHANDARANA e GAVIN (1989), o comprimento do tubo de retenção para partículas em forma de cubo é maior que para partículas cilíndricas, o qual por sua vez é maior que para partículas esféricas das mesmas dimensões máximas. Embora a relação volume/área superficial para cubo seja idêntica à de um cilindro de altura e diâmetro iguais à dimensão linear do cubo, no presente estudo foi observada a mesma tendência reportada pelos autores mencionados anteriormente. Ao contrário, ÅSTRÖM e BARK (1994) não encontraram diferenças nos coeficientes de transferência de calor de cubos e esferas de chumbo de igual volume, talvez devido ao fato de que seus experimentos foram desenvolvidos com um fluido em rotação e partículas estáticas.

4.2.4. Batata em banho agitado.

As curvas de aquecimento, assim como as equações correspondentes à parte reta das curvas, são mostradas nas Figuras A4.1 a A4.16 do Anexo IV para cilindros e cubos de batata de diferentes tamanhos em banho agitado.

Nas Tabelas 4.12 e 4.13 apresenta-se um resumo das equações de ajuste para cilindros e cubos de batata em banho agitado, com os coeficientes de transferência de calor, o número de dados (N) utilizados no ajuste, o coeficiente de correlação e o número de Nusselt (Nu).

O coeficiente de transferência de calor neste caso variou entre 234 W.m^{-2} .

$^{\circ}\text{C}^{-1}$ e $562 \text{ W.m}^{-2}.\text{^{\circ}\text{C}^{-1}}$ para cilindros de $2 \times 2 \text{ cm}$ a 40°C e de $1 \times 1 \text{ cm}$ a 70°C , respectivamente. Para cubos de 2 cm a 40°C e de 1 cm a 70°C , o coeficiente variou entre $142 \text{ W.m}^{-2} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$ e $393 \text{ W.m}^{-2}.\text{^{\circ}\text{C}^{-1}}$, respectivamente. Os coeficientes de correlação estiveram acima de 0,99. O número de Nusselt variou diretamente com o tamanho, entre 2,89 e 6,11, para cilindros de $1 \times 1 \text{ cm}$ e $2 \times 2 \text{ cm}$, respectivamente. Os valores do número de Nusselt correspondentes a cubos variaram entre 2,02 e 3,37, sendo que o menor valor correspondeu a cubos de 1 cm e o maior a cubos de 2 cm a 40°C e 70°C de temperatura, respectivamente.

As Figuras 4.12 e 4.13 mostram o efeito da forma geométrica, tamanho e temperatura sobre os valores do coeficiente de transferência de calor h .

Estes resultados indicam que o coeficiente de transferência de calor é maior para cilindros que para cubos e varia com o tamanho (47% entre cilindros de $1 \times 1 \text{ cm}$ e $2 \times 2 \text{ cm}$ e 78% entre cubos de 1 cm e 2 cm).

TABELA 4.12. Coeficientes de Transferência de Calor (h) para cilindros de batata em banho agitado.

Tamanho (cm)	Temp. (°C)	Equação	N	R	h (W.m ⁻² .°C ⁻¹)	Nu
L=1 ; D=1	40°C	$\theta = 0,5134 - 7,0930 \tau$	61	0,9999	364,7	2,89
L=1 ; D=1	50°C	$\theta = 0,5680 - 7,0315 \tau$	66	0,9999	424,0	3,30
L=1 ; D=1	60°C	$\theta = 0,5354 - 7,5611 \tau$	68	0,9999	477,1	3,64
L=1 ; D=1	70°C	$\theta = 0,5652 - 7,6939 \tau$	68	0,9997	562,3	4,23
L=2 ; D=2	40°C	$\theta = 0,5576 - 7,3617 \tau$	218	0,9999	234,3	3,71
L=2 ; D=2	50°C	$\theta = 0,5760 - 7,7920 \tau$	201	0,9999	307,9	4,78
L=2 ; D=2	60°C	$\theta = 0,6176 - 7,7850 \tau$	196	0,9999	369,4	5,63
L=2 ; D=2	70°C	$\theta = 0,6392 - 7,7382 \tau$	196	0,9999	406,7	6,11

TABELA 4.13. Coeficientes de Transferência de Calor (h) para cubos de batata em banho agitado.

Tamanho (cm)	Temp. (°C)	Equação	N	R	h (W.m ⁻² .°C ⁻¹)	Nu
L=1	40	$\theta = 0,5214 - 6,2590 \tau$	95	0,9998	255,6	2,02
L=1	50	$\theta = 0,5603 - 6,4360 \tau$	89	0,9998	312,2	2,43
L=1	60	$\theta = 0,5845 - 6,7545 \tau$	83	0,9999	358,0	2,73
L=1	70	$\theta = 0,5995 - 6,7900 \tau$	81	0,9998	393,5	2,96
L=2	40	$\theta = 0,5417 - 6,5489 \tau$	174	0,9997	141,6	2,24
L=2	50	$\theta = 0,5789 - 6,7994 \tau$	171	0,9997	173,4	2,70
L=2	60	$\theta = 0,6038 - 7,0079 \tau$	174	0,9997	202,1	3,08
L=2	70	$\theta = 0,6190 - 6,9694 \tau$	181	0,9999	224,3	3,37

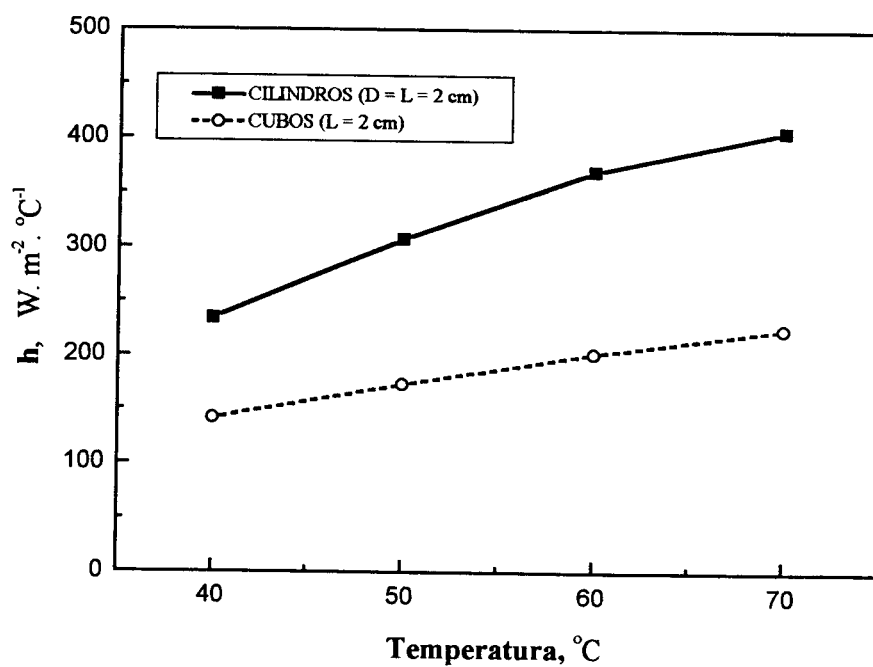
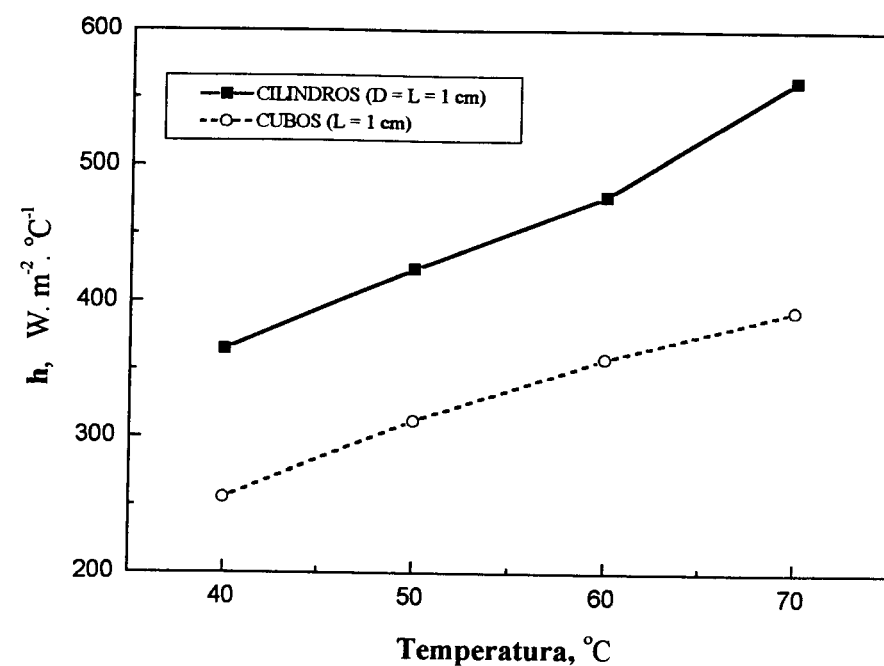


FIGURA 4.12. Coeficiente de transferência de calor (h), de cilindros e cubos de batata em banho agitado, em função da temperatura e da forma.

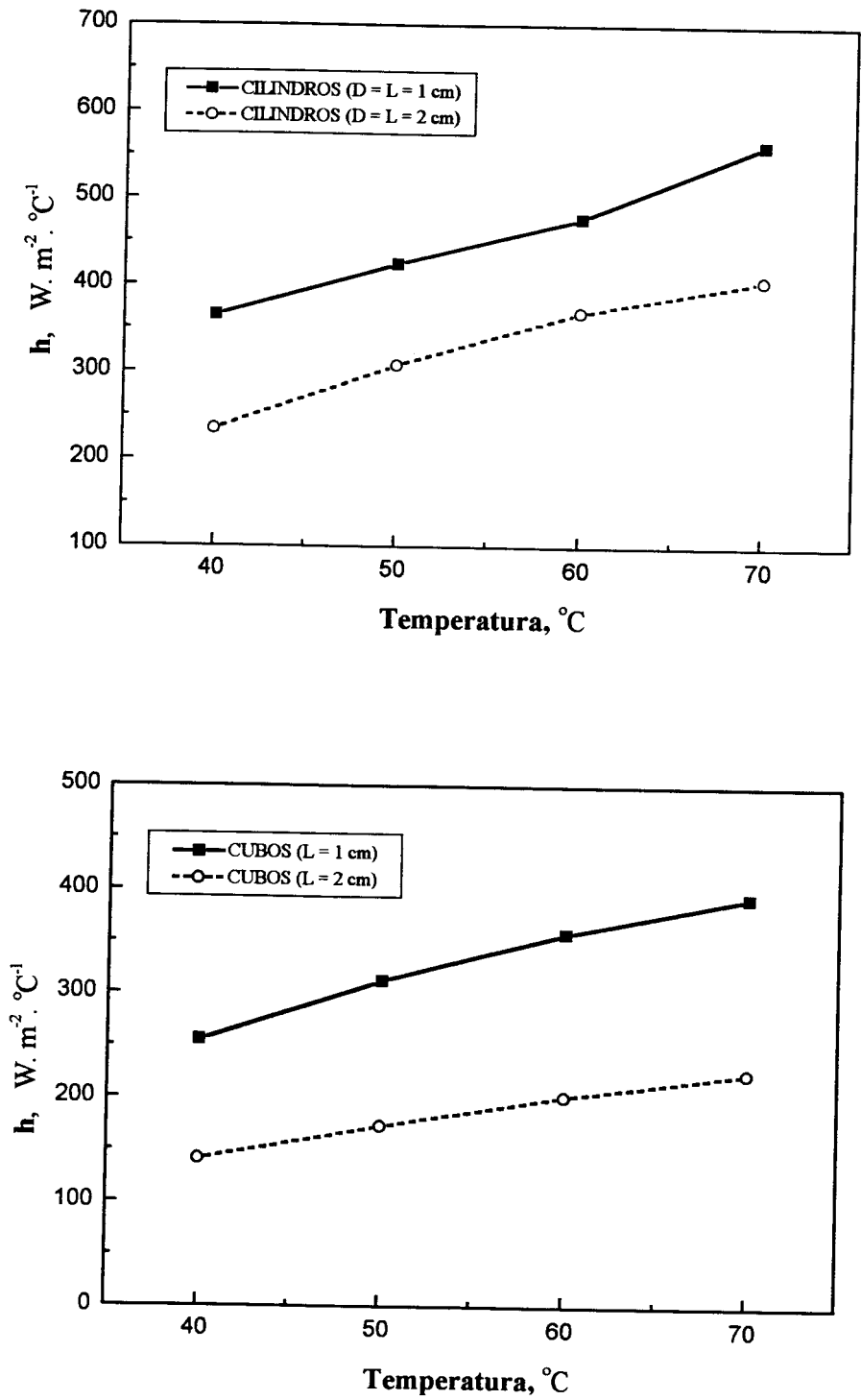


Figura 4.13. Coeficiente de transferência de calor (h) , de cilindros e cubos de batata em banho agitado,, em função da temperatura e do tamanho.

4.2.5. Cenoura em banho agitado.

As curvas de aquecimento para cilindros e cubos de cenoura de diferentes tamanhos em banho agitado são mostradas nas Figuras A5.1 a A5.16 do Anexo V, com as equações correspondentes à parte reta das curvas.

Nas Tabelas 4.14 e 4.15 apresenta-se um resumo das equações de ajuste para cilindros e cubos de cenoura em banho agitado, com os coeficientes de transferência de calor, o número de dados (N) utilizados no ajuste, o coeficiente de correlação e o número de Nusselt (Nu).

O coeficiente de transferência de calor neste caso variou entre $239 \text{ W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$ e $561 \text{ W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$ para cilindros de 2x2 cm a 40°C e de 1x1 cm a 70°C , respectivamente. Para cubos de 2 cm a 40°C e de 1cm a 70°C , o coeficiente variou entre $136 \text{ W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$ e $387 \text{ W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$, respectivamente. Os coeficiente de correlação estiveram acima de 0,99. O número de Nusselt variou com o tamanho, entre 2,88 e 6,17, para cilindros de 1x1 cm e 2x2 cm a 40°C e 70°C , respectivamente. Os valores correspondentes a cubos variaram entre 1,99 e 3,41, sendo que o menor valor correspondeu a cubos de 1 cm e o maior a cubos de 2 cm a 40°C e 70°C de temperatura, respectivamente.

Nas Figuras 4.14 e 4.15 apresenta-se a comparação dos efeitos da forma geométrica tamanho e temperatura sobre os valores do coeficiente de transferência de calor h .

Estes resultados indicam que o coeficiente de transferência de calor é maior para cilindros que para cubos e varia em forma inversa com o tamanho (45% entre cilindros de 1x1 e 2x2 cm e 78% entre cubos de 1 e 2 cm).

TABELA 4.14. Coeficientes de Transferência de Calor (*h*) para cilindros de cenoura em banho agitado.

Tamanho (cm)	Temp. (°C)	Equação	N	R	<i>h</i> (W.m ⁻² .°C ⁻¹)	<i>Nu</i>
L=1 ; D=1	40°C	$\theta = 0,5056 - 6,9937 \tau$	71	0,9999	363,8	2,88
L=1 ; D=1	50°C	$\theta = 0,5987 - 6,4520 \tau$	86	0,9997	420,4	3,27
L=1 ; D=1	60°C	$\theta = 0,5319 - 7,4310 \tau$	86	0,9999	472,4	3,60
L=1 ; D=1	70°C	$\theta = 0,5432 - 7,7235 \tau$	81	0,9999	561,6	4,22
L=2 ; D=2	40°C	$\theta = 0,5102 - 7,5948 \tau$	181	0,9999	239,0	3,79
L=2 ; D=2	50°C	$\theta = 0,5620 - 7,7333 \tau$	181	0,9999	301,1	4,68
L=2 ; D=2	60°C	$\theta = 0,5926 - 7,8719 \tau$	221	0,9999	365,6	5,57
L=2 ; D=2	70°C	$\theta = 0,5374 - 8,4261 \tau$	176	0,9999	410,3	6,17

TABELA 4.15. Coeficientes de Transferência de Calor (*h*) para cubos de cenoura em banho agitado.

Tamanho (cm)	Temp. (°C)	Equação	N	R	<i>h</i> (W.m ⁻² .°C ⁻¹)	<i>Nu</i>
L=1	40	$\theta = 0,5062 - 6,7038 \tau$	71	0,9999	252,3	1,99
L=1	50	$\theta = 0,5525 - 6,2601 \tau$	84	0,9998	318,2	2,47
L=1	60	$\theta = 0,5733 - 7,0733 \tau$	78	0,9997	356,9	2,72
L=1	70	$\theta = 0,5861 - 6,8619 \tau$	76	0,9999	387,3	2,91
L=2	40	$\theta = 0,5228 - 6,8382 \tau$	210	0,9999	136,2	2,16
L=2	50	$\theta = 0,5705 - 6,8274 \tau$	209	0,9999	174,9	2,72
L=2	60	$\theta = 0,5956 - 6,9607 \tau$	171	0,9998	203,8	3,11
L=2	70	$\theta = 0,6120 - 7,4202 \tau$	171	0,9999	227,1	3,41

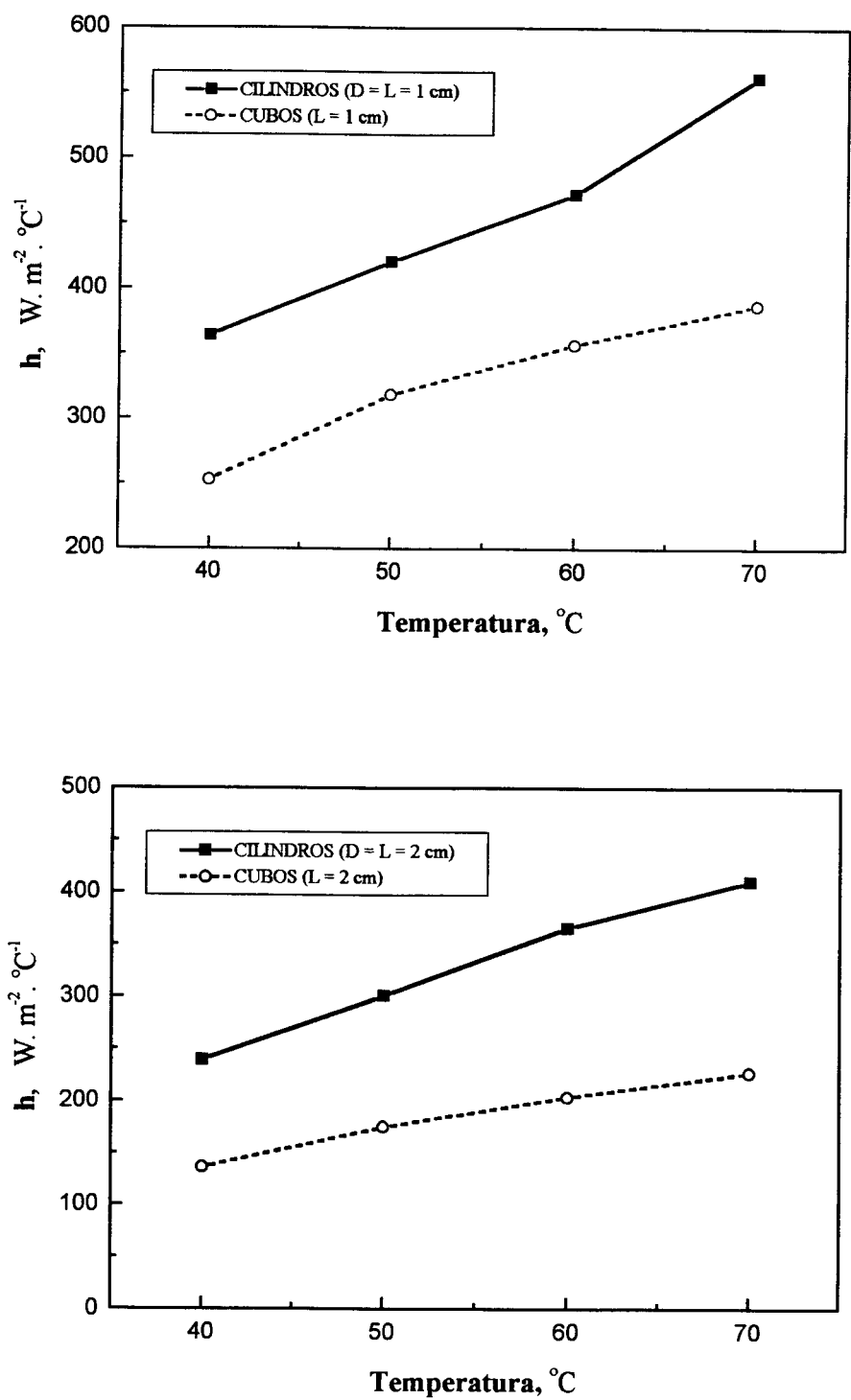


FIGURA 4.14. Coeficiente de transferência de calor (h), de cilindros e cubos de cenoura em banho agitado, em função da temperatura e da forma.

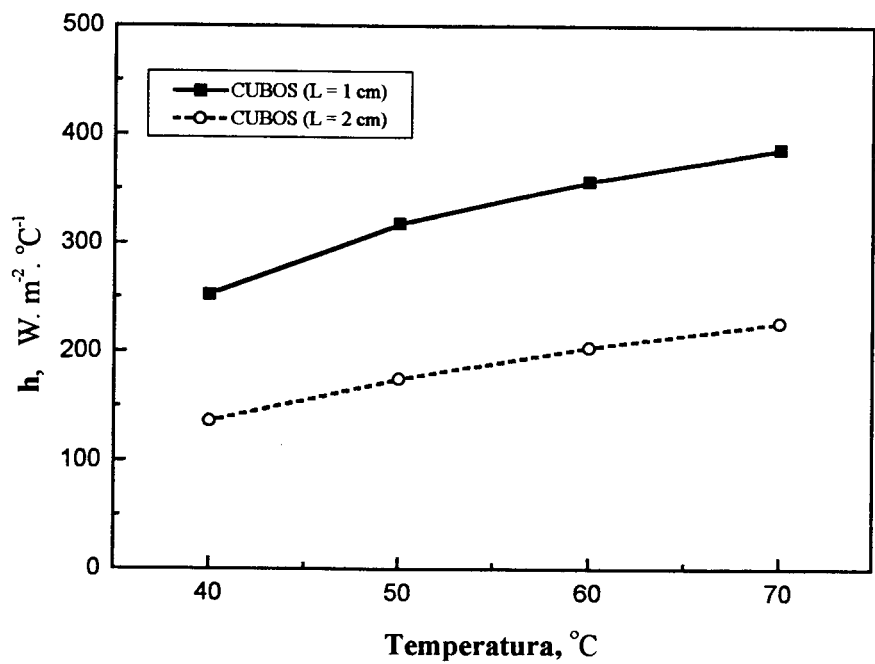
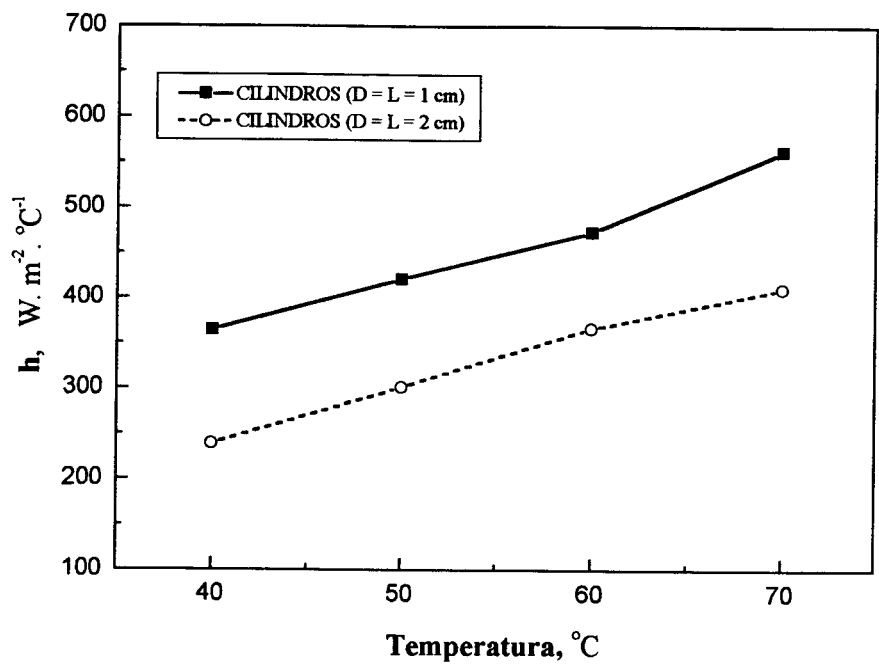


FIGURA 4.15. Coeficiente de transferência de calor (h), de cilindros e cubos de cenoura em banho agitado, em função da temperatura e do tamanho,

Os números de Nusselt obtidos para banho agitado foram em geral maiores que 2,0, limite superior para convecção natural para esferas, que como foi mencionado anteriormente é usado para estimar o valor do coeficiente de transferência de calor, no estabelecimento de processos de aquecimento contínuos microbiologicamente seguros de alimentos heterogêneos.

Para todos os casos de banho agitado, os valores do coeficiente de transferência de calor foram apreciavelmente maiores do que os esperados considerando somente convecção natural, mas menores do que os obtidos no escoamento para o mesmo tamanho e geometria. Existem inconsistências na literatura com relação ao efeito do tamanho da partícula sobre o coeficiente de transferência de calor. Por exemplo, CHAU e SNEYDER (1988), reportam maiores taxas de aquecimento para camarões pequenos comparados com os de maior tamanho; CHANG e TOLEDO (1990), afirmam que cubos de cenoura de 1 cm apresentam um coeficiente de transferência de calor maior, comparados com cubos de 2 cm; ÅSTRÖM e BARK (1994) mostram resultados na mesma direção e para RAMASWAMY et al. (1996), o coeficiente de transferência de calor é maior para cilindros de teflon de 15,88 mm comparados com cilindros de 25,4 mm do mesmo material. Por sua vez, ZURITZ et al. (1990) e SASTRY et al. (1990) reportam que o valor do coeficiente aumenta com o tamanho, mas em trabalhos posteriores de ZITOUN e SASTRY (1994) reportam o contrário.

Os resultados do presente trabalho confirmam a influência do tamanho sobre o coeficiente de transferência de calor, de tal modo que as partículas maiores seriam limitantes nos processos de aquecimento-esfriamento e portanto devem ser consideradas no projeto de tais processos, com o fim de assegurar que todas as partículas atinjam o tratamento térmico adequado.

5. CONCLUSÕES.

Analisando os resultados obtidos no presente estudo sobre a transferência de calor entre líquido e partícula pode-se concluir que:

Para as condições testadas no escoamento, pôde-se comprovar que o coeficiente de transferência de calor foi maior para cilindros que para cubos o que afeta no cálculo do projeto do tubo de retenção de um sistema contínuo de tratamento de alimentos líquidos que contenham partículas destas formas geométricas.

Quando as partículas foram organizadas em diferentes arranjos no interior do tubo, o coeficiente de transferência de calor diminuiu até 39% devido às restrições ocasionadas pelos obstáculos colocados, fenômeno este que certamente se apresenta no tratamento em sistemas contínuos, de alimentos líquidos contendo partículas.

O efeito das dimensões das partículas no valor do coeficiente de transferência de calor por convecção pôde ser verificado nos testes de banho com agitação. Neste caso, o coeficiente de transferência de calor variou inversamente com o tamanho das partículas com incrementos de 47% entre cilindros de 2x2 cm e de 1x1 cm, e de 78% entre cubos de 2 cm e 1 cm. O que significa no cálculo do projeto do sistema, ter a necessidade de levar em conta as partículas maiores que, além da sua dimensão, apresentam menor coeficiente de transferência de calor, retardando assim a obtenção da temperatura letal.

Em todos os casos do presente estudo, os valores do coeficiente de transferência de calor foram apreciavelmente maiores do que da convecção natural em esferas. A comparação dos resultados obtidos com aqueles reportados na literatura para convecção natural, serve para confirmar o domínio da convecção forçada no presente trabalho.

Os números de Nusselt obtidos para escoamento confirmam a influência da convecção forçada, com valores entre 5 e 9 para cilindros e entre 3,5 e 5,8 para

cubos, valores estes maiores que 2,0, limite superior para convecção natural para esferas, que é usado com frequência para estimar o valor do coeficiente de transferência de calor, no estabelecimento de processos de esterilização contínua, microbiologicamente seguros, de alimentos heterogêneos.

As correlações do número de Nusselt na forma⁴ de $Nu = 2 + a Re^{0,8} Pr^{1/3}$ obtidas para batata e cenoura apresentaram valores concordantes entre si em cada geometria. Baseados na média dos valores do coeficiente *a*, para cilindros e cubos de batata cenoura as correlações são, respectivamente,

$$Nu = 2 + 0,0071 Re^{0,8} Pr^{1/3}$$

$$Nu = 2 + 0,0037 Re^{0,8} Pr^{1/3}$$

As correlações obtidas para o cubo e para o cilindro apresentaram diferenças marcantes, sendo que os maiores valores dos coeficientes da correlação foram dos cilindros.

SUGESTÕES:

Para trabalhos futuros poder-se-ia utilizar um sistema como aqui trabalhado, usando temperaturas maiores, próximas às de esterilização.

Poder-se-ia também trabalhar na simulação e comprovação da eficiência microbiológica do tratamento térmico, seja o caso de esterilização, pasteurização ou cozimento.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.

- ALHAMDAN, A. e SASTRY, S. K. Natural convection heat transfer between non-Newtonian fluids and an irregular-shaped particle. J. of Food Process Eng., 13, p. 113-124, 1990.
- ALHAMDAN, A.; SASTRY, S. K; e BLAISDELL, J. L. Natural convection heat transfer between water and an irregular shaped-particle. Transactions of ASAE., 33 (2), p. 620-624, 1990.
- ARPACI, V. S. Conduction Heat Transfer. Addison Wesley Publishing Co. USA, 1966.
- ASHRAE. Fundamentals Handbook. Chapter 31. Thermal properties of foods. 1985.
- ASME. Fluid meters. Their theory and Applications. Report of ASME Research Committee on Fluid Meters. Fifth Ed. The American Society of Mechanical Engineers. New York. 1959.
- ASTRÖM, A. e BARK, G. Heat transfer between fluid and particles in aseptic processing. J. of Food Engineering., 21, p. 97-125, 1994.
- BALASUBRAMANIAM, V. M. e SASTRY, S. K. Estimation of convective heat transfer between fluid and particle in continuous flow using a remote temperature sensor. J. of Food Process Eng., 19, p. 223-240, 1996.
- BALL, C. e OLSON, F. C. W. Sterilization in food technology. McGraw Hill, New York, 1957.
- BIRD, R. B.; STEWART, W. E. e LIGHTFOOT, E. N. Transport Phenomena. Wiley, New York, 1986.

- CARSLAW, H.S. and JAEGER, J.C. Conduction of Heat in Solids. Oxford University Press. London. 1959.
- CARVALHO, W. Estudo do melhoramento da qualidade da cenoura (*Daucus caroto* L) desidratada através do tratamento com solutos. Campinas 1980. Dissertação (Mestre em Tecnologia de Alimentos). Faculdade de Engenharia de Alimentos, Universidade Estadual de Campinas.
- CHANDARANA, D. I. e GAVIN, A. Establishing thermal processes for heterogeneous foods to be processed aseptically: A theoretical comparison of process development methods. J. of Food Science., 54 (1). p. 198-204, 1989.
- CHANDARANA, D. I. e UNVERFERTH, J. A. Residence time distribution of particulate foods at aseptic processing temperatures. J. of Food Engineering., 28 p. 349-360, 1996.
- CHANDARANA, D. I.; GAVIN, A, e WEATON, F. W. Simulation of parameters for modeling aseptic processing of foods containing particulates. J. of Food Technology, 43(3) , p. 137, 1989.
- CHANDARANA, D. I.; GAVIN, A, e WEATON, F. W. Particle/fluid interface heat transfer under UHT conditions at low particle/fluid relative velocities. J. of Food Process Eng.,13, p. 191-206, 1990.
- CHANG, S.Y e TOLEDO, R.T. Heat transfer and simulated sterilization of particulate solids in a continuously flowing system. J. of Food Science., 54 (4), p. 1017-1024, 1989.
- CHANG, S.Y e TOLEDO, R.T. Simultaneous determination of thermal diffusivity and heat transfer coefficient during sterilization of carrots dices in a packed bed. J. of Food Science.,55 (1), p. 199-205, 1990.

- CHAU, K. V e SNYDER, G. V. Mathematical model for temperature distribution of thermally processed shrimp. Transactions of ASAE., 31 (2), p. 608-612, 1988.
- CHEN, A. C. Y. e ZAHRADNIK, J.W. Residence time distribution in a swept-surface heat exchanger. Transactions of ASAE., 10, 508-511, 1967.
- CRISTIANINI, M. Estudo da distribuição de temperaturas durante o processo de esterilização de atum (*Katsuwonus pelamis*) em bolsa flexível. Campinas . Tese (Doutor em Ciência de Alimentos). Faculdade de Engenharia de Alimentos, Universidade Estadual de Campinas, 1998.
- DAIL, R. Calculation of required hold time of aseptically processed low acid foods containing particulates utilizing the Ball Method. J. of Food Science., 50, p. 1703-1706, 1985.
- de RUYTER , P. W. e BRUNET, R. Estimation of process conditions for continuous sterilization of foods containing particulate. Food Technology., 27, p. 44-51, 1973.
- DEGUSSA MESSTECHNICK. Emf Values of Thermocouples. Germany. s.d.
- DEMÉE, GERARD J. Manual de medição de vazão. Ed Edgar Blucher Ltda. S.P. Brasil, 1982.
- DIGNAN, D. M.; BERRY, M. R.; PFLUG, I.J., e GARDIN, T. D. Safety considerations in establishing aseptic processes for low-acid foods containing particulates. Food Technology., 43(3) p. 118-121, 131, 1989.
- DUTTA, B. AND SASTRY, S. K. Velocity distributions of food particle suspensions in holding tube flow: Distributions characteristics and fastest-particle velocities J. of Food Science., 55 (6), p. 1703-1710, 1990.

- GEANKOPLIS, Ch. J. Procesos de transporte y operaciones unitarias. . CECSA. Mexico, 1988.
- GHAZALA, S.; RAMASWAMY, H. S.; SMITH, J e SIMPSON, B. Thermal process time calculations for thin profile packages: Comparison of formula methods. J. of Food Process Eng., 13, p. 269-282, 1991.
- GRABOWSKI, S. e RAMASWAMY, H. S. Characterization of single particle tube-flow behavior at elevated temperatures. . J. of Food Process Eng., 18, p. 343-361, 1995.
- HEISLER, M.P. Temperature Charts for induction and constant-temperature heating. Transaction ASME., 69:227, 1947.
- HELDMAN, D. R. Establishing aseptic thermal processes for low-acid foods containing particulates. Food Technology., 43 (3), p. 122-124, 1989.
- HENDRICKX, M.; SILVA, C.; OLIVEIRA, F. e TOBBACK, P. Generalized (Semi)- Empirical formulae for optimal sterilization temperatures of conduction-heated foods with infinite surface heat transfer coefficients J. of Food Engineering., 19, p. 141-158, 1993.
- HEPELL, N. J. Comparison of residence time distributions of water and milk in an experimental UHT sterilizer. J. of Food Engineering., 4, p. 71-84, 1985.
- HOLMAN, J.P. Heat Transfer, 4th. Ed. McGraw-Hill Book Co., New York, 1976.
- LARKIN, J. W. Use of a modified Ball's formula to evaluate aseptic processing of foods containing particulates. Food Technology., 43 (3), p. 124-131, 1989.
- LEES, R. Food Analysis: Analytical and quality control methods for the food manufacturer and buyers, 1975.

- LIU, Y. e ZURITZ, C.A. Mathematical modeling of particulate two-phase flow in a helical pipe. J. of Food Process Eng., 18, p. 321-341, 1995.
- LUND, D. B. The system and its elements. In Principles of aseptic processing and packaging, 2nd Edition, eds P. E. Nelson and J. B Chambers. The Food Processors Institute, Washington, D. C., p. 3-30, 1993.
- LUND, D. B., Applications of optimization in foods processing. Food Technology., 7, 1982.
- MANSON, J. E. and CULLEN, J. F. Thermal process simulation for aseptic processing of foods containing discrete particulate matter. J. of Food Science., 39 p. 1084-1089, 1974.
- McCARTHY, K. L.; KERN, W.; KAUTEN, J. R. e WALTON, J. H. Velocity profiles of fluid/particulate mixtures in pipe flow using MRI. J. of Food Process Eng., 20, p. 165-177, 1997.
- MURR, F. E. Estudo dos fenômenos de secagem de batata (*solanum tuberosum*, L. Cultivar Bintji). Campinas. Tese (Doutor em Engenharia de Alimentos). Faculdade de Engenharia de Alimentos, Universidade Estadual de Campinas. 1992.
- PAGLIUSO, D. J. Determinação do coeficiente de transferência de calor em leito circulante: influência da distribuição granulométrica. Vol I São Carlos, 1994a. 189p. Tese (Doutor em Engenharia Mecânica).-Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- PAGLIUSO, D. J. Determinação do coeficiente de transferência de calor em leito circulante: influência da distribuição granulométrica. Vol II São Carlos, 1994b. 247p. Tese (Doutor em Engenharia Mecânica).-Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

- PERRY, R. H. e CHILTON, C. H. Chemical Engineers Handbook 5th Ed. Mc Graw Hill Book Co. New York. 1973.
- PETERSON, W. D. e ADAMS, J. P. Water velocity effect on heat penetration parameters during institutional retort pouch processing. J. of Food Science., 48, p. 457-461, 1983.
- RAMASWAMY, H. S.; ABDELRAHIM, K. A.; SIMPSON B. K. e SMITH, J. P. Residence time distribution (RTD) in aseptic processing of particulate foods: a review. Food Research International., 28 (3), p 291-310, 1995a.
- RAMASWAMY, H. S.; ABDELRAHIM, K. A.; MARCOTTE, M. e CLAVIER, P. Residence time distribution (RTD) characteristics of meat and carrots cubes in starch solutions in a vertical scraped surface heat exchanger (SSHE). Food Research International., 28 (4), p. 331-342, 1995b.
- RAMASWAMY, H. S.; AWUAH, G.B. e SIMPSON B. K. Influence of particle characteristics on fluid-to-particle heat transfer coefficient in a pilot scale holding tube simulator. Food Research International., 29 (3-4), p. 291-300, 1996.
- ROSE, D. Aseptic technology and the challenge of particulate foods. Dairy Industries International., 51 (6), p. 25-26, 29, 1986.
- SASTRY, S. Mathematical evaluation of process schedules for aseptic processing of low- acid foods containing discrete particulates. J. of Food Science., 51 (5), 1986.
- SASTRY, S. Process evaluation in aseptic processing. Developments in Food Preservation 5th Ed., p. 177-208, 1989. Edited by Stuart Thorne - Elsevier Applied Science. London and New York.

- SASTRY, S.; LIMA, M.; BRIM, J.; BRUNN, T. e HESKITT, B.F. Liquid-to-particle heat transfer during continuous tube flow: influence of flow rate and particle to tube diameter ratio. J. of Food Process Eng., 13, p.239-253, 1990.
- SATRY, S. e ZURITZ, C. A. A review of particle behavior in tube flow: Applications to aseptic processing. J. of Food Process Eng., 10, 1987.
- SASTRY, S.; HESKITT, B. F. e BLAISDELL, J. L. Experimental and modeling studies on convective heat transfer at the particle-liquid interface in aseptic processing systems. Food Technology., 43 (3) 1989.
- SINGH, R. P., e HELDMAN, D. R. Introduction to food engineering. 2nd Ed. Academic Press Inc, 1993.
- SWEAT, V.E. Thermal conductivity of foods: Present state of data. Transactions of the ASHRAE., p. 299-311. 1985.
- TOBINAGA, S.; FREIRE, J. e FISHER, B. Banho termostático de precisão. Anais do XXX Encontro sobre escoamento em meios porosos. São Carlos, Brasil, 1981.
- UNO, J. e HAYAKAWA, K. A method for estimating thermal diffusivity of heat conduction food in a cylindrical can. J. of Food Science., 45, p. 692-695, 1980.
- WADSWORTH, J. I. e SPADARO, J. J. Transient temperature distribution in whole sweet potato roots during immersion heating. Food Technology., 23, p. 85-89, 1969
- WALFRAM, S. Mathematica. A System for doing mathematics by computer. Addison Wesley. Second Ed., 1993.
- WELTY, J. R.; WICKS, C. E. e WILSON, R. E. Fundamentals of Momentum Heat and Mass Transfer. Wiley, New York, 1987.

- ZITOUN, K. B. e SASTRY, S. K. Determination of convective heat transfer coefficient between fluid and cubic particles in continuous tube flow using the moving thermocouple method. J. of Food Process Eng., 17 (2), p. 229-241, 1994a.
- ZITOUN, K. B. e SASTRY, S. K. Determination of convective heat transfer coefficient between fluid and cubic particles in continuous tube flow using noninvasive experimental techniques. J. of Food Process Eng., 17 (2), p. 209-228, 1994b.
- ZURITZ, C. A.; McCOY, S. C. e SASTRY, S. Convective heat transfer coefficients for non-Newtonian flow past food shaped particles. ASAE paper N° 87. American Society of Agricultural Engineers., St Joseph, MI, USA, 1987.
- ZURITZ, C. A.; McCOY, S. C. e SASTRY, S. Convective heat transfer coefficients for irregular particles immersed in non-Newtonian flow during tube flow. J. of Food Eng., 11. p. 159-174, 1990.

ANEXO I
CURVAS DE AQUECIMENTO PARA CILINDROS E CUBOS DE BATATA
SOB ESCOAMENTO.

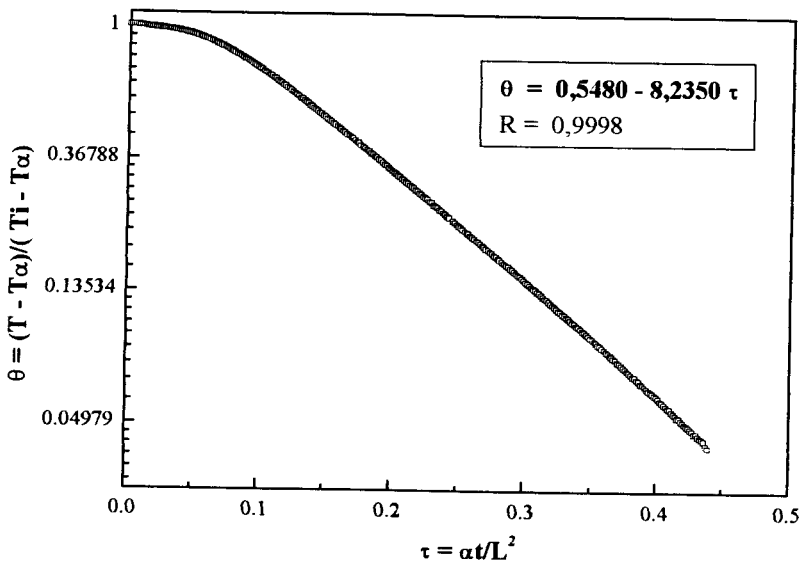


FIGURA A1.1. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cilindros de batata ($L = D = 2$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 30°C e escoamento de 0.25 l.s^{-1} .

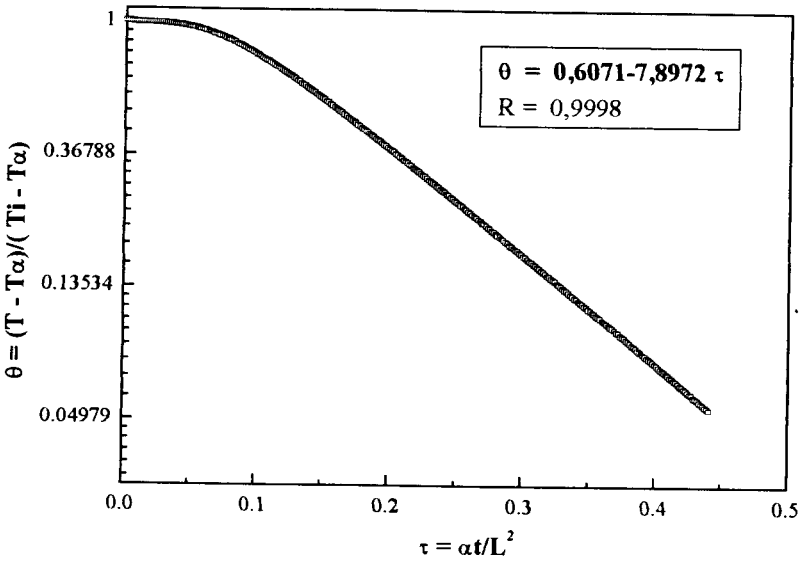


FIGURA A1.2. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cilindros de batata ($L = D = 2$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 40°C e escoamento de 0.25 l.s^{-1} .

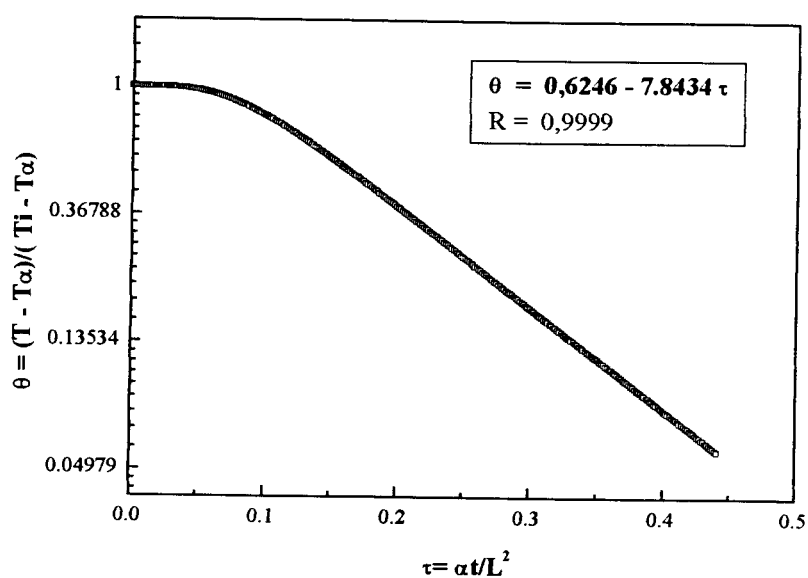


FIGURA A1.3. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cilindros de batata ($L = D = 2$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 50°C e escoamento de 0.25 l.s^{-1} .

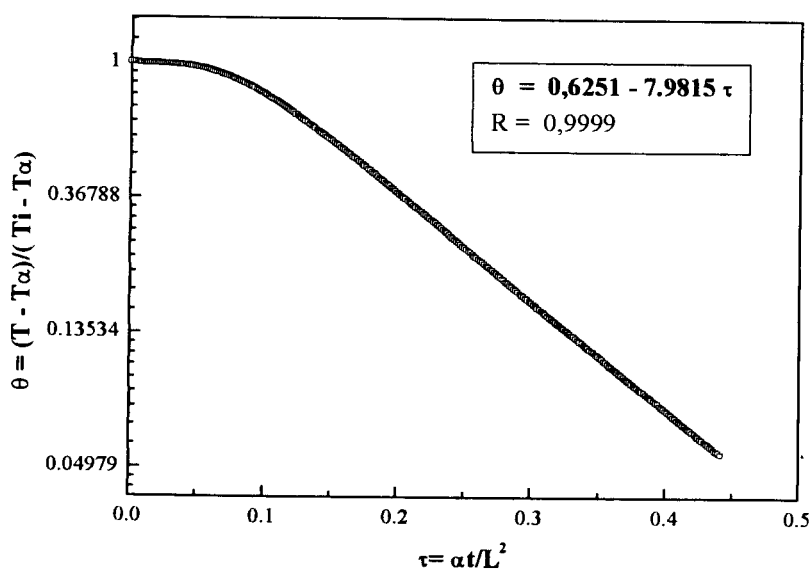


FIGURA A1.4. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cilindros de batata ($L = D = 2$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 60°C e escoamento de 0.25 l.s^{-1} .

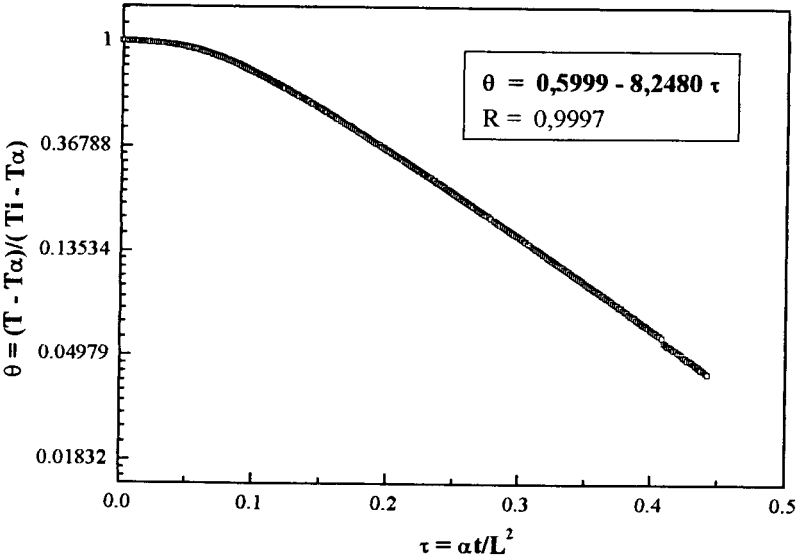


FIGURA A1.5. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cilindros de batata ($L = D = 2\text{ cm.}$) submetidos à temperatura ambiente de 30°C e escoamento de 0.36 l.s^{-1} .

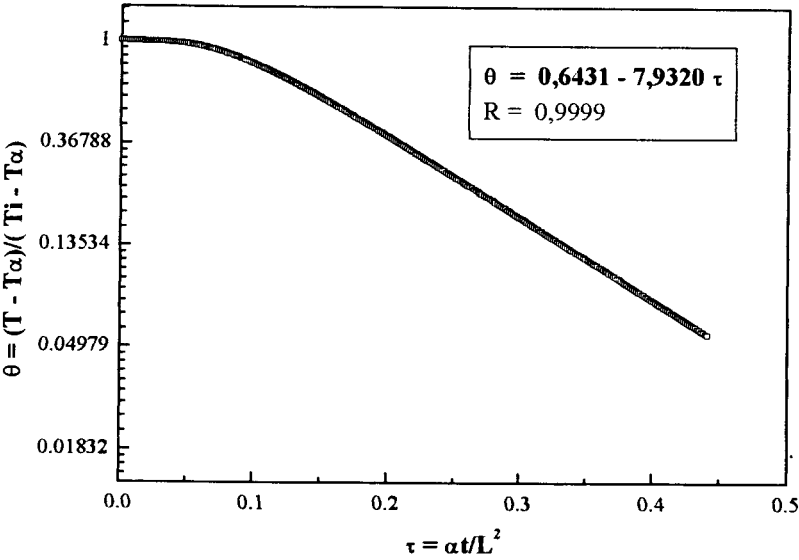


FIGURA A1.6. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cilindros de batata ($L = D = 2\text{ cm.}$) submetidos à temperatura ambiente de 40°C e escoamento de 0.36 l.s^{-1} .

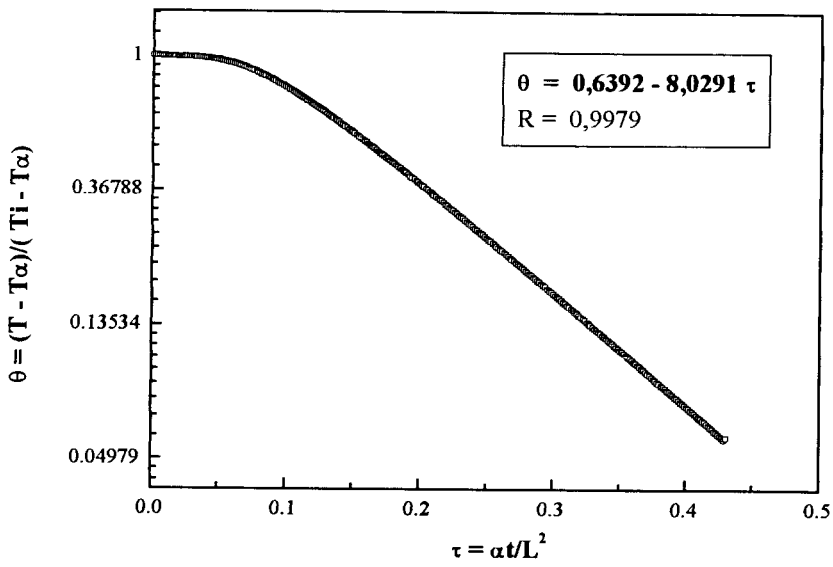


FIGURA A1.7. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cilindros de batata ($L = D = 2 \text{ cm.}$) submetidos à temperatura ambiente de 50°C e escoamento de 0.36 l.s^{-1} .

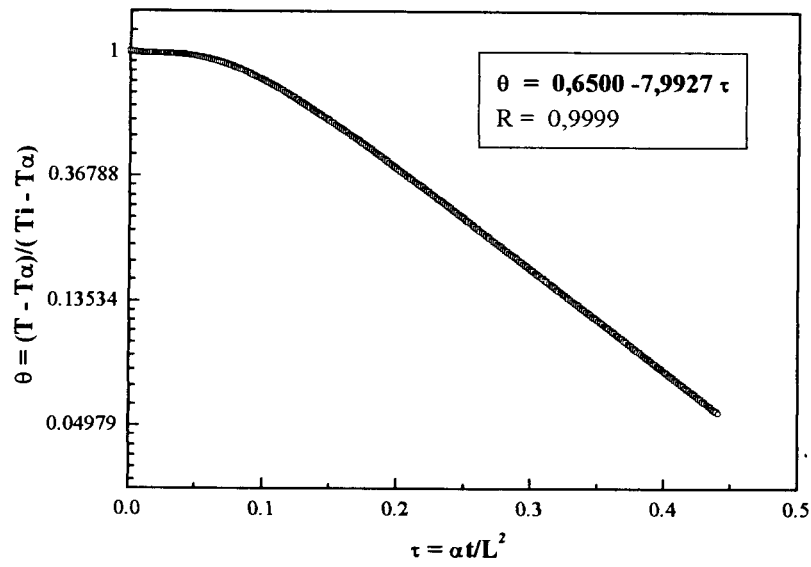


FIGURA A1.8. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cilindros de batata ($L = D = 2 \text{ cm.}$) submetidos à temperatura ambiente de 60°C e escoamento de 0.36 l.s^{-1} .

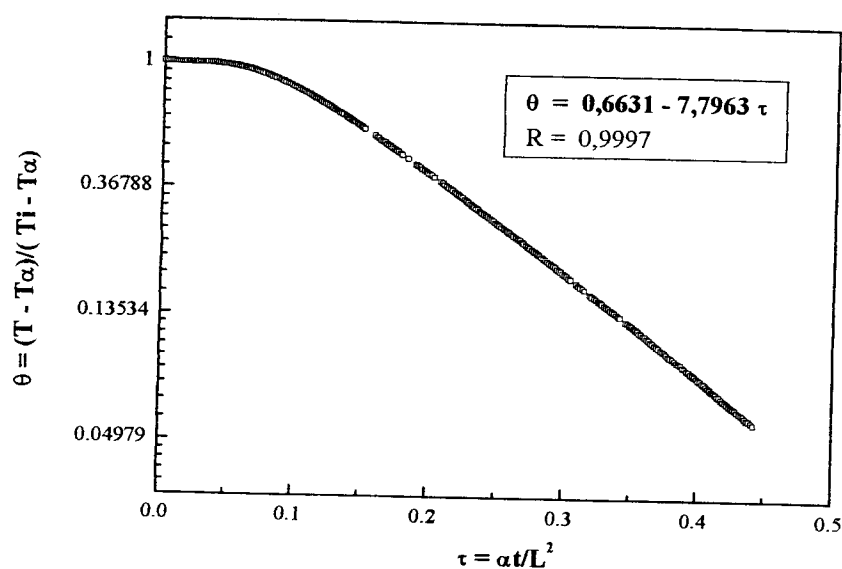


FIGURA A1.9. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cilindros de batata ($L = D = 2$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 30°C e escoamento de 0.50 l.s^{-1} .

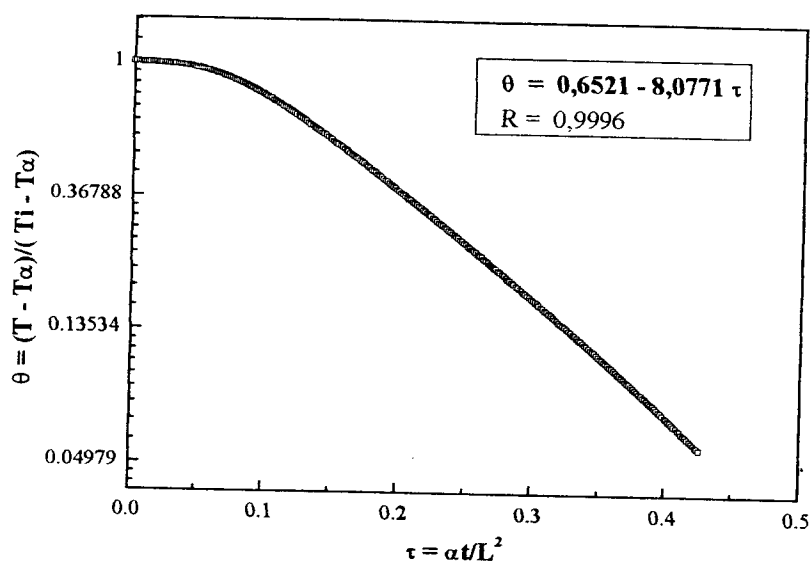


FIGURA A1.10. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cilindros de batata ($L = D = 2$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 40°C e escoamento de 0.50 l.s^{-1} .

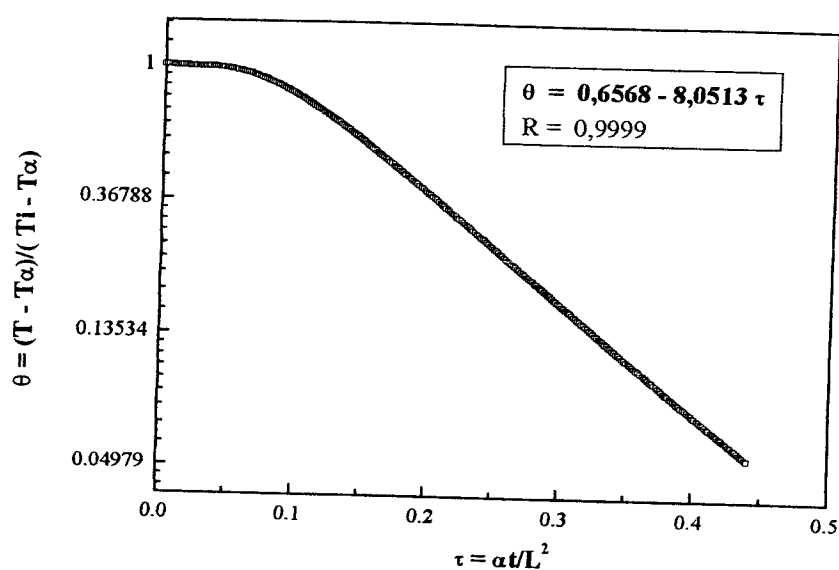


FIGURA A1.11. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cilindros de batata ($L = D = 2$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 50°C e escoamento de 0.50 l.s^{-1} .

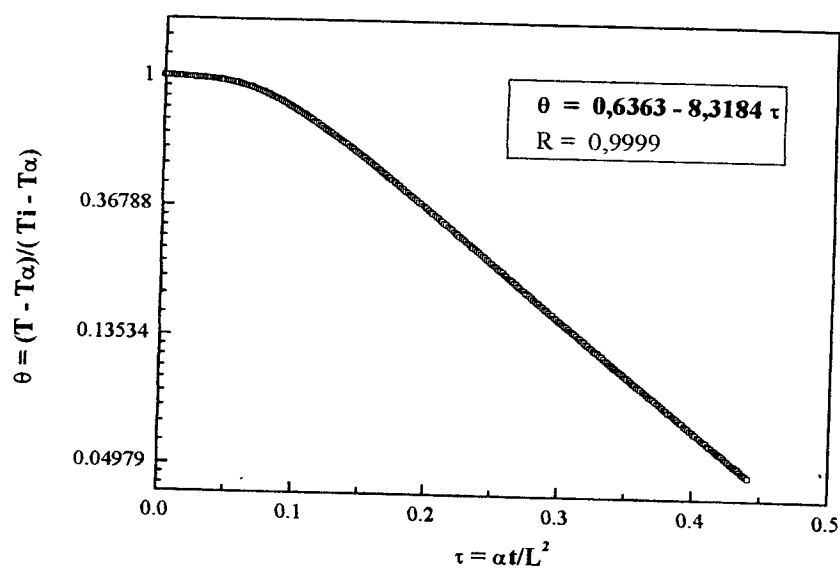


FIGURA A1.12. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cilindros de batata ($L = D = 2$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 60°C e escoamento de 0.50 l.s^{-1} .

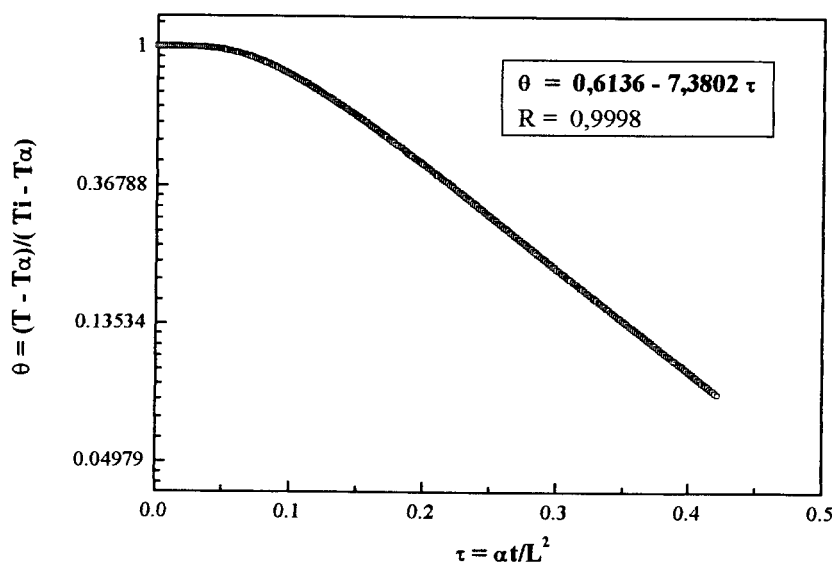


FIGURA A1.13. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cubos de batata ($L=2$ cm) submetidos à temperatura ambiente de 30°C e escoamento de 0.25 l.s^{-1} .

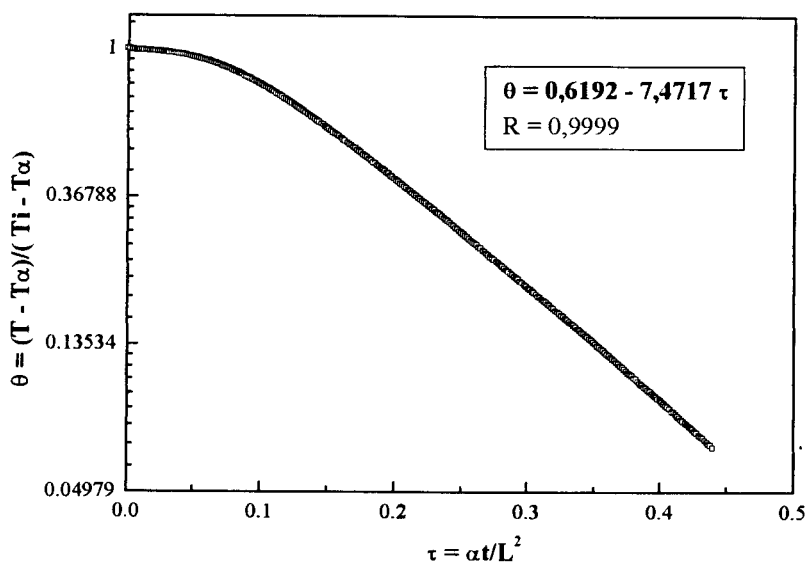


FIGURA A1.14. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cubos de batata ($L=2$ cm) submetidos à temperatura ambiente de 40°C e escoamento de 0.25 l.s^{-1} .

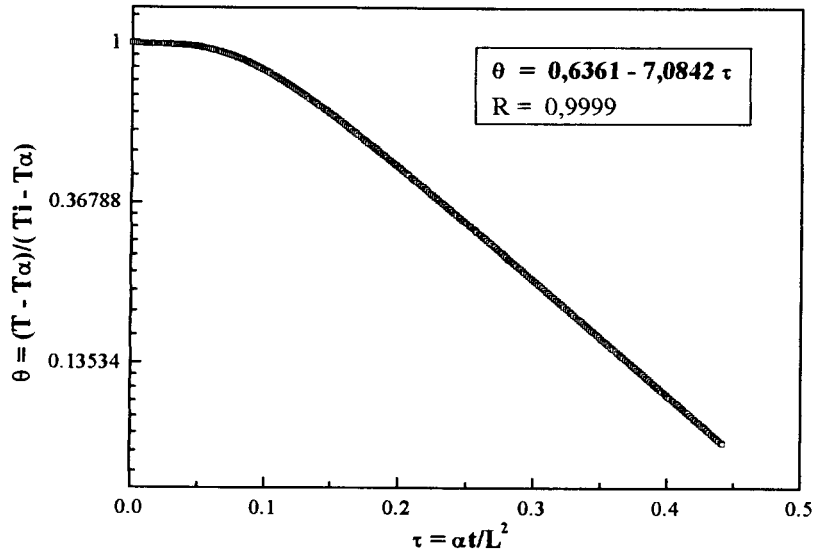


FIGURA A1.15. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cubos de batata (L=2 cm) submetidos à temperatura ambiente de 50°C e escoamento de 0.25 l.s⁻¹.

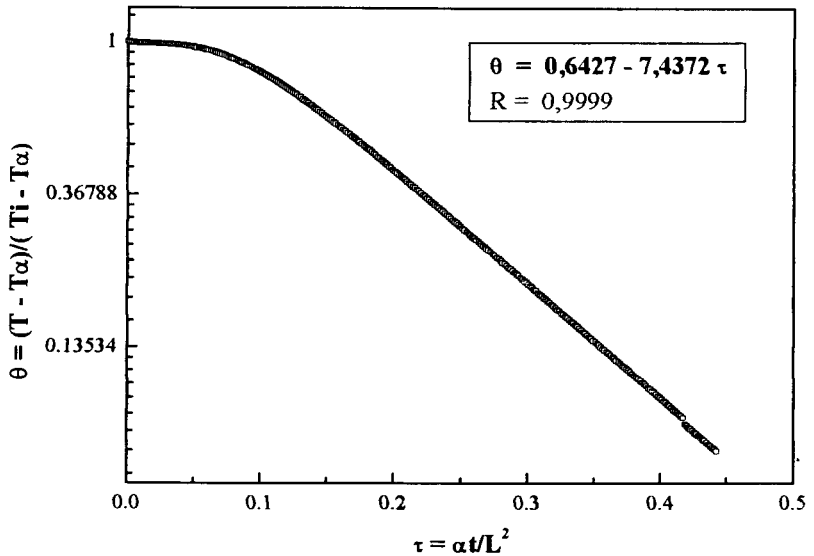


FIGURA A1.16. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cubos de batata (L=2 cm) submetidos à temperatura ambiente de 60°C e escoamento de 0.25 l.s⁻¹.

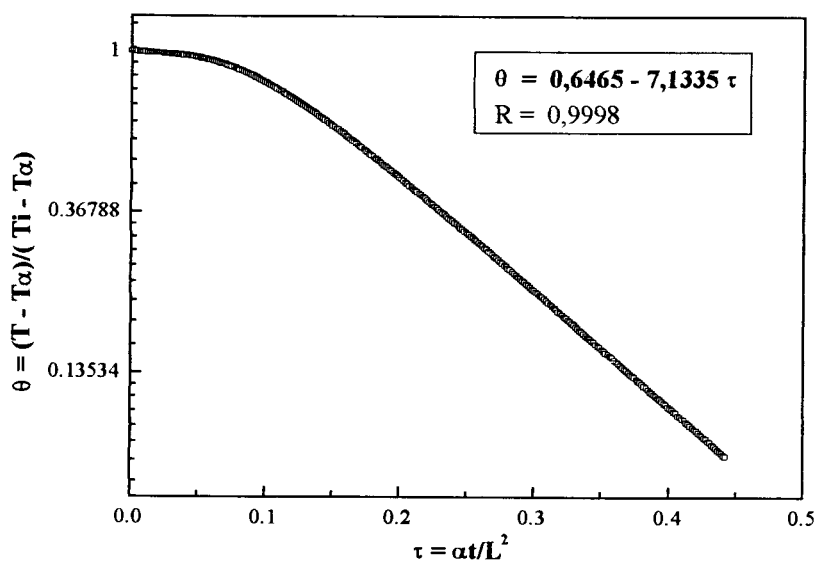


FIGURA A1.17. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cubos de batata ($L=2$ cm) submetidos à temperatura ambiente de 30°C e escoamento de 0.36 l.s^{-1} .

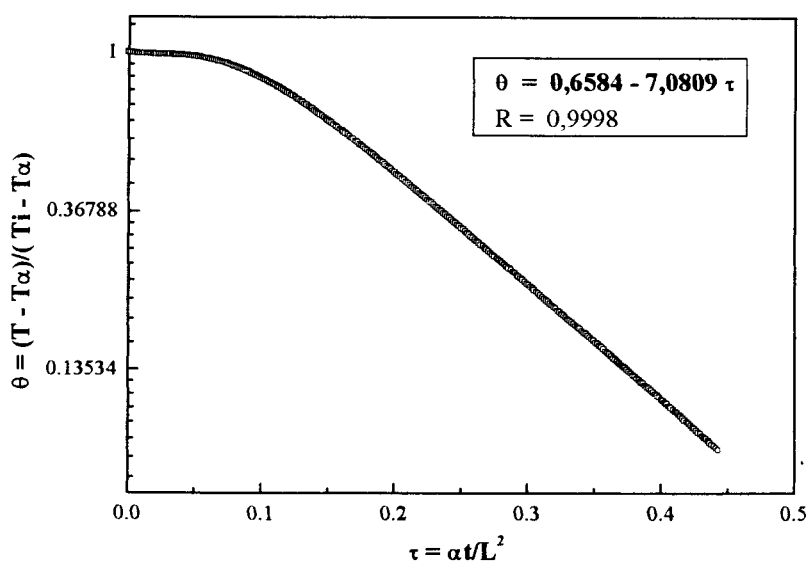


FIGURA A1.18. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cubos de batata ($L=2$ cm) submetidos à temperatura ambiente de 40°C e escoamento de 0.36 l.s^{-1} .

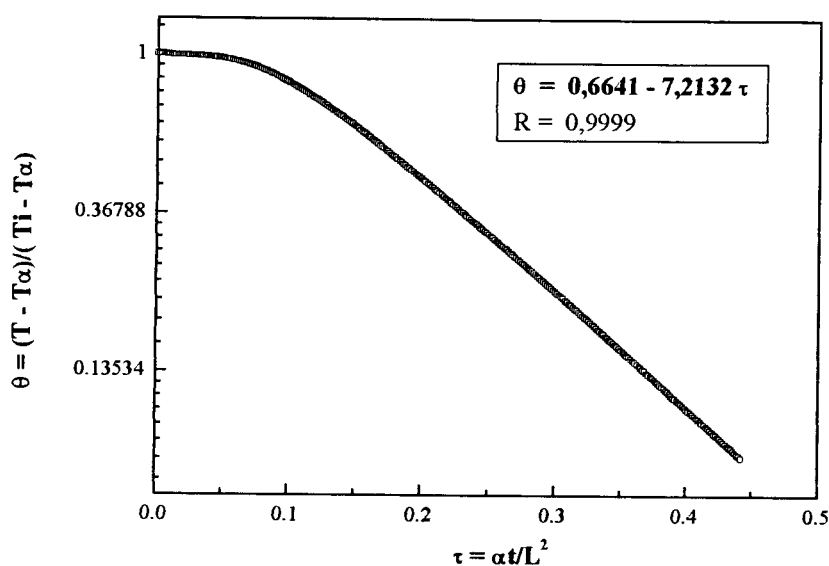


FIGURA A1.19. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cubos de batata ($L=2$ cm) submetidos à temperatura ambiente de 50°C e escoamento de 0.36 l.s^{-1} .

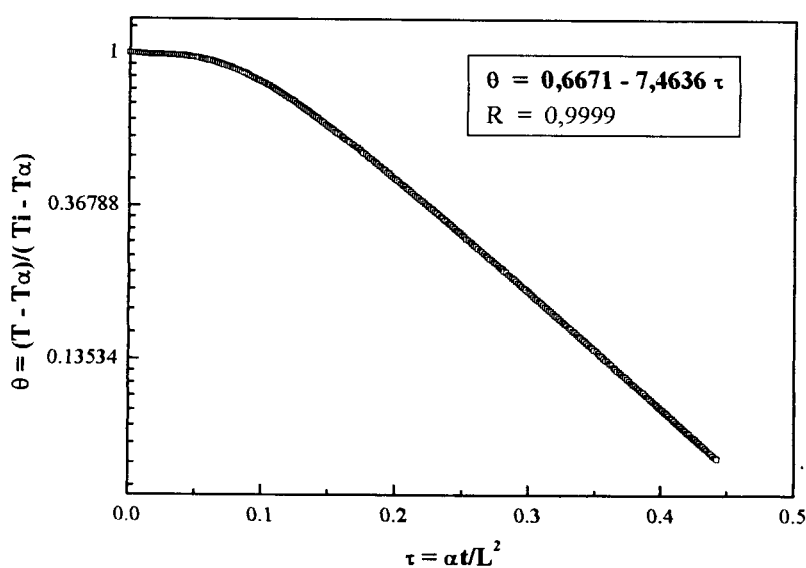


FIGURA A1.20. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cubos de batata ($L=2$ cm) submetidos à temperatura ambiente de 60°C e escoamento de 0.36 l.s^{-1} .

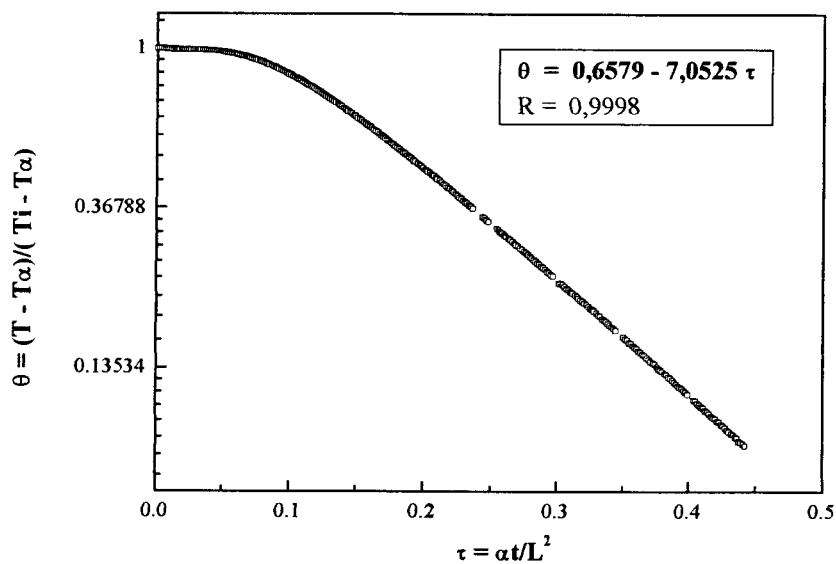


FIGURA A1.21. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cubos de batata (L=2 cm) submetidos à temperatura ambiente de 30°C e escoamento de 0.50 l.s⁻¹.

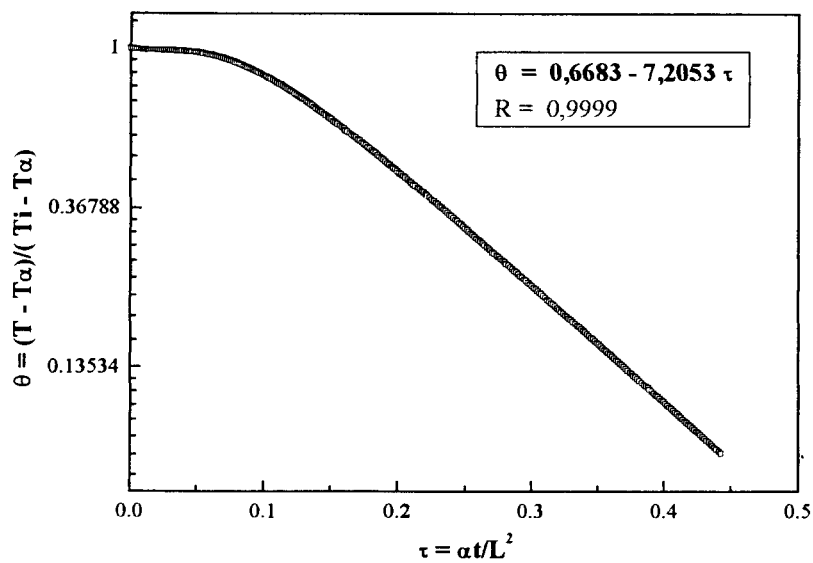


FIGURA A1.22. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cubos de batata (L=2 cm) submetidos à temperatura ambiente de 40°C e escoamento de 0.50 l.s⁻¹.

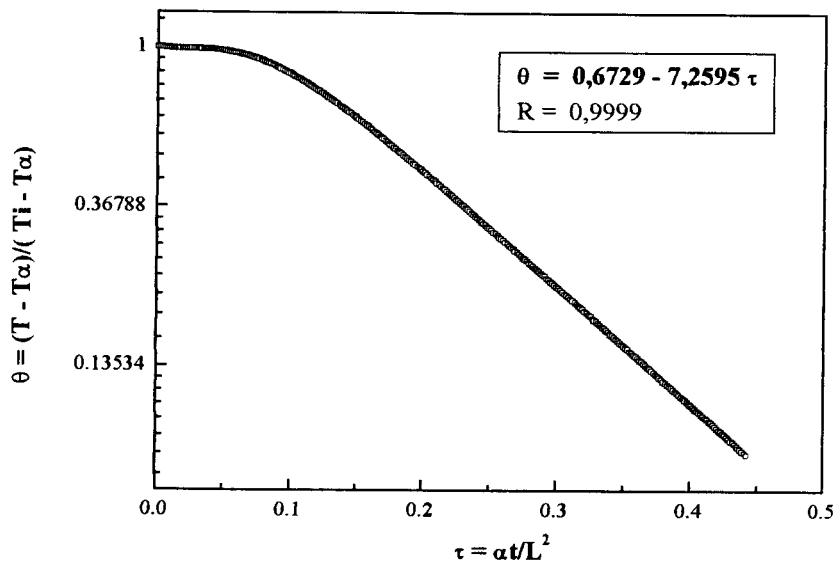


FIGURA A1.23. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cubos de batata ($L=2$ cm) submetidos à temperatura ambiente de 50°C e escoamento de 0.50 l.s^{-1} .

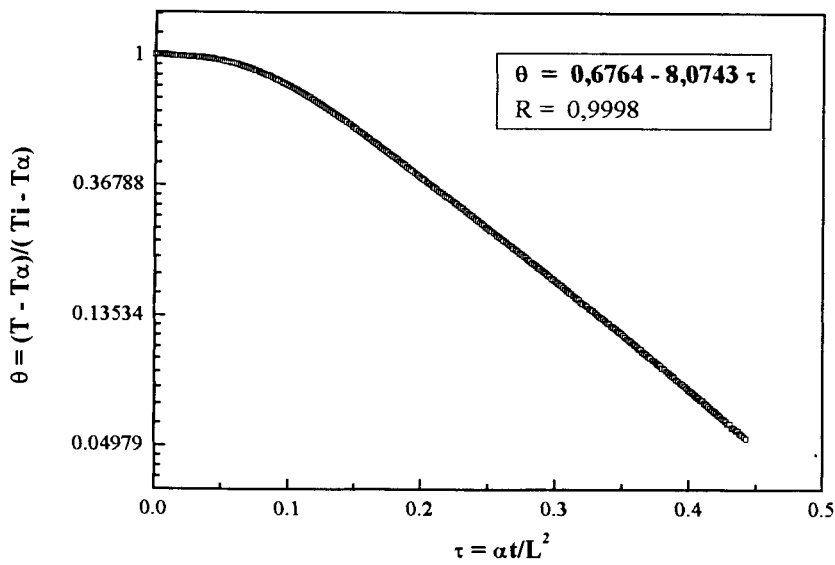


FIGURA A1.24. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cubos de batata ($L = 2$ cm) submetidos à temperatura ambiente de 60°C e escoamento de 0.50 l.s^{-1} .

ANEXO II
CURVAS DE AQUECIMENTO PARA CILINDROS E CUBOS DE
CENOURA SOB ESCOAMENTO.

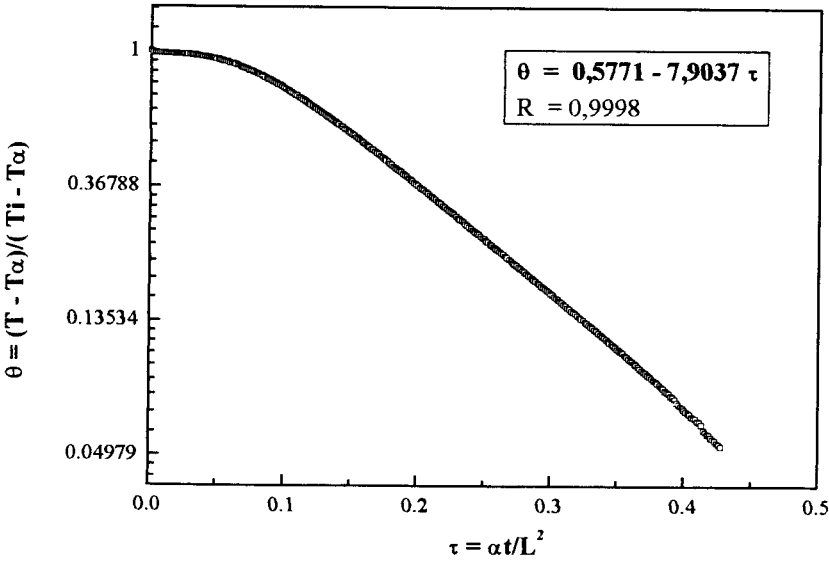


FIGURA A2.1. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cilindros de cenoura ($L = D = 2$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 30°C e escoamento de 0.25 l.s^{-1} .

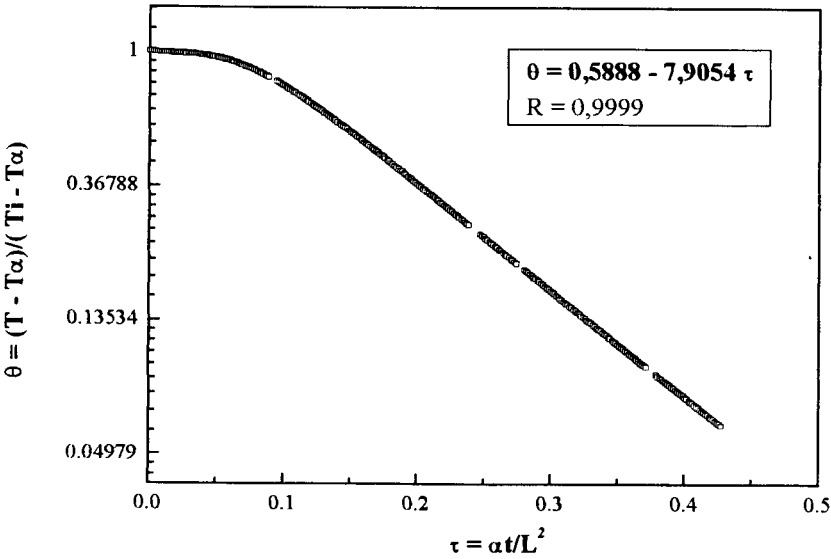


FIGURA A2.2. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cilindros de cenoura ($L = D = 2$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 40°C e escoamento de 0.25 l.s^{-1} .

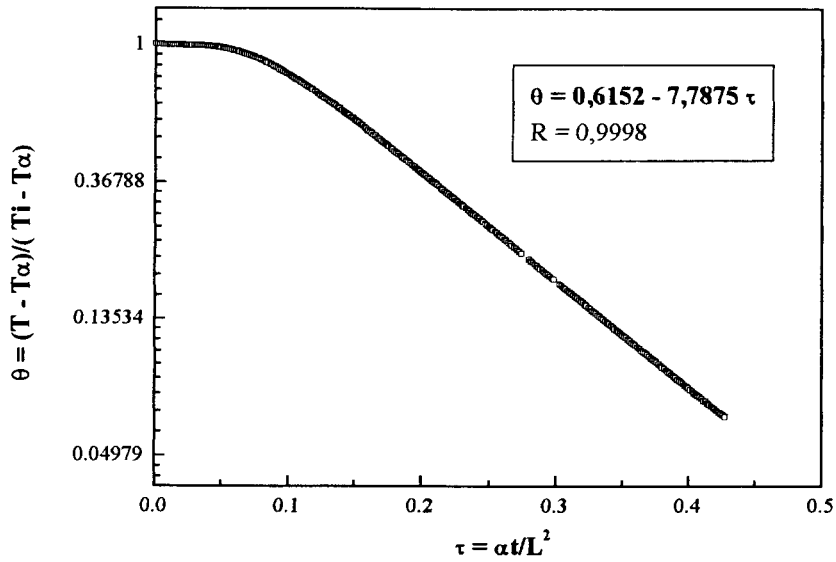


FIGURA A2.3. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cilindros de cenoura ($L = D = 2$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 50°C e escoamento de 0.25 l.s^{-1} .

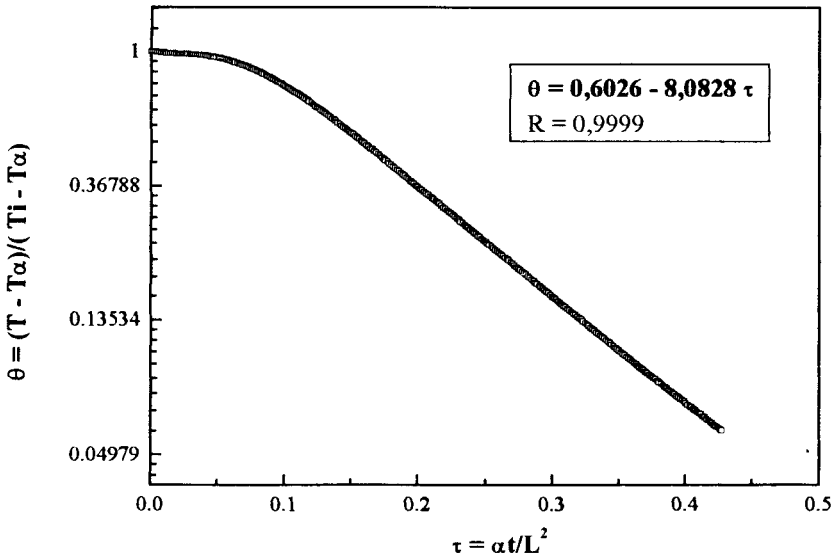


FIGURA A2.4. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cilindros de cenoura ($L = D = 2$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 60°C e escoamento de 0.25 l.s^{-1} .

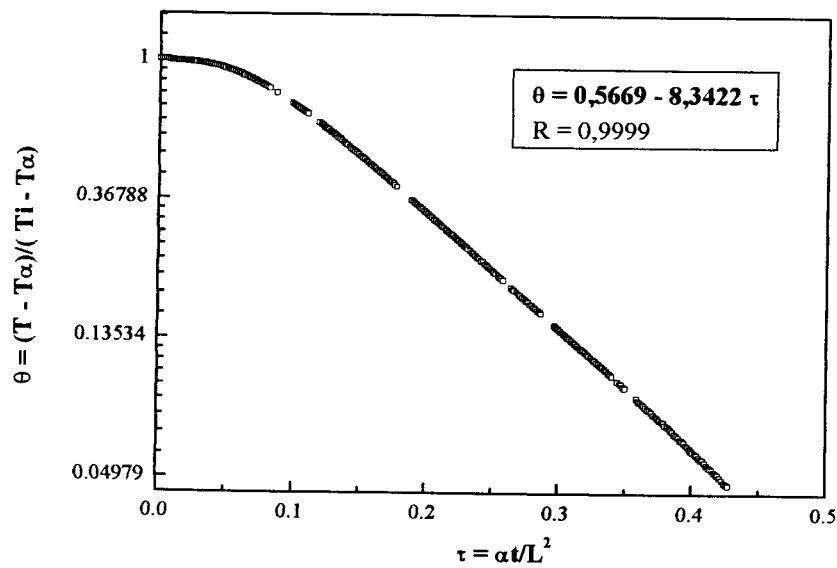


FIGURA A2.5. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cilindros de cenoura ($L = D = 2$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 30°C e escoamento de 0.36 l.s^{-1} .

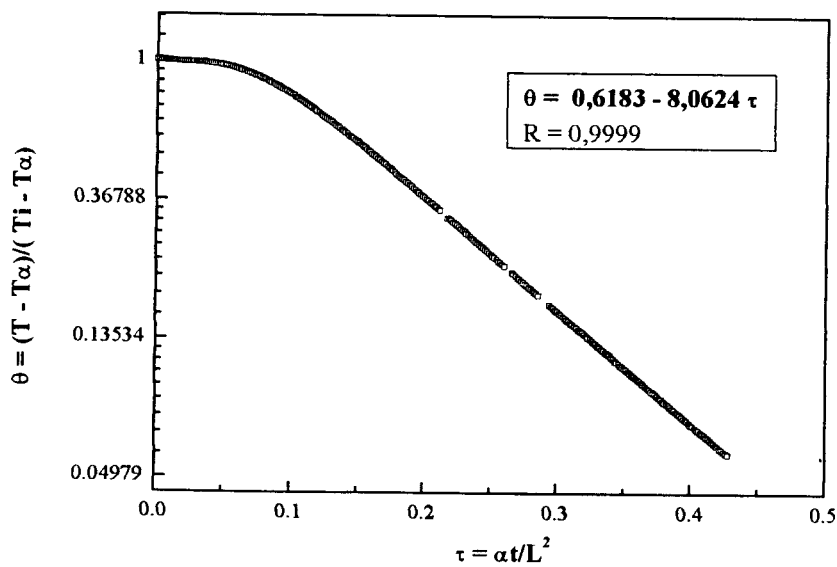


FIGURA A2.6. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cilindros de cenoura ($L = D = 2$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 40°C e escoamento de 0.36 l.s^{-1} .

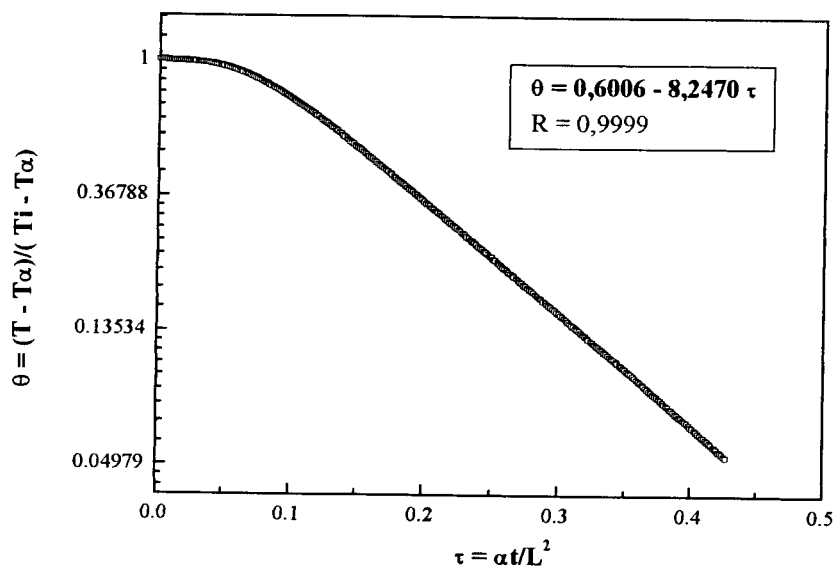


FIGURA A2.7. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cilindros de cenoura ($L = D = 2 \text{ cm.}$) submetidos à temperatura ambiente de 50°C e escoamento de 0.36 l.s^{-1} .

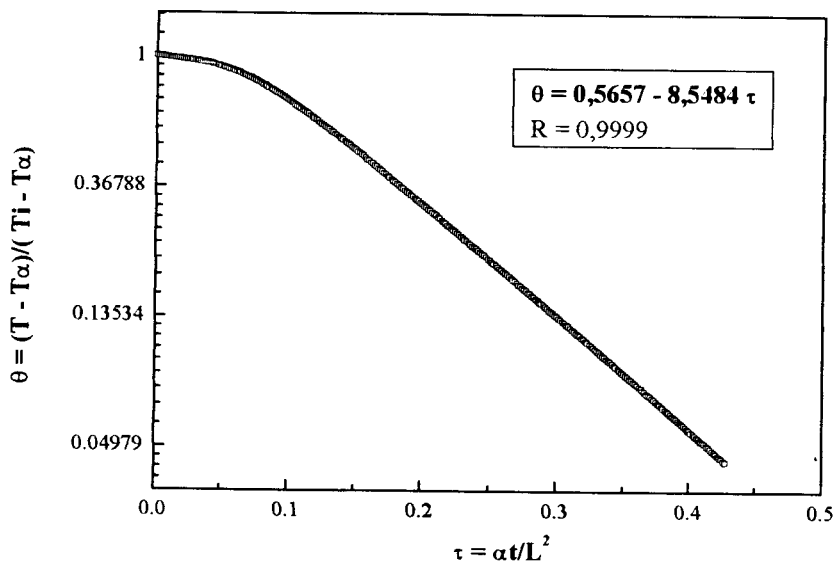


FIGURA A2.8 - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cilindros de cenoura ($L = D = 2 \text{ cm.}$) submetidos à temperatura ambiente de 60°C e escoamento de 0.36 l.s^{-1} .

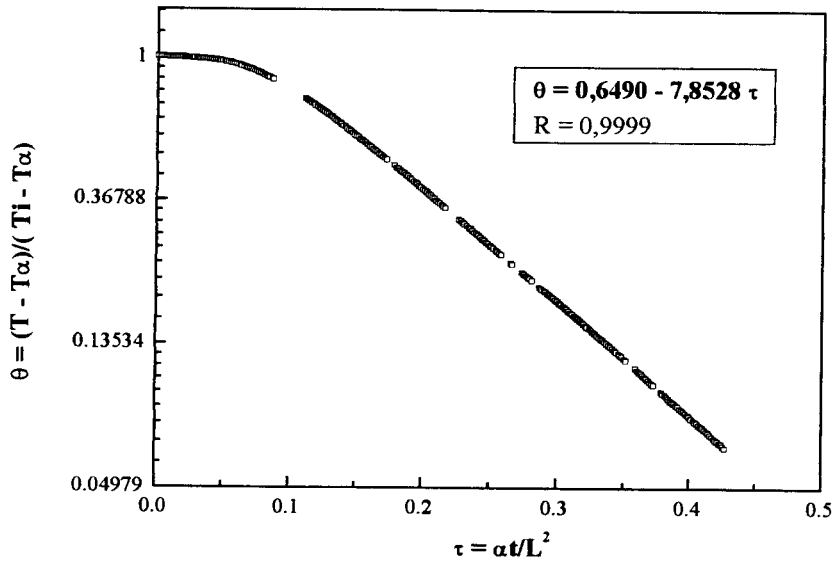


FIGURA A2.9 - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cilindros de cenoura ($L = D = 2$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 30°C e escoamento de 0.50 l.s^{-1} .

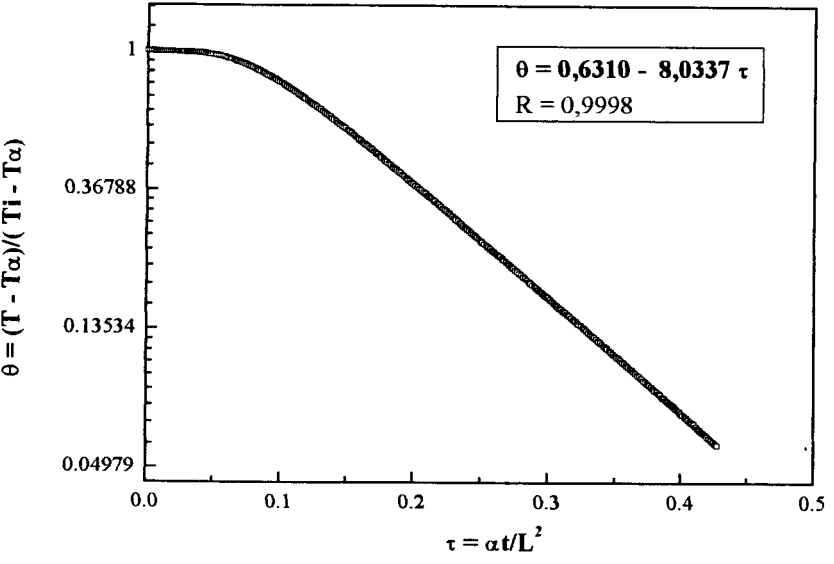


FIGURA A2.10 - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cilindros de cenoura ($L = D = 2$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 40°C e escoamento de 0.50 l.s^{-1} .

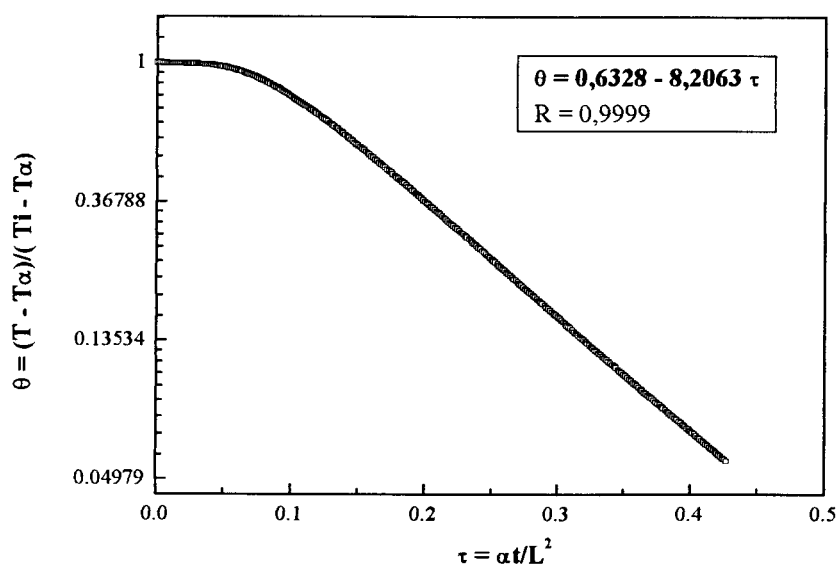


FIGURA A2.11. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cilindros de cenoura ($L = D = 2$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 50°C e escoamento de 0.50 l.s^{-1} .

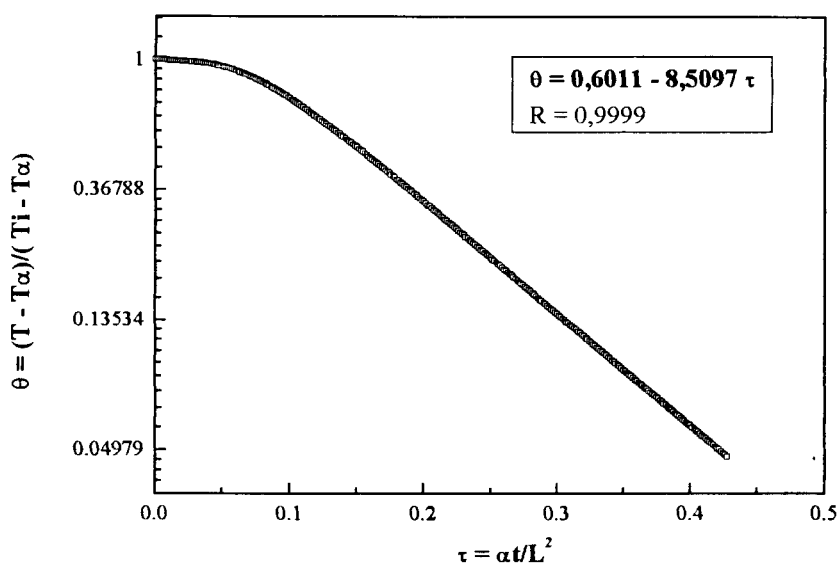


FIGURA A2.12. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cilindros de cenoura ($L = D = 2$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 60°C e escoamento de 0.50 l.s^{-1} .

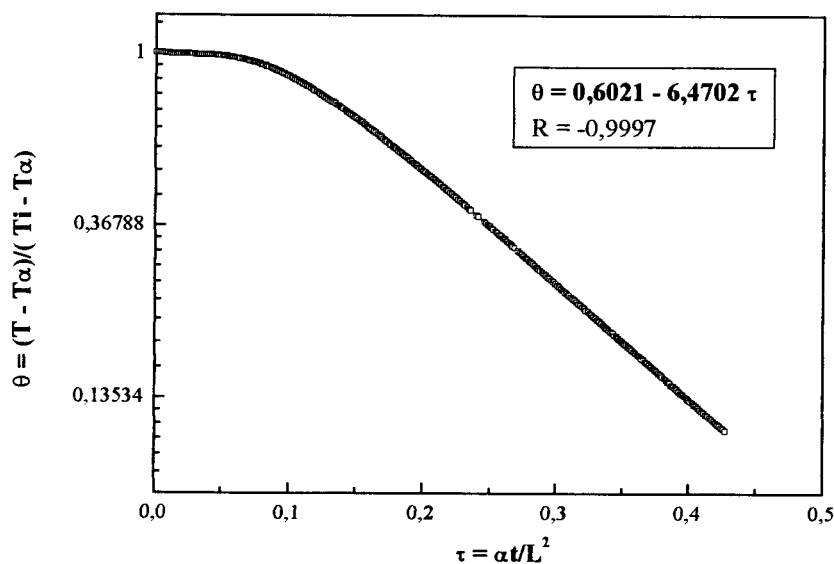


FIGURA A2.13. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cubos de cenoura ($L = 2 \text{ cm.}$) submetidos à temperatura ambiente de 30°C e escoamento de 0.25 l.s^{-1} .

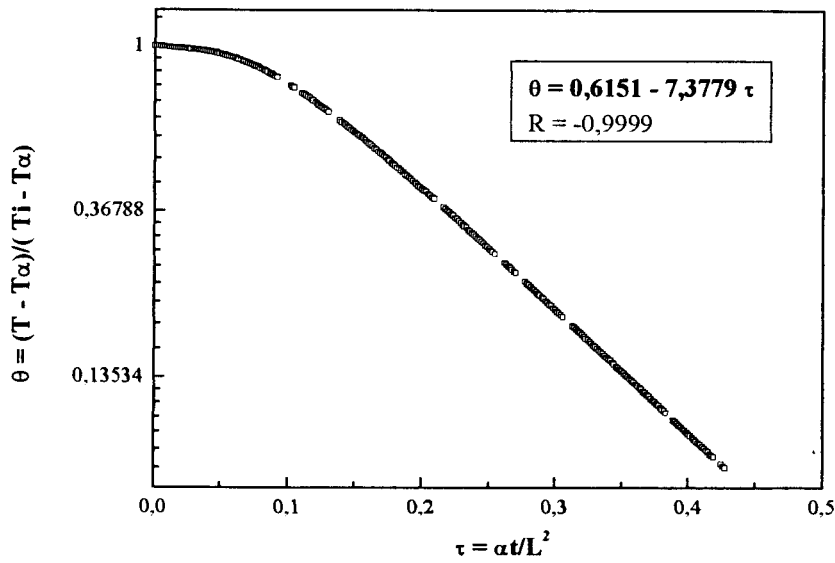


FIGURA A2.14. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cubos de cenoura ($L = 2 \text{ cm.}$) submetidos à temperatura ambiente de 40°C e escoamento de 0.25 l.s^{-1} .

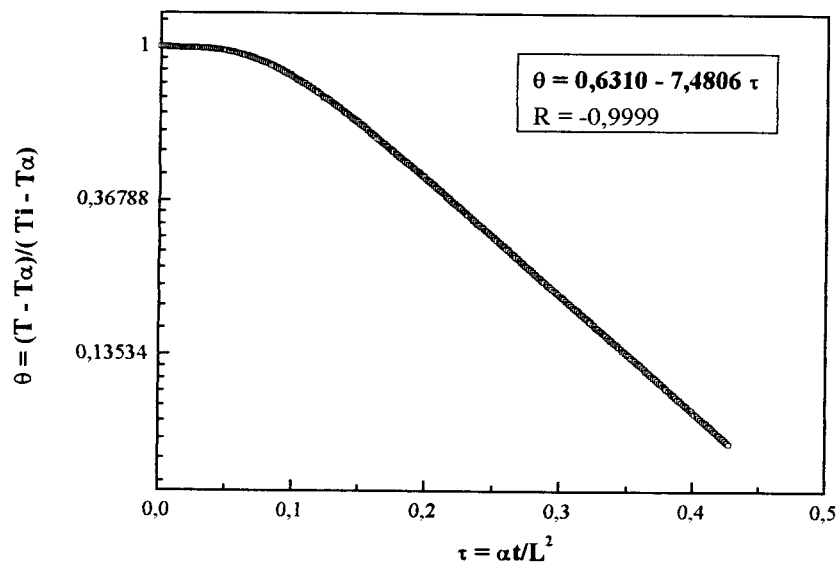


FIGURA A2.15. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cubos de cenoura ($L = 2 \text{ cm.}$) submetidos à temperatura ambiente de 50°C e escoamento de 0.25 l.s^{-1} .

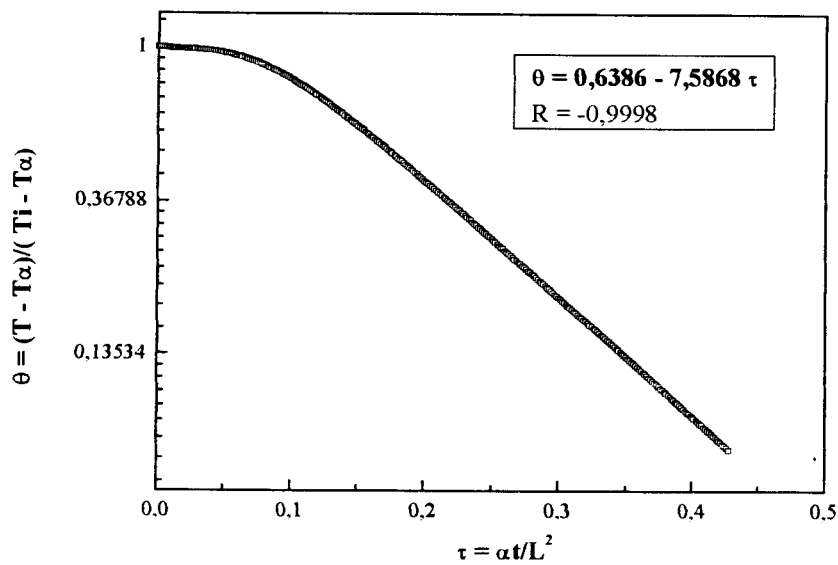


FIGURA A2.16. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cubos de cenoura ($L = 2 \text{ cm.}$) submetidos à temperatura ambiente de 60°C e escoamento de 0.25 l.s^{-1} .

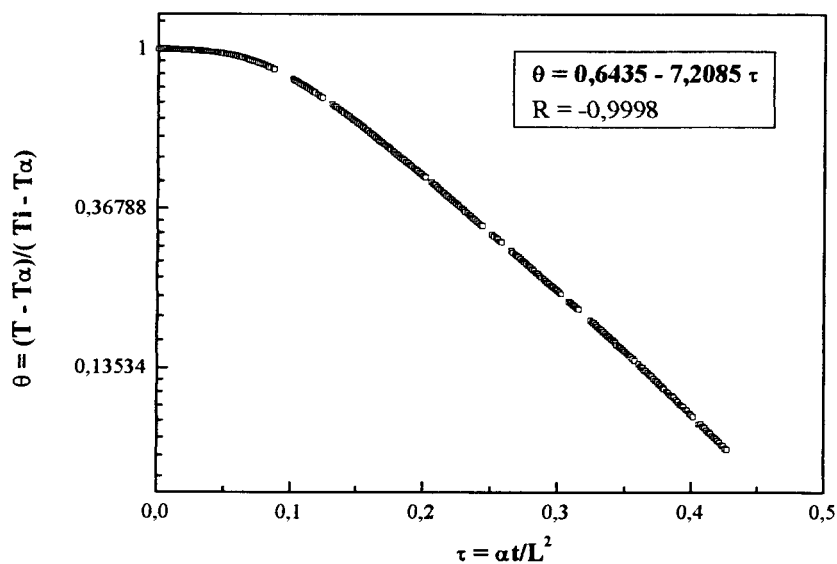


FIGURA A2.17. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cubos de cenoura ($L = 2$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 30°C e escoamento de 0.36 l.s^{-1} .

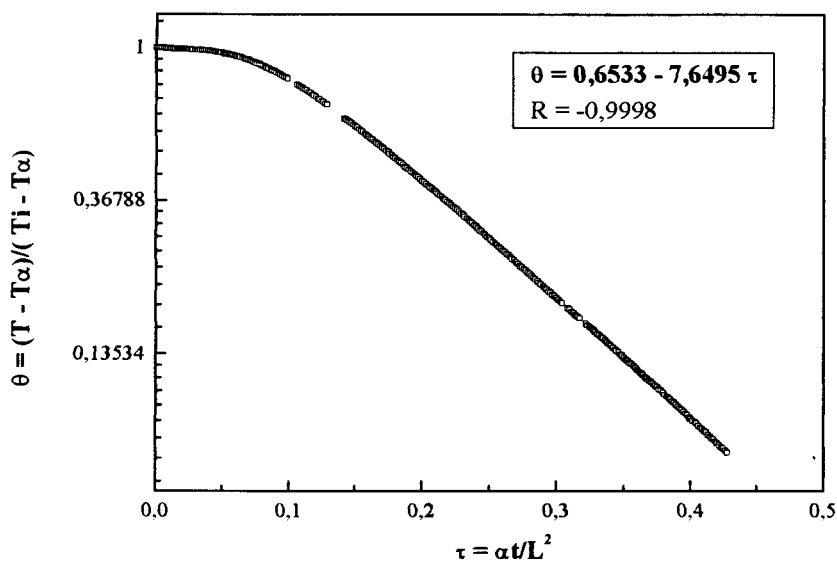


FIGURA A2.18. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cubos de cenoura ($L = 2$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 40°C e escoamento de 0.36 l.s^{-1} .

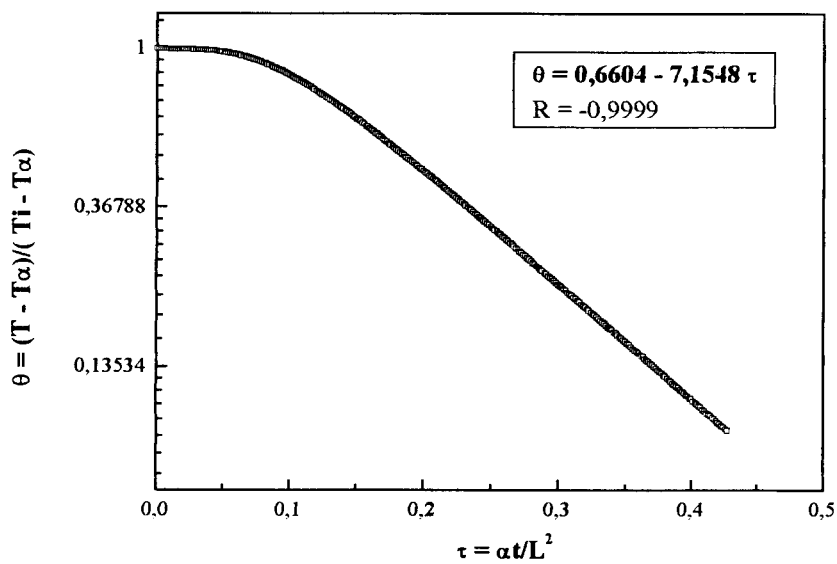


FIGURA A2.19. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cubos de cenoura ($L = 2 \text{ cm.}$) submetidos à temperatura ambiente de 50°C e escoamento de 0.36 l.s^{-1} .

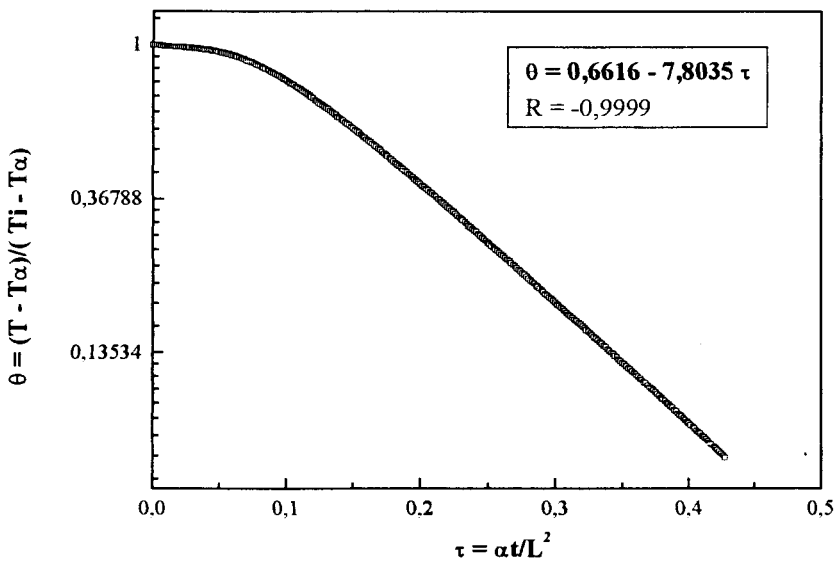


FIGURA A2.20. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cubos de cenoura ($L = 2 \text{ cm.}$) submetidos à temperatura ambiente de 60°C e escoamento de 0.36 l.s^{-1} .

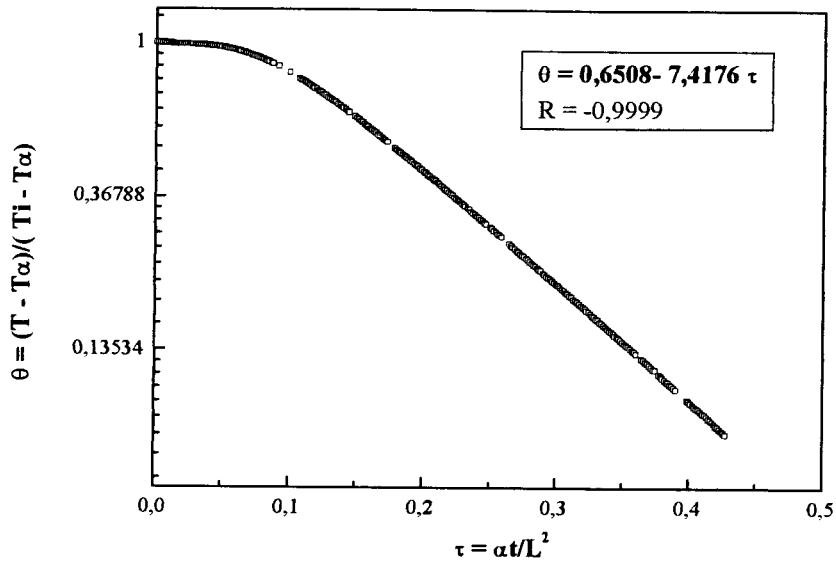


FIGURA A2.21. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cubos de cenoura ($L = 2 \text{ cm.}$) submetidos à temperatura ambiente de 30°C e escoamento de 0.50 l.s^{-1} .

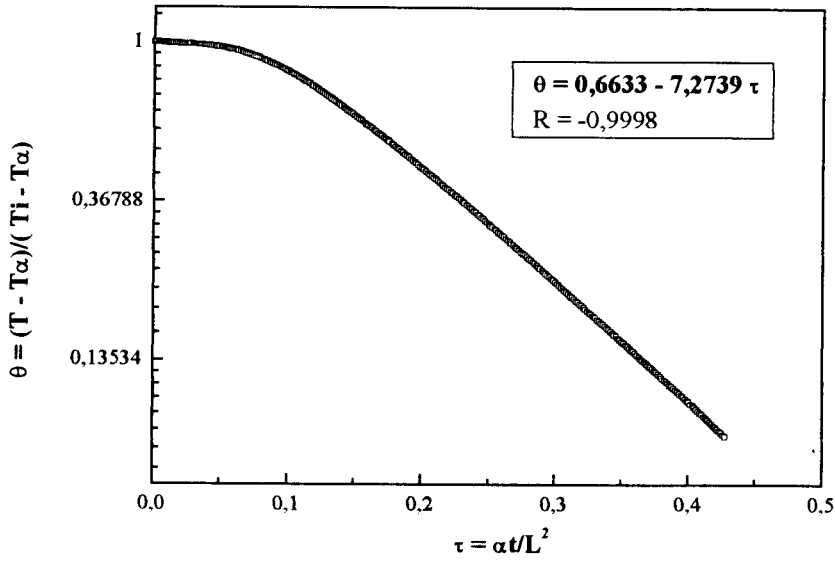


FIGURA A2.22. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cubos de cenoura ($L = 2 \text{ cm.}$) submetidos à temperatura ambiente de 40°C e escoamento de 0.50 l.s^{-1} .

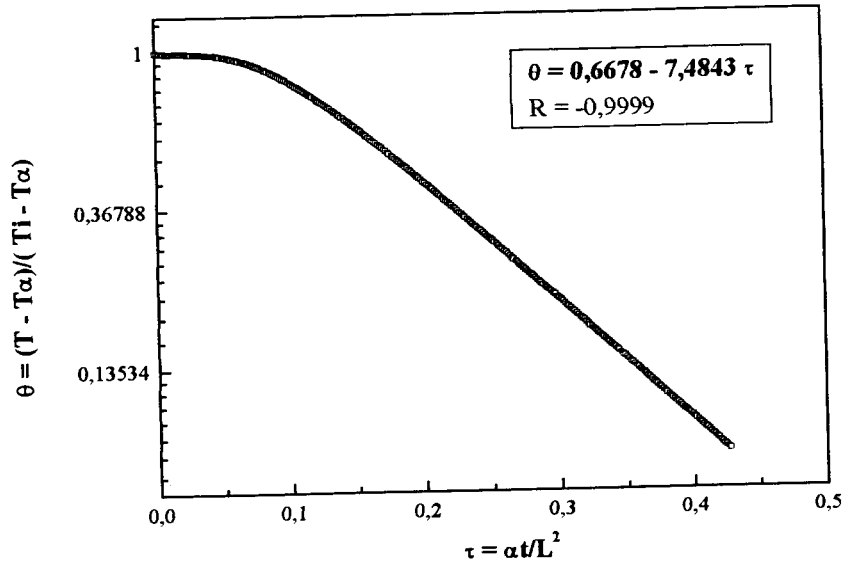


FIGURA A2.23. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cubos de cenoura ($L = 2 \text{ cm.}$) submetidos à temperatura ambiente de 50°C e escoamento de 0.50 l.s^{-1} .

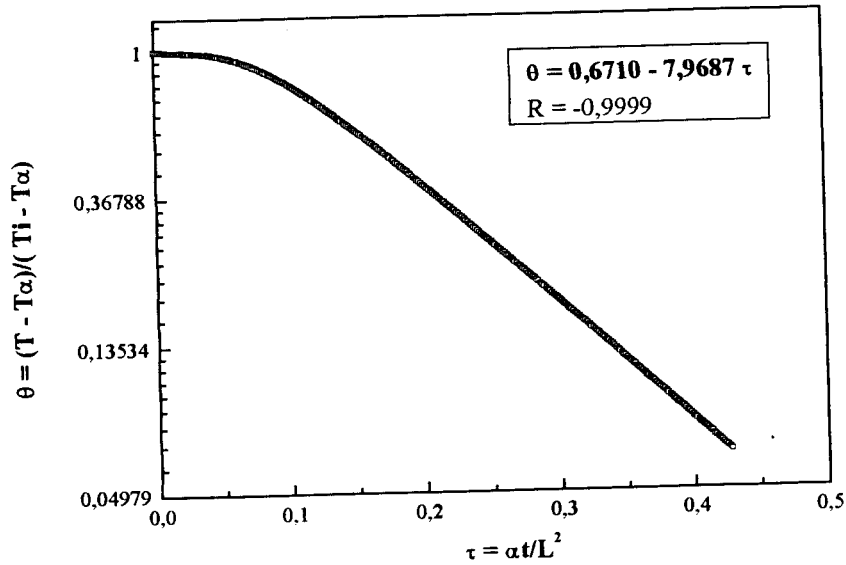


FIGURA A2.24. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cubos de cenoura ($L = 2 \text{ cm.}$) submetidos à temperatura ambiente de 60°C e escoamento de 0.50 l.s^{-1} .

ANEXO III

CURVAS DE AQUECIMENTO PARA CILINDROS DE CENOURA ORGANIZADOS EM DIFERENTES ARRANJOS SOB ESCOAMENTO.

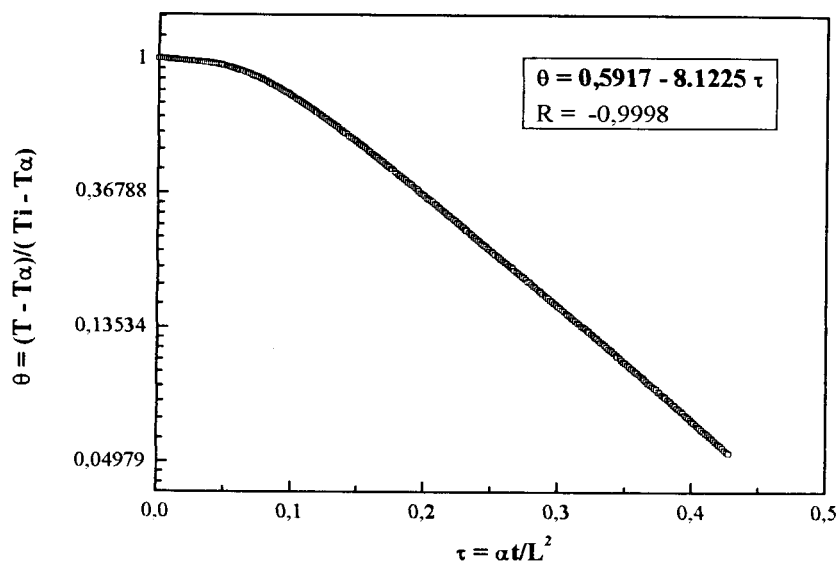


FIGURA A3.1. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cilindros de cenoura ($L = D = 2$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 40°C , escoamento de $0,36 \text{ l.s}^{-1}$ e arranjo 1.

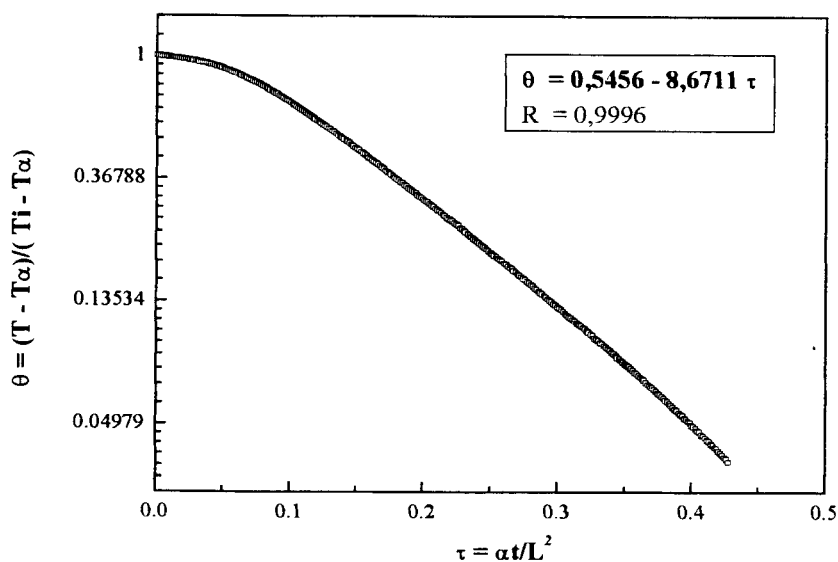


FIGURA A3.2. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cilindros de cenoura ($L = D = 2$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 40°C , escoamento de $0,50 \text{ l.s}^{-1}$ e arranjo 1.

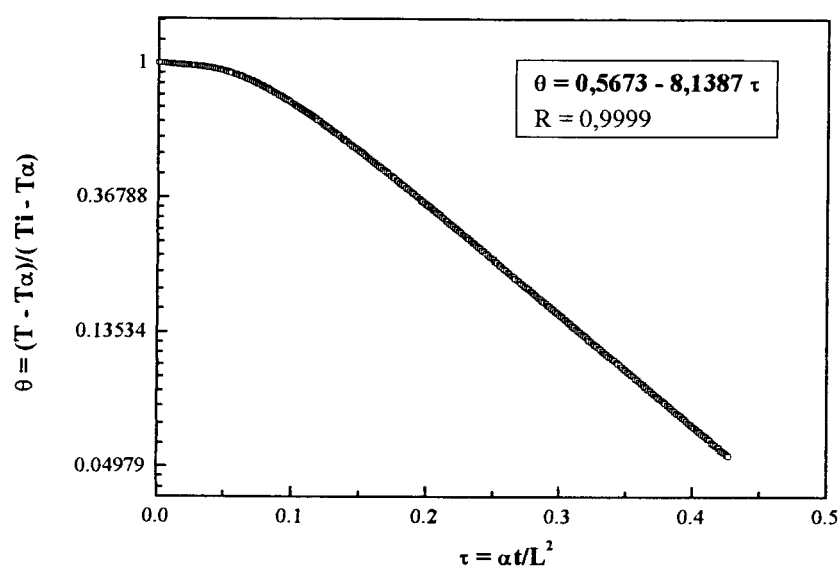


FIGURA A3.3. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cilindros de cenoura ($L = D = 2$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 40°C , escoamento de 0.36 l.s^{-1} e arranjo 2.

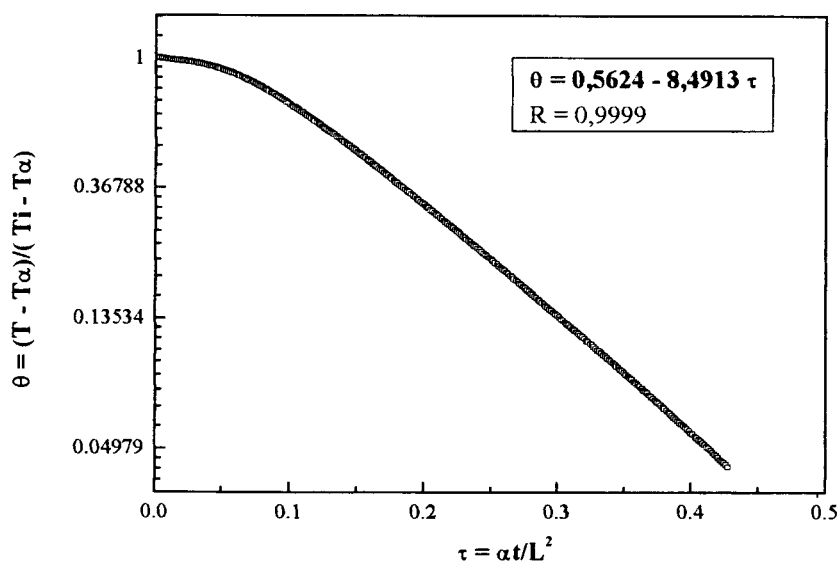


FIGURA A3.4. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cilindros de cenoura ($L = D = 2$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 40°C , escoamento de 0.50 l.s^{-1} e arranjo 2.

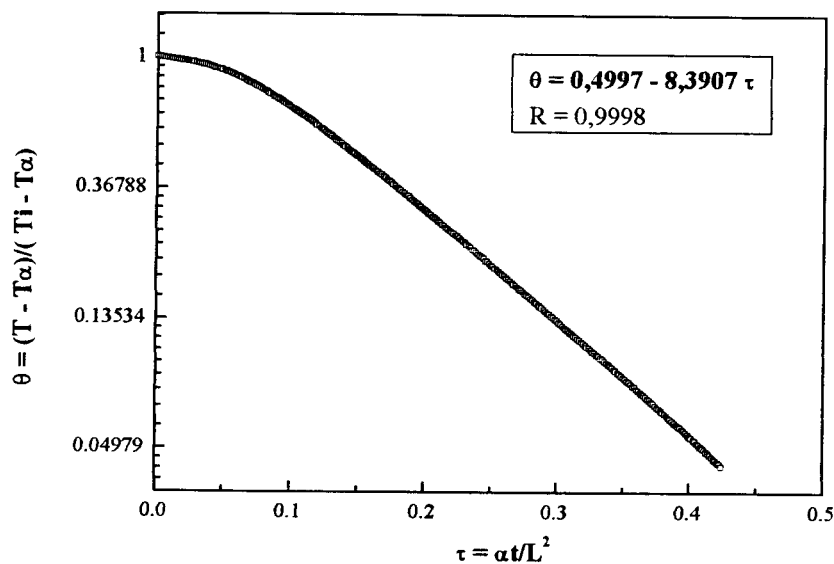


FIGURA A3.5. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cilindros de cenoura ($L = D = 2$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 40°C , escoamento de 0.36 l.s^{-1} e arranjo 3.

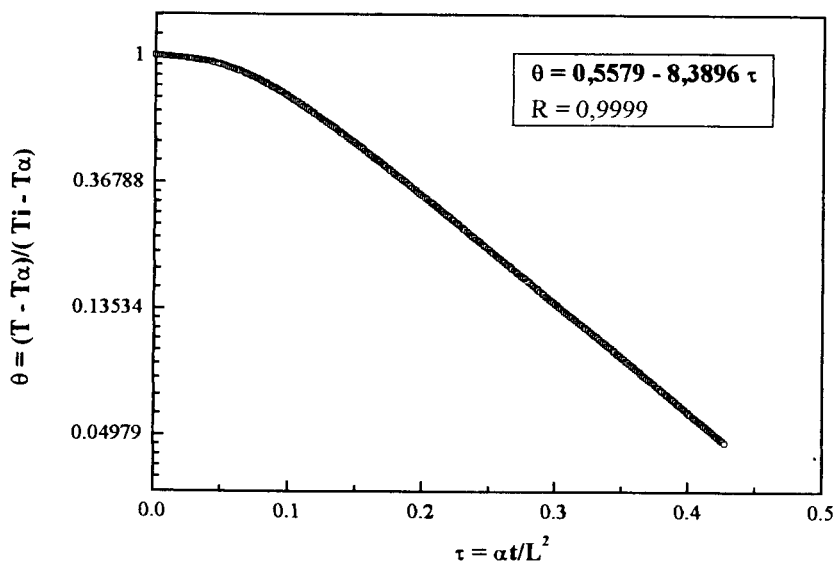


FIGURA A3.6. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cilindros de cenoura ($L = D = 2$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 40°C , escoamento de 0.50 l.s^{-1} e arranjo 3.

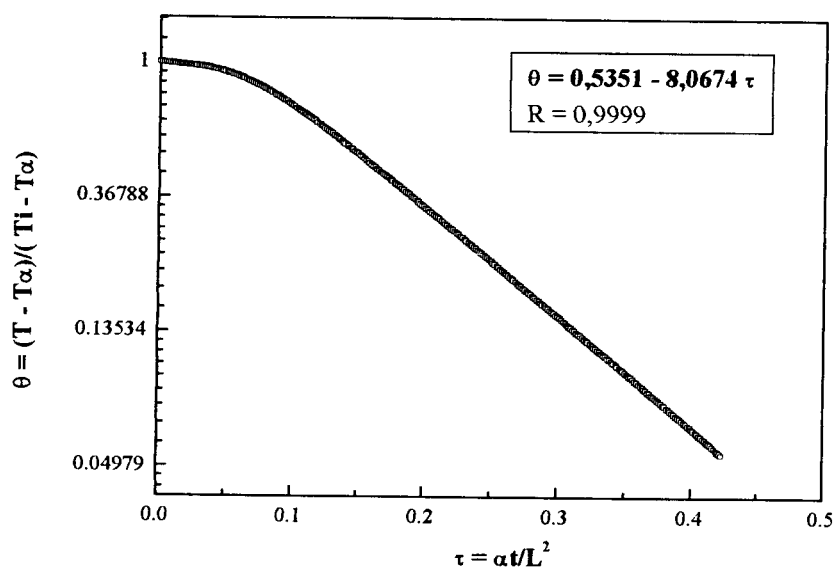


FIGURA A3.7. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cilindros de cenoura ($L = D = 2$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 40°C , escoamento de 0.36 l.s^{-1} e arranjo 4.

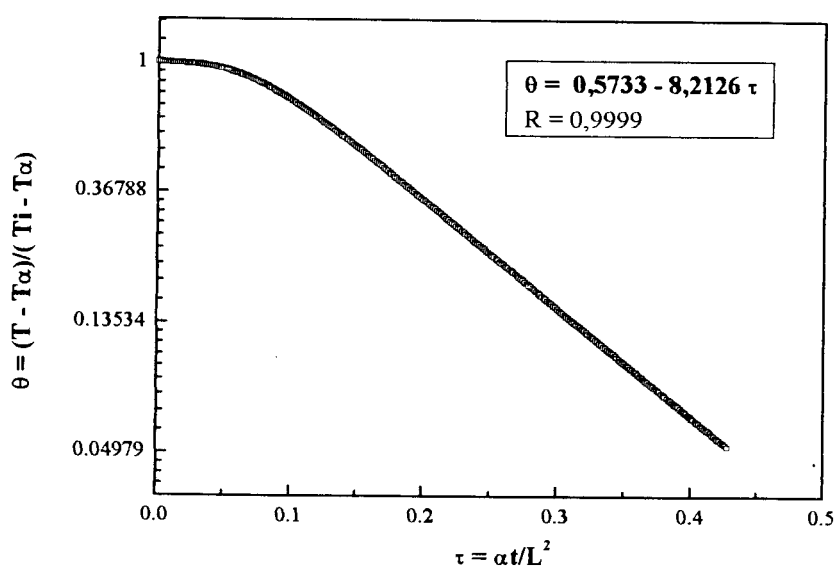


FIGURA A3.8. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cilindros de cenoura ($L = D = 2$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 40°C , escoamento de 0.50 l.s^{-1} e arranjo 4.

ANEXO IV
CURVAS DE AQUECIMENTO PARA CILINDROS E CUBOS DE BATATA
EM BANHO AGITADO.

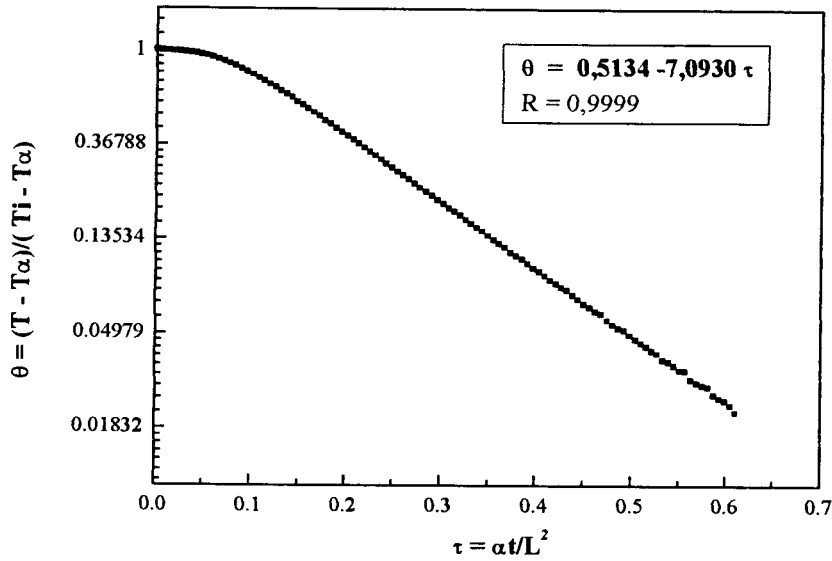


FIGURA A4.1. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cilindros de batata ($L = D = 1$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 40°C em banho agitado.

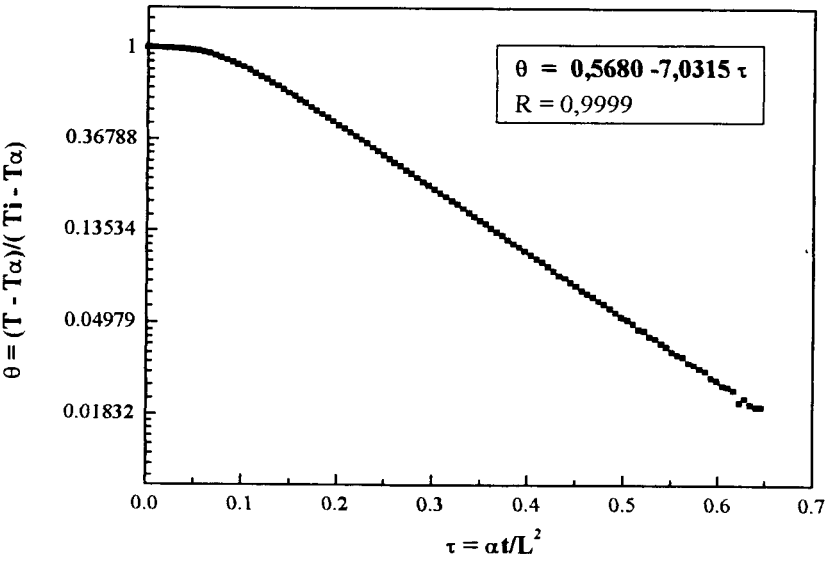


FIGURA A4.2. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cilindros de batata ($L = D = 1$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 50°C em banho agitado.

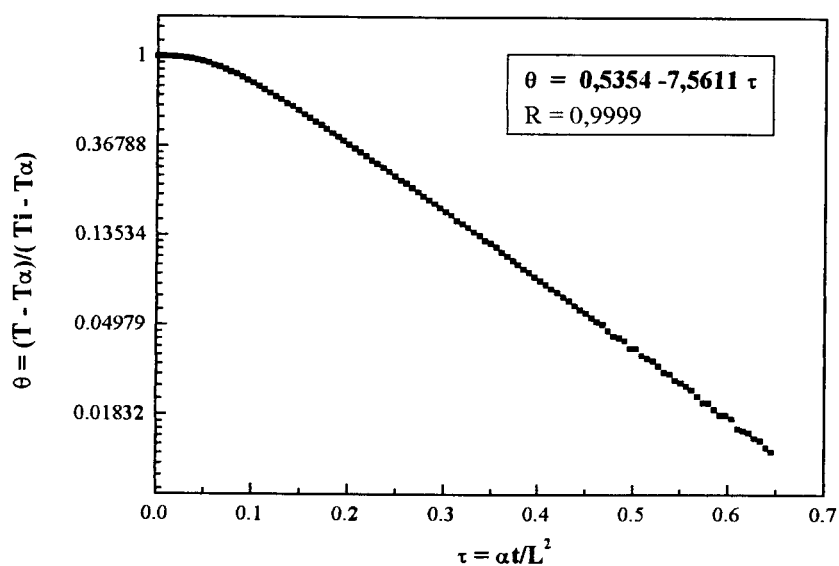


FIGURA A4.3. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cilindros de batata ($L = D = 1$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 60°C em banho agitado.

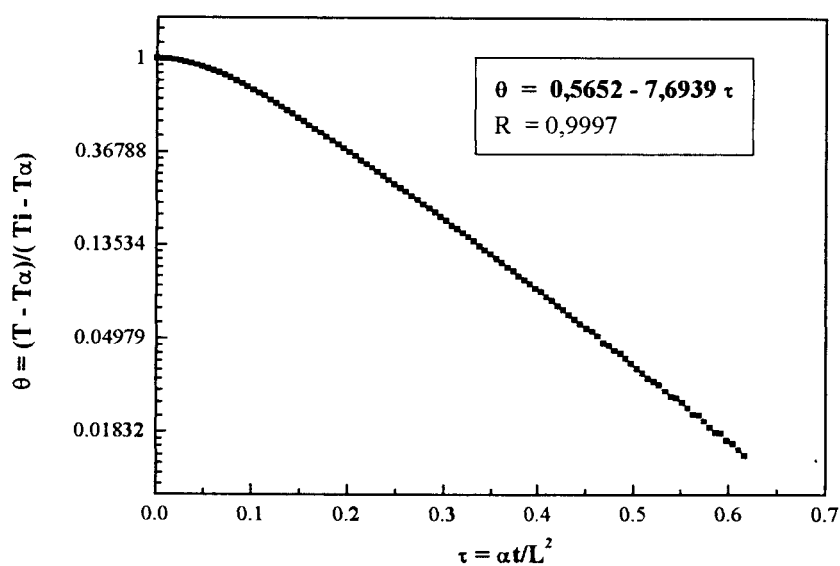


FIGURA A4.4. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cilindros de batata ($L = D = 1$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 70°C em banho agitado.

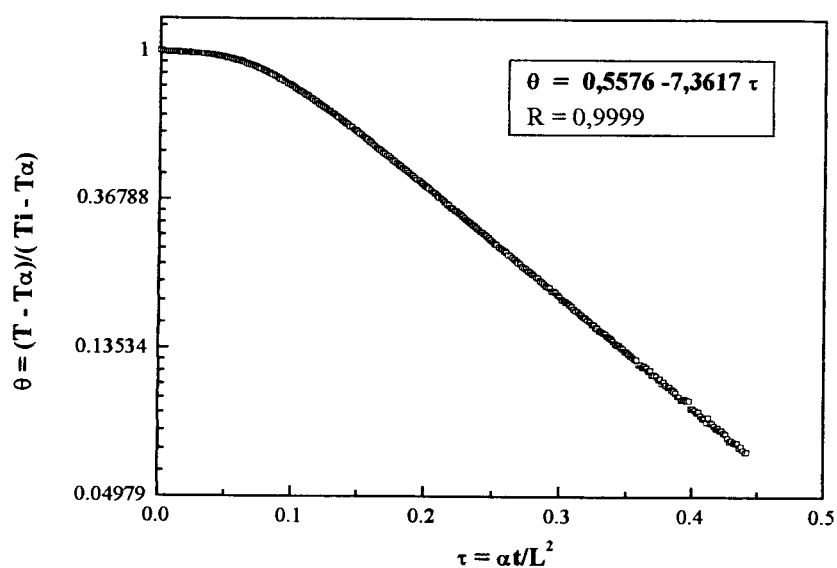


FIGURA A4.5. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cilindros de batata ($L = D = 2$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 40°C em banho agitado.

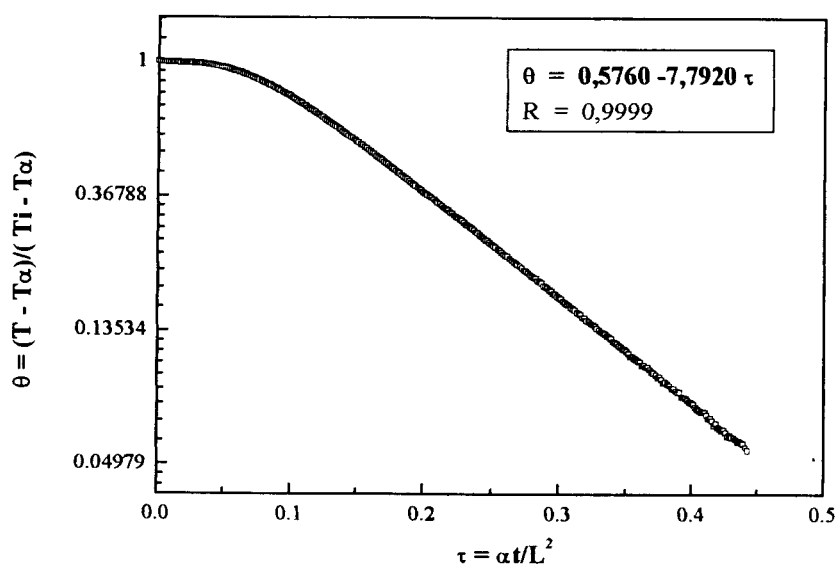


FIGURA A4.6. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cilindros de batata ($L = D = 2$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 50°C em banho agitado.

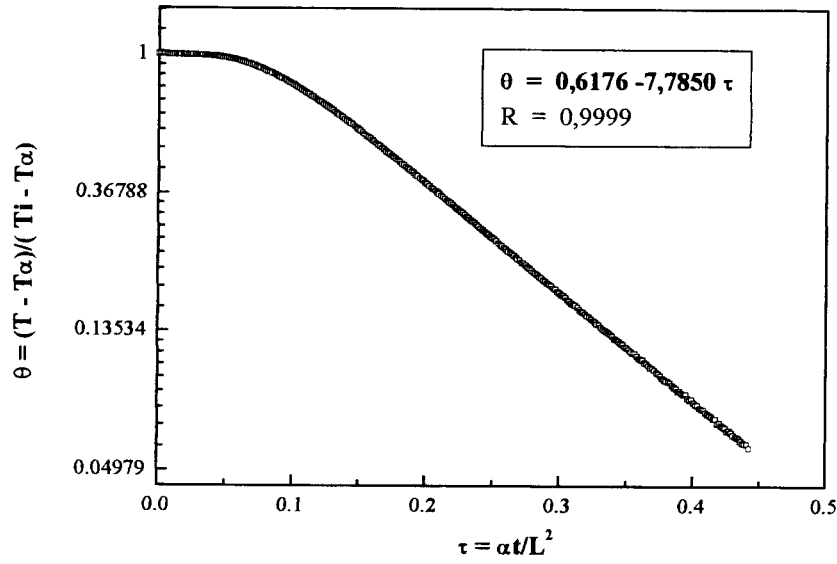


FIGURA A4.7. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cilindros de batata ($L = D = 2$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 60°C em banho agitado.

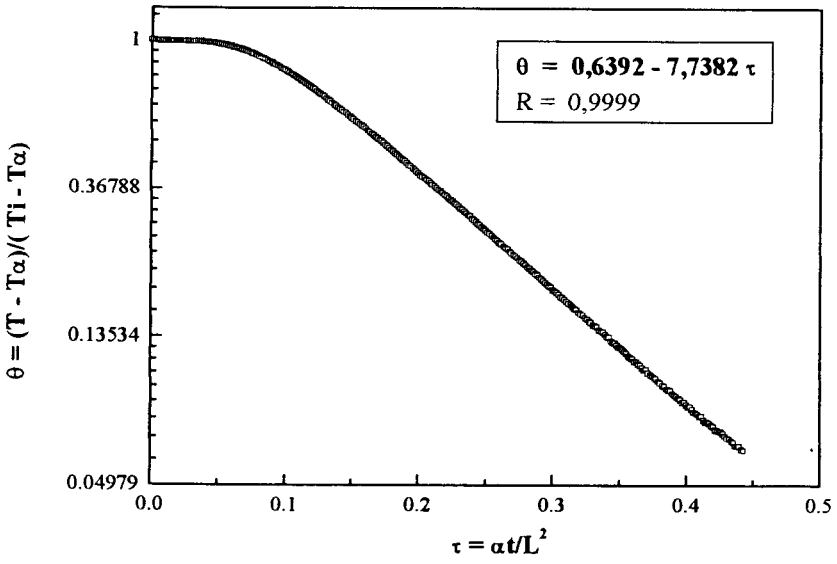


FIGURA A4.8. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cilindros de batata ($L = D = 2$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 70°C em banho agitado.

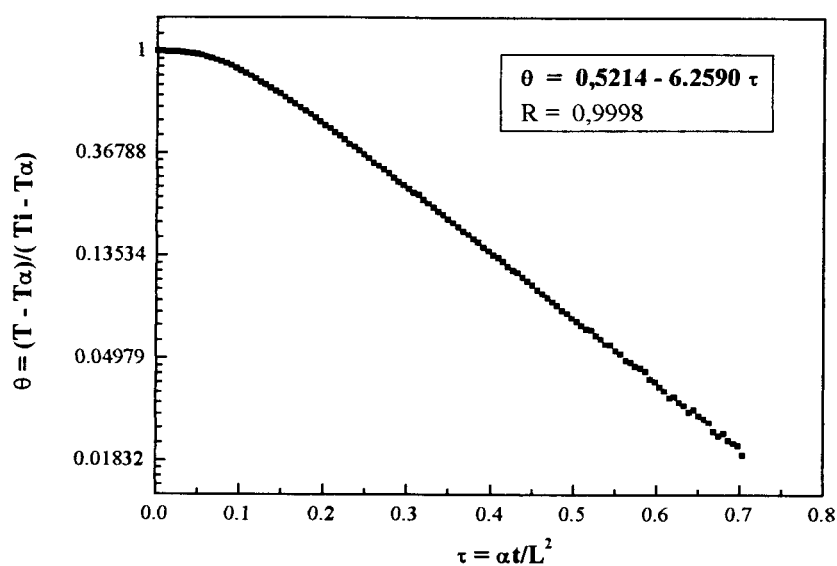


FIGURA A4.9. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cubos de batata ($L = D = 1$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 40°C em banho agitado.

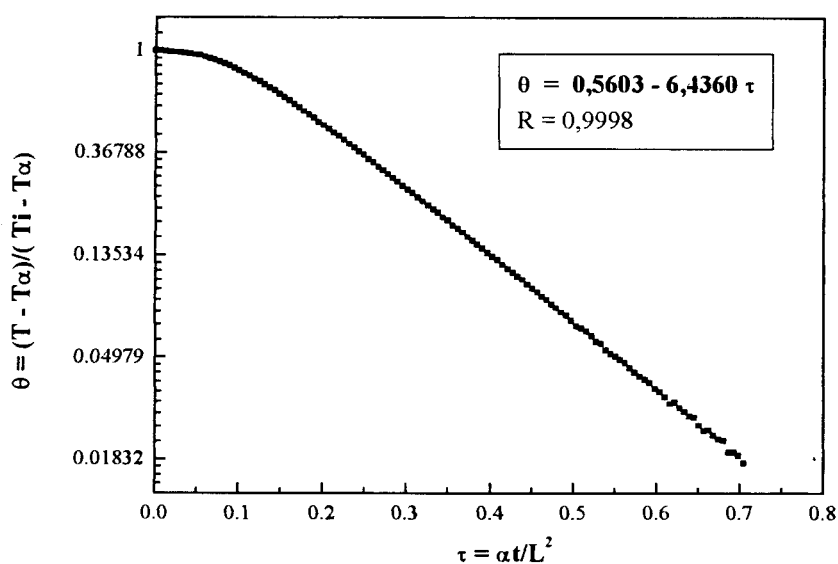


FIGURA A4.10. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cubos de batata ($L = D = 1$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 50°C em banho agitado.

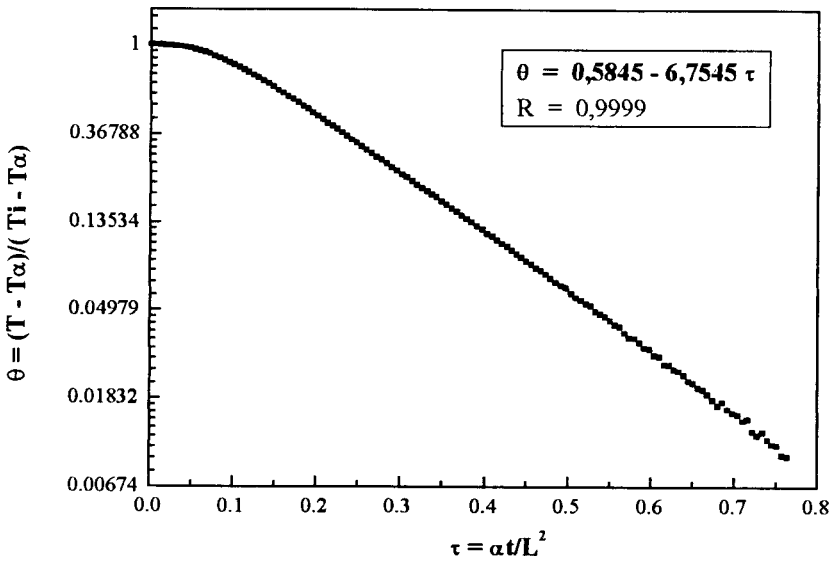


FIGURA A4.11. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cubos de batata ($L = D = 1$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 60°C em banho agitado.

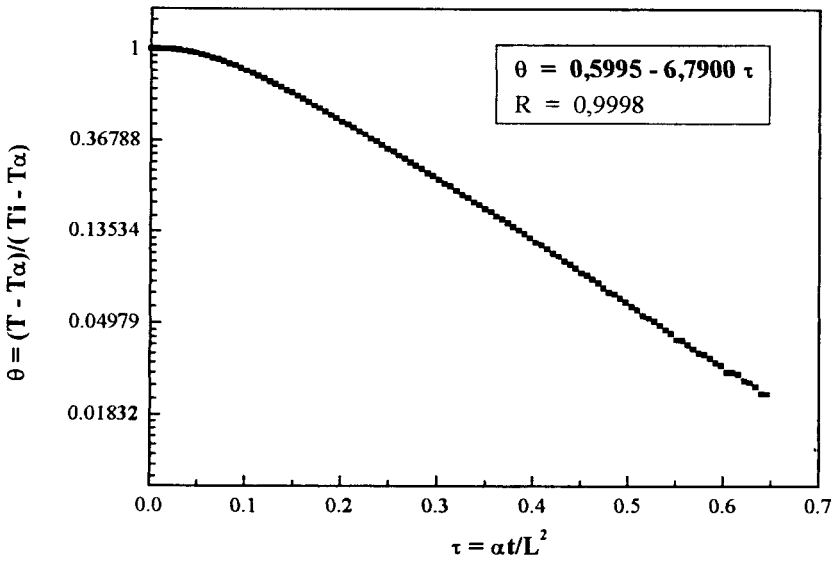


FIGURA A4.12. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cubos de batata ($L = D = 1$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 70°C em banho agitado.

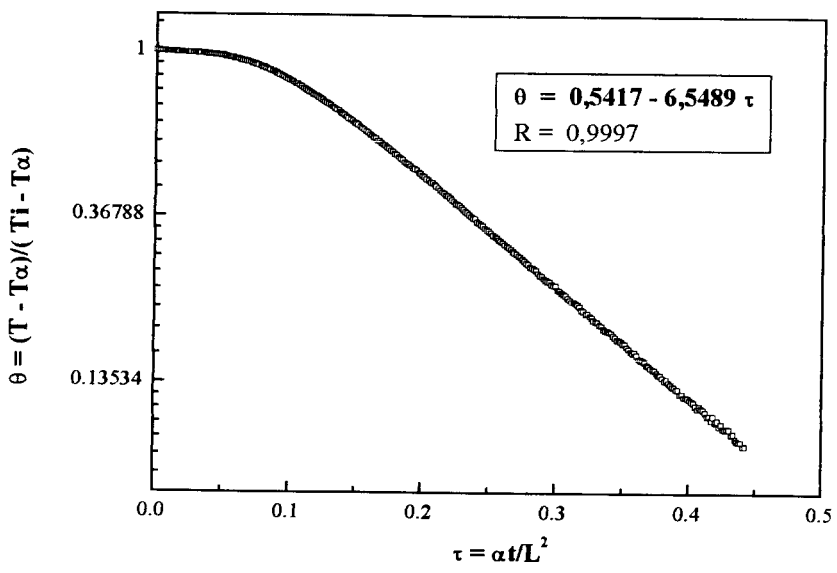


FIGURA A4.13. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cubos de batata ($L = D = 2$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 40°C em banho agitado.

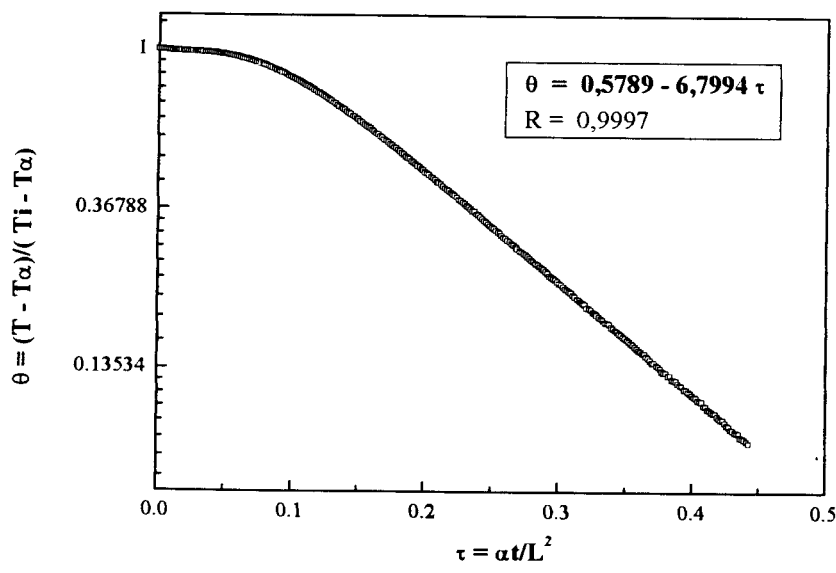


FIGURA A4.14. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cubos de batata ($L = D = 2$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 50°C em banho agitado.

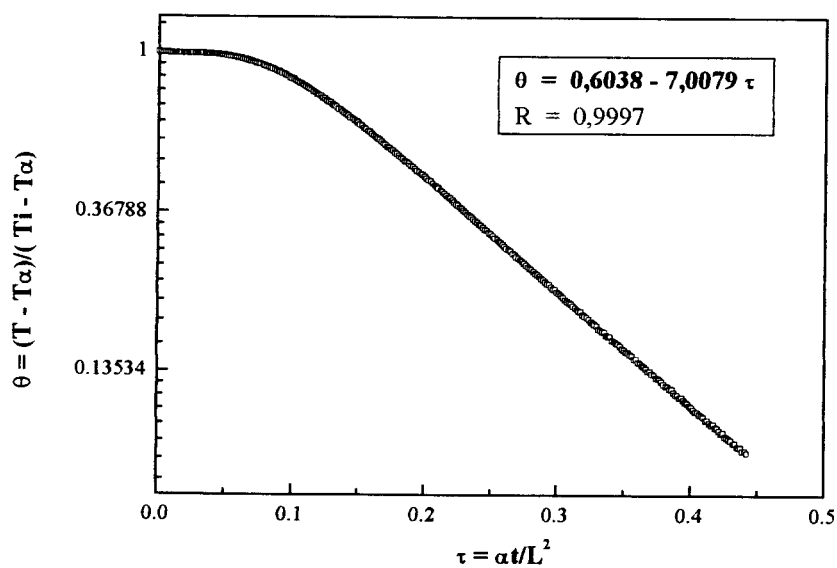


FIGURA A4.15. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cubos de batata ($L = D = 2$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 60°C em banho agitado.

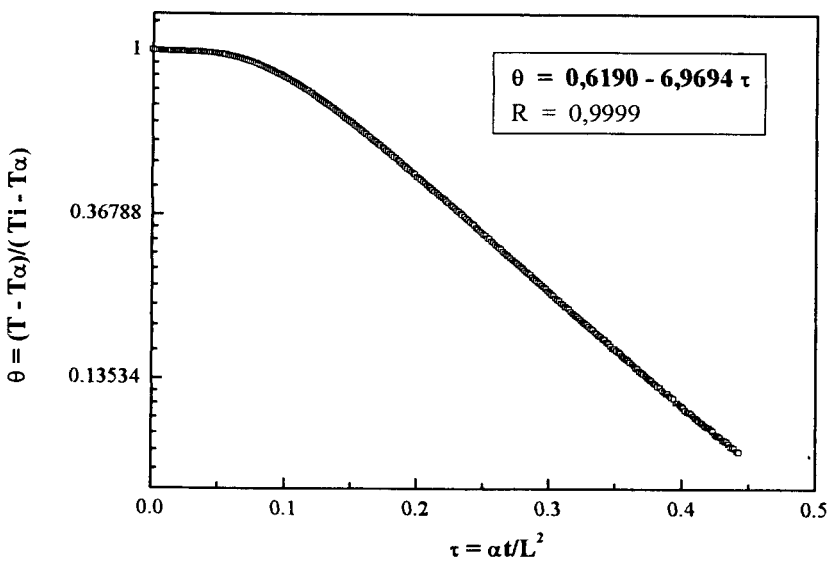


FIGURA A4.16. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cubos de batata ($L = D = 2$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 70°C em banho agitado.

ANEXO V

CURVAS DE AQUECIMENTO PARA CILINDROS E CUBOS DE
CENOURA EM BANHO AGITADO.

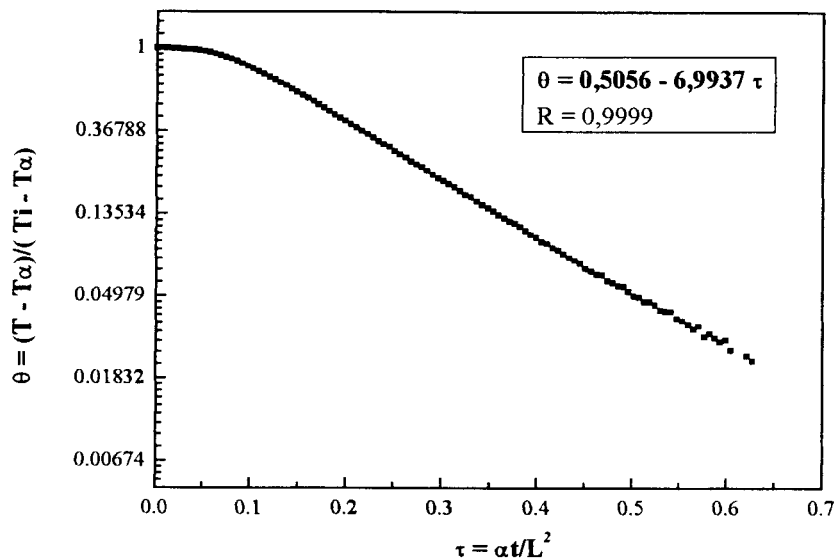


FIGURA A5.1. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cilindros de cenoura ($L = D = 1$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 40°C em banho agitado.

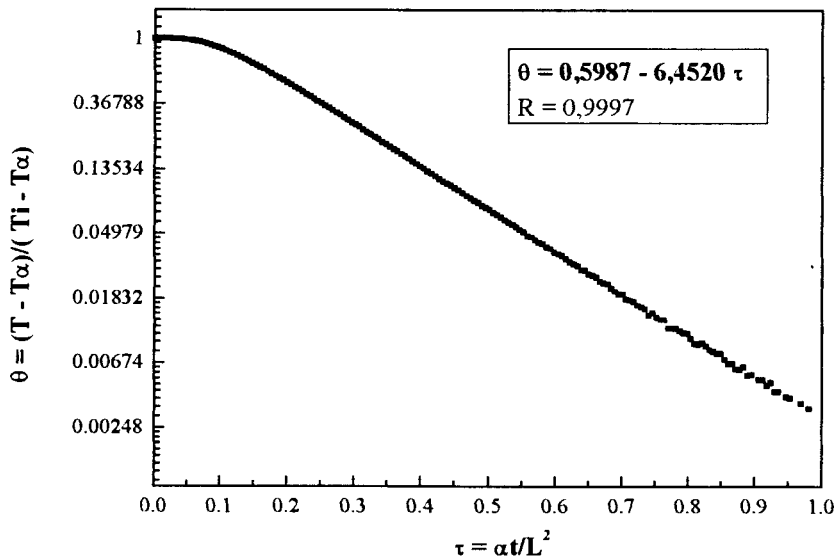


FIGURA A5.2. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cilindros de cenoura ($L = D = 1$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 50°C em banho agitado.

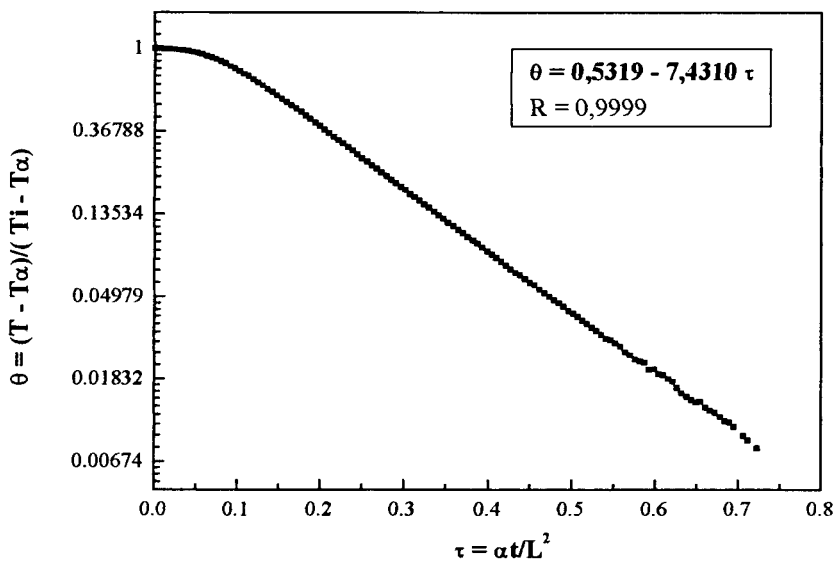


FIGURA A5.3. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cilindros de cenoura ($L = D = 1$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 60°C em banho agitado.

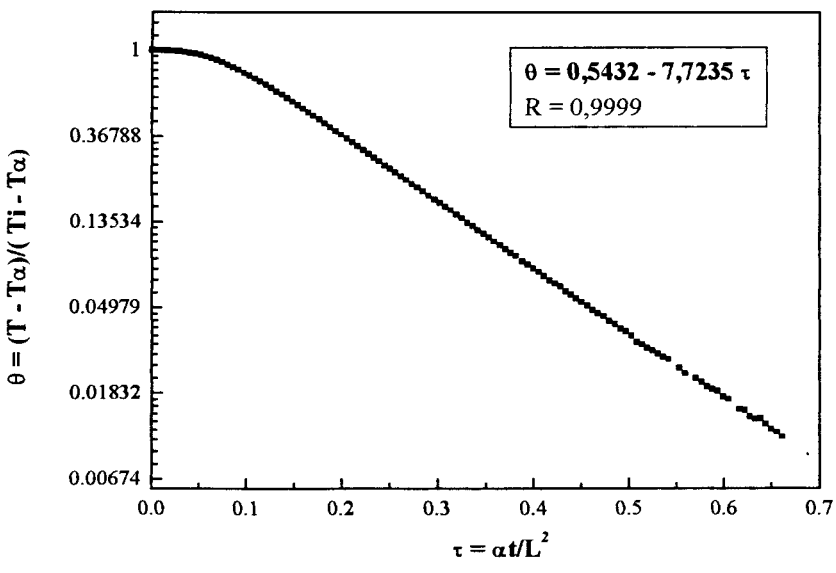


FIGURA A5.4. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cilindros de cenoura ($L = D = 1$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 70°C em banho agitado.

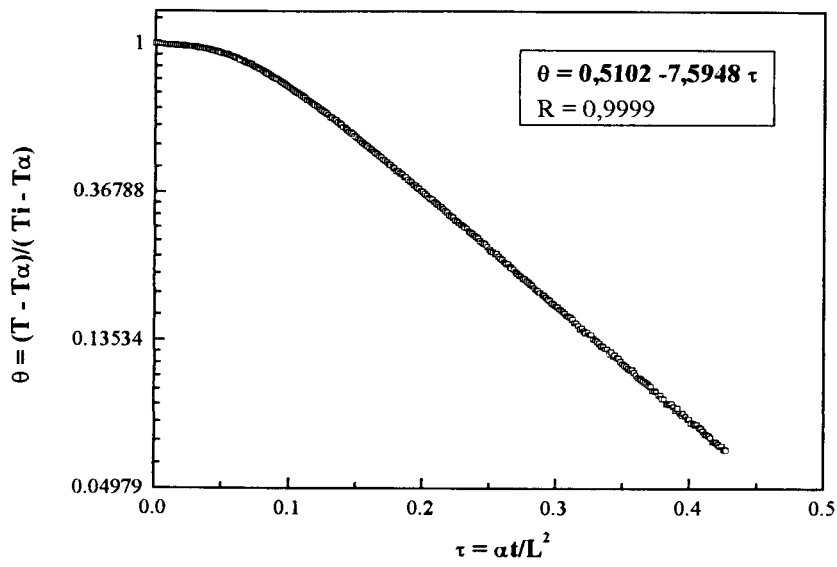


FIGURA A5.5. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cilindros de cenoura ($L = D = 2$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 40°C em banho agitado.

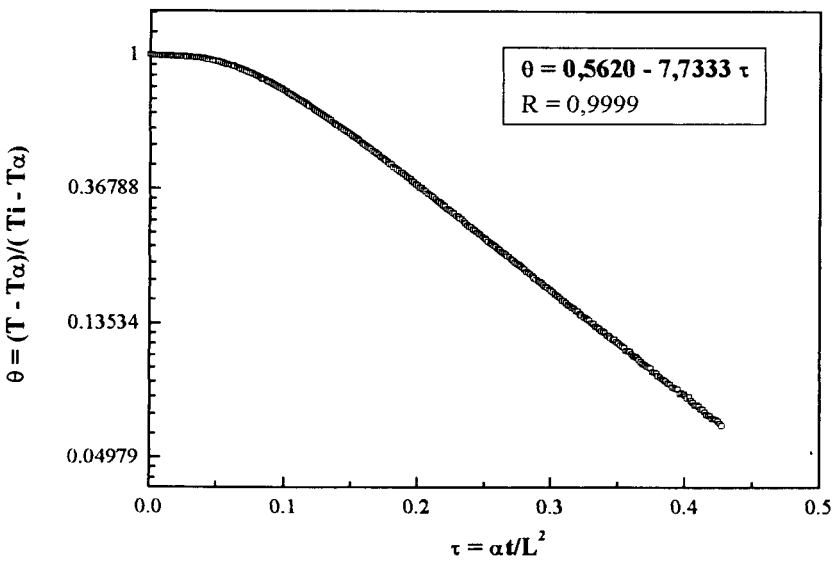


FIGURA A5.6. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cilindros de cenoura ($L = D = 2$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 50°C em banho agitado.

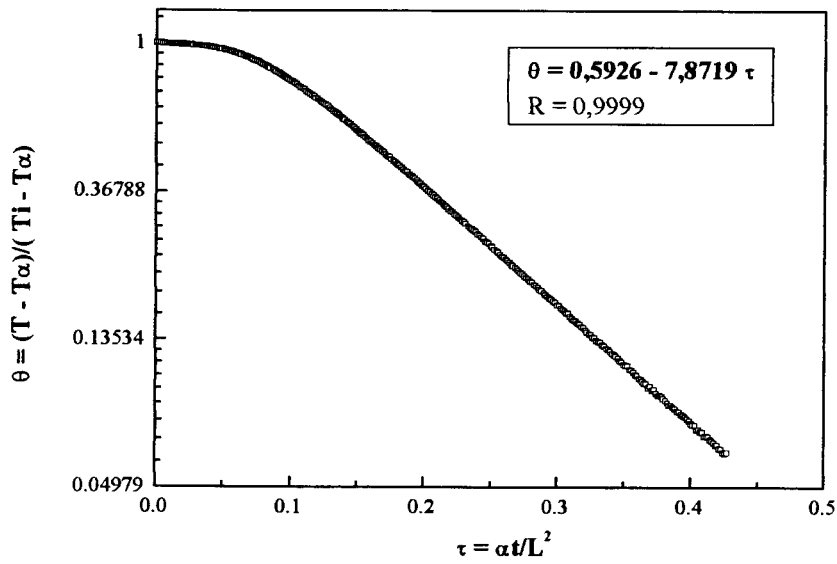


FIGURA A5.7. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cilindros de cenoura ($L = D = 2$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 60°C em banho agitado.

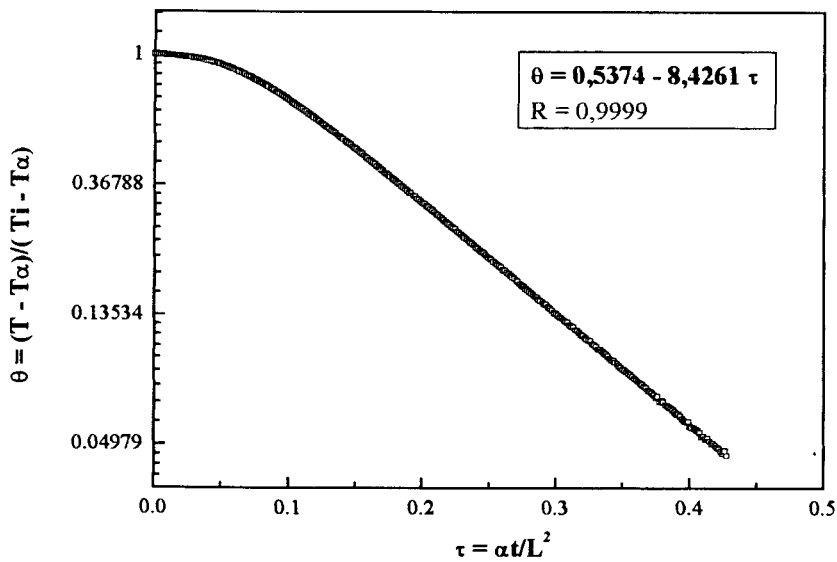


FIGURA A5.8. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cilindros de cenoura ($L = D = 2$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 70°C em banho agitado.

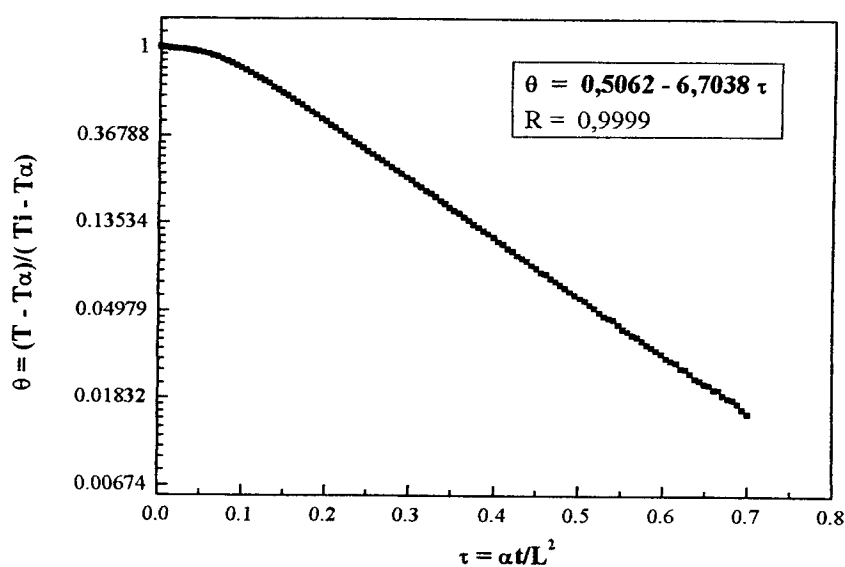


FIGURA A5.9. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cubos de cenoura ($L = D = 1$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 40°C em banho agitado.

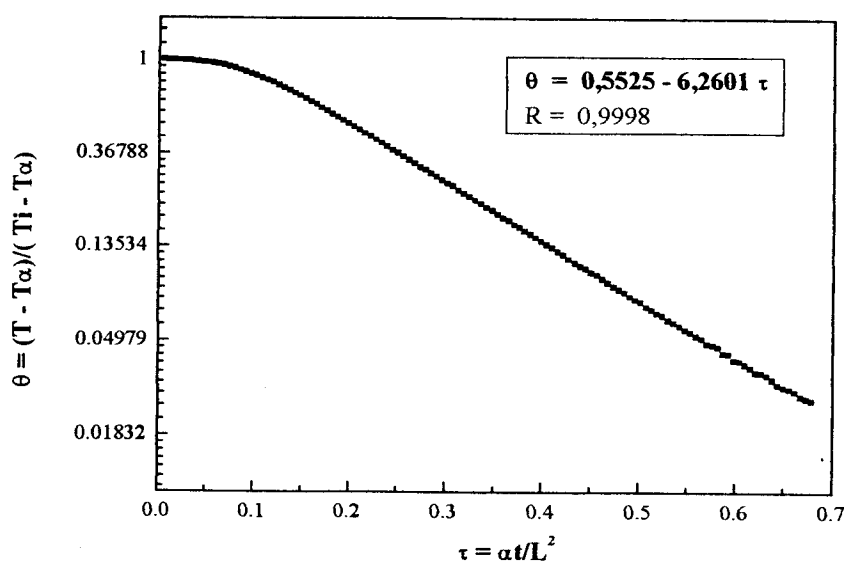


FIGURA A5.10. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cubos de cenoura ($L = D = 1$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 50°C em banho agitado.

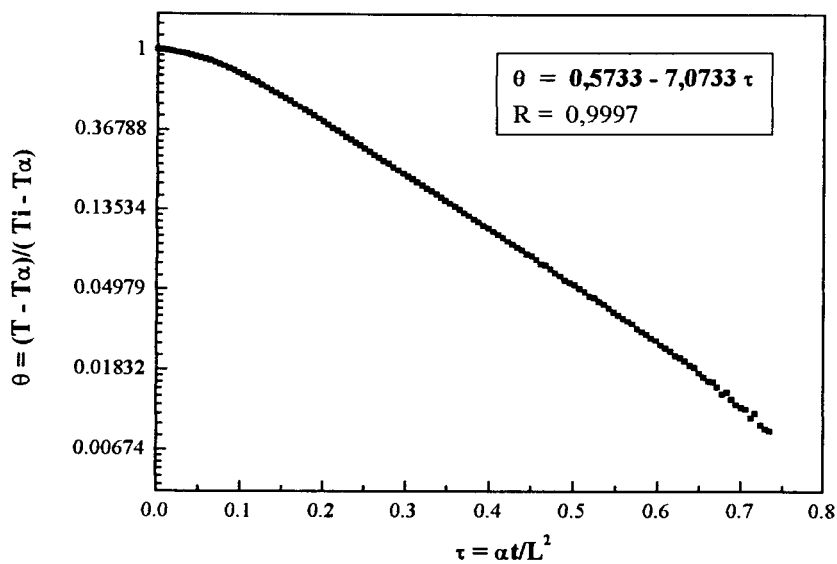


FIGURA A5.11. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cubos de cenoura ($L = D = 1$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 60°C em banho agitado.

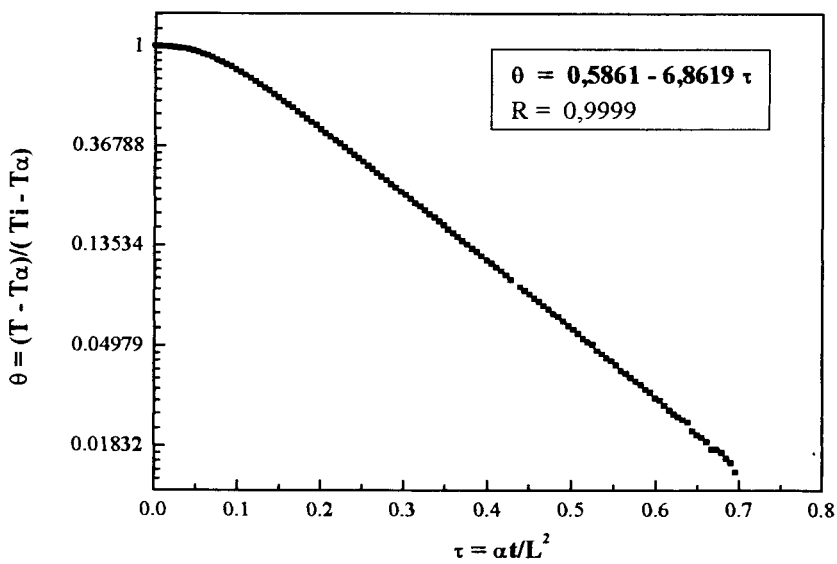


FIGURA A5.12. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cubos de cenoura ($L = D = 1$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 70°C em banho agitado.

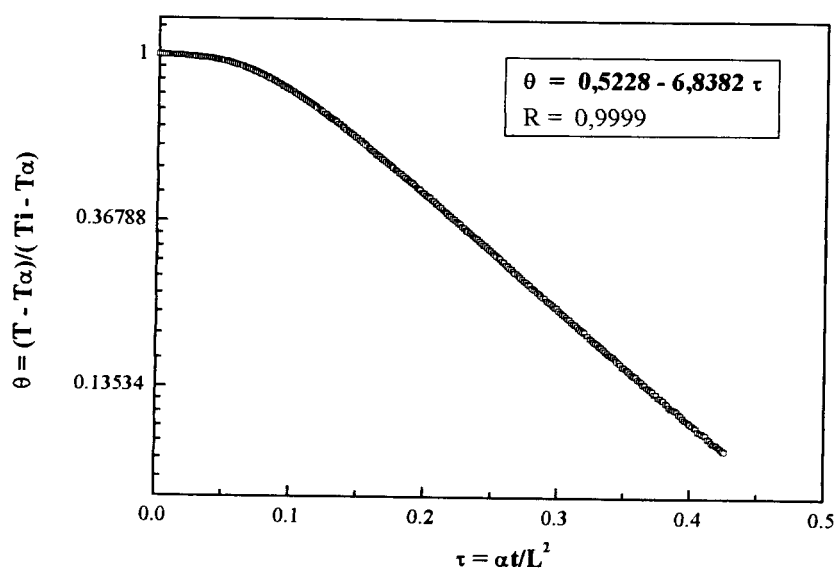


FIGURA A5.13. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cubos de cenoura ($L = D = 2$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 40°C em banho agitado.

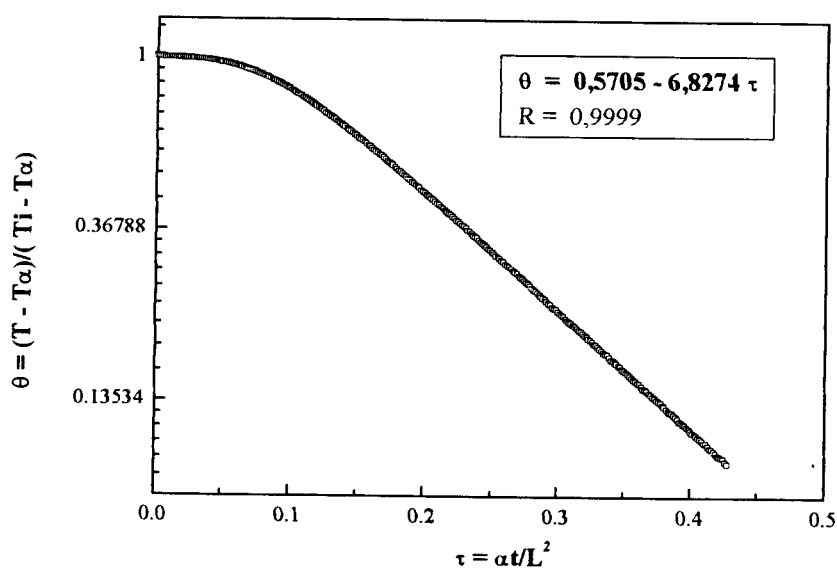


FIGURA A5.14 - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cubos de cenoura ($L = D = 2$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 50°C em banho agitado.

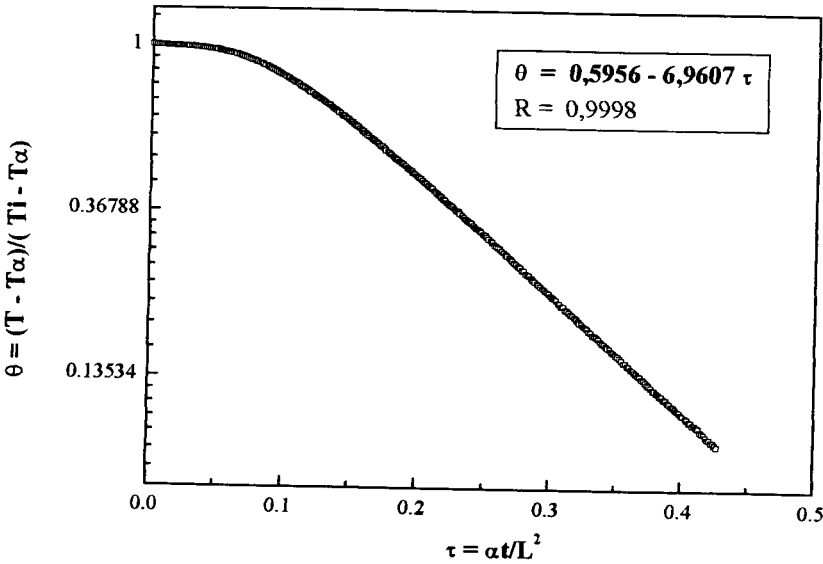


FIGURA A5.15. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cubos de cenoura ($L = D = 2$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 60°C em banho agitado.

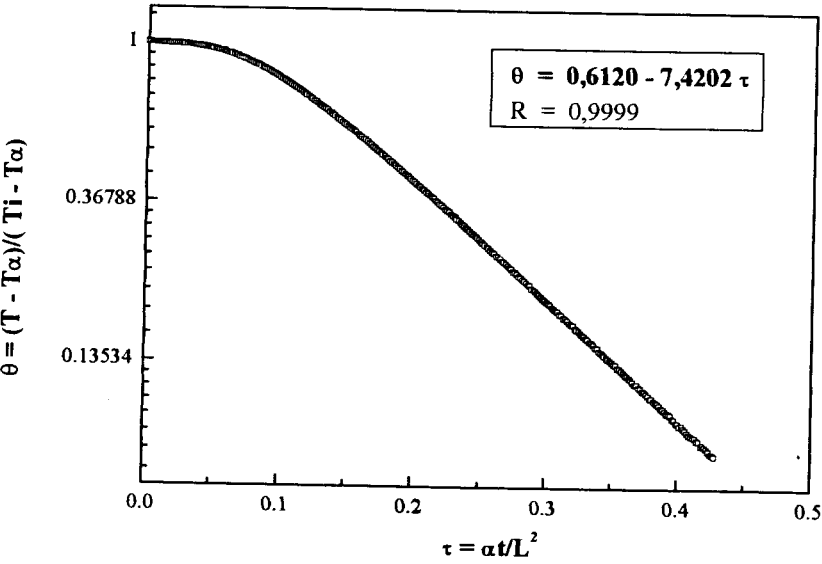


FIGURA A5.16. - Temperatura adimensional, em função do número de Fourier, de cubos de cenoura ($L = D = 2$ cm.) submetidos à temperatura ambiente de 70°C em banho agitado.