

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE ALIMENTOS

***ESTUDO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM TANQUE SUBMERSO:
INFLUÊNCIAS DO MODO E DA INTENSIDADE DA AGITAÇÃO DA ÁGUA***

Dissertação submetida ao Curso de Pós-Graduação em Engenharia de Alimentos da Universidade Federal de Santa Catarina como requisito parcial à obtenção do Grau de Mestre em Engenharia de Alimentos.

Área de concentração: Desenvolvimento de Processos da Indústria de Alimentos

Orientador: Prof. Dr. Haiko Hense

Co-orientador: Prof. Dr. João Borges Laurindo

RENATA RESENDE DA SILVA

Engenheira Química

Florianópolis

2007

A Deus

Aos meus queridos pais por todo apoio e dedicação

Agradecimentos

Agradeço primeiramente a Deus por ter me propiciado saúde e perseverança para alcançar os meus objetivos e concluir mais uma etapa da minha vida com êxito.

Ao meu pai, Paulo, e à minha mãe, Mary, pelo carinho, dedicação, incentivo, credibilidade, apoio financeiro durante o primeiro ano do mestrado, por tudo que vocês fizeram por mim.

Ao meu irmão, Rafael, pelo afeto, carinho e estímulo.

Ao meu namorado, Rodrigo, pela ajuda, compreensão, incentivo e carinho.

Ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Alimentos, pela oportunidade.

Ao Professor Haiko Hense pela orientação, disponibilidade, paciência e apoio prestado durante esta jornada.

Ao Professor João Borges Laurindo por permitir a realização dos experimentos no laboratório e por toda atenção, ajuda e disponibilidade prestada.

À todos os professores e funcionários deste departamento, que sempre contribuíram de alguma forma para a realização deste trabalho.

À CAPES pela concessão da bolsa de estudos.

À todos integrantes do PROFI, pela amizade, companhia, e prestatividade.

Ao Bruno e ao Cris pelo desenvolvimento do programa utilizado neste trabalho, pela ajuda, prestatividade e amizade durante esses dois anos.

À todos os amigos e colegas da pós-graduação, em especial, a Lisiane e ao Maurício por todo o apoio, incentivo, pela amizade e por estarem sempre ao meu lado.

“Nunca, jamais desanimeis, embora venham ventos contrários”

Sumário

Resumo	iv
Abstract.....	v
Lista de Figuras.....	vi
Lista de Tabelas	viii
Nomenclatura	ix
Introdução.....	1
1. Revisão Bibliográfica.....	5
1.1. Preservação de Alimentos	5
1.2. Processo de Resfriamento Rápido	8
1.2.1. Resfriamento por Imersão	12
1.3. Transferência de Calor	16
1.3.1. Método da Capacitância Térmica Global.....	21
1.3.2. Soluções Analíticas	23
1.3.3. Método Gráfico	26
1.3.4. Soluções Numéricas.....	26
1.3.4.1. Método Explícito	27
1.3.4.2. Método Implícito.....	30
2. Materiais e Métodos.....	32

2.1.	Meio Modelo	33
2.2.	Montagem do Dispositivo Experimental.....	33
2.3.	Procedimento Experimental.....	37
2.3.1.	Influências da Intensidade da Agitação do Meio de Resfriamento e das Diferentes Posições no Tanque de Imersão.....	38
2.3.2.	Influência do Modo de Agitação do Meio de Resfriamento.....	39
2.3.3.	Análise do Perfil da Força Resultante que Age Sobre a Esfera	39
2.4.	Determinação do Coeficiente Médio de Transferência de Calor por Convecção	41
2.4.1.	Método da Capacitância Térmica Global.....	41
2.4.2.	Soluções Analíticas	42
2.4.3.	Método Numérico	43
2.5.	Estimativa da Velocidade Média da Água ao Redor da Esfera.....	44
2.6.	Análise da “Assinatura” da Força Resultante Sobre a Esfera.....	46
3.	Resultados e Discussão	47
3.1.	Determinação do Coeficiente Médio de Transferência de Calor Convectivo	47
3.1.1.	Método Analítico.....	48
3.1.2.	Método Numérico	54
3.2.	Estimativa da Velocidade Média ao Redor da Esfera.....	58
3.3.	Análise da “Assinatura” da Força Resultante que Age Sobre a Esfera.....	62

Conclusões 76

Referências Bibliográficas 79

Resumo

O resfriamento por imersão é um processo comumente utilizado para reduzir a temperatura de alimentos como carcaças de frango, frutas e hortaliças. Neste trabalho foram estudados alguns fatores que influenciam a evolução temporal da temperatura do centro do produto durante o resfriamento por imersão. Para a realização dos experimentos utilizou-se uma esfera maciça de alumínio como meio modelo. Os parâmetros avaliados foram a homogeneidade da agitação da água e as influências da intensidade (variando a vazão de ar comprimido injetado) e do modo (por bomba ou por bomba e ar, do próprio ambiente, para a recirculação da água) da agitação da água. O coeficiente médio de transferência de calor convectivo foi obtido por diferentes métodos: método da capacitância global, método analítico e método numérico. Também foi analisada a força resultante que age sobre a esfera devido a agitação promovida. Tentou-se correlacionar através de modelos logarítmicos a média e o desvio padrão da curva temporal da força resultante com o coeficiente médio de transferência de calor convectivo a fim de universalizar os resultados. O uso do método da capacitância global não se mostrou apropriado, pois não foi possível desprezar os gradientes internos de temperatura na esfera. Então, foram utilizados os métodos analítico e numérico para a determinação do coeficiente médio de transferência de calor convectivo, sendo que estes métodos não apresentaram diferença entre os resultados. O incremento da vazão de ar comprimido proporcionou menores tempos de resfriamento, ou seja, maior troca térmica entre o fluido e a superfície da esfera. Porém, o aumento da vazão de ar comprimido não é linearmente proporcional ao aumento do coeficiente médio de transferência de calor convectivo. O comportamento da curva de agitação *versus* \bar{h} tende a uma assíntota, o que significa que em um determinado momento o aumento da agitação não mais proporcionará um aumento significativo no processo de troca térmica. Comparando as diferentes posições da esfera no tanque de imersão durante o resfriamento observou-se a existência de heterogeneidade na agitação. A generalização dos resultados, através de correlações entre o coeficiente convectivo médio de transferência de calor e valores da média e desvio padrão das curvas de força resultante, é bastante complexa, pois este coeficiente é influenciado por diversos fatores. Entretanto, um sistema de medição de força previamente calibrado pode fornecer bons resultados a respeito do processo de resfriamento sendo uma alternativa prática e rápida para ser utilizada em uma indústria.

Palavras-chave: resfriamento por imersão, água, agitação, coeficiente convectivo de transferência de calor.

Abstract

The immersion chilling is a process usually used to reduce foods temperatures as that of chicken carcasses, fruits and vegetables. In this work some factors that influence the temperature evolution of the product center during the immersion cooling was studied. To perform the experiments a massive aluminum sphere was used as model product. The evaluated parameters were the agitation homogeneity of the water and the influence of the intensity and the agitation mode over this parameter. The intensity was evaluated by varying the injected compressed air and the mode by pumping the water, first recirculating it with a simple pump and second by incorporating air by means of a Venturi device. The average convective heat transfer coefficient was obtained by different methods: lumped method, analytical method and numerical method. Also the resultant force that acts on the sphere due to the promoted agitation was analyzed. It was tried to correlate the average and the standard deviation of the resultant force curve with the average convective heat transfer coefficient through logarithmic models in order to universalize the results. The use of the lumped method was not appropriate, because it was no possible to disdain the internal temperature gradients in the sphere. The analytical and numerical methods were then tried to determine the average convective heat transfer coefficient. These methods had not presented difference between the results. The incrementation of the compressed air flow lead to minors cooling times, or either, greater thermal changes between the fluid and the sphere surface. However, the increase of the compressed air flow is not linearly proportional to the increase of the average convective heat transfer coefficient value. The behavior of the agitation curve versus \bar{h} tends to an asymptote, which means that in one definite moment the agitation increase will not more provide a significant increase in the thermal exchange process. Comparing the different positions of the sphere in the immersion tank during the cooling it was observed the existence of heterogeneities in the agitation. The generalization of the results, through correlations between the average convective heat transfer coefficient and values of the average and standard deviation of the resultant force curves, is much more complex, because this coefficient is influenced by diverse other factors. However, a previously calibrated system of resultant force measurement can supply good results about the cooling process, being an practical and fast alternative to be used in industry.

Keywords: immersion chilling, water, agitation, convective heat transfer coefficient.

Lista de Figuras

- Figura 1: Fotos ilustrativas de chillers comercializados pela empresa Frigomaq, detalhe do sistema de descarregamento das carcaças e da rosca sem fim. 14
- Figura 2: Camada limite hidrodinâmica e térmica desenvolvida na transferência de calor por convecção. 17
- Figura 3: Vista superior do tanque de imersão, detalhe das tubulações para distribuição de ar comprimido e de água..... 34
- Figura 4: Esquema da vista superior do tanque, detalhe das diferentes posições..... 35
- Figura 5: Foto da esfera metálica conectada à célula de carga. 36
- Figura 6: Esquema do sistema de resfriamento por imersão utilizado.. 37
- Figura 7: Esquema da distribuição de ar comprimido ao longo das tubulações..... 50
- Figura 8: Evolução da temperatura adimensional do centro da esfera em função do tempo adimensional para a posição PD1, em diferentes vazões de ar comprimido .. 51
- Figura 9: Evolução da temperatura adimensional do centro da esfera em função do tempo adimensional para a posição PD1, em diferentes modos de agitação da água. 54
- Figura 10: Evolução temporal da temperatura do centro da esfera na posição PD3 com um nível de agitação de $196 L_{air}/min.m^3_{H_2O}$ de ar comprimido. 56
- Figura 11: Evolução temporal da temperatura do centro da esfera na posição PD1 para o sistema de recirculação de água com venturi acoplado..... 58
- Figura 12: Comportamento da velocidade média da água ao redor da esfera para diferentes níveis de agitação e diferentes posições no tanque de imersão. 60
- Figura 13: Comportamento da velocidade média da água ao redor da esfera para os diferentes modos de agitação com bomba..... 61

Figura 14: Esquema do balanço de forças que agem sobre a esfera.	63
Figura 15: Força resultante que age sobre a esfera sob diferentes condições agitação da água na posição PD1.....	64
Figura 16: Força resultante que age sobre a esfera para nível de agitação da água igual a $196 L_{ar}/min.m^3_{H2O}$, em seis diferentes posições do tanque de imersão.	66
Figura 17: Modelo logarítmico para correlacionar os dados de desvio padrão da curva de força ao \bar{h} correspondentes a todas as condições de agitação da água estudadas para a posição PD3.	69
Figura 18: Extrapolação dos resultados de \bar{h} utilizando o modelo logarítmico obtido para a posição PD3 do tanque de imersão.	70
Figura 19: Modelo logarítmico para correlacionar os dados de desvio padrão da curva de força ao \bar{h} , para todas as condições estudadas de agitação e posições no tanque.	71
Figura 20: Comportamento da força resultante média em função da agitação promovida.....	72
Figura 21: Modelo logarítmico para correlacionar os dados da média da curva de força ao \bar{h} correspondentes a todas as condições de agitação da água estudadas para a posição PD1.....	73
Figura 22: Modelo logarítmico para correlacionar os dados da média da curva de força ao \bar{h} , para todas as condições estudadas de agitação e posições no tanque.	74

Lista de Tabelas

Tabela 1: Exportação de carne de frango dos principais países.....	2
Tabela 2: Quadro dos experimentos realizados.....	40
Tabela 3: Valores de \bar{h} determinados através do método analítico, para as diferentes posições no tanque de imersão e para as vazões de ar comprimido.	49
Tabela 4: Valores de \bar{h} determinados através do método analítico, para dois sistemas de recirculação da água.....	52
Tabela 5: Valores de \bar{h} determinados através do método numérico, para as diferentes posições no tanque de imersão e para as vazões de ar comprimido.	55
Tabela 6: Valores de \bar{h} determinados através do método numérico, para dois sistemas de recirculação da água.....	57
Tabela 7: Valores de \bar{v} obtidos para diferentes níveis de agitação do meio de resfriamento utilizando ar comprimido.....	59
Tabela 8: Valores de \bar{v} obtidos para diferentes modos de recirculação da água de resfriamento.	61
Tabela 9: Valores da média e do desvio padrão das curvas normalizadas de força resultante em função do tempo.	68

Nomenclatura

A	- Área	(m ²)
Bi	- Número de Biot	-
c_p	- Calor específico	[J/(kg.°C)]
$c_{p f}$	- Calor específico do fluido	[J/(kg.°C)]
d	- Diâmetro da esfera	(m)
dp	- Desvio padrão	-
E_{ac}	- Taxa de energia acumulada no interior de um volume de controle	(W)
E_e	- Taxa de transferência de energia para o interior de um volume de controle	(W)
E_g	- Taxa de geração de energia	(W)
E_s	- Taxa de transferência de energia para fora de um volume de controle	(W)
Fo	- Número de Fourier	-
F_r / g	- Força resultante	(kg)
\bar{h}	- Coeficiente convectivo médio de transferência de calor	[W/(m ² .°C)]
k	- Condutividade térmica	[W/(m.°C)]
k_f	- Condutividade térmica do fluido	[W/(m.°C)]
L	- Comprimento característico	(m)
m	- Posição radial dos nodos	(m)
md	- Média	-
m_s	- Massa do sólido	(kg)
n	- Direção paralela ao gradiente de temperatura	(m)
\bar{Nu}	- Número de Nusselt	-
p	- Números de pontos discretizados de tempo	-
Pr	- Número de Prandtl	-
q	- Taxa de transferência de calor	(W)
q''	- Fluxo de calor	(W/m ²)
\dot{q}	- Taxa de geração de energia por unidade de volume do meio	(W/m ³)
r	- Coordenada radial	(m)
R	- Raio da esfera	(m)
r^*	- Posição radial adimensional	-
R_{cond}	- Resistência à transferência de calor condutiva	(W/°C)
R_{conv}	- Resistência à transferência de calor convectiva	(W/°C)

Re	- Número de Reynolds	-
t	- Tempo	(s)
t^*	- Tempo adimensional	-
T	- Temperatura da esfera	(°C)
T_c	- Temperatura do centro da esfera	(°C)
T_i	- Temperatura inicial da esfera	(°C)
T_{ic}	- Temperatura inicial do centro da esfera	(°C)
T_{Sup}	- Temperatura da superfície do sólido	(°C)
T_∞	- Temperatura do fluido	(°C)
v	- Velocidade do fluido	(m/s)
V	- Volume do sólido	(m ³)
α	- Difusividade térmica	(m ² /s)
μ	- Viscosidade do fluido	[kg/(m.s)]
μ_{Sup}	- Viscosidade do fluido na temperatura da superfície da esfera	[kg/(m.s)]
θ^*	- Temperatura adimensional	-
θ_0^*	- Temperatura adimensional no centro da esfera	-
ρ	- Massa específica	(kg/m ³)
ρ_f	- Massa específica do fluido	(kg/m ³)
ν	- Viscosidade cinemática (difusividade de momento)	(m ² /s)

INTRODUÇÃO

A refrigeração é uma etapa essencial na maioria das indústrias de alimentos, pois é um processo de preservação que estende a vida de prateleira dos produtos. A redução da temperatura dos alimentos é um processo muito importante para que o consumidor adquira produtos de ótima qualidade. Este método de conservação é utilizado para os mais variados produtos, mesmo daqueles tidos como perecíveis, pois é capaz de manter inalterado o sabor, o odor e o aspecto natural do alimento fresco, isto é, preserva grande parte das características originais do produto.

Nos últimos anos, o afastamento dos locais de produção, o crescimento populacional e a mudança dos hábitos alimentares são alguns fatores que impulsionaram o aumento do uso do frio. Estas características acarretam a necessidade de implementar uma cadeia do frio para garantir a qualidade dos produtos.

A preocupação com a qualidade dos alimentos vem ganhando espaço desde a década de 80 quando foi criado o conceito de Produção Integrada. O alimento seguro é alcançado por meio de esforços combinados de todas as partes que integram a cadeia alimentar. No Brasil, este sistema começou a ser implantado nos anos de 1998/1999 para a produção de frutas. Atualmente o objetivo é estender o Sistema de Produção Integrada por toda cadeia produtiva da agropecuária nacional devido ao sucesso da Produção Integrada de Frutas (PIF).

Os procedimentos técnicos operacionais adotados são de extrema importância para o funcionamento da Produção Integrada. Processos, como o resfriamento rápido, são métodos de conservação indispensáveis para garantir a qualidade de certos produtos. Diferentes sistemas podem ser utilizados para o

resfriamento rápido de produtos alimentícios, porém o método que utiliza água à baixa temperatura se destaca por ser o mais eficiente.

O processo de resfriamento por imersão de alimentos em tanques com água gelada é um dos métodos comumente utilizados para reduzir a temperatura de diversos produtos, tais como, carcaças de frango, frutas e hortaliças.

A carne de frango e as frutas são alimentos de extrema importância econômica para o país, pois o Brasil destaca-se no mercado mundial por ser o terceiro maior produtor desses alimentos. Sendo que, atualmente, o Brasil é o principal exportador mundial de carne de frango, cerca de 44% do total de frangos exportados, como apresentado na Tabela 1.

Tabela 1: Exportação de carne de frango dos principais países.

EXPORTAÇÃO MUNDIAL DE CARNE DE FRANGO						
PRINCIPAIS PAÍSES (2000 – 2006**)						
Mil toneladas						
ANO	BRASIL	EUA	UNIÃO EUROPEIA	TAILÂNDIA	CHINA	MUNDO
2000	907	2.231	774	333	464	4.856
2001	1.265	2.520	726	392	489	5.527
2002	1.625	2.180	871	427	438	5.701
2003	1.960	2.232	788	485	388	6.022
2004	2.470	2.170	813	200	241	6.043
2005*	2.846	2.335	740	240	331	6.680
2006**	3.050	2.404	720	300	375	7.046
Fonte: USDA / ABEF			* Preliminar ** Previsão			

O processo de resfriamento rápido de carcaças de frango, após as etapas de abate, escaldagem, depenagem e evisceração, é uma exigência nacional e internacional a fim de garantir um alimento de ótima qualidade para os consumidores. A temperatura no centro do peito da ave não pode ser superior a 7°C no final do resfriamento pela legislação nacional, porém o mercado internacional exige temperatura máxima de 4°C.

Este processo é bastante complexo, pois existe uma grande variabilidade de peso e dimensões entre os frangos, sendo difícil alcançar a temperatura de 4°C no centro do peito. Por este motivo é necessário estudar maneiras de aumentar a troca térmica entre a superfície deste alimento e o meio de resfriamento.

Estes problemas se repetem na fruticultura, pois apesar de o Brasil ser o terceiro maior produtor mundial de frutas ocupa o 20º lugar entre os países exportadores, segundo os dados do Ministério da Agricultura (GLOBAL 21, 2007). Segundo a Secretaria da Agricultura, Irrigação e Reforma Agrária (SEAGRI), estatísticas oficiais registram que o desperdício anual de frutas em todo o Brasil atinge elevados valores gerando prejuízos acima de R\$ 4 bilhões. Estes estragos têm início no cultivo e se estende até as centrais de abastecimentos por diversos motivos, sendo o principal o tratamento pós-colheita inadequado. Com base nos dados apresentados percebe-se a importância do resfriamento rápido para esses dois produtos citados.

A redução da temperatura do alimento depende de alguns fatores como: a condutividade térmica do produto, a diferença de temperatura entre o alimento e o meio refrigerante e o coeficiente convectivo de transferência de calor. Como não se pode alterar a condutividade térmica por ser uma propriedade do alimento por um lado, também, se tem por outro lado restrições quanto à temperatura do meio refrigerante, devido ao seu ponto de congelamento. Portanto, é necessário estudar o coeficiente convectivo de transferência de calor em diferentes situações a fim de reduzir o tempo de resfriamento ou ainda a temperatura final do produto.

A convecção e a condução são os principais mecanismos envolvidos no resfriamento de alimentos. A determinação do coeficiente de transferência de calor convectivo, porém, é complexa devido aos vários fatores que o influenciam tais como as condições da camada limite, que são influenciadas pela geometria da superfície, pela natureza do movimento do fluido e por um conjunto de propriedades termodinâmicas e de transporte do fluido. Por este motivo, optou-se por transformar esse problema no tema de estudo deste trabalho. Para isso, selecionou-se como objeto de estudo o resfriamento rápido de um meio modelo de geometria esférica através do método de imersão em um banho agitado.

OBJETIVOS

O objetivo central deste trabalho foi estudar o comportamento do coeficiente convectivo de transferência de calor em um meio modelo de geometria esférica submerso em banho agitado, com o objetivo de analisar alternativas que possibilitem um aumento do mesmo.

Objetivos Específicos

- a) Analisar a influência da agitação do meio de resfriamento na transferência de calor por convecção utilizando um sistema de injeção de ar no tanque de imersão;
- b) Analisar a influência da agitação do meio de resfriamento na transferência de calor por convecção utilizando um sistema de recirculação de água no tanque de imersão;
- c) Analisar os perfis de temperatura e força resultante sobre o corpo submerso;
- d) Correlacionar as assinaturas da força resultante sobre o corpo submerso com o coeficiente convectivo de transferência de calor;

CAPÍTULO I

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo foi dividido em tópicos. O primeiro tópico aborda uma breve revisão sobre o tema preservação de alimentos, incluindo vantagens sobre o processo de redução da temperatura de produtos. O segundo tópico apresenta diferentes métodos de resfriamento rápido comumente utilizados dando ênfase ao processo estudado neste trabalho, o resfriamento por imersão. O terceiro tópico abrange os mecanismos de transferência de calor em regime transiente, finalizando este capítulo.

1.1. PRESERVAÇÃO DE ALIMENTOS

Na maioria das indústrias de alimentos, em especial nas que produzem laticínios, carnes e derivados, a conservação dos produtos é indispensável, pois visa prolongar a vida de prateleira dos mesmos. O termo “preservação de alimentos” abrange uma grande variedade de técnicas como, por exemplo, congelamento, secagem, resfriamento e desidratação osmótica.

Alguns métodos utilizados para prolongar consideravelmente a duração de alimentos perecíveis através da utilização do frio foram descobertos há muitos anos como, por exemplo, as adegas subterrâneas. Porém com a invenção da máquina frigorífica, na metade do século XIX, a conservação dos produtos pelo frio tomou um grande impulso. Antigamente os alimentos eram apenas resfriados, mas logo a seguir verificou-se que o período de conservação dos mesmos poderia ser bastante prolongado pela redução de sua temperatura abaixo de 0°C (COSTA, 1982).

Bactérias, bolores e leveduras, que estão presentes nos alimentos, podem provocar alterações nos produtos dependendo das condições em que os mesmos forem acondicionados. Portanto, o método de conservação de alimentos através da diminuição da temperatura é um processo de extrema importância, pois retarda de maneira satisfatória, porém parcial, as reações químicas e as atividades enzimáticas, reduzindo também o ritmo de crescimento dos microrganismos e a velocidade das reações em geral. Por esse motivo, a refrigeração é aplicada por curtos períodos de tempo, ou seja, o tempo de armazenamento de um produto resfriado é limitado (SILVA, 2000).

O crescimento populacional nos grandes centros urbanos e o afastamento gradativo dos locais de produção acarreta um aumento considerável no uso da refrigeração, pois os alimentos em seu estado natural necessitam de um maior espaço de tempo entre a produção e o consumo. Nos últimos anos, a indústria do frio tem conseguido um grande avanço, existindo uma verdadeira cadeia de frio, que está definida como o conjunto de sistemas que garantem a manutenção da qualidade dos produtos desde as fontes de produção ou até mesmo o momento da colheita até o consumo, incluindo os transportes refrigerados (SILVA, 2000; TERUEL et al., 2003).

Segundo Almeida (2004) no Brasil algumas frutas fazem parte da Produção Integrada de Frutas (PIF) que tem como objetivo principal elevar os padrões de qualidade e competitividade da fruticultura. Este sistema permite que consumidores tenham informações sobre a procedência dos produtos, os procedimentos adotados e os produtos utilizados no processo produtivo.

Nesse caso, a rastreabilidade é essencial, pois toda a cadeia, colheita, pós-colheita e logística, deve seguir sistemas adequados para garantir a alta qualidade da fruta. Por este motivo se estabelecem parâmetros para os fatores que afetam a sua qualidade, tais como índice de maturação, normas de colheita, tratamentos pós-colheita, produtos de higiene, refrigeração, transporte, embalagens, classificação e comercialização (ALMEIDA, 2004). Sendo que o primeiro passo necessário para poder ofertar produtos com ótima qualidade é o resfriamento rápido logo após a colheita (NEVES FILHO, 2002).

Fatores como índice de maturação, data da colheita, variedade e origem influenciam a temperatura ótima de estocagem e a máxima vida de prateleira de

frutas e hortaliças (DINÇER, 1997). A redução da temperatura, até níveis compatíveis com o alimento, retarda a deterioração dos frutos, adiando o desenvolvimento de microrganismos e diminuindo o processo de respiração e de transpiração, os quais são responsáveis pelo amadurecimento rápido e, conseqüentemente, pela perda de qualidade dos frutos (TERUEL et al. 2001).

Em linhas gerais, uma queda de 10°C na temperatura provoca a diminuição da atividade respiratória desses alimentos em torno de duas a quatro vezes. A velocidade de amadurecimento de maçãs quando armazenadas durante um dia a 24°C é a mesma se estocadas durante 10 dias a 1°C. Caso a fruta espere dois dias para ser colhida ou ainda espere no interior de um galpão acarretaria em uma grande redução no tempo de comercialização do produto. (NEVES FILHO, 2002).

Segundo Tanabe e Cortez (1998), o morango quando armazenado à temperatura ambiente deve ser comercializado em até três dias. Porém se este produto for mantido sob refrigeração, estenderia a vida de prateleira em uma semana. Esta prolongação no tempo de estocagem seria suficiente para que o produto produzido na região Sudeste do país fosse comercializado no mercado da região Nordeste.

A temperatura de refrigeração depende do tipo de alimento, do tempo e das condições de armazenamento. Como exemplo podemos mencionar trabalhos de Desrosier (1978) citado por Silva (2000) onde relata que frutas frescas podem ser armazenadas por um período de 2 a 180 dias a 0°C, 1 a 20 dias a 22°C e 1 a 7 dias a 38°C. Já as verduras, cita que podem ser conservadas durante 3 a 20 dias a 0°C, 1 a 7 dias a 22°C e 1 a 3 dias a 38°C. Portanto, o abaixamento da temperatura da matéria-prima deve ser feito imediatamente após a colheita para evitar perdas na qualidade dos produtos, prevenir a deterioração e maximizar a vida pós-colheita. (DINÇER, 1997).

Portanto pode-se afirmar que o tratamento adequado proporciona vantagens como: o aumento do tempo de comercialização trazendo, conseqüentemente, um maior benefício para o agricultor e para o comerciante, pois com a diminuição dos desperdícios os ganhos aumentam. (TERUEL et al., 2003).

Segundo Teruel et al. (2003), estima-se que o valor das perdas de frutas frescas em clima tropical onde as temperaturas anuais podem exceder 32°C, podem

alcançar até 30%, dependendo do produto. O aumento da produção acarretaria em valores indesejáveis de perdas, pois envolve aspectos econômicos e sociais (NEVES FILHO, 2002). Como mencionado anteriormente, dentre os diversos fatores, a temperatura tem um papel fundamental na preservação de produtos recém colhidos. Sendo assim, para evitar problemas como amadurecimento precoce a principal etapa a ser realizada logo após a colheita é o resfriamento rápido dos produtos (TERUEL et al., 2004).

1.2. PROCESSO DE RESFRIAMENTO RÁPIDO

O resfriamento é um processo que utiliza o frio como fator de conservação sendo aplicado a temperaturas acima da temperatura do ponto de congelamento dos alimentos. Os termos “precooling” e “chilling” são muito usados para se referir ao processo de resfriamento na qual a temperatura de campo (colheita) de frutas e hortaliças é reduzida para a temperatura ótima de armazenamento e de transporte em um tempo bastante curto logo após a colheita (DINÇER, 1997).

Entre os diferentes métodos de resfriamento rápido existentes pode-se citar o resfriamento utilizando ar frio, o resfriamento a vácuo e o resfriamento por imersão. Destacam-se os métodos de resfriamento com ar, “aircooling”, e de resfriamento por imersão em água gelada, “hydrocooling”. No primeiro, os alimentos atravessam um túnel de ar forçado, onde o ar resfriado entra em contato com a embalagem do produto, permitindo uma eficiente transferência de calor (SILVA, 2000; TERUEL et al., 2003). O “hydrocooling” utiliza como meio refrigerante a água a baixas temperaturas a fim de remover o calor dos produtos. Este método pode ser realizado através da imersão de alimentos em tanques ou pelo método de aspersão, onde a água é aspergida através de bicos instalados no interior de um túnel de maneira contínua sobre a superfície do produto. Essa água é recolhida através de drenos e recirculada. Esse sistema de resfriamento rápido pode ser aplicado a diversos produtos sendo bastante eficiente (NEVES FILHO, 2002; TERUEL et al., 2003).

O tipo de sistema de resfriamento com água gelada a ser selecionado depende de alguns fatores tais como: se o produto é a granel ou em caixas; o tipo

de caixas, se este é manipulado individualmente ou em uma única carga, e, a preferência pessoal (DINÇER, 1997).

Câmaras de resfriamento convencionais, também denominadas de câmaras frigoríficas, apesar de serem bastante conhecidas e apresentarem pouca manipulação do alimento, somente devem ser utilizadas para a conservação ou manutenção da temperatura dos produtos que já foram previamente resfriados de forma rápida. Isto ocorre devido ao fato de apresentarem baixa eficiência de resfriamento, o que se traduz em tempo de resfriamento maior quando comparado com os outros dois métodos mencionados (TERUEL et al., 2001; NEVES FILHO, 2002).

Alguns alimentos devem ser resfriados o mais rápido possível como, por exemplo, pêssego, manga, maçã e caqui. Porém existem outros produtos que não necessitam de tanta urgência no seu resfriamento como tomates verdes, abóbora e batata branca. Portanto o sistema pode ser selecionado considerando alguns critérios como fatores econômicos, conveniência, condições de operação assim como exigência do produto (DINÇER, 1997; VISSOTTO et al., 2000).

A eficiência do sistema de resfriamento está diretamente relacionada com a intensidade do processo de transferência de calor, o qual se reflete no tempo de resfriamento final. Desta forma quanto menor for o tempo de resfriamento, maior será a eficiência desse sistema, o que se traduz em produtos que mantêm qualidade e vida útil de prateleira maior (TERUEL et al., 2002; TERUEL et al., 2003).

Ambos os sistemas, ar forçado e água, garantem baixos tempos de resfriamento (TERUEL et al., 2003). Mesmo assim, segundo Neves Filho (2002), o método de resfriamento rápido por imersão do alimento em um tanque ou por aspersão de água permite um resfriamento mais eficiente que o sistema que utiliza ar devido ao alto coeficiente de transferência de calor entre a superfície do produto e o filme de água. Sendo que em um sistema de resfriamento por imersão é possível obter uma uniformidade melhor da temperatura dos produtos.

Segundo Wang e Sun (2002), a taxa de resfriamento é influenciada por diversos fatores tais como a geometria, o tamanho e a condutividade térmica dos alimentos, a velocidade do meio de resfriamento, e o método de resfriamento.

O aumento da velocidade do meio de resfriamento pode aumentar a transferência convectiva de calor, pois aumenta o número de Reynolds. Isso provoca uma maior redução da temperatura na superfície dos produtos, acelerando conseqüentemente a redução da temperatura no centro dos mesmos. Contudo, o efeito da velocidade do meio de resfriamento na diminuição do tempo torna-se cada vez menor à medida que aumenta essa velocidade. Segundo Wang e Sun (2002), mesmo uma baixa velocidade da água já é suficiente para reduzir a temperatura da superfície rapidamente.

Teruel et al. (2001) desenvolveram um estudo com objetivo de realizar o resfriamento de laranja valência utilizando um sistema convencional, um sistema com ar forçado e um de resfriamento por imersão em água, a fim de avaliar o tempo de resfriamento e comparar as taxas de resfriamento. O tempo de resfriamento para o sistema convencional foi oito vezes maior que o obtido com água e três vezes maior que com ar forçado.

Teruel et al. (2002) apresentaram um estudo teórico/experimental para a transferência de calor durante o resfriamento de laranjas com ar forçado e com água. O método de volumes finitos foi utilizado para resolver as equações geradas a partir de um modelo bidimensional com o objetivo de determinar o coeficiente convectivo de transferência de calor. Nos experimentos com água o tempo de resfriamento foi de duas a três vezes menor, se comparado com o tempo necessário para o resfriamento com ar. Já o coeficiente de transferência de calor, nos experimentos com água, atingiu valores até seis vezes maiores que no resfriamento com ar. Isto está relacionado com a capacidade de transmissão de calor, a qual é muito maior para água que para o ar.

Teruel et al. (2003) desenvolveram um estudo com o objetivo de comparar as taxas de resfriamento de um sistema com ar forçado e um por imersão com água utilizando laranja valência. Os valores do tempo de resfriamento para o sistema de ar forçado foram significativamente diferentes nas três posições dentro do leito de frutas. Já para o sistema com água existiu homogeneidade no tempo de resfriamento, não havendo diferença significativa para os diferentes pontos monitorados. Comparando os dois sistemas, existiu diferença significativa entre os valores do tempo de resfriamento quando os frutos foram resfriados com ar e quando foram resfriados com água para um intervalo de confiança de 95%. Com os

resultados obtidos verificaram que, o sistema que utiliza água é mais eficiente que o sistema com ar forçado. Sendo assim, quando o produto é apropriado para submetê-lo a esse tipo de resfriamento, recomenda-se o uso de sistemas de resfriamento com água.

Vissotto et al. (2000) estudaram o pré-resfriamento de dois tipos de produtos-modelo utilizando ar-forçado. Os produtos-modelo foram assim elaborados: com solução 2% de goma K-carragena com a qual pretendiam simular frutas esféricas que apresentem a superfície úmida (ausência de casca) e o outro obtido a partir de esferas ocas de policloreto de vinila (PVC) preenchidas com solução 3% do mesmo hidrocolóide o qual representava frutas que possuem uma proteção externa à transferência de calor (casca). Mesmo envolvendo os produtos-modelo (2% de goma) com filmes de polietileno, na tentativa de minimizar a perda de umidade, foi observado que se deformavam com facilidade, havendo alterações no formato. O produto-modelo com 3% de goma mostrou-se bastante eficiente na representação das frutas esféricas, especialmente laranjas, permitindo uma boa reprodutibilidade dos experimentos.

Wang e Sun (2002) analisaram o comportamento de diferentes sistemas de resfriamento tradicionalmente aplicados nas indústrias de carne cozida: ar lento, ar forçado e imersão em água, através do método de elementos finitos. Foram estudados os efeitos da geometria e do tamanho da carne cozida e diferentes condições de resfriamento com relação a taxa de resfriamento. A geometria foi dividida em dois principais grupos: elipsóide (incluem esfera, cilindro, cilindro infinito) e "tijolo" (incluem cubo e placa infinita). Observaram que, a velocidade do ar e da água próximo a 3 m/s e 0,15 m/s, respectivamente, são suficientes para proporcionar um ótimo resfriamento da carne cozida. O resfriamento rápido pode ser controlado pela menor dimensão uma vez que esta é diretamente proporcional a taxa de resfriamento. Portanto a dimensão característica para transferência de calor unidimensional é a menor dimensão do alimento, o raio para uma esfera e um cilindro e a metade da espessura para uma placa plana.

Wang e Sun (2002) relatam que houve uma redução de 20-25% no tempo de resfriamento quando se comparou a utilização de ar lento e de ar forçado, com velocidade de 1 m/s, para resfriar carne cozida. Porém, quando utilizavam a velocidade de 3 m/s, o tempo podia ser reduzido em 15% quando comparado ao

sistema utilizando ar forçado com velocidade de 1 m/s. Entretanto, não houve redução significativa no tempo de resfriamento quando a velocidade foi aumentada de 3 m/s para 7 m/s. Já, utilizando o método de imersão em água, o tempo pode ser reduzido em até 20% quando a velocidade do meio de resfriamento foi alterada de 0 para 0,15 m/s. Observou-se que 0,15 m/s foi uma velocidade suficiente para o resfriamento por imersão de carne cozida, pois não houve diferença significativa no tempo de resfriamento quando a velocidade aumentou para 0,3 m/s.

1.2.1. Resfriamento por Imersão

O resfriamento por imersão é um método comumente utilizado para a remoção rápida do calor de alimentos. Este método pode ser utilizado também como pré-tratamento, realizado antes do produto ser congelado por algum outro processo como, por exemplo, congelamento utilizando ar forçado como meio de resfriamento (LUCAS e RAOULT-WACK, 1998).

Esse processo pode ser utilizado para resfriar vários tipos de produtos como alimentos inteiros ou em pedaços e também bebidas e alimentos líquidos embalados (LUCAS e RAOULT-WACK, 1998). Produtos como ervilha, rabanete, melão, pêsego e cerejas são resfriados com sucesso por este método (DINCER, 1997).

Soluções binárias, como cloreto de sódio ou cálcio e água ou, ainda, mistura de água e álcool, são bastante utilizadas como meio de resfriamento. O uso de soluções binárias ou mesmo ternárias é favorável devido à redução do ponto de congelamento do meio de resfriamento, sendo este um dos fatores que influenciam o tempo de resfriamento dos produtos (LUCAS e RAOULT-WACK, 1998).

O resfriamento e o congelamento por imersão começaram a ser realizados no início do século XX para resfriar ou congelar peixe pelo método de imersão em salmoura a bordo dos barcos de pesca. Atualmente também é utilizado para resfriar ou congelar camarão, caranguejo, peixes específicos, como sardinha e atum, carne de frango, carne de porco, frutas e hortaliças (LUCAS e RAOULT-WACK, 1998).

O sistema é mais eficiente quando a água a baixa temperatura circula ao redor de cada produto, fazendo com que a temperatura da superfície rapidamente se torne semelhante à temperatura da água. Portanto, embalagens reduzem bastante a eficiência do processo. Outra maneira de aumentar a eficiência do sistema é manter o canal transportador com água gelada longe de fontes de calor a fim de manter a temperatura do meio de resfriamento inalterado (DINÇER, 1997).

O processo de resfriamento pode ser contínuo, no qual o produto é transportado em caixas através de uma esteira que se desloca no interior de um túnel, ou em batelada. Pode ser utilizado o processo com aspersão de água, utilizando bicos instalados no interior do túnel, durante o deslocamento de paletes que ficam dispostos sobre a esteira. Ou ainda, pode ser utilizado um tanque que possui uma esteira inclinada de forma que o produto é descarregado em uma das extremidades e recolhido na extremidade oposta (NEVES FILHO, 2002).

Para o resfriamento de frutas, a temperatura da água deve se manter perto de 1°C, mediante imersão ou aspersão. A temperatura da fruta, que inicialmente está entre 25 e 30°C, pode ser reduzida para 2°C em 20 ou 30 minutos (TODA FRUTA, 2005).

Atualmente, no Brasil, o sistema de resfriamento rápido por imersão em água a baixa temperatura, ou ainda, em uma mistura de água e gelo é bastante utilizado nas indústrias frigoríficas de aves. Após o abate, a escaldagem, a depenação e a evisceração, a carcaça de frango, que está a uma temperatura elevada, deve passar por uma etapa de redução rápida da temperatura a fim de inibir o desenvolvimento microbiano e outros processos responsáveis pela deterioração do produto. A maioria das indústrias brasileiras utiliza um equipamento denominado *chiller* para o resfriamento de aves. O *chiller* é um tanque semicircular de inox preenchido com água e gelo onde as carcaças de aves são deslocadas por meio do movimento de uma rosca sem fim, como apresentado na Figura 1. A carcaça de frango entra com uma temperatura de aproximadamente 40 °C em uma extremidade do *chiller* e deve sair na extremidade oposta com uma temperatura máxima no centro do peito de 4 °C. Para que esta temperatura seja atingida, geralmente são utilizados dois tanques, o primeiro “*chiller* de lavagem” e o segundo “*chiller* resfriador”.



Figura 1: Fotos ilustrativas de *chillers* comercializados pela empresa Frigomaq, detalhe do sistema de descarregamento das carcaças e da rosca sem fim. (FRIGOMAQ, 2007).

Segundo DINÇER (1997) e LUCAS e RAOULT-WACK (1998), o método de resfriamento por imersão apresenta várias vantagens como simplicidade, rapidez, baixo custo e eficiência. Contudo, também existem algumas desvantagens como:

- a) dificuldades em manejar e embalar, pois os produtos retirados do sistema estão úmidos;
- b) contaminação com terra, plantas e esporos de fungos que tenham sido trazidos do campo junto a frutas e hortaliças, devido a água resfriada recircular para manter o efeito do resfriamento;
- c) contaminação microbiana;
- d) problemas com o efluente com relação ao descarte da solução utilizada no sistema.

Alguns cuidados podem ser tomados para diminuir possíveis contaminações da solução como a freqüência de substituições da solução, boa qualidade inicial do

alimento, controle permanente de temperatura, circulação da solução em contracorrente com o produto e múltiplas fases de resfriamento (LETANG apud LUCAS e RAOULT-WACK, 1998).

Teruel et al. (2004) determinaram o tempo de resfriamento de frutas e hortaliças de dimensões diferentes e apresentaram índices práticos que podem ser usados para estimar o tempo de resfriamento de produtos com características semelhantes. Frutas (melão, manga, goiaba, laranja, ameixa, limão e acerola) e hortaliças (pepino, cenoura e vagem), foram resfriadas num sistema por imersão em água a 1°C. O tempo de resfriamento variou proporcionalmente ao volume dos frutos, de 8,5 min até 124 min (frutas) e de 1,5 min até 55 min (hortaliças). O índice relacionando volume e tempo de resfriamento das frutas variou de 1,03 min cm⁻³ a 0,107 min cm⁻³ e das hortaliças variou de 0,06 min cm⁻³ a 0,12 min cm⁻³.

Ketteringham e James (1999) realizaram um estudo teórico/experimental para investigar o resfriamento por imersão de alimentos cozidos em bandeja. Para a realização dos testes foi utilizado um molho de pimenta relativamente viscoso. O método de predição foi utilizado para estender os dados experimentais para condições alternativas de resfriamento. As variáveis do processo foram: profundidade da bandeja, temperatura inicial do produto, fluxo da salmoura (meio de resfriamento), posição da bandeja e temperatura final do produto. Observou-se uma grande influência da espessura do alimento, da temperatura inicial do produto e da temperatura do meio de resfriamento sobre o tempo de resfriamento dos alimentos cozidos resfriados em bandeja. A posição vertical da bandeja proporciona um melhor contato do alimento com as paredes da mesma, aumentando o coeficiente de transferência de calor convectivo. Outra possibilidade para reduzir o tempo de resfriamento seria diminuir a resistência interna a transferência de calor, aumentando a taxa de transferência na superfície ou reduzindo a temperatura do meio de resfriamento. O gradiente de temperatura no interior de um alimento líquido poderia ser diminuído realizando agitação deste produto durante o resfriamento. A taxa de transferência de calor convectivo pode ser aumentada pela promoção de agitação do meio de resfriamento ou ainda por mudanças no tipo do meio de resfriamento.

Carciofi (2005) desenvolveu um estudo sobre o resfriamento de carcaças de frango utilizando o sistema de imersão em água. Foram avaliados a influência de

parâmetros de processo sobre o perfil de temperatura do centro do peito do frango e sobre a absorção de água durante o resfriamento em um *chiller*. Observou-se que o aumento da temperatura da água, o incremento da pressão hidrostática e a agitação do meio de resfriamento resultaram em uma maior absorção de água. Porém a promoção da agitação da água provocou menores temperaturas finais dos frangos devido a redução da resistência convectiva à transferência de calor.

1.3. TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A transferência de calor é definida como a transmissão de energia devido a uma diferença de temperatura em um meio ou ainda entre meios diferentes. Existem três modos de transferência de calor: condução, convecção e radiação.

Uma vez que se tem um sólido imerso em um líquido não estagnado onde os mesmos apresentam temperaturas distintas, irá ocorrer uma troca de calor entre o fluido e a superfície do sólido através do mecanismo convectivo. Provocando então um gradiente de temperatura no interior do sólido que induz à transferência de calor por condução. Sendo assim, os principais mecanismos envolvidos no resfriamento rápido por imersão são a condução e a convecção.

A transferência de calor por convecção é classificada em convecção natural e convecção forçada, de acordo com a natureza do escoamento do fluido. Define-se convecção natural ou livre quando o movimento do fluido ocorre como resultado somente das diferenças de massa específica causadas pelos gradientes de temperatura. Quando o escoamento do fluido é induzido por agentes externos, tal como uma bomba, o processo é denominado convecção forçada.

As forças viscosas têm papel importante quando um fluido escoar ao longo de uma superfície, pois estas forças fazem com que as partículas na vizinhança da superfície desacelerem. Forma-se, então, uma região no fluido onde a velocidade do mesmo varia entre zero, junto a superfície, e a velocidade da corrente livre, ou seja, a velocidade da corrente não perturbada como apresentado na Figura 2. Essa região é denominada de camada limite hidrodinâmica ou de velocidade. Logo, a espessura

da camada limite é a distância entre a superfície e onde a velocidade local do fluido atinge 99% da velocidade da corrente livre. O conceito da camada limite foi introduzido pelo cientista germânico, Prandtl em 1904 (KREITH, 1977).

Tratando-se de transferência de calor, também existe uma região denominada camada limite térmica onde a temperatura varia entre a temperatura da superfície e a temperatura do meio, como apresentado na Figura 2.

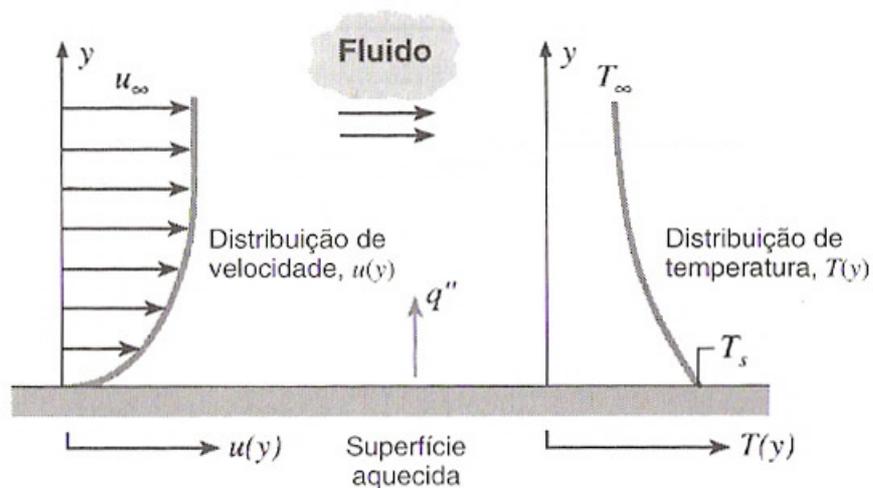


FIGURA 2: Camada limite hidrodinâmica e térmica desenvolvida na transferência de calor por convecção (INCROPERA e DEWITT, 1998).

Quanto menor a espessura da camada limite menor será a resistência a troca térmica, ou seja, maior será o coeficiente convectivo de transferência de calor. Sendo que, para diminuir a espessura é necessário um incremento na velocidade, ou melhor, na turbulência do fluido (KREITH, 1977).

O mecanismo de troca no escoamento turbulento consiste em turbilhões que transportam de maneira irregular parte do fluido. A mistura do fluido é bastante eficaz, pois se estabelece um movimento cruzado em uma escala macroscópica onde grupos de partículas colidem uns com os outros ao acaso. Portanto, a transferência de calor e o coeficiente de transferência de calor convectivo em um escoamento turbulento são muito maiores que no escoamento laminar onde o calor é transferido através de planos paralelos às linhas de corrente somente por difusão molecular.

A turbulência do fluido proporciona uma melhor renovação da superfície. Por exemplo, em um processo de resfriamento rápido por imersão onde ocorre borbulhamento através da injeção de ar, o ar arrasta rapidamente as moléculas do fluido que estão próximas à superfície acarretando uma substituição do fluido e, conseqüentemente, um aumento da transferência de calor.

A Equação 1 conhecida como Lei do Resfriamento de Newton avalia a taxa de transferência de calor por convecção entre um sólido e um (KREITH, 1977).

$$q = A \bar{h} (T_{Sup} - T_{\infty}) \quad (1)$$

Com base na equação acima pode-se observar que o aumento da área de contato (A) ou do coeficiente médio de transferência de calor convectivo (\bar{h}) ou ainda o aumento na diferença entre a temperatura da superfície do sólido (T_{Sup}) e a temperatura do fluido (T_{∞}), proporciona um aumento na taxa de transferência de calor (q).

O coeficiente convectivo de transferência de calor (\bar{h}) é uma constante de proporcionalidade que depende das propriedades termodinâmicas e de transporte do fluido, da natureza do escoamento do fluido e das condições da camada limite que, por sua vez, são influenciadas pela geometria da superfície do sólido.

Segundo Amendola e Teruel (2005) um dos grandes desafios continua sendo a determinação do coeficiente médio de transferência de calor convectivo (\bar{h}), para cada condição de processo, o qual tem papel determinante nos processos que envolvem transferência de calor entre um fluido e um sólido. Uma das causas mais comuns de erro no cálculo da temperatura dos produtos é originada pelo valor adotado para este coeficiente. Na literatura existem faixas recomendáveis para este valor, porém não caracterizam, de forma adequada, o processo em particular.

Durante o resfriamento de alimentos, ocorre a retirada de calor do interior desses produtos por condução até a superfície. Assim, o calor da superfície do produto é removido para o meio de resfriamento através do processo de convecção.

Por este motivo é necessário estudar também a transferência de calor por condução que ocorre no interior dos alimentos.

O gradiente de temperatura em um meio provoca a transferência de calor por condução das moléculas de maior energia para as de menor energia. Para o processo condutivo, a equação do fluxo de transferência de calor é conhecida por Lei de Fourier, apresentada pela Equação 2 (INCROPERA E DEWITT, 1998),

$$q'' = -k \frac{\partial T}{\partial n} \quad (2)$$

Onde q'' é o fluxo de calor, $\partial T / \partial n$ é o gradiente de temperatura na direção normal à superfície do meio que apresenta temperatura constante e k é uma constante de proporcionalidade conhecida como condutividade térmica. Nas análises de condução de calor é muito importante determinar a distribuição de temperatura, que representa a variação espacial da temperatura no material. Uma vez conhecida a distribuição de temperatura em um material, o fluxo térmico condutivo pode ser determinado através da Lei de Fourier, Equação 2, para qualquer ponto do interior ou na superfície do mesmo.

Aplicando o princípio da conservação de energia, pode-se desenvolver uma equação diferencial que represente a distribuição de temperatura em um sólido, para um dado conjunto de condições de contorno. Para isto, define-se um volume de controle diferencial, ou seja, um volume de controle infinitesimalmente pequeno, identifica-se os processos de transferência de energia que são relevantes e substitui-se as equações das taxas de transferência de calor apropriadas. A forma geral do balanço global de energia está expressa pela Equação 3,

$$E_e + E_g = E_s + E_{ac} \quad (3)$$

Onde E_e representa a energia que entra no sólido, E_g é a energia gerada, E_s é a energia removida do sólido e E_{ac} representa a variação da energia interna do sólido.

Fazendo as devidas substituições de cada parcela e rearranjando a equação, tem-se a forma geral da equação da difusão de calor em coordenadas esféricas, Equação 4, também conhecida como equação de calor.

$$\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left(k r^2 \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2 \sin^2 \theta} \frac{\partial}{\partial \phi} \left(k \frac{\partial T}{\partial \phi} \right) + \frac{1}{r^2 \sin \theta} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(k \sin \theta \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) + \dot{q} = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (4)$$

onde r é a coordenada radial, \dot{q} é a taxa na qual a energia é gerada por unidade de volume, ρ é a massa específica do material, c_p é o calor específico do sólido, $\partial T / \partial t$ é a variação da temperatura com o tempo e $\partial T / \partial r$, $\partial T / \partial \theta$ e $\partial T / \partial \phi$ são os gradientes de temperatura nas direções radial, polar e azimutal, respectivamente.

Considerando que a transferência de calor seja unidimensional na direção do eixo radial, que não exista geração de energia e que a condutividade térmica (k) não dependa da temperatura, a equação da difusão de calor, mostrada anteriormente, se reduz a Equação 5. Onde o termo α representa a difusividade térmica do material.

$$\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left(r^2 \frac{\partial T}{\partial r} \right) = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (5)$$

A condução de calor em regime transiente pode ser analisada por diferentes métodos, que auxiliam na determinação do coeficiente convectivo de transferência de calor a partir de dados experimentais. O resfriamento de alimentos sólidos é um exemplo de um processo que ocorre em regime transiente, pois as condições do sistema variam ao longo do tempo e do espaço. Alguns desses métodos estão descritos a seguir.

1.3.1. Método da Capacitância Térmica Global

O método da capacitância térmica global (*Lumped Capacitance Method*) é o mais simples, podendo ser aplicado apenas quando a temperatura no interior do sólido pode ser considerada uniforme no espaço, em qualquer instante de tempo durante o processo. Portanto, este método pode ser utilizado quando a resistência térmica à transferência de calor por condução no interior do mesmo for muito menor que a resistência térmica à convecção entre o sólido e o fluido, onde o número de Biot deve ser menor do que 0,1, como apresentado a seguir (INCROPERA e DEWITT, 1998).

Não existindo gradientes de temperatura, a análise deve ser feita por um balanço global de energia no sólido, como apresentado pela Equação 6.

$$\cancel{E_e} + \cancel{E_g} = E_s + E_{ac} \quad (6)$$

onde E_e representa a energia que entra no sólido, que particularmente em um processo de resfriamento é nula, E_g é a energia gerada que também tem valor nulo, E_s é a energia removida da superfície do sólido por convecção e E_{ac} representa variação da energia interna do sólido. Fazendo as devidas substituições, tem-se a Equação 7.

$$-\bar{h} A (T - T_\infty) = m_s c_p \frac{dT}{dt} \quad (7)$$

Integrando e explicitando o coeficiente convectivo de transferência de calor (\bar{h}),

$$\bar{h} = \frac{m_s c_p}{A(t_2 - t_1)} \ln \left[\frac{(T - T_\infty)_1}{(T - T_\infty)_2} \right] \quad (8)$$

O valor de m_s corresponde à massa do sólido; c_p é o calor específico do material; A representa o valor da área de superfície de troca térmica; o termo $(t_2 - t_1)$ é o intervalo de tempo entre as medições de temperatura. O valor da parcela $(T - T_\infty)_1$ corresponde à diferença entre as temperaturas do sólido e do fluido, uma vez que não existe gradiente de temperatura essa medida pode ser do centro no caso de uma esfera, no tempo 1 enquanto que $(T - T_\infty)_2$ representa esta diferença no tempo 2.

Como mencionado anteriormente, esse método deve satisfazer uma consideração bastante importante para poder ser utilizado. A comparação entre a resistência térmica à condução no interior do sólido e a resistência térmica à convecção entre o sólido e o fluido é expressa por um parâmetro adimensional conhecido como número de Biot (Bi), Equação 9. Este número adimensional fornece uma medida da relação entre a queda de temperatura ao longo do sólido e a diferença entre as temperaturas da superfície do sólido e do fluido.

$$Bi = \frac{R_{cond}}{R_{conv}} = \frac{(L/k A)}{(1/\bar{h} A)} = \frac{L \bar{h}}{k} \quad (9)$$

onde L é o comprimento característico sendo que pode ser associado, de maneira conservativa, à escala do comprimento que corresponde à máxima diferença espacial de temperaturas no sólido, assim para uma esfera o valor de L seria igual ao raio (R). Porém o comprimento característico também pode ser definido como a razão entre o volume do sólido (V) e a área superficial (A). Para uma esfera o valor de L se reduz a um terço do raio como mostrado pela Equação 10,

$$L = \frac{V}{A} = \frac{(4/3)\pi R^3}{4\pi R^2} = \frac{R}{3} \quad (10)$$

O número de Biot (Bi) representa uma razão entre as resistências térmicas interna e externa. Para satisfazer a condição para utilização do método da

capacitância térmica global, o número de Biot deve ser muito menor que 1 ($Bi < 0,1$) significando uma resistência externa do sistema muito maior que a resistência interna, ou seja, que o mecanismo convectivo controla o processo de transmissão de calor. Devido a resistência interna ser muito pequena, a temperatura do sólido é praticamente uniforme em qualquer instante de tempo.

Quando não é possível utilizar o método da capacitância térmica global devido ao valor do número de Biot ser inadequado, deve-se optar por outras formas de análise do coeficiente convectivo de transferência de calor. Existem métodos analíticos, gráficos ou numéricos que levam em consideração o gradiente de temperatura no interior do sólido.

1.3.2. Soluções Analíticas

Existem na literatura soluções exatas e aproximadas para resolver problemas de condução em regime transiente para diferentes geometrias. A solução analítica exata para a distribuição de temperaturas adimensional se apresenta na forma de uma série infinita. Porém, na maioria das condições pode ser feita uma aproximação pelo primeiro termo dessa série.

Para uma esfera, em particular, que apresente transferência de calor unidimensional, com temperatura inicial uniforme e que experimente uma mudança nas condições convectivas a solução exata está apresentada na Equação 11 (INCROPERA e DEWITT, 1998).

$$\theta^* = \sum_{n=1}^{\infty} C_n \exp(-\zeta_n^2 Fo) \frac{1}{\zeta_n r^*} \text{sen}(\zeta_n r^*) \quad (11)$$

onde θ^* corresponde à temperatura adimensional, ou seja, é a razão entre a diferença de temperaturas entre o sólido e o fluido em um dado instante de tempo e

a máxima diferença de temperaturas possível no sistema, que está expresso na Equação 12.

$$\theta^* = \frac{T - T_\infty}{T_i - T_\infty} \quad (12)$$

Os valores de T , T_i e T_∞ são, respectivamente, a temperatura da esfera em um dado instante de tempo, a temperatura inicial da esfera e a temperatura do fluido.

O coeficiente C_n , que é função de ζ_n , pode ser encontrado na literatura tabelado para uma faixa de números de Biot (Bi) ou ser determinado pela Equação 13.

$$C_n = \frac{4[\text{sen}(\zeta_n) - \zeta_n \cos(\zeta_n)]}{2\zeta_n - \text{sen}(2\zeta_n)} \quad (13)$$

O tempo adimensional (t^*) é equivalente ao número de Fourier (Fo) que é proporcional ao tempo (t) e a difusividade térmica (α) e inversamente proporcional ao raio da esfera. O número de Fourier é dado pela Equação 14.

$$Fo = \frac{\alpha t}{R^2} = t^* \quad (14)$$

O termo de r^* , apresentado na Equação 11, representa uma posição radial adimensional podendo ser expresso pela Equação 15. Onde r^* corresponde a uma determinada posição no eixo radial.

$$r^* = \frac{r^*}{R} \quad (15)$$

E os valores discretos de ζ_n são raízes positivas da equação transcendental a seguir e estão tabelados na literatura para uma faixa de números de Biot (Bi) (SCHNEIDER apud INCROPERA e DEWITT, 1998).

$$1 - \zeta_n \cot(\zeta_n) = Bi \quad (16)$$

A solução apresentada na Equação 11 pode ser simplificada aproximando a série por um único termo se $Fo > 0,2$.

$$\theta^* = C_1 \exp(-\zeta_1^2 Fo) \frac{1}{\zeta_1 r^*} \text{sen}(\zeta_1 r^*) \quad (17)$$

ou ainda

$$\theta^* = \theta_0^* \frac{1}{\zeta_1 r^*} \text{sen}(\zeta_1 r^*) \quad (18)$$

Onde θ_0^* representa a temperatura adimensional no centro da esfera e está expresso na Equação 19. Onde T_c e T_{ic} são, respectivamente, a temperatura no centro da esfera e a temperatura inicial no centro da esfera. Quando se faz referência ao centro da esfera, a última parcela da Equação 18 é desprezada devido à posição adimensional radial ser o próprio centro da esfera ($r^* = 0$).

$$\theta_0^* = \frac{T_c - T_\infty}{T_{ic} - T_\infty} = C_1 \exp(-\zeta_1^2 Fo) \quad (19)$$

1.3.3. Método Gráfico

Outra maneira de determinar o coeficiente médio de transferência de calor convectivo, quando se trata de regime transiente, é através da utilização das cartas de Heisler. Na literatura estão disponíveis representações gráficas para diferentes geometrias onde é possível fazer com rapidez uma estimativa razoavelmente boa do inverso do número de Biot (Bi^{-1}). Para isto é necessário conhecer a temperatura adimensional no centro do material (θ_0^*) e o número de Fourier (Fo). Então, através da Equação 9, mostrada anteriormente, é possível estimar um valor para o coeficiente convectivo de transferência de calor. No entanto, o método gráfico é uma aproximação da solução e só deve ser usado em avaliações preliminares ou para estimar a ordem de grandeza do coeficiente.

1.3.4. Soluções Numéricas

Os métodos apresentados anteriormente auxiliam na análise térmica somente quando o material a ser estudado possui forma regular, com condições de contorno simples. Sistemas complexos e geometrias não-clássicas impedem a utilização de técnicas analíticas, sendo necessária à utilização de métodos numéricos para solução da equação diferencial parcial de transferência de calor em regime transiente (métodos de diferenças finitas, elementos finitos, volumes finitos, entre outros).

Antes de aplicar um método numérico a um problema de transferência de calor é necessário aproximar a equação diferencial e as condições de contorno por um conjunto de equações algébricas. Então substitui-se o domínio contínuo por uma configuração de pontos discretos no domínio e introduz-se aproximações de diferenças finitas entre os pontos.

Considerando a análise de um sistema unidimensional, na direção do eixo radial, em regime transiente, onde o sólido possui propriedades constantes e sem geração de energia interna, a forma apropriada da equação do calor está expressa

pela Equação 5, apresentada anteriormente. Rearranjando esta equação pode ser expressa da seguinte forma.

$$\frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{2}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} \quad (20)$$

Para resolver a Equação 20 numericamente, deve-se expressá-la na forma de uma equação de diferenças finitas. Existem dois tipos de aproximações por diferenças finitas que podem ser utilizadas: diferença avançada e a diferença atrasada.

1.3.4.1. Método Explícito

As aproximações das diferenciais que aparecem na Equação 20 são realizadas por diferenças finitas avançadas no tempo e centradas no espaço, como apresentado a seguir.

$$\left. \frac{\partial T}{\partial t} \right|_m \approx \frac{T_m^{p+1} - T_m^p}{\Delta t} \quad (21)$$

$$\frac{\partial T}{\partial r} \approx \left(\frac{T_{m+1}^p - T_{m-1}^p}{2 \Delta r} \right) \quad (22)$$

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} \approx \left(\frac{T_{m+1}^p - 2 T_m^p + T_{m-1}^p}{\Delta r^2} \right) \quad (23)$$

A posição dos pontos nodais discretos em relação ao eixo radial é representada pelo índice subscrito m . O índice p indica a dependência temporal da

temperatura T . A discretização da derivada em relação ao tempo corresponde à diferença entre as temperaturas relacionadas com o tempo novo ($p+1$) e o anterior (p), Equação 21. Por este motivo, é considerada como uma aproximação por diferenças finitas adiantada para a derivada em relação ao tempo.

O índice sobrescrito p é o número de pontos de discretização temporal, onde se estabelece uma escala de tempo em termos de tempo finito Δt , Equação 24.

$$t = p \Delta t \quad (24)$$

Estipulando a condição inicial e as condições de contorno, é possível determinar a temperatura de cada nodo. As condições utilizadas foram as seguintes.

$$t = 0 (p = 0), \quad \forall r, \quad T_m^0 = T_i \quad (25)$$

$$r = 0, \quad \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=0} = 0 \Rightarrow T_{-1}^p = T_1^p \quad (26)$$

$$r = R, \quad -k \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=R} = h (T_\infty - T_M^p) \quad (27)$$

A condição de simetria, Equação 26, é utilizada para determinar a temperatura nodal em um instante de tempo adiantado ($p+1$) na posição $r=0$, uma vez que se tem conhecimento das temperaturas de cada um dos nodos interiores no instante $t=0$. Porém, para determinar a temperatura do nodo que está na posição $r=R$ é necessário utilizar a condição de contorno superficial, onde ocorre convecção, Equação 27. Portanto, para a obtenção da distribuição transiente de temperatura, avança-se o tempo em intervalos Δt .

Substituindo as aproximações das diferenciais, que estão representadas pelas Equações 21, 22 e 23, na Equação 20 obtém-se a equação principal, ou seja, a forma explícita da equação em diferenças finitas para um nodo interior, Equação 28.

$$T_m^{p+1} = Fo \left[\left(\frac{T_{m+1}^p - T_{m-1}^p}{m} \right) + T_{m+1}^p + T_{m-1}^p \right] + (1 - 2 Fo) T_m^p \quad (28)$$

Onde o número de Fourier (Fo) está expresso em uma forma de diferenças finitas, apresentado pela Equação 29.

$$Fo = \frac{\alpha \Delta t}{(\Delta r)^2} \quad (29)$$

Porém para determinar todas as temperaturas ao longo do raio é necessário utilizar as condições de contorno apresentadas anteriormente. Então as equações para os nodos superficiais correspondem a Equação 30, para a condição de simetria, e a Equação 31, para uma superfície com convecção.

$$T_0^{p+1} = 2 Fo T_1^p + (1 - 2 Fo) T_0^p \quad (30)$$

$$T_M^{p+1} = 2 Fo \left(T_{M-1}^p - Bi T_\infty - \frac{Bi T_\infty}{M} \right) + \left(1 - 2 Fo + 2 Bi Fo + \frac{2 Bi Fo}{M} \right) T_M^p \quad (31)$$

Onde a forma em diferenças finitas do número de Biot (Bi) é dada pela Equação 32.

$$Bi = \frac{h \Delta r}{k} \quad (32)$$

Uma vez determinada a discretização e os valores de Δr e Δt , variam-se os valores de m e p resultando em um sistema de equações algébricas lineares. A resolução do sistema obtido fornece os valores de T_m^{p+1} para qualquer posição no interior da esfera em qualquer tempo.

O método é conhecido como explícito porque as temperaturas desconhecidas de cada nodo para um instante de tempo adiantado são determinadas a partir de temperaturas conhecidas no instante de tempo anterior.

Este método apresenta problemas de instabilidade no final do processo transiente, quando as temperaturas nodais tendem a estacionar, podendo ocorrer divergência das condições reais do regime estacionário. Para evitar esse problema, deve-se seguir o critério de estabilidade, que estipula um limite para o valor de Δt , para um nodo interior. Considerando um nodo interior unidimensional, o critério de estabilidade é dado por $Fo \leq 0,5$.

1.3.4.2. Método Implícito

O método de diferenças finitas implícito permite calcular a temperatura de um nodo a partir do conhecimento das temperaturas no próprio nodo e nos vizinhos no instante anterior (p) e nos nodos vizinhos no mesmo instante ($p+1$), que são em geral desconhecidas. Deste modo, é necessário resolver simultaneamente as equações nodais em cada um dos instantes através do método iterativo de Gauss-Seidel ou da inversão de matrizes.

Segundo o esquema implícito, as aproximações das diferenciais que aparecem na Equação 20 são realizadas por diferenças finitas avançadas no tempo, como apresentado na Equação 21, e centradas no espaço, como apresentado a seguir.

$$\frac{\partial T}{\partial r} \approx \left(\frac{T_{m+1}^{p+1} - T_{m-1}^{p+1}}{2 \Delta r} \right) \quad (33)$$

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} \approx \left(\frac{T_{m+1}^{p+1} - 2T_m^{p+1} + T_{m-1}^{p+1}}{\Delta r^2} \right) \quad (34)$$

A condição inicial e as condições de contorno apresentadas no método anterior podem ser utilizadas para a determinação das temperaturas nodais através do método implícito.

A equação principal está expressa pela Equação 35, onde as temperaturas nodais no novo instante de tempo ($p+1$) são desconhecidas.

$$(1 + 2Fo)T_m^{p+1} - Fo \left[\left(\frac{T_{m+1}^{p+1} - T_{m-1}^{p+1}}{m} \right) + T_{m+1}^{p+1} + T_{m-1}^{p+1} \right] = T_m^p \quad (35)$$

As Equações 36 e 37 apresentam as soluções para as condições de contorno, sendo que a primeira equação equivale à condição de simetria e a segunda à convecção na superfície do material.

$$(1 + 2Fo)T_0^{p+1} - 2FoT_1^{p+1} = T_0^p \quad (36)$$

$$(1 + 2Fo)T_M^{p+1} - 2FoT_{M-1}^{p+1} = \left(\frac{2BiFo}{M} + 2BiFo + 1 \right) T_M^p - 2BiFoT_\infty \left(1 + \frac{1}{M} \right) \quad (37)$$

Resolvendo o sistema de equações discretizadas para os valores estipulados de m e p , tem-se a distribuição de temperatura ao longo do raio da esfera para qualquer tempo.

A vantagem do método implícito com relação ao explícito é a estabilidade da solução para todos os intervalos de espaço e de tempo. Sendo assim, não se tem restrições quanto ao uso deste método, porém Δt deve ser pequeno suficiente para garantir que os resultados não sejam influenciados por reduções maiores no seu valor.

CAPÍTULO II

MATERIAL E MÉTODOS

Fez-se uso de duas estratégias para investigar o processo de resfriamento por imersão:

1. Uso de uma esfera maciça de alumínio para determinar o coeficiente médio de transferência de calor para diferentes procedimentos e níveis de agitação da água;
2. Uso de uma nova metodologia, baseada na determinação da força resultante que age sobre a esfera. Esta força é obtida como o resultado do balanço entre a força peso a força de empuxo e a força exercida pela promoção da agitação da água.

No primeiro tópico deste capítulo é apresentado o meio modelo utilizado para obtenção das curvas de temperatura e de força resultante em função do tempo. O segundo tópico descreve os materiais utilizados na montagem do dispositivo experimental. O procedimento experimental utilizado para a realização dos experimentos e as variáveis que foram estudadas são mostrados no terceiro tópico. No quarto tópico são apresentadas as metodologias experimentais utilizadas para determinar o coeficiente médio de transferência de calor convectivo utilizando uma esfera maciça de alumínio. A metodologia utilizada para a estimativa da velocidade média da água ao redor da esfera metálica está apresentada no quinto tópico. No último tópico são apresentadas as metodologias experimentais utilizadas para a análise da força resultante que age sobre a esfera metálica.

2.1. MEIO MODELO

Os dados experimentais foram obtidos no Laboratório de Propriedades Físicas de Alimentos (PROFI-EQA-UFSC). Os experimentos foram realizados com uma esfera de alumínio maciça. O diâmetro e a massa desta esfera foram determinados com um paquímetro (marca: Mitutoyo, precisão 0,05 mm) e uma balança digital (marca: Filizola, modelo: CS-6), respectivamente.

A esfera metálica possui uma estreita perfuração até o centro para a colocação do termopar, sendo que este é fixado na superfície da esfera com silicone. Também foi introduzida pasta térmica para preencher o orifício devido à alta condutividade térmica deste material.

2.2. MONTAGEM DO DISPOSITIVO EXPERIMENTAL

Um tanque de fibra com dimensões 1062 x 745 x 1045 mm (comprimento x altura x largura) foi utilizado para a realização dos experimentos. Este tanque possui um sistema de refrigeração, sendo que a temperatura da água foi mantida aproximadamente a 1°C durante a realização dos experimentos. O volume de água utilizado no tanque foi próximo a 460 litros, onde foi possível manter a temperatura do meio de resfriamento inalterada durante os experimentos.

O tanque foi adaptado para possuir injeção de ar comprimido e recirculação de água. O ar comprimido e a água são distribuídos na parte inferior do tanque através de tubulações perfuradas, onde a distância entre os furos é semelhante. Existem duas tubulações que distribuem o ar comprimido e, em perpendicular a estas, existem duas tubulações para a recirculação da água, como apresentado na Figura 3.

Optou-se por utilizar, além da recirculação de água, a injeção de ar comprimido, pois as bolhas formadas tendem a superfície, sendo assim as mesmas atravessam barreiras (produtos) promovendo agitação desde a saída da tubulação até a superfície da água do tanque de imersão. Em situações reais não se resfria um

produto separadamente, então as bolhas encontram várias barreiras, porém as mesmas atravessam os produtos. O mesmo não ocorre quando a agitação é promovida somente pela recirculação de água, que quando encontra um obstáculo, este amortece não agitando a água entre os produtos.



Figura 3: Vista superior do tanque de imersão, detalhe das tubulações para distribuição de ar comprimido e de água.

A medida da vazão de ar comprimido foi realizada através de um rotâmetro manual (marca Dwyer, modelo RMB) que fica situado antes da bifurcação da tubulação. Devido ao controle da vazão ser manual, trabalhou-se com faixas de vazões durante os experimentos, onde a variação máxima não ultrapassou 5 l/min. A capacidade mínima e máxima deste equipamento é de 10 l/min e 95 l/min, respectivamente, sendo que a escala é de 5 l/min.

A recirculação da água do tanque foi feita com auxílio de uma bomba centrífuga (marca: Schneider, potência nominal 2 CV) que proporciona uma vazão máxima em torno de 172 L/min. Um venturi foi acoplado à saída da bomba com a finalidade de realizar experimentos com injeção de água e de ar, do próprio ambiente, juntos. O vácuo que resulta devido a utilização deste venturi é de 340

mmHg. A máxima vazão de água foi utilizada para promover a agitação, uma vez que não se tem um medidor para controlar a vazão da mesma.

Um suporte metálico foi adaptado às bordas do tanque com a finalidade de analisar a homogeneidade da agitação promovida, pois com o suporte foi possível realizar experimentos em diferentes posições do tanque. Para melhor diferenciação, as posições são denominadas PD1, PD2, PD3, PE1, PE2 e PE3, como mostra a Figura 4. O suporte foi separado em três posições equidistantes (1, 2 e 3), sendo que as posições que estão a direita do tanque são chamadas de PD e as posições que estão a esquerda do tanque são chamadas de PE.

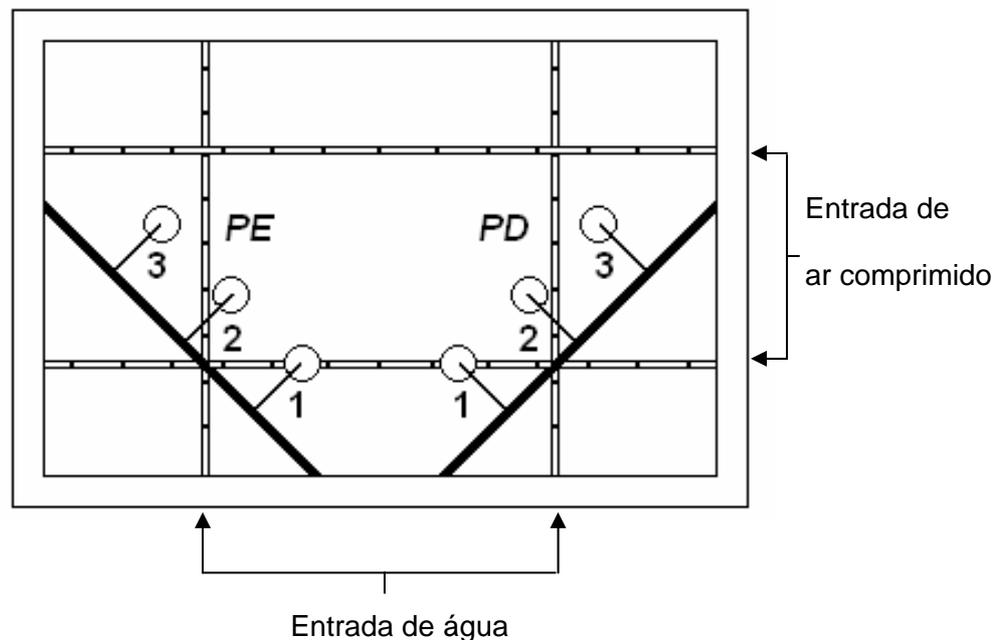


Figura 4: Esquema da vista superior do tanque de imersão, detalhe das diferentes posições.

Uma célula de carga (marca: Alfa Instrumentos, modelo: GL5) com capacidade de 5 kg e precisão de 1 g é presa ao suporte metálico. A esfera é conectada à célula de carga através de uma haste metálica rígida de forma a permanecer totalmente imersa na água, como apresentado na Figura 5. Na extremidade da haste metálica que fica próxima a esfera existe uma interrupção da mesma por um material de baixa condutividade térmica a fim de reduzir o efeito aleta.

Esta célula de carga permaneceu conectada a um indicador de pesagem (marca: Alfa Instrumentos, modelo: 3101C), que permitia o monitoramento *on-line* da força resultante agindo sobre a esfera através de um software de aquisição de dados (AQ Pesagem versão 0.6). O intervalo de aquisição dos dados foi de 250 ms. Fazendo um balanço de forças no sistema, a força obtida é resultante da força peso, da força empuxo e da força exercida pela agitação do meio de resfriamento.



Figura 5: Foto da esfera metálica conectada à célula de carga.

As temperaturas, do centro da esfera e do meio de resfriamento, foram monitoradas com termopares tipo T (AWG 24) previamente calibrados através de um termômetro digital (marca: TESTO, modelo 106 – T1). Estes termopares estavam conectados a um sistema de aquisição de dados que permite o monitoramento *on-line* da temperatura através de um software de aquisição de dados (Monitor para Termopares versão 1.4). O intervalo de tempo para aquisição das temperaturas é de 1 s.

O dispositivo experimental, apresentado na Figura 6, permite o monitoramento *on-line* das evoluções conjuntas de temperatura e de força resultante com o decorrer dos experimentos.

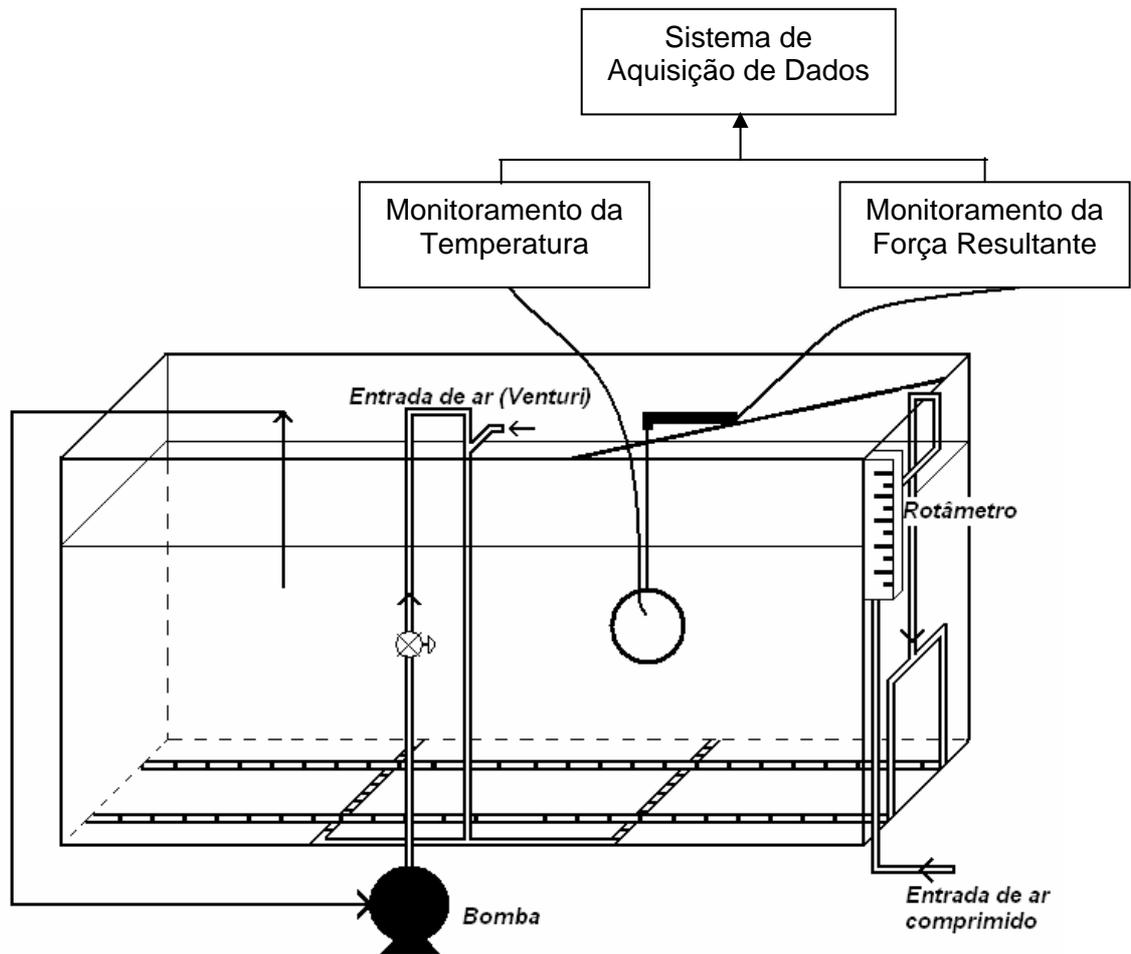


Figura 6: Esquema do sistema de resfriamento por imersão utilizado.

2.3. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Antes de iniciar os experimentos, a esfera era previamente aquecida em um banho termostático (marca: Tecnal, modelo: Te – 184) até atingir temperatura próxima a 40°C no centro da mesma. Iniciava-se a agitação do meio de resfriamento, quando fosse o caso, e então se começava a aquisição dos dados de temperatura da água do tanque e do centro da esfera. Logo após conectava-se a esfera na célula de carga. Os experimentos para a aquisição de temperatura foram realizados em triplicata. Os resultados obtidos foram analisados aplicando análise de variância (ANOVA) e o teste Tukey, para um nível de significância de 5%.

Procedeu-se da mesma maneira para a realização dos experimentos para medição da força resultante que age sobre a esfera. Porém, foi feito um único experimento, para cada condição estabelecida, com duração aproximada de 600 segundos. Considerou-se este um tempo suficiente para analisar o comportamento da força resultante durante a agitação do meio de resfriamento. Para cada experimento foi realizado um “branco”, ou seja, mediou-se a força que é resultante somente da força peso e da força empuxo.

A esfera de alumínio foi utilizada com o intuito de determinar o coeficiente convectivo de transferência de calor para diversas situações, uma vez que se conhecem todas as propriedades desse metal. Os dados experimentais da evolução temporal da temperatura e da força resultante foram obtidos em diferentes condições, as quais são descritas a seguir.

2.3.1. Influências da Intensidade da Agitação do Meio de Resfriamento e das Diferentes Posições no Tanque de Imersão

Para analisar a homogeneidade e a intensidade da agitação do meio de resfriamento, variou-se a vazão de ar comprimido (30, 60 e 90 L/min) em seis diferentes posições no tanque de imersão (PD1, PD2, PD3, PE1, PE2 e PE3), como já mencionado anteriormente.

Porém, para as posições PD1, PD2 e PD3 também foram realizados experimentos utilizando vazões intermediárias (15, 45, 75 L/min). Optou-se por usar as vazões intermediárias somente para as posições PD, pois nestas posições ocorreu diferença significativa entre os resultados do coeficiente convectivo de transferência de calor ao nível de 5%. Também foram feitos ensaios sem promoção da agitação da água de resfriamento.

2.3.2. Influência do Modo de Agitação do Meio de Resfriamento

Os experimentos foram realizados variando o modo de agitação da água, ou seja, trabalhou-se com duas maneiras diferentes de agitação do meio de resfriamento: recirculação da água do tanque utilizando somente a bomba, e, recirculação da água do tanque com o auxílio da bomba e de um venturi. Para analisar os dois diferentes modos de agitação da água foram utilizados apenas três posições no tanque de imersão (PD1, PD2 e PD3).

2.3.3. Análise do Perfil da Força Resultante que Age Sobre a Esfera

Para a obtenção das “assinaturas” da força resultante sobre a esfera metálica foram realizados experimentos onde a agitação da água foi promovida por injeção de ar comprimido. Os ensaios foram realizados para as seis posições variando a vazão em 30, 60 e 90 L/min e para as vazões intermediárias (15, 45 e 75 L/min) utilizou-se as três posições PD.

Todos os resultados experimentais dos perfis de temperatura e de força resultante, para o caso em que se utilizou ar comprimido para promover a agitação da água do tanque de imersão, são apresentados em função de vazões relativas, calculadas pela razão entre a vazão de ar comprimido e o volume de água do tanque. O quadro de experimentos realizados encontra-se na Tabela 2.

Tabela 2: Quadro dos experimentos realizados.

	Modo da Agitação	Vazão ($L_{\text{ar}}/\text{min} \cdot \text{m}^3_{\text{H}_2\text{O}}$)	Posição
<i>Influências da agitação do meio de resfriamento e das diferentes posições no tanque de imersão</i>	Sem agitação	-	-
	Ar comprimido	33	PD1, PD2, PD3
		65	PD1, PD2, PD3, PE1, PE2 e PE3
		98	PD1, PD2, PD3
		130	PD1, PD2, PD3, PE1, PE2 e PE3
		163	PD1, PD2, PD3
		196	PD1, PD2, PD3, PE1, PE2 e PE3
<i>Influência do modo de agitação do meio de resfriamento</i>	Bomba	-	PD1, PD2, PD3
	Bomba com venturi	-	PD1, PD2, PD3
<i>Análise do perfil da força resultante que age sobre a esfera</i>	Ar comprimido	33	PD1, PD2, PD3
		65	PD1, PD2, PD3, PE1, PE2 e PE3
		98	PD1, PD2, PD3
		130	PD1, PD2, PD3, PE1, PE2 e PE3
		163	PD1, PD2, PD3
		196	PD1, PD2, PD3, PE1, PE2 e PE3

2.4. DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE MÉDIO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO

Optou-se por utilizar diferentes métodos para calcular o coeficiente médio de transferência de calor por convecção a fim de comparar os mesmos. Foram utilizados: o método da capacitância térmica global, as soluções analíticas e o método numérico implícito, apresentados no capítulo anterior. Para comparar os métodos utilizados, os resultados obtidos foram analisados aplicando análise de variância (ANOVA) e o teste de Tukey, para um nível de significância de 5%.

Para as condições experimentais que apresentaram diferença significativa ao nível de 5% entre os métodos, foram calculados os erros percentuais dos resultados dos coeficientes médios de transferência de calor convectivo através da Equação 38.

$$\text{Erro percentual} = \frac{|\text{valor numérico} - \text{valor analítico}|}{\text{valor analítico}} * 100 \quad (38)$$

2.4.1. Método da Capacitância Térmica Global

O método da capacitância térmica global é bastante simples de ser aplicado, uma vez que é possível obter o valor do coeficiente médio de transferência de calor convectivo através da Equação 8.

As evoluções temporais da temperatura no centro da esfera e da temperatura da água foram obtidas durante os experimentos, sendo que o intervalo de tempo utilizado para a aquisição de temperatura foi de 1 segundo. O diâmetro da esfera e a massa foram medidas através de um paquímetro (marca: Mitutoyo, precisão 0,05 mm) e uma balança digital (marca: Filizola, modelo: CS-6), respectivamente. O valor do calor específico foi retirado da literatura e corresponde a 0,903 J/g.K (INCROPERA e DEWITT, 1998).

Os cálculos para a determinação do coeficiente médio de transferência de calor convectivo foram realizados em uma planilha do software Excel. As diferenças de temperatura utilizadas nos cálculos foram em relação a temperatura inicial da esfera, ou seja, o valor da parcela $(T - T_{\infty})_1$ corresponde à diferença inicial de temperaturas entre o sólido e o fluido.

Após determinado o valor do coeficiente médio é necessário calcular o número de Biot, Equação 9, para verificar se é válido utilizar este método. Foi utilizada a relação entre o volume e a área do sólido para obter o valor do comprimento característico. O valor da condutividade térmica utilizado foi de 237 W/m.K (INCROPERA e DEWITT, 1998).

2.4.2. Soluções Analíticas

Foi elaborada uma planilha, apresentada no Apêndice A, no programa Microsoft Excel para auxiliar nos cálculos das soluções analíticas. Primeiramente calculou-se a temperatura adimensional do centro da esfera (θ_0^*) para todos os instantes de tempo a partir da Equação 12. Em seguida determinou-se o número de Fourier (Fo) através da Equação 14.

Os cálculos para a determinação do coeficiente médio de transferência de calor convectivo foram realizados a partir do momento que o número de Fourier torna-se maior que 0,2, sendo possível aproximar a série por um único termo.

Então é necessário determinar os valores dos coeficientes C_1 e ζ_1 que ajustam-se adequadamente aos dados experimentais de evolução temporal de temperatura do centro da esfera. Para isto estipulam-se valores para ζ_1 e calculam-se os valores pontuais de θ_0^* a partir da Equação 19.

O melhor valor de ζ_1 encontrado foi aquele que proporcionou o menor valor para o somatório dos erros pontuais de um determinado instante de tempo. O erro para cada ponto experimental foi calculado através da Equação 39.

$$\text{Erro} = |\text{valor estimado} - \text{valor experimental}| = |\theta_0^* \text{ analítico} - \theta_0^* \text{ experimental}| \quad (39)$$

Assim, foi possível determinar o coeficiente C_1 , Equação 13, que é função de ζ_1 e conseqüentemente os valores de Bi , Equação 16, e de \bar{h} , Equação 9. A partir dos valores estimados de θ_0^* é possível determinar os valores preditos de temperatura utilizando a Equação 19. Sendo que, para os cálculos utilizou-se a temperatura média da água durante o experimento e o comprimento característico utilizado foi o raio da esfera.

2.4.3. Método Numérico

Um software foi desenvolvido com o objetivo de calcular o coeficiente médio de transferência de calor convectivo através do método numérico implícito, apresentado no capítulo anterior. Este programa determina o valor de \bar{h} através de um processo de otimização. O valor de \bar{h} considerado correto foi aquele que permitiu a melhor reprodução do perfil transiente de temperaturas. O melhor valor de \bar{h} é aquele que obteve o menor somatório dos erros pontuais. Sendo que o erro é dado pelo quadrado da diferença entre os valores de temperatura estimado e o experimental, Equação 40. Um diagrama esquemático deste programa encontra-se no Apêndice B.

$$\text{Erro} = (\text{valor estimado} - \text{valor experimental})^2 \quad (40)$$

2.5. ESTIMATIVA DA VELOCIDADE MÉDIA DA ÁGUA AO REDOR DA ESFERA

O coeficiente convectivo de transferência de calor é função das propriedades do fluido (k_f , c_{p_f} , μ e ρ_f), da geometria da superfície, da escala do comprimento característico (L) e da velocidade do fluido (v). Portanto, uma vez que se tem conhecimento desses parâmetros é possível estimar a velocidade média ao redor do material através de correlações existentes na literatura.

A Equação 41, proposta por Whitaker em 1972, representa os efeitos dos Números de Reynolds e de Prandtl sobre o coeficiente de transferência de calor entre uma esfera e um fluido escoando ao redor da mesma (INCROPERA e DEWITT, 1998).

$$\bar{Nu} = 2 + \left(0,4 \text{Re}^{1/2} + 0,06 \text{Re}^{2/3}\right) \text{Pr}^{0,4} \left(\frac{\mu}{\mu_{\text{Sup}}}\right)^{1/4} \quad (41)$$

A equação descrita acima pode ser utilizada somente se as seguintes condições forem satisfeitas: $0,71 < \text{Pr} < 380$; $3,5 < \text{Re} < 7,6 \times 10^4$ e $1,0 < \frac{\mu}{\mu_{\text{Sup}}} < 3,2$.

Os valores de μ e μ_{Sup} são, respectivamente, correspondentes à viscosidade do fluido na temperatura do mesmo (T_∞) e à viscosidade do fluido na temperatura da superfície da esfera. O Número de Nusselt (\bar{Nu}), o Número de Reynolds (Re) e o Número de Prandtl (Pr) são expressos a seguir.

O Número de Nusselt representa a medida da transferência convectiva de calor que ocorre na superfície do material, Equação 42.

$$\bar{Nu} = \frac{\bar{h} d}{k_f} \quad (42)$$

O coeficiente médio de transferência de calor por convecção é expresso por \bar{h} , d é o diâmetro da esfera e k_f é a condutividade térmica do fluido a temperatura T_∞ .

O Número de Prandtl, expresso pela Equação 43, corresponde a razão entre a difusividade de momento (ν) e a difusividade térmica (α).

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{c_{p_f} \mu}{k_f} \quad (43)$$

onde o calor específico do fluido é representado por c_{p_f} .

A razão entre as forças de inércia e as forças viscosas é expressa por meio de um número adimensional conhecido como Número de Reynolds (Re), Equação 44.

$$\text{Re} = \frac{\rho_f d v}{\mu} \quad (44)$$

A massa específica do fluido é expressa por ρ_f e a velocidade média corresponde a v .

Substituindo as Equações 42 e 43 na Equação 41 foi possível obter valores representativos do Número de Reynolds para as diferentes condições experimentais, uma vez que se conhecem as propriedades do fluido, o diâmetro da esfera e o coeficiente convectivo de transferência de calor, Equação 45.

$$\frac{\bar{h} d}{k_f} = 2 + \left(0,4 \text{Re}^{1/2} + 0,06 \text{Re}^{2/3} \right) \left(\frac{c_{p_f} \mu}{k_f} \right)^{0,4} \left(\frac{\mu}{\mu_{sup}} \right)^{1/4} \quad (45)$$

Entretanto, como não é possível explicitar-se o termo Re utilizou-se uma planilha, que encontra-se no Apêndice C, para auxiliar na estimativa do mesmo através do método de tentativa e erro. Esta possibilitou a obtenção do valor do Número de Reynolds que melhor representa os dados experimentais. Para isto, calculou-se o somatório dos erros pontuais entre os valores do Número de Nusselt calculado a partir da Equação 41 e os valores obtidos a partir de dados experimentais através da Equação 42.

O intervalo de dados utilizados para o cálculo do Número de Reynolds foi o mesmo intervalo de temperatura utilizada para o cálculo do coeficiente médio de transferência de calor convectivo para cada experimento, ou seja, a partir do momento que o número de Fourier torna-se maior que 0,2.

Após obter o Número de Reynolds foi possível calcular o valor da velocidade média ao redor da esfera metálica a partir da Equação 44.

Quando não existe agitação do meio de resfriamento e despreza-se a convecção natural, $Re \rightarrow 0$ e a Equação 41 se reduz a $Nu = 2$ que corresponde à transferência de calor por condução de uma superfície esférica para o meio infinito estacionário que a circunda (INCROPERA e DEWITT, 1998).

2.6. ANÁLISE DA “ASSINATURA” DA FORÇA RESULTANTE SOBRE A ESFERA

As curvas da força resultante em função do tempo foram deslocadas para que todas tenham um mesmo valor inicial de força resultante. Os novos valores gerados são chamados de dados normalizados. Em seguida obteve-se a média e o desvio padrão das curvas normalizadas através do software Matlab 7.0.

Com auxílio do software Statística 6.0, tentou-se correlacionar os resultados do coeficiente médio de transferência de calor convectivo com o desvio padrão e com a média das curvas. Verificou-se o ajuste de alguns modelos com o objetivo de universalizar os resultados, pois os valores do coeficiente convectivo de transferência de calor encontrados na literatura nem sempre caracterizam um processo em particular de maneira apropriada.

CAPÍTULO III

RESULTADOS E DISCUSSÃO

No primeiro tópico deste capítulo são apresentados os resultados dos experimentos que utilizaram a esfera de alumínio para a determinação do coeficiente médio de transferência de calor por convecção. A seguir são apresentados os resultados dos cálculos para a determinação da velocidade média ao redor dessa esfera. Finalizando este capítulo, serão apresentados e discutidos os resultados dos experimentos realizados com a esfera submersa e ligada a célula de carga.

3.1. DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE MÉDIO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO

Primeiramente fez-se uso do método da capacitância térmica global para a determinação do coeficiente médio convectivo de transferência de calor. Optou-se por utilizar $R/3$ ao invés de R como comprimento característico para os cálculos do número de Biot, conforme literatura (INCROPERA e DEWITT, 1998). Mesmo assim, os valores obtidos a partir da evolução temporal da temperatura do centro da esfera foram superiores ao valor máximo estipulado para o Bi na literatura. Por este motivo não é possível desprezar os gradientes de temperatura no interior da esfera metálica e considerar a temperatura interna uniforme, tornando o uso deste método inadequado, para as dimensões da esfera usada neste trabalho.

Os métodos analíticos e numéricos foram então utilizados, pois não apresentam restrições quanto à aplicação.

3.1.1. Método Analítico

Os resultados obtidos a partir dos experimentos realizados em diferentes condições e tipos de agitação da água serão apresentados a seguir. Todos os valores correspondem a valores médios de três experimentos.

O valor médio do coeficiente convectivo de transferência de calor quando não se realizou a promoção da agitação da água foi igual a $256 \pm 10 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$.

Agitação do meio de resfriamento com ar comprimido

A Tabela 3 apresenta os resultados dos coeficientes médios de transferência de calor por convecção para as diferentes condições de agitação promovidas pela injeção de ar comprimido. Pode-se observar que a intensidade da agitação do meio de resfriamento influencia de maneira positiva a transferência de calor entre a superfície da esfera e a água. Quando se promove baixa agitação da água, com vazão igual a $33 \text{ L}_{\text{ar}}/\text{min} \cdot \text{m}^3_{\text{H}_2\text{O}}$, por exemplo, o valor do \bar{h} para a posição PD1 pode ser até oito vezes superior ao valor obtido quando não há agitação nenhuma do meio de resfriamento.

A análise estatística permitiu comprovar que existe diferença significativa ao nível de 5% entre as vazões de 65, 130 e $196 \text{ L}_{\text{ar}}/\text{min} \cdot \text{m}^3_{\text{H}_2\text{O}}$ para todas as posições da esfera no tanque que foram estudadas. Sendo que algumas vazões intermediárias de ar comprimido não diferem significativamente das vazões de 65, 130 e $196 \text{ L}_{\text{ar}}/\text{min} \cdot \text{m}^3_{\text{H}_2\text{O}}$ ao nível de 5%, como por exemplo, a vazão $98 \text{ L}_{\text{ar}}/\text{min} \cdot \text{m}^3_{\text{H}_2\text{O}}$ (intermediária) não difere significativamente da vazão $130 \text{ L}_{\text{ar}}/\text{min} \cdot \text{m}^3_{\text{H}_2\text{O}}$ na posição PD1, como mostrado na Tabela 3.

Através da Tabela 3 também se pode analisar a influência das diferentes posições da esfera no tanque de imersão, para uma mesma vazão de ar comprimido, no resfriamento. Com base nos resultados apresentados, percebe-se a existência de heterogeneidade na agitação da água do tanque de imersão. Os resultados da análise estatística mostram que as únicas posições em que os valores obtidos não diferem entre si ao nível de 5% de significância são PD2 e PE2, e, PE2

e PE3, para vazão de 65 $L_{ar}/min.m^3_{H_2O}$ e PE2 e PE3, para as vazões de 130 e 196 $L_{ar}/min.m^3_{H_2O}$.

Um dos fatores que proporciona esta heterogeneidade é a perda de carga que ocorre nas tubulações da injeção de ar comprimido, que está esquematizada na Figura 7. Uma vez que não se tem bicos injetores separados, o ar comprimido entra pela lateral direita do tanque de imersão, como mostrado na Figura 4 (Capítulo II), e é distribuído até a outra extremidade, provocando diminuição da agitação ao longo das tubulações. Esta redução da agitação foi percebida visualmente durante os experimentos e confirmada através dos resultados apresentados na Tabela 3, pois para uma mesma vazão de ar comprimido injetada têm-se diminuição nos valores de \bar{h} quando compara-se a posição PD1 e PE1, por exemplo.

Tabela 3: Valores de \bar{h} determinados através do método analítico, para as diferentes posições no tanque de imersão e para as vazões de ar comprimido.

$\bar{h} \pm \text{desvio padrão } [W/(m^2 \cdot ^\circ C)]$				
	Sem agitação	33 $L_{ar}/min.m^3_{H_2O}$	65 $L_{ar}/min.m^3_{H_2O}$	98 $L_{ar}/min.m^3_{H_2O}$
PD1	256 ± 10	2071 ± 30 ^{A a}	2121 ± 61 ^{A a}	2318 ± 32 ^{B a}
PD2		939 ± 22 ^{A b}	1142 ± 30 ^{B b}	1273 ± 62 ^{C b}
PD3		1227 ± 5 ^{A c}	1528 ± 60 ^{B c}	1650 ± 36 ^{B, C c}
PE1		-	1806 ± 5 ^{A d}	-
PE2		-	1154 ± 9 ^{A b, e}	-
PE3		-	1269 ± 52 ^{A e}	-

$\bar{h} \pm \text{desvio padrão } [W/(m^2 \cdot ^\circ C)]$				
	Sem agitação	130 $L_{ar}/min.m^3_{H_2O}$	163 $L_{ar}/min.m^3_{H_2O}$	196 $L_{ar}/min.m^3_{H_2O}$
PD1	256 ± 10	2445 ± 27 ^{B, C a}	2568 ± 50 ^{C a}	2968 ± 75 ^{D a}
PD2		1295 ± 14 ^{C b}	1415 ± 46 ^{D b}	1470 ± 23 ^{D b}
PD3		1732 ± 55 ^{C, D c}	1802 ± 63 ^{D c}	1945 ± 44 ^{E c}
PE1		2187 ± 4 ^{B d}	-	2404 ± 78 ^{C d}
PE2		1552 ± 25 ^{B e}	-	1760 ± 35 ^{C e}
PE3		1551 ± 59 ^{B e}	-	1729 ± 47 ^{C e}

Letras maiúsculas iguais nas linhas e minúsculas iguais nas colunas não diferem entre si.

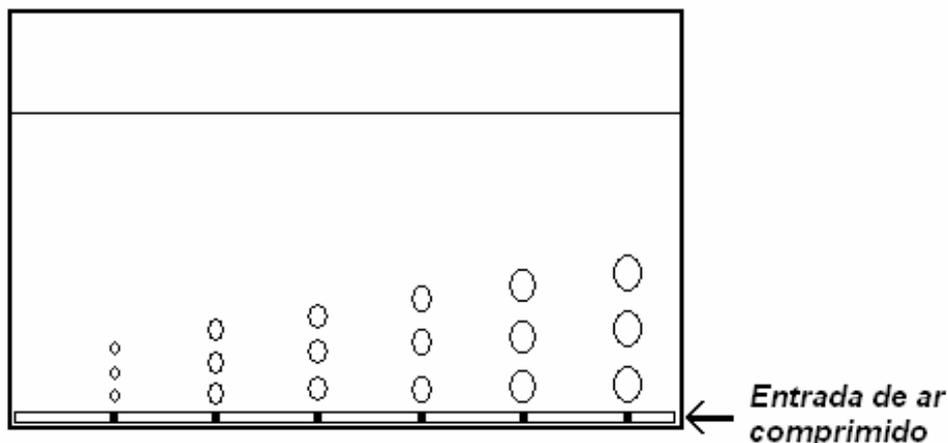


Figura 7: Esquema da distribuição de ar comprimido ao longo das tubulações.

Isto sugere que os valores de \bar{h} encontrados para as posições PD deveriam ser superiores aos valores encontrados para as posições PE, o que não aconteceu para as posições PD2 e PE2. Porém, as posições PE1, PE2 e PE3 não estão posicionadas exatamente na mesma direção das posições PD1, PD2 e PD3, respectivamente. Pode ser que por este motivo os valores do \bar{h} para PE2 sejam superiores aos valores nas posições PD2, ou seja, a posição PE2 pode estar posicionada em uma zona do tanque com maior agitação do que a PD2.

Outro fator que causa a heterogeneidade da agitação da água de resfriamento são as distâncias entre as duas tubulações de ar comprimido. Pois, se a esfera ficar posicionada exatamente sobre a tubulação, como acontece com as posições PD1 e PE1, ocorre maior borbulhamento de ar ao redor da esfera, ou seja, maior será a renovação da superfície da mesma quando comparado à posição PD2, que fica distante das duas tubulações. Isto acarreta um aumento do coeficiente convectivo de transferência de calor nas posições que ficam bastante próximas à vertical das tubulações de ar comprimido.

Na Figura 8 apresentam-se as curvas da evolução temporal da temperatura adimensional do centro da esfera para a posição PD1 em diferentes níveis de agitação da água. As temperaturas adimensionais foram calculadas a partir dos números de Biot, que correspondem aos coeficientes médios de transferência de

calor convectivos apresentados na Tabela 3. Os gráficos para as demais posições encontram-se no Apêndice D.

Pode-se observar nas curvas apresentadas na Figura 8 que quanto maior a promoção da agitação do meio de resfriamento, menor será o tempo de resfriamento da esfera. Ou ainda, para um certo tempo, quanto maior a agitação da água, menor a temperatura do centro do material. Por exemplo, quando o tempo adimensional tem valor igual a 1 (ponto com máxima diferença entre os resultados), a temperatura adimensional tem valores de 0,32, 0,27 e 0,21 para as vazões de 65,130 e 196 $L_{ar}/min.m^3_{H2O}$, respectivamente. Isto representa uma diminuição na temperatura da esfera de até 32% quando triplica-se o valor da vazão de ar comprimido utilizada para promover a agitação da água do tanque de imersão.

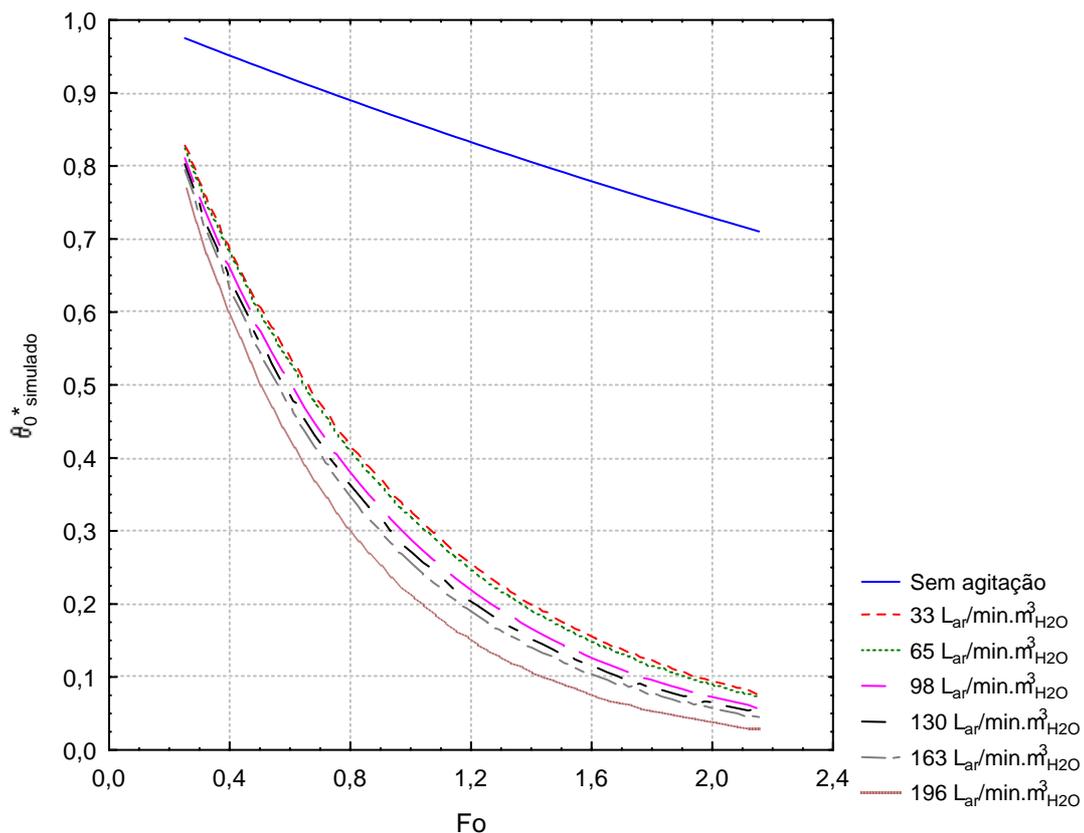


Figura 8: Evolução da temperatura adimensional do centro da esfera em função do tempo adimensional para a posição PD1, em diferentes vazões de ar comprimido.

Agitação do meio de resfriamento com bomba

Na Tabela 4 apresentam-se os valores dos coeficientes médios de transferência de calor por convecção correspondentes aos experimentos que utilizaram a bomba para promover a agitação da água de resfriamento através da recirculação da mesma. Esses resultados indicam a influência dos diferentes modos de agitação do meio de resfriamento como: apenas recirculação de água, e, a injeção de ar através de um venturi; na transferência de calor. Nesta tabela pode-se perceber que a agitação da água promovida pelo borbulhamento de ar oriundo do ambiente junto a recirculação da água provoca maiores valores do coeficiente médio de transferência de calor por convecção, ou seja, proporciona menores tempos de resfriamento do que quando utiliza-se somente a recirculação de água.

Tabela 4. Valores de \bar{h} determinados através do método analítico, para dois sistemas de recirculação da água.

$\bar{h} \pm \text{desvio padrão [W/(m}^2 \cdot \text{°C)]}$		
	<i>Sem venturi</i>	<i>Com venturi</i>
PD1	921 ± 13 ^{A a}	1208 ± 22 ^{B a}
PD2	1599 ± 23 ^{A b}	2030 ± 68 ^{B b}
PD3	1112 ± 19 ^{A c}	1886 ± 43 ^{B c}

Letras maiúsculas iguais nas linhas e minúsculas iguais nas colunas não diferem entre si.

Quando se aplica a análise de variância e o teste de Tukey aos diferentes modos de agitação da água, sem venturi (somente recirculação de água) e com venturi (ar do ambiente arrastado junto com água), os resultados apresentam diferença entre si ao nível de 5% de significância, indicando que o borbulhamento utilizando ar incorporado melhora de maneira expressiva o processo de transferência de calor entre o sólido e o meio de resfriamento.

Observa-se que, para ambos sistemas de agitação, a posição que promove maior agitação do meio de resfriamento é a PD2, pois nesta posição a esfera se encontra praticamente sobre à tubulação da recirculação da água. Todas as

posições, para os dois sistemas de recirculação de água, apresentam diferença significativa entre os valores obtidos ao nível de 5%, ressaltando novamente a existência da heterogeneidade da agitação da água no tanque de resfriamento.

As tubulações da recirculação da água do tanque são perpendiculares às tubulações da injeção de ar comprimido, como demonstrado na Figura 4 (Capítulo II). A posição PD1, por exemplo, fica sobre a tubulação de ar comprimido, porém, fica mais distanciada verticalmente da tubulação de recirculação de água. Por este motivo não se fez a comparação entre os valores encontrados do coeficiente médio de transferência de calor por convecção para os diferentes modos de agitação do meio de resfriamento, ou seja, injeção de ar comprimido e recirculação de água.

A Figura 9 apresenta a comparação entre as curvas da evolução temporal da temperatura adimensional do centro da esfera quando diferentes modos de agitação do meio de resfriamento na posição PD1 são utilizados. Percebe-se que, para uma temperatura adimensional com valor igual a 0,3, o tempo adimensional de resfriamento da esfera quando não foi utilizado o venturi foi de 1,3 vezes maior do que quando utilizou-se o mesmo para auxiliar na agitação da água.

Com relação ao processo de resfriamento sem agitação da água do tanque, nota-se que para um tempo adimensional igual a 2 a temperatura adimensional é 2,2 vezes superior ao valor obtido quando utilizou-se somente a recirculação de água e 3 vezes maior do que o valor obtido para o processo no qual utilizou-se o venturi para auxiliar na promoção da agitação da água. Os gráficos para as demais posições apresentaram um comportamento semelhante ao da Figura 9 e encontram-se no Apêndice E.

Carciofi (2005) verificou que a movimentação do meio de resfriamento durante o resfriamento de carcaças de frango proporcionou um aumento na taxa de redução da temperatura do centro do produto estudado, confirmando que a resistência à transferência de calor por convecção é bastante significativa no processo de resfriamento de carcaças por imersão.

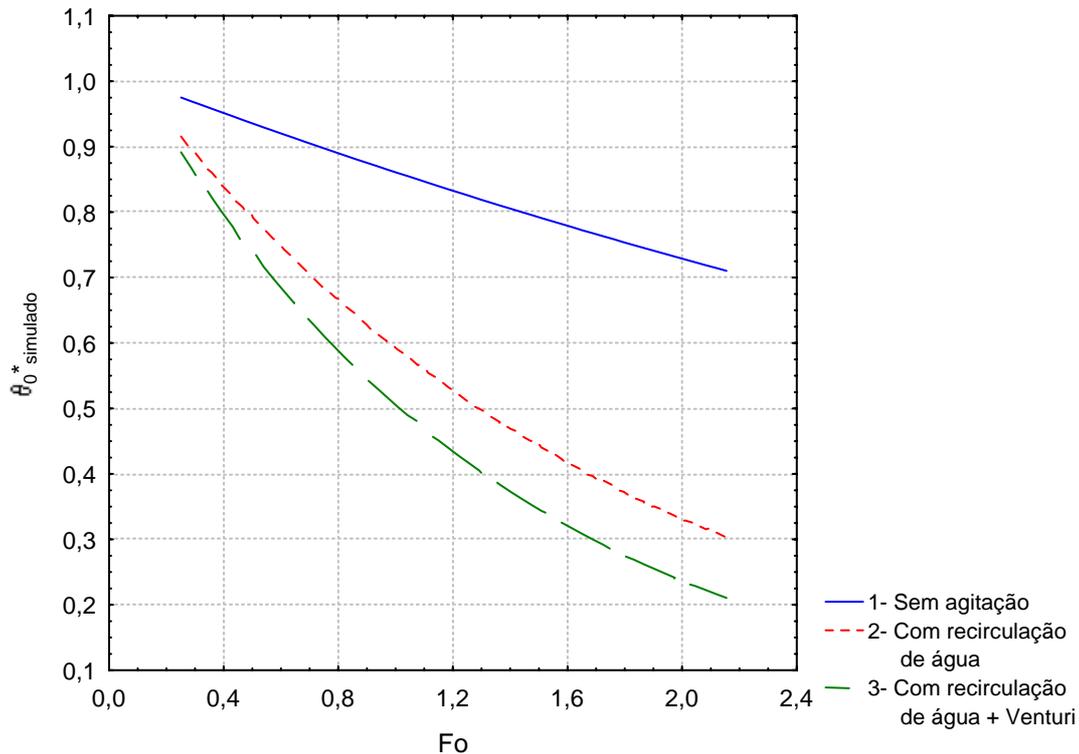


Figura 9: Evolução da temperatura adimensional do centro da esfera em função do tempo adimensional para a posição PD1, em diferentes modos de agitação da água.

3.1.2. Método Numérico

O programa computacional desenvolvido para a determinação do coeficiente médio de transferência de calor por convecção através do método numérico implícito foi utilizado para todas as condições estudadas anteriormente. Os resultados apresentados são valores médios dos experimentos realizados em triplicata.

O valor médio do coeficiente convectivo de transferência de calor quando não se realizou nenhum modo de agitação da água foi igual a $269 \pm 7 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, este valor não diferiu significativamente ao nível de 5% do valor encontrado quando utilizou-se o método analítico.

Teruel et al (2002). estudaram a transferência de calor em laranjas resfriadas em tanque de imersão. A água foi mantida a 1°C e o sistema não possuía

nenhum tipo de agitação. O coeficiente convectivo de transferência de calor foi determinado numericamente através do método de volumes finitos e o valor médio obtido foi de $353 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$.

Agitação do meio de resfriamento com ar comprimido

A Tabela 5 apresenta os valores dos coeficientes médios de transferência de calor por convecção obtidos pelo método de otimização, ou seja, os coeficientes que melhor ajustam a curva estimada à curva experimental de temperatura em função do tempo, quando se utilizou o ar comprimido para promover a agitação da água do tanque.

Tabela 5: Valores de \bar{h} determinados através do método numérico, para as diferentes posições no tanque de imersão e para as diversas vazões de ar comprimido.

$\bar{h} \pm \text{desvio padrão } [W/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})]$				
	Sem agitação	33 $L_{\text{ar}}/\text{min} \cdot \text{m}^3_{\text{H}_2\text{O}}$	65 $L_{\text{ar}}/\text{min} \cdot \text{m}^3_{\text{H}_2\text{O}}$	98 $L_{\text{ar}}/\text{min} \cdot \text{m}^3_{\text{H}_2\text{O}}$
PD1	269 ± 7	2108 ± 31	2190 ± 47	2331 ± 43
PD2		1014 ± 38	1213 ± 58	1346 ± 70
PD3		1309 ± 10	1640 ± 32	1748 ± 50
PE1		-	1848 ± 21	-
PE2		-	1228 ± 4	-
PE3		-	1381 ± 54	-
$\bar{h} \pm \text{desvio padrão } [W/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})]$				
	Sem agitação	130 $L_{\text{ar}}/\text{min} \cdot \text{m}^3_{\text{H}_2\text{O}}$	163 $L_{\text{ar}}/\text{min} \cdot \text{m}^3_{\text{H}_2\text{O}}$	196 $L_{\text{ar}}/\text{min} \cdot \text{m}^3_{\text{H}_2\text{O}}$
PD1	269 ± 7	2586 ± 49	2596 ± 77	3060 ± 115
PD2		1361 ± 21	1447 ± 32	1547 ± 29
PD3		1805 ± 72	1864 ± 89	2104 ± 39
PE1		2285 ± 23	-	2448 ± 87
PE2		1611 ± 26	-	1839 ± 29
PE3		1659 ± 32	-	1808 ± 54

A análise estatística realizada mostrou que existe diferença significativa ao nível de 5% somente entre três resultados obtidos utilizando o método analítico e o método numérico. Estas diferenças ocorreram na posição PE2 quando se utilizaram as vazões de 65 e 196 $L_{ar}/min.m^3_{H_2O}$ e na posição PD3 com vazão de 196 $L_{ar}/min.m^3_{H_2O}$. Porém, analisando os resultados que apresentaram diferença significativa, em termos percentuais, através da Equação 38, os erros entre os valores obtidos pelos diferentes métodos foram de 6,41%, 4,49% e 8,18%, respectivamente.

Na Figura 10 têm-se os valores experimentais e os valores estimados pelos métodos analítico e numérico da temperatura em função do tempo, na condição em que ocorreu o maior erro percentual (PD3 - 196 $L_{ar}/min.m^3_{H_2O}$).

Com base nos valores dos erros percentuais e visualizando as curvas apresentadas pode-se considerar que a diferença entre os métodos analítico e numérico não é exorbitante tendo em vista as aproximações (truncamento das séries) dos métodos utilizados.

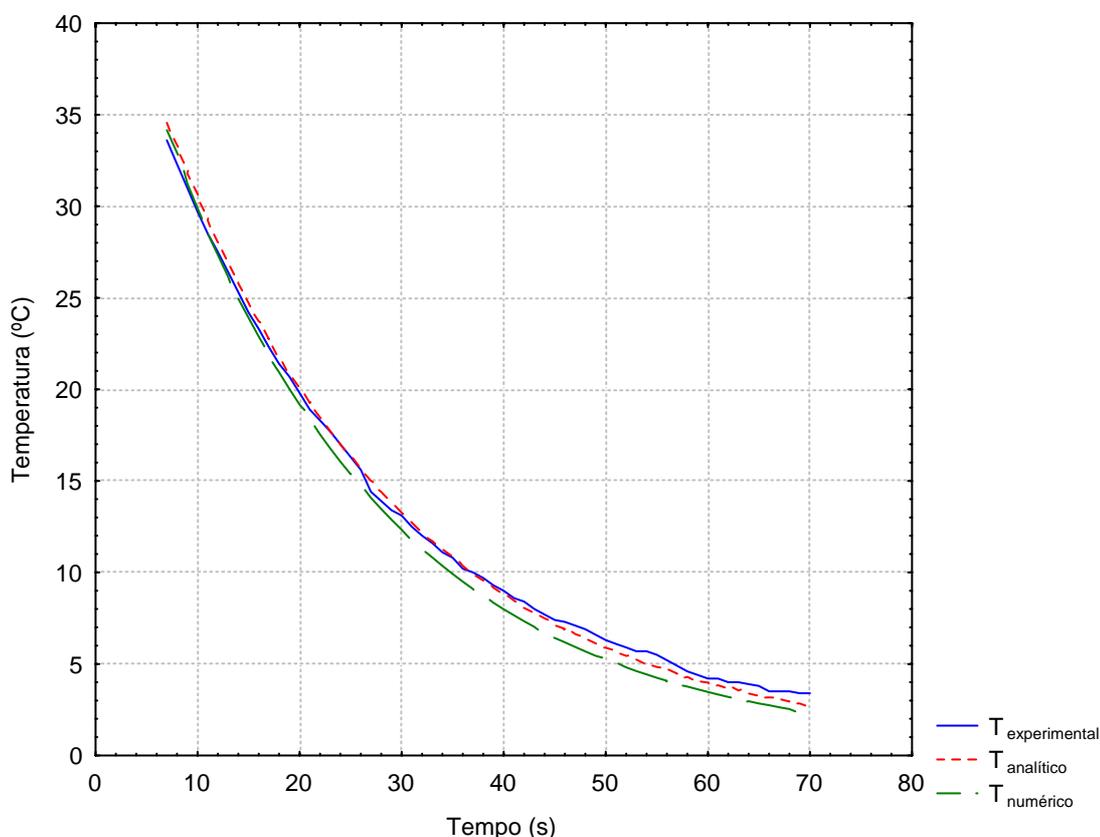


Figura 10: Evolução temporal da temperatura do centro da esfera na posição PD3 com um nível de agitação de 196 $L_{ar}/min.m^3_{H_2O}$.

Agitação do meio de resfriamento com bomba

O mesmo tratamento de dados foi realizado para determinar o coeficiente médio de transferência de calor por convecção para os experimentos que utilizaram a bomba para promover a agitação da água do tanque de imersão. A Tabela 6 mostra os resultados encontrados para os dois modos de agitação, recirculação de água somente com a bomba e recirculação de água com um venturi acoplado ao sistema.

Nesse caso, quando se aplica uma análise de variância e teste de Tukey para comparar os resultados da Tabela 4 com os da Tabela 6, verificou-se que existe diferença entre os métodos utilizados ao nível de 5% de significância para as posições PD1 e PD3. O erro percentual, Equação 38, para o sistema que não utilizou o venturi é de 5,75% e 5,30% e o valor do erro encontrado para o sistema com venturi é de 5,55% e 4,45% para as posições PD1 e PD3, respectivamente.

Tabela 6. Valores de \bar{h} determinados através do método numérico, para dois sistemas de recirculação da água.

$\bar{h} \pm \text{desvio padrão [W/(m}^2 \cdot \text{°C)]}$		
	<i>Sem venturi</i>	<i>Com venturi</i>
<i>PD1</i>	974 ± 18	1275 ± 12
<i>PD2</i>	1620 ± 32	2048 ± 62
<i>PD3</i>	1171 ± 21	1970 ± 17

A Figura 11 traz as curvas da evolução temporal da temperatura do centro da esfera quando esta foi resfriada em banho agitado devido à recirculação da água do tanque e incorporação de ar do próprio ambiente com auxílio do venturi.

Apesar de verificar a existência de diferença nos valores de \bar{h} entre os dois métodos utilizados para determinar o coeficiente médio de transferência de calor por convecção, quando se analisam os valores dos erros percentuais e verificam-se os resultados nas curvas preditas, pode-se considerar que essa diferença entre os

métodos analítico e numérico não tem grande significância tendo em vista as aproximações utilizadas nos métodos.

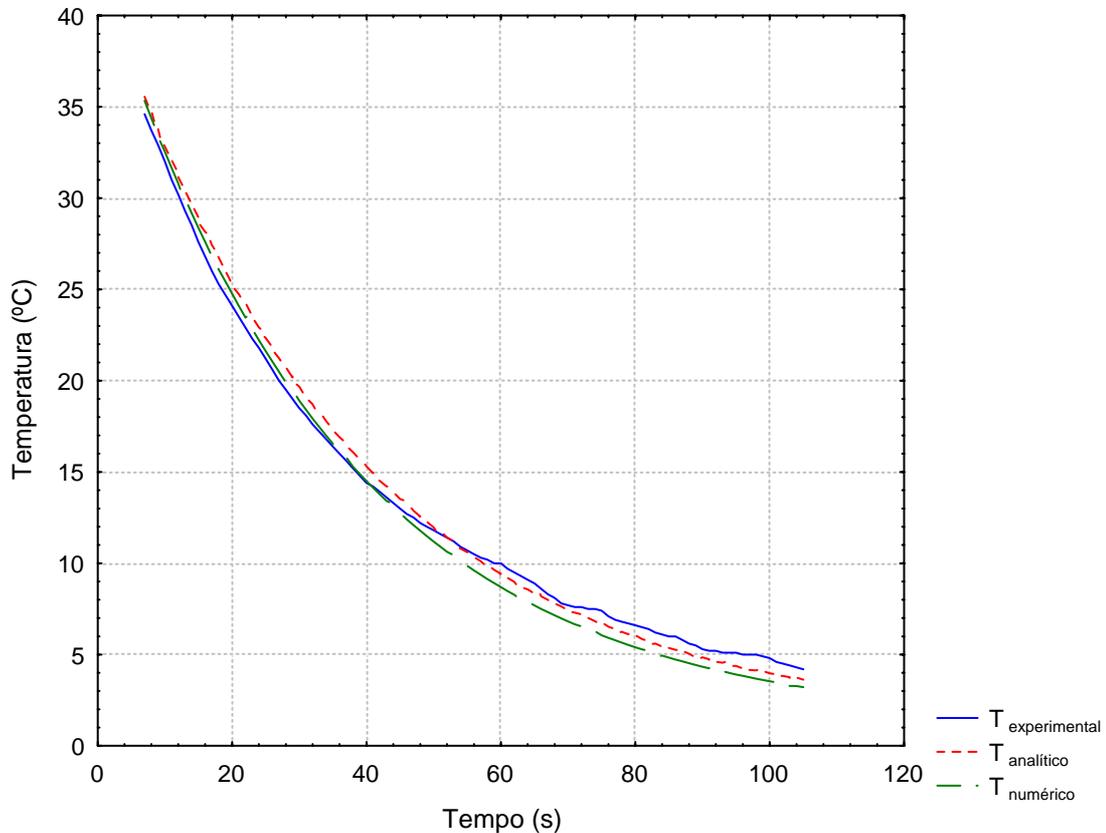


Figura 11: Evolução temporal da temperatura do centro da esfera na posição PD1 para o sistema de recirculação de água com venturi acoplado.

3.2. ESTIMATIVA DA VELOCIDADE MÉDIA AO REDOR DA ESFERA

Também foram realizadas as estimativas de velocidade média (\bar{v}) nas duas condições descritas anteriormente. Os resultados obtidos serão apresentados nos dois tópicos seguintes.

Agitação do meio de resfriamento com ar comprimido

Com os resultados obtidos, através do método analítico, dos coeficientes médios de transferência de calor por convecção foi possível estimar a velocidade média da água ao redor da esfera metálica para as diferentes situações estudadas. Na Tabela 7 são apresentadas as médias dos valores obtidos a partir de experimentos realizados em triplicatas.

Tabela 7: Valores de \bar{v} obtidos para diferentes níveis de agitação do meio de resfriamento utilizando ar comprimido.

$\bar{v} \pm \text{desvio padrão (m/s)}$			
	$33 \text{ L}_{\text{ar}}/\text{min} \cdot \text{m}^3_{\text{H}_2\text{O}}$	$65 \text{ L}_{\text{ar}}/\text{min} \cdot \text{m}^3_{\text{H}_2\text{O}}$	$98 \text{ L}_{\text{ar}}/\text{min} \cdot \text{m}^3_{\text{H}_2\text{O}}$
PD1	$0,44 \pm 0,02$	$0,46 \pm 0,02$	$0,54 \pm 0,02$
PD2	$0,11 \pm 0,01$	$0,15 \pm 0,01$	$0,19 \pm 0,02$
PD3	$0,17 \pm 0,02$	$0,26 \pm 0,02$	$0,30 \pm 0,01$
PE1	-	$0,35 \pm 0,00$	-
PE2	-	$0,16 \pm 0,00$	-
PE3	-	$0,19 \pm 0,01$	-

$\bar{v} \pm \text{desvio padrão (m/s)}$			
	$130 \text{ L}_{\text{ar}}/\text{min} \cdot \text{m}^3_{\text{H}_2\text{O}}$	$163 \text{ L}_{\text{ar}}/\text{min} \cdot \text{m}^3_{\text{H}_2\text{O}}$	$196 \text{ L}_{\text{ar}}/\text{min} \cdot \text{m}^3_{\text{H}_2\text{O}}$
PD1	$0,60 \pm 0,01$	$0,65 \pm 0,03$	$0,84 \pm 0,04$
PD2	$0,19 \pm 0,00$	$0,23 \pm 0,02$	$0,24 \pm 0,01$
PD3	$0,32 \pm 0,02$	$0,34 \pm 0,01$	$0,40 \pm 0,01$
PE1	$0,49 \pm 0,01$	-	$0,58 \pm 0,03$
PE2	$0,27 \pm 0,01$	-	$0,33 \pm 0,01$
PE3	$0,27 \pm 0,02$	-	$0,32 \pm 0,02$

Os valores das velocidades médias da água para as vazões de 65, 130 e $196 \text{ L}_{\text{ar}}/\text{min} \cdot \text{m}^3_{\text{H}_2\text{O}}$ apresentados na Tabelas 7 estão dispostos na forma de gráfico de colunas na Figura 12 com o objetivo de uma melhor visualização da heterogeneidade da agitação da água de resfriamento com relação às diferentes posições utilizadas no tanque de imersão.

Para uma mesma posição, percebe-se que o aumento das vazões utilizadas faz com que haja um incremento na velocidade média da água. Para a posição PD1, por exemplo, observa-se um aumento acentuado da velocidade média com a

elevação do nível da agitação de ar comprimido. Este comportamento também ocorre nas outras posições estudadas, porém de uma maneira menos intensa. Verifica-se que as posições analisadas que estão sobre a tubulação de injeção de ar comprimido, PD1 e PE1, são as posições mais influenciadas pelo aumento da vazão.

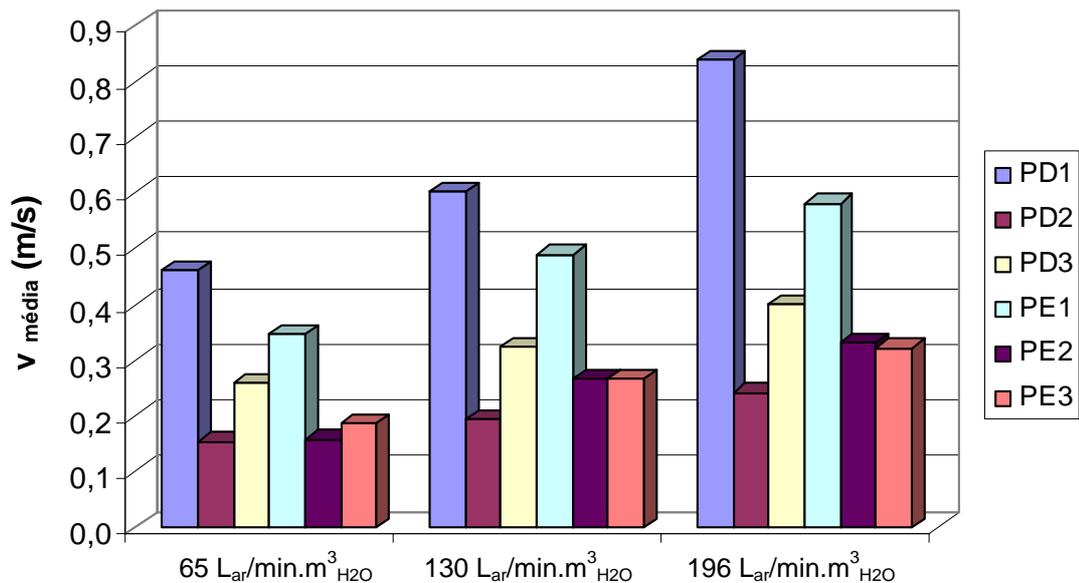


Figura 12: Comportamento da velocidade média da água ao redor da esfera para diferentes níveis de agitação com ar comprimido e diferentes posições no tanque de imersão.

Analisando uma mesma vazão, observa-se que existe uma grande diferença nas velocidades médias do meio de resfriamento ao redor da esfera para diferentes posições. Como já mencionado anteriormente, a heterogeneidade da agitação da água dá-se por dois motivos: o posicionamento das tubulações de ar comprimido e a perda de carga ao longo das mesmas. Apenas as posições PE2 e PE3 apresentam comportamento bastante semelhante, mostrando maior homogeneidade nesta zona do tanque de imersão, principalmente quando observam-se as vazões de 130 e 196 L-ar/min.m³ H2O. Isto ocorre devido a perda de carga ser maior no final da tubulação.

Agitação do meio de resfriamento com bomba

A Figura 13 apresenta o comportamento da velocidade média da água que escoava ao redor da esfera, para os dois modos de agitação do meio de resfriamento, pelo sistema de recirculação da água do tanque de imersão: com auxílio da bomba, e, com o venturi acoplado à bomba. Os valores das velocidades médias para estas condições de agitação estão apresentados na Tabela 8 e somente foram verificadas nas posições PD1, PD2 e PD3.

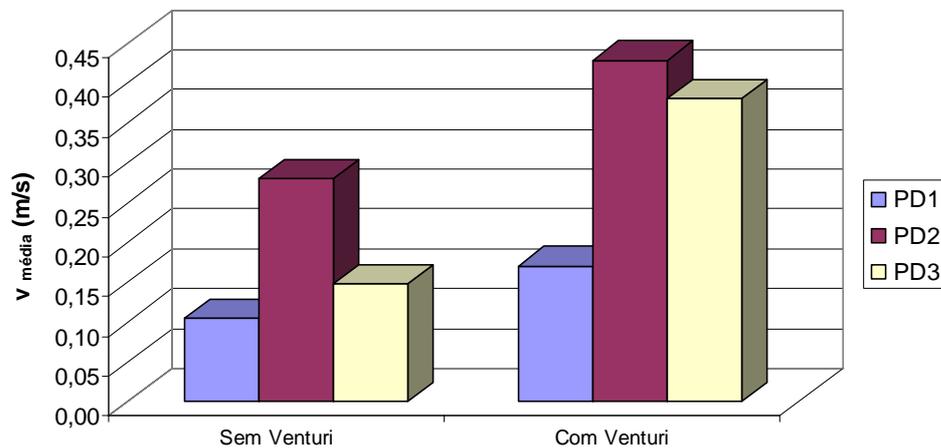


Figura 13: Comportamento da velocidade média da água ao redor da esfera para os diferentes modos de agitação com bomba.

Tabela 8: Valores de \bar{v} obtidos para diferentes modos de recirculação da água de resfriamento.

$\bar{v} \pm \text{desvio padrão (m/s)}$		
	<i>Sem venturi</i>	<i>Com venturi</i>
<i>PD1</i>	0,10 ± 0,00	0,17 ± 0,01
<i>PD2</i>	0,28 ± 0,01	0,43 ± 0,02
<i>PD3</i>	0,15 ± 0,00	0,38 ± 0,02

Observa-se que a posição onde ocorre maior agitação, e conseqüentemente maior transferência de calor por convecção, é a PD2 para qualquer modo de

recirculação da água do tanque, pois nesta posição a esfera se encontra praticamente sobre a tubulação da recirculação da água, como mencionado anteriormente.

Com relação aos tipos de agitação do meio de resfriamento, quando se utilizou o venturi com objetivo de incorporar o ar ambiente à água, proporcionou uma melhor agitação da água de resfriamento, pois nas três posições experimentais a velocidade média inferida ao redor da esfera foi superior quando comparada com o sistema que utiliza somente a recirculação da água do tanque de imersão.

3.3. ANÁLISE DA “ASSINATURA” DA FORÇA RESULTANTE QUE AGE SOBRE A ESFERA

A força medida através da célula de carga é resultante da diferença entre a força peso e a força de empuxo, quando não é utilizado nenhum tipo de agitação no meio de resfriamento. A promoção da agitação da água implica em outra força agindo sobre a esfera como apresentado na Figura 14. Quando ar é injetado na água além de causar uma “nova” força agindo sobre a esfera, este torna a massa específica do meio menor provocando mudança no valor da força de empuxo. Estes fatores influenciam no balanço de forças. Esta força devido à agitação da água não necessariamente estará exercendo uma força ascendente sobre a esfera, como mostrado na Figura 14, pois depende da direção da movimentação do meio de resfriamento que em algumas regiões é ascendente, em outras pode ser descendente, ou até mesmo em todas as direções. Porém, a célula de carga só mede os impactos verticais na esfera, obtendo-se assim uma curva de força resultante em função do tempo. Então, as diferentes vazões de ar comprimido injetadas proporcionam diferentes forças resultantes que agem sobre a esfera, provocando alterações nas amplitudes das “assinaturas” medidas.

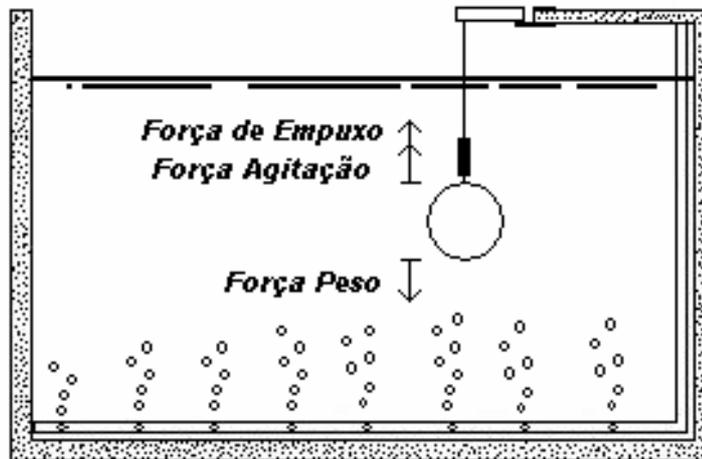


Figura 14: Esquema do balanço de forças que agem sobre a esfera.

Neste item serão apresentados os resultados dos experimentos realizados com a célula de carga. Todas as curvas de força resultante em função do tempo foram deslocadas para que o valor inicial da ordenada, que corresponde ao valor de F_r / g que age sobre a esfera quando não há agitação da água, fosse igual a 1. Os novos valores gerados são chamados de dados normalizados.

A Figura 15 mostra as curvas da força resultante (F_r / g) em função do tempo para os diferentes níveis de agitação da água na posição PD1. Pode-se observar que existe influência do nível de agitação da água sobre a amplitude das curvas. Em geral, quanto maior a vazão de ar comprimido injetada, mais bolhas de ar irão promover o movimento da água do tanque de imersão proporcionando maior amplitude da curva, ou seja, maior desvio padrão da força média medida.

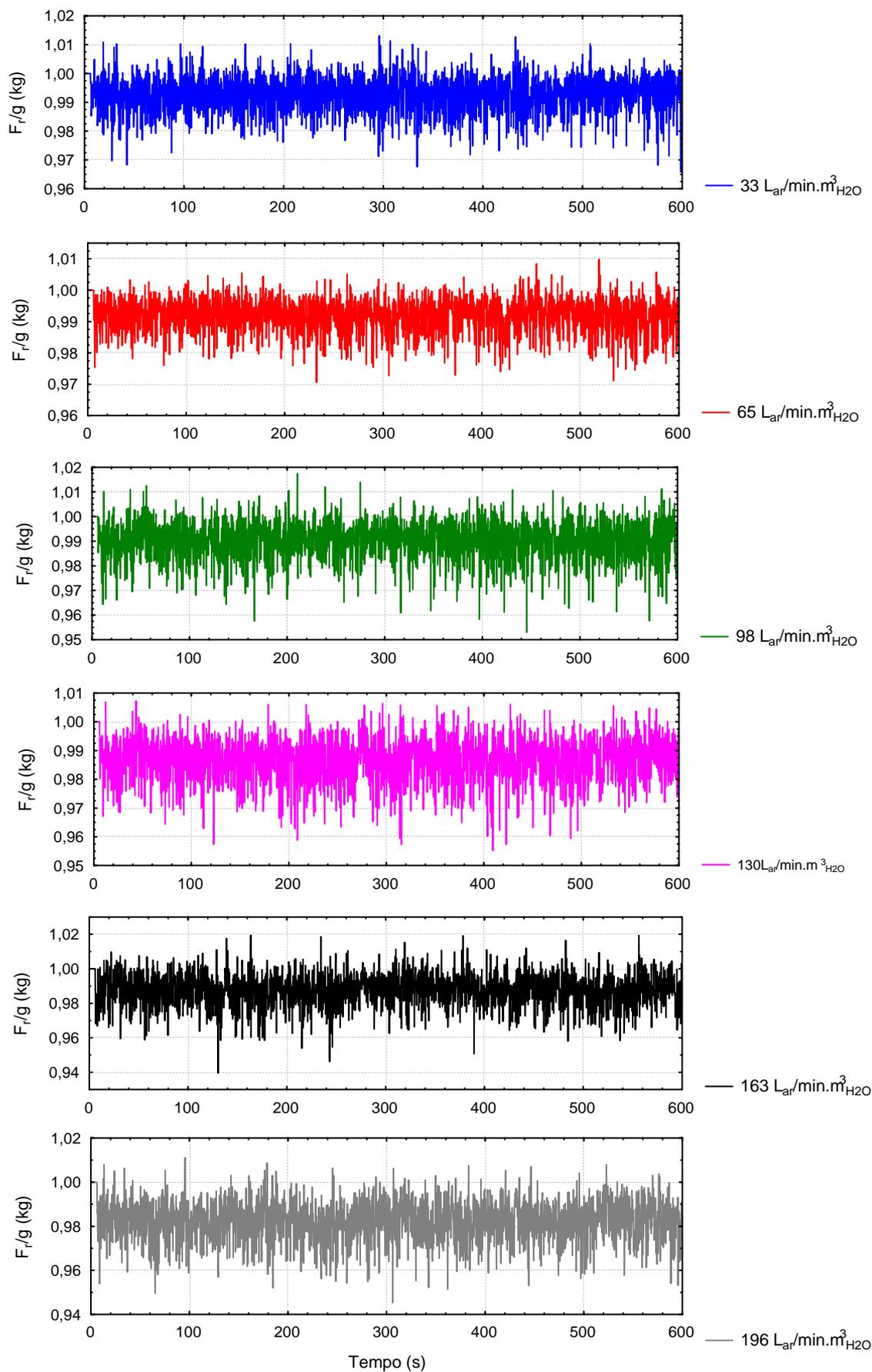


Figura 15: Força resultante que age sobre a esfera sob diferentes condições agitação da água na posição PD1.

Na Figura 16 apresenta-se a comparação entre as curvas da força resultante em função do tempo para as seis posições estudadas, onde o nível de agitação do meio de resfriamento foi de $196 \text{ L}_{\text{ar}}/\text{min.m}^3_{\text{H}_2\text{O}}$. Percebe-se que o aumento da amplitude se dá na seguinte maneira $\text{PD3} < \text{PD2} < \text{PD1}$, o mesmo ocorre para as posições PE. Isto ocorre devido ao posicionamento da esfera em relação ao borbulhamento, pois na posição PD1 e PE1 a esfera se encontra sobre a injeção de ar comprimido, o que não acontece nas outras posições. Deste modo, quanto maior a distância da posição da esfera com relação ao eixo vertical das tubulações de entrada de ar, menor será a agitação, e portanto maior será a resistência à transferência de calor por convecção.

A diferença entre as amplitudes das curvas também pode ser visualizada comparando o desvio padrão das mesmas. Para obtenção dos valores do desvio padrão e da média, todas as curvas de força resultante em função do tempo foram deslocadas para que o valor inicial da ordenada, que corresponde ao valor de F_r / g que age sobre a esfera quando não há agitação da água, fosse igual a 1, como mencionado anteriormente. A partir das curvas normalizadas obteve-se os valores da média e do desvio padrão das mesmas, que estão apresentados na Tabela 9 com os coeficientes médios de transferência de calor convectivos determinados pelo método analítico para cada condição de agitação.

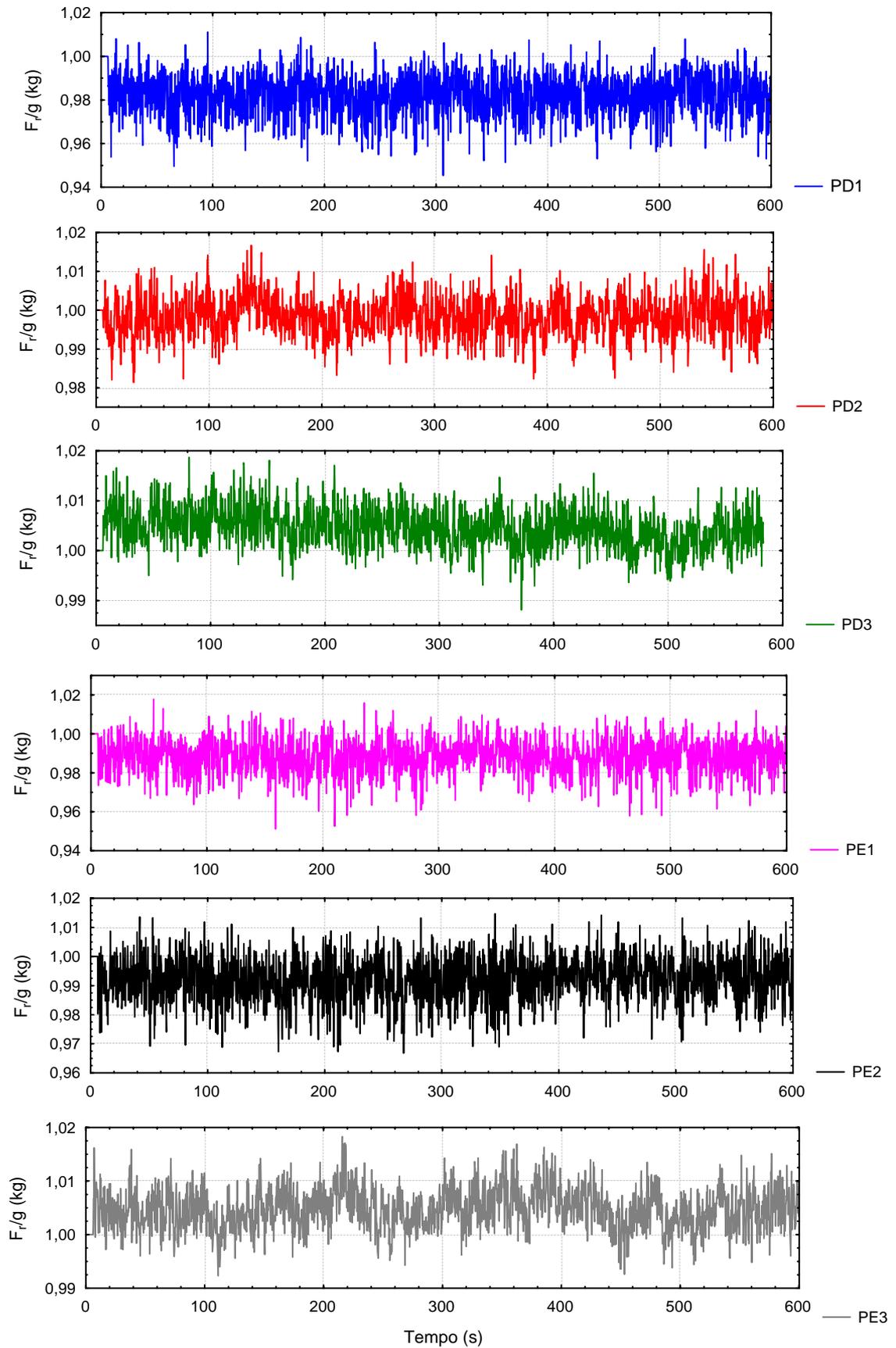


Figura 16: Força resultante que age sobre a esfera para nível de agitação da água igual a $196 L_{ar}/min.m^3_{H_2O}$, em seis diferentes posições do tanque de imersão.

A distribuição de ar no tanque não se dá de maneira uniforme, portanto, sobre a tubulação forma-se uma corrente ascendente, quase que na forma de um plano. Quando a esfera está posicionada sobre a tubulação de ar comprimido, obtém-se um determinado valor para a força resultante. Porém se a vertical da esfera estiver posicionada fora dessa corrente ascendente, turbilhões se chocam na esfera. Dessa maneira, a força não será necessariamente ascendente. Isto pode ser observado nos resultados apresentados na Tabela 9, onde os valores das médias das curvas de força resultante em função do tempo para as posições PD1, PD2, PE1 e PE2 são inferiores a 1. Isso significa que, nessas posições a água está bastante agitada, ou seja, as bolhas de ar injetadas são suficientes para manter maior parte do tempo a esfera acima do valor da força resultante dado pela diferença entre força peso e empuxo (a esfera está na zona de força ascendente do tanque). Já as posições PD3 e PE3 possuem valores próximos de 1, mostrando que a agitação da água de resfriamento é menos intensa, ou seja, que a esfera está em uma zona que as bolhas de ar não se chocam diretamente na mesma. Como já foi mencionado anteriormente, o desvio padrão dessas curvas representa o quanto a amplitude é influenciada positivamente com o incremento da vazão de ar comprimido, ou seja, com a quantidade de bolhas de ar injetada.

A partir dos valores obtidos de desvio padrão ajustou-se diferentes modelos matemáticos para correlacionar as assinaturas das curvas aos coeficientes convectivos médios de transferência de calor.

Alguns ajustes são apresentados separadamente somente para as posições PD1, PD2 e PD3, pois as posições PE possuem apenas três vazões de ar comprimido para serem analisados. A Figura 17 mostra alguns modelos testados para a posição PD3 para todas as vazões de ar comprimido estudadas, inclusive o ajuste que apresentou melhor correlação (modelo logarítmico). Os ajustes para as demais posições PD encontram-se no Apêndice F. Os dados apresentaram bom ajuste ao modelo logarítmico, obtendo-se uma correlação de 98,41%, 97,20% e 83,65% para as posições PD3, PD2 e PD1, respectivamente.

Tabela 9: Valores da média e do desvio padrão das curvas normalizadas de força resultante em função do tempo.

• Posição	• Vazão (L_{ar}/mi $n.m^3_H$ 20)	• \bar{h} [$W/(m^2 \cdot ^\circ C)$]	• F_r / g (kg)	
			• média (md)	• desvio padr
• PD1 •	• 33	• 2071	• 0,9929	• 0,0064
	• 65	• 2121	• 0,9921	• 0,0054
	• 98	• 2318	• 0,9904	• 0,0079
	• 130	• 2445	• 0,9870	• 0,0078
	• 163	• 2568	• 0,9876	• 0,0095
	• 196	• 2968	• 0,9826	• 0,0094
• PD2 •	• 33	• 939	• 0,9964	• 0,0013
	• 65	• 1142	• 0,9992	• 0,0019
	• 98	• 1273	• 0,9975	• 0,0028
	• 130	• 1295	• 0,9994	• 0,0035
	• 163	• 1415	• 0,9999	• 0,0044
	• 196	• 1470	• 0,9984	• 0,0050
• PD3	• 33	• 1227	• 0,9985	• 0,0008
	• 65	• 1528	• 1,0012	• 0,0015
	• 98	• 1650	• 1,0018	• 0,0022
	• 130	• 1732	• 1,0034	• 0,0027
	• 163	• 1802	• 1,0031	• 0,0034
	• 196	• 1945	• 1,0045	• 0,0039
• PE1	• 65	• 1806	• 0,9938	• 0,0055
	• 130	• 2187	• 0,9901	• 0,0076
	• 196	• 2404	• 0,9886	• 0,0083
• PE2	• 65	• 1154	• 0,9975	• 0,0029
	• 130	• 1552	• 0,9952	• 0,0055
	• 196	• 1760	• 0,9923	• 0,0075
• PE3	• 65	• 1269	• 1,0007	• 0,0014
	• 130	• 1551	• 1,0034	• 0,0027
	• 196	• 1729	• 1,0048	• 0,0038

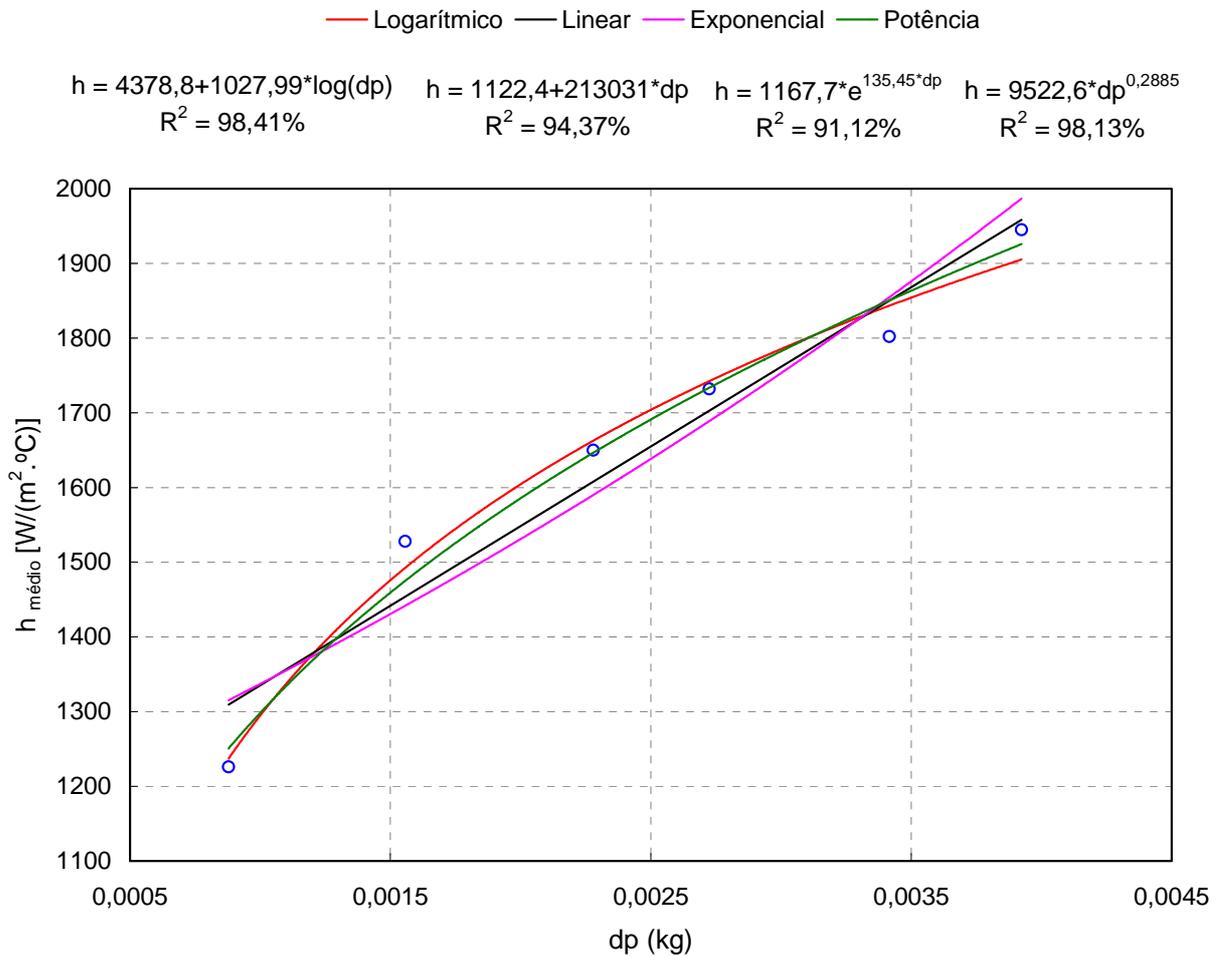


Figura 17: Modelos logarítmico, linear, exponencial e potência para correlacionar os dados de desvio padrão da curva de força ao \bar{h} correspondentes a todas as condições de agitação da água estudadas para a posição PD3.

Utilizou-se o modelo logarítmico apresentado na Figura 17 para extrapolar os resultados, esses dados encontram-se na Figura 18.

Wang e Sun (2002) observaram que o aumento da velocidade do meio de resfriamento (ar ou água) proporciona uma redução do tempo de resfriamento. Entretanto, esses autores relataram que a partir de uma determinada velocidade não há redução significativa neste tempo.

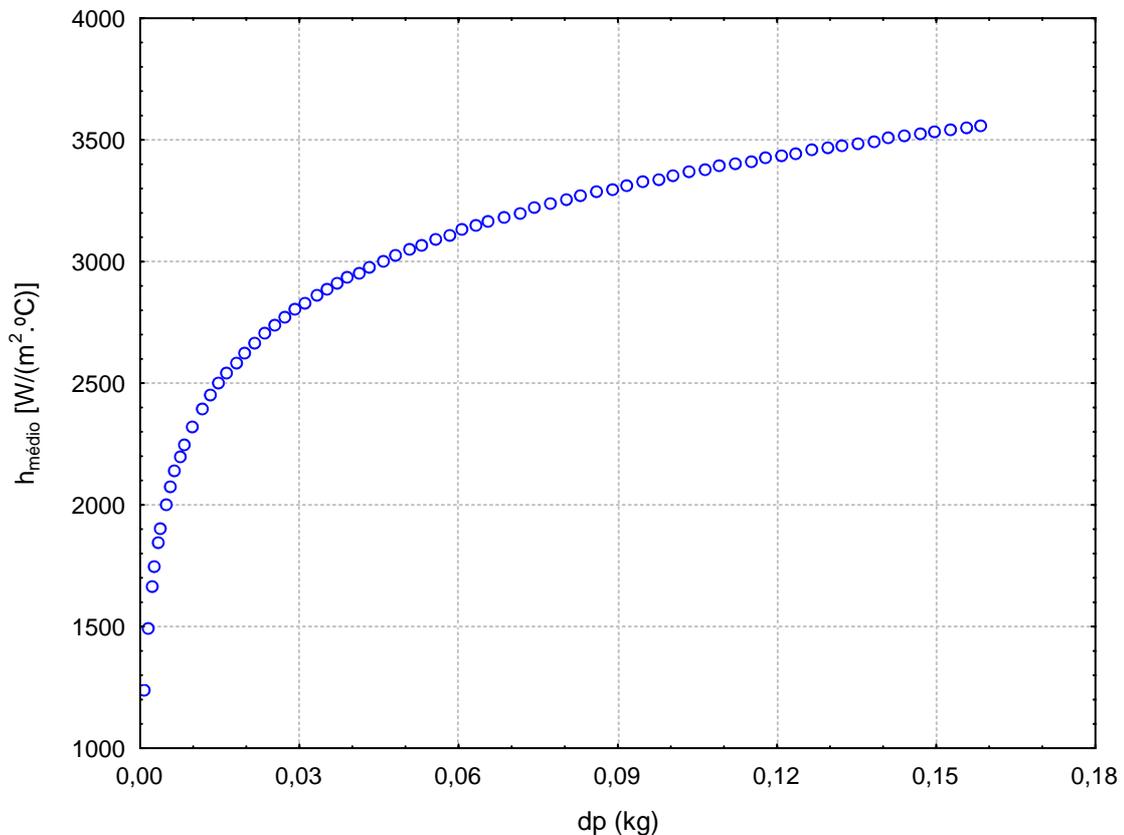


Figura 18: Extrapolação dos resultados de \bar{h} utilizando o modelo logarítmico obtido para a posição PD3 do tanque de imersão.

Pode-se observar a partir da extrapolação dos dados, Figura 18, que, ao trocar um sistema de resfriamento com baixa agitação da água por um processo com um nível um pouco maior de agitação, que está representado pelo desvio padrão, existe um incremento significativo da transferência de calor por convecção. A taxa de aumento de \bar{h} não é constante, pois a curva tende a uma assíntota, ou seja, chega um momento que mesmo aumentando a injeção de ar comprimido o valor de \bar{h} não terá aumento acentuado, como mencionado pelos autores Wang e Sun (2002). Logo, deve-se buscar uma agitação ideal, a fim de obter um coeficiente de troca térmica aceitável, sem aumentar em demasia os custos de agitação.

A Figura 19 apresenta o ajuste para os dados de desvio padrão e de \bar{h} em todas as vazões de ar comprimido e posições estudadas. A correlação dos dados ao modelo logarítmico foi de 63,59%, porém a correlação quando tentou-se ajustar os

dados a uma reta foi de 72,37%. O ajuste não se mostrou adequado quando se tentou juntar diferentes zonas de agitação, porém tem que se ter em vista que a tentativa foi de correlacionar apenas um parâmetro, desvio padrão, aos resultados de \bar{h} .

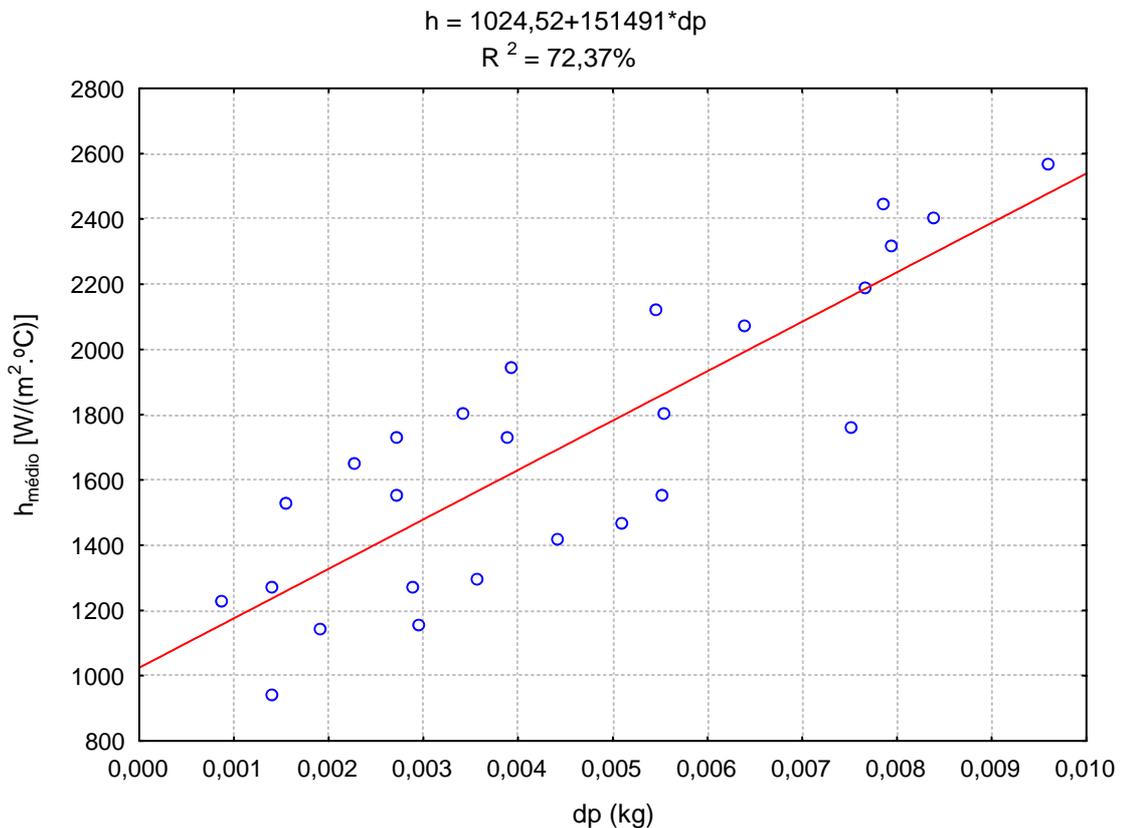


Figura 19: Modelo para correlacionar os dados de desvio padrão da curva de força ao \bar{h} , para todas as condições estudadas de agitação e posições no tanque.

Contudo, apesar do coeficiente de correlação ser relativamente baixo, devido ao poucos experimentos realizados em distintos locais do tanque, seria interessante tentar implantar este método de correlação em uma indústria para controlar o processo de transferência de calor convectivo. Uma vez feita uma calibração no equipamento de aquisição dos dados de força resultante utilizando um sistema esfera-célula de carga em um ponto fixo do tanque de imersão, poder-se-ia monitorar a evolução de \bar{h} com o tempo. Assim, se o sistema de agitação falhar ou ficar bloqueado, a assinatura da força resultante indicará este problema. A utilização de um meio modelo para a aquisição de força é necessário, pois os alimentos não

apresentam a mesma força peso, então uma vez calibrado deve-se usar sempre o mesmo meio modelo.

A assinatura da força resultante é válida para determinados pontos, pois no momento que muda-se a zona de agitação, o modelo obtido não será mais adequado. Por exemplo, na zona sobre a tubulação (força ascendente), com o aumento da vazão de ar comprimido a força resultante tende a diminuir. Isto não acontece quando se tem uma corrente descendente agindo sobre a esfera, pois com o incremento da vazão de ar comprimido a força resultante aumenta. Na Figura 20 percebe-se o comportamento distinto da força resultante média em função da agitação do meio de resfriamento, para diferentes zonas de agitação no tanque.

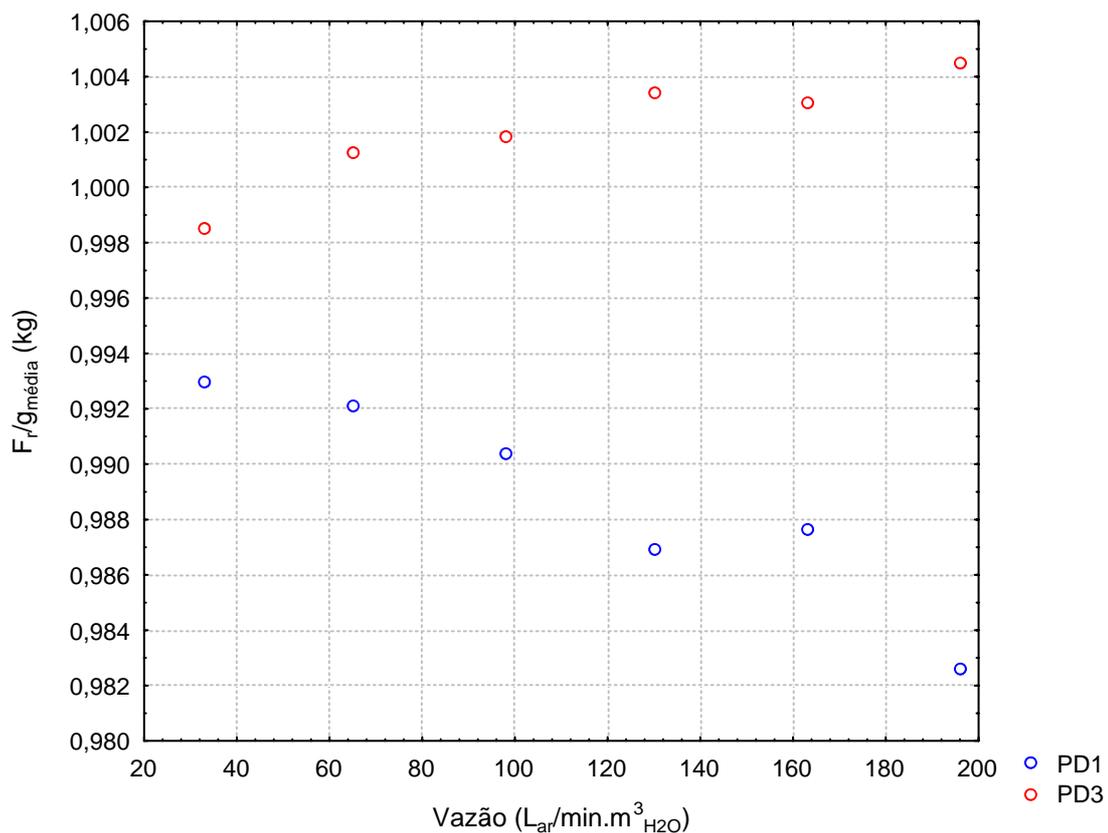


Figura 20: Comportamento da força resultante média em função da agitação promovida.

Também utilizaram-se modelos para correlacionar os dados da média das curvas de força resultante em função do tempo com o coeficiente médio de transferência de calor convectivo. A Figura 21 apresenta o ajuste de um modelo

logarítmico para a posição PD1, por apresentar melhor ajuste. Os ajustes para as demais posições PD encontram-se no Apêndice G. As correlações dos dados para as posições PD1, PD2 e PD3 foram de 96,11%, 59,39% e 97,15%, respectivamente.

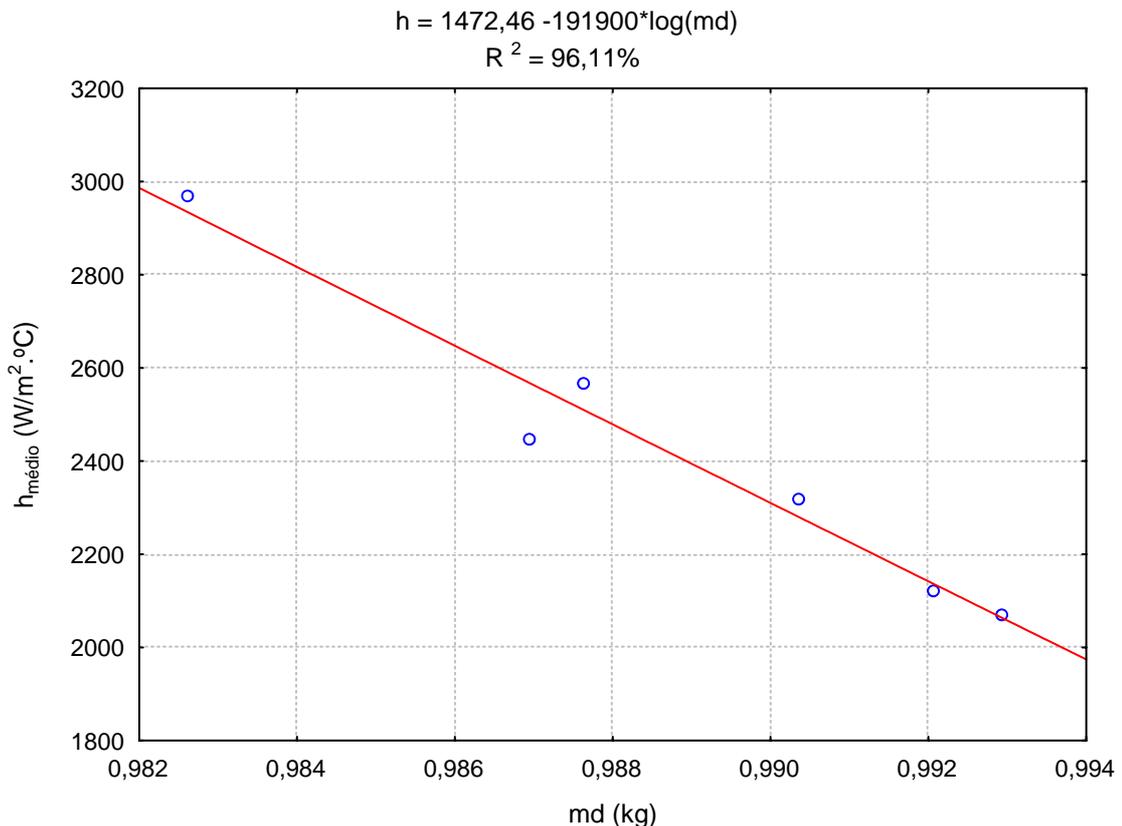


Figura 21: Modelo logarítmico para correlacionar os dados da média da curva de força ao \bar{h} correspondentes a todas as condições de agitação da água estudadas para a posição PD1.

A Figura 22 apresenta o ajuste para os dados da média das curvas de força e de \bar{h} em todas as vazões de ar comprimido e posições estudadas. A correlação dos dados ao modelo logarítmico foi de 49,97%. Este ajuste não se mostrou adequado, pois os valores obtidos das médias das curvas de força em função do tempo se comportam de maneira diferente dependendo da posição em que a esfera se encontra.

Para a posição PD1, por exemplo, quanto maior o nível de agitação, menor será o valor da média das curvas de força resultante, já para PD2 e PD3, quanto maior a agitação, maior será o valor da média dessas curvas. Isto ocorre devido ao movimento da água dentro do tanque, para PD1 as bolhas de ar se chocam

diretamente na esfera provocando uma diminuição da força resultante com o incremento da vazão de ar comprimido, como mencionado anteriormente.

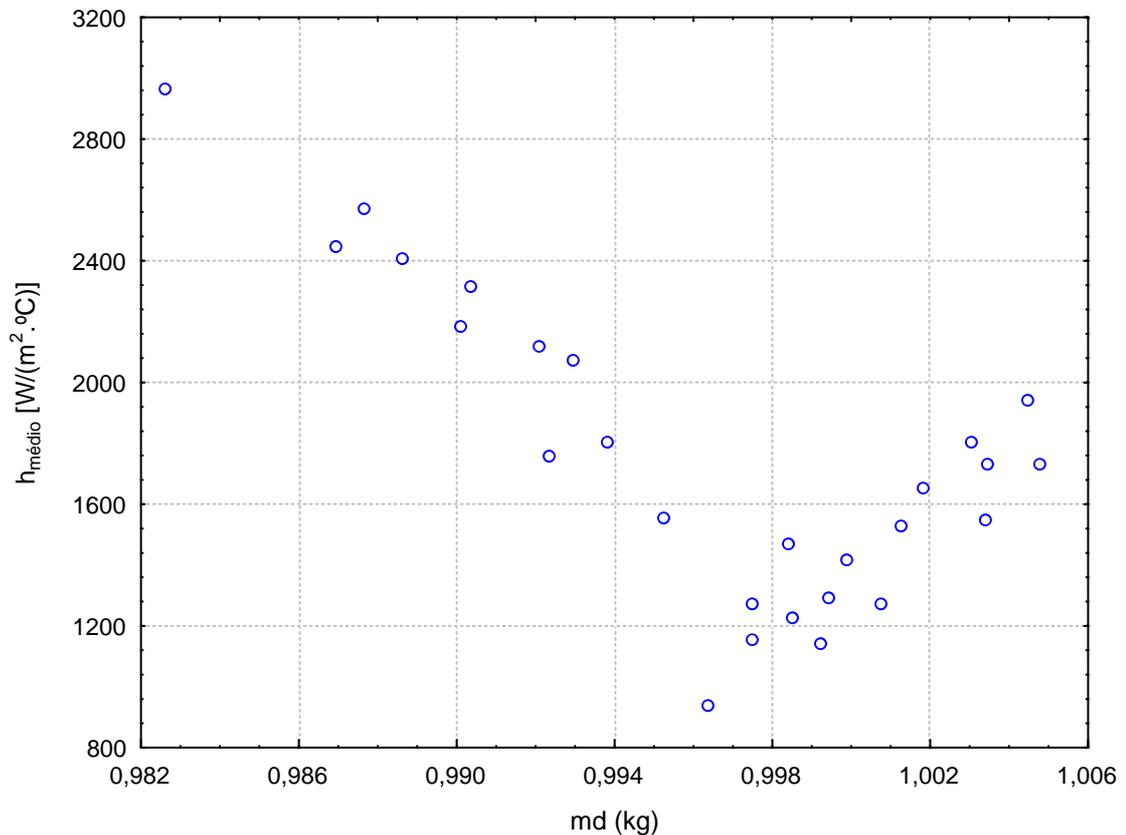


Figura 22: Gráfico de \bar{h} em função dos dados da média da curva de força, para todas as condições estudadas de agitação e posições no tanque.

A tentativa de correlacionar apenas um parâmetro, média, aos resultados de \bar{h} não foi suficiente para generalizar os resultados obtidos. No entanto, como já foi mencionado anteriormente, este método de correlação poderia ser testado em uma indústria para controlar o processo de transferência de calor convectivo, uma vez calibrado o equipamento para uma determinada posição no tanque de imersão.

Outra tentativa foi correlacionar os dados da média e do desvio padrão ao \bar{h} . As Figuras que apresentam o ajuste de um modelo exponencial e logarítmico aos dados obtidos para todas posições e níveis de agitação estudados estão no Apêndice H.

Verificou-se através dos gráficos de superfície de resposta, apresentados no Apêndice H, que se obteve um melhor ajuste quando utilizou-se o modelo exponencial para descrever a dependência do coeficiente médio de transferência de calor convectivo com relação a esses dois parâmetros. Porém, o modelo não descreve de maneira satisfatória as diferentes condições estudadas.

Com base nos resultados apresentados, acredita-se que a melhor alternativa seria utilizar pontos fixos dentro de um tanque de imersão para conseguir obter, através de uma calibração do equipamento de medição de força, uma boa correlação entre os dados de média ou de desvio padrão da curva e do coeficiente convectivo de transferência de calor. Assim, a partir dessa calibração, a indústria poderia controlar de maneira rápida e prática a agitação promovida com a finalidade de melhorar o processo térmico. A calibração deve ser realizada, pois em situações reais não se tem somente um produto a ser resfriado e sim vários alimentos que muitas vezes permanecem aglomerados.

CONCLUSÕES

O processo de resfriamento de alimentos, tais como carcaças de frango, frutas e hortaliças, por imersão sofre influência do nível de agitação do meio de resfriamento (quanto maior a agitação, mais facilmente a temperatura do centro do produto é reduzida) e da posição em que a esfera está posicionada, o que indica que há heterogeneidade da agitação da água no tanque. O incremento da movimentação da água proporciona o aumento do coeficiente convectivo de transferência de calor, ou seja, provoca a redução da resistência convectiva à transferência de calor.

Com base nos resultados apresentados no Capítulo III, percebeu-se que há uma sutil tendência de abrandamento do aumento do coeficiente convectivo médio de transferência de calor com o incremento da velocidade do meio de resfriamento. Isto não pode ser tomado como padrão, pois o número de pontos experimentais analisados foi baixo e quando ajustou-se linearmente os dados obteve-se um coeficiente de correlação mas bastante parecido, porém inferior ao obtido com um ajuste logarítmico. Por este motivo optou-se por utilizar um modelo logarítmico para correlacionar os dados do coeficiente convectivo médio de transferência de calor aos dados da média e do desvio padrão da força resultante que age sobre a esfera.

Comparando os sistemas de resfriamento: sem agitação da água, com recirculação da água do tanque e com recirculação da água junto com a incorporação de ar do próprio ambiente, o último propicia melhores resultados quanto ao processo de troca térmica.

Os métodos utilizados para determinar analiticamente e numericamente os valores médios dos coeficientes convectivos de transferência de calor se mostraram adequados para descrever os perfis temporais da temperatura do centro da esfera, não havendo diferenças entre os diversos valores obtidos para o coeficiente convectivo de transferência de calor.

A utilização de um sistema de medição de força resultante fornece resultados sobre o processo de transferência de calor, porém, a generalização dos resultados é complexa, tendo em vista que o coeficiente convectivo de transferência de calor depende de vários fatores, e, que existe heterogeneidade na agitação da água do tanque de imersão.

Este trabalho contribuiu com conhecimentos em uma área quase que desprovida de informações de domínio científico público. As observações apresentadas sobre a relação que existe entre agitação e coeficiente convectivo de transferência de calor preenchem parte da lacuna sobre resfriamento por imersão. Isto possibilita uma melhor compreensão de questões como a influência de alguns parâmetros de processo, podendo ser útil para melhorias no processo de resfriamento por imersão.

As seguintes propostas ficam como sugestões para trabalhos futuros.

- A investigação das influências da perda de carga ao longo das tubulações de injeção de ar e o posicionamento das mesmas no processo de resfriamento (mapear a agitação no tanque em diversos pontos de forma retangular);
- Analisar diferentes modos de insuflar ar comprimido a fim de tornar mais homogênea a agitação da água;
- Analisar a influência da viscosidade de um fluido colocado dentro de uma esfera oca, no processo de transferência de calor convectivo interno;
- Validação do método utilizando algum alimento, como por exemplo, laranja;
- Desenvolver um programa computacional para prever o tempo de resfriamento em função dos resultados de medição da força resultante;
- Desenvolver um dispositivo calibrado para ser utilizado em situações industriais como, por exemplo, *hidrocoolers* para resfriamento de frutas com o objetivo de monitorar pontualmente a força e obter como resposta a evolução temporal do coeficiente convectivo de transferência de calor.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. ALMEIDA, G. V. B. A CEAGESP na produção integrada de frutas. **Agroanalysis**, Rio de Janeiro, v. 24, n. 9, p. E-8 , setembro. 2004.
2. AMENDOLA, M.; TERUEL, B. Uso de um esquema implícito e de splines para a simulação numérica do processo de resfriamento de frutas esféricas. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**, v. 9, n. 1, p. 78-82, jan./mar. 2005.
3. ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE PRODUTORES E EXPORTADORES DE FRANGOS. Disponível em <www.abef.com.br>. Acesso em: 4 de janeiro de 2007.
4. BRASIL. SEAGRI – SECRETARIA DA AGRICULTURA, IRRIGAÇÃO E REFORMA AGRÁRIA. **Desperdício fatal**. Disponível em <www.seagri.ba.gov.br>. Acesso em: 4 de janeiro de 2007.
5. CARCIOFI, B. A. M. **Estudo do Resfriamento de Carcaças de Frango em Chiller de Imersão em Água**. 2005. 81f - Dissertação (Mestrado em Engenharia de Alimentos) – Departamento de Engenharia Química e de Engenharia de Alimentos, UFSC, Florianópolis, 2005.
6. COSTA, E. C. **Refrigeração**. 3. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 1982. 322 p.
7. DINÇER, I. (1997). **“Heat Transfer in Food Cooling Applications”**. Washington: Ed. Taylor & Francis, 399 p.
8. FRIGOMAQ-FRIGO INDUSTRIAL LTDA. Disponível em <www.frigomaq.com.br>. Acesso em: janeiro de 2007.

9. GLOBAL 21. **Panorama Internacional**. Disponível em <www.global21.com.br>. Acesso em: 4 de janeiro de 2007.
10. INCROPERA, F. P., DEWITT, D. P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 4. ed. Rio de Janeiro: LTC, 1998. 494 p.
11. KETTERINGHAM, L.; JAMES, S. Immersion chilling of trays of cooked products. **Journal of Food Engineering**, v. 40, p. 259-267. 1999.
12. KREITH, F. **Princípios da Transmissão de Calor**. Tradução da 3ª ed. Americana: Eitaro Yamane, Otávio de Mattos Silveiras, Virgílio Rodrigues Lopes de Oliveira. São Paulo: Edgard Blücher, 1977. 550 p.
13. LUCAS, T.; RAOULT-WACK. A. L. Immersion chilling and freezing in aqueous refrigerating media: review and future trends. **International Journal of Refrigeration**, v. 21, n. 6, p. 419-429. 1998.
14. NEVES FILHO, L.C. Resfriamento rápido de frutas e hortaliças. **Revista Frutas & Legumes**, p. 14-20, jan/fev. 2002.
15. SILVA, J. A. **Tópicos da tecnologia de alimentos**. São Paulo: Livraria Varela, 2000. p. 147-153.
16. TANABE, C. S.; CORTEZ, L. A. B. Perspectivas da cadeia do frio para frutas e hortaliças no Brasil. **Feira e Congresso de Ar Condicionado, Refrigeração, Aquecimento e Ventilação do Mercosul**, 1998.
17. TERUEL, B.; CORTEZ, L.; LIMA, A. Transferência de calor durante o resfriamento de frutas com ar forçado e com água. **Brazilian Journal of Food Technology**, v. 5, p. 131-138. 2002.
18. TERUEL, B.; CORTEZ, L.; NEVES FILHO, L. Estudo comparativo do resfriamento de laranja valência, em três sistemas de resfriamento. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**, Campina Grande, v.5, n.3, p. 481-486. 2001.

19. TERUEL, B.; CORTEZ, L.; NEVES FILHO, L. Estudo comparativo do resfriamento de laranja valência com ar forçado e com água. **Ciência e Tecnologia de Alimentos**, Campinas, v.23, n.2, p. 174-178, maio/ago. 2003.
20. TERUEL, B.; KIECKBUSCH, T.; CORTEZ, L. Cooling parameters for fruits and vegetables of different sizes in a hydrocooling system. **Scientia Agricola**, Piracicaba, v. 61, n 6, p. 655-658, nov./dez. 2004.
21. TODA FRUTA. **Manejo pós-colheita de pêssegos**. Disponível em <www.todafruta.com.br>. Acesso em: 25 de novembro de 2005.
22. VISSOTTO, F.Z.; KIECKBUSCH, T.G.; NEVES FILHO, L.C. Pré-resfriamento de produtos-modelo utilizando ar-forçado. **Brazilian Journal of Food Technology**, v. 3, p. 1-10. 2000.
23. WANG, L.; SUN, D.W. Evaluation of performance of slow air, air blast and water immersion cooling methods in the cooked meat industry by the finite element method. **Journal of Food Engineering**, v. 51, p. 329-340. 2002.

Apêndice A

A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	
1	Tempo(s)	Ar (°C)	Água (°C)	ΔT	θ_0 experimental	F_0	ζ_1	C_1	θ_0 analítico	ERRO	$T_{calculada}$	Bi	h
2	0	41,8	1	40,8	1	0	1,1450475	1,138806		0,2310858		0,480737	2191,05
3	1	41,2	1	40,2	0,985275	0,035910							2191,05
4	2	40,4	1	39,4	0,965641	0,071820							2079,09
5	3	39,4	1	38,4	0,941098	0,107729							2093,95
6	4	38,2	1	37,2	0,911648	0,143639							
7	5	36,9	1,1	35,8	0,879743	0,179549						Média	2121,37
8	6	35,5	1,1	34,4	0,845383	0,215459						DesvPad	60,8055
9	7	34,2	1,1	33,1	0,813478	0,251368			0,819061	0,005583	34,427474		
10	8	32,8	1,1	31,7	0,779119	0,287278			0,781391	0,002272	32,892588		
11	9	31,5	1,1	30,4	0,747214	0,323188			0,745454	0,001760	31,428294		
12	10	30,3	1,1	29,2	0,717763	0,359098			0,711170	0,006593	30,031345		
13	11	29	1,1	27,9	0,685858	0,395007			0,678462	0,007396	28,698644		
14	12	27,8	1,1	26,7	0,658407	0,430917			0,647259	0,009149	27,427235		
15	13	26,6	1	25,6	0,628956	0,466827			0,617490	0,009466	26,214300		
16	14	25,5	0,9	24,6	0,599960	0,502737			0,589091	0,010869	25,057149		
17	15	24,5	1	23,5	0,575417	0,538646			0,561998	0,013419	23,953217		
18	16	23,1	1	22,1	0,541058	0,574556			0,536151	0,004907	22,900057		
19	17	22,1	1	21,1	0,516516	0,610466			0,511493	0,005023	21,895332		
20	18	20,4	1,1	19,3	0,474794	0,646376			0,487969	0,013175	20,936817		
21	19	19,5	1,1	18,4	0,452706	0,682286			0,465526	0,012821	20,022384		
22	20	18,7	1,1	17,6	0,433072	0,718195			0,444116	0,011044	19,150008		
23	21	18	1,1	16,9	0,415892	0,754105			0,423691	0,007798	18,317753		
24	22	17,2	1,1	16,1	0,396258	0,790015			0,404204	0,007946	17,523775		
25	23	16,4	1,1	15,3	0,376624	0,825925			0,385615	0,008990	16,766313		
26	24	15,6	1,1	14,5	0,356991	0,861834			0,367880	0,010889	16,043688		
27	25	15,1	1,1	14	0,344719	0,897744			0,350960	0,006241	15,354297		
28	26	14,5	1,1	13,4	0,329994	0,933654			0,334819	0,004825	14,696612		
29	27	13,9	1,1	12,8	0,315269	0,969564			0,319421	0,004152	14,069175		
30	28	13,2	1,1	12,2	0,300542	1,005472			0,304720	0,004107	13,470504		

Figura A-1: Planilha utilizada para determinar o coeficiente médio de transferência de calor convectivo através do método analítico.

Apêndice B

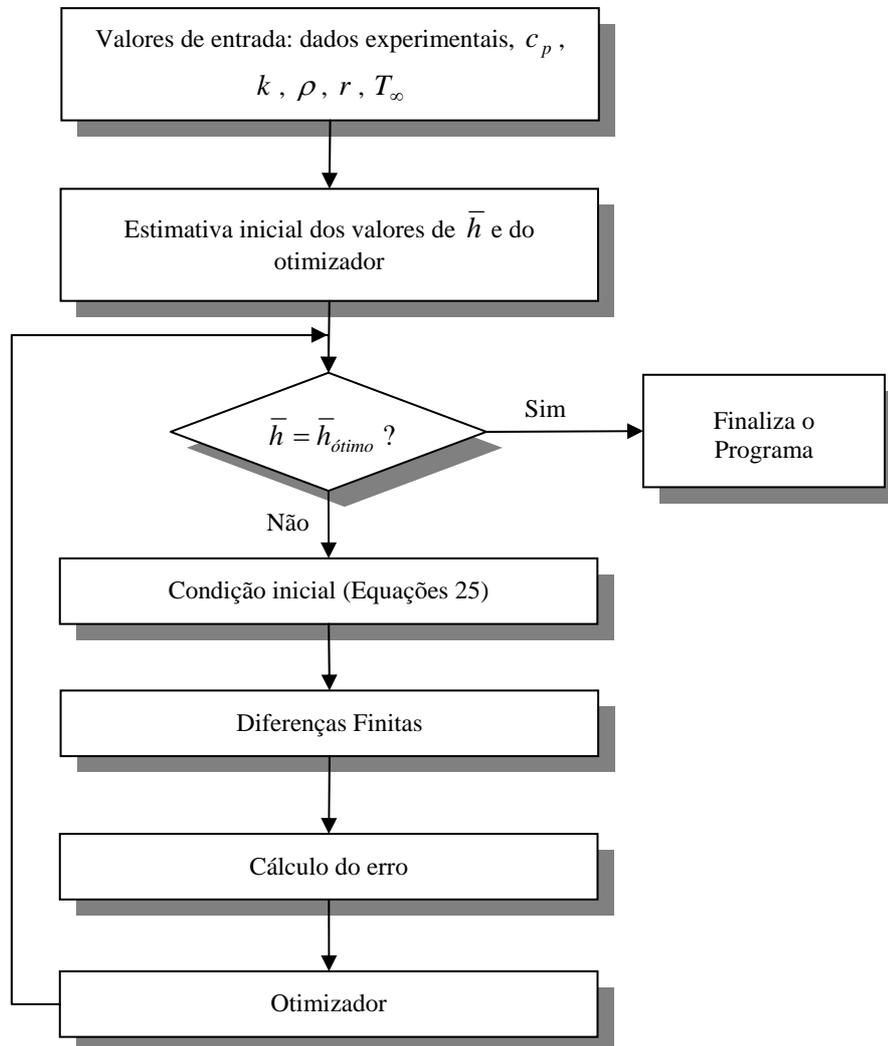


Figura B-1: Diagrama de blocos representativo do algoritmo para o programa computacional desenvolvido.

Apêndice C



Figura C-1: Planilha utilizada para estimar a velocidade média da água ao redor da esfera.

Apêndice D

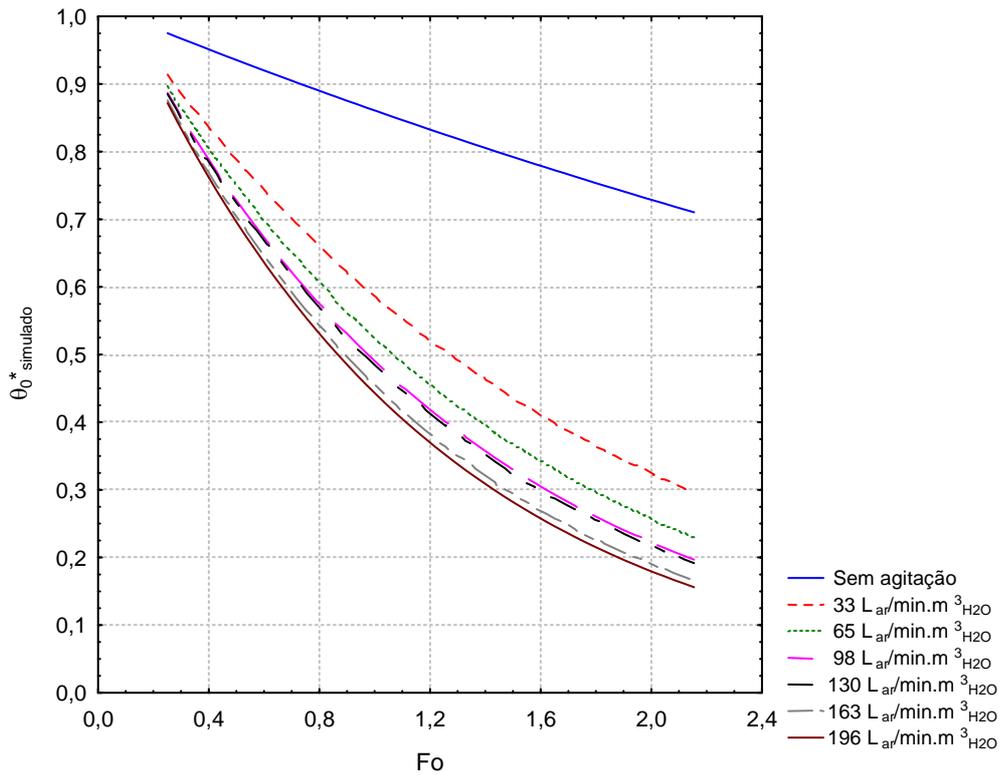


Figura D-1: Evolução da temperatura adimensional do centro da esfera em função do tempo adimensional para a posição PD2, em diferentes vazões de ar comprimido.

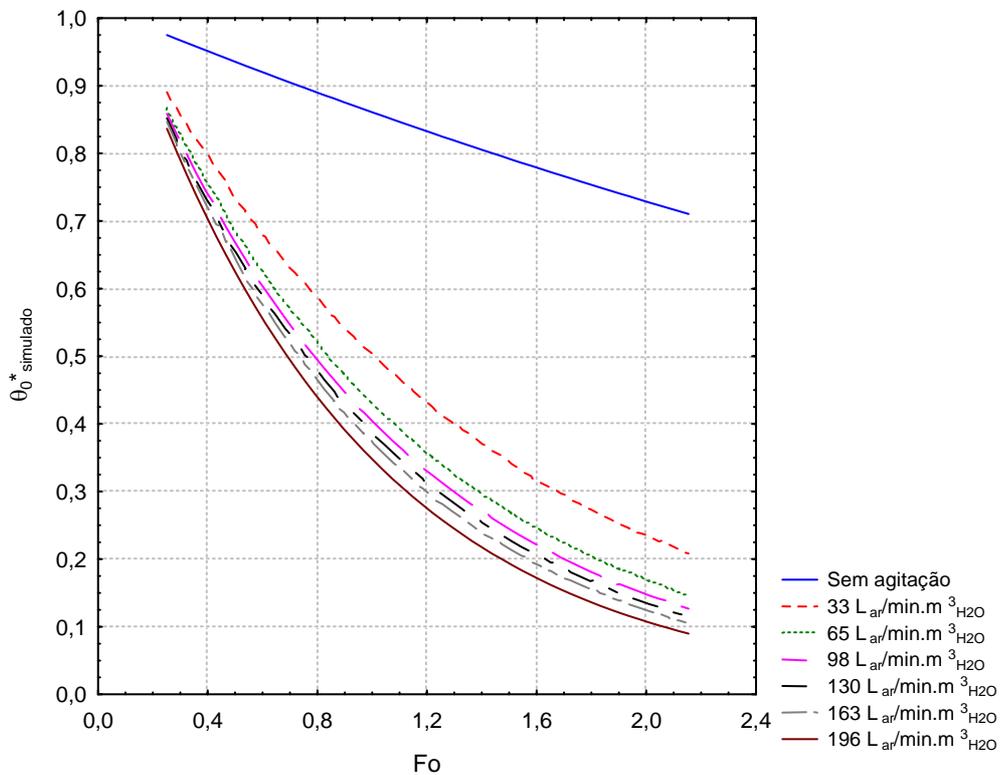


Figura D-2: Evolução da temperatura adimensional do centro da esfera em função do tempo adimensional para a posição PD3, em diferentes vazões de ar comprimido.

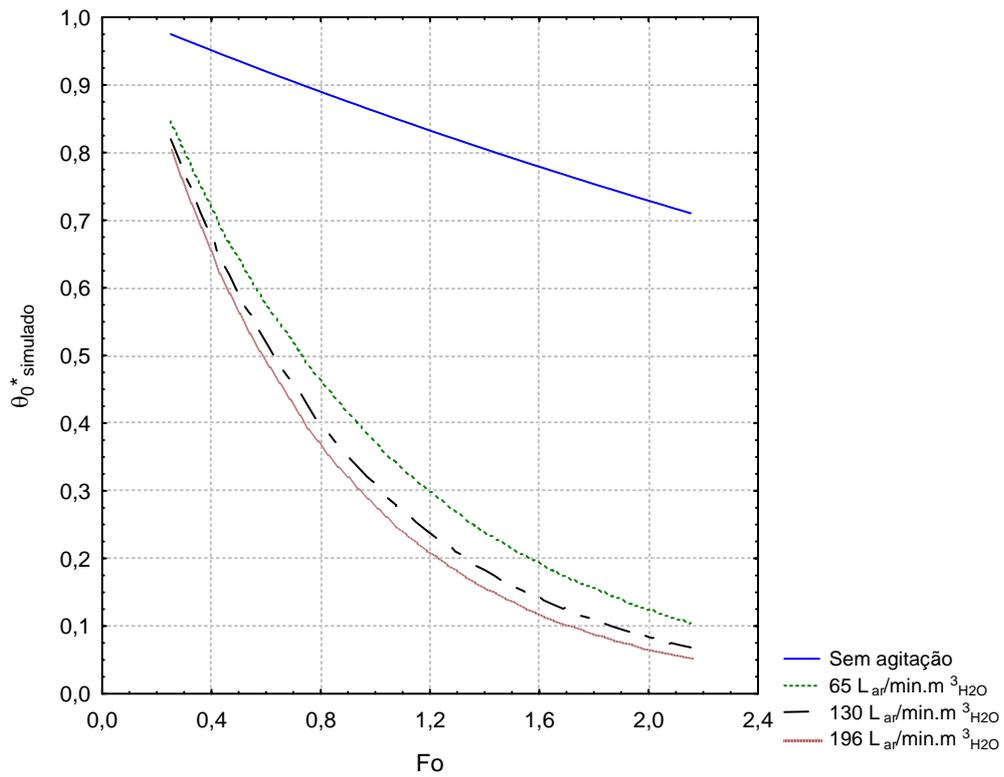


Figura D-3: Evolução da temperatura adimensional do centro da esfera em função do tempo adimensional para a posição PE1, em diferentes vazões de ar comprimido.

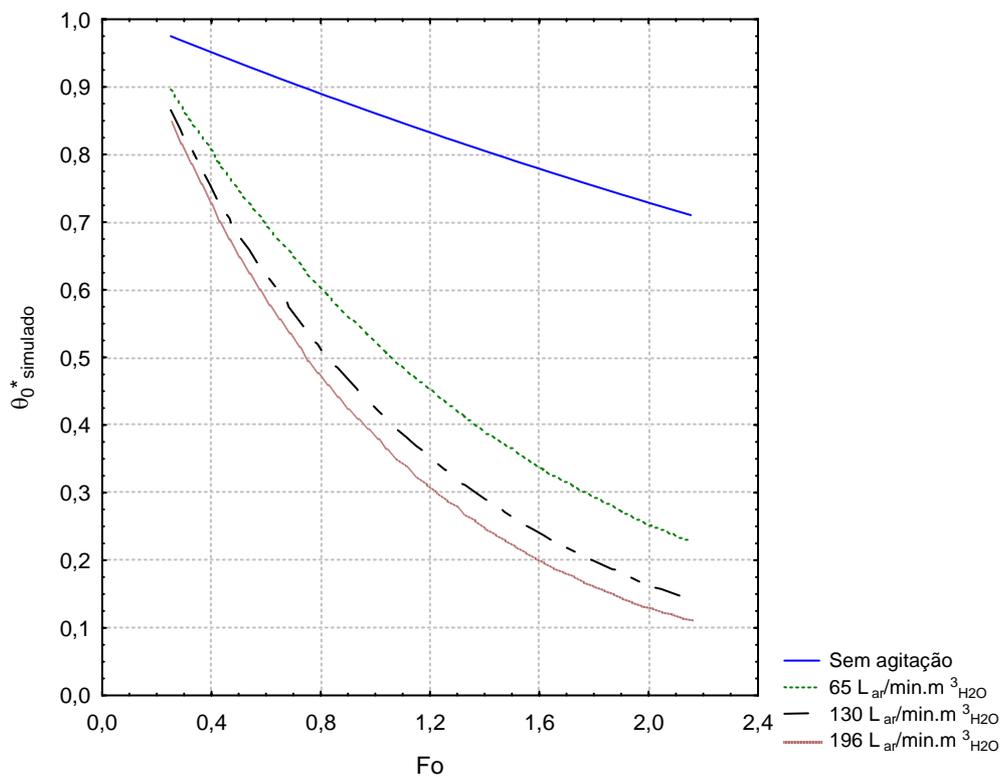


Figura D-4: Evolução da temperatura adimensional do centro da esfera em função do tempo adimensional para a posição PE2, em diferentes vazões de ar comprimido.

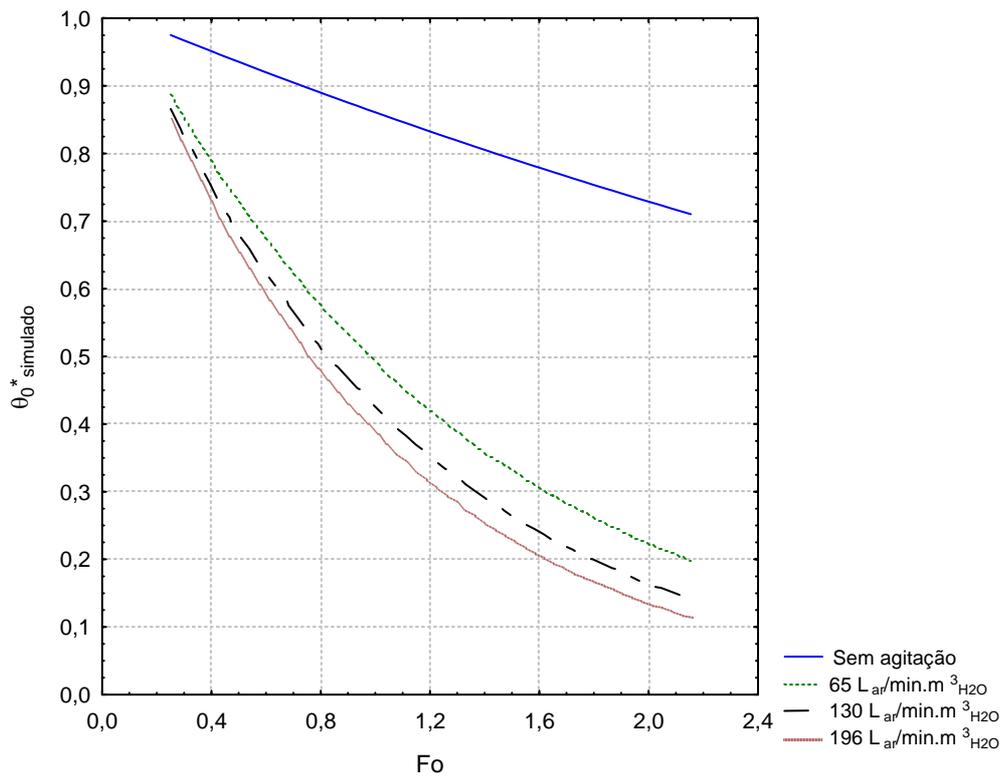


Figura D-5: Evolução da temperatura adimensional do centro da esfera em função do tempo adimensional para a posição PE3, em diferentes vazões de ar comprimido.

Apêndice E

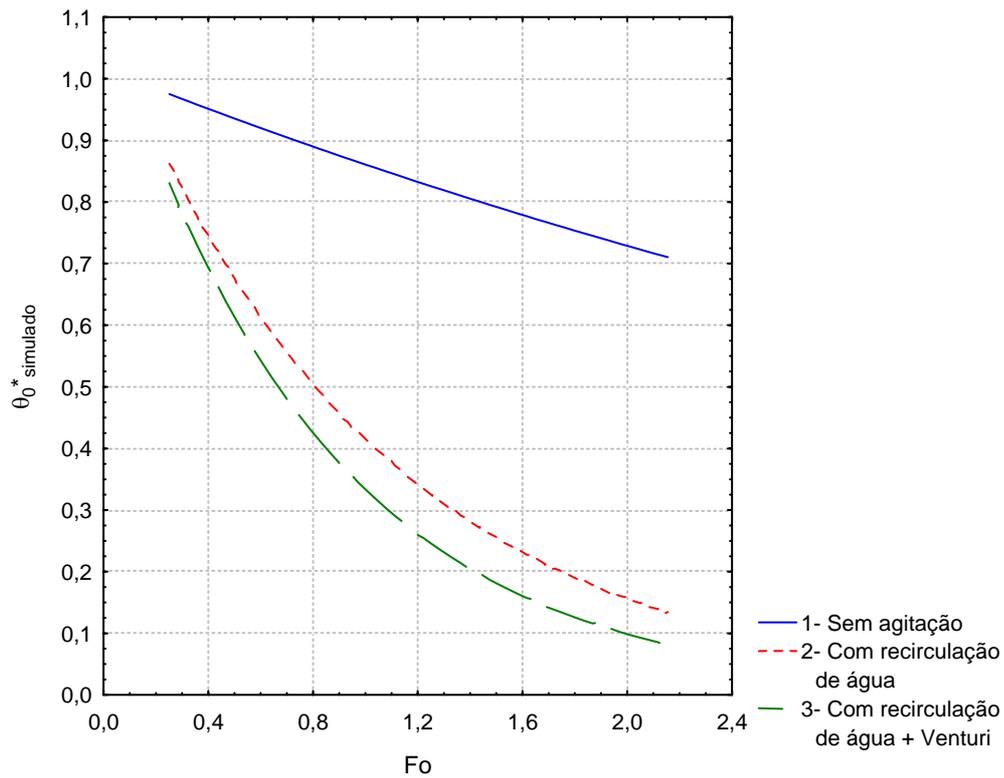


Figura E-1: Evolução da temperatura adimensional do centro da esfera em função do tempo adimensional para a posição PD2, em diferentes modos de agitação da água.

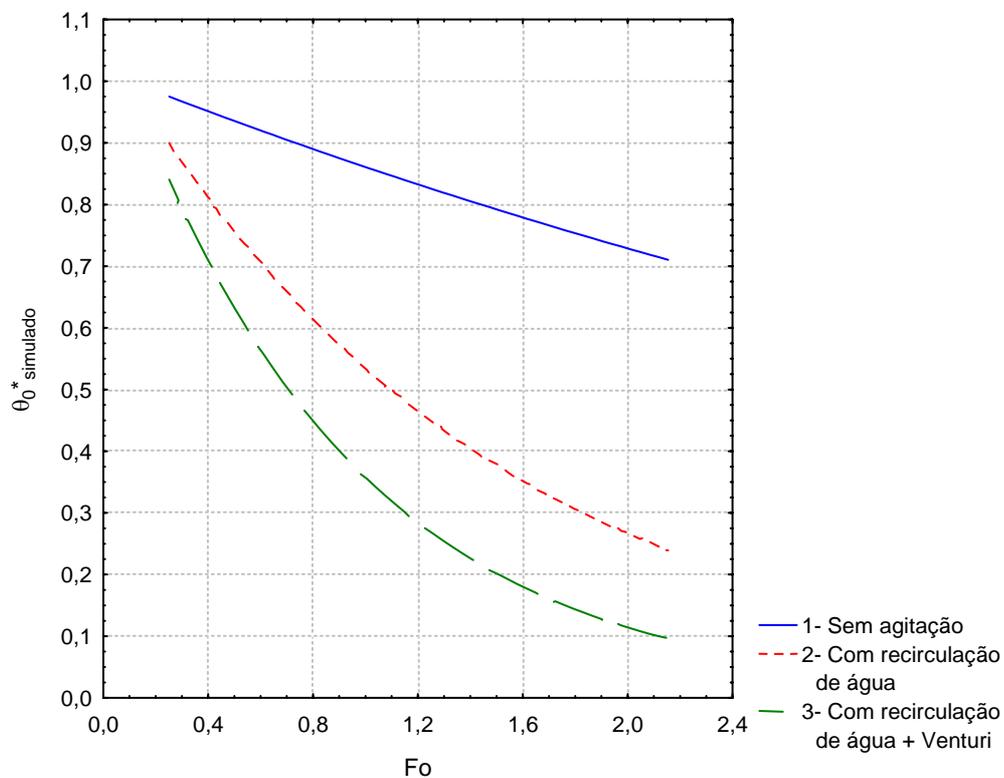


Figura E-2: Evolução da temperatura adimensional do centro da esfera em função do tempo adimensional para a posição PD3, em diferentes modos de agitação da água.

Apêndice F

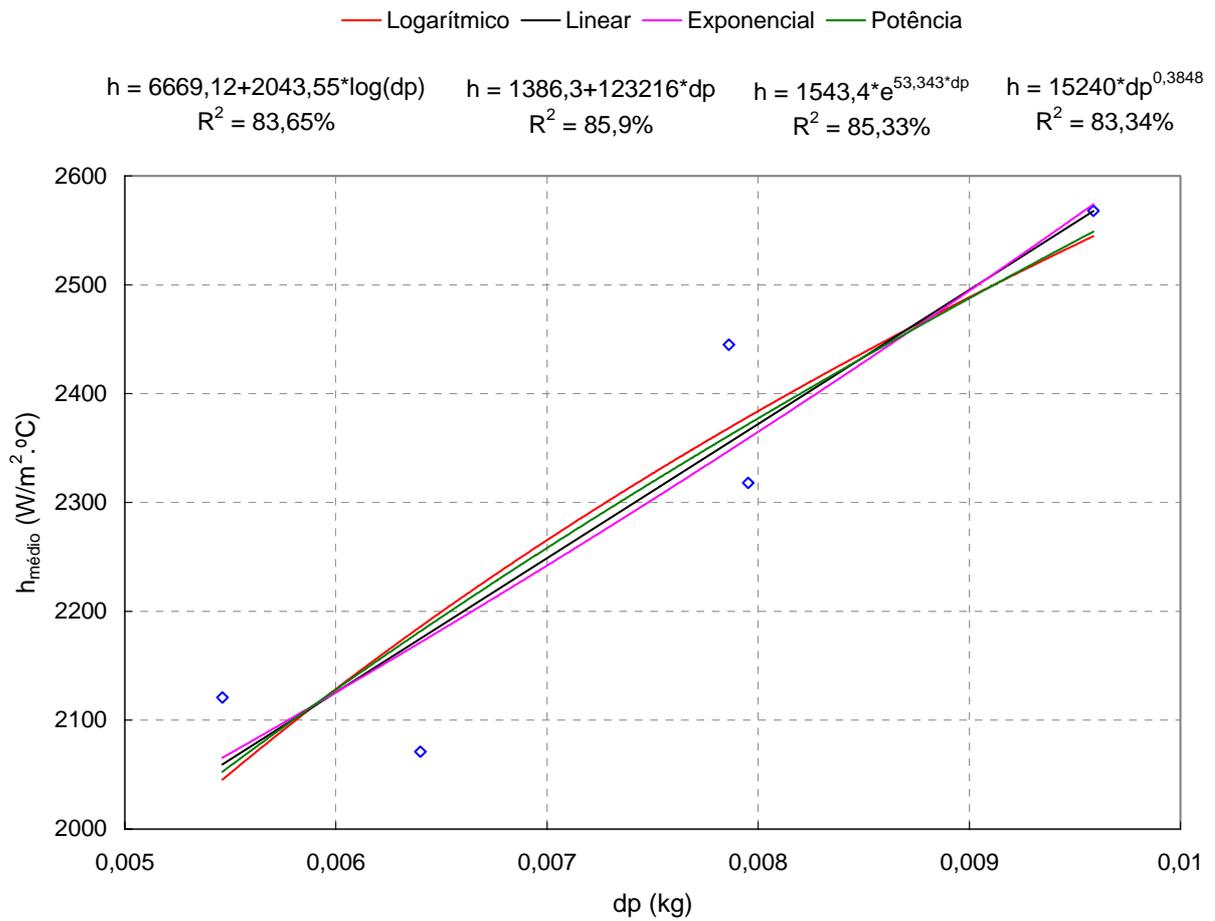


Figura F-1: Modelos logarítmico, linear, exponencial e potência para correlacionar os dados de desvio padrão da curva de força ao \bar{h} correspondentes a todas as condições de agitação da água estudadas para a posição PD1.

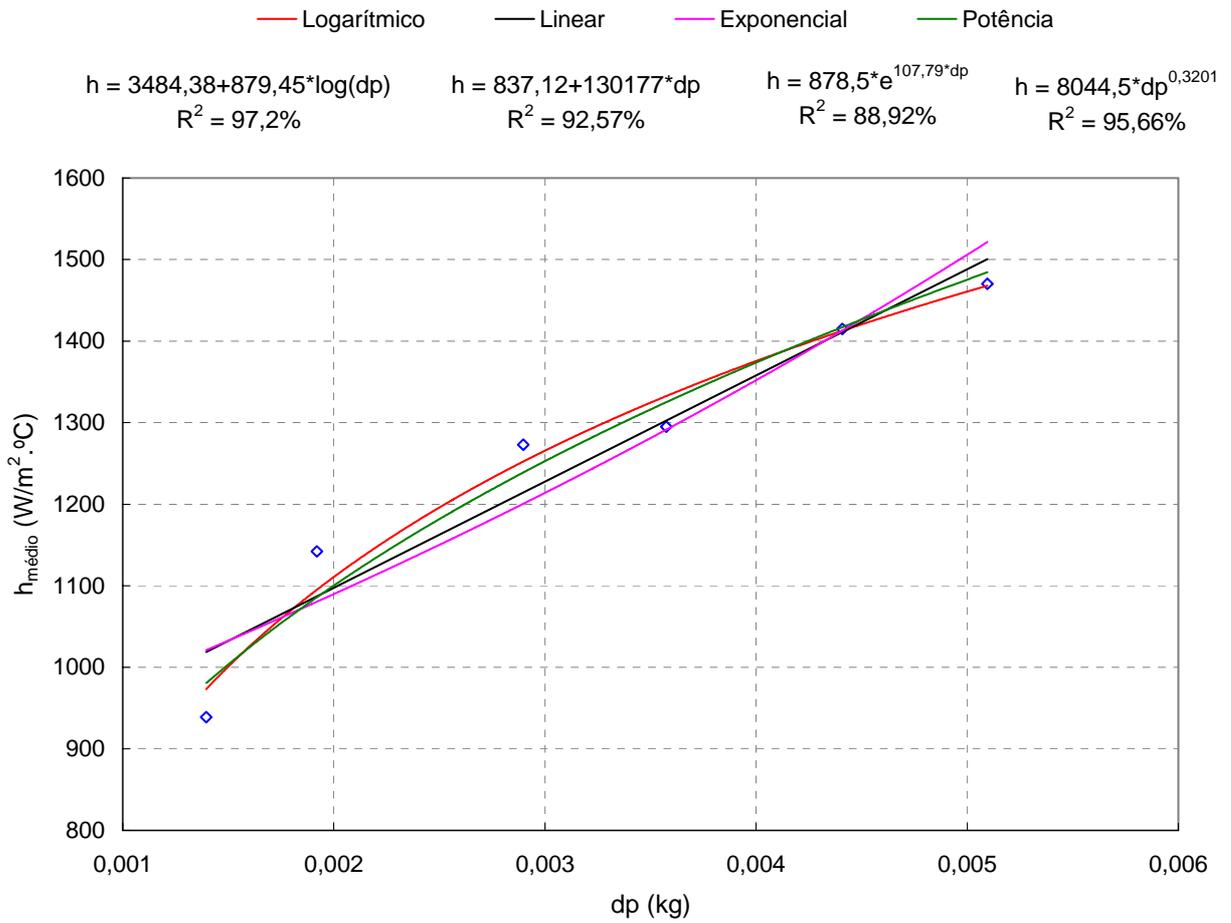


Figura F-2: Modelos logarítmico, linear, exponencial e potência para correlacionar os dados de desvio padrão da curva de força ao \bar{h} correspondentes a todas as condições de agitação da água estudadas para a posição PD2.

Apêndice G

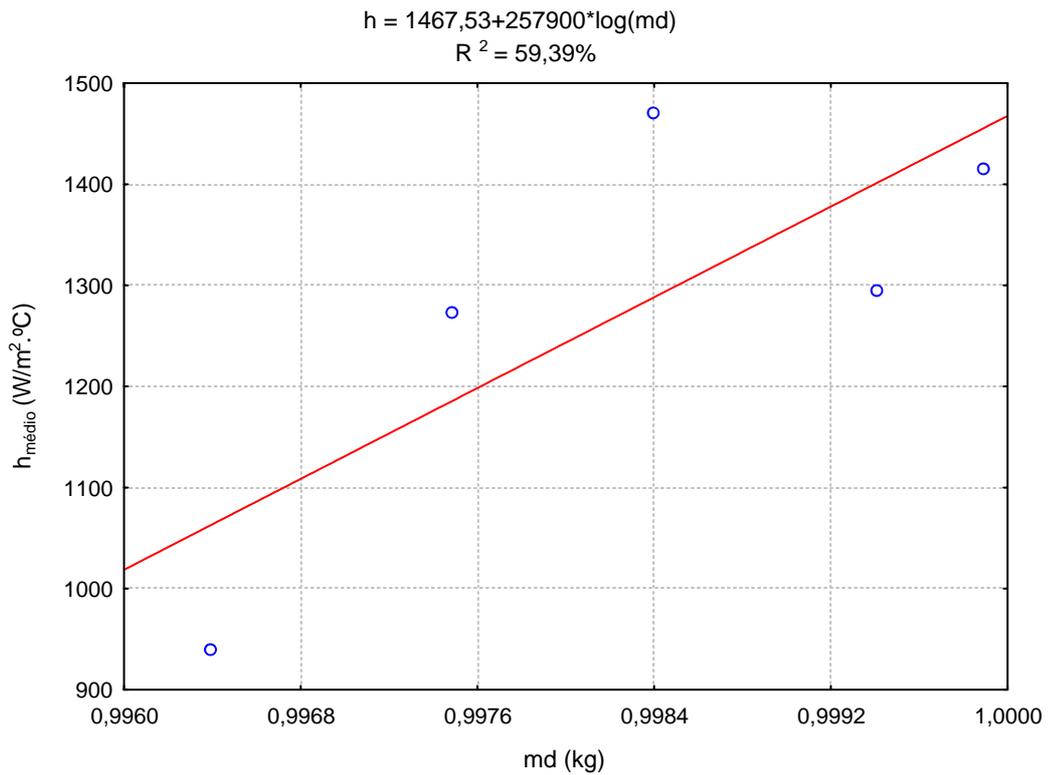


Figura G-1: Modelo logarítmico para correlacionar os dados da média da curva de força ao \bar{h} , para todas as condições de agitação da água estudadas para a posição PD2.

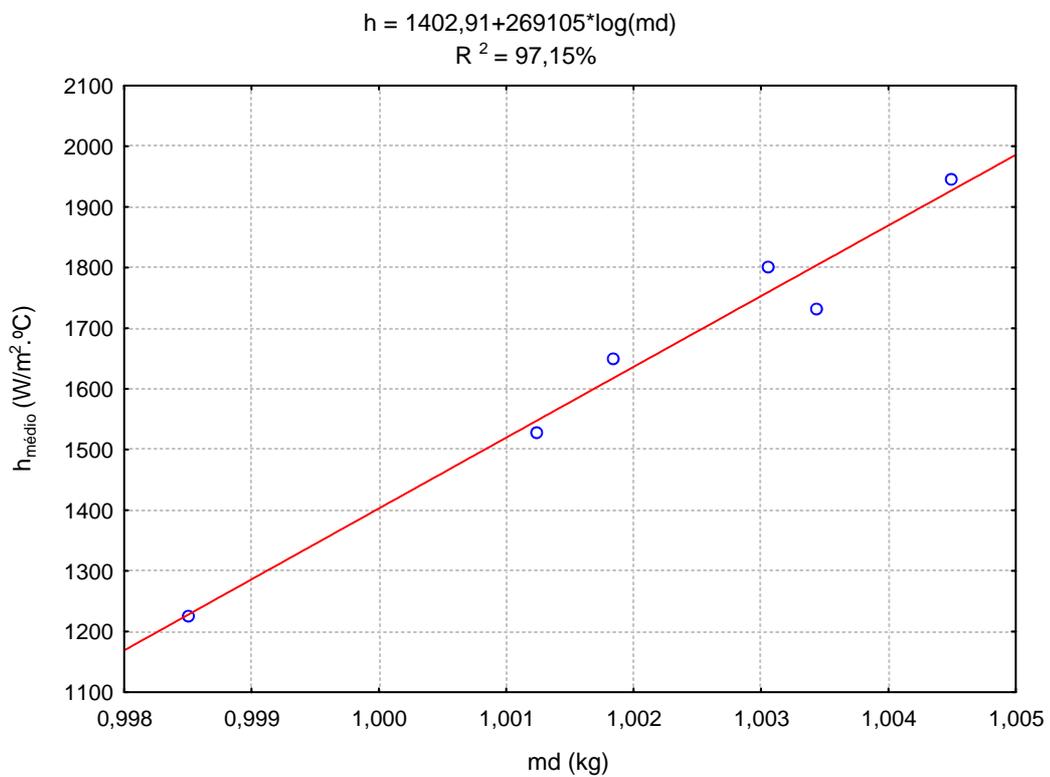


Figura G-2: Modelo logarítmico para correlacionar os dados da média da curva de força ao \bar{h} , para todas as condições de agitação da água estudadas para a posição PD3.

Apêndice H

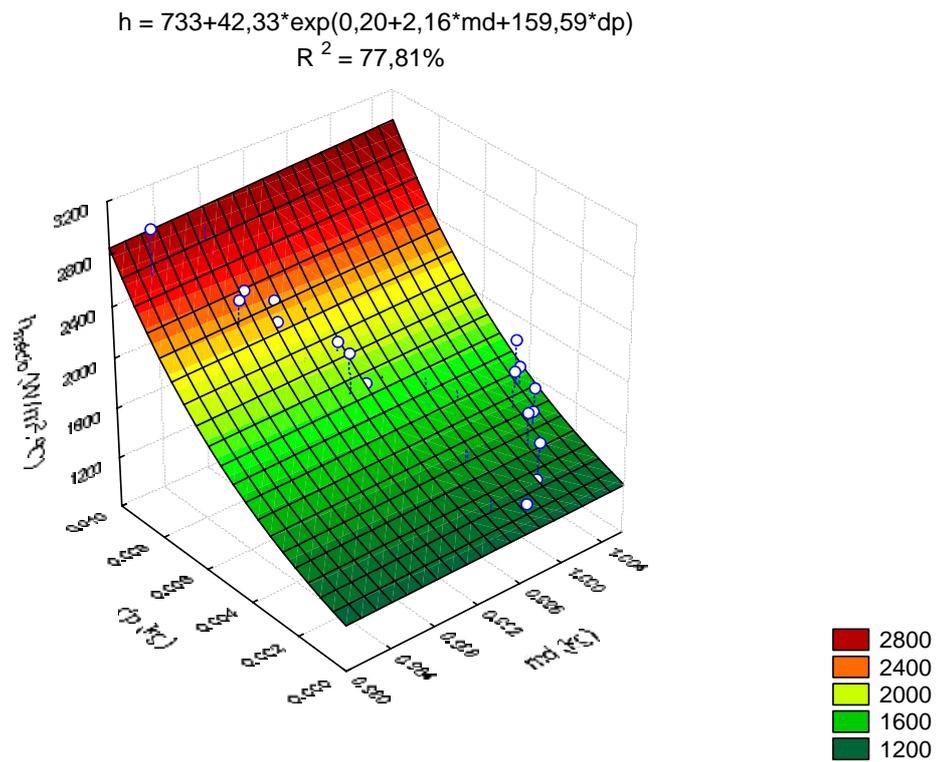


Figura H-1: Ajuste exponencial dos dados correspondentes a todas as condições de agitação da água e posições estudadas da esfera no tanque.

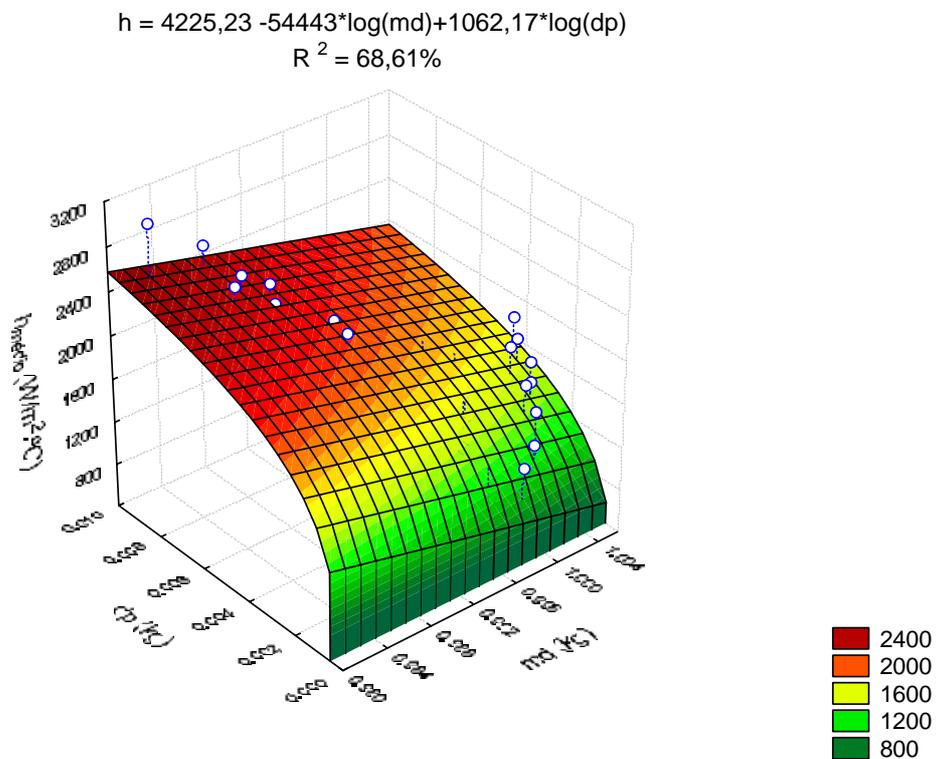


Figura H-2: Ajuste logarítmico dos dados correspondentes a todas as condições de agitação da água e posições estudadas da esfera no tanque.