



UNICAMP

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL
SEÇÃO CIRCULANTE

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA DE ALIMENTOS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE ALIMENTOS**

ANÁLISE DO PROCESSO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR PARA O CONGELAMENTO DE POLPAS DE FRUTAS EM CAIXAS COMERCIAIS

JAIME VILELA DE RESENDE

Engenheiro Químico (UFMG)

Mestre em Ciência dos Alimentos (UFLA)

PROF. DR. VIVALDO SILVEIRA JUNIOR

Orientador (FEA/DEA/UNICAMP)

PARECER

Este exemplar corresponde à redação final da tese defendida por Jaime Vilela de Resende, aprovada pela Comissão Julgadora em 08 de fevereiro de 2001.

Campinas, 08 de fevereiro de 2001


Prof. Dr. Vivaldo Silveira Júnior
Presidente da Banca

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

Campinas, janeiro de 2001



UNIDADE	B.2
N.º CHAMADA:	T/ UNICAMP
	R311a
V.	Ex.
TOMBO BC/	44098
PROC.	10-392/07
C	<input type="checkbox"/>
D	<input checked="" type="checkbox"/>
PREÇO	R\$ 11,00
DATA	25/04/07
N.º CPD	

CM-00154667-6

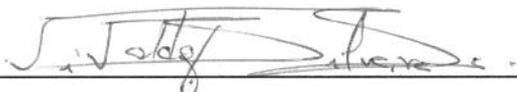
FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA F.E.A. - UNICAMP

R311a Resende, Jaime Vilela de.
Análise do processo de transferência de calor para o congelamento de polpas de frutas em caixas comerciais / Jaime Vilela de Resende. – Campinas, SP: [s.n.], 2001.

Orientador: Vivaldo Silveira Júnior
Tese (doutorado) – Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia de Alimentos.

1. Alimentos congelados. 2. Calor-transmissão. 3. Frutas-industria. I. Resende, Jaime Vilela de. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia de Alimentos. III. Título.

BANCA EXAMINADORA



PROF.DR. VIVALDO SILVEIRA JR

Orientador - (FEA/DEA/UNICAMP)



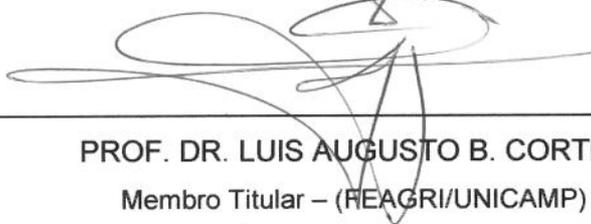
PROF. DR. CARLOS ALBERTO GASPARETTO

Membro Titular – (FEA/DEA/UNICAMP)



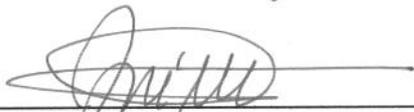
PROF.ª DR.ª FLORÊNCIA CECÍLIA MENEGALLI

Membro Titular – (FEA/DEA/UNICAMP)



PROF. DR. LUIS AUGUSTO B. CORTEZ

Membro Titular – (FEAGRI/UNICAMP)



PROF. DR. JOSÉ MARIA SAIZ JABARDO

Membro Titular – (EESC/USP)

PROF. DR. PAULO A. MARTINS LEAL

Membro Suplente – (FEAGRI/ UNICAMP)

PROF. DR. THEO GUENTER KIECKBUSH

Membro Suplente – (DTF/FEQ/UNICAMP)

Campinas, ___ de _____ de 2001.

*Em especial,
aos meus pais,
Sebastião e Nirce,
pelo amor,
carinho e incentivos
à minha formação...*

Dedico.

*Dedico,
aos meus irmãos
João Edson (In Memoriam),
José Geraldo, Janot e Cássia,
à Mônica, minha noiva,
minhas sobrinhas Isabelle,
Carol, Vanessa, Aline,
Patrícia, Nicole, Mariane,
Danielle e Marcos,
pela solidariedade,
carinho, compreensão
e contribuição inestimável.*

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL
SEÇÃO CIRCULANTE

Ao Professor

Dr. Vivaldo Silveira Junior,

pela valiosa orientação,

confiança, amizade

e exemplo profissional.

Agradeço.

AGRADECIMENTOS

Em especial, ao Professor Lincoln de Camargo Neves Filho, pela amizade, sugestões, e constante apoio em todas as etapas do desenvolvimento deste trabalho.

Aos meus amigos Carlos Antônio Parreira e Izaías de Brito Cunha, os irmãos gêmeos Carlão e Zazá, por toda ajuda, amizade e companheirismo.

Ao amigo Edílson José Maia Coelho, meu outro irmão que reencontrei em Campinas.

Aos amigos Tânia, Antônio, Ranieri, Josivanda, Luiza, Edson, Silmara, Henelyta, Denise, Rose, Kity e Lia, pela amizade e convivência.

Aos amigos dos Laboratórios de Refrigeração e Instrumentação e Controle, Elisa, Amorim, André, Ana Maria, Isabel, Rogério, Flávio e Mauro, por tudo durante a execução deste trabalho.

Aos membros da banca examinadora, pelas contribuições e sugestões apresentadas para a redação da tese final.

À Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia de Alimentos pela oportunidade.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico – CNPq pelo apoio financeiro.

A todos que diretamente ou indiretamente ajudaram na elaboração deste trabalho.

ÍNDICE GERAL.....	XI
ÍNDICE DE FIGURAS	XVIII
ÍNDICE DE TABELAS.....	XXIX
NOMENCLATURA	XXXV
RESUMO.....	XLIII
SUMMARY	XLVII

ÍNDICE GERAL

INTRODUÇÃO GERAL.....	1
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	5
OBJETIVOS.....	7
CAPÍTULO I. MONTAGEM DAS INSTALAÇÕES.....	9
I.1. TÚNEL DE CONGELAMENTO COM FLUXO DE AR HORIZONTAL.....	9
I.1.1. INTRODUÇÃO.....	9
I.1.1.1. Dutos, difusores e conexões para o retorno do ar.....	11
I.1.1.2. Montagem da câmara horizontal de congelamento.....	12
I.1.1.3 - Isolamento térmico do sistema.....	13
I.1.1.4. Revestimento externo.....	16
I.1.1.5. Instalação de acessórios.....	17
I.1.1.6. Sistema de refrigeração.....	18
I.1.1.7. Ensaios de desempenho.....	20
I.2. CÂMARA PARA ESTABILIZAÇÃO E HOMOGENEIZAÇÃO DA TEMPERATURA INICIAL DO PRODUTO.....	21
I.3. AQUISIÇÃO DE DADOS.....	23
I.4. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	27
 CAPÍTULO II. PROPRIEDADES TÉRMICAS DE MODELOS ALIMENTÍCIOS.....	29
RESUMO	29
SUMMARY	31
II.1. INTRODUÇÃO.....	33
II.2. REVISÃO DA LITERATURA.....	35
II.2.1. Propriedades térmicas de modelos alimentares.....	35
II.2.2. Equações para estimativas das propriedades termofísicas durante o congelamento de alimentos.....	35
II.2.2.1. Fração de gelo.....	36
II.2.2.2. Calor específico.....	37

II.2.2.3. Entalpia.....	39
II.2.2.4. Ponto de início de congelamento.....	41
II.2.2.5. Condutividade térmica.....	41
II.2.2.6. Densidade.....	43
II.2.3. Modelos matemáticos para a condutividade térmica efetiva de soluções modelos alimentares.....	44
II.2.3.1. Modelos estruturais para a condução de calor.....	44
II.3. MATERIAL E MÉTODOS.....	47
II.3.1. Preparo das amostras.....	47
II.3.2. Montagem experimental.....	47
II.3.3. Predição da condutividade térmica efetiva a partir do ponto de congelamento inicial do modelo alimentar.....	50
II.4. RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	53
II.4.1. Condutividade térmica.....	53
II.4.2. Entalpia específica e calor específico.....	60
II.4.3. Densidade.....	63
II.4.4. Propriedades térmicas em função da temperatura de resfriamento.....	64
II.5. CONCLUSÕES.....	65
II.6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	67
CAPÍTULO III. PERFIL DO ESCOAMENTO DO AR NA CÂMARA DE CONGELAMENTO.....	69
RESUMO	69
SUMMARY	70
III.1. INTRODUÇÃO.....	71
III.2. REVISÃO DA LITERATURA.....	73
III.2.1. Instrumentos de medição da velocidade do ar.....	73
III.2.2. Fontes de erros na medida da velocidade do ar.....	74
III.2.3. Efeitos das variações das condições do ambiente sobre a calibração.....	75
III.2.4. Teoria da anemometria térmica com temperatura constante.....	75
III.2.5. Métodos de medição e visualização do fluxo de ar na instalação.....	77
III.3. MATERIAL E MÉTODOS.....	79
III.3.1. Localização dos pontos de medidas da velocidade do ar na câmara de congelamento.....	79
III.3.2. Procedimento experimental.....	80
III.3.3. Medidas da velocidade do ar.....	80
III.3.4. Correção das leituras da velocidade do ar para baixas temperaturas.....	81
III.3.5. Análises das velocidades do ar na seção da câmara de congelamento.....	83
III.3.6. Avaliação da vazão de ar na câmara de congelamento.....	84
III.4. RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	85
III.4.1. Correção da velocidade do ar.....	85
III.4.2. Velocidade do ar na câmara de congelamento.....	86
III.4.3. Cálculo da vazão de ar na seção de entrada da câmara de congelamento	97

III.4.4. Efeito da quantidade de produto sobre a vazão de ar na câmara de congelamento.....	100
III.5. CONCLUSÕES.....	103
III.6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	105
CAPÍTULO IV. AVALIAÇÃO DOS COEFICIENTES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR EFETIVOS.....	107
RESUMO.....	107
SUMMARY.....	109
IV.1. INTRODUÇÃO.....	111
IV.2. REVISÃO DA LITERATURA.....	115
IV.2.1. Transferência de calor por convecção.....	115
IV.2.2. Métodos de medição de hefetivo.....	116
IV.2.2.1. Medidas de temperaturas no estado estacionário.....	116
IV.2.2.2. Medidas de temperatura em estado transiente.....	117
IV.2.2.3. Fluxo de calor na superfície.....	120
IV.2.3. Equações para cálculos e predição de h.....	120
IV.2.4. Influência da embalagem do produto sobre o coeficiente de transferência de calor superficial.....	124
IV.3. MATERIAL E MÉTODOS.....	125
IV.3.1. Montagem do corpo de prova metálico para a determinação de hefetivo	125
IV.3.2. Processo de congelamento do produto.....	127
IV.3.2.1. Preparo das amostras pré-congelamento.....	127
IV.3.2.2. Congelamento do produto.....	127
IV.3.3. Medidas da velocidade do ar.....	128
IV.3.4. Planejamento experimental.....	128
IV.3.5. Cálculo dos coeficientes de transferência de calor.....	130
IV.3.6. Correlações adimensionais para determinação do coeficiente de transferência de calor efetivo.....	131
IV.4. RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	135
IV.4.1. Curvas de resfriamento.....	135
IV.4.2. Determinação dos coeficientes de transferência de calor efetivos.....	138
IV.4.3. Obtenção dos números de Nusselt Experimentais.....	146
IV.4.4. Predição de h a partir de correlações Nusselt versus Reynolds.....	148
IV.4.5. Comparação dos resultados estimados pelas correlações e experimentais.....	152
IV.4.6. Efeitos sobre a localização do corpo de prova metálico no interior das caixas.....	157
IV.4.7. Efeitos da temperatura do ar.....	160
IV.5. CONCLUSÕES.....	163
IV.6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	165

CAPÍTULO V. TRANSFERÊNCIA DE CALOR NO INTERIOR DO PRODUTO.....	169
RESUMO.....	169
SUMMARY.....	171
V.1.INTRODUÇÃO.....	173
V.2. REVISÃO DA LITERATURA.....	175
V.2.1. O processo de congelamento.....	175
V.2.1.1. O mecanismo do congelamento.....	175
V.2.1.2. Efeitos do processo de congelamento sobre o produto.....	176
V.2.2. Curvas características do congelamento.....	177
V.2.3. Transferência de calor durante o congelamento de alimentos.....	178
V.2.3.1. Formulações de modelos matemáticos para o congelamento.....	178
V.2.3.2. Condições de contorno.....	179
V.2.4. Predição do tempo de congelamento.....	180
V.2.4.1. Modelos para a predição do tempo de congelamento.....	180
V.2.4.2 Modelos aproximados para predição do tempo de congelamento.....	182
V.2.4.3. Modelos empíricos para a predição do tempo de congelamento.....	182
V.2.4.3.1. Modelo de Pham (1986).....	183
V.2.4.3.2. Método de Salvadori e Mascheroni (1994).....	184
V.2.4.4. Modelos de predição do tempo de congelamento para outras formas usando fatores geométricos.....	185
V.2.4.4.1. Cálculo dos fatores geométricos (E).....	186
V.2.4.4.1.1. Fórmula EHTD (Equivalent Heat Transfer Dimensions) (Cleland e Earle, 1982).....	186
V.2.4.4.1.2. Método derivado de soluções analíticas de problemas de transferência de calor (Hossain et al. 1992).....	186
V.3. MATERIAL E MÉTODOS.....	189
V.3.1. Monitoração das caixas contendo as amostras.....	189
V.3.2. Estabilização da temperatura inicial do produto.....	191
V.3.3. Congelamento do produto.....	191
V.3.4. Propriedades térmicas das amostras.....	192
V.3.5. Predição dos tempos de congelamento para amostras embaladas em sacos de polietileno e acondicionadas em caixas.....	192
V.3.5.1. Predição do tempo de congelamento de uma placa infinita.....	192
V.3.5.2 Cálculo dos fatores geométricos (E).....	193
V.3.6. Configurações geométricas.....	193
V.3.7. - Comparação dos resultados experimentais e calculados para o tempo de congelamento.....	195
V.4. RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	197
V.4.1. Curvas de congelamento.....	197
V.4.2. Localização do centro térmico.....	199
V.4.3. Avaliação do tempo de congelamento para amostras de solução modelo acondicionadas em caixas.....	212
V.5. CONCLUSÕES.....	225
V.6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	227

CAPÍTULO VI. COMPORTAMENTO DO PROCESSO DE CONGELAMENTO.....	233
RESUMO.....	233
SUMMARY.....	235
VI.1. INTRODUÇÃO.....	237
VI.2 REVISÃO DA LITERATURA.....	239
VI.2.1. Modelo das aplicações.....	239
VI.2.2. Carga térmica das instalações.....	239
VI.2.3. Carga térmica do produto.....	240
VI.2.3.1 Modelo para o resfriamento.....	240
VI.2.3.2. Modelo para o congelamento.....	241
VI.2.4. Métodos para medição da carga térmica do produto.....	244
V.2.4.1. Efeito de refrigeração constante usando aquecedores elétricos.....	244
V.2.4.2. Estimativas da temperatura diferencial do ar.....	244
VI.2.5. Técnicas de termometria (associação de termopares).....	244
VI.3. MATERIAL E MÉTODOS.....	247
VI.3.1.Sistema de medida da carga térmica a partir de medidas da diferença média da temperatura do ar de resfriamento.....	247
VI.3.3. Obtenção da temperatura de junta fria e calibração dos termopares em série.....	249
VI.3.4. Cálculo da carga térmica liberada pelo produto a partir dos históricos da temperatura do produto durante o congelamento.....	251
VI.3.4.1.Cálculo da troca térmica de resfriamento.....	253
VI.3.4.2. Cálculo da troca térmica de congelamento.....	254
VI.3.5. Comparação dos métodos experimentais e calculados para a carga térmica variável com o tempo.....	256
VI.3.6. Calor removido do produto durante o processo de congelamento.....	256
VI.4. RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	257
VI.4.1. Medidas experimentais da carga térmica variável com o tempo.....	257
VI.4.2. Curvas de congelamento experimentais.....	258
VI.4.3. Carga térmica do produto variável com o tempo.....	258
IV.4.4. Análise da carga térmica de resfriamento e congelamento.....	267
VI.4.5. Maximização das condições operacionais e minimização do tempo de residência.....	270
VI.5. CONCLUSÕES.....	275
VI.5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	277
CONCLUSÕES GERAIS.....	279
SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	283
ANEXOS.....	285
ANEXO A – PROGRAMA EM TURBO PASCAL 7.0 DESENVOLVIDO PARA O SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS.....	285

ANEXO B – RESULTADOS EXPERIMENTAIS DA VARIAÇÃO DA TEMPERATURA PRODUZIDA PELA SONDA DE AQUECIMENTO PARA A DETERMINAÇÃO DA CONDUTIVIDADE TÉRMICA DA SOLUÇÃO MODELO. GRÁFICO DA VARIAÇÃO DA TEMPERATURA T(T) VERSUS LN(T). CONDIÇÕES EXPERIMENTAIS: POTÊNCIA DE AQUECIMENTO (P= 17,5 W/M K) E TEMPERATURA INICIAL ESPECÍFICA PARA CONDIÇÃO (VER GRÁFICOS).....	295
ANEXO C1 - DISTRIBUIÇÃO DA VELOCIDADE DO AR AJUSTADA POR REGRESSÃO NÃO LINEAR NA SEÇÃO DE ENTRADA DA CÂMARA DE CONGELAMENTO PARA O PROCESSAMENTO DE AMOSTRAS CONTIDAS EM SACOS DE POLIETILENO NO INTERIOR DE CAIXAS COM ARRANJOS DE 7 CAMADAS E NÍVEL 1 DE TEMPERATURA DO AR.....	297
ANEXO C2 - DISTRIBUIÇÃO DA VELOCIDADE DO AR AJUSTADA POR REGRESSÃO NÃO LINEAR NA SEÇÃO DE ENTRADA DA CÂMARA DE CONGELAMENTO PARA O PROCESSAMENTO DE AMOSTRAS CONTIDAS EM SACOS DE POLIETILENO NO INTERIOR DE CAIXAS COM ARRANJOS DE 5 CAMADAS E NÍVEL 1 DE TEMPERATURA DO AR.....	299
ANEXO C3 - DISTRIBUIÇÃO DA VELOCIDADE DO AR AJUSTADA POR REGRESSÃO NÃO LINEAR NA SEÇÃO DE ENTRADA DA CÂMARA DE CONGELAMENTO PARA O PROCESSAMENTO DE AMOSTRAS CONTIDAS EM SACOS DE POLIETILENO NO INTERIOR DE CAIXAS COM ARRANJOS DE 7 CAMADAS E NÍVEL 1 DE TEMPERATURA DO AR.....	301
ANEXO D – VAZÕES DO AR DE RESFRIAMENTO PARA TODAS AS CONFIGURAÇÕES TESTADAS.....	303
ANEXO E1 – PARÂMETROS ESTATÍSTICOS DA REGRESSÃO LINEAR DOS GRÁFICOS SEMILOGARÍTMO PARA A DETERMINAÇÃO DOS COEFICIENTES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR SUPERFICIAIS EFETIVOS PARA O MESMO NÍVEL DE TEMPERATURA DO AR (FIGURAS IV.9, IV.12 E IV.15 PARA OS 3 ARRANJOS NO NÍVEL 2 DE TEMPERATURA - TEMPERATURA NOMINAL DO AR = -25 °C).....	304
ANEXO E2- PARÂMETROS ESTATÍSTICOS DA REGRESSÃO LINEAR DOS GRÁFICOS SEMILOGARÍTMO PARA A DETERMINAÇÃO DOS COEFICIENTES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR SUPERFICIAIS EFETIVOS PARA O MESMO NÍVEL DE TEMPERATURA DO AR (FIGURAS IV.10, IV.13 E IV.16 PARA OS 3 ARRANJOS DE CAMADAS NO NÍVEL 3 -	305

ANEXO F1- PARÂMETROS ADIMENSIONAIS OBTIDOS A PARTIR DE DADOS EXPERIMENTAIS PARA CORRELAÇÕES DOS COEFICIENTES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR MÉDIOS EFETIVOS DURANTE O CONGELAMENTO DE POLPAS DE FRUTAS EMBALADAS EM SACOS DE POLIETILENO E ACONDICIONADAS EM CAIXAS (TNOM = -20 °C)..... 306

ANEXO F2 - PARÂMETROS ADIMENSIONAIS OBTIDOS A PARTIR DE DADOS EXPERIMENTAIS PARA CORRELAÇÕES DOS COEFICIENTES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR MÉDIOS EFETIVOS DURANTE O CONGELAMENTO DE POLPAS DE FRUTAS EMBALADAS EM SACOS DE POLIETILENO E ACONDICIONADAS EM CAIXAS..... 307

ANEXO G1 - ISOTERMAS AJUSTADAS POR REGRESSÃO NÃO LINEAR EM FUNÇÃO DA LOCALIZAÇÃO NO SISTEMA DE COORDENADAS NO PLANO(XY) PARA EXPERIMENTOS REALIZADOS COM ARRANJOS DE 5 CAMADAS E NÍVEL 1 DE TEMPERATURA DE RESFRIAMENTO. PARA REFERÊNCIA DAS COORDENADAS VER FIGURA (5.3)..... 309

ANEXO G2 - ISOTERMAS AJUSTADAS POR REGRESSÃO NÃO LINEAR EM FUNÇÃO DA LOCALIZAÇÃO NO SISTEMA DE COORDENADAS NO PLANO(XY) PARA EXPERIMENTOS REALIZADOS COM ARRANJOS DE 3 CAMADAS E NÍVEL 1 DE TEMPERATURA DE RESFRIAMENTO. PARA REFERÊNCIA DAS COORDENADAS VER FIGURA (5.3)..... 313

ANEXO H- PARÂMETROS USADOS NAS EQUAÇÕES DE PREDIÇÃO PARA O TEMPO DE CONGELAMENTO PARA UMA PLACA PELO MODELO DE PHAM (1986) PARA O NÍVEL 2 DE TEMPERATURA DE RESFRIAMENTO DO AR E TEMPERATURA INICIAL DO PRODUTO DE 5 °C..... 317

ANEXO I - INTEGRAÇÃO NUMÉRICA SOB AS CURVAS DE CARGA TÉRMICA VARIÁVEIS COM O TEMPO DURANTE AS PRIMEIRAS DUAS HORAS DO PROCESSO PARA AVALIAÇÃO DOS ERROS NOS MODELOS PREDITIVOS..... 318

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL
SEÇÃO CIRCULANTE

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA I. 1- Construção da câmara de congelamento horizontal e adaptação à unidade pré-existente. (A) Adaptação para o desvio da corrente de ar; (B) Montagem da câmara horizontal e isolamento térmico do sistema; (C) Revestimento externo e (D) Tubulação de retorno do ar ao evaporador.....	10
FIGURA I. 2 -Correlações entre o comprimento (C_1), ângulo de inclinação ($q/2$) e coeficiente de perda local (C_0) usados no dimensionamento do difusor e redutor do fluxo de ar na câmara de congelamento.....	12
FIGURA I. 3- Resistência interna do isolamento para prevenir a condensação superficial (ASHRAE – Fundamentals, 1977).....	14
FIGURA I. 4- Conversão da espessura equivalente para espessura real para isolamento de dutos com poliestireno expandido (ASHRAE – Fundamentals, 1977).....	15
FIGURA I. 5 - Diagrama do circuito de refrigeração do túnel original de congelamento com circulação forçada de ar.....	18
FIGURA I. 6 - Comportamento do sistema de refrigeração operando na ausência de cargas térmicas.....	20
FIGURA I. 7 - Estabilização da temperatura do ar no interior da câmara de congelamento mediante o fornecimento de carga térmica através do banco de resistências elétricas.....	21
FIGURA I. 8 - Câmara para estabilização da temperatura inicial do produto.....	22
FIGURA I. 9- Esquema global do sistema de aquisição de dados.....	24
FIGURA I. 10 – Fluxograma Geral do Programa.....	26

FIGURA II. 1 – Montagem experimental da sonda com aquecimento para determinação da condutividade térmica dos sistemas modelo: 1) Amostra; 2) sonda com aquecimento; 3) ultracriostato; 4) Fonte de corrente; 5) scanner (chave seletora); 6) Conversor analógico/digital; 7) microcomputador; 8) amperímetro; A) fio constantan; B) fio cobre; C e D) alimentação da resistência.....	48
FIGURA II. 2- Valores de “D” obtidos para a calibração da sonda usando solução de 10% de sacarose adicionada de 4% de agar de condutividade e difusividade térmica conhecidas.....	49
FIGURA II. 3- Metodologia para a estimativa da condutividade térmica da solução modelo pela equação de Maxwell-Eucken.....	52
FIGURA II. 4- (A) Resultados experimentais da variação da temperatura em função do tempo produzida pela sonda de aquecimento. (B) Gráfico do aumento da temperatura $T(t)$ versus $\ln(t)$. Condições experimentais: Potência de aquecimento ($P = 17,5 \text{ W/m}$); Temperatura inicial das amostras ($T_b = -20,4 \text{ }^\circ\text{C}$).....	53
FIGURA II. 5 - Parte linear da curva $T = f(\ln t)$ para obtenção dos valores da inclinação G e do intercepto B usados nas equações (2.20) a (2.22).....	54
FIGURA II. 6 - Condutividades térmicas experimentais para a solução modelo de K-carrageenan (0,5%) + sacarose (10%) obtidas pelo método da sonda com aquecimento. Temperaturas iniciais das amostras (-5,6; -10,6; -15,6; -20,4 e -25,6 oC). Potência de aquecimento ($P = 17,5 \text{ W/m}$).....	55
FIGURA II. 7 - Condutividades térmicas efetivas para a solução de sacarose (10 %) e K-carrageenan (0,5%) nas temperaturas de congelamento previstas pelos modelos estruturais em série, paralelo e Maxwell-Eucken em comparação com os resultados experimentais obtidos.....	56

FIGURA II. 8 – Condutividade térmica para a solução modelo de K-carrageenan (0,5%) e sacarose (10%) obtida pelo modelo de Maxwell-Eucken para a faixa de temperatura experimental.....	59
FIGURA II. 9- Curva de resfriamento para uma embalagem contendo a solução modelo em uma caixa do empilhamento na câmara de congelamento.....	60
FIGURA II. 10– Predição para a variação da entalpia para solução modelo de K-carrageenan (0,5%) e sacarose (10%) durante o processo de congelamento a partir das equações (2.7) e (2.8). Ponto eutético = $-14,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $H_{\text{ref}} = 14,083\text{ kcal/kg}$ quando $T_{\text{ref}} = -40\text{ }^{\circ}\text{C}$	61
FIGURA II. 11– Relação entre o calor específico aparente e a temperatura estimada a partir dos valores de entalpia para a solução modelo de K-carrageenan e sacarose na faixa de temperaturas do processo de congelamento.....	62
FIGURA II. 12– Densidade da solução modelo de K- carrageenan (0,5%) e sacarose (10%) durante o período de congelamento.....	63
FIGURA III. 1 – Diagrama da ponte de Wheatstone.....	76
FIGURA III. 2– Posicionamento dos sensores para leituras da velocidade do ar em múltiplos pontos ao longo da seção da câmara de congelamento.....	79
FIGURA III. 3- Resultados experimentais das velocidades do ar medidas ao longo da seção de entrada da câmara para um arranjo de 7 camadas de amostras e temperatura do ar ($T_{\text{ar}} = -25\text{ }^{\circ}\text{C}$).....	88
FIGURA III. 4- Resultados experimentais das velocidades do ar medidas ao longo da seção de entrada da câmara para um arranjo de 5 camadas de amostras e temperatura do ar ($T_{\text{ar}} = -25\text{ }^{\circ}\text{C}$).....	88
FIGURA III. 5- Resultados experimentais das velocidades do ar medidas na seção de entrada da câmara para um arranjo de 3 camadas de amostras e ($T_{\text{ar}} = -25\text{ }^{\circ}\text{C}$)	89

FIGURA III. 6- Distribuição da velocidade do ar ajustada por regressão não linear normal a seção de entrada da câmara de congelamento para o processamento de amostras contidas em sacos de polietileno no interior de caixas em arranjos de 7 camadas e temperatura do ar ($T_{ar} = -25\text{ }^{\circ}\text{C}$).....	90
FIGURA III. 7- Distribuição da velocidade do ar ajustada por regressão não linear na seção de entrada da câmara de congelamento para o processamento de amostras contidas em sacos de polietileno no interior de caixas em arranjos de 5 camadas e temperatura do ar ($T_{ar} = -25\text{ }^{\circ}\text{C}$).....	91
FIGURA III. 8- Distribuição da velocidade do ar ajustada por regressão não linear na seção de entrada da câmara de congelamento para o processamento de amostras contidas em sacos de polietileno no interior de caixas em arranjos de 3 camadas e temperatura do ar ($T_{ar} = -25\text{ }^{\circ}\text{C}$).....	91
FIGURA III. 9 - Gráfico de resíduos para o modelo de ajuste da velocidade do ar em experimentos com caixas com arranjos de 7 camadas.....	95
FIGURA III. 10 – Gráfico de resíduos para o modelo de ajuste da velocidade do ar em experimentos com caixas com arranjos de 5 camadas.....	95
FIGURA III. 11– Gráfico de resíduos para o modelo de ajuste para a velocidade do ar em experimentos com caixas com arranjos de 3 camadas.....	96
FIGURA III. 12 - Redução percentual da vazão ($\Delta R\%$) de ar na câmara de congelamento causada pelo aumento do número de camadas do produto no interior das caixas do empilhamento.....	100
FIGURA III. 13- Correlação entre a redução da vazão ($\Delta R\%$) do ar de resfriamento causada pelo aumento da quantidade de produto nas caixas do empilhamento e a redução da área livre para o escoamento ($\Delta A_E\%$).....	102

FIGURA IV. 2- Regiões de localização de termopares no corpo de prova metálico (placa de alumínio) para determinação dos coeficientes de transferência de calor efetivos.....	125
FIGURA IV. 3 - Posicionamento do corpo de prova metálico entre as embalagens de polpas de frutas envolvido por material isolante (poliestireno expandido) para uma caixa do empilhamento.....	126
FIGURA IV. 4- Configuração dos arranjos de termopares para medição da temperatura média do ar na entrada da câmara de congelamento.....	128
FIGURA IV. 5- Empilhamento das caixas no interior da câmara de congelamento, arranjo das camadas de produto no interior das caixas e localização do corpo de prova no interior das caixas (topo e fundo) para avaliação dos coeficientes de transferência de calor efetivos.....	129
FIGURA IV. 6- Temperaturas adimensionais obtidas das leituras dos termopares posicionados no interior do corpo de prova metálico durante o resfriamento.....	135
FIGURA IV. 7- Dados experimentais para o resfriamento do corpo de prova metálico posicionado no topo do arranjo de 7, 5 e 3 camadas no interior da caixa central (Caixa 2) do empilhamento para A) nível 1, B) nível 2 e C) nível 3 de temperatura do ar de resfriamento.....	136
FIGURA IV. 8 - Dados experimentais para o resfriamento do corpo de prova metálico posicionado no topo e no fundo de arranjos de 5 camadas de produtos no interior das caixa 3, 2 e 1 do empilhamento (Figura IV.4).....	138
FIGURA IV. 9- Inclinação das curvas para medidas dos coeficientes de transferência de calor para arranjos de 7 camadas no mesmo nível de temperatura (Nível 1).....	139
FIGURA IV. 10 - Inclinação das curvas para medidas dos coeficientes de transferência de calor para arranjos de 7 camadas no mesmo nível de temperatura	139

FIGURA IV. 11 - Inclinação das curvas para medidas dos coeficientes de transferência de calor para arranjos de 7 camadas no mesmo nível de temperatura (Nível 3).....	140
FIGURA IV. 12 - Inclinação das curvas para medidas dos coeficientes de transferência de calor para arranjos de 5 camadas no mesmo nível de temperatura (Nível 1).....	140
FIGURA IV. 13 - Inclinação das curvas para medidas dos coeficientes de transferência de calor para arranjos de 5 camadas no mesmo nível de temperatura (Nível 2).....	141
FIGURA IV. 14 - Inclinação das curvas para medidas dos coeficientes de transferência de calor para arranjos de 5 camadas no mesmo nível de temperatura (Nível 3).....	141
FIGURA IV. 15 - Inclinação das curvas para medidas dos coeficientes de transferência de calor para arranjos de 3 camadas no mesmo nível de temperatura (Nível 1).....	142
FIGURA IV. 16 - Inclinação das curvas para medidas dos coeficientes de transferência de calor para arranjos de 3 camadas no mesmo nível de temperatura (Nível 2).....	142
FIGURA IV. 17 - Inclinação das curvas para medidas dos coeficientes de transferência de calor para arranjos de 3 camadas no mesmo nível de temperatura (Nível 3).....	143
FIGURA IV. 18- Variação do número de Nusselt em função do número de Reynolds para experimentos com o corpo de prova metálico localizado no topo do arranjo de camadas e nível 1 de temperatura ($T_{\text{Nominal ar}} = -30 \text{ }^{\circ}\text{C}$).....	148

FIGURA IV. 19– Variação do número de Nusselt em função do número de Reynolds para experimentos com o corpo de prova metálico localizado no topo do arranjo de camadas e nível 2 de temperatura ($T_{\text{Nominal ar}} = -25^{\circ}\text{C}$).....	149
FIGURA IV. 20– Variação do número de Nusselt em função do número de Reynolds para experimentos com o corpo de prova metálico localizado no topo do arranjo de camadas e nível 3 de temperatura ($T_{\text{Nominal ar}} = -20^{\circ}\text{C}$).....	149
FIGURA IV. 21– Variação do número de Nusselt em função do número de Reynolds para experimentos com o corpo de prova metálico localizado no fundo do arranjo de camadas e nível 1 de temperatura ($T_{\text{Nominal ar}} = -30^{\circ}\text{C}$).....	150
FIGURA IV. 22– Variação do número de Nusselt em função do número de Reynolds para experimentos com o corpo de prova metálico localizado no fundo do arranjo de camadas e nível 2 de temperatura ($T_{\text{Nominal ar}} = -25^{\circ}\text{C}$).....	150
FIGURA IV. 23– Variação do número de Nusselt em função do número de Reynolds para experimentos com o corpo de prova metálico localizado no fundo do arranjo de camadas e nível 3 de temperatura ($T_{\text{Nominal ar}} = -20^{\circ}\text{C}$).....	151
FIGURA IV. 24– Correlações entre os números de Nusselt e Reynolds a partir das equações ajustadas (Equação 4.20 e 4.21) para experimentos com o corpo de prova localizado no topo e no fundo do arranjo de camadas no interior das caixas.....	155
FIGURA IV. 25– Diferença ($\Delta \%$) entre os valores de Nusselt calculados a partir das equações A) (4.10) e B) (4.7) e os resultados experimentais obtidos para o corpo de prova localizado no topo e no fundo sob diferentes condições de escoamento.....	156
FIGURA IV. 26– Diferença ($\Delta \%$) entre os valores de Nusselt calculados a partir das equações (4.20) e (4.21) e os resultados experimentais obtidos para o corpo de prova localizado no topo e no fundo sob diferentes condições de escoamento.....	157

FIGURA IV. 27 - Diferença média percentual ($\Delta TF\%$) entre os coeficientes de transferência de calor efetivos obtidos a partir do corpo de prova localizado no topo e no fundo das caixas para as diferentes configurações experimentais.....	158
FIGURA IV. 28 - Diferença média ($\bar{\Delta}\%$) entre os valores de Nusselt calculados a partir das equações (4.20) e (4.21) e os resultados experimentais obtidos para o corpo de prova localizado no topo e no fundo sob diferentes condições de escoamento.....	162
FIGURA V. 1 - Curva temperatura-tempo característica do processo de congelamento.....	177
FIGURA V. 2- Disposição das amostras contendo termopares no centro geométrico. O desenho é uma representação de uma caixa individual contendo 3 camadas de produto.....	189
FIGURA V. 3- Localização dos termopares no sistema de coordenadas cartesianas.	191
FIGURA V. 4 – Configurações geométricas do produto no interior das caixas para a predição dos tempos de congelamento utilizando fatores geométricos (E). Os valores das dimensões mostradas na Figura estão apresentados nas Tabelas (IV.4), (V.2) e (V.3).....	194
FIGURA V. 5 – Curvas de congelamento obtidas pelas respostas dos termopares localizados no interior da caixa 1 do empilhamento para um experimento com 3 camadas e nível 2 ($T_{ar} = -22,8\text{ }^{\circ}\text{C}$) da temperatura do ar de resfriamento.....	197
FIGURA V. 6- Curvas de congelamento obtidas pelas respostas dos termopares localizados no interior da caixa 2 do empilhamento para um experimento com 3 camadas e nível 2 ($T_{ar} = -22,8\text{ }^{\circ}\text{C}$) da temperatura do ar de resfriamento.....	198
FIGURA V. 7 – Curvas de congelamento obtidas pelas respostas dos termopares localizados no interior da caixa 3 do empilhamento para um experimento com 3 camadas e nível 2 ($T_{ar} = -22,8\text{ }^{\circ}\text{C}$) da temperatura do ar de resfriamento.....	198

FIGURA V. 8– Isotermas ajustadas por regressão não linear em função da localização no sistema de coordenadas no plano (XY) para experimentos realizados com arranjos de 7 camadas e nível 1 de temperatura de resfriamento. Para referência das coordenadas ver Figuras (V.3).e (V.4-A).....	205
FIGURA V. 9– Isotermas ajustadas por regressão não linear em função da localização no sistema de coordenadas no plano (YZ) para experimentos realizados com arranjos de 7 camadas e nível 1 de temperatura de resfriamento. Para referência das coordenadas ver Figuras (V.3).e (V.4 –A).....	209
FIGURA V. 10– Erros médios obtidos para a predição dos tempos de congelamento a partir de diferentes métodos de cálculo do fator geométrico e considerando o produto como um bloco retangular compacto.....	220
FIGURA V. 11– Erros médios obtidos para a predição dos tempos de congelamento a partir de diferentes métodos de cálculo do fator geométrico e considerando o produto como um conjunto de 5 blocos retangulares com as maiores dimensões paralelas ao fluxo de ar.....	221
FIGURA VI. 1 - Representação esquemática do movimento da frente de congelamento no interior do alimento.....	241
FIGURA VI. 2 - Associação em série de termopares para medida da diferença média da temperatura.....	245
FIGURA VI. 3 - Montagem experimental para a determinação experimental da carga térmica do produto.....	248
FIGURA VI. 4– Curvas de calibração para o arranjo de termopares em série. $\Delta T=(\Delta T_{1,2}/12)$	251

FIGURA VI. 5– Medidas dos sinais gerados pelo arranjo de 24 (12 pares) termopares ligados em série para a determinação da temperatura diferencial do ar de resfriamento na câmara de congelamento para um ensaio experimental com arranjo de 7 camadas de produto.....	257
FIGURA VI. 6– Carga térmica medida e calculada pelo método ODE de um empilhamento de 3 caixas com arranjos de (A) 7, (B) 5 e (C) 3 camadas e nível 2 de temperatura do ar de resfriamento (Tabela VI.1).....	259
FIGURA VI. 7 - Diferença percentual entre os valores da carga térmica do produto obtidos pela resolução das equações diferenciais (método ODE) em relação ao valores experimentais durante todo o processo de congelamento para as configurações com arranjos de A) 7 camadas, B) 5 camadas e C) 3 camadas de produto.....	261
FIGURA VI. 8– Comparação do calor removido durante as primeiras duas horas de processamento calculado pelo método ODE e resultados obtidos a partir de medidas experimentais de ΔT_{ar} para os níveis (A) 1, (B) 2 e (C) 3 de temperatura do ar de resfriamento.....	265
FIGURA VI. 9–Medidas experimentais da carga térmica sensível do produto variável com o tempo dos empilhamentos de 3 caixas contendo 7, 5 e 3 camadas de produto no nível 2 da temperatura de resfriamento do ar.....	266
FIGURA VI. 10 - Carga térmica do produto variável com o tempo para experimentos com arranjos de 5 camadas e diferentes níveis de temperatura do ar de resfriamento.....	268
FIGURA VI. 11 - Relação entre o calor removido (kJ) nos estágios de resfriamento e congelamento e a quantidade (kg) de produto processado.....	269

FIGURA VI. 12- (A) Relação do tempo de congelamento (t_f) entre a temperatura do ar e quantidade de produto, (B) relação do tempo de congelamento (t_f) entre a temperatura do ar e vazão de ar de resfriamento para os 3 níveis de temperatura testados..... 271

FIGURA VI. 13-(A) Relação do calor total removido do produto (QP), durante o período necessário para a temperatura do centro térmico atingir -18 oC , entre a temperatura do ar e a quantidade de produto (mP) processada. (B) Relação do calor total removido (QP) durante este período entre a temperatura do ar e a vazão de ar (m^3/s) para os 3 níveis de temperatura testados..... 273

ÍNDICE DE TABELAS

TABELA I. 1 - Valores do comprimento e ângulo de inclinação do difusor e redutor do fluxo de ar na câmara de congelamento.....	12
TABELA I. 2 - Legenda para os componentes do circuito de refrigeração apresentado na Figura (I.5).....	19
TABELA II. 1 -. Propriedades térmicas conhecidas de modelos alimentares.....	35
TABELA II. 2- Modelos matemáticos simples para calor específico de alimentos para temperaturas acima (C_{pac}) do ponto do congelamento (da Silva, 1996).....	38
TABELA II. 3- Parâmetros para a predição da entalpia específica e calor específico aparente para alimentos com diferentes conteúdos de água (Succar e Hayakawa, 1983).....	39
TABELA II. 4- Modelos de predição do ponto de início de congelamento.....	41
TABELA II. 5- Constantes empíricas para a predição das condutividades térmicas de frutas e vegetais na faixa de temperatura de congelamento (Succar e Hayakawa, 1983).....	42
TABELA II. 6- Parâmetros empíricos da equação (2.14) para a predição da densidade de sucos de frutas e vegetais (Succar e Hayakawa, 1983).....	44
TABELA II. 7- Modelos estruturais para a determinação da condutividade térmica de modelos alimentícios.....	45
TABELA II. 8- Condutividade térmica intrínseca da sacarose como componente de solutos em modelos alimentares (Miyawaki e Pongsawatmanit, 1993).....	51
TABELA II. 9- Condutividade térmica e densidade de componentes puros [$k(W/mK) = f(T(^{\circ}C))$].....	51

TABELA II. 10- Comparação entre os resultados experimental e predito para a condutividade térmica efetiva da solução modelo.....	57
TABELA II. 11- Comparação entre as condutividades térmicas intrínsecas para um gel formado por 98% de água e 2 % de k-carrageenan e para a água pura nas mesmas condições (Kent <i>et al.</i> 1984).....	58
TABELA II. 12- Difusividade térmica obtida a partir da curva de aquecimento da sonda utilizando a equação (2.21).....	59
TABELA II. 13- Coeficientes das funções polinomiais para o cálculo das propriedades termofísicas da solução modelo em função da temperatura (T em °C) de resfriamento.....	64
TABELA III. 1 – Fatores e níveis dos fatores considerados na avaliação das medidas da velocidade do ar.....	80
TABELA III. 2 – Valores para a pressão parcial do vapor de água do ar usados na equação (3.4).....	83
TABELA III. 3- Fatores para a correção da velocidade do ar indicada pelo instrumento (v_1) para temperatura, pressão (F_{c1}) e umidade relativa ambiente (F_{c2}).....	85
TABELA III. 4- Resultados das medidas experimentais da velocidade média e máxima (v_m) do ar na seção da câmara de congelamento para os diversos tratamentos.....	87
TABELA III. 5– Análise de variância para o modelo ajustado usado na Figura (III.6) para um arranjo de 7 camadas de amostras embaladas e temperatura de -25 °C.....	92

TABELA III. 6– Análise de variância para o modelo ajustado usado na Figura (III.7) para um arranjo de 5 camadas de amostras embaladas e temperatura de -25°C.....	93
TABELA III. 7– Análise de variância para o modelo ajustado usado na Figura (III.8) para um arranjo de 3 camadas de amostras embaladas e temperatura de -25°C.....	93
TABELA III. 8– Valores médios para a massa total (kg) de produto processado e para as vazões (m ³ /s) de ar na seção da câmara utilizando média experimental e integração numérica. Temperatura do ar no interior da câmara = -20 °C.....	98
TABELA III. 9– Valores médios para a massa total (kg) de produto processado e para as vazões (m ³ /s) de ar na seção da câmara utilizando média experimental e integração numérica. Temperatura do ar no interior da câmara = -25 °C.....	98
TABELA III. 10– Valores médios para a massa total (kg) de produto processado e para as vazões (m ³ /s) de ar na seção da câmara utilizando média experimental e integração numérica. Temperatura do ar no interior da câmara = -30 °C.....	98
TABELA III. 11– Parâmetros usados na equação (3.9) para avaliação da área de escoamento.....	102
TABELA IV. 1 – Correlações entre números adimensionais a partir de trabalhos originais para a determinação do número de Nusselt (Kondjoyan et al. 1993).....	121
TABELA IV. 2- Fatores e níveis dos fatores considerados no planejamento experimental.....	129

TABELA IV. 3– Parâmetros geométricos e propriedades termofísicas do corpo de prova de alumínio usados para a determinação do coeficiente de transferência de calor efetivo.....	130
TABELA IV. 4– Parâmetros utilizados para a obtenção do diâmetro hidráulico.....	133
TABELA IV. 5– Parâmetros estatísticos da regressão linear dos gráficos semilogarítimo para a determinação dos coeficientes de Transferência de calor superficiais efetivos para o mesmo nível de temperatura do ar (Figuras IV.8, IV.11 e IV.14 para os 3 arranjos de camadas no nível 1 de temperatura - Temperatura nominal -30°C).....	144
TABELA IV. 6 – Valores experimentais para os coeficientes de transferência de calor médios efetivos obtidos a partir das curvas de resfriamento do corpo de prova metálico.....	145
TABELA IV. 7– Parâmetros adimensionais obtidos de dados experimentais para correlações dos coeficientes de transferência de calor médios efetivos durante o congelamento de polpas de frutas embaladas em sacos de polietileno e acondicionadas em caixas.....	147
TABELA IV. 8– Parâmetros estatísticos das correlações de regressão não linear apresentados nos gráficos das Figuras (IV.17) a (IV.22).....	153
TABELA IV. 9 – Análise de variância para os resultados dos coeficientes de transferência de calor efetivos experimentais apresentados na Tabela (IV.6).....	153
TABELA IV. 10- Diferença média ($\bar{\Delta}\%$) mostrada na Figura (IV.27) para o corpo de prova localizado no topo e no fundo sob diferentes condições de escoamento.....	162

TABELA V. 1 – Posicionamento dos termopares no sistema de coordenadas cartesianas no interior de cada caixa do empilhamento (17 termopares/caixa) dentro da câmara de congelamento.....	190
TABELA V. 2– Parâmetros geométricos usados nas equações para predição dos tempos de congelamento considerando o produto como um único bloco (Figura V.4 – A).retangular compacto.....	195
TABELA V. 3– Parâmetros geométricos usados nas equações para predição dos tempos de congelamento considerando o produto como um arranjo de 5 blocos retangulares no interior das caixas com a maior dimensão paralela ao fluxo de ar (Figura V.4 – B).....	195
TABELA V. 4 - Tempos de congelamento experimentais.....	213
TABELA V. 5– Parâmetros usados nas equações de predição para o tempo de congelamento para uma placa pelo modelo de Pham (1986) para o nível 2 de temperatura de resfriamento do ar e temperatura inicial do produto de 25 °C. (Para $T_i = 5^\circ\text{C}$ ver Anexo H).....	214
TABELA V. 6– Tempos de congelamento preditos para uma placa pelo modelo de Pham (1986) nos níveis 1 e 2 de temperatura de resfriamento do ar e diferentes temperaturas iniciais do produto.....	215
TABELA V. 7 – Fatores de forma para blocos retangulares calculados pelo modelo de Cleland e Earle (1982) (E) e pelas fórmulas derivadas de soluções analíticas de Hossain et al. (1992 a,b,c) (EAN) para diferentes configurações geométricas consideradas.....	216
TABELA V. 8– Análise estatística dos resultados obtidos para os tempos de congelamento a partir de diferentes métodos de cálculo do fator geométrico e considerando o produto como um bloco retangular compacto.....	218

TABELA V. 9– Análise estatística dos resultados obtidos para os tempos de congelamento a partir de diferentes métodos de cálculo do fator geométrico e considerando o produto como um conjunto de 5 blocos retangulares com as maiores dimensões paralelas ao fluxo de ar.....	219
TABELA VI. 1 – Condições experimentais para todas as configurações testadas.....	252
TABELA VI. 2– Parâmetros para o ar de resfriamento aplicado aos modelos para a determinação da carga térmica.....	253
TABELA VI. 3– Parâmetros geométricos referentes a forma do produto aplicados aos modelos para o cálculo da carga térmica.....	254
TABELA VI. 4– Diferença ($\Delta\%$) entre o calor removido calculado pelo método ODE e o calor removido obtido pela medida experimental de ΔT_{ar} após 2 horas de processamento.....	263
TABELA VI. 5– Parâmetros estatísticos dos dados apresentados na Tabela (VI.4)....	264
TABELA VI. 6– Resultados da integração numérica sob as curvas da Figura (VI.9).	267
TABELA VI. 7- Parâmetros utilizados para a determinação do calor removido durante os estágios de resfriamento e congelamento para experimentos com arranjos de 5 camadas e diferentes níveis de temperatura do ar de resfriamento.....	269

NOMENCLATURA

A	Área superficial do alimento	(m ²)
A _{Al}	Área superficial do bloco de alumínio	(m ²)
A _{arranjo}	Área frontal do arranjo de camadas	(m ²)
A _E	Área livre para o escoamento do ar	(m ²)
A _s	Área superficial de troca de calor	(m ²)
A _{Total}	Área frontal total do empilhamento	(m ²)
A _{tun}	Área da seção do túnel de congelamento	(m ²)
A _x	Área de condução com distância x do centro térmico	(m ²)
a,b,c	Dimensões do conduto de seção retangular	(m)
B	Intercepto na equação (2.19) e definido na equação (2.20)	
Bi	Número de Biot = hL/k	(adim.)
Bi _s	Número de Biot = h2L/k _s .	(adim.)
C	Capacidade térmica específica volumétrica	
C _{ar}	Capacidade térmica específica volumétrica do ar	(J/m ³)
C, n	Parâmetros estatísticos da equação (4.30)	
Ce	Constante empírica nas equações (2.6) e (2.7)	(J/ kg °C)
Cm	Número de camadas dos arranjos.	
Cp	Calor específico	(J/kg °C)
Cp _A	Calor específico da água	(J/kg °C)
Cp _{Al}	Calor específico do alumínio	(J/kg °C)
Cp _{ar}	Calor específico do ar	(J/kg °C)
Cp _a	Calor específico aparente	(J/kg °C)
Cp _{ac}	Calor específico acima do ponto de congelamento	(J/kg °C)
Cp _g	Calor específico do gelo	(J/kg °C)
Cp ₀	Calor específico do produto descongelado	(J/kg °C)
C _v	Capacidade térmica específica a volume constante	(J/kg °C)
C ₀	Coefficiente de perda local	
C _l	Comprimento do difusor	(m)
C ₁	Capacidade térmica específica do produto descongelado	(J/m ³)

C_2, C_3	Constantes empíricas que dependem do produto (eq.2.3)	
c_4	Constante empírica nas equações (2.6) e (2.7)	
D	Parâmetro de calibração da sonda	
D_H	Diâmetro hidráulico	(m)
DP	Desvio padrão	
D_s	Constante empírica na equação (2.6) e (2.7)	
D1	Comprimento da caixa	(m)
D2	Largura da caixa	(m)
D3	Altura da caixa	(m)
D4	Comprimento da embalagem	(m)
D5	Largura da embalagem	(m)
D6	Altura da embalagem	(m)
d	diâmetro	(m)
d_c	Diâmetro do cilindro	(m)
E	Equivalente de dimensionalidade de transferência de calor (EHTD) (Equivalent Heat Transfer Dimension)	
E_{AN}	Fator de forma derivado analiticamente (Hossain, 1992 ^{a,b,c}).	
EP	Erro padrão	
e	Erro percentual	
\bar{e}	Erro médio	
F	$F = M_g/M_A$	
$F_{c1,2}$	Fatores de correção da equação (3.2) e (3.4)	
G	gradiente usado na equação (2.19)	
H	Entalpia específica volumétrica do produto	(J/m ³)
H_f	Entalpia específica volumétrica do produto a T_{ic}	(J/m ³)
H_i	Entalpia específica na posição i.	(J/kg)
H_{ic}]	Valor de H avaliado a T_{ic}	(J/kg)
H_{ref}	Entalpia de referência, $H_{ref} = 0$ para $T_{ref} = -40$ °C)	(J)
h	Coefficiente de transferência de calor superficial convectivo	(W/m ² °C)
$h_{2(eq.)}$	Valores de h obtidos a partir das equações (4.9) e (4.10)	(W/m ² °C)
h_c	Coefficiente de transferência de calor convectivo	(W/m °C)

h_{efetivo}	Coeficiente de transferência de calor superficial convectivo.	$(\text{W}/\text{m}^2\text{C})$
\bar{h}_{efetivo}	Média integral dos coeficientes de transferência de calor superficiais efetivos	$(\text{W}/\text{m}^2\text{C})$
h_{total}	Coeficiente de transferência de calor definido pela equação (4.11)	$(\text{W}/\text{m}^2\text{C})$
i	Corrente elétrica	(A)
k	Condutividade térmica	(W/mK)
k_A	Condutividade térmica da água	(W/mK)
k_{Al}	Condutividade térmica do alumínio	$(\text{W}/\text{m K})$
k_c	Condutividade térmica da fase contínua	(W/mK)
k_{carb}	Condutividade térmica do carboidrato	(W/mK)
k_d	Condutividade térmica da fase dispersa	(W/mK)
k_f	Condutividade térmica do filme da embalagem	(W/mK)
k_g	Condutividade térmica do gelo	(W/mK)
k_{ic}	Condutividade térmica a $T = T_{ic}$	(W/mK)
k_p	Condutividade térmica da sonda	(W/mK)
$k_{\text{poliestireno}}$	Condutividade térmica do poliestireno	(W/mK)
k_r	Constante empírica na equação (2.9)	
k_s	Condutividade térmica do produto congelado	(W/mK)
k_{saca}	Condutividade térmica intrínseca da sacarose	(W/mK)
k_1	Condutividade térmica do material da embalagem	(W/mK)
$k_{1,2}$	Condutividade térmica do alimento não congelado	(W/mK)
k_2	Condutividade térmica do alimento não congelado	(W/mK)
L	Dimensão característica paralela ao fluxo de ar	(m)
L'	Comprimento do duto	(m)
M	Massa de produto	(kg)
M_A	Peso molecular da água	(kg/kmol)
M_{ar}	Massa de ar no ambiente refrigerado	(kg)
M_s	Peso molecular efetivo de sólidos	(kg/kmol)
m	Parâmetro definido pela equação (5.12)	
m'	Constante usada na equação (3.1), $m = 0,466$	
m_A	massa de água	(kg)

m_{Al}	Massa do transdutor de alumínio	(kg)
m_s	massa dos sólidos	(kg)
N	Fator que mede a dimensionalidade da frente de congelamento	
N_a	Número de experimentos	
Nu_D	Número de Nusselt calculado pelo diâmetro hidráulico	(adim.)
Nu_{turb}	Número de Nusselt para escoamento turbulento	(adim.)
$Nu_{x,lam.}$	Número de Nusselt para escoamento laminar	(adim.)
n	Constante empírica na equação (2.7)	
n_j	Número de junções de termopares.	
n_1	Parâmetro definido pela equação (5.13)	
n_2	Tamanho da amostra	
P	Potência de aquecimento	(W/m)
P_b	Nível de significância nos testes de probabilidade	
p	Parâmetro que depende da geometria. ($p = 0$, placa plana; $p = 1$, cilindro; $p = 2$, esfera)	
P_{bar}	Pressão barométrica do ar	(mmHg)
PO	Temperatura do ponto de orvalho	(°C)
Pr	Número de Prandtl	(adim)
P_{vap}	Pressão parcial de vapor da água do ar	(mmHg)
q	Perda de calor por unidade de comprimento	(J/m)
Q_T	Calor total removido	(J)
Q_{sens}	Carga térmica sensível do produto	(W)
\dot{q}	Energia transmitida ou removida	(J/m ²)
\dot{Q}_s	Fluxo de calor sensível	(J/m ²)
Q_L	calor latente de fusão do alimento	(J/kg)
R	Raio da sonda de aquecimento	(m)
$R_{1,P}$	Parâmetros definidos pela equação de Plank (5.10)	
Re_D	Número de Reynolds calculado usando o diâmetro hidráulico	(adim.)
Re_L	Número de Reynolds (Dimensão característica)	(adim.)
R_f	Resistência elétrica	(Ohm)
R_g	Constante dos gases	(J/molK)

R_H	Raio hidráulico	(m)
R_i	Resistência interna do isolamento	(Km^2/W)
R_{seco}	Constante para o ar seco (= 2,153 mmHg m^3/kgK)	
R_{vap}	Constante para a água (= 3.461 mmHg m^3/kgK)	
r^2	Coefficiente de correlação	
S_2	Inclinação da linha de regressão linear	
S_d	Variação na densidade/ variação na temperatura	(kg/m^{3oC})
SD, DP	Desvio padrão	
s_k	Variação na condutividade térmica /variação de temperatura (eq.2.9)	
T	Temperatura	(oC)
T_∞	Temperatura do fluido	(oC)
T_a	Temperatura absoluta do ar	(K)
$T_{a, ar}$	Temperatura do ar de resfriamento	(oC)
T_A	Ponto de congelamento da água ($T_A = 273,15 k$)	(K, oC)
T_b	Temperatura do bloco	(oC)
T_c	Temperatura do centro térmico	(oC)
T_{amb}	Temperatura ambiente	(oC)
T_{bs}	Temperatura de bulbo seco	(oC)
T_f	Temperatura final de congelamento	(oC)
T_{fm}	Temperatura média de congelamento	(oC)
T_i	Temperatura inicial do produto	(oC)
T_{ic}	Temperatura de início do congelamento	(oC)
T_m	Temperatura média no interior do corpo de prova	(oC)
T_{ma}	Temperatura média do produto	(oC)
T_{mi}	Temperatura final de congelamento	(oC)
T_{op}	Temperatura de operação	(oC)
T_s	Temperatura da superfície	(oC)
t	Tempo	(s)
t_{exp}	Tempo de congelamento experimental	(h)
t_f	Tempo de congelamento	(h)
$t_{f,forma}$	Tempo de congelamento para formas multidimensionais	(h)

$t_{f,placa}$	Tempo de congelamento para placa plana	(h)
UR	Umidade relativa	(adim.)
\dot{V}	Vazão do ar	(m ³ /s)
V	Volume do corpo	(m ³)
V_{Cu-Co}^{T1}	Tensão gerada pela junção cobre-constantan na temperatura T ₁	(mV)
V_{Co-Cu}^{T2}	Tensão gerada pela junção constantan-cobre na temperatura T ₂	(mV)
V_n	Tensão resultante do circuito termopar	(mV)
V_p	Volume ocupado pelo produto embalado	(m ³)
V_T	Volume total da caixa	(m ³)
v	Velocidade total do fluido	(m/s)
v_a	Volume do alimento	(m ³)
v_{ar}	Velocidade do ar	(m/s)
v_f	Volume do produto não congelado	(m ³)
v_i	Velocidade do ar na posição (i)	(m/s)
v_1	Velocidade do ar indicada pelo instrumento	(m/s)
v_2	Velocidade corrigida para a temperatura e pressão ambiente	(m/s)
v_3	Velocidade do ar corrigida para pressão e umidade	(m/s)
v_p	Velocidade do sensor	(m/s)
$W_{1,2}$	Parâmetros geométricos definidos pela equações (5.41) e (5.42).	
$W_{1,2}$	Parâmetros geométricos definidos pelas equações (5.41) e (5.42).	
X	Largura da seção da câmara	(m)
X_{A0}	Fração mássica de água inicial	(adim.)
X_A	Fração molar da água não congelada	(adim.)
X_b	Fração mássica de água ligada	(adim.)
X_g	Fração de gelo	(adim.)
X_r	Parâmetro empírico na equação (2.14)	(kg/m ³)
X_s	Fração mássica de sólidos	(adim.)
X_T	Fração de água congelada na temperatura T	(adim.)
x	direção x	
x_f	Distância da frente de congelamento do centro térmico	(m)

$x^V_{1,2,3...}$	Frações volumétricas de cada componente no sistema	(adim.)
$x^W_{1,2,3...}$	Frações mássicas de cada componente no sistema	(adim.)
Y	Comprimento da seção da câmara	(m)
Z	Altura da seção da câmara	(m)
Z_n, Z_m	Raízes das equações transcendentais do tipo $\alpha \tan \alpha = C$	
Z_{nm}	Parâmetro definido pela equação (5.46)	

Símbolos gregos

α	Difusividade térmica	(m ² /s)
α_0	Difusividade térmica do alimento fresco	(m ² /s)
β_1'	Primeira raiz da equação transcendental $\beta \cot \beta + (Bi-1) = 0$	
β_i	Proporção dimensão do alimento/dimensão característica. $i = 1, 2$	
Δ	Diferença entre Nusselt experimental e Nusselt predito	(adim.)
$\bar{\Delta}$	Diferença média percentual	(adim.)
ΔA_E	Redução percentual da área livre para escoamento	(adim.)
ΔC_p	Diferença entre os calores específicos da água e do gelo	(J/kg °C)
ΔH_1	Calor de pré-resfriamento	(J)
ΔH_2	Calor de subresfriamento e congelamento	(J)
ΔH_f	Calor latente de fusão da água ($\Delta H_f = 6003$)	(J/mol)
ΔR	Redução percentual da vazão de ar	(adim.)
ΔTF	Diferença percentual entre h (topo) e h(fundo)	(adim.)
ΔT_f	Diferença de temperatura em relação à temperatura do fluido	(°C)
ΔT_1	Força motriz do pré-resfriamento (equação 5.32)	(°C)
ΔT_{ar}	Variação da temperatura do ar	(°C)
δ_1	espessura da embalagem	(m)
ϕ_b	Carga térmica devida aos acessórios do ambiente refrigerado	(W)
ϕ_{cong}	Carga térmica variável com o tempo durante os períodos de congelamento subresfriamento	(W)
ϕ_{evap}	Troca de calor no evaporador ou capacidade frigorífica do sistema	(W)
ϕ_p	Carga térmica do produto	(W)

ϕ_{resf}	Carga térmica variável com o tempo durante o período de resfriamento	(W)
ϕ_x	Carga térmica proveniente de fontes externas para dentro do espaço refrigerado.	(W)
λ	Calor latente da água	(J/kg)
$\lambda_{f,ef}$	Calor latente efetivo	(J/kg)
λ, λ_1	Calor latente de congelamento do alimento	(J/kg)
μ	Viscosidade do ar	(cp)
θ	Angulo de inclinação	(rad)
ρ	Densidade	(kg/m ³)
ρ_A	Densidade da água	(kg/m ³)
ρ_{Al}	Densidade do alumínio	(kg/m ³)
ρ_{ar}	Densidade do ar	(kg/m ³)
$\rho_{ar\text{seco}}$	Densidade do ar seco	(kg/m ³)
ρ_f	Densidade do alimento congelado	(kg/m ³)
ρ_g	Densidade do gelo	(kg/m ³)
ρ_0	Densidade do produto fresco	(kg/m ³)
ρ_s	Densidade dos sólidos	(kg/m ³)
ρ_{total}	Densidade total do ar	(kg/m ³)

TESE DE DOUTORADO

Autor: JAIME VILELA DE RESENDE

Orientador: PROF. DR. VIVALDO SILVEIRA JUNIOR

Título: **Análise do Processo de Transferência de Calor para o Congelamento de Polpas de Frutas em Caixas Comerciais.**

Departamento de Engenharia de Alimentos – FEA - UNICAMP

RESUMO

Os fenômenos de transferência de calor durante o congelamento de solução modelo de polpas de frutas embaladas em sacos de polietileno e acondicionados em caixas, incluindo propriedades térmicas, coeficientes de transferência de calor superficiais efetivos, tempos de congelamento e carga térmica do produto variável com o tempo são discutidos. Nestes processos as caixas contêm uma porosidade significativa e métodos para avaliar como estes espaços vazios entre as embalagens afetam a transferência de calor apresenta uma certa dificuldade prática. Arranjos de 7,5 e 3 camadas de produto foram colocadas no interior das caixas e congeladas em três níveis de temperaturas do ar de resfriamento. Para uso nos modelos de transferência de calor, a difusividade térmica e a condutividade térmica da solução modelo foram medidas pelo método da sonda com aquecimento. Métodos teóricos e empíricos foram usados para a predição das outras propriedades termofísicas na faixa de temperatura do processo. As velocidades e vazões do ar através da seção do túnel foram medidas utilizando um novo método que consiste em ajustar os dados experimentais por regressão não-linear determinando o perfil de velocidades e a vazão é obtida por integração numérica sob estes perfis. Os coeficientes de transferência de calor foram medidos nas superfícies do produto usando um transdutor metálico. Os resultados foram apresentados na forma de correlações adimensionais baseadas no diâmetro hidráulico de dutos retangulares. Os efeitos da temperatura e velocidade do ar, influência da embalagem do produto, posição do transdutor no interior das caixas e posição das caixas no empilhamento durante o congelamento foram analisadas. As qualidades dos resultados produzidos pelas correlações foram avaliadas pelo cálculo dos tempos de congelamento

usando modelos encontrados na literatura e comparados com as medidas experimentais. As medidas experimentais para a carga térmica dinâmica foram obtidas usando o princípio do calorímetro. Os valores obtidos pelo método baseado na resolução de equações diferenciais ordinárias (ODE), para as predições da carga térmica variável com o tempo, foram comparados com dados medidos. Os resultados dos métodos experimentais podem ser aplicados a situações práticas e é útil para montar estratégias de controle do sistema de refrigeração visando a redução do consumo de energia além de suprir informações para as condições operacionais do equipamento variável com o tempo.

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL
SEÇÃO CIRCULANTE

Palavras Chaves: Alimentos congelados, Calor- transmissão, frutas-indústria.

DOCTORATE THESIS

Author: JAIME VILELA DE RESENDE

Thesis Director: PROF. DR. VIVALDO SILVEIRA JUNIOR

Title: **Heat Transfer Process Analyses for the Freezing of Fruit Pulp in Commercial boxes**

Department of Food Engineering – FEA - UNICAMP

SUMMARY

The phenomena of heat transfer during the freezing of packaged fruit pulp in multi layer boxes, including functional relationships of thermal properties, effective surface heat transfer, freezing times and dynamic product heat load are discussed. In these freezing processes, the boxes contain significant void spaces and methods to evaluate how these empty spaces affect the heat transfer are, most of times, a difficult practice. Three configurations of product types and processes were tested in the study. Three plastic boxes that are used in industry were filled and arranged with 7, 5 and 3 layers of polyethylene bags, each containing 100 grams of fruit pulp models. The piled up boxes were frozen at different air temperatures and air velocities established by the number of layers inside the boxes. Thermal diffusivities and thermal conductivities of fruit pulp models were measured by a hot wire probe method and tested against three structural models. Theoretical and empirical methods were used to predict the other thermo physical properties in the freezing range. The air velocity and the airflow rate across the cross section of the tunnel were measured using a new method based on experimental data fitted by non-linear regression. The airflow rate measured using the present method resulted from air velocities profile adjusted by numerical integration. The surface heat transfer coefficients on the product surface were measured using a aluminum transducer. The results were presented as non-dimensional correlations based on the hydraulic diameter of the rectangular ducts. The

effects of air temperature and air velocity, as well as the effects of the transducer position inside the boxes and the boxes positions, piled up on the surface, and heat transfer coefficients were analysed by the quality of the results from the correlation were evaluated by computing of freezing times of the configurations. A procedure for estimating freezing times by using models described in the literature was compared with experimental data. Two different shapes were tested in the products. The shape factor (E) was calculated by the method derived of Hossain et al. (1992 a, b, c) and by the EHTD (equivalent heat transfer dimension) of Cleland (1982). The experimental measurement for dynamic heat load was obtained using the principle of the flow calorimeter. A thermocouple array coupled in series was used in the air stream and differential temperature was measured. an Ordinary Differential Equation (ODE) method of predicting the heat load time profile of cooling and freezing product were compared with measured data. The results from experimental methods can be applicable to practical situations and it is useful to set strategy controls on the refrigeration system because of its ability to supply informations for time variable equipment conditions.

Key words: Frozen Foods, Heat transfer, fruit industries

INTRODUÇÃO GERAL

O congelamento tem sido um método eficaz no armazenamento de frutas e hortaliças, diminuindo os efeitos de deterioração, devida principalmente as reações químicas, ações enzimáticas ou aos processos de degradação biológica como os causados pela ação de microorganismos. O congelamento, embora eficiente produz efeitos prejudiciais comprometendo a qualidade dos produtos que depende da velocidade e do meio de resfriamento.

Frutas congeladas são uma categoria importante entre os produtos alimentícios congelados que são usados como matéria prima para a produção de sorvetes, yogurtes, geléias e produtos pastosos. Quando congelados inteiros ou em pedaços, as mudanças nas propriedades relacionadas à textura são mais sérias que as alterações causadas por reações químicas. A maioria das frutas são compostas de estruturas celulares finas constituídas por membranas responsáveis pela retenção de fluido e solutos, que, uma vez danificadas pelo crescimento de cristais de gelo durante o congelamento, alteram a textura.

Quando a fruta é congelada na forma de polpa, o efeito do processo de congelamento é verificado pela alteração na consistência da polpa e através de mudanças em suas composições causadas por reações químicas durante o armazenamento posterior. A consistência da polpa e aparência global é mantida melhor quando a polpa é congelada rapidamente. As mudanças na composição química são referidas quanto a retenção de aromas, alterações no teor de ácido ascórbico, mudanças na cor e reativação de processos enzimáticos (por exemplo, peroxidase e polifenoloxidase), causando o desenvolvimento de odores indesejáveis e influenciando na qualidade da polpa (Wang e Chang, (1994); Pilar-Cano *et al.*; (1995)).

A qualidade global de produtos congelados pode ser afetada durante a preparação, pré-congelamento, congelamento, transporte, distribuição e armazenamento pós congelamento. Atualmente, o objetivo primário é o uso de técnica operacional de

congelamento que mantenha tão próxima quanto possível as características de qualidade do produto original.

Neste contexto, a principal área de atividade está na predição de tempos de congelamento e na troca térmica do produto variável com o tempo, usando modelos matemáticos baseados em estudos da transferência de calor e mudança de fase simultaneamente. Tais modelos permitem o desenvolvimento das condições de operação do processo de congelamento ótimas e a determinação dos efeitos dos fatores que relacionam produto e processo.

O processo de congelamento é extremamente dependente das propriedades relacionadas ao produto. As taxas de transferência de calor são determinadas principalmente a partir das propriedades termofísicas que são função da água e de sua mudança de estado durante o congelamento. O conhecimento dos fatores que promovem as condições ótimas para a mudança de estado da água é substancial para o controle operacional do processo de congelamento (George, 1993).

O tempo de congelamento (tempo necessário para abaixar a temperatura de um valor inicial a um valor final especificado) é um dos mais importantes fatores para o projeto de um processo de congelamento industrial, influenciando a qualidade do produto e a economia e produtividade do processo. Inúmeros trabalhos têm sido desenvolvidos comparando tempos de congelamento experimentais e calculados. Muitos dos resultados experimentais foram obtidos para alimentos específicos como a carne, e em muitas circunstâncias, substâncias modelos como KTS (Karlsruhe Test Substance) foram usadas para simular produtos alimentares, existindo poucas informações sobre experimentos com produtos vegetais, especialmente polpas de frutas.

A eficiência do processo de congelamento reflete sobre as características de qualidade final da polpa sendo o tempo de residência do produto no processo um dos fatores principais para sua preservação. O processamento industrial na maioria dos casos, utiliza as mesmas condições operacionais para diferentes tipos de produtos, sendo a única variável, o tempo de residência da polpa de fruta no equipamento que é pré-estabelecido de

acordo com a quantidade de produto a ser processado. O processo é realizado em túneis de congelamento de forma empírica não havendo um controle sistemático de parâmetros operacionais como a temperatura do ar, velocidade do ar e capacidade frigorífica do equipamento que podem contribuir diretamente para a minimização do tempo de congelamento e influenciar quanto aos aspectos econômicos do processo. Na prática industrial, estes parâmetros são mantidos constantes e quando muitas vezes o produto não é processado adequadamente, não atendendo aos atributos de qualidade necessária ao armazenamento posterior, ou o processo se torna por demais dispendioso.

A qualidade do produto final exige controle do processo, não somente nas etapas de pré e pós-congelamento, mas também durante o congelamento. Nos sistemas modernos de refrigeração deseja-se que a velocidade de congelamento possa ser monitorada minuciosamente através de sistemas de controle que ofereçam recursos para a modificação das condições de operação do congelamento de acordo com as características do produto.

Segundo Cleland (1998), os métodos de predição do tempo de congelamento têm sido melhorados significativamente nas últimas duas décadas e já não são os fatores limitantes na exatidão dos projetos dos sistemas. Existe uma maior necessidade de informações mais precisas sobre as propriedades termofísicas e sobre os coeficientes de transferência de calor para uma variedade de situações práticas. O efeito das condições variáveis com o tempo também é importante. O projeto industrial freqüentemente necessita além do valor da carga térmica média do processo, estimativas das taxas de remoção de calor em função do tempo, para produtos de formas geométricas bastante complexas. A carga térmica do produto é, geralmente, a maior carga submetida ao sistema de refrigeração e, portanto, afeta os custos inicial e operacional do sistema, sendo de vital importância para o dimensionamento do sistema.

Em algumas circunstâncias, como no congelamento de produtos pequenos (vegetais em pedaços) existem variações em seus tempos de congelamento e, em sistemas contínuos, o aumento na temperatura de saída pode ser compensado por um equilíbrio térmico posterior. Por outro lado em caixas com grande quantidade de produto, o congelamento de toda a embalagem individual é importante. Isto se torna mais necessário quando o produto

tem uma composição heterogênea, forma irregular ou diferenças, devido a porosidades no interior do produto ou entre o produto e a embalagem. Quando ocorrem estas situações, o principal problema para o projeto do sistema está na falha em se obter condições uniformes de processamento no interior da câmara de congelamento, ou seja, a distribuição da velocidade do ar por todo o produto, a incerteza sobre a relação entre os coeficientes de transferência de calor superficiais, o meio de resfriamento e das propriedades termofísicas do produto alimentar.

O trabalho foi desenvolvido em várias etapas descritas em formas de capítulos apresentados a seguir:

CAPÍTULO I - Montagem das instalações;

CAPÍTULO II - Propriedades termofísicas do produto;

CAPÍTULO III - Determinação do perfil de escoamento do ar;

CAPÍTULO IV - Coeficientes de transferência de calor superficiais;

CAPÍTULO V - Transferência de calor no interior do produto;

CAPÍTULO VI - Carga térmica do produto;

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- CLELAND, A.C. e ÖZILGEN, S. Thermal design calculations for food freezing equipment – past, present and future. **International Journal of Refrigeration**, v.21(5), p.359-371, 1998.
- GEORGE, R. M. Freezing Processes Used in the Food Industry **Trends in Food Science & Technology**, v.4, p.134-138, May 1993.
- PILAR-CANO, M.; ANCOS, B. e LOBO, G. Peroxidase and Polyphenoloxidase Activities in Papaya during Postharvest ripening and after Freezing/Thawing. **Journal of Food Science**, v.60(4), p.815-817, 1995.
- REID, D. S. Optimizing the Quality of Frozen Foods. **Food Technology**, p.78-82, jul. 1990.
- WANG, C. C. H. e CHANG, K. C. Beet Pulp and Isolated Pectin Physicochemical Properties as Related to Freezing. **Journal of Food Science**, V.59(6), p.1153-1154, 1167, 1994.

OBJETIVOS

O presente trabalho tem como objetivos:

(i) Avaliar o processo de transferência de calor durante o congelamento de polpas de frutas embaladas em sacos de polietileno e acondicionadas em caixas plásticas comerciais sob diferentes condições operacionais do equipamento (temperatura e velocidade do ar);

(ii) Determinar o perfil da velocidade do ar no interior da câmara e desenvolver uma metodologia para o cálculo da vazão através da integração superficial da distribuição da velocidade sobre o produto e fornecer subsídios para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor e avaliação da carga térmica do produto;

(iii) caracterizar o processo através da determinação dos coeficientes de transferência de calor em um túnel de congelamento com corrente forçada de ar dirigida horizontalmente sobre o produto;

(iv) Quantificar as variações dos coeficientes levando em consideração a localização entre as camadas de produto no interior das caixas (topo, fundo);

(v) Avaliar a variação da carga térmica do produto colocado sob o sistema de refrigeração com a quantidade de produto em função do tempo de processamento;

(vi) Determinar o efeito da quantidade de produto processado e parâmetros operacionais sobre a eficiência do congelamento;

(vii) Maximização das condições operacionais e minimização do tempo de residência do produto.

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL
SEÇÃO CIRCULANTE

CAPÍTULO I. MONTAGEM DAS INSTALAÇÕES

I.1. TÚNEL DE CONGELAMENTO COM FLUXO DE AR HORIZONTAL

I.1.1. INTRODUÇÃO

A operação básica dos túneis de congelamento consiste do insuflamento do ar frio sobre o produto, que pode ser arranjado sobre bandejas ou caixas no caso de um sistema batelada ou colocado sobre uma esteira em movimento no caso dos sistemas contínuos. As condições de operações usuais para congeladores “*air blast*” são temperaturas entre -18 e -35 °C e velocidades do ar acima de 2 m/s.

Neste método de congelamento, a taxa de transferência de calor é controlada pela espessura da camada limite e de sua estabilidade hidrodinâmica e, esta depende das propriedades superficiais do produto e direção do escoamento do ar (Earle, 1985). Para a operação econômica e correta da planta a maioria dos estudos têm concentrado seus esforços na otimização do sistema quanto à velocidade do ar, temperatura e espessura do alimento congelado (tempo de congelamento).

Para os sistemas a batelada, como no congelamento de polpas de frutas embaladas em sacos de polietileno, a maioria das aplicações é a utilização de sistemas com ventiladores insuflando o ar frio direcionado paralelamente à superfície do produto (fluxo horizontal). O objetivo deste capítulo é a descrição da montagem dos equipamentos experimentais utilizados para o resfriamento e congelamento de polpas de frutas buscando controlar e reproduzir as condições operacionais frequentes na prática industrial.

Para isto, uma nova configuração do túnel de congelamento foi construída a partir de uma unidade pré-existente. Esta unidade anteriormente produzia uma corrente de ar com fluxo descendente vertical, foi adaptada de maneira a proporcionar uma corrente de ar insuflado em uma trajetória horizontal em relação às caixas contendo o produto. Desde a construção até a operação do sistema, foram envolvidas as seguintes etapas mostradas na Figura (I.1):

- Cálculos, especificações e construção de dutos, difusores e conexões para o escoamento e retorno do ar ao evaporador;
- Montagem da câmara horizontal para o congelamento do produto;
- Isolamento térmico do sistema;
- Instalação de acessórios;
- Ensaios de desempenho.

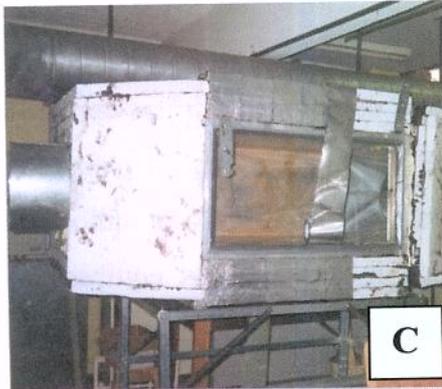
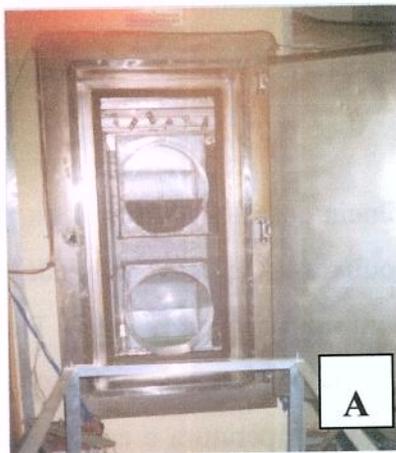


FIGURA I. 1- Construção da câmara de congelamento horizontal e adaptação à unidade pré-existente. (A) Adaptação para o desvio da corrente de ar; (B) Montagem da câmara horizontal e isolamento térmico do sistema; (C) Revestimento externo e (D) Tubulação de retorno do ar ao evaporador.

I.1.1.1. Dutos, difusores e conexões para o retorno do ar

As construções das instalações para o desvio (curvas de saída e entrada) da corrente de ar proveniente do ventilador foram feitas com as mesmas dimensões dos dutos derivados da instalação pré-existente. São duas curvas de 90° com seção quadrada de 40 cm de lado e transição brusca para seção circular de 40 cm de diâmetro (Figura I.1-A) feitas em chapa de aço galvanizado destinadas uma ao direcionamento do ar à câmara de congelamento e a outra ao retorno do ar ao evaporador.

Na entrada da câmara de congelamento foi acoplado um difusor de ar (fluxo divergente) e na saída um redutor (fluxo convergente) com transição de seções circular/retangular para o difusor e retangular/circular para o redutor. Ambos foram feitos também com chapa de aço galvanizado (Figura I.1-B). O dimensionamento destas instalações foi feito buscando a melhor distribuição do ar no interior da câmara e na redução de perdas dinâmicas resultantes de distúrbios no fluxo causados por acessórios e mudanças na direção e/ou área na trajetória da corrente de ar. O comprimento e a inclinação destas instalações foram estabelecidos baseados nos coeficientes de perdas locais usados para avaliar a resistência do fluido, conforme procedimento descrito no ASHRAE HANDBOOK - Fundamentals (1977). A Figura (I.2 A e B) mostram estas correlações entre C_1 (comprimento do difusor), θ ($\theta/2 =$ ângulo de inclinação) e C_0 (Coeficiente de perda local) para as instalações de entrada e saída da câmara de congelamento. O custo inicial e a disponibilidade de espaço para a construção são fatores decisivos na escolha do comprimento e inclinação destas instalações a partir da Figura (I.2) e um bom senso deve ser aplicado com o objetivo de se obter o menor coeficiente de perda local (redução de perdas na trajetória do ar) e menor comprimento (redução de custos). Os pontos destacados (vermelho) na região central das Figuras (I.2 A e B) mostram as dimensões que mais se adequaram as condições de projeto e a Tabela (I.1) apresenta estas dimensões determinadas para a entrada e saída da câmara.

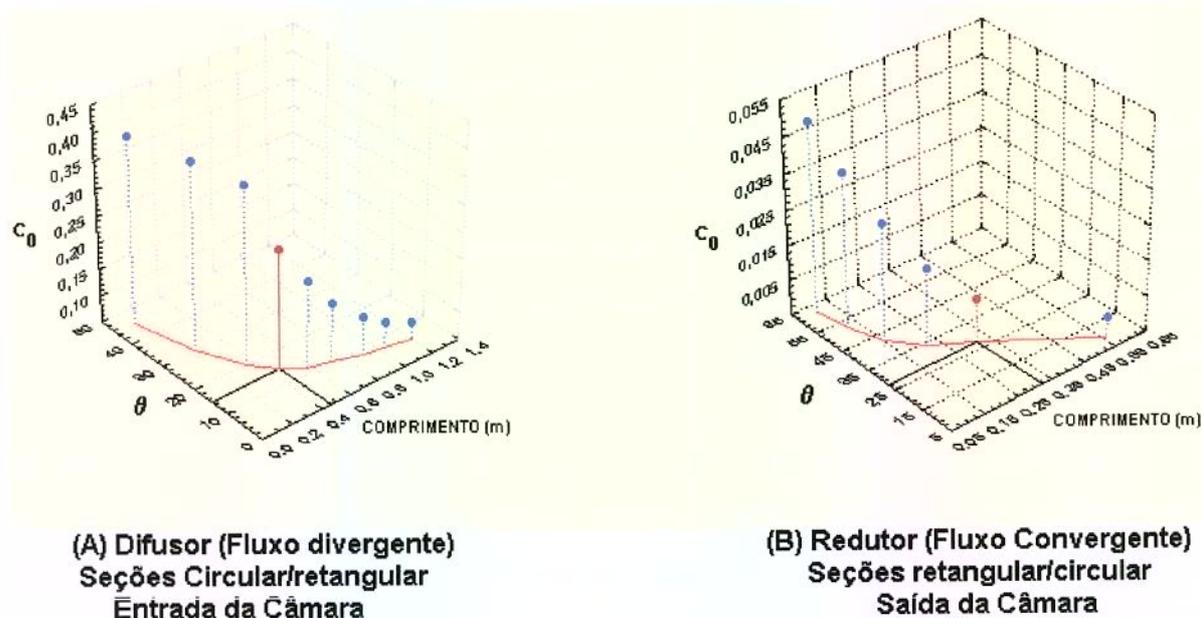


FIGURA I. 2 -Correlações entre o comprimento (C_1), ângulo de inclinação ($\theta/2$) e coeficiente de perda local (C_0) usados no dimensionamento do difusor e redutor do fluxo de ar na câmara de congelamento.

TABELA I. 1 - Valores do comprimento e ângulo de inclinação do difusor e redutor do fluxo de ar na câmara de congelamento.

	Difusor (entrada)	Redutor (saída)
Inclinação	15°	30°
Comprimento (m)	0,48	0,28

I.1.1.2. Montagem da câmara horizontal de congelamento

A câmara de congelamento consiste de duas caixas concêntricas de aço inoxidável com dimensões externas de 1,05 × 0,78 × 0,6 m (Figura I.1 – B) e volume interno de 0,32 m³. O espaço (0,05m) entre as duas caixas foi preenchido com espuma de poliuretano

I.1.1.3 - Isolamento térmico do sistema

O isolamento térmico externo das instalações e da câmara de congelamento foi feito com placas de poliestireno expandido de 0,05 m de espessura unidas entre si pela aplicação de camadas de impermeabilização asfáltica a frio que atuam como barreiras de vapor de água (Figura I.1-B).

A espessura do isolamento foi determinada para evitar a condensação de água na superfície e assegurar que a temperatura na superfície do isolante sempre exceda a temperatura do ponto de orvalho do ar, conforme procedimento descrito pela ASHRAE HANDBOOK – Fundamentals (1977). A condensação ocorre quando a umidade do ar entra em contato com uma superfície, cuja temperatura é inferior àquela do ponto de orvalho do ar.

A espessura de isolamento necessária para prevenir a condensação sobre superfícies metálicas planas foi obtida fazendo uso dos gráficos apresentados nas Figuras (I.3) e (I.4).

Na Figura (I.3), T_{mi} é a temperatura média do ar interno ($^{\circ}\text{F}$) e R_L é a resistência do isolamento estimado pela condutividade térmica de um material isolante específico. A temperatura média, T_{mi} é determinada como a média aritmética entre a temperatura de bulbo seco do ar no ambiente (T_{bs}) e a temperatura de operação (T_{op}). A espessura real de isolamento da superfície é determinada a partir da Figura (I.4).

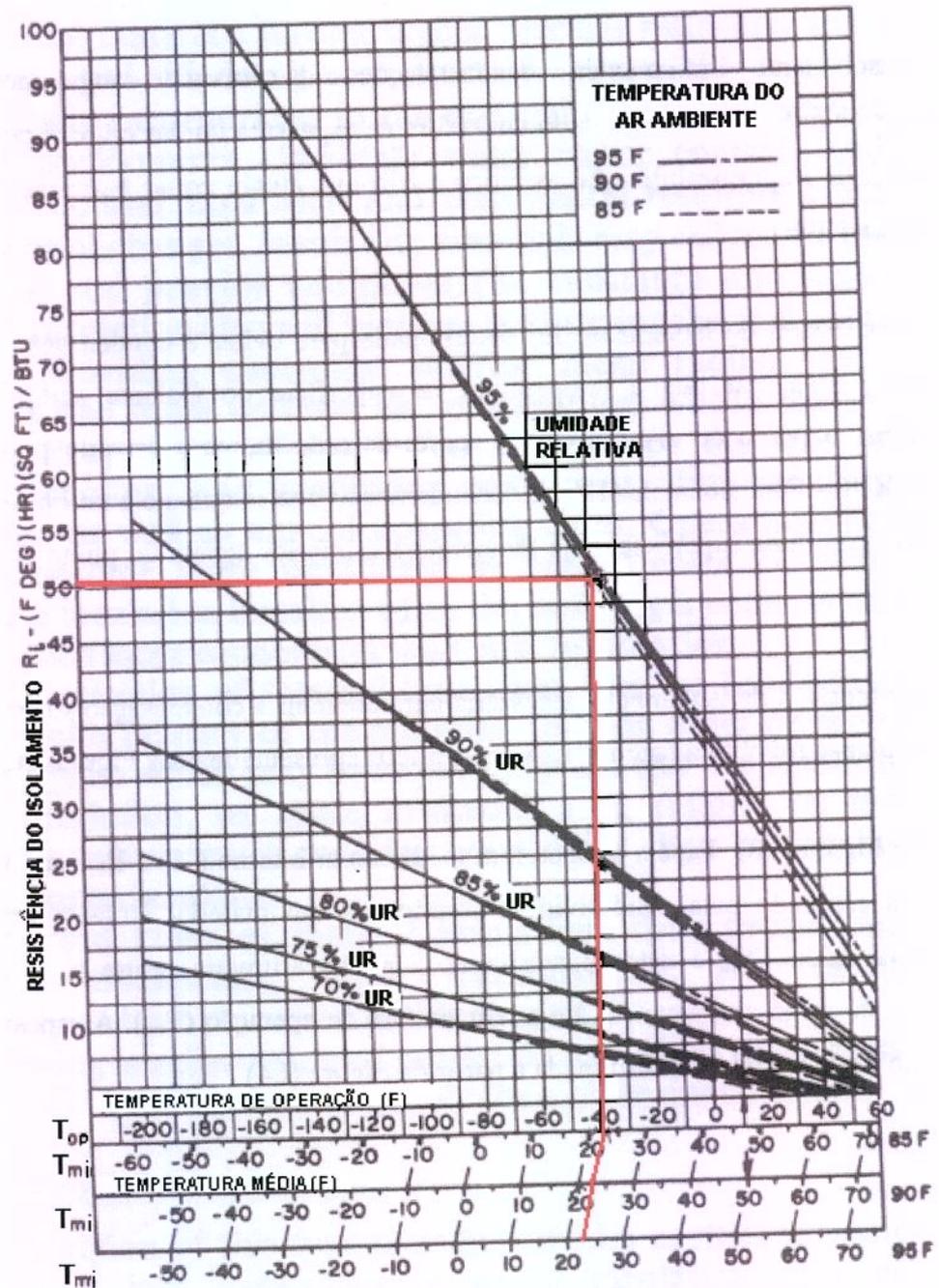


FIGURA I. 3– Resistência interna do isolamento para prevenir a condensação superficial (ASHRAE – Fundamentals, 1977).

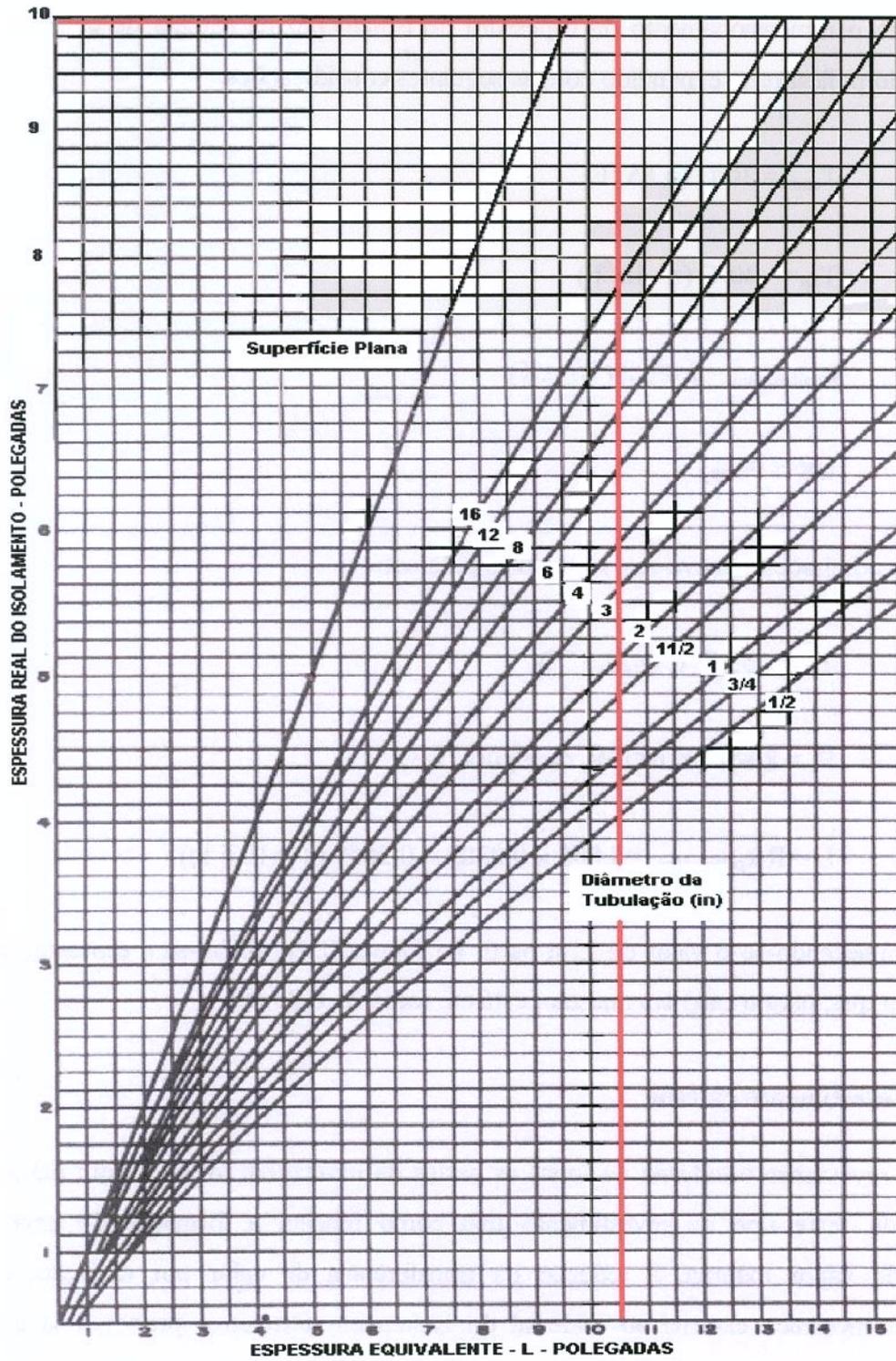


FIGURA I. 4- Conversão da espessura equivalente para espessura real para isolamento de dutos com poliestireno expandido (ASHRAE – Fundamentals, 1977).

Para o dimensionamento da espessura de isolamento da câmara de congelamento, foi utilizado poliestireno expandido com as seguintes considerações:

$$T_{\text{amb}} = 30^{\circ}\text{C} (\cong 85^{\circ}\text{F})$$

$$T_{\text{op}} = -40^{\circ}\text{C} (\cong -40^{\circ}\text{F})$$

$$k_{\text{poliestireno}} = 0,0302 \text{ (W/m.K)}$$

$$\text{UR} \cong 95\%;$$

Com estas admissões, obteve-se os seguintes parâmetros:

$$T_{\text{mi}} = -5,27^{\circ}\text{C} (\cong 22,5^{\circ}\text{F}),$$

$$R_i = 8,805 \text{ (K.m}^2\text{)/W, da Figura (1.3),}$$

$$L = R_i k_{\text{poliestireno}} = 8,805 \times 0,0302 = 0,2659 \text{ m} (\cong 10,5 \text{ in})$$

Conhecendo-se o valor de L, a partir da Figura (I.4), obtém-se a espessura real do isolamento que, para o caso em questão, está em torno de 0,25 m.

I.1.1.4. Revestimento externo

O revestimento externo de todas as partes da montagem foi feito com fita asfáltica aluminizada. Este tipo de revestimento tem como função, a formação de uma última barreira de vapor externa, a redução da transferência de calor por radiação; confere resistência mecânica externa ao material do isolamento térmico e proporciona um bom acabamento externo (Figura I.1-C).

I.1.1.5. Instalação de acessórios

A instalação de acessórios refere-se a construção da porta, difusor de insuflamento, filtros de ar, aberturas para instalações de sensores, resistências e termostatos para o controle da temperatura na câmara de congelamento.

A determinação inicial de um perfil de velocidade do ar ao longo das seções de entrada e saída da câmara possibilitou uma análise inicial da distribuição da velocidade do ar permitindo a verificação da existência de caminhos preferenciais com a maior parte do escoamento concentrada em uma pequena seção localizada na parte inferior próxima a parede do fundo da câmara. Para o direcionamento uniforme da corrente de ar foi construído um difusor de insuflamento com quatro aletas fixas e seis aletas ajustáveis individualmente sendo quatro de deflexão horizontal e duas de deflexão vertical. O difusor foi introduzido no interior do duto circular em uma posição imediatamente anterior ao difusor de ar na entrada da câmara de congelamento.

O controle da temperatura do ar no interior da câmara foi realizado através da instalação de termostatos (Danfoss, mod RT9- -15°C a -40°C) com sensores colocados em contato direto com o fluxo de ar no interior da câmara de congelamento. Os termostatos (Figura I.5 nº 24 e 25) atuam, promovendo a abertura e o fechamento de válvulas solenóides, localizadas nas derivações da linha de descarga do compressor injetando gás superaquecido na entrada do evaporador. A utilização de um dos termostatos depende da temperatura da aplicação.

Foi verificado que a estratégia de controle *on/off* do termostato atuando sobre uma válvula solenóide produzia uma grande oscilação (em torno de 5°C) na temperatura do ar no interior da câmara causada pela injeção de gás quente. Para a solução de tal problema e para se ter subsídios para avaliar a capacidade do sistema foi instalado um banco de resistências elétricas constituído de 12 resistências de 1,5 kW de potência acionadas em grupo ou individualmente e uma resistência de 1,0 kW ligada a um variador de tensão destinada a promover o ajuste fino da temperatura. Todas as resistências foram instaladas após a câmara de congelamento em contato direto com o ar de retorno que se dirige ao evaporador.

I.1.1.6. Sistema de refrigeração

O sistema de refrigeração do túnel de congelamento é composto de um compressor semi-hermético (BITZER - MOD. NBS 1700) operando com refrigerante R-408A (FORANE FX-10 - Elf Atochem), sistema de condensação a água e expansão direta do refrigerante no evaporador por meio de válvulas de expansão termostáticas com equalização externa. O controle da temperatura do ar na câmara de congelamento pode ser feito por meio de termostatos atuando sobre válvulas solenóides promovendo a injeção de gás quente na entrada do evaporador ou por meio de aquecimento através de um banco de resistências elétricas. Um diagrama do circuito de refrigeração é apresentado na Figura (I.5) e a descrição dos componentes do sistema está mostrada na Tabela (I.2).

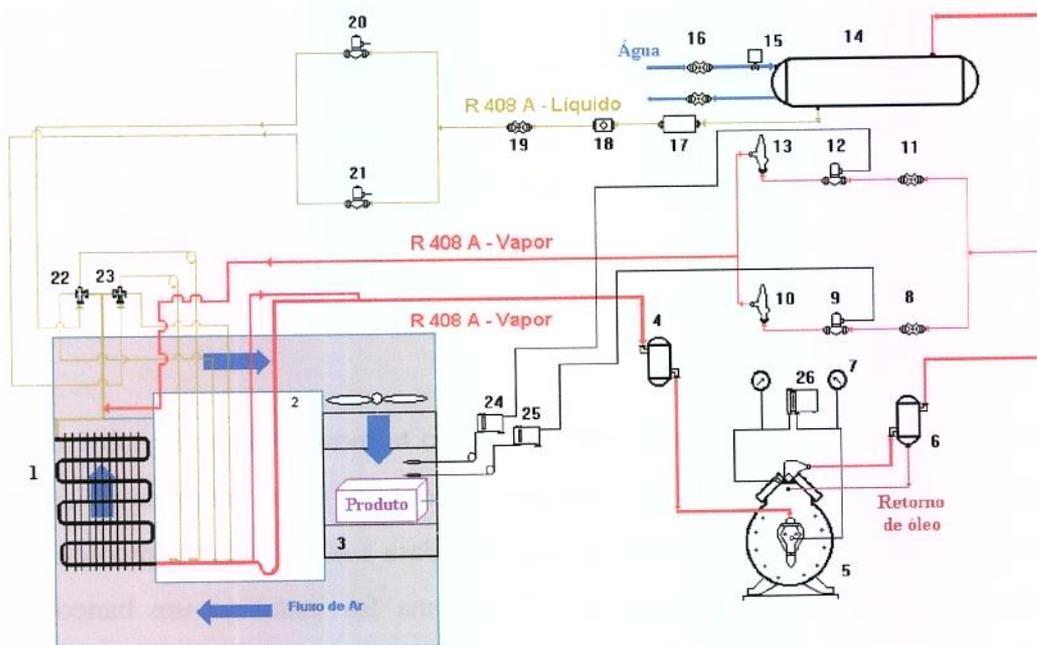


FIGURA I. 5 - Diagrama do circuito de refrigeração do túnel original de congelamento com circulação forçada de ar.

TABELA I. 2 - Legenda para os componentes do circuito de refrigeração apresentado na Figura (I.5)

1 - Evaporador	15 - Sensor de Vazão de Água
2 - Ventilador	16 - Válvulas Manuais de entrada/saída de Água
3 - Câmara de Congelamento	17 - Filtro Desumidificador de Refrigerante
4 - Separador de Líquido	18 - Visor de Líquido Refrigerante
5 - Compressor	19 - Válvula de Serviço (Linha de líquido)
6 - Filtro de Óleo	20 - Válvula Solenóide (Linha de resfriamento)
7 - Manômetros	21 - Válvula Solenóide (Linha de congelamento)
8 - Válvula de Serviço (Gás quente - Linha de resfriamento)	22 - Válvula de Expansão Termostática (Linha de resfriamento)
9 - Válvula Solenóide (Gás quente - Linha de Resfriamento)	23 - Válvula de Expansão Termostática (Linha de congelamento)
10 - Válvula Reguladora de Pressão (Gás quente - Linha de resfriamento)	24 - Termostato (Linha de congelamento - atua sobre a válvula solenóide descrita no item 12)
11 - Válvula de Serviço (Gás quente - Linha de congelamento)	25 - Termostato (Linha de resfriamento - atua sobre a válvula solenóide descrita no item 9)
12 - Válvula Solenóide (Gás quente - Linha de congelamento)	26 - Pressostato diferencial
13 - Válvula Reguladora de Pressão (Gás quente - Linha de congelamento)	
14 - Condensador a água	

I.1.1.7. Ensaio de desempenho

Os ensaios de desempenho consistiram na obtenção de dados da operação do equipamento, tais como perfil de velocidade do ar no interior da câmara, temperatura máxima de operação e tempo para o equipamento entrar em regime.

A Figura (I.6) mostra a variação das temperaturas tomadas em diferentes pontos do sistema de refrigeração operando na ausência de cargas térmicas proveniente de produto ou resistências elétricas.

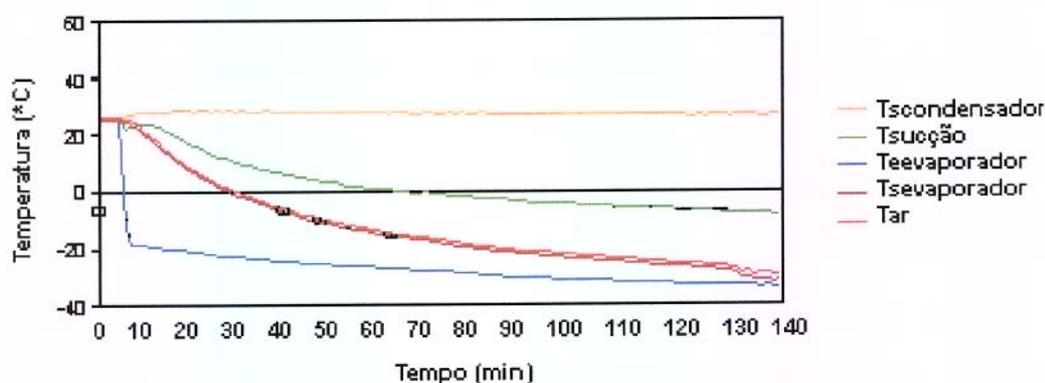


FIGURA I. 6 - Comportamento do sistema de refrigeração operando na ausência de cargas térmicas.

A Figura (I.7) mostra a estabilização da temperatura do ar na câmara de congelamento em função da carga térmica imposta por meio de aquecimento utilizando resistências elétricas. O objetivo de se utilizar o banco de resistências é evitar flutuações da temperatura do ar na câmara de congelamento decorrentes da operação “on/off” dos termostatos instalados e também o suprimento de uma carga térmica artificial para prevenir o retorno de refrigerante líquido ao compressor nos estágios finais do processo de congelamento quando a carga térmica dinâmica do produto é muito reduzida.

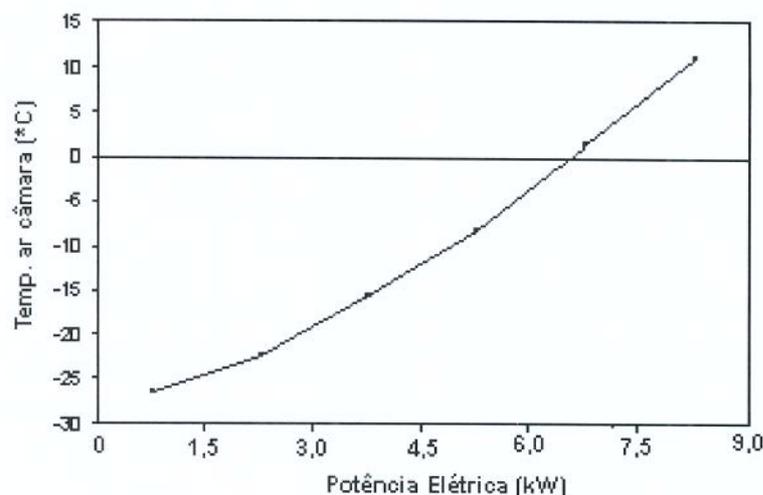


FIGURA I. 7 - Estabilização da temperatura do ar no interior da câmara de congelamento mediante o fornecimento de carga térmica através do banco de resistências elétricas.

I.2. CÂMARA PARA ESTABILIZAÇÃO E HOMOGENEIZAÇÃO DA TEMPERATURA INICIAL DO PRODUTO

No processamento industrial da polpa de fruta, a matéria-prima ao chegar na unidade de processamento oriunda do produtor pode seguir duas trajetórias dependendo da oferta do produto e da capacidade de processamento da instalação. Estas se referem à fruta que chega na instalação e é processada imediatamente, ou é pré-resfriada em câmaras frigoríficas com temperaturas entre 5 e 10 °C até o momento de ser submetida às etapas de despulpamento, embalagem e congelamento. Este processo tem como consequência a variação nas condições iniciais do produto a ser congelado.

Para reproduzir tal situação, foi construída uma câmara de estabilização operando com uma temperatura de 5 °C com os seguintes objetivos:

- Manter a temperatura inicial do produto no mesmo patamar. Com a temperatura inicial do produto estável antes do congelamento, espera-se uma melhor reprodutibilidade dos resultados dos ensaios para a obtenção das curvas de resfriamento.

- Manter as amostras na câmara de estabilização por um período de tempo suficiente antes do processo de congelamento, de forma a proporcionar a homogeneidade das amostras não havendo diferenças de temperaturas nas diferentes localizações como exemplo centro geométrico e superfície.

A câmara foi construída utilizando chapas de compensado de madeira de 19,0 mm de espessura com medidas internas de 1,20 × 0,80 × 0,60 m finalizando um volume interno suficientemente necessário para a colocação das caixas contendo as amostras (Figura I.8).

No teto da câmara foi fixado um evaporador de ar forçado (McQuay, Brasil, Modelo MAC 023A) com descarga pela frente e hélice sopradora, insuflando o ar resfriado sobre o produto.

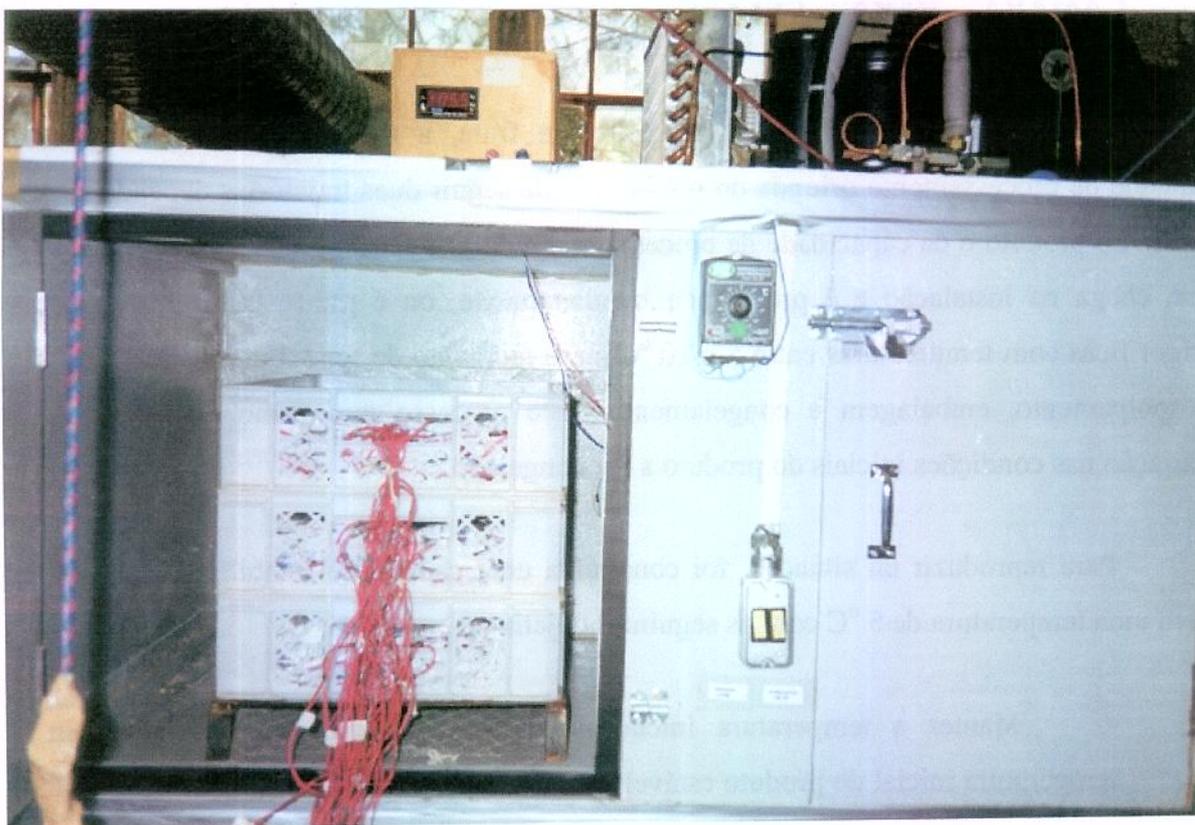


FIGURA I. 8 - Câmara para estabilização da temperatura inicial do produto.

O sistema de refrigeração da câmara foi montado usando uma unidade condensadora (ELGIN, Brasil, Modelo TUA-028D) operando com refrigerante R-12. O controle da temperatura da câmara é feito, utilizando um termostato eletrônico para refrigeração com faixa de temperatura de -40 a 40 °C e diferencial de temperatura ajustável de $0,5$ a $5,0$ °C, atuando com lógica *on-off* sobre um contator, que desliga a unidade condensadora quando a temperatura desejada no interior da câmara é atingida.

Para evitar o número de partidas frequentes da unidade condensadora da câmara de estabilização causada pela alta sensibilidade do controlador eletrônico de temperatura, que atua sobre o equipamento, foram instaladas resistências elétricas manipuladas por variadores de tensão que permitem um ajuste fino da carga térmica fornecida na câmara, de acordo com a temperatura de operação. Estas resistências também estão ligadas a um relé eletrônico que corta a corrente do aquecimento caso a temperatura no interior da câmara atinja o “*set point*” pré-estabelecido no controlador o que poderia ocorrer no caso de uma possível retirada de operação do sistema de refrigeração (unidade condensadora).

I.3.AQUISIÇÃO DE DADOS

O sistema de aquisição de dados foi desenvolvido com o objetivo de realizar a leitura simultânea de todos os sinais gerados pelos sensores em um intervalo de tempo o mais curto possível, tentando-se obter um maior número de pontos de temperatura que pudessem descrever a variação do processo transiente de transferência de calor durante o resfriamento do produto.

Devido a grande quantidade de sensores de temperatura instalados e necessários nos experimentos, foi montado um sistema multiplexador para o gerenciamento de sinais. O sistema consiste de uma chave eletrônica seletora de canais composta de 10 placas (*slots*) contendo cada uma nove canais com configuração de contato bipolar para termopares e mais um canal destinado a junta de referência (Junta fria). De uma maneira geral, na unidade totalizam 100 relés cuja função é o comando através da abertura e fechamento dos canais contendo os termopares. O instrumento utilizado foi um modelo KEITHLEY (USA) - SCANNER 706 com capacidade de varredura de 100 canais (10ms). A abertura e o

fechamento dos canais são comandados remotamente por comunicação GPIB (General Purpose Interface Bus - IEEE488) através de um cartão controlador GPIB (STD, Brasil, Modelo STD8410) em interface com um microcomputador.

O sinal gerado pelo sensor, após o fechamento do relé na chave seletora correspondente a um canal específico, é enviado a um conversor analógico/digital (A/D) (LYNX, Brasil, Modelo CAD 12/32). O valor do sinal é obtido na forma de tensão (V) pela leitura endereçada à respectiva porta do conversor que se comunica com o microcomputador usando saída serial RS232. O esquema global do sistema multiplexador para aquisição de dados está mostrado na Figura (I.9).

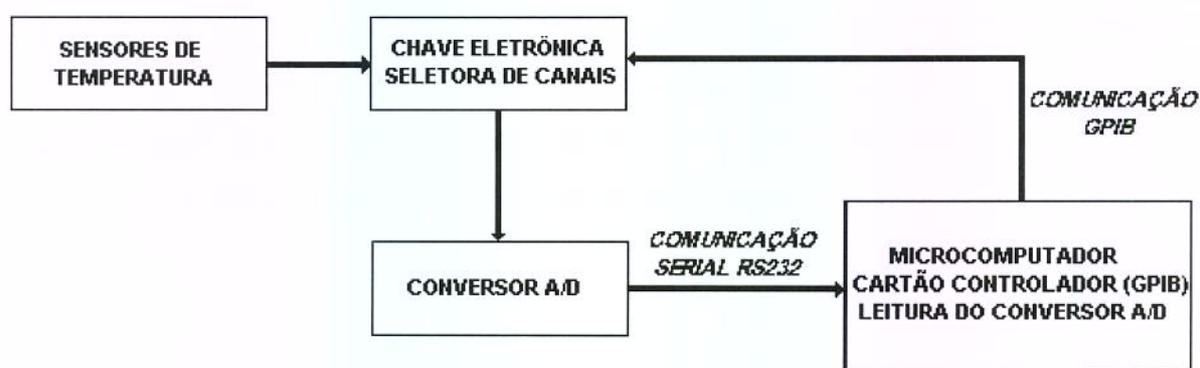


FIGURA I. 9– Esquema global do sistema de aquisição de dados.

Para o perfeito sincronismo entre os tempos de fechamento, leitura e abertura dos canais, intervalo entre leituras, geração de arquivos de dados e controle dos instrumentos ligados ao barramento do computador; foi desenvolvido um programa na linguagem TURBO PASCAL versão 7.0. Basicamente o programa é composto dos seguintes módulos:

- **Módulo de controle interativo para interfacear com o barramento GPIB.** Contem juntamente com o “*handler*” GPIB, a interface entre a linguagem PASCAL e o cartão controlador STD 8410. Contém as funções que permitem o controle na interface GPIB dos dispositivos e as palavras de comando que ativam as funções internas do aparelho (KEITHLEY). Estas funções permitem controlar remotamente o aparelho e as

palavras de comandos estabelecem as mesmas operações realizadas através do painel frontal como por exemplo a abertura e fechamento de canais

-**Módulo de leitura** dos sinais enviados pela chave seletora atuando durante o período em que o relé referente a um determinado canal permanece fechado. É feito através da programação do conversor A/D pela leitura e escrita de seus registradores internos e recebidos pelo computador por comunicação serial RS 232. Contém os endereçamentos do barramento do computador. Apresenta rotinas de autocalibração, seleção dos canais que contêm os valores dos sinais armazenados em seus registradores, as rotinas para registros de ganhos que definem a faixa de entrada dos sinais, a rotina da leitura dos valores armazenados e a sua conversão em valores de tensão (V).

- **Comandos de tempo.** Estes comandos executam o intervalo de tempo entre aquisições determinadas pelo usuário e o tempo corrente de operação do sistema.

- **Comandos de gravação do arquivo de saída de dados.**

Um fluxograma geral do programa está mostrado na Figura (I.10) e o programa completo encontra-se no Anexo A.

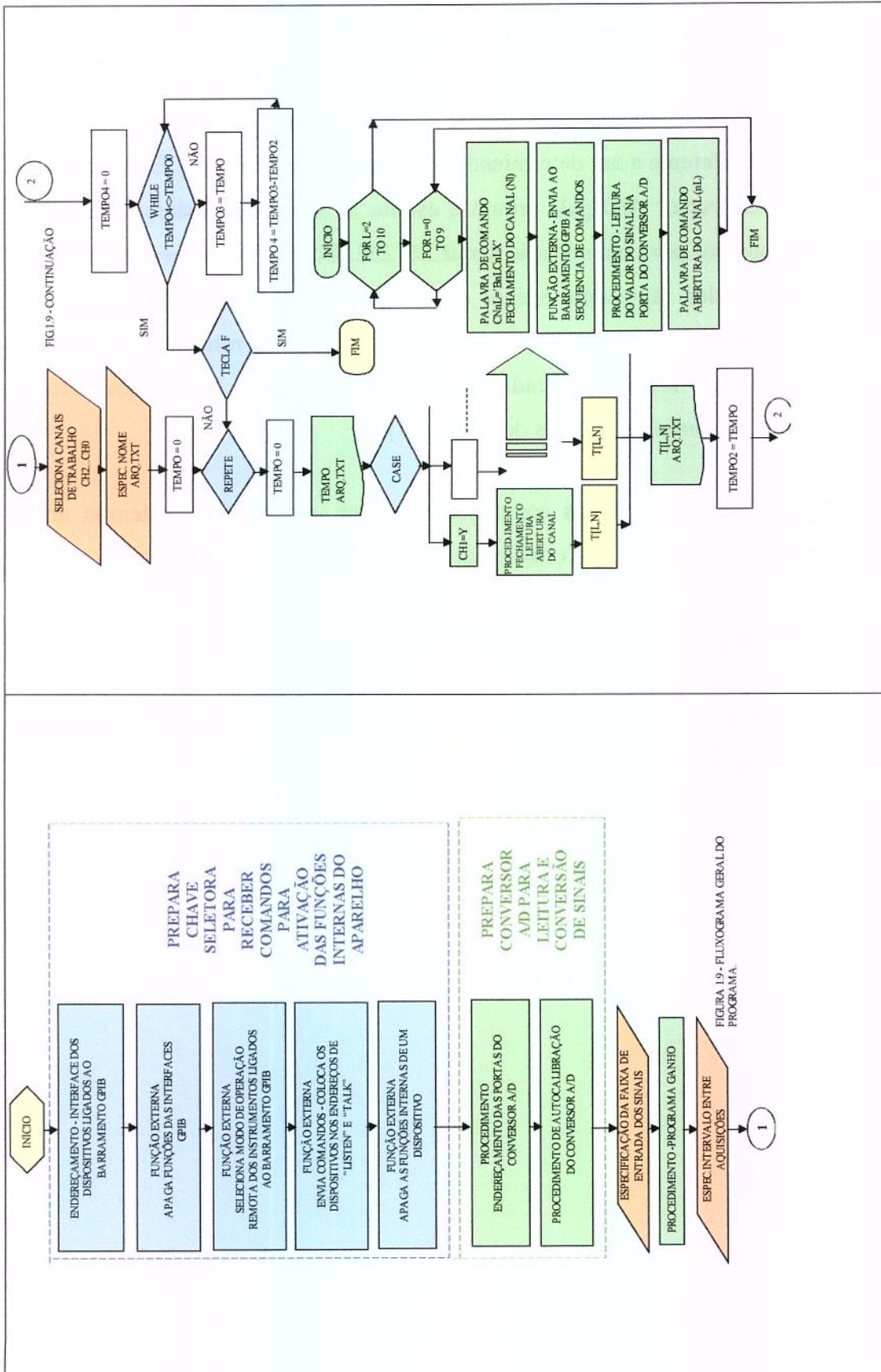


FIGURA I. 10 – Fluxograma Geral do Programa

I.4. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASHRAE HANDBOOK – 1977 Fundamentals **American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers**, Atlanta, USA, 1977.

EARLE, R. L. Freezing of Foods: An overview **Food Engineering Applications, Proc. Fourth International Congress on Engineering and Food**, Alberta, Canada, V.2, pp.3-20, 1985.

CAPÍTULO II. PROPRIEDADES TÉRMICAS DE MODELOS ALIMENTÍCIOS

RESUMO

As propriedades termofísicas de alimentos necessárias nas simulações e cálculos do processo de congelamento incluem principalmente a densidade, condutividade térmica e calor específico. Neste trabalho, as difusividades térmicas e condutividades térmicas da solução usada como modelo para o congelamento de polpas de frutas, foram medidas pelo método da sonda com aquecimento. Os experimentos foram conduzidos na faixa de -25 a 0 °C com modelos alimentícios constituídos de 0,5% de K- carrageenan + 10% de sacarose (massa/ volume de água). Modelos estruturais foram usados para as avaliações da condução de calor combinada com a fração de gelo predita a partir dos modelos de Heldman para as amostras e foram comparados com os valores das condutividades térmicas efetivas medidos. Os modelos estruturais empregados foram: em série, paralelo e Maxwell-Eucken, com o gelo considerado como a fase dispersa. Em todos os ensaios, o modelo de Maxwell-Eucken apresentou os melhores resultados (subestimativas de 6,13% quando comparadas com os valores experimentais medidos) e foi escolhido para a predição da condutividade térmica efetiva de solução-modelos de polpas de frutas congeladas. Métodos teóricos e empíricos foram usados para a predição das demais propriedades termofísicas da solução modelo na faixa de temperatura do congelamento. Para a faixa de temperatura de -35 a 35 °C, os valores calculados da densidade, entalpia, calor específico e condutividade térmica foram ajustados em termos de funções polinomiais de quinto grau, divididas em quatro faixas de temperatura e serão usadas na resolução dos problemas de transferência de calor dos capítulos posteriores.

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL
SEÇÃO CIRCULANTE

SUMMARY

The thermo physical properties of foods, required in the simulation of freezing processes, include density, conductivity and specific heat. In this work, thermal diffusivities and thermal conductivities of fruit pulp models were measured using the hot wire probe method. Experiments were carried out from 0 to -25°C with food models constituted by 0,5% K-carrageen an + 10% sucrose (weight/volume in water). Structural models were used for evaluating heat conduction combined with ice fraction predicted from the Heldman models for the samples, and were compared with the measurement of effective thermal conductivity. The structural models used were the series, parallel and Maxwell-Eucken models with ice as the dispersed phase. With all the samples tested, the model, which was composed of the dispersed ice phase, showed the best results (underestimated on 6,13% when compared with experimental measurements) and was chosen for predicting the effective thermal conductivity of frozen fruit pulp models. Theoretical and empirical methods have been used to predict another thermo physical properties of the fruit pulp models in freezing range. For the temperature range which goes from -35 to 35°C , the values calculated for the density, specific enthalpy, specific heat and thermal conductivity were fitted in terms of fifth degree polynomial functions of temperature, divided into four temperature ranges, and will be used in the resolution of heat transfer problems in the latter chapters.

II.1. INTRODUÇÃO

O conhecimento das propriedades termofísicas de alimentos é necessário para o desenvolvimento de cálculos de transferência de calor que estão envolvidos nos projetos dos equipamentos de refrigeração e armazenamento de alimentos. Tais propriedades são essenciais para a simulação da variação da temperatura no interior dos alimentos durante o congelamento e são também importantes para as estimativas do tempo de congelamento e da carga térmica do produto.

A maioria dos alimentos têm um alto teor de umidade e conseqüentemente a água serve como um meio de dispersão dos constituintes da mistura alimentar. Assim a queda do ponto de congelamento é observada em diversos sistemas alimentares. Entre 0 e -40°C as propriedades termofísicas de alimentos mostram importantes mudanças, devido a variação contínua do conteúdo de gelo com a temperatura nesta faixa, aliado ao fato de que a condutividade térmica do gelo é cerca de quatro vezes superior ao valor da condutividade térmica da água não congelada (Renaud *et al.*, 1992).

Geralmente, as determinações experimentais das propriedades térmicas de alimentos são obtidas no estado não congelado ou próximo às condições de equilíbrio sólido-líquido sendo a maior dificuldade atribuída à grande dependência das propriedades térmicas e suas grandes variações em relação a baixas temperaturas características dos processos de congelamento.

Devido a várias complicações encontradas na avaliação experimental das propriedades térmicas durante o congelamento, os esforços estão concentrados em construir modelos matemáticos baseados nas propriedades termodinâmicas de uma solução ideal. A correlação matemática das propriedades térmicas de alimentos como uma função de sua composição química básica e conteúdo de água tem sido uma alternativa para a realização experimental (Saad e Scott, 1996).

Estes modelos matemáticos são desenvolvidos considerando que os materiais alimentícios são soluções binárias ideais. Também é levado em consideração que os solutos

presentes nos alimentos estão em equilíbrio com o solvente permitindo a formulação de relações entre a temperatura do alimento e a fração de água não congelada. Porém, estas formulações não levam em conta mudanças químicas e estruturais que ocorrem nos alimentos durante o processo de congelamento. Grande parte dos estudos envolvendo o desenvolvimento de modelos matemáticos e medidas experimentais das propriedades térmicas de alimentos é realizado utilizando sistemas modelos e os resultados são aplicados para alimentos de composição similar.

Este trabalho experimental optou pela utilização de sistemas modelo para simular ensaios com polpas de frutas. Os sistemas modelo são extremamente úteis quando se deseja estudar processos ou ainda verificar a exatidão de modelos matemáticos de predição. Substâncias escolhidas como modelo para a utilização em experimentos de congelamento devem ter suas propriedades termofísicas definidas e sua composição deve ser semelhante a do sistema alimentício real, tanto na quantidade quanto na natureza de seus constituintes. Para simular ensaios com polpas de frutas, tem-se usado soluções de sacarose e diferentes tipos de géis com suas concentrações ajustadas de acordo com o teor de sólidos solúveis da polpa (da Silva, 1996).

Neste trabalho, o sistema modelo selecionado é aquele constituído de um gel composto de 0,5% (massa/volume de água) de K-carragenan e 10% (massa/volume de água) de sacarose e, os objetivos principais deste tópico consistem em determinar experimentalmente propriedades térmicas (condutividade, densidade, entalpia e calor específico) dependentes da temperatura do sistema modelo durante o processo de congelamento e compará-las com propriedades estimadas, usando modelos encontrados na literatura. Estes resultados serão utilizados como ferramentas em capítulos posteriores e na avaliação do fenômeno de transferência de calor dos sistemas modelo embalados em sacos de polietileno e acondicionados em caixas.

II.2. REVISÃO DA LITERATURA

A importância das propriedades de alimentos durante e após o congelamento é evidente pois são os parâmetros que influenciam a capacidade do sistema de refrigeração, bem como os que influenciam a velocidade do congelamento. Na maioria dos processos envolvendo a transferência de energia térmica, as propriedades principais incluem a densidade, condutividade térmica, entalpia, calor específico e difusividade térmica.

II.2.1. Propriedades térmicas de modelos alimentares

Valores e estimativas de propriedades térmicas dependentes da temperatura durante o congelamento para substâncias usadas como modelos alimentares foram obtidos experimentalmente, seguindo diferentes metodologias por diversos pesquisadores, alguns dos resultados são apresentados na Tabela (II.1).

TABELA II. 1 - Propriedades térmicas conhecidas de modelos alimentares.

Referência	Sistemas modelo
Saad e Scott (1996)	- Sacarose, Metilcelulose, Gluten de trigo
Miyawaki e Pongsawatmanit (1994)	- géis de glicose, sacarose, amido de batata - albumina (ovo)
Pongsawatmanit, Miyawaki e Yano (1993)	- glicose, sacarose, gelatina, albumina (ovo)
Renauld <i>et al.</i> (1992)	- Sacarose, gelatina, amido, albumina
Keppeler e Arboleda (1981)	- Soluções de açúcar invertido
Keppeler e Boose (1970)	- Soluções de sacarose

II.2.2. Equações para estimativas das propriedades termofísicas durante o congelamento de alimentos

A grande multiplicidade e tipos de alimentos disponíveis impossibilitam a determinação experimental e tabulação das propriedades térmicas de alimentos para todas as condições e composições possíveis. Devido ao fato das propriedades serem extremamente dependentes da composição e temperatura, a opção mais viável é estimar as

propriedades termofísicas de alimentos usando modelos matemáticos que levam em conta os efeitos da composição química e temperatura.

As expressões matemáticas para a estimativa de propriedades são modelos muitas vezes, pouco precisos, mas abrangentes e rápidos. Dessa forma estes métodos são de grande utilidade quando se deseja estimar propriedades termofísicas na ausência de dados experimentais.

Equações para a estimativa de propriedades termofísicas para sistemas com e sem mudanças de fase são descritas por Heldman (1982); Succar e Hayakawa (1983); Succar (1985); Mannaperuma e Singh (1989); Cleland (1992); da Silva (1996); Becker e Fricke (1999) e Fikiin e Fikiin (1999).

Becker e Fricke (1999) descrevem modelos selecionados de propriedades termofísicas de alimentos e avaliam seu desempenho comparando seus resultados a dados de propriedades termofísicas experimental. Diante de seus resultados, concluíram que o modelo de Chen para predição da fração de gelo, o modelo de Schwartzberg para o calor específico aparente e o modelo de Levy para a condutividade térmica foram os que apresentaram melhores resultados.

II.2.2.1. Fração de gelo

Em geral, os materiais alimentares consistem de água, sólidos-solúveis e sólidos insolúveis. Durante o processo de congelamento, à medida que a água não ligada cristaliza, a parte líquida com os sólidos dissolvidos torna-se cada vez mais concentrada, diminuindo assim a temperatura de congelamento. Neste caso, a solução líquida não congelada segue a equação da queda do ponto de congelamento dada pela lei de Raoult (Becker e Fricke, 1999). Heldman (1992) faz uso destes conceitos para formular a queda do ponto de congelamento de materiais alimentícios e apresenta a seguinte equação relacionando a fração de água não congelada e temperatura durante o congelamento.

$$\ln X_A(T) = \frac{\Delta H_f}{R_g} \left(\frac{1}{T_A} - \frac{1}{T} \right) \quad T \leq T_{ic} \quad (2.1)$$

onde T_A é o ponto de congelamento da água ($T_A = 273,15$ K), T_{ic} é a temperatura inicial de congelamento da solução, R_g é a constante universal dos gases ($R_g = 8.317$ J/gmol K), ΔH_f é calor latente de fusão da água ($\Delta H_f = 6003$ J/mol). A fração molar da água não congelada (X_A) pode ser encontrada pela equação (2.2):

$$X_A(T) = \frac{\frac{m_A(T)}{M_A}}{\frac{m_A(T)}{M_A} + \frac{m_s}{M_s}} \quad (2.2)$$

onde $m_A(T)$ é a massa da água, M_A é o peso molecular da água, M_s é o peso molecular efetivo dos sólidos. Se o ponto de congelamento inicial da solução é conhecido, a massa de sólidos (m_s) pode ser determinada a partir das equações (2.1) e (2.2). O procedimento para o cálculo da fração de água não congelada, utilizando as equações (2.1) e (2.2), tem como parâmetro de entrada a temperatura de congelamento inicial. Esta permite a determinação do peso molecular efetivo dos sólidos, substituindo-se o valor de X_A obtido na temperatura de início de congelamento na equação (2.1).

II.2.2.2. Calor específico

O calor específico tem sido comumente calculado através de equações do tipo:

$$C_p = C_2 + C_3 X_{A0} \quad (2.3)$$

onde X_{A0} é a fração mássica de água inicial e C_2 e C_3 são constantes que dependem do produto. A Tabela (II.2) mostra modelos que utilizam esta equação (da Silva, 1996).

TABELA II. 2- Modelos matemáticos simples para calor específico de alimentos para temperaturas acima ($C_{p_{ac}}$) do ponto do congelamento (da Silva, 1996).

Modelo (kJ/kg °C)	Produto
$C_{p_{ac}} = 0,837 + 3,349 X_{A0}$	geral
$C_{p_{ac}} = 1,80 + 2,39 X_{A0}$	Sucos de frutas e vegetais
$C_{p_{ac}} = 1,465 + 2,721 X_{A0}$	geral
$C_{p_{ac}} = 1,400 + 2,782 X_{A0}$	passas de uvas
$C_{p_{ac}} = 1,84 + 2,34 X_{A0}$	cebola ($X_{A0} < 0,692$)

Outros modelos incluem a contribuição de diferentes componentes (Choi e Okos, (1986) citados por Salvadori *et al.*, (1996)).

As equações que se seguem consideram todos os contribuintes não aquosos como carboidratos.

Para temperaturas acima do ponto de congelamento do produto ($T \geq T_{ic}$) tem-se:

$$C_p = C_{p_{carb}}(1 - X_A) + C_{pA}X_A \quad (2.4)$$

onde: $C_{pA} = 4,1762 - 9,0864 \times 10^{-5} T + 5,4731 \times 10^{-6} T^2$

$$C_{p_{carb}} = 1,5488 + 1,9625 \times 10^{-3} T - 5,9399 \times 10^{-6} T^2$$

Para temperatura abaixo da temperatura de congelamento do produto ($T < T_{ic}$) tem-se:

$$C_p = X_A C_{pg} + X_A (1 - X_g) C_{pA} + (1 - X_A) C_{p_{carb}} + X_A \Delta H_f \frac{T_{ic}}{T^2} \quad (2.5)$$

onde: $C_{pg} = 2,0623 + 6,07769 \times 10^{-3} T$

$$C_{pA} = 4,0817 - 5,0362 \times 10^{-3} T + 9,9516 \times 10^{-4} T^2$$

sendo os subscritos g, A e carb referentes à contribuição dos componentes gelo, água e carboidratos, respectivamente.

Uma fórmula empírica apresentada por Succar e Hayakawa (1983) para a predição do calor específico aparente é dada pela equação (2.7) para temperaturas abaixo do ponto de congelamento ($T \leq T_{ic}$). Nestes casos, o calor latente é incluído e é observado um grande aumento no seu valor no início do congelamento.

$$C_{pa} = C_e + D_s/(T_A - T)^n \quad (2.6)$$

e os parâmetros C_e , D e n da equação (2.7) estão mostrados na Tabela (II.3).

TABELA II. 3– Parâmetros para a predição da entalpia específica e calor específico aparente para alimentos com diferentes conteúdos de água (Succar e Hayakawa, 1983).

Parâmetros para a predição nas Equações (2.6) e (2.7)							
Produto	X_{A0}	T_{ic}	c_4	H_{ref}	D_s	c_e	n
	(-)	(°C)	kcal/kg°C	kcal/kg	kcal-K ⁿ⁻¹ /kg	kcal/kg°C	(-)
Sucos de	0,96	-0,39	0,968	7,117	30,8	0,366	1,928
frutas e	0,87	-1,38	0,933	14,772	85,2	0,415	1,896
vegetais	0,75	-3,19	0,863	24,366	117,1	0,465	1,750
$T_{ic} \geq T \geq -30$ °C	0,61	-6,98	0,772	38,179	165,2	0,328	1,675
Soluções de	0,96	-0,21	0,978	6,745	16,9	0,428	1,903
sacarose							
-14 °C $\leq T \leq T_{ic}$	0,61	-4,36	0,781	46,257	140,2	0,145	1,799

II.2.2.3. Entalpia

Succar e Hayakawa (1983) apresentam equações empíricas para a predição da entalpia de alimentos congelados, derivadas por integração do calor específico aparente e são apresentadas a seguir.

- Para temperaturas abaixo do ponto de congelamento ($T \leq T_{ic}$) a entalpia específica é dada pela equação (2.7):

$$H = \int_{T_{ref}}^T c_p dT = C_e (T - T_{ref}) + \frac{D_s}{(n-1)} \left[\frac{1}{(T_A - T)^{n-1}} - \frac{1}{(T_A - T_{ref})^{n-1}} \right] + H_{ref} \quad (2.7)$$

- Para temperaturas acima do ponto de congelamento ($T > T_{ic}$) a entalpia específica é dada por:

$$H = \int_{T_{ref}}^T c_p dT = c_4 (T - T_{ic}) + H]_{ic} \quad (2.8)$$

onde $H]_{ic}$ indica o valor de H (entalpia específica) avaliado a T_{ic} . O termo T_{ref} é a temperatura de referência para determinações calorimétricas da entalpia de alimentos, portanto, para T_{ref} de -40 °C, sendo $H_{ref} = 0$. Succar e Hayakawa (1983) usaram a equação (2.8) para fixar uma série de dados H-T publicados e determinados experimentalmente. Observaram que os resultados da entalpia de sucos de frutas e soluções de sacarose foram subestimados quando $H_{ref} = 0$. A temperatura eutética para sistema sacarose água é de $-14,5$ °C. Se o equilíbrio é atingido, o sistema se solidifica completamente e uma mudança brusca na entalpia não é contabilizada pela equação (2.7). O termo H_{ref} torna-se então uma constante completamente empírica que é obtida extrapolando a função entalpia dada pela equação (2.8) para $T_{ref} = -40$ °C.

II.2.2.4. Ponto de início de congelamento

Modelos para a predição do ponto de início de congelamento são apresentados na Tabela (II.4) (da Silva, 1996).

TABELA II. 4- Modelos de predição do ponto de início de congelamento.

Equação	Produto	Referência
<u>Modelos Empíricos:</u>		
$T_{ic} = 14.46 - 49.19X_{A0} + 37.07X_{A0}$	frutas e vegetais	Chang e Tao (1981)
$T_{ic} = -152.63 + 327.35X_{A0} + 176.49X_{A0}^2$	sucos	Chang e Tao (1981)
$T_{ic} = -6.001X_s + 0.409X_s^2 - 33.292X_s^3$	soluções de sacarose	Chen e Nagy (1987)
<u>Modelo teórico:</u>		
$T_{ic} = \frac{1860}{M_A} \ln \left[\frac{1 - X_s}{1 - X_s + FX_s(0.945 + 0.419X_s)} \right]$	soluções de sacarose	Chen e Nagy (1987)

II.2.2.5. Condutividade térmica

Constantes empíricas para a predição da condutividade térmica na faixa de temperaturas comuns no processo de congelamento de alimentos, seguindo um procedimento matemático desenvolvido por Succar e Hayakawa (1983), são mostradas na Tabela (II.5) e a equação de predição é dada pela seguinte relação:

$$k = k_r + s_k(T_{ic} - T) + (k_{ic} - k_r) \frac{(T_A - T_{ic})}{(T_A - T)} \quad (2.9)$$

Correlações gerais para a predição da condutividade térmica considerando apenas dois componentes (água e carboidratos) são apresentadas por Choi e Okos (1986) citados por Salvadori *et al.* (1996).

TABELA II. 5- Constantes empíricas para a predição das condutividades térmicas de frutas e vegetais na faixa de temperatura de congelamento (Succar e Hayakawa, 1983).

Parâmetros para predição na Equação (2.9)					
Produto	X_{A0}	T_{ic}	k_{ic}	k_r	s_k
	(-)	(°C)	W/m°C	W/m°C	W/m°C
Aspargos	0,93	-0,7	0,530	1,299	0,01671
Morangos	0,89	-0,9	0,540	1,950	0,01460
Cenouras	0,88	-1,1	0,500	1,284	0,02214
Cerejas	0,87	-1,4	0,530	1,718	0,01939
Ervilhas	0,76	-1,8	0,470	1,983	0,01172
Ameixas	0,76	-2,3	0,510	2,316	0,00147

Para temperaturas acima do ponto de congelamento ($T \geq T_{ic}$) tem-se:

$$k = X_{A0}k_A + (1 - X_{A0})k_{carb} \quad (2.10)$$

onde:

$$k_A = 0,5711 + 1,7625 \times 10^{-3} T - 6,7036 \times 10^{-6} T^2$$

$$k_{carb} = 0,2014 + 1,3874 \times 10^{-3} T - 4,3312 \times 10^{-6} T^2$$

Para temperaturas abaixo da temperatura de congelamento ($T < T_{ic}$) a equação de predição para a condutividade térmica é dada pela expressão:

$$k = (1 - X_{A0})k_{carb} + X_{A0}(1 - X_g)k_A + X_{A0}X_gk_g \quad (2.11)$$

onde:

$$k_A = 0,5711 + 1,7625 \times 10^{-3} T - 6,7036 \times 10^{-6} T^2 \quad (\text{água})$$

$$k_{\text{carb}} = 0,2014 + 1,3874 \times 10^{-3} T - 4,3312 \times 10^{-6} T^2 \quad (\text{carboidrato})$$

$$k_g = 2,2196 - 6,2489 \times 10^{-3} T + 1,0154 \times 10^{-4} T^2 \quad (\text{gelo})$$

II.2.2.6. Densidade

Equações para a predição de valores para a densidade em função da composição para alimentos congelados são descritos por Salvadori *et al.* (1996).

Para temperaturas acima do ponto de congelamento ($T \geq T_{ic}$) tem-se:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{X_{A0}}{\rho_A} + \frac{1 - X_{A0}}{\rho_s} \quad (2.12)$$

Para temperaturas abaixo do ponto de congelamento ($T < T_{ic}$) a equação de predição para a densidade é dada por:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_o} + X_{A0} \left(1 - \frac{T_{ic}}{T}\right) \left(\frac{1}{\rho_g} - \frac{1}{\rho_A}\right) \quad (2.13)$$

Uma equação empírica para a predição da densidade de suco de frutas congeladas desenvolvida por Succar e Hayakawa é descrita pela seguinte relação (equação 2.14):

$$\rho = X_r + S_d (T_{ic} - T) + (\rho_0 - X_r) \frac{(T_A - T_{ic})}{(T_A - T)} \quad (2.14)$$

os parâmetros empíricos da equação (2.14) para sucos de frutas na temperatura de congelamento estão mostrados na Tabela (II.6).

TABELA II. 6- Parâmetros empíricos da equação (2.14) para a predição da densidade de sucos de frutas e vegetais (Succar e Hayakawa, 1983).

Parâmetros para a predição na Equação (2.14)					
Produto	X _{A0}	T _{ic}	ρ ₀	X _r	S _d
	(-)	(°C)	(kg/m ³)	(kg/m ³)	(kg/m ³ °C)
Sucos de frutas e	0,96	-0,39	880	817	0,1348
vegetais	0,87	-1,38	943	943	0,1079
Também aplicável para	0,75	-3,19	1100	1030	-0,1079
frutas frescas.	0,61	-6,98	1227	1145	0,2248

II.2.3. Modelos matemáticos para a condutividade térmica efetiva de soluções modelos alimentares

No estado não congelado, a condutividade térmica efetiva pode ser predita a partir da condutividade térmica intrínseca combinada com um modelo de transferência de calor apropriado e da fração volumétrica de cada componente. Porém no estado congelado, a determinação da condutividade térmica é mais complexa porque é fortemente dependente da temperatura, devido a grande diferença entre a condutividade da água e do gelo. A utilização de dados exatos para a fração de gelo dependente da temperatura é outro pré-requisito para a predição precisa da condutividade térmica de alimentos congelados (Miyawaki e Pongsawatmanit, 1993).

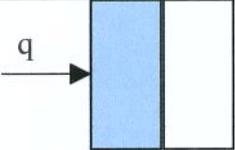
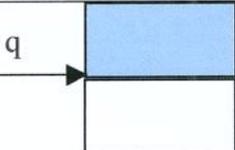
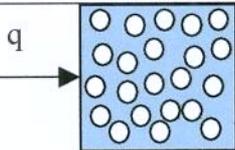
II.2.3.1. Modelos estruturais para a condução de calor

A condutividade térmica é uma propriedade não aditiva que não pode ser determinada somente a partir da composição de um material (Miyawaki e Pongsawatmanit, 1993). A estrutura do alimento afeta o tipo de formulação matemática para a avaliação da condutividade térmica efetiva. A relação entre a condutividade térmica intrínseca e a fração volumétrica de cada componente é descrita pela seguinte função:

$$k_e = f(k_1, k_2, \dots; x_1^v, x_2^v, \dots) \quad (2.15)$$

onde k_1, k_2, \dots são os valores da condutividade térmica intrínseca para cada componente no modelo estrutural alimentar, e, x_1^v, x_2^v, \dots são as frações volumétricas de cada componente no sistema. Os modelos série, paralelo e Maxwell-Eucken (ME) são os mais freqüentemente aplicados na formulação destes modelos estruturais e são apresentados na Tabela (II.7).

TABELA II. 7- Modelos estruturais para a determinação da condutividade térmica de modelos alimentícios.

Modelo	Equação teórica $\sum x_i^v = 1$	
Série		$k_e = \frac{1}{\frac{x_w^v}{k_w} + \frac{x_s^v}{k_s}} \quad (2.16)$
Paralelo		$k_e = k_w x_w^v + k_s x_s^v \quad (2.17)$
Maxwell-Eucken		$k_e = k_c \left\{ \frac{k_d + 2k_c - 2x_d^v(k_c - k_d)}{k_d + 2k_c + x_d^v(k_c - k_d)} \right\} \quad (2.18)$

onde
$$x_i^v = \frac{\frac{x_i^w}{\rho_i}}{\sum \frac{x_i^w}{\rho_i}},$$

os subscritos se referem a s = sólido; w = água, c = fase contínua, d = fase dispersa, e os superescritos v e w se referem à fração volumétrica e a fração mássica respectivamente.

II.3. MATERIAL E MÉTODOS

II.3.1. Preparo das amostras

Basicamente os sistemas modelo foram constituídos de um gel composto de 0,5% (massa/volume de H₂O) de K-carrageenan (DANISCO - Ingredients) e 10% (massa/volume de H₂O) de sacarose. Para o preparo do gel, o pó de K-carrageenan, após a pesagem foi adicionado à sacarose formando uma mistura sólida e homogênea dos dois ingredientes. A mistura foi em seguida adicionada lentamente a uma pequena quantidade de água destilada fria até a completa dispersão. A esta dispersão foi adicionada, sob agitação, água destilada em ebulição, em quantidade suficiente para se obter o gel na concentração desejada.

II.3.2. Montagem experimental

Medidas da condutividade térmica “k” e da difusividade “ α ” foram feitas simultaneamente usando o método da sonda com aquecimento. A sonda foi construída com uma agulha hipodérmica de 0,6 mm de diâmetro externo e 100 mm de comprimento, no interior da qual foi colocada uma resistência de aquecimento (níquel-cromo) de 0,35 m de comprimento e 0,08 mm de diâmetro, juntamente com um pequeno termopar localizado exatamente no centro da sonda. Todos estes componentes foram cuidadosamente isolados com resina epoxi.

Uma potência de aquecimento linear de 17,5 W/m foi aplicada à resistência por meio de uma fonte de corrente e o aumento da temperatura foi registrado através do sistema de aquisição de dados com intervalos de 2,0 segundos entre aquisições. A construção da sonda e a montagem experimental podem ser visualizadas na Figura (II.1).

A difusividade é obtida pelo intercepto, B, e o gradiente G (coeficientes angulares), a partir da região de aumento na temperatura T(t) versus logaritmo do tempo t. Para uma sonda com geração de calor por unidade de comprimento q₁, raio R e condutividade k_p em um meio de condutividade k e difusividade α , a equação para a elevação da temperatura T(t) a uma distância radial (r) torna-se, para um grande período de t:

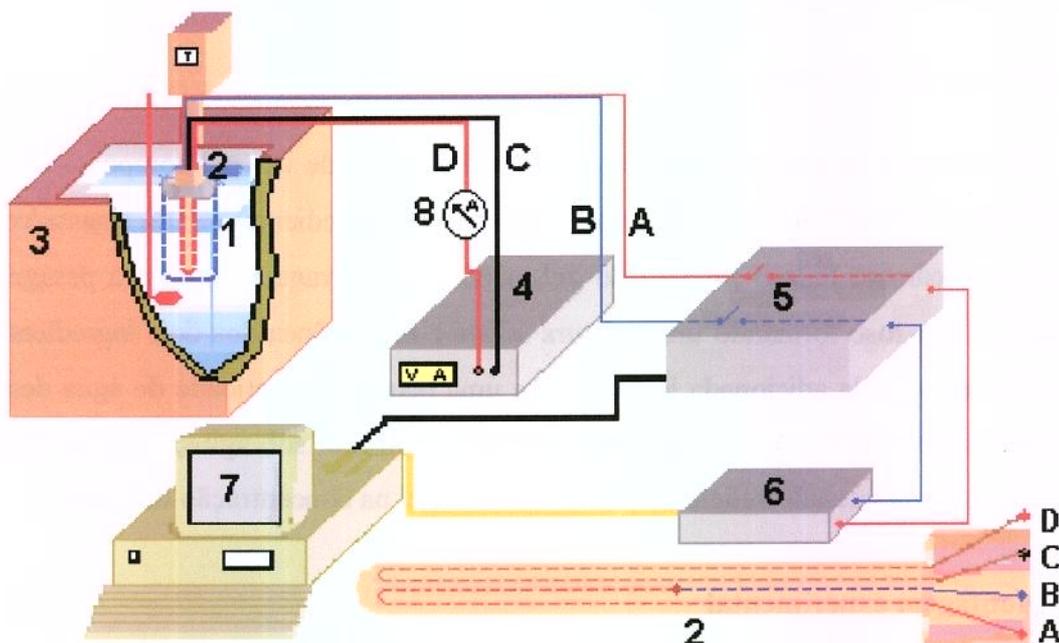


FIGURA II. 1 – Montagem experimental da sonda com aquecimento para determinação da condutividade térmica dos sistemas modelo: 1) Amostra; 2) sonda com aquecimento; 3) ultracriostato; 4) Fonte de corrente; 5) scanner (chave seletora); 6) Conversor analógico/digital; 7) microcomputador; 8) amperímetro; A) fio constantan; B) fio cobre; C e D) alimentação da resistência.

$$T(t) = G \ln t + B \quad (2.19)$$

onde a partir do gradiente $G = q_1/4\pi k$ e do intercepto B , pode-se calcular k :

$$B = \frac{q_1}{4\pi k} \left\{ \ln \left(\frac{4\alpha}{R^2} \right) - 0,5772 - \frac{2k}{k_p} \ln \left(\frac{r}{R} \right) \right\} \quad (2.20)$$

que após um rearranjo tem-se a difusividade α :

$$\alpha = \frac{R^2}{4} \exp \left\{ \frac{B}{G} + 0,5772 + \frac{q_1}{G} D \right\} \quad (2.21)$$

e então

$$D = \frac{\ln(r/R)}{2k_p\pi} \quad (2.22)$$

Os valores de D são característicos para a sonda e foram determinados pela calibração em materiais de difusividade térmica conhecida. Neste trabalho, a calibração da sonda foi feita com uma solução de sacarose 10% com adição de 4% (massa/ volume de H₂O) de agar, sendo que os valores da condutividade térmica e difusividade térmica utilizados, foram os encontrados na literatura (Renauld *et al.*, 1992).

O gráfico apresentado na Figura (II.2) mostra os valores de D obtidos utilizando solução de sacarose 10% e agar 4% para estabelecer uma potência de aquecimento de 17,5 W/m para a sonda nestas condições.

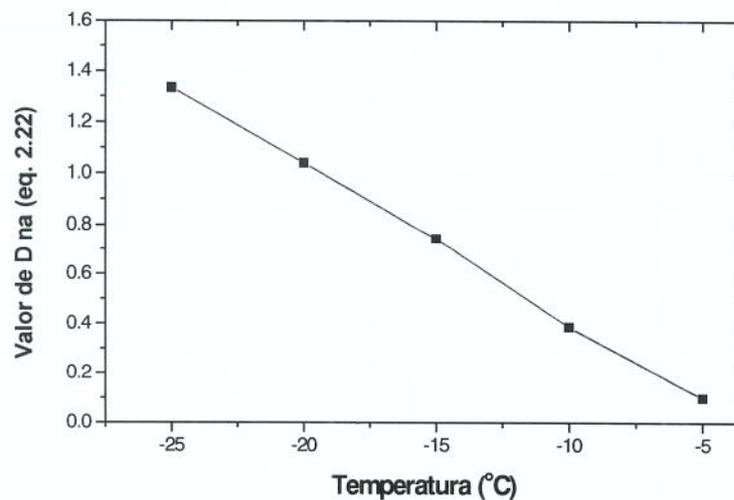


FIGURA II. 2- Valores de “D” obtidos para a calibração da sonda usando solução de 10% de sacarose adicionada de 4% de agar de condutividade e difusividade térmica conhecidas.

II.3.3. Predição da condutividade térmica efetiva a partir do ponto de congelamento inicial do modelo alimentar.

As estimativas dos coeficientes de condutividade térmica efetiva para a solução modelo de sacarose (10%) e K-carrageenan (0,5%) foram feitas através dos modelos descritos pelas equações (2.16), (2.17) e (2.18), respectivamente pelos modelos série, paralelo e Maxwell-Eucken.

Para este último, existe a necessidade de se estimar precisamente a fração de gelo no modelo alimentar, variando com a temperatura de congelamento. Para esta finalidade, uma vez que se conhece o ponto de congelamento inicial da solução, a partir dos valores médios provenientes das curvas de resfriamento da solução modelo, faz-se uso da equação descrita por Heldman (1992) para formular a queda do ponto de congelamento da solução modelo e prever a relação entre a fração de água não congelada e a temperatura durante o congelamento. Esta relação pode ser expressa matematicamente pela equação (2.1). Para a solução modelo de sacarose (15%) adicionada de K-carrageenan (0.5%), a temperatura de início de congelamento ($T_{ic} = -0.7266 \text{ }^\circ\text{C}$, 272.42 K) é utilizada como parâmetro de entrada na equação (2.1) obtendo-se X_A que é substituído na equação (2.2) para a determinação de M_s . O valor de M_s encontrado para a solução modelo foi de 299,06 g/gmol de sólidos.

Conhecendo-se M_s , os valores da fração de água não congelada em função da temperatura para as diferentes condições são obtidos reutilizando as equações (2.1) e (2.2) sendo a temperatura de resfriamento (T) o único parâmetro de entrada.

Os valores da condutividade térmica intrínseca para a sacarose determinada a partir da condutividade térmica efetiva no estado congelado pela aplicação destes três métodos foram obtidos de Miyawaki e Pongsawatmanit,(1993) e estão mostrados na Tabela (II.8).

TABELA II. 8- Condutividade térmica intrínseca da sacarose como componente de solutos em modelos alimentares (Miyawaki e Pongsawatmanit, 1993).

Modelo	Série	Paralelo	ME
k_{saca} (W/mK)	0,345	0,257	0,293

No estado congelado, um sistema é composto de três fases: a fase gelo, a fase água não congelada e a fase do soluto. As propriedades térmicas destes materiais puros, necessários para calcular a condutividade térmica efetiva usando estes modelos, estão listadas na Tabela (II.9) (Miyawaki e Pongsawatmanit, 1993; Renauld *et al.*, 1994).

Para o modelo Maxwell-Eucken, foi considerado que o gelo está disperso em uma segunda fase composta de água não-congelada e sólidos. A condutividade térmica desta segunda fase foi calculada aplicando novamente o modelo de Maxwell-Eucken, considerando, nesta etapa, os sólidos como meio contínuo e a água não congelada como a fase dispersa. O esquema apresentado na Figura (II.3) explica a metodologia de cálculo:

TABELA II. 9- Condutividade térmica e densidade de componentes puros [k(W/mK) = f(T(°C))].

	Material	Equação
Cond. Intrínseca k (W/m K)	Água	$0,5711 + 1,763 \times 10^{-3} T - 6,704 \times 10^{-6} T^2$
	Gelo	$2,220 - 6,249 \times 10^{-3} T + 1,015 \times 10^{-4} T^2$
	Sacarose	$0,304 + 9,93 \times 10^{-4} T$
Densidade ρ (kg/m ³)	Água	$997,2 + 3,144 \times 10^{-3} T$
	Gelo	$916,9 - 0,1307 T$
	Sacarose	$1599 - 0,3105 T$

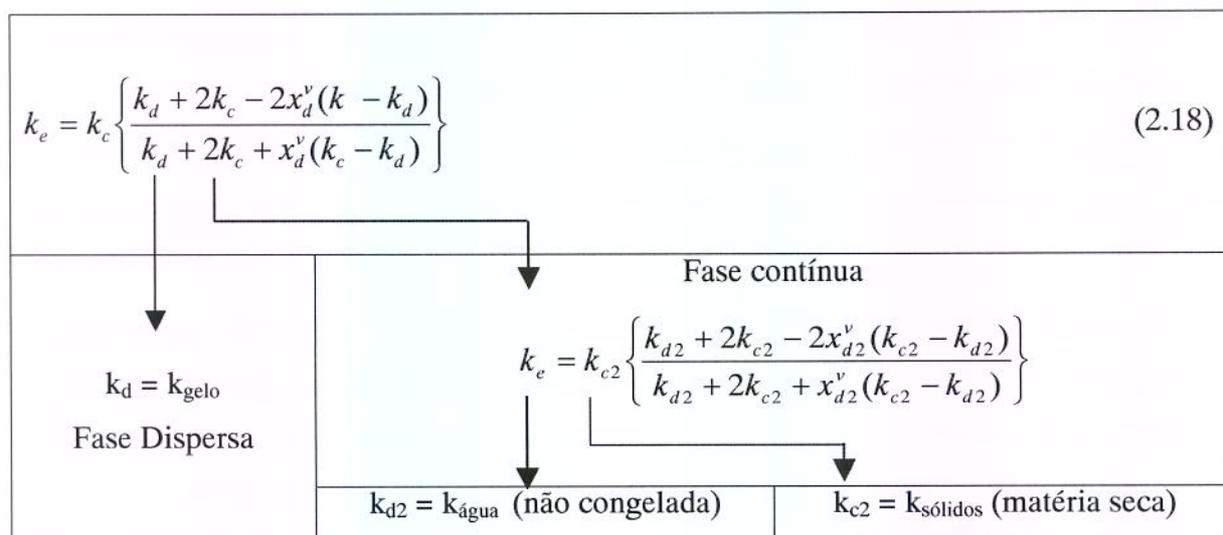


FIGURA II. 3- Metodologia para a estimativa da condutividade térmica da solução modelo pela equação de Maxwell-Eucken.

II.4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

II.4.1. Condutividade térmica

A Figura (II.4-A) apresenta os resultados experimentais da resposta da variação da temperatura em função do tempo produzida pela sonda de aquecimento registrada pela aquisição de dados para a temperatura de $-20,4\text{ }^{\circ}\text{C}$, após a estabilização das amostras no banho criostático. Também está mostrado na Figura (II.4-B) do aumento da temperatura $T(t)$ versus o logaritmo do tempo para a obtenção dos parâmetros G e B das equações (2.20) e (2.21). A Figura (II.5) apresenta a parte linear da curva $T = f(\ln t)$, e os valores da inclinação G e do intercepto B usados para a determinação da condutividade térmica e da difusividade a partir das equações (2.21) e (2.22), bem como o grau de correlação da linearidade nesta parte da curva experimental para as respectivas temperaturas.

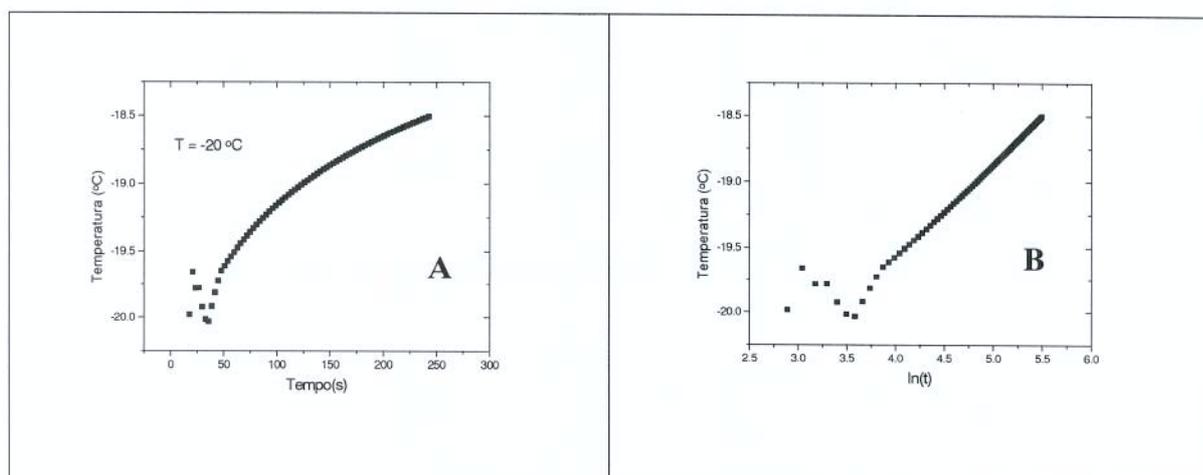


FIGURA II. 4- (A) Resultados experimentais da variação da temperatura em função do tempo produzida pela sonda de aquecimento. (B) Gráfico do aumento da temperatura $T(t)$ versus $\ln(t)$. Condições experimentais: Potência de aquecimento ($P = 17,5\text{ W/m}$); Temperatura inicial das amostras ($T_b = -20,4\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Os resultados dos ensaios em toda a faixa de temperatura estudada estão apresentados nos gráficos do Anexo B.

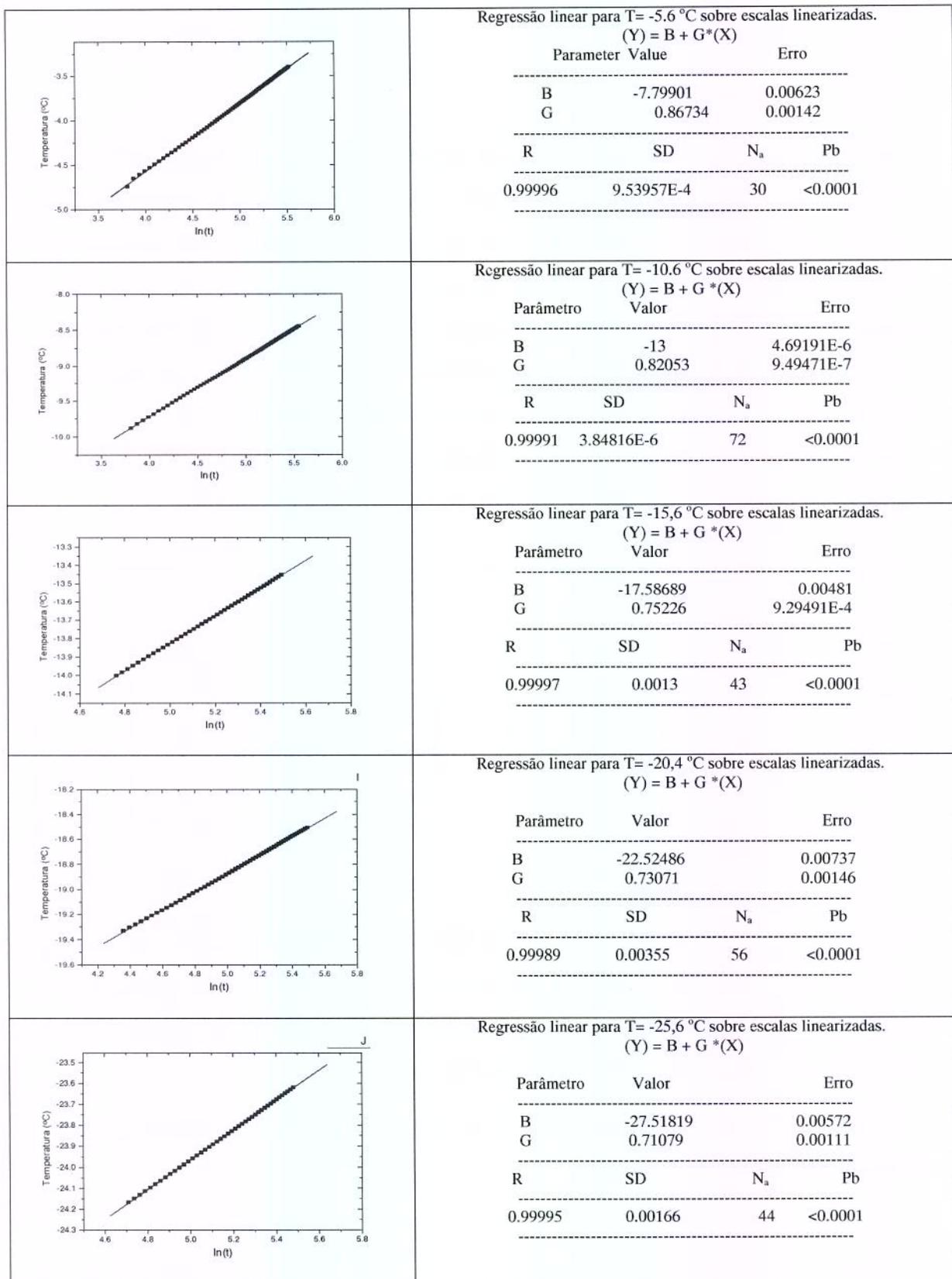


FIGURA II. 5 - Parte linear da curva T = f(ln t) para obtenção dos valores da inclinação G e do intercepto B usados nas equações (2.20) a (2.22)

A Figura (II.6) mostra os resultados dos dados experimentais obtidos pelo método da sonda com aquecimento para a solução modelo de K-carrageenan(0,5%) adicionada de sacarose (10%), utilizando as equações (2.19) a (2.21). Pode-se observar através do gráfico, uma importante variação nas propriedades térmicas a baixas temperaturas devido a alta variação da fração de gelo nesta faixa. Segundo Renault *et al.* (1992), na faixa entre -40 a -10 °C a concentração de sólidos é o principal fator, influenciando a quantidade de gelo formado a uma determinada temperatura, sendo que esta quantidade diminui a medida que aumenta a concentração de sólidos.

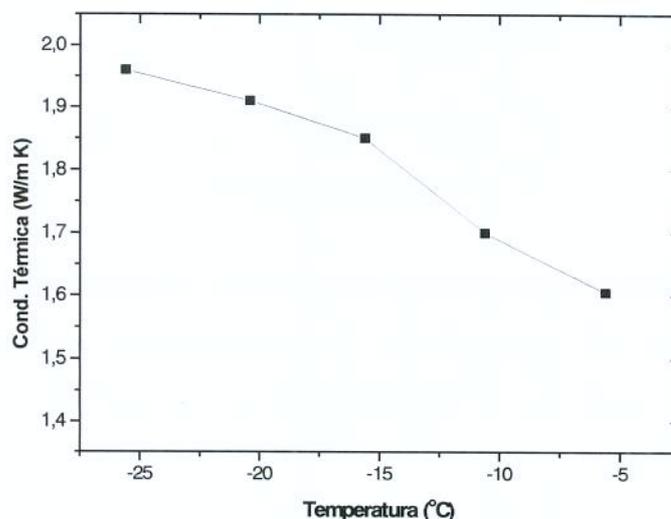


FIGURA II. 6 - Condutividades térmicas experimentais para a solução modelo de K-carrageenan (0,5%) + sacarose (10%) obtidas pelo método da sonda com aquecimento. Temperaturas iniciais das amostras (-5,6; -10,6; -15,6; -20,4 e -25,6 °C). Potência de aquecimento ($P = 17,5$ W/m).

Usando os valores da fração de gelo obtidos das equações (2.1) e (2.2), a condutividade térmica foi calculada através dos modelos estruturais (equações (2.16), (2.17) e (2.18)). A comparação da predição da condutividade térmica da solução modelo obtida a partir dos três modelos na faixa de temperatura compreendida entre -30 e 0 °C esta mostrada na Figura (II.7).

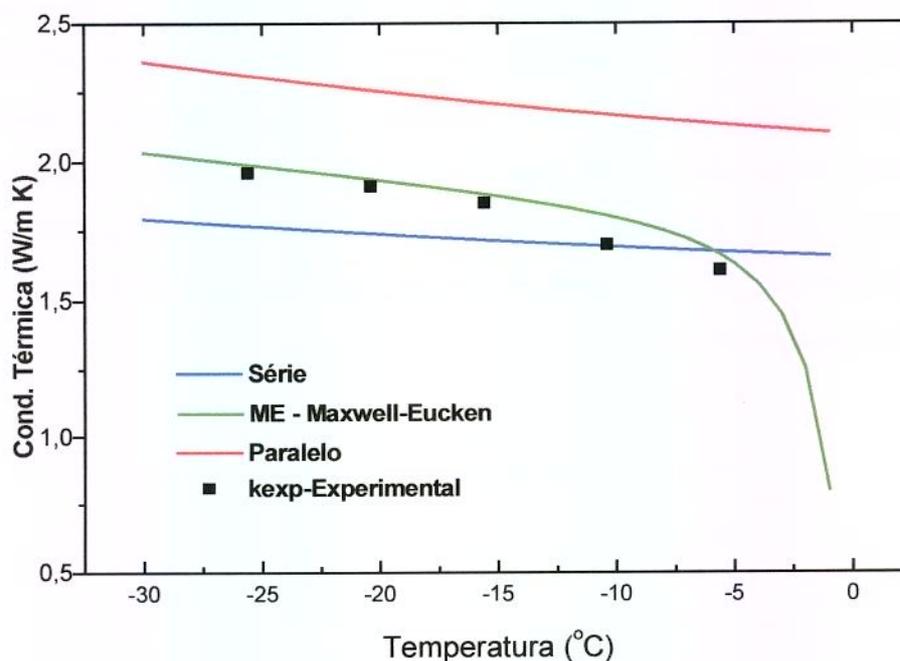


FIGURA II. 7 - Condutividades térmicas efetivas para a solução de sacarose (10 %) e K-carrageenan (0,5%) nas temperaturas de congelamento previstas pelos modelos estruturais em série, paralelo e Maxwell-Eucken em comparação com os resultados experimentais obtidos.

O valor previsto pelo modelo de Maxwell-Eucken está compatível com os dados experimentais para temperaturas abaixo do ponto de congelamento, como se pode observar na Figura (II.7).

Para o cálculo da condutividade térmica efetiva da solução modelo, os valores da condutividade térmica intrínseca dos solutos utilizados foram aqueles apresentados na Tabela (II.8). Nota-se que a condutividade térmica intrínseca varia de modelo para modelo. Miyawaki e Pongsawatmanit (1993) justificam o fato da dependência do valor intrínseco em relação ao modelo estrutural inerente. O modelo em série fornece resistências mais altas à condução de calor, o modelo paralelo resistências menores e o modelo Maxwell-Eucken é intermediário.

A Tabela (II.10) mostra uma comparação da condutividade térmica medida experimentalmente e os valores obtidos pelos três modelos. O erro percentual é calculado a partir da seguinte equação:

$$\%Erro = \frac{k_{exp} - k_{pred}}{k_{exp}} \times 100\% \quad (2.23)$$

TABELA II. 10- Comparação entre os resultados experimental e predito para a condutividade térmica efetiva da solução modelo.

T (°C)	k _{Exp}	k _{Série} (W/m K)	%Erro	k _{Paralelo} (W/m K)	%Erro	k _{Maxwell-Eucken} (W/m K)	%Erro
-5,6	1,605	1,6734	-4,26	2,1320	-32,8	1,6623	-3,57
-10,4	1,70	1,6928	0,42	2,1675	-27,5	1,8043	-6,13
-15,6	1,85	1,7164	7,22	2,2108	-19,5	1,8819	-1,72
-20,4	1,91	1,7402	8,89	2,255	-18,1	1,9360	-1,361
-25,6	1,96	1,7683	9,78	2,3086	-17,79	1,9891	-1,49

Como se pode observar, o modelo Maxwell-Eucken, obteve a melhor predição da condutividade térmica da solução modelo, quando comparado aos outros dois modelos (série e paralelo). O modelo Maxwell-Eucken tem sido aplicado frequentemente para a avaliação da condutividade térmica de modelos alimentícios.

Para o cálculo dos modelos preditivos o alto peso molecular atribuído a K-carrageenan foi considerado no cálculo do peso molecular efetivo dos sólidos, mas não foi incluído como um componente que pudesse causar diferenças significativas da condutividade térmica da solução modelo. Sua condutividade intrínseca não foi considerada nos cálculos do modelo, sendo esta atribuída apenas à sacarose. Este procedimento pode ser justificado, analisando os dados obtidos por Kent *et al.* (1984) para a condutividade térmica de um modelo não congelado formado por um gel constituído de 98% de água e 2% de K-carrageenan comparando estes dados com aqueles obtidos para água pura nas mesmas condições, como mostrado na Tabela (II.11).

TABELA II. 11- Comparação entre as condutividades térmicas intrínsecas para um gel formado por 98% de água e 2 % de k-carrageenan e para a água pura nas mesmas condições (Kent *et al.*1984).

Temperatura (°C)	k_{gel} (98% água) W/m K	Desvio Padrão	$k_{água}$ W/ m K	Diferença (%)
10	0,592	0,031	0,579	+2,19
25	0,609	0,018	0,606	+0,49
40	0,645	0,022	0,627	+2,79

Como se pode observar, existe uma pequena diferença entre os valores da condutividade térmica do gel quando se utiliza uma concentração de 2% quando comparados ao da água pura. No presente trabalho, a concentração de K-carrageenan é cerca de quatro vezes inferior àquela apresentada na Tabela (II.11), podendo-se então esperar que a participação da condutividade intrínseca deste componente no modelo estrutural seja menor.

Vários trabalhos têm concluído que o modelo de Maxwell-Eucken fornece resultados satisfatórios, mas ainda prevalecem incertezas, provavelmente devido ao erro nas estimativas da fração de gelo. A Figura (II.8) mostra o gráfico da condutividade térmica obtida para a faixa de temperatura usada nos experimentos a partir do modelo de Maxwell-Eucken para a solução modelo de K-carrageenan cujos valores serão utilizadas posteriormente nos cálculos de transferência de calor.

A Tabela (II.12) mostra os resultados obtidos para a difusividade térmica obtida a partir da curva de aumento de temperatura da sonda pela resolução da equação (2.21).

TABELA II. 12- Difusividade térmica obtida a partir da curva de aquecimento da sonda utilizando a equação (2.21).

Temperatura (°C)	Difusividade Térmica
-5.6	$2.50 \times 10^{-7} \text{ m.s}^{-2}$
-10.4	$1,33 \times 10^{-7} \text{ m.s}^{-2}$
-15.6	$6.15 \times 10^{-7} \text{ m.s}^{-2}$
-20.4	$7,01 \times 10^{-7} \text{ m.s}^{-2}$
-25.6	$7.55 \times 10^{-7} \text{ m.s}^{-2}$

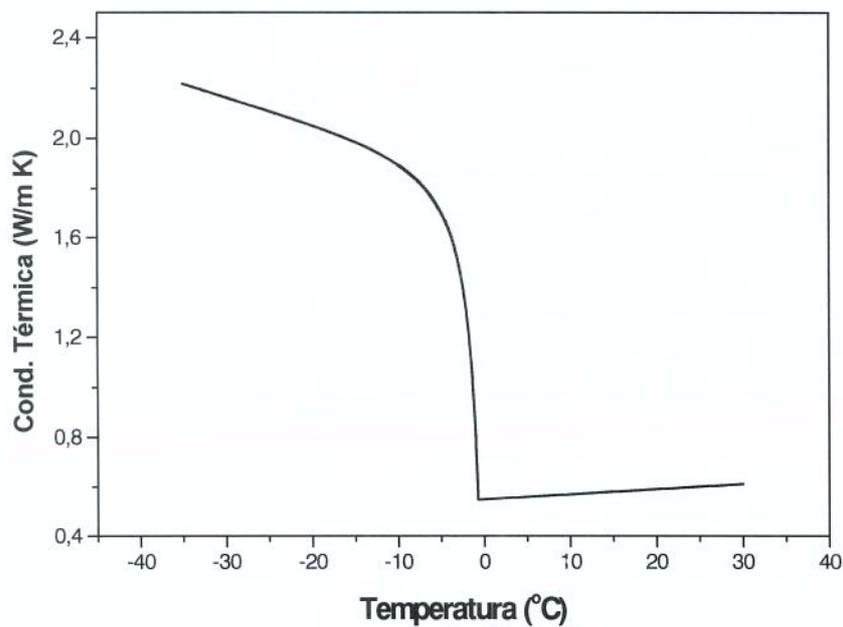


FIGURA II. 8 – Condutividade térmica para a solução modelo de K-carrageenan (0,5%) e sacarose (10%) obtida pelo modelo de Maxwell-Eucken para a faixa de temperatura experimental.

II.4.2. Entalpia específica e calor específico

Os valores para a entalpia específica que serão utilizados posteriormente para os cálculos de transferência de calor durante o processo de congelamento da solução modelo foram preditos, utilizando o modelo empírico desenvolvido por Succar e Hayakawa (1983) dado pelas equações (2.7) e (2.8), mostrados nos gráficos da Figura (II.10). Para estas predições é necessário conhecer o ponto de congelamento inicial que pode ser conseguido através das curvas de resfriamento.

A Figura (II.9) mostra a curva de resfriamento de uma embalagem contendo a solução modelo em uma amostra localizada no topo de um arranjo no interior de uma caixa de um empilhamento de três caixas na câmara de congelamento.

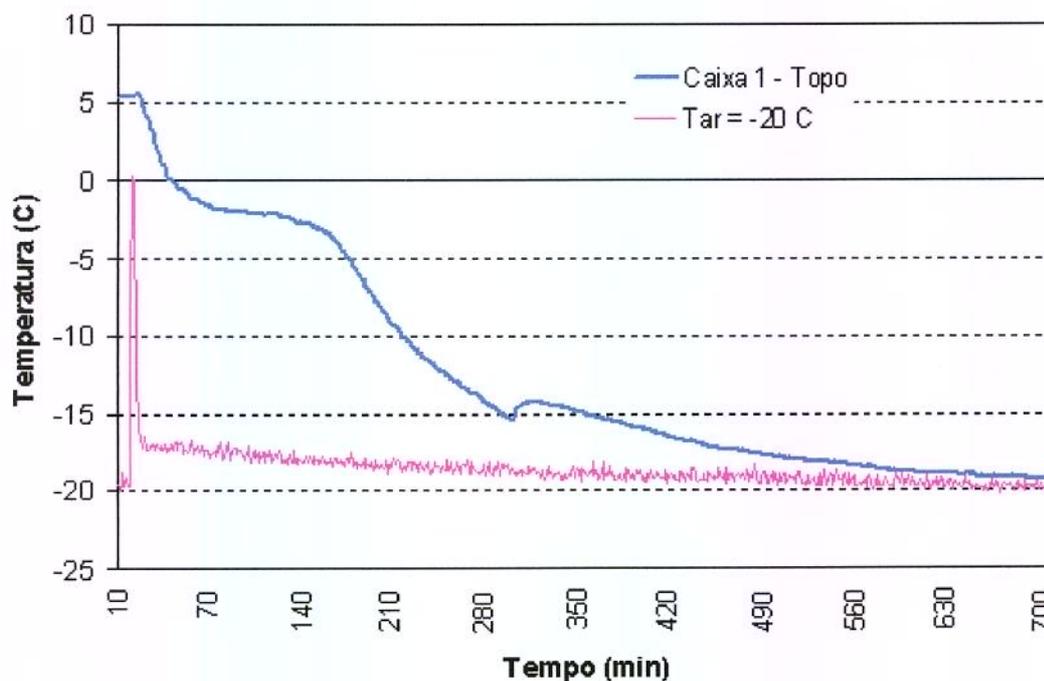


FIGURA II. 9- Curva de resfriamento para uma embalagem contendo a solução modelo em uma caixa do empilhamento na câmara de congelamento.

A partir da curva de resfriamento (Figura II.9) das amostras pode-se observar que ocorre um ponto de elevação da temperatura durante o resfriamento, por volta de -14°C

característico da presença de um ponto eutético principalmente quando a velocidade de resfriamento é lenta. Segundo Succar e Hayakawa (1983) abaixo deste ponto a equação (2.7) não se aplica porque esta subestima os valores da entalpia. Se a temperatura eutética e o equilíbrio são atingidos, o sistema se solidifica completamente resultando em uma mudança brusca na entalpia que não é contabilizada pela equação (2.7). Assim o termo H_{ref} se torna uma constante completamente empírica, obtida extrapolando a função da equação (2.7) para $T_{ref} = -40\text{ °C}$ que para a solução modelo em questão, foi $H_{ref} = 14,083\text{ kcal/kg}$, como mostrado na Figura (II.10).

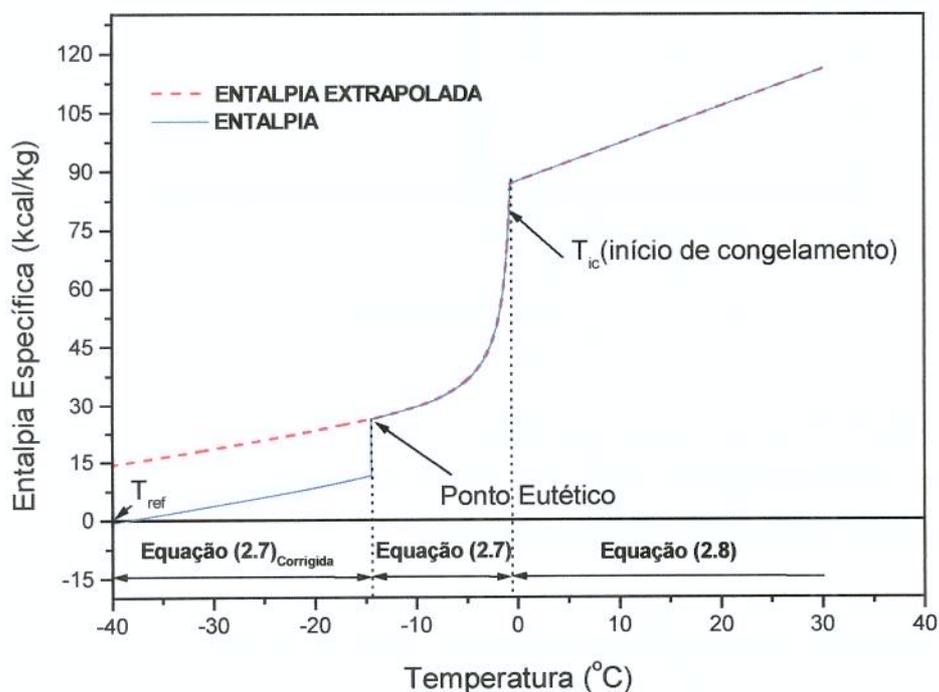


FIGURA II. 10– Predição para a variação da entalpia para solução modelo de K-carragenan (0,5%) e sacarose (10%) durante o processo de congelamento a partir das equações (2.7) e (2.8). Ponto eutético = $-14,5\text{ °C}$ e $H_{ref} = 14,083\text{ kcal/kg}$ quando $T_{ref} = -40\text{ °C}$.

O calor específico aparente pode ser avaliado pela relação entre a variação da entalpia e a variação da temperatura, sendo descrita pela equação (2.24) e mostrada na Figura (II.11) para a solução modelo de K-carragenan e sacarose.

$$C_p = \left(\frac{\partial H}{\partial T} \right)_p \quad (2.24)$$

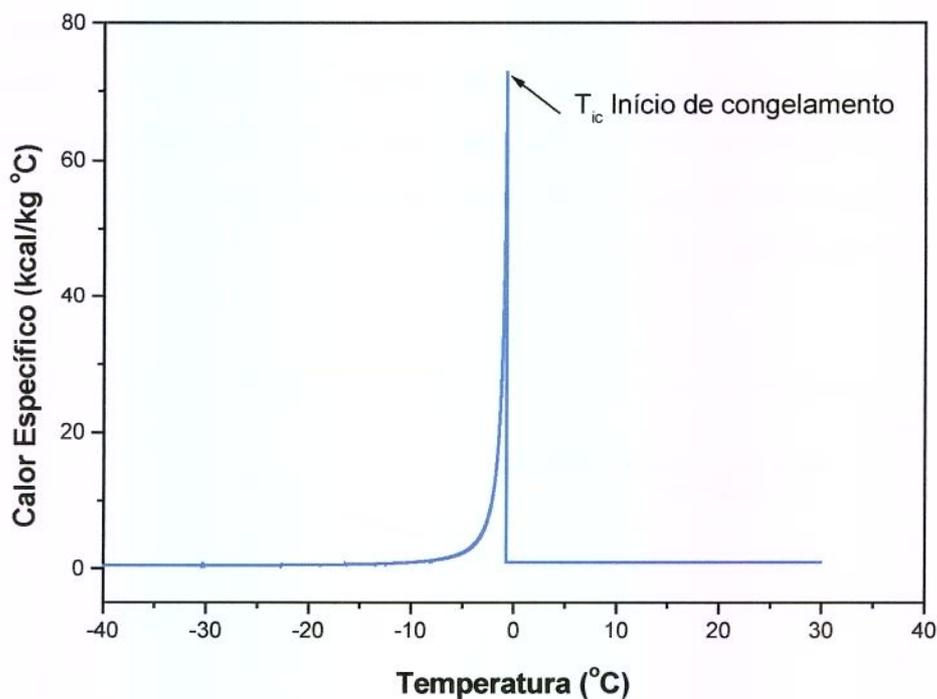


FIGURA II. 11– Relação entre o calor específico aparente e a temperatura estimada a partir dos valores de entalpia para a solução modelo de K-carrageenan e sacarose na faixa de temperaturas do processo de congelamento.

O calor específico aparente da solução modelo mostrou um aumento acentuado na temperatura de início de congelamento e foi diminuindo constantemente até o término do processo de congelamento. Este comportamento é justificado em termos do calor latente que está incluído no calor específico aparente, e o grande aumento (pico) no início do congelamento foi devido à liberação do calor latente quando ocorreu a formação de gelo. O calor latente liberado diminui no decorrer do processo causando um decréscimo constante no calor específico aparente (Saad e Scott, 1996).

II.4.3. Densidade

Existe uma grande escassez de dados sobre a densidade de alimentos durante o congelamento em artigos publicados. Os dados usados para a solução modelo de K-carrageenan foram gerados utilizando a seguinte fórmula proposta por Heldman (1992) descrita pela equação:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{X_g}{\rho_g} + \frac{X_s}{\rho_s} + \frac{X_{A0}}{\rho_A} \quad (2.25)$$

onde os termos X_g , X_s e X_{A0} se referem às frações mássicas de gelo, sólidos e água no alimento a uma dada temperatura, respectivamente, sendo obtidos facilmente a partir das equações (2.1) e (2.2) e os termos ρ_g , ρ_s e ρ_A são as densidades do gelo, sólidos e da água, respectivamente a esta temperatura obtidos a partir das equações apresentadas na Tabela (II.9). A Figura (II.12) mostra os valores da densidade da solução modelo previstas por meio destas correlações:

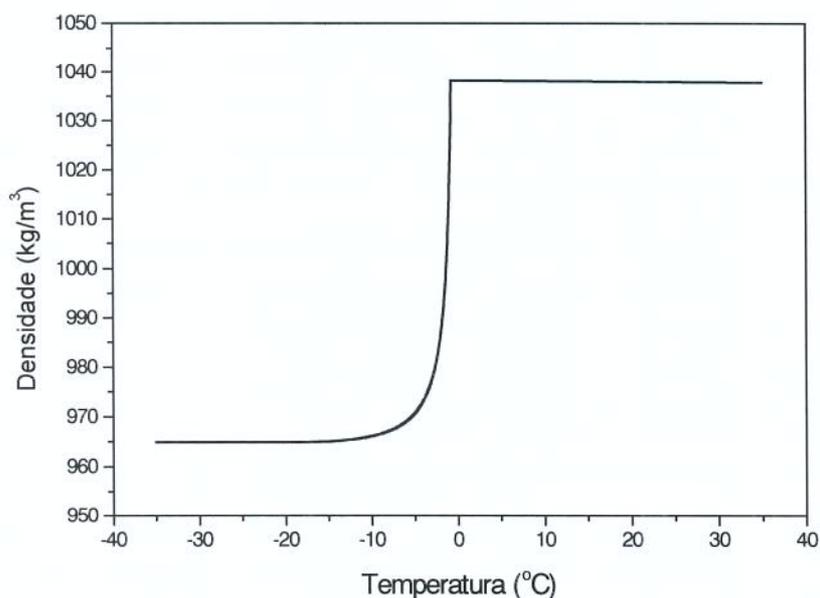


FIGURA II. 12– Densidade da solução modelo de K- carrageenan (0,5%) e sacarose (10%) durante o período de congelamento.

II.4.4. Propriedades térmicas em função da temperatura de resfriamento

Os dados resultantes das equações de predição, mostrados nas Figuras (II.8), (II.10) e (II.12), foram submetidos a uma rotina de regressão polinomial para a obtenção de funções polinomiais dependentes da temperatura para a faixa de temperatura de -35 a 25 °C. Os valores dos coeficientes usados para aproximar por mínimos quadrados, os valores calculados da condutividade térmica, entalpia específica e densidade em termos do grau de funções polinomiais da temperatura de congelamento para a solução modelo de K-carrageenan (0,5% massa/volume de água) e sacarose (10% massa/volume de água) específicas para este trabalho estão mostrados na Tabela (II.13).

TABELA II. 13- Coeficientes das funções polinomiais para o cálculo das propriedades termofísicas da solução modelo em função da temperatura (T em °C) de resfriamento.

Equação Polinomial: $y = a + bT + cT^2 + dT^3 + \dots$									
Faixa de T °C	Prop	a	b	c	d	e	f	g	R ²
T > T _{ic}	k	0,54893	-0,00209						1
-1,5 < T ≤ T _{ic}	k	-0,76159	-2,61797	-1,30562	-0,26224				1
-6,0 < T ≤ -1,5	k	-0,52808	-2,15482	-1,09727	-0,33744	-0,06089	-0,00592	-2,389E-4	1
-14,0 < T ≤ -6,0	k	0,96116	-0,28436	-0,04003	-0,00322	-1,364E-4	-2,374E-6		1
T ≤ -14,0	k	1,54574	-0,05645	-0,00292	-9,623E-4	-1,622E-6	-1,118E-8		1
T > T _{ic}	H	87,49586	0,95348						1
-1,5 < T ≤ T _{ic}	H	246,78536	488,70811	597,84033	410,93072	149,46586	22,43688		1
-6,0 < T ≤ -1,5	H	112,75543	63,02879	24,24771	5,07193	0,54282	0,02329		1
-14,0 < T ≤ -6,0	H	49,66065	3,70849	0,022546	0,00564				1
T ≤ -14,0	H	37,7467	1,02505	0,01828	1,892E-4				1
T > T _{ic}	ρ	1037,7422	-0,01077						1
-1,5 < T ≤ T _{ic}	ρ	1328,3577	927,04371	1189,9753	838,5204	309,5725	46,9209		1
-6,0 < T ≤ -1,5	ρ	1095,8196	137,25235	72,84658	22,17195	3,89277	0,36642	0,01431	1
-14,0 < T ≤ -6,0	ρ	994,95805	9,54165	1,3767	0,010817	0,00446	7,537E-5		1
T ≤ -14,0	ρ	972,09506	0,99732	0,04497	6,626E-4				1

*k = k(T) é a Condutividade Térmica (W/m °C);

*H = H(T) Entalpia Específica (kcal/kg);

*ρ = ρ(T) Densidade (kg/m³)

II.5. CONCLUSÕES

Neste capítulo, o objetivo foi determinar experimentalmente a condutividade térmica e identificar um modelo que pudesse ser utilizado posteriormente como subsídio para os cálculos da transferência de calor durante o congelamento de amostras do modelo alimentício embaladas em sacos de polietileno. Os valores da condutividade térmica da solução modelo foram medidos e analisados matematicamente na faixa de temperatura de interesse. Como resultado, o modelo de Maxwell-Eucken, considerando o gelo puro como a fase dispersa, apresentou-se melhor entre todos os casos testados sugerindo a sua aplicabilidade para a predição da condutividade térmica da solução modelo durante o congelamento, podendo suprir de forma satisfatória a carência de dados na literatura para o sistema modelo em questão. Os valores obtidos do modelo de Maxwell-Eucken subestimaram os valores experimentais com um erro máximo em torno de $-6,2\%$ enquanto nos demais modelos estes foram superiores, levando a subestimativas de até -33% no caso do modelo paralelo.

Os dados para as demais propriedades termofísicas foram obtidos a partir de relações funcionais e equações de predição obtidas da literatura, utilizando os dados de temperatura de início de congelamento obtidos a partir das curvas de resfriamento experimentais e dos parâmetros de composição da solução modelo. A grande parte das correlações foram escolhidas devido à especificidade de sua utilização muitas vezes em sistemas sacarose-água que se aproximam bastante da aplicação em questão e têm, segundo seus autores, produzido resultado altamente preciso.

As equações apresentadas na Tabela (II.13) permitirão os cálculos das propriedades termofísicas do produto (solução modelo) diretamente, sendo necessário apenas o conhecimento dos históricos das temperaturas obtidos durante o processamento. A partir deste ponto os tópicos descritos no Capítulo II disponibilizam os dados relativos às propriedades termofísicas da solução modelo indispensáveis aos cálculos de transferência de calor e análise final do processo.

II.6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BECKER, B. R. e FRICKE, B. R. Food Thermophysical Property Models. **International Communication on Heat and Mass Transfer**, V.26(5), pp.627-636, 1999.

CHANG, H. D. e TAO, L. C. Correlations of enthalpies of food systems. **Journal of Food science**, V.46, pp.1493-1497, 1981.

CHEN, C. S. e NAGY, S. Prediction and correlation of freezing point depression for aqueous solutions. **Transactions of the ASAE**, V.30(4), pp.1176-1180, 1987.

CLELAND, A. C. Food Refrigeration Process. Analysis, Design and Simulation. Elsevier Applied Science: London e New York. 1992. 284p.

da SILVA, S. B. Propriedades Termofísicas de Polpa de Abacaxi. Tese de Mestrado, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP, 1996, 94p.

FIKIIN, K.A. e FIKIIN, A. G. Predictive equations for thermophysical properties and enthalpy during cooling and freezing of food materials. **Journal of Food Engineering**. V.40, pp.1-6, 1999.

HELDMAN, D. R. Food Freezing. In: HELDMAN, D. R.; LUND, D. B. (eds.) **Handbook of Food Engineering**, New York; Marcel Dekker, 1992.

KENT, M.; CHRISTANSEN, K.; van HANEGHEM, I.A.; HOLTZ, E.; MORLEY, M. J.; NESVBA, P. e POULSEN, K. P. Cost 90 Collaborative measurements of thermal properties of foods. **Journal of Food Engineering**, V.3, pp.117-150, 1984.

KEPPELER, R.A. e BOOSE, J.R. Thermal properties of frozen sucrose solutions. **Transactions of the ASAE**, n.3, pp.335-339, 1970.

KEPPELER, R. A. e ARBOLEDA, J.R. The thermal properties of frozen invert sugar solutions, **Journal of Food Process Engineering**. V.5, pp.89-111, 1981.

- MANNAPERUMA, J. D. e SINGH, R. P. A Computer-Aided Method for the Prediction of Properties and Freezing/Thawing Times of Foods. **Journal of Food Engineering**, v.9, p.275-304, 1989.
- MIYAWAKI, O. e PONGSAWATMANIT, R. Mathematical analysis of the effective thermal conductivity of food materials in the frozen state. **Biosci.Biotech.Biochem.**, V.58(7), pp.1222-1225, 1994.
- PONGSAWATMANIT, R.; MIYAWAKI, O. e YANO, T. Measurements of conductivity of unfrozen and frozen food materials by a steady state method with coaxial dual-cylinder apparatus. **Biosci.Biotech.Biochem.**, V.57(7), pp.1072-1076, 1993.
- RENAUD, T.; BRIERY, P.; ANDRIEU, J. e LAURENT, M. Thermal Properties of food materials in the frozen state, **Journal of Food Engineering**, V.15, pp.83-97, 1992.
- SAAD, Z. e SCOTT, E. P. Estimation of temperature dependent thermal properties of basic food solutions during freezing. **Journal of Food Engineering**, V.28, pp.1-19, 1996.
- SALVADORI, V. O., MASCHERONI, R. H. e De MICHAELIS, A. Freezing of strawberry pulp in large containers: experimental determinations and prediction of freezing times. **International Journal of Refrigeration**, v.19(2), pp.87-94, 1996.
- SUCCAR, J. Estimation of thermophysical properties of food at freezing temperatures. **ASHRAE Transactions**, part 2B, pp. 312-332, 1985.
- SUCCAR, J.; HAYAKAWA, K. Empirical Formulae for Predicting Thermal Physical Properties of Food at Freezing or Defrosting Temperatures. **Lebensm.- Wiss. u. - Technol.**, v.16, p.326-331, 1983.
- SUCCAR, J. e HAYAKAWA, K. Parametric Analysis for Predicting Freezing Time of Infinitely Slab-Shaped Food. **Journal of Food Science**, v.49, p.468-477, 1984.

CAPÍTULO III. PERFIL DO ESCOAMENTO DO AR NA CÂMARA DE CONGELAMENTO

RESUMO

Neste capítulo, as velocidades do ar foram medidas e as vazões foram estimadas, baseadas em um método de tratamento dos dados experimentais. Termoanemômetros foram usados para medir a velocidade do ar em centenas de pontos através da seção transversal de entrada do túnel de congelamento. A precisão das medidas é afetada pela temperatura do ambiente e neste trabalho foi feita a correção das medidas obtidas. As velocidades foram medidas antes da passagem do ar pelo empilhamento das caixas colocadas na câmara. Perfurações na porta do túnel de congelamento permitiram a aquisição de dados em vários pontos através da seção. O tratamento destas medidas foi feito usando uma rotina de regressão não linear e a determinação da vazão do ar pelo método de integração numérica dos perfis das velocidades do ar ajustados. Este método apresentou uma diferença relativa 10% maior na avaliação da vazão volumétrica que o procedimento tradicional o qual utiliza a velocidade do ar como a média das medidas realizadas em cada ponto da seção do escoamento. Este método é simples de usar e a distribuição espacial dos pontos ajustados é suficiente para a análise de fluxos localizados.

SUMMARY

The major source of potential error when calculating the energy balance was due to the uncertainty of the airflow rate measurement method. In this chapter, the air velocities and airflow rate were measured using a new method. Thermo anemometers were used to measure the air flow velocity at several hundreds of points across the cross section of the tunnel. The accuracy of the measurements is strongly affected by the air temperature and, working this way, corrections are possible to be done. The air velocities were measured before the passage of the air through the pillage of multi layer boxes in the air stream. Holes in the door of the air blast freezer allow the acquisition of data throughout the several points across the section. The processing of these measurements have used a routine of non linear regression. The air flow rate measured by the present method were resulted by the numerical integration from air velocities profile adjusted, and was presented a relative difference 10 % higher than the standard average procedure, which consists in averaging the air velocity measurements performed at each point of one section. This is a very simple method to be used and the spatial distribution of adjusted points is sufficient to accurately analyze locate flows.

III.1. INTRODUÇÃO

O ar é escolhido como meio de resfriamento em muitas situações, por exemplo, nos túneis de congelamento com corrente forçada. As duas principais considerações para a utilização do ar em sistemas de refrigeração são: o consumo de energia para movê-lo e passá-lo pelo produto e a distribuição espacial da velocidade do ar ao redor do produto. Uma parte relativamente pequena da energia suprida ao ventilador ou bombas é convertida em calor, o qual tem que ser removido pelo equipamento de refrigeração. Porém, é significativo que, em muitos sistemas, como nos túneis de congelamento com ar forçado, o consumo de energia elétrica dos ventiladores seja considerado nos cálculos dos balanços da energia, conjuntamente com a energia que tem de ser removida do alimento (Earle, 1985).

Outra questão importante é a distribuição do ar em relação à geometria da câmara e a uniformidade da trajetória do escoamento. Dentro deste contexto, o controle do escoamento de ar é um ponto crítico na instalação. No congelamento de alimentos, o perfil do escoamento determina a eficiência e a homogeneidade dos tratamentos aos quais o produto está sendo submetido. Em equipamentos usados no processamento de alimentos, o escoamento do ar é geralmente turbulento e transiente. Devido à forte variabilidade da velocidade do ar no espaço e no tempo, a sua medida é tida como um grande problema, produzindo resultados não muito confiáveis e indispensáveis na determinação da vazão e cálculos de transferência de calor.

Dependendo do equipamento e aplicação, a velocidade de um fluido é uma grandeza dinâmica de difícil medição, uma vez que freqüentemente esta sujeita a fenômenos como perturbações, turbulência e assimetrias inerentes ao escoamento.

Mirade e Daudin (1998), têm relatado dificuldades relacionadas às medidas da velocidade do ar na planta. Dentre estas estão:

(1) Quando o escoamento do ar é muito turbulento, juntamente com a presença dos acessórios e aparelhos para o insuflamento e dos obstáculos, a direção e velocidade do ar variam rapidamente com o tempo e seus valores médios localizados são de difícil medição.

(2) Quando a direção do fluxo de ar varia no espaço, e, conseqüentemente anemômetros que dependem da direção do escoamento não podem ser usados;

(3) Quando a velocidade média do ar varia rapidamente no espaço. Um valor conhecido em um único, ou vários pontos é pouco significativo, particularmente se as medidas não são avaliadas por um determinado período de tempo.

Dadas dificuldades mencionadas acima, esta etapa do trabalho tem como objetivos:

(i) Desenvolver uma metodologia para a medida da velocidade do ar na câmara de congelamento, buscando eliminar as dificuldades e fontes de erros inerentes ao escoamento;

(ii) Avaliar o perfil da velocidade do ar na câmara de congelamento;

(iii) Determinar as vazões da corrente de ar no interior da câmara de congelamento para serem usadas em seções posteriores na avaliação dos coeficientes convectivos de transferência de calor durante o congelamento, e carga térmica de amostras acondicionadas em caixas.

III.2. REVISÃO DA LITERATURA

III.2.1. Instrumentos de medição da velocidade do ar

Dentre as várias técnicas para a medida da velocidade do ar, existem cinco citadas na literatura, baseadas em princípios físicos diferentes. A precisão de cada um dos sensores usados nestas técnicas varia significativamente e, portanto, cada um é adequado a aplicações particulares. Estas técnicas estão enumeradas a seguir:

1) O tubo de Pitot: Mede as diferenças entre as pressões estática e total de um escoamento de ar. Esta diferença representa a pressão dinâmica proporcional ao quadrado da velocidade do ar neste escoamento. A medida é extremamente dependente da orientação do escoamento. (Kawakita *et al.* 1998).

2) Anemometria a laser, baseada no efeito Doppler, é muito precisa, mas necessita da presença de partículas no fluido. Todo fluido para a medição com anemometria a laser contém pequenas partículas de impurezas, tais como partículas de pó, fumaça ou bolhas de ar. O anemômetro a laser faz uso destes contaminantes de cerca de 1 μm ou menos de dimensão que são, portanto, pequenas o suficiente para seguir com uma boa aproximação o padrão do escoamento. A luz espalhada por estas partículas que atravessam o volume de controle de interseção dos feixes apresenta um pequeno desvio de frequência devido ao movimento das partículas (Efeito Doppler). Este desvio é detectado por dispositivos do sistema óptico sendo relacionado à velocidade do fluido (Peyrin *et al.* 1995; Kawakita *et al.* 1998)

3) Anemômetros de hélice ou de pás, são sensores usados em medidas técnicas e de engenharia. Nos anemômetros de pás, o escoamento do ar através do instrumento faz com que a hélice se movimente proporcionalmente à velocidade do fluido.

4) O anemômetro de fio quente. Dos aparelhos mais usados, os mais sensíveis à direção do escoamento e portanto, de uso mais conveniente, são os termoanemômetros.

Estes medem as velocidades instantâneas de um fluido através da detecção das trocas de calor a partir de um pequeno sensor eletricamente aquecido exposto ao escoamento. Basicamente, existem dois tipos de instrumentos que utilizam este princípio, o anemômetro de fio quente e o de filme quente (Kawakita *et al.* 1998).

Devido a sua dimensão, normalmente reduzida, e ao reduzido tempo de resposta, os anemômetros de fio quente são especialmente adequados ao estudo de detalhes do escoamento, encontrando aplicação bastante difundida no estudo de regime turbulentos.

e) O anemômetro de filme quente. Uma variação do método de fio quente consiste de um pequeno cilindro isolante que é coberto com um filme metálico fino.

III.2.2. Fontes de erros na medida da velocidade do ar

A distribuição da velocidade do ar em uma instalação é uma função de geometrias muitas vezes complexas, e da disposição dos acessórios de insuflamento (conexões, ventiladores). No processamento de alimentos a avaliação desta distribuição é feita através da medição com aparelhos. Estas medidas podem conter vários problemas que muitas vezes são fontes de erros ignoradas ou desprezadas. Peyrin *et al.*(1995) relatam o seguinte sobre estes problemas:

- O escoamento é instável;
- A direção do escoamento do ar é fortemente influenciada pela presença de objetos, e, nas proximidades do ponto de medida, esta é mais difícil de ser avaliada.
- A temperatura do ar é em geral, muito diferente daquela utilizada pelo fabricante para calibrar o aparelho que freqüentemente está em torno de 20 °C.

Peyrin *et al.* (1995) diante destes problemas compararam a resposta de diferentes anemômetros e fabricantes em um túnel de vento. Foram variadas a velocidade do

escoamento e a temperatura do ar. Os resultados demonstraram que, se nenhuma correção é feita, a precisão das medidas é fortemente afetada pela temperatura do ar. Particularmente, para os processos de resfriamento, os anemômetros que não possuem compensação para a temperatura específica, poderiam superestimar a medida da velocidade em até 30%.

III.2.3. Efeitos das variações das condições do ambiente sobre a calibração

Ower e Pankhurst (1977) descrevem relações sobre os efeitos das variações da temperatura do ambiente e sua influência sobre a leitura de um anemômetro de fio quente, com velocidades para as quais o resfriamento, devido à convecção natural, é desprezível. Uma relação empírica entre a taxa de retirada de calor e a velocidade, conhecida como equação de Hilpert, é dada pela equação:

$$\frac{q}{k_f \Delta T_f} = a \left(\frac{\rho_{ar} v d_c}{\mu} \right)^{m'} \quad (3.1)$$

onde “q” é a taxa de retirada de calor por unidade de comprimento e ΔT_f é o excesso de temperatura em relação à temperatura do fluido, “d_c” é o diâmetro. Para finalidades práticas os valores de a e m’ podem ser tomados como constantes

É usual deduzir a função da variação do coeficiente de transferência de calor em relação a velocidade do ar a partir de relações empíricas entre os números adimensionais, Nusselt, Prandtl e Reynolds. O exame destas relações mostra que os coeficientes variam proporcionalmente a q^m , com m’ variando entre 0,5 e 0,8, conforme a forma do objeto e o regime de escoamento do fluido ao redor do objeto (Peyrin *et al.* 1995).

III.2.4. Teoria da anemometria térmica com temperatura constante

O anemômetro térmico é composto de dois sensores: um sensor de velocidade do ar e um sensor de compensação de temperatura. O sensor de velocidade é aquecido a uma

temperatura elevada (relativa ao ar da vizinhança) por meio de controles eletrônicos. O sensor de compensação da temperatura é sensibilizado pela temperatura do ar ambiente e força o sensor de velocidade a permanecer constante (superaquecimento), acima da ambiente (Figura III.1).

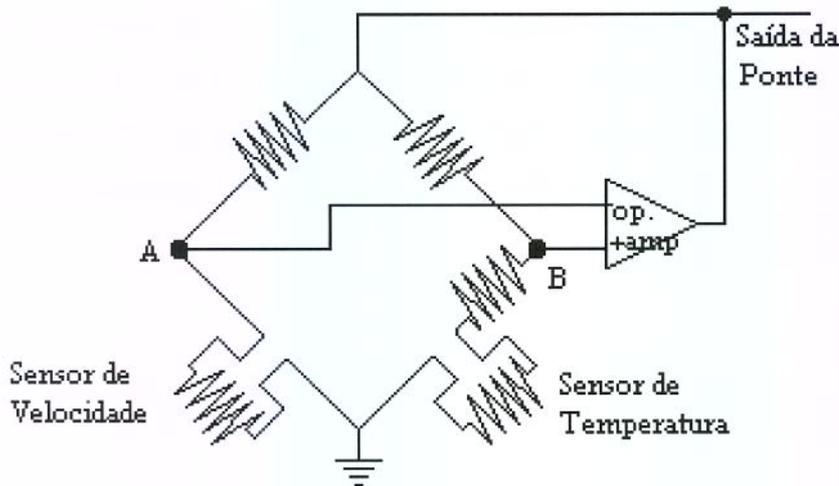


FIGURA III. 1 – Diagrama da ponte de Wheatstone

Os sensores formam duas partes opostas de uma ponte de Wheatstone. O circuito obriga a voltagem nos pontos A e B a se igualarem por meio de um amplificador operacional. O escoamento do ar tende a resfriar o sensor, abaixando a sua resistência. O amplificador operacional responde imediatamente liberando mais potência ao topo da ponte para manter o equilíbrio da voltagem nos pontos A e B. Quanto maior a velocidade do ar através do sensor, mais potência é necessária para manter a ponte balanceada. Assim, a potência dirigida ao topo da ponte é relacionada à velocidade do ar escoando através do sensor (TSI Incorporated, 1997a).

III.2.5. Métodos de medição e visualização do fluxo de ar na instalação

As técnicas de CFD (“*Computational Fluid Dynamics*”), provenientes da indústria automobilística e aeroespacial, têm sido aplicadas recentemente para a simulação no processamento de alimentos (Scott e Richardson, 1997). Esta ferramenta numérica, desenvolvida para a resolução das equações que descrevem o escoamento de fluidos no interior de uma geometria específica (equações de Navier-Stokes, energia, etc), torna possível obter por exemplo, estimativas da distribuição de velocidade e pressão dentro do domínio de cálculo.

A utilização da técnica de CFD em uma aplicação comercial para a circulação do ar em sistemas de resfriamento em uma indústria de carnes foi feita por Mirade e Daudin (1995).

Mirade e Daudin (1998), também desenvolveram um método experimental para visualizar as trajetórias de fluxo e distribuição espacial da velocidade média do ar em grandes instalações de tal forma que o método pudesse ser usado para validar os cálculos feitos usando a técnica de CFD. O método se baseia no movimento contínuo de um anemômetro medindo a velocidade do ar em intervalos regulares e em vários pontos. O processamento das medidas foi feito por séries de Fourier com a eliminação das flutuações devidas a instabilidade do fluxo de ar.

Segundo os autores, o método para medir a velocidade do ar em um fluxo instável e turbulento é rápido e preciso tornando possível explicar a operação da planta. A distribuição espacial dos pontos medidos é suficiente para uma análise precisa e identificação dos fluxos localizados.

III.3. MATERIAL E MÉTODOS

III.3.1. Localização dos pontos de medidas da velocidade do ar na câmara de congelamento.

Foram feitas dez perfurações na porta da câmara horizontal de congelamento, distribuídas em dois grupos de cinco perfurações espaçadas em intervalos de 0,10 m em alinhamento vertical (Figura III.2). Somente o primeiro grupo localizado na extremidade esquerda na entrada da corrente de ar na câmara de congelamento foi utilizado para a tomada de medidas da velocidade do ar. Por estas aberturas é introduzido o sensor para a medição da velocidade do ar, sendo os pontos de medida, fixos para cada ponto da altura da seção variando-se em espaçamentos iguais de 0,025 m a profundidade com que o sensor é inserido na câmara. O objetivo foi proporcionar uma tomada de leituras da velocidade do ar em múltiplos pontos ao longo da seção perpendicular ao fluxo de ar anterior à passagem pelo produto.

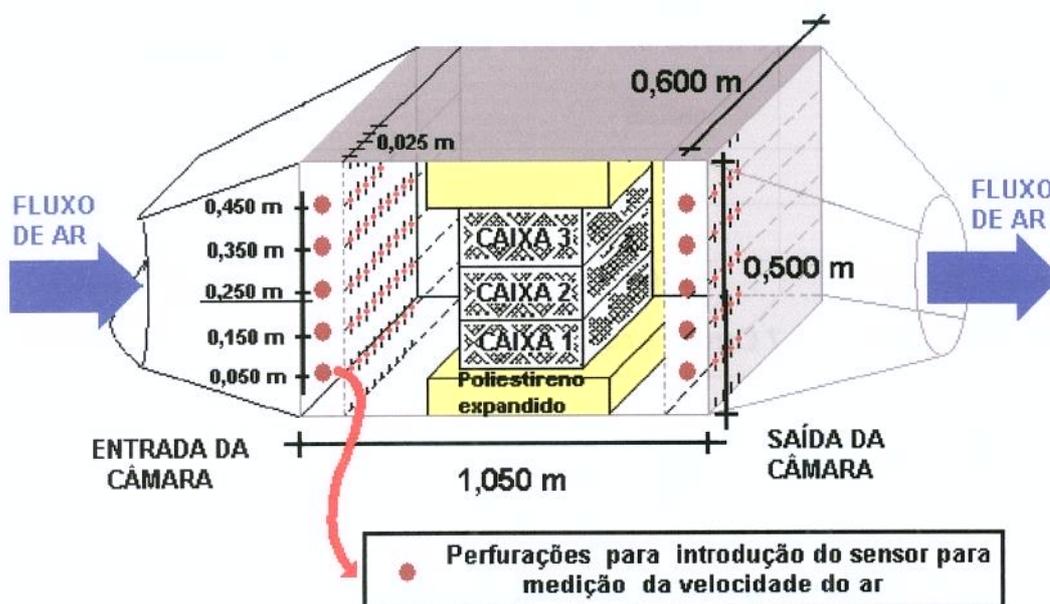


FIGURA III. 2– Posicionamento dos sensores para leituras da velocidade do ar em múltiplos pontos ao longo da seção da câmara de congelamento.

III.3.2. Procedimento experimental

Após o estabelecimento das condições operacionais do túnel de congelamento, um empilhamento de três caixas de material plástico contendo as amostras (embalagens de 100 gramas) foi colocado na câmara de congelamento. Para evitar a formação de canais preferenciais, placas de poliestireno expandido foram colocadas nas seções laterais das caixas de forma que todo o fluxo de ar passando pela câmara fosse obrigado a passar por entre as caixas contendo o produto. A magnitude do perfil da velocidade do ar foi estabelecida como uma função da quantidade de produto colocado em cada caixa, sendo o empilhamento o obstáculo responsável pela resistência ao fluxo de ar na câmara. Isto proporcionou o aumento ou a redução da área disponível para o escoamento do ar.

A temperatura do ar foi controlada utilizando resistências elétricas, para uma capacidade frigorífica constante.

Os principais fatores considerados foram temperaturas do ar (3 níveis) e quantidades de produto (3 níveis) e a maneira como foram fixados está mostrada na Tabela (III.1).

TABELA III. 1 – Fatores e níveis dos fatores considerados na avaliação das medidas da velocidade do ar.

Variáveis	Níveis		
	+1	0	-1
Temperatura do ar (°C)	≅ -30	≅ -25	≅ -20
Quant. de produto	7 Camadas/caixa	5 Camadas/caixa	3 Camadas/caixa

III.3.3. Medidas da velocidade do ar

Após o carregamento do produto e com o equipamento em operação, foram feitas as medidas da velocidade do ar utilizando um anemômetro de fio quente (TSI, USA, Modelo.8330-M). As leituras foram pré-estabelecidas em um total de 115 pontos, espaçados ao longo da câmara em triplicata, totalizando 345 leituras para cada corrida. A velocidade do ar foi medida em todos os experimentos num total de 81 corridas, resultando em 9 repetições para cada tipo de configuração (arranjo de camadas) e temperatura.

III.3.4. Correção das leituras da velocidade do ar para baixas temperaturas

O instrumento de medição da velocidade do ar usado possui compensação de temperatura, o que significa que, em um escoamento constante, as leituras de saída permanecem constantes ao longo de uma faixa de temperatura. Sensores térmicos de medidas da velocidade do ar são sensíveis a variações na densidade e velocidade do ar e todos os anemômetros indicam velocidades com referência a condições padrões pré-estabelecidas. Para o instrumento utilizado neste trabalho estas condições são definidas como $T = 21,1 \text{ }^\circ\text{C}$ e pressão barométrica $P = 760 \text{ mmHg}$ (dados do fabricante).

O procedimento proposto pelo fabricante para a correção da velocidade indicada pelo instrumento (v_1) para a velocidade real (v_2) necessária para a compensação da temperatura a partir de dados da temperatura e pressão ambiente é dada pela equação (3.2), apresentada a seguir (TSI Incorporated –1997b).

$$v_2 = v_1 \left(\frac{273,15 + T_{amb}}{273,15 + 21.1} \right) \left(\frac{760}{P_{bar}} \right) = F_{C1} v_1 \quad (3.2)$$

onde T_{amb} = Temperatura do ambiente ($^\circ\text{C}$);

v_1 = Velocidade indicada pelo instrumento (m/s);

v_2 = Velocidade real corrigida para a temperatura e pressão do ambiente(m/s);

P_{bar} = Pressão barométrica do ar (mmHg).

Quando a umidade é alta uma fração significativa do ar é composta de vapor d'água. A correção de v_1 para v_2 , levando em consideração os efeitos da umidade é dada pelas equações (3.3) e (3.4).

$$v_3 = v_2 \left(\frac{\rho_{ar\ seco}}{\rho_{total}} \right) \quad (3.3)$$

$$v_3 = \left(\frac{P_{bar} - P_{vap}}{P_{bar} - 0,3783} \right) v_2 = F_{C2} v_2 \quad (3.4)$$

onde

v_3 = Velocidade real corrigida para efeitos de umidade (m/s);

v_2 = Velocidade real corrigida para temperatura e pressão (m/s);

$\rho_{\text{ar seco}}$ = densidade do ar seco (kg/m^3);

ρ_{total} = densidade total do ar (kg/m^3);

P_{vap} = Pressão parcial do vapor de água do ar (mmHg);

P_{bar} = Pressão barométrica do ar (mmHg);

e o valor (0,3783) na equação (3.18) é obtido a partir da seguinte relação:

$$0,3783 = \left(1 - \frac{R_{\text{seco}}}{R_{\text{vap}}} \right)$$

onde

R_{seco} = Constante para o ar seco = 2,153 ($\text{mmHg m}^3/\text{kg K}$);

R_{vap} = Constante para a água = 3.461 ($\text{mmHg m}^3/\text{kg K}$).

Os valores utilizados nas equações (3.3) e (3.4) foram $P_{\text{bar}} = 712,6$ mmHg, (valor médio coletado aleatoriamente nos meses de novembro/1999, dezembro/1999 e Janeiro/2000) e umidade relativa variando de 50 a 80% para a região de Campinas (Fonte - CEPAGRI/UNICAMP)).

Basicamente o procedimento consiste em determinar P_{vap} , seja a partir da medida da temperatura do ponto de orvalho na corrente de ar, a partir de dados tabelados ou a partir de cartas psicrométricas, conhecendo-se a temperatura e umidade relativa ambiente. Após a determinação da temperatura do ponto de orvalho, P_{vap} foi obtido da Tabela (III.2) fornecida pelo fabricante do instrumento.

TABELA III. 2 – Valores para a pressão parcial do vapor de água do ar usados na equação (3.4).

Ponto de orvalho <i>versus</i> Pressão parcial do vapor de água do ar					
PO (°C)	P _{vap} (mmHg)	PO (°C)	P _{vap} (mmHg)	PO (°C)	P _{vap} (mmHg)
-10	1,964	-19	0,862	-24	0,530
-15	1,252	-20	0,783	-25	0,480
-16	1,142	-21	0,712	-30	0,288
-17	1,041	-22	0,646	-35	0,169
-18	0,947	-23	0,585	-40	0,096

FONTE: TSI – Incorporated, 1997b)

Apresentação parcial específica para as condições experimentais.

III.3.5. Análises das velocidades do ar na seção da câmara de congelamento

A análise foi feita, traçando-se o perfil do escoamento do ar na seção da câmara, a partir da média das leituras feitas pelo termoanemômetro após as devidas correções. A partir das curvas de superfície da velocidade do ar em função das coordenadas definidas pela altura (x) e comprimento (y) da câmara obtém-se a superfície de resposta representada pela equação:

$$v = F(x,y) \tag{3.5}$$

Os ajustes das superfícies de respostas foram feitos pelos mínimos quadrados utilizando o *software* TableCurve3D^(R), que faz uma varredura testando várias equações e selecionando a que melhor se ajusta a superfície obtida a partir dos pontos experimentais, com opção para a seleção ser feita baseada na melhor correlação (r²), desvio padrão ou F estatístico. As equações fornecidas pelo software foram usadas para descrever a distribuição da velocidade nos pontos na seção da câmara de congelamento.

III.3.6. Avaliação da vazão de ar na câmara de congelamento

A vazão foi avaliada quantificando o volume sob a superfície de resposta das velocidades do ar após o ajuste como descrito anteriormente. Esta avaliação foi feita por integração numérica sob a superfície de resposta pela resolução da equação (3.6) mostrada a seguir:

$$\dot{V} = \int_a^b \int_c^d F(x, y) dy dx \quad (3.6)$$

onde $c \leq x \leq d$ compreende o intervalo referente à altura da seção de entrada da câmara de congelamento, sendo igual a $0,050 \leq x \leq 0,450$ (m), e $a \leq y \leq b$ refere-se ao comprimento (profundidade) da seção, sendo igual $0,001 \leq y \leq 0,600$ (m)

A metodologia utilizada é a integração numérica bidimensional pela regra parabólica (ou regra de Simpson bidimensional) cuja resolução se faz através de iterações aplicadas à seguinte equação (3.7) (Hoerl *et al.*, 1984):

$$\int_a^b \int_c^d F(x, y) dx dy = \frac{hk}{9} [(F_{0,0} + 4F_{1,0} + 2F_{2,0} + 4F_{3,0} + 2F_{4,0} + \dots + F_{m,0}) + 4(F_{0,1} + 4F_{1,1} + 2F_{2,1} + \dots + F_{m,1}) + 2(F_{0,2} + 4F_{1,2} + 2F_{2,2} + \dots + F_{m,2}) + \dots + (F_{0,n} + 4F_{1,n} + 2F_{2,n} + \dots + F_{m,n})] + E_{m,n} \quad (3.7)$$

Para a resolução da equação (3.7), o intervalo $x = [0,050; 0,450]$ foi subdividido em $m=80$ subintervalos de comprimento $h = (d-c)/m = 0,005$ (m) e o intervalo $y = [0,001; 0,600]$ em $n=120$ subintervalos de comprimento $k = (b-a)/n = 0,005$ (m). Considera-se as funções $F_{1,j} = F(x_i, y_j)$ (m/s) sendo $y_i = a + ik$ e $x_j = c + jh$.

Os valores de $F(x_i, y_j)$ da velocidade do ar foram gerados pelo mesmo software descrito no item III.3.5 e os resultados processados em planilha eletrônica.

III.4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

III.4.1. Correção da velocidade do ar.

Os valores dos coeficientes para a correção da velocidade do ar para as temperaturas de processamento de -20, -25 e -30 °C devido à variação da temperatura e umidade relativa do ambiente, foram obtidos usando as equações (3.2) e (3.4), respectivamente, e são mostrados na Tabela (III.3). A Tabela contém ainda os valores das temperaturas dos pontos de orvalho obtidas de cartas psicrométricas e pressões de vapor a partir da Tabela (III.2).

TABELA III. 3- Fatores para a correção da velocidade do ar indicada pelo instrumento (v_1) para temperatura, pressão (F_{C1}) e umidade relativa ambiente (F_{C2}).

Temperatura(°C)	F_{C1}	UR = 50%			UR = 80%		
		PO	P_{vap}	F_{C2}	PO	P_{vap}	F_{C2}
-20	0,9176	-20,6	0,7404	0,9995	-20,3	0,7617	0,9995
-25	0,8994	-25,6	0,4570	0,9999	-25,1	0,4762	0,9999
-30	0,8813	-30,6	0,2737	1,0002	-30	0,280	1,0001

Velocidade real corrigida para a temperatura e pressão, $v_2 = F_{C1} \times v_1$ (m/s)

Velocidade corrigida para umidade relativa do ar, $v_3 = F_{C2} \times v_2$ (m/s).

PO = Ponto de orvalho (°C)

P_{vap} = Pressão de vapor de água do ar (mmHg)

Em muitos casos o efeito da umidade pode ser desprezível. Somente com temperaturas e umidades relativamente altas no ambiente, o efeito sobre as leituras pode ser preocupante. A correção para a umidade não é necessária, porque a umidade tem muito pouco efeito sobre as leituras da velocidade do ar. Estudos têm mostrado que existem menos que 3% de mudança na leitura da velocidade do ar quando as variações da umidade relativa do ar na temperatura ambiente são testadas na faixa de 0-100% (Peyrin *et al.* 1995).

O mesmo não se pode dizer em relação aos efeitos da temperatura e pressão do ambiente influenciando diretamente na temperatura de compensação do aparelho. Como relatado anteriormente, os sensores são sensíveis a variações nas condições do ambiente e

uma vez que todo anemômetro indica velocidades com referência a condições padrões do ambiente. Variações das condições padrões influenciam as leituras produzidas pelo aparelho sendo que os desvios da velocidade indicada em relação à velocidade real são maiores quanto maior for o afastamento das condições do ambiente em relação à condição de referência. Como observado neste trabalho, as condições de temperatura e pressão do ambiente produziram um desvio máximo de -12 % entre a temperatura indicada pelo anemômetro e a leitura real das velocidades do ar na câmara de congelamento, após as respectivas correções.

III.4.2. Velocidade do ar na câmara de congelamento

A Tabela (III.4) apresenta os resultados do tratamento estatístico descritivo das leituras da velocidade do ar medidas em todas as corridas experimentais. Na prática, é comum se trabalhar com a média da velocidade do ar medida em vários pontos que muitas vezes não são suficientes para descrever o escoamento. Devido a grande variabilidade da velocidade do ar no espaço e no tempo, para se ter uma representação consistente do perfil de velocidade, torna-se necessária fazer a medida da velocidade em um número de pontos relativamente grande ao longo da seção do escoamento. A variação da velocidade do ar observada nos diferentes tratamentos é devida unicamente à presença das caixas contendo o produto que atuam como obstáculos aumentando a resistência ao fluxo de ar de acordo com a quantidade de produto processada.

Os gráficos mostrados nas Figuras (III.3), (III.4) e (III.5) mostram os resultados experimentais das velocidades do ar medidas ao longo da seção da câmara mostrados em gráficos que descrevem a sua variação em função da posição na seção de entrada da câmara de congelamento anterior a passagem pelo produto tendo como coordenadas o comprimento da seção da câmara (y (m)) no eixo das ordenadas e a altura (x (m)) da seção no eixo das abcissas. As leituras das velocidades são referidas ao eixo (z (m/s)) no sistema de coordenadas nos gráficos da figura. Os gráficos da Figura (III.3), (III.4) e (III.5) se referem ao processamento de caixas contendo amostras do produto embaladas em sacos de polietileno de 100 gramas dispostos no interior das caixas em arranjos de 7, 5 e 3 camadas

respectivamente. O sistema de coordenadas foi rotacionado para descrever o posicionamento real na câmara de congelamento.

TABELA III. 4- Resultados das medidas experimentais da velocidade média (\bar{v}) e máxima (v_m) do ar na seção da câmara de congelamento para os diversos tratamentos.

Nº de Camadas Produto	Nº de Leituras/ Exprim.	Temperatura (°)									
		-20			-25			-30			
		\bar{v} (m/s)	v_m (m/s)	DP	\bar{v} (m/s)	v_m (m/s)	DP	\bar{v} (m/s)	v_m (m/s)	DP	
7	345	1	0,6228	1,48	0,359	0,7746	1,93	0,427	0,8469	1,98	0,432
		2	0,6812	1,63	0,381	0,7206	1,61	0,360	0,7775	1,84	0,403
		3	0,652	1,56	0,370	0,8005	1,92	0,445	0,7718	1,90	0,374
		4	0,6600	1,49	0,344	0,6623	1,53	0,383	0,8543	1,96	0,415
		5	0,5675	1,36	0,308	0,7580	1,84	0,404	0,8879	1,90	0,418
		6	0,6053	1,55	0,330	0,7330	1,86	0,426	0,7467	1,87	0,403
		7	0,6706	1,58	0,389	0,7257	1,89	0,421	0,8649	1,88	0,441
		8	0,6060	1,46	0,341	0,7209	1,81	0,390	0,7759	1,69	0,391
		9	0,6261	1,49	0,344	0,7456	1,83	0,421	0,8573	1,97	0,436
5	345	1	1,4783	3,18	0,790	1,4953	3,37	0,815	1,4832	3,55	0,880
		2	1,3180	2,80	0,678	1,5016	3,32	0,822	1,3672	3,00	0,785
		3	1,4060	2,98	0,708	1,5400	3,30	0,857	1,3994	3,27	0,792
		4	1,2463	2,80	0,677	1,5928	3,40	0,839	1,5666	4,65	1,018
		5	1,1582	2,50	0,660	1,4928	3,23	0,831	1,3874	3,02	0,732
		6	1,2554	2,80	0,695	1,3995	3,15	0,829	1,1009	2,40	0,611
		7	1,1772	2,75	0,688	1,5090	3,30	0,806	1,5744	3,52	0,989
		8	1,2554	2,85	0,720	1,5095	3,30	0,808	1,4552	3,07	0,811
		9	1,2569	2,73	0,707	1,5195	3,28	0,756	0,9861	2,38	0,553
3	345	1	1,9943	4,47	1,103	2,2375	4,90	1,249	2,2769	4,78	1,285
		2	1,9855	4,43	1,117	2,1305	4,83	1,199	1,6907	3,88	1,002
		3	1,898	4,46	1,106	2,1496	4,95	1,238	1,2998	3,07	0,831
		4	1,7963	4,08	1,034	2,1358	4,72	1,182	2,1416	4,88	1,246
		5	2,0019	4,30	1,069	2,2366	4,62	1,137	1,5712	3,50	0,945
		6	1,8745	4,10	1,050	2,1103	4,47	1,136	1,2972	3,10	0,757
		7	1,8085	4,15	1,065	2,2047	4,82	1,182	1,9157	4,42	1,085
		8	1,9658	4,23	1,083	2,0772	4,87	1,248	1,6152	3,53	0,916
		9	1,8515	4,07	1,045	1,9820	4,77	1,160	1,1096	2,67	0,624

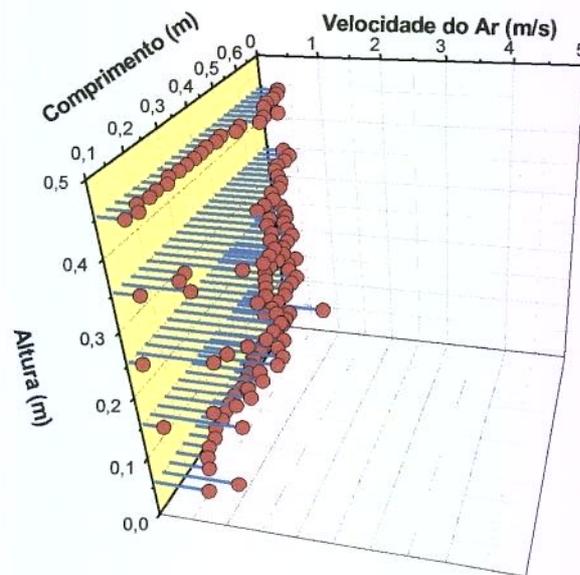


FIGURA III. 3- Resultados experimentais das velocidades do ar medidas ao longo da seção de entrada da câmara para um arranjo de 7 camadas de amostras e temperatura do ar ($T_{ar} = -25\text{ }^{\circ}\text{C}$).

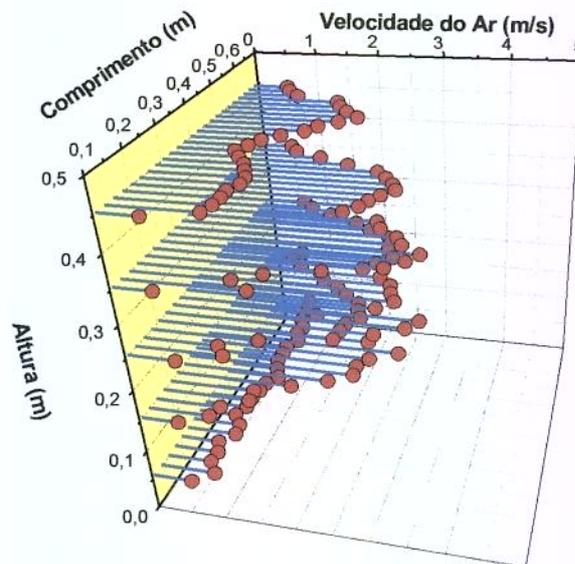


FIGURA III. 4- Resultados experimentais das velocidades do ar medidas ao longo da seção de entrada da câmara para um arranjo de 5 camadas de amostras e temperatura do ar ($T_{ar} = -25\text{ }^{\circ}\text{C}$).

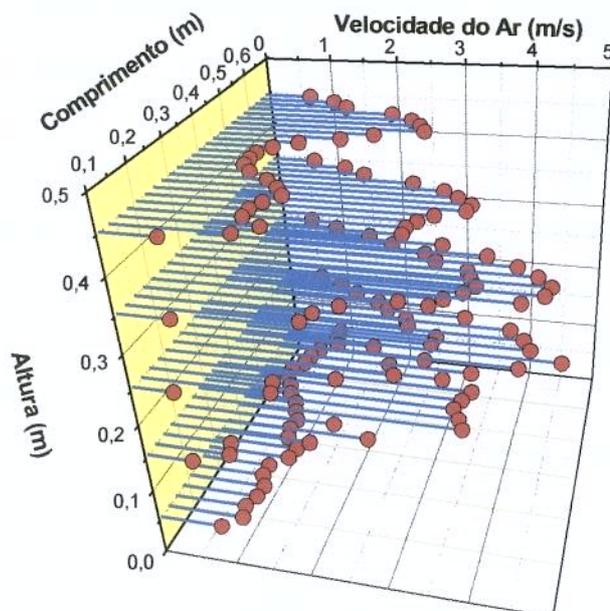


FIGURA III. 5- Resultados experimentais das velocidades do ar medidas ao longo da seção de entrada da câmara para um arranjo de 3 camadas de amostras e temperatura do ar ($T_{ar} = -25\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Mirade e Daudin (1998) fazem comentários sobre trabalhos de medidas da velocidade do ar em grandes instalações, onde medidas feitas pelo procedimento padrão que consiste em medir a velocidade média em vários pontos da instalação não foram conclusivos, exceto de que as velocidades eram indicadas pelo aparelho de forma global e com médias superiores nos pontos onde a taxa do fluxo de ar era mais intensa. A heterogeneidade das medidas do escoamento que representa a distribuição da velocidade do ar através da seção, considerando a frequência de observações das velocidades ao longo do comprimento da seção de entrada da câmara de congelamento para arranjos de 7, 5 e 3 camadas de amostras acondicionadas em caixas também pode ser observada nos gráficos das Figuras (III.3), (III.4) e (III.5).

A heterogeneidade das medidas obtidas pelo instrumento, pode ser atribuída à mudanças bruscas no direcionamento do escoamento do ar, devido à presença de obstáculos e de acessórios do insuflamento, o que significa que a velocidade do ar varia muito rapidamente em função do tempo e seu valor médio em uma determinada localização se torna de difícil medição. Na tentativa de amenizar estas dificuldades, os resultados

experimentais foram ajustados através de regressão não linear, usando um *software* (TableCurve3D^(R)) que promove o ajuste, selecionando a equação que produz o melhor coeficiente de correlação ou o menor desvio padrão de acordo com a especificação do usuário. Os gráficos apresentados nas Figuras (III.6), (III.7) e (III.8) mostram a distribuição da velocidade do ar normal à seção de entrada da câmara de congelamento obtida conforme procedimento descrito anteriormente. Os gráficos se referem às amostras embaladas em sacos de polietileno e acondicionadas em caixas plásticas em arranjos de 7, 5 e 3 camadas e temperatura do ar de processamento estabelecido a $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ (nível 2). As curvas de ajuste dos outros tratamentos estão mostradas no Anexo C.

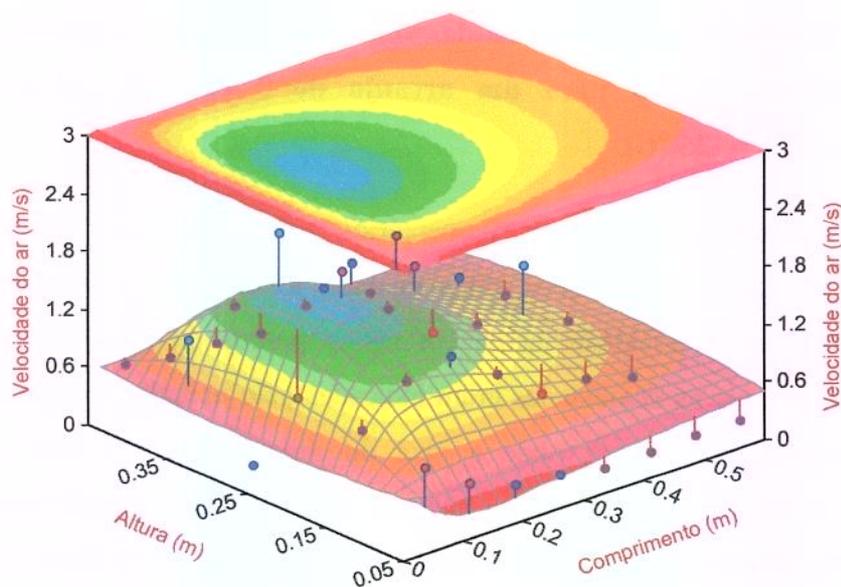


FIGURA III. 6- Distribuição da velocidade do ar ajustada por regressão não linear normal a seção de entrada da câmara de congelamento para o processamento de amostras contidas em sacos de polietileno no interior de caixas em arranjos de 7 camadas e temperatura do ar ($T_{ar} = -25\text{ }^{\circ}\text{C}$).

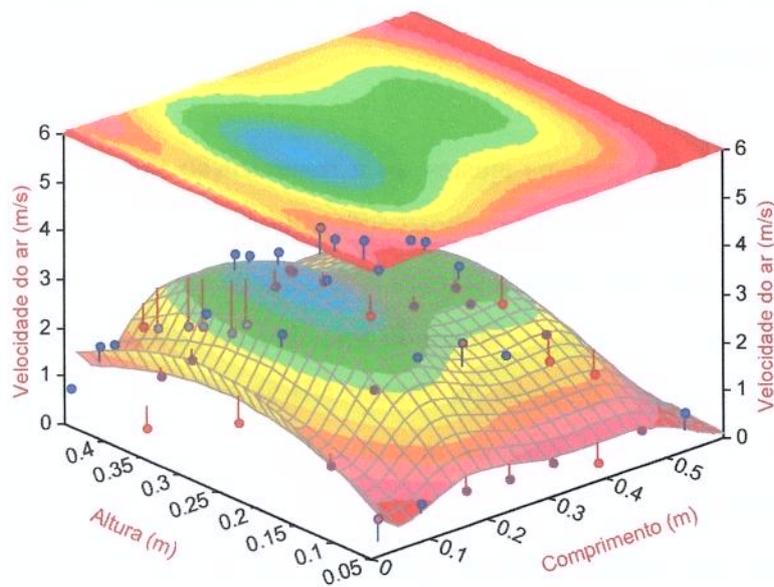


FIGURA III. 7- Distribuição da velocidade do ar ajustada por regressão não linear na seção de entrada da câmara de congelamento para o processamento de amostras contidas em sacos de polietileno no interior de caixas em arranjos de 5 camadas e temperatura do ar ($T_{ar} = -25\text{ }^{\circ}\text{C}$).

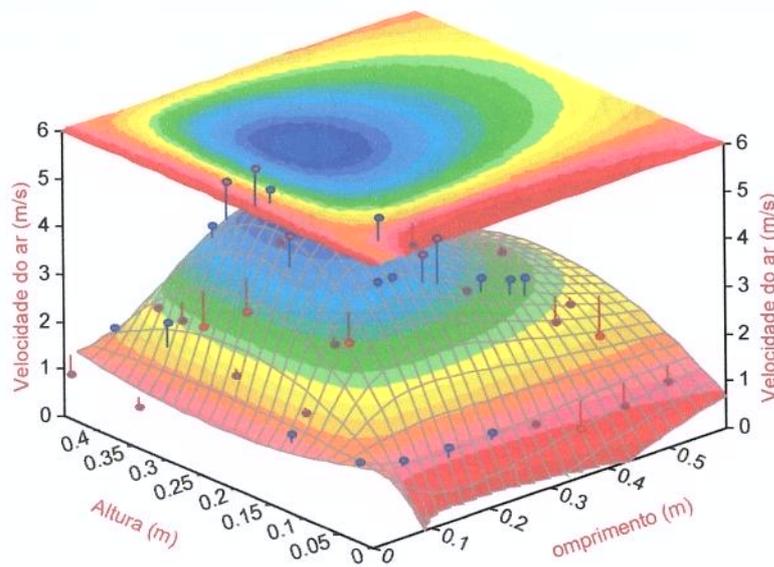


FIGURA III. 8- Distribuição da velocidade do ar ajustada por regressão não linear na seção de entrada da câmara de congelamento para o processamento de amostras contidas em sacos de polietileno no interior de caixas em arranjos de 3 camadas e temperatura do ar ($T_{ar} = -25\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Na parte superior do gráfico se encontra o plano que descreve linhas de nível ou contornos da superfície de resposta a partir do qual se pode visualizar o valor da velocidade do ar em pontos de localização específica.

O método de regressão para os ajustes foi a minimização por mínimos quadrados não linear escolhido por proporcionar o melhor coeficiente de correlação (r^2). O resultado do ajuste é uma curva de resposta superficial para a velocidade em função das coordenadas estabelecidas para a seção de entrada da câmara de congelamento dada pela equação (3.20), onde $F(x,y)$ é a função não linear ajustada. As Tabelas (III.5), (III.6) e (III.7) apresentam os resultados da análise de variância para os modelos de ajuste das curvas de superfície apresentadas nas Figuras (III.6), (III.7) e (III.8). Nas Tabelas (III.5), (III.6) e (III.7) estão os parâmetros necessários para avaliar o grau de correlação entre as respostas observadas e os valores preditos para o modelo ajustado.

TABELA III. 5– Análise de variância para o modelo ajustado usado na Figura (III.6) para um arranjo de 7 camadas de amostras embaladas e temperatura de -25 °C

Fonte	Soma dos Quadrados	G.L.	M.Quadrática	F-Estat.	P>F
Regressão	85,986506	7	12,283787	233,348	0,000
Resíduo	29,847734	567	0,052641507		
Total	115,8357509	574			
Falta de aj.	20.011983	107	0.18702788	8,74695	0,000
Erro puro	9.8357509	460	0,021382067		

Coeficiente de Determinação (r^2) = 0,74232337351

r^2 ajustado = 0,7386816678

Erro padrão do ajuste = 0,229437

r^2 explicável = 0,9150877072

TABELA III. 6– Análise de variância para o modelo ajustado usado na Figura (III.7) para um arranjo de 5 camadas de amostras embaladas e temperatura de -25 °C

Fonte	Soma dos Quadrados	G.L.	M.Quadrática	F-Estat.	P>F
Regressão	314,15	8	39,26875	275,093	0,000
Resíduo	64,378892	451	0,14274699		
Total	378,5289	459			
Falta de aj.	56,414208	106	0,53220951	23,0533	0,000
Erro puro	7,9646846	345	0,023086042		

Coefficiente de Determinação (r^2) = 0,8299234401

r^2 ajustado = 0,8265219089

Erro padrão do ajuste = 0,3778187258

r^2 explicável = 0,9789588465

TABELA III. 7– Análise de variância para o modelo ajustado usado na Figura (III.8) para um arranjo de 3 camadas de amostras embaladas e temperatura de -25 °C

Fonte	Soma dos Quadrados	G.L.	M.Quadrática	F-Estat.	P>F
Regressão	325,69748	7	46,528211	142,193	0,000
Resíduo	72,642809	222	0,32721986		
Total	398,34029	229			
Falta de aj.	69,03659	107	0,64520178	20,5751	0,000
Erro puro	3,6062187	115	0,031358423		

Coefficiente de Determinação (r^2) = 0,81766362998

r^2 ajustado = 0,8110348989

Erro padrão do ajuste = 0,5720313445

r^2 explicável = 0,9909468894

O teste usual de significância da equação de regressão ajustada é o teste da hipótese nula que envolve o cálculo do F-estatístico. Comparando-se o valor do F-estatístico com o valor tabelado, $F_{\alpha,p-1,N-p}$ onde N é o número de observações, p o número de parâmetros ajustados e α o nível de significância. Se o valor de F-estatístico excede o valor de $F_{\alpha,p-1,N-p}$ tabelado, então infere-se com α nível de significância que a variação contabilizada pelo modelo é significativamente maior que a variação não explicada. Em outras palavras, quanto maior o valor de F-estatístico melhor o ajuste. Observa-se que praticamente todos os valores de F-estatístico calculados para os ajustes das curvas mostradas nas Figuras (III.6),

(III.7) e (III.8) apresentadas nas Tabelas estão muito acima do valor de F tabelado indicando que as equações são significativas (Khuri e Cornell, 1996).

Um outro parâmetro apresentado nas tabelas é o coeficiente de determinação (r^2). O valor de r^2 é uma medida da proporção da variação dos valores da velocidade do ar observada (v_u) em torno da média (\bar{v}) explicada pelo modelo ajustado. Nas tabelas de análise de variância, a percentagem de variação explicada pela regressão está por volta de 70 e 85%, ou até menos em algumas circunstâncias, mas esse valor não deve ser comparado com 100% por causa da contribuição devida ao erro puro, que é uma medida do erro aleatório que afeta as respostas (Barros Neto *et al.*, 1996). Este deve ser comparado com o valor máximo explicável que percentualmente é dado por r^2 explicável nas tabelas acima. Apesar dos valores de F-estatístico nas tabelas indicarem uma regressão altamente significativa, em vários casos existe a evidência da falta de ajuste que se percebe devido ao alto valor de F específico para a falta de ajuste. A falta de ajuste depende do modelo e será tanto maior quanto mais as estimativas para um dado nível se afastarem do valor médio das respostas determinadas nesse nível.

Uma outra forma de se avaliar a qualidade do ajuste que poderia ser usada como uma segunda razão para a aceitação do modelo, seria a análise dos gráficos dos resíduos. As Figuras (III.9), (III.10) e (III.11) mostram os gráficos dos resíduos relativos aos experimentos com 7, 5 e 3 camadas de produto para os modelos mostrados nas Figuras (III.6), (III.7) e (III.8) e Tabelas (III.5), (III.6) e (III.7).

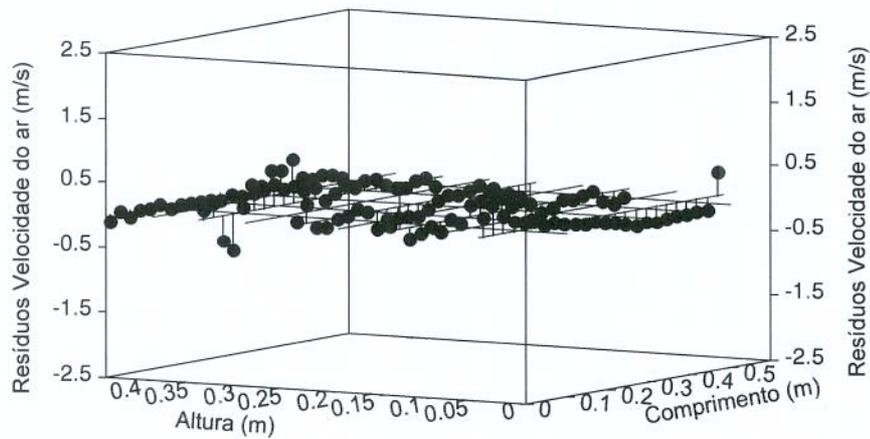


FIGURA III. 9 - Gráfico de resíduos para o modelo de ajuste da velocidade do ar em experimentos com caixas com arranjos de 7 camadas.

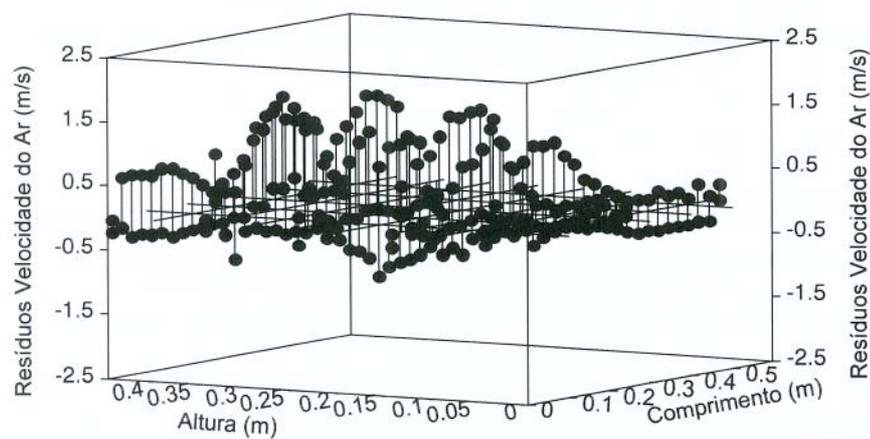


FIGURA III. 10 – Gráfico de resíduos para o modelo de ajuste da velocidade do ar em experimentos com caixas com arranjos de 5 camadas.

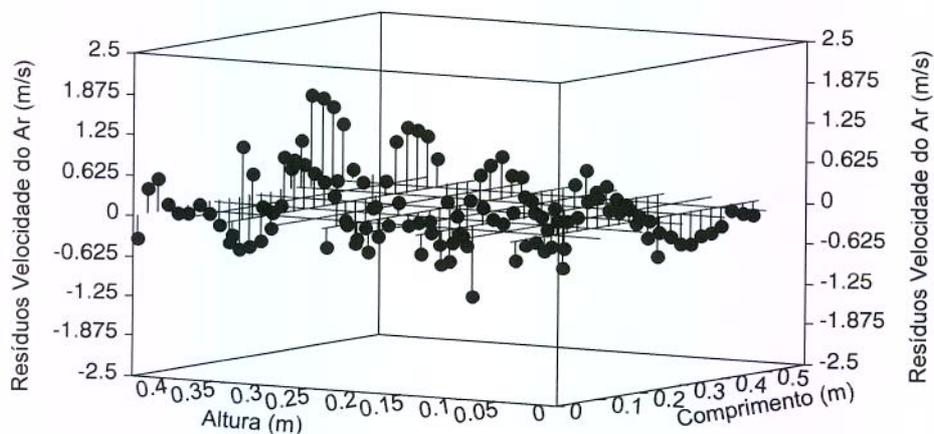


FIGURA III. 11– Gráfico de resíduos para o modelo de ajuste para a velocidade do ar em experimentos com caixas com arranjos de 3 camadas.

Os resíduos são por definição a diferença entre os valores da resposta real observada e aquelas previstas para estas respostas usando o modelo ajustado. Os resíduos deixados pelo modelo devem apresentar uma variância constante e flutuações aleatórias em torno do plano que passa pelo ponto zero, como se pode observar nas Figuras (III.9), (III.10) e (III.11).

Com relação à magnitude dos vetores velocidade que descrevem a distribuição do ar em escoamento, verifica-se visualmente uma diferença considerável quando se observa nos gráficos das Figuras (III.7), (III.8) e (III.9). A variação é causada somente pela quantidade de produto processada que oferece maior ou menor resistência ao escoamento do ar pela câmara. Não se pode afirmar a respeito de se ter uma tendência quanto a estas quantidades, pois os ensaios de 7 camadas possuem uma menor dispersão dos resíduos, porém os ensaios de 3 camadas não possuem a maior dispersão. O que se pode deduzir é que nos arranjos de 7 camadas a não existência de grandes espaços livres para o escoamento obriga o ar a passar entre as embalagens que oferecem resistência ao escoamento em toda a seção da

câmara, o perfil na entrada se torna mais uniforme e o gráfico de resíduos para este tipo de arranjo (Figura III.9) apresenta uma variância praticamente constante.

III.4.3. Cálculo da vazão de ar na seção de entrada da câmara de congelamento

A vazão de ar na câmara de congelamento foi determinada seguindo dois procedimentos:

- a) procedimento tradicional que consiste em medir a velocidade local em vários pontos da seção de escoamento e estimar a velocidade média por média aritmética simples, e assim, avaliar a vazão volumétrica pelo produto da velocidade média pela área total da seção de escoamento. Para isto utiliza-se dos dados estatísticos apresentados na Tabela (III.4).
- b) O segundo método é por integração numérica bidimensional através da determinação da vazão volumétrica sob a superfície de resposta ajustada da velocidade do ar pontual descritas na seção anterior.

A Tabela (III.8) mostra os valores médios obtidos utilizando as duas metodologias para a determinação das vazões volumétricas durante os experimentos de congelamento de amostras embaladas em sacos de polietileno em caixas com arranjos de 7, 5 e 3 camadas e temperaturas do ar em torno de -20°C . A última coluna da direita mostra dados comparativos entre os dois métodos avaliados através da diferença percentual com relação a vazão volumétrica determinada pela média integrada entre os resultados obtidos para ambos. A tabela mostra também a quantidade média total de produto processada nas três caixas em cada corrida experimental.

A Tabela (III.9) mostra valores da vazão de ar quando a temperatura do ar é cerca de -25°C e a Tabela (III.10) para temperaturas do ar de -30°C . No anexo D estão tabulados os valores para a vazão de ar para todas as configurações testadas.

TABELA III. 8– Valores médios para a massa total (kg) de produto processado e para as vazões (m³/s) de ar na seção da câmara utilizando média experimental e integração numérica. Temperatura do ar no interior da câmara = -20 °C.

Quantidade de Produto		Métodos de determinação da Vazão de ar (m ³ /s)		
Nº de camadas	Massa (kg)	Média Experim.	Integ. Numérica	Dif. relativa (%)
7	56,769	0,17010	0,19142	11,14
5	41,729	0,34540	0,39407	12,35
3	26,830	0,51955	0,59594	12,82

Valores obtidos pela média de 9 repetições.

TABELA III. 9– Valores médios para a massa total (kg) de produto processado e para as vazões (m³/s) de ar na seção da câmara utilizando média experimental e integração numérica. Temperatura do ar no interior da câmara = -25 °C.

Quantidade de Produto		Métodos de determinação da Vazão de ar (m ³ /s)		
Nº de camadas	Massa (kg)	Média Experim.	Integ. Numérica	Dif. relativa (%)
7	56,809	0,1995	0,2220	10,15
5	41,930	0,4068	0,4564	10,85
3	26,984	0,5779	0,6520	7,41

Valores obtidos pela média de 9 repetições.

TABELA III. 10– Valores médios para a massa total (kg) de produto processado e para as vazões (m³/s) de ar na seção da câmara utilizando média experimental e integração numérica. Temperatura do ar no interior da câmara = -30 °C.

Quantidade de Produto		Métodos de determinação da Vazão de ar (m ³ /s)		
Nº de camadas	Massa (kg)	Média Experim.	Integ. Numérica	Dif. relativa (%)
7	57,008	0,2215	0,2137	-3,64
5	41,719	0,3696	0,4258	13,19
3	27,157	0,4475	0,5060	11,55

Valores obtidos pela média de 9 repetições.

As Tabelas (III.8), (III.9) e (III.10) mostram em primeiro instante que existe uma diferença considerável entre as duas técnicas de tratamento dos dados de velocidade observados. A técnica utilizada para descrever o escoamento por integração numérica supera os resultados com uma diferença em média de aproximadamente 10 % em relação aos resultados obtidos pelo procedimento tradicional. Uma diferença em torno de 10% para um parâmetro que descreve este tipo de grandeza pode proporcionar uma seqüência de acúmulo de erros, levando a resultados não conclusivos ao final do processo principalmente quando se refere a cálculos envolvendo transferência de calor, onde, dependendo das condições, se exige um tempo de processamento muito grande. A determinação dos coeficientes de transferência de calor superficiais é extremamente dependente das especificações e regime de fluxos localizados, e as estimativas da carga térmica do produto dependem diretamente da vazão mássica de ar responsável pela retirada de calor do produto durante o processo de congelamento.

O grau de significância devido à falta de ajuste e ao erro puro observado para os ajustes das curvas de superfície de respostas é um fenômeno que se poderia esperar devido a alta variabilidade das medidas da velocidade do ar e instabilidade característica do escoamento. Portanto uma análise dos coeficientes de correlação pode indicar que as equações ajustadas apesar dos erros inerentes apresentam uma boa representação dos valores da velocidade do ar na câmara de congelamento. Uma vez obtida a equação não linear ajustada que melhor represente o comportamento da velocidade do ar na seção de escoamento, a obtenção dos valores das vazões do ar será mais expressiva quanto mais precisa for a varredura da área da seção sob a curva de resposta durante os cálculos de integração numérica, o que pode ser feito diminuindo o incremento e o elemento finito de área durante a geração dos dados.

III.4.4. Efeito da quantidade de produto sobre a vazão de ar na câmara de congelamento

O diagrama da Figura (III.12) mostra a redução percentual ($\Delta R\%$) da vazão de ar na câmara de congelamento causada pelo aumento da quantidade de produto processada (número de camadas) considerando a mesma rotação do ventilador. O valor de ΔR na Figura (III.2) é calculado pela seguinte equação:

$$\Delta R = \frac{\dot{V}_y - \dot{V}_x}{\dot{V}_y} \tag{3.8}$$

onde $\dot{V}_{x,y}$ são as vazões de ar avaliadas para as configurações experimentais correspondentes ao número de camadas apresentados como pontos do sistema de coordenadas cartesianas (x,y) do diagrama.

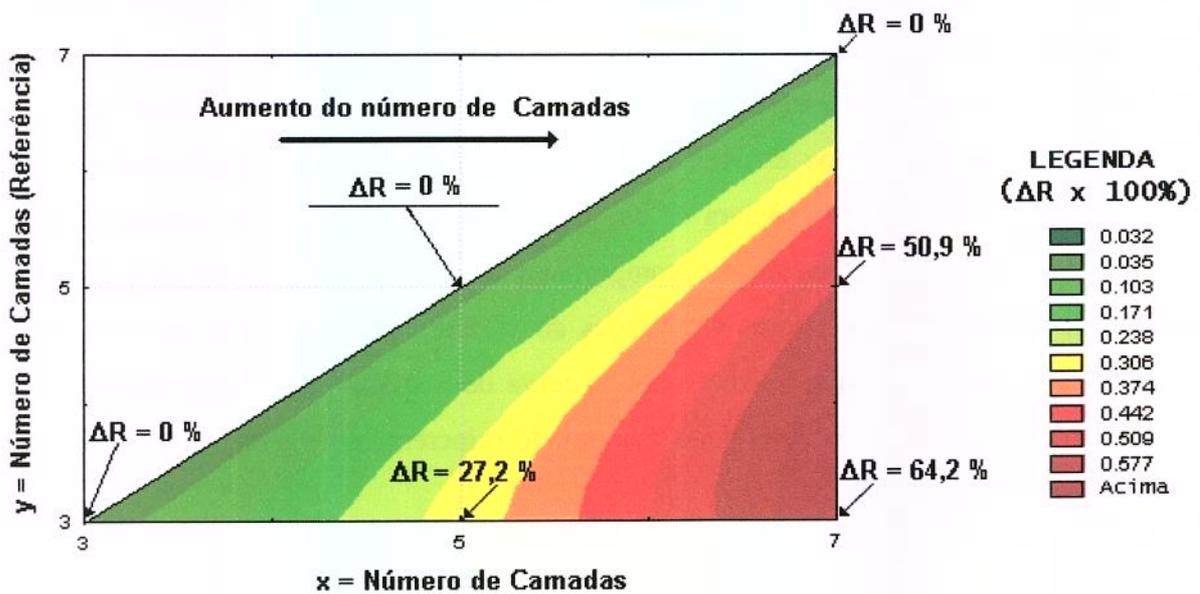


FIGURA III. 12 - Redução percentual da vazão ($\Delta R\%$) de ar na câmara de congelamento causada pelo aumento do número de camadas do produto no interior das caixas do empilhamento.

Os maiores valores para as medidas das vazões foram obtidos para experimentos com arranjos de 3 camadas de produto no interior das caixas do empilhamento. Tomando estes valores como referência, observa-se a partir da Figura (III.12) uma redução de 27,2 % na vazão do ar de resfriamento quando se aumenta de 3 para 5 o número de camadas do produto. Quando o aumento é de 3 para 7 camadas, a redução da vazão do ar de resfriamento passando pelo produto atinge valores em torno de 64%. Se as vazões medidas para os arranjos de 5 camadas são tomadas como referência, a redução da vazão de ar para um aumento de 5 para 7 camadas é cerca de 51%. Estes valores podem ser justificados em termos da redução da área livre para o escoamento do ar ($\Delta A_E\%$).

A área disponível para o escoamento (A_E) é dada pela diferença entre a área total da seção normal ao escoamento do ar calculada a partir das dimensões das caixas e da área frontal total dos arranjos que depende do número de camadas do produto processado no interior das caixas e das dimensões das amostras (sacos de polietileno – 100g) individuais. A área disponível para o escoamento foi avaliada pela seguinte equação:

$$A_E = A_{Total} - A_{arranjo} \quad (3.9)$$

Os valores calculados de A_E , $A_{arranjo}$, e A_{Total} para experimentos com arranjos de 7, 5 e 3 camadas de produto, bem como as dimensões médias das caixas e das embalagens individuais estão mostradas na Tabela (III.11).

O gráfico da Figura (III.13) mostra a correlação entre os valores determinados para a redução percentual da vazão ($\Delta R\%$) do ar e a redução da área livre disponível para o escoamento ($\Delta A_E\%$). A redução da vazão causada pelo aumento da quantidade de produto no interior das caixas é diretamente proporcional à redução da área livre para o escoamento do ar.

TABELA III. 11- Parâmetros usados na equação (3.9) para avaliação da área de escoamento.

Dimensões das Amostras (Valores médios)			
	Caixas		Sacos de Polietileno (100g)
Comprimento(m)	D1 = 0.585		D4 = 0.1072
Largura(m)	D2 = 0.400		D5 = 0.0722
Altura(m)	D3 = 0.125		D6 = 0.0160
Parâmetros usados na Equação (3.9)			
Cm (Camadas)	$A_{Total} = 3 \times D1 \times D3$	$A_{arranjo} = 5 \times Cm \times D4 \times D6 \text{ (m}^2\text{)}$	$A_E \text{ (m}^2\text{)}$
7	0.2194	0.180096	0.039279
5	0.2194	0.12864	0.090735
3	0.2194	0.077184	0.142191

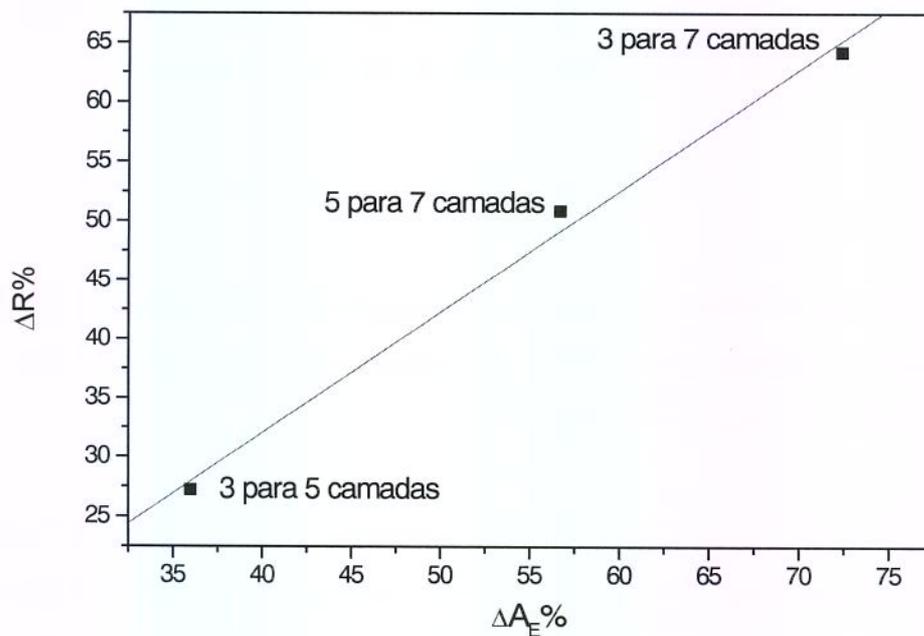


FIGURA III. 13- Correlação entre a redução da vazão ($\Delta R \%$) do ar de resfriamento causada pelo aumento da quantidade de produto nas caixas do empilhamento e a redução da área livre para o escoamento ($\Delta A_E \%$).

III.5. CONCLUSÕES

O método de integração numérica da função ajustada da velocidade se apresentou como uma técnica alternativa ao procedimento tradicional para a avaliação das medidas das velocidades do ar na câmara de congelamento e para a descrição do fenômeno físico do escoamento do ar em regime transiente e turbulento. A técnica promove uma varredura dos valores pontuais das medidas da velocidade do ar por toda a seção de escoamento levando em conta a presença de fluxos localizados, permite uma estimativa da vazão por meio de um tratamento matemático e possibilita a detecção e visualização de distúrbios, fenômenos e problemas inerentes do escoamento por métodos estatísticos simples como análise de variância, parâmetros de correlação dos ajustes e análise de resíduos. A técnica utilizada para descrever o escoamento por integração numérica supera os resultados com uma diferença em média de aproximadamente 10 % em relação aos resultados obtidos pelo procedimento tradicional.

O método apresenta como único inconveniente o tempo gasto na obtenção das medidas da velocidade do ar, que poderia ser contornado e realizado com mais informações e maior precisão mediante automação e sensores comunicando a aquisição de dados. Fora o inconveniente, a distribuição espacial dos pontos obtidos é suficiente para análise e detecção de fluxos localizados. Este será aplicado e poderá auxiliar no entendimento do processo de transferência de calor durante o congelamento de amostras embaladas e acondicionadas em caixas.

Para as mesmas condições operacionais do ventilador, os resultados para arranjos de 7 camadas apresentaram uma redução de 62% na vazão do ar de resfriamento em relação aos arranjos de 3 camadas e de 50,9% em relação aos de 5 camadas. Estes dados foram proporcionais à redução da área livre para o escoamento do ar, avaliada pela diferença entre a área total da seção de entrada da câmara e a área específica para cada tipo de arranjo (3,5 e 7 camadas).

III.6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASHRAE Handbook – Fundamentals. Psychrometrics. Chapter 6, I-P Edition, Atlanta, USA, 1993.

BARROS NETO, B.; SCARMINIO, I. S. e BRUNS, R. E. Planejamento e otimização de experimentos. 2ª Edição, Editora da UNICAMP, 1996.

EARLE, R.L. Freezing of foods: An overview **Food Engineering and Process Applications Proc, Fourth International Congress on Engineering and Food**, Alberta, Canada, V.2, pp,3-20, 1985.

HOERL, A. E.; NASHED, M.Z.; McKETTA, J. J. e SILBERBERG, I.H. Mathematics. (eds.) PERRY, H.P. e GREEN, D. **Perry's Chemical Engineer's Handbook**. Section 2, 6ª edition, McGraw-Hill, Inc., 1984.

KAWAKITA, K.; CASCINY, L. e CALY, J. P. Estudo comparativo entre diferentes técnicas de anemometria, **Proc, Mercofrio 98 - Feira e Congresso de Ar Condicionado, Refrigeração, Aquecimento e Ventilação do Mercosul**, Porto Alegre, Brasil, 1998.

KHURI, A. I. e CORNELL, J. A. **Response Surfaces - Designs and Analyses**. 2nd Edition, Marcel Dekker, Inc., 1996.

MIRADE, P. S. e DAUDIN, J. D. Simulation en deux dimensions de l'aéroulque de deux tunnels de refrigeration des viandes, **International Journal of Refrigeration**, V,18(6), pp,119-124, 1995.

MIRADE, P. S. e DAUDIN, J. D. A new experimental methods for visualizing air flow in large food plants, **Journal of Food Engineering**, V,36, pp,31-49, 1998.

OWER, E. e PANKHURST, R.C. The measurement of air flow - Méthods of flow measurement based upon rates of cooling of hot bodies. Pergamon Press, England, 1997.

PEYRIN, F.; KONDJAYAN, A. e DAUDIN, J. D. Analyse des difficultés de mesure de la vitesse de l'air dans les industries agro-alimentaires, **Industries Agro-Agro-Alimentaires et Agricoles**, V,112(10), pp,728-735, 1995.

SCOTT, G. e RICHARDSON, P. The application of computational fluid dynamics in the food industry, **Trends in Food Science and Technology**, V,8(4), pp,119-124, 1997.

TSI Incorporated Constant Temperature Thermal Anemometry Theory **Industrial Test Instruments Application Note TI-105**. <http://www.tsi.com/iti/homepage/applenote/ti-105.htm>., 1997a.

TSI Incorporated Converting standard velocity to actual velocity. **Industrial Test Instruments Application**. <http://www.tsi.com/iti/homepage/applenote/ti-109.htm>. 1997b.

CAPÍTULO IV. AVALIAÇÃO DOS COEFICIENTES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR EFETIVOS

RESUMO

Os coeficientes de transferência de calor superficiais durante o congelamento com corrente forçada de ar de amostras de solução modelo de polpas de frutas embaladas e acondicionadas em caixas foram medidos sob condições operacionais encontradas na prática comercial. Um corpo de prova de alumínio foi usado para determinação dos coeficientes de transferência de calor superficiais efetivos entre o topo e o fundo de cada caixa do empilhamento. Os experimentos foram realizados para a obtenção do perfil de temperatura no interior do corpo de prova durante o congelamento nas respectivas posições. Os coeficientes angulares das curvas do gráfico do $\ln(T-T_{ar})$ versus tempo são proporcionais aos coeficientes de transferência de calor. Os resultados foram apresentados como correlações adimensionais baseadas no diâmetro hidráulico de dutos retangulares formados entre as caixas do empilhamento. Três caixas plásticas contendo a solução modelo com arranjos de 7, 5 e 3 camadas de amostras embaladas em sacos de polietileno de 100 gramas foram testadas. Os efeitos da temperatura, velocidade do ar, posição no interior das caixas e posição da caixa no empilhamento sobre os coeficientes de transferência de calor foram analisados. Os coeficientes de transferência de calor, que preditos pelas correlações adimensionais baseadas no diâmetro hidráulico, foram usados satisfatoriamente para representar as características do leito, principalmente para arranjos de 5 e 3 camadas de produto. Os coeficientes de transferência de calor superficiais efetivos variaram entre o topo e o fundo das caixas e foram influenciados pela quantidade de produto estabelecida pelo número de camadas dos arranjos.

SUMMARY

The effective surface heat transfer coefficients during air blast freezing of sample plastic polyethylene packages containing fruit pulp models conditioned inside multi layer boxes were evaluated under conditions encountered in commercial practice. An aluminum transducer was used to measure the effective heat transfer coefficient between the top and the bottom of the boxes. Series of experiments were conducted to obtain the temperature profile inside the metallic transducer during air blast freezing. A plot of $\ln(T-T_{ar})$ versus time has a slope proportional to heat transfer coefficients. The results were presented as non-dimensional correlations based on hydraulic diameter of the rectangular ducts. Three boxes containing fruit pulp models wrapped in polyethylene film bags arranged in 7, 5 and 3 layers were tested. The effects on the surface heat transfer coefficient of the air temperature, air velocity, transducer position inside the boxes and box position in the pillage on the surface were analyzed. The results shown: the effect of air-cooling temperature on the heat transfer surface is negligible in the range encountered in blast freezing practice. The effective surface heat transfer coefficient predicted by the non dimensional correlations based on hydraulic diameter was successfully used to represent the bed irregularities, mainly to 5 and 3 layers arrays. The effective surface heat transfer coefficient varied according to the position between the top and the bottom of the boxes and was influenced by the product quantities determined by the number of layers in the arrays.

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL
SEÇÃO CIRCULANTE

Handwritten notes:
...
...
...

IV.1. INTRODUÇÃO

O coeficiente global de transferência de calor entre a superfície do produto e o meio de resfriamento é um importante parâmetro nos estudos do tempo de congelamento de alimentos. Onde o meio de transferência é ar frio, como nos sistemas “*air-blast*” e nos túneis de congelamento, um dos fatores que controlam a taxa de congelamento é o coeficiente de transferência de calor convectivo (Chavarria e Heldman, 1984).

A velocidade do resfriamento pode ser caracterizada pelo número de Biot, (Bi) dado pela equação:

$$Bi = \frac{hL}{k} \quad (4.1)$$

Com baixas taxas de resfriamento ($Bi \rightarrow 0$), e a diferença entre a temperatura da superfície e a temperatura média do produto é pequena. Em contraste com altas taxas de resfriamento ($Bi \rightarrow \infty$), a superfície está muito mais fria que a temperatura média do interior do produto.

Dependendo da magnitude do número de Biot, a influência do coeficiente de transferência de calor convectivo (h) dependente da temperatura sobre a variável tempo pode ser significativa. Como resultado, predições do tempo de congelamento podem se desviar consideravelmente dos valores verdadeiros se coeficientes imprecisos são utilizados (Chavarria e Heldman, 1984).

Em condições normais, os coeficientes de transferência de calor variam com a temperatura, com a umidade do ar e principalmente com a velocidade do ar. No congelamento de sistemas particulados (leito fixo ou fluidizado), os coeficientes de transferência dependem ainda da porosidade do leito e das propriedades do escoamento de ar. Segundo Kondjoyan e Daudin (1997), deve-se distinguir o coeficiente de transferência

de calor convectivo do coeficiente efetivo. Além do calor transferido por convecção, o último inclui o calor transferido por radiação ou por mudança de fase, quando esta ocorre.

Somente poucos valores experimentais dos coeficientes de transferência de calor convectivos foram obtidos nos últimos anos e são freqüentemente relacionados a um tipo de operação específica. Os valores dos coeficientes fornecidos na literatura de engenharia química na forma de números adimensionais tal como Nusselt em função do número de Reynolds para placas, cilindro ou esfera são raramente utilizados em modelos porque levam a valores calculados diferentes dos resultados experimentais (Kondjoyan *et al.* 1993).

As condições que devem ser medidas para a determinação experimental dos coeficientes de transferência de calor ao redor de objetos são:

- As propriedades de transporte do ar (temperatura e umidade) a pressão atmosférica;
- As características do produto (geometria, dimensões e temperaturas superficiais).
- As características do escoamento do ar (velocidade e turbulência).

A determinação dos coeficientes de transferência de calor em volta de produtos alimentares ainda tem sido um tópico restrito a condições específicas de processamento. Para o congelamento de produtos alimentares em caixas, valores obtidos da literatura têm mostrado que os coeficientes de transferência de calor superficiais variam acentuadamente quando a medida é feita em diferentes localizações ao longo das camadas de produto no interior da caixa. Assim, valores dos coeficientes são diferentes entre o topo e o fundo da caixa e, portanto, estudos que ignoram estas variações devem ser tratados com bastante cuidado (Pham e Willix, 1985).

Informações envolvendo valores de h para as superfícies de alimentos com formas regulares encontram-se disponíveis na literatura (Arce e Sweat, 1980; Lind, 1988; Kondjoyan e Daudin, 1993; LeBlanc, Kok e Timbers, 1990 a e b). Valores de h associados a diferentes geometrias, superfícies e arranjos dos espaçamentos das embalagens não tem sido determinadas. Sendo assim, neste trabalho os objetivos são:

(i) Desenvolver uma metodologia para a estimativa dos coeficientes de transferência de calor efetivos aplicáveis ao congelamento de polpas de frutas embaladas em sacos de polietileno (100g) e acondicionadas em caixas, examinando o comportamento das distribuições de temperaturas, das variáveis no estado transiente, e, avaliando-as no centro térmico com um corpo de prova metálico.

(ii) Caracterizar o processo através da determinação dos coeficientes de transferência de calor efetivos em um túnel de congelamento com corrente forçada horizontal.

(iii) Quantificar os coeficientes de transferência de calor efetivos, levando em consideração a localização entre as camadas dos produtos embalados no interior das caixas (topo e fundo).

IV.2. REVISÃO DA LITERATURA

IV.2.1. Transferência de calor por convecção

A transferência de calor por convecção está associada com a troca de energia entre uma superfície e um fluido adjacente (Welty *et ali*, 1984). Na prática, a transferência de calor por convecção e a transferência de massa podem ocorrer simultaneamente. Geralmente, a parte radiativa da transferência de calor é desprezada quando a temperatura é baixa, pois a diferença de temperatura entre a superfície do produto e a vizinhança é relativamente pequena.

Uma grande faixa de magnitudes para valores de “h” tem sido relatada. Nicolī e De Baerdemaeker (1996), citam valores típicos de $300 \text{ W/ m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ obtidos durante o hidrosfriamento de frutas e hortaliças enquanto no resfriamento com ar forçado, “h” pode variar entre 8 e $68 \text{ W/ m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$.

Estudos sobre a determinação dos coeficientes de transferência de calor efetivos durante o congelamento de alimentos sob condições encontradas na prática comercial foram feitos por Mannaperuma *et al.* (1994 a,b) usando túnel com corrente forçada de ar para o congelamento de aves (frango e peru) inteiras embaladas, de partes embaladas em bandejas de poliestireno expandido, individuais e acondicionadas em caixas de papelão. Um método numérico baseado na formulação da entalpia foi usado para simular o congelamento. Os históricos das temperaturas simuladas em várias localizações sob um coeficiente de transferência de calor atribuído foram comparados com aqueles obtidos experimentalmente. O procedimento foi repetido com diferentes valores do coeficiente de transferência de calor e os que produziram melhores resultados foram selecionados como o coeficiente de transferência de calor efetivo para aquela situação e condições experimentais.

O procedimento numérico para a determinação dos coeficientes de transferência de calor a partir de curvas tempo-temperaturas usando um programa de computador para tratar as propriedades termofísicas do material, condições de contorno e casos que envolvem o uso de equações lineares e não lineares tem sido bastante utilizado. A técnica consiste na resolução de equações de condução de calor usando diferenças finitas e utilizando métodos de estimativas não lineares para a determinação dos coeficientes convectivos que dão o melhor ajuste entre os resultados obtidos por simulação e aqueles obtidos experimentalmente.

O desenvolvimento de métodos para a determinação e resolução numérica dos problemas para a determinação dos coeficientes convectivos foram discutidos por Bonacina e Comini (1972), por Succar e Hayakawa (1984, 1986) e por Moraga e Medina (2000) entre outras, aplicáveis ao congelamento de alimentos considerando condições de contorno assimétricas.

IV.2.2. Métodos de medição de h_{efetivo}

Os métodos práticos mais comuns de medição dos coeficientes efetivos são relatados por Lind (1988) e por (Cleland, 1992) e são descritos a seguir:

- (1) Medidas de temperatura no estado estacionário;
- (2) Medidas de temperatura transiente;
- (3) Medidas do fluxo de calor e temperatura na superfície.

IV.2.2.1. Medidas de temperaturas no estado estacionário

Uma quantidade de energia é gerada no sistema, como por exemplo, uma resistência elétrica é usada como aquecedor e colocada no centro do produto. Para manter constante a temperatura no interior do produto, a energia transmitida deve ser removida na superfície de contorno.

O coeficiente de transferência de calor superficial pode então ser calculado a partir da equação $q = hA(T_s - T_a)$. As limitações deste método são que as condições experimentais,

que são a temperatura e a velocidade do meio de resfriamento e a energia devem ser mantidas constantes. Existe uma dificuldade em se medir a temperatura da superfície. Se o sensor é colocado sobre a superfície, a camada limite é perturbada e daí torna-se difícil saber se esta realmente é a temperatura superficial, a temperatura na camada limite ou uma média destas que está sendo medida. O que poderia ser feito, é medir se possível a temperatura em dois ou três pontos próximos à superfície, no interior do produto em um alinhamento perpendicular à superfície e, então, extrapolar para se obter a temperatura da superfície. Outra dificuldade de se utilizar este método para alimentos é que as propriedades físicas podem ser afetadas pela fonte de energia.

Este método foi utilizado por Pham e Willix (1985) para a avaliação dos coeficientes de transferência de calor superficiais em caixas de papelão colocadas em túnel de congelamento com corrente forçada de ar. Foram utilizados discos de alumínio que continham um aquecedor de resistência conhecida. Em princípio, os coeficientes de transferência de calor puderam ser obtidos, dividindo o fluxo de calor pela área superficial do disco e a diferença de temperatura. Contudo, vários fatores devem ser levados em conta: incertezas nas medidas, fluxo de calor pelas bordas e pelo fundo dos discos, interação entre os discos colocados em alinhamento, convecção natural e radiação

IV.2.2.2. Medidas de temperatura em estado transiente

Existem dois métodos para estimativas do valor dos coeficientes de transferência de calor efetivos baseados neste princípio:

(a) Método 1 (Para $Bi < 0,1$) - Um modelo feito de um material com um grande valor de condutividade térmica (geralmente cobre, alumínio ou certas ligas) é usado para assegurar que a temperatura no interior do corpo seja uniforme em todo tempo ($Bi < 0,1$), tanto que um gradiente mínimo de temperatura exista no interior do corpo.

As equações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor efetivo são obtidas a partir de um balanço de energia em um sistema de condução de calor transiente com resistência interna desprezível (Welty *et al.*, 1984). Nos modelos de transferência de calor, a lei de Newton do resfriamento é freqüentemente usada nas estimativas de h . A taxa de remoção de calor a um determinado volume de controle é dada por:

$$\frac{\delta Q}{dt} = hA(T_b - T_{ar}) \quad (4.2)$$

As taxas de variação da energia no interior do corpo de prova de alumínio com propriedades constantes podem ser dadas pela equação:

$$\frac{\delta Q}{dt} = \rho_{Al}VCp_{Al} \frac{dT}{dt} \quad (4.3)$$

Combinando as equações (4.2) e (4.3) após um pequeno rearranjo pode-se obter,

$$\frac{dT}{dt} = \frac{hA(T_b - T_{ar})}{\rho_{Al}VCp_{Al}} \quad (4.4)$$

Pode-se agora obter uma solução para a variação da temperatura com o tempo através da resolução da equação (4.4) submetida à condição de contorno inicial ($T_{(t=0)} = T_i$) e obter:

$$\frac{T_b - T_{ar}}{T_i - T_{ar}} = e^{\frac{-hAt}{\rho_{Al}Cp_{Al}V}} \quad (4.5)$$

Entretanto um problema intrínseco é das propriedades do corpo de prova freqüentemente diferirem daquelas do alimento e assim pode ser difícil aplicar os resultados para um produto alimentar com outra geometria.

Cleland *et al.* (1994) apontam este método como o mais comum para medir o coeficiente de transferência de calor. Neste método, as corridas de resfriamento ocorrem

sem mudança de fase e as propriedades térmicas são admitidas constantes com a temperatura. A idéia é criar um corpo de prova metálico análogo, com o mesmo tamanho e formato do objeto de teste, mas construído com um material de alta condutividade térmica. Para valores de “ h_{efetivo} ” que levam a valores de Bi entre 0,1 e 10 no congelamento, Bi se aproxima de zero para o corpo de prova ($Bi = 0,1$ pode ser visto como um limite superior para a seguinte teoria, mas $Bi < 0.02$ é preferido).

Segundo Cleland *et al.* (1994), existem três dificuldades em se utilizar este método. Primeiramente, ele dá um coeficiente de transferência de calor superficial médio ao longo de toda a superfície exposta. Se particularmente ocorrem taxas de transferência de calor nas bordas de um bloco retangular, por exemplo, estas influenciarão h significativamente. Assim, existe um erro inerente e desconhecido.

A segunda dificuldade, é que os coeficientes de transferência de calor podem ser dependentes do tamanho e forma da amostra, da rugosidade da superfície, e em experimentos com ar, podem levar em conta efeito da radiação e/ou evaporação (este é um coeficiente de transferência de calor efetivo).

A terceira dificuldade é a necessidade, no caso de formas envolvendo a transferência de calor uni ou bidimensional, amenizar os efeitos da transferência de calor nas bordas.

Este método também foi utilizado por Cowell e Namour (1967), Lind (1988) e Lind e Skjöldebrand (1984), usando alumínio para avaliar os coeficientes de transferência de calor superficiais durante o descongelamento, e por Reinick e Schwartzberg (1985) para medir o valor de h para blocos simples e arranjos de blocos submetidos a aquecimento e resfriamento transiente. Bonacina e Comini (1972), utilizaram um corpo de prova metálico para validar um método de análise para obtenção de h a partir de curvas tempo-temperaturas e também por Le Blanc *et al.* (1990); Hung e Thompson (1983) e Wang e Kolbe (1994). Um corpo de prova de cobre com esta finalidade foi utilizado por Khairullah e Singh (1991); Flores e Mascheroni,(1988) e Creed e James (1985).

(b) Método 2 (Para $Bi > 0,1$) É possível usar também um corpo com uma baixa condutividade térmica ($Bi > 0,1$) mas conhecida. Este método pode ser usado para alimentos com condutividade térmica conhecida ou para substâncias testes de composição uniforme.

Durante o experimento haverá uma distribuição de temperatura no corpo que é usada para calcular o coeficiente de transferência de calor. Soluções analíticas são disponíveis para algumas geometrias comuns com condições de contorno definidas. Uma descrição mais detalhada sobre a utilização deste método é apresentada por Cleland (1990) e Cleland *et al.* (1994).

IV.2.2.3. Fluxo de calor na superfície

O fluxo de calor na superfície e a temperatura na superfície também podem ser medidos como uma função do tempo. O problema de se utilizar este método está no fato dos sensores utilizados para a obtenção destes dados alterarem as propriedades do escoamento na superfície.

IV.2.3. Equações para cálculos e predição de h

Existe um grande número de equações empíricas, semi-empíricas e teóricas para a predição do coeficiente de transferência de calor convectivo. Placas planas, esferas e cilindros são as geometrias que têm sido mais extensivamente estudadas. A magnitude do valor do coeficiente de transferência de calor convectivo, h_c , varia com a localização sobre a superfície, mas um valor médio pode ser obtido por integração. A Tabela (IV.1) apresenta uma revisão feita por Kondjoyan *et al.* (1993) e mostra as principais relações entre números adimensionais freqüentemente usadas para estimativas do valor de h .

A equação mais comumente usada para convecção forçada na camada limite laminar sobre uma placa plana é aquela dada pela analogia de Reynolds. Esta dá o número de Nusselt local :

TABELA IV. 1 – Correlações entre números adimensionais a partir de trabalhos originais para a determinação do número de Nusselt (Kondjoyan et al. 1993).

Forma	Re	Nu	Autor original
Placa Plana	$< 3 \times 10^5$	$0,648Re^{0,5}Pr^{0,33}$	Perry
	$< 5 \times 10^5$	$0,664Re^{0,5}Pr^{0,33}(1)$	Polhausen
	$> 5 \times 10^5$	$0,036Re^{0,8}Pr^{0,43}$	Whitaker
	$> 5 \times 10^5$	$0,027Re^{0,8}Pr^{0,33}$	Beek e Muttzal
	$> 5 \times 10^5$	$0,057Re^{0,78}Pr^{0,78}$	Loncin
	5×10^5 a 10^7	$0,037Re^{0,8}Pr(1+2,443Re^{-0,1}(Pr^{0,66}-1)(2)$	Petkhov e Popov
Cilindro circular	4×10^3 a 4×10^4	$0,174Re^{0,618}$	Hilpert
		$0,148Re^{0,633}$	Hilpert + Morgan
	4×10^4 a 1×10^5	$0,0239Re^{0,805}$	Hilpert
		$0,0208Re^{0,814}$	Hilpert + Morgan
	40 a 10^5	$(0,4Re^{0,5}+0,06Re^{0,66})Pr^{0,4}$	Whitaker
2×10^4 a 4×10^5	$0,3+0,62.B.Re^{0,5}Pr^{0,33}/A$ com $A=(1+(0,4/Pr)^{0,66})^{0,25}$ $B = 1+ (Re/282000)^{0,5}$	Churchil e Bernstein	
Esfera	10 a 7×10^4	$0,37Re^{0,6}$	Willians e Kramers
	1 a 7×10^4	$0,53Re^{0,5}$	Perry
	$3,5$ a 8×10^4	$2+(0,4Re^{0,5}+0,06Re^{0,66})Pr^{0,4}$	Whitaker
	Reg. laminar	$2 + 0,6Re^{0,5}Pr^{0,33}$	Frösling
	$0,4$ a 2000	$2+1.3Pr^{0,15}+0,66Pr^{0,31}Re^{0,5}$	Cary
	4×10^4 a $1,5 \times 10^5$	$0,37 Re^{0,53}$	
Cilindro elíptico	2500 a 15×10^3	$0,224Re^{0,612}$	Jakob

FONTE: Kondjoyan et al. (1993)

$$Nu_{x,lam} = 0,332Re^{1/2}Pr^{1/3} \quad (4.6)$$

onde o termo $Pr^{1/3}$ é a relação de Polhausen entre as espessuras das camadas limites laminar térmica e hidrodinâmica. Todas as propriedades devem ser tomadas na temperatura de película, $T_f = (T_s + T_a)/2$. Integrando a equação (4.6) para todo o comprimento obtém-se (Welty *et al.*, 1984):

$$Nu_{l,lam} = 0,664 Re^{1/2} Pr^{1/3} \quad (4.7)$$

A equação (4.7) é válida quando $Re < 10^5$ e $10^{-1} < Pr < 10^3$

Todas estas equações se aplicam somente para processos convectivos puros. Em muitos processos de transferência de calor reais, radiação, transferência de massa e mudança de fase (evaporação e condensação) ocorre sobre a superfície do produto. Estes fenômenos afetarão a transferência de calor do produto e devem ser incluídos em um coeficiente de transferência de calor superficial efetivo (Lind, 1988).

Reinick e Schwartzberg (1985), descrevem o cálculo de h para um arranjo de blocos de alumínio colocados em uma corrente de ar. Para geometrias bem definidas com condições de escoamento especificadas, h é freqüentemente correlacionado por expressões da forma:

$$Nu = \frac{hL}{K} = C Re^n Pr^m \quad (4.8)$$

A constante C é definida para diferentes formas geométricas; no caso presente, deve também ser uma função do arranjo geométrico dos sólidos. Existe uma interação entre os espaçamentos entre os objetos e a velocidade do fluxo em volta destes. Neste trabalho, os objetos retangulares foram colocados paralelamente ao fluxo de ar, sendo considerados como placas planas isoladas ou como parte das superfícies de contorno de um duto retangular. Correlações disponíveis para placas planas utilizam os números de Reynolds e

Nusselt baseados no comprimento da superfície, e as correlações para dutos usam estes números baseados no diâmetro hidráulico do duto.

Valores de h foram obtidos através de gráfico semilogarítimo do gradiente de temperatura *versus* tempo. O arranjo foi colocado sobre uma superfície plana, proporcionando uma velocidade do ar uniforme entre os blocos.

Valores preditos de “ h ” foram calculados usando as correlações entre os números de Reynolds e Nusselt, baseados no diâmetro hidráulico (D_H) do conduto de ar, dados pelas seguintes equações:

$$Nu = 0,116[(Re)^{2/3} - 125] Pr^{1/3}[1+(D_H/L')^{2/3}] \quad (4.9)$$

para $2000 < Re < 10000$ e

$$Nu = 0,023(Re)^{0,8} Pr^{1/3} \quad (4.10)$$

para $Re \geq 10000$.

Quando $L'/D_H \leq 60$, $h = h_{2(eq)}[1+1,4(D_H/L')]$, onde $h_{2(eq)}$ é o valor obtido a partir das equações (4.9) ou (4.10) e L' é o comprimento do duto.

A determinação dos coeficientes de transferência de calor convectivos, utilizando relações Nu *versus* Reynolds durante o congelamento de alimentos em túneis com corrente forçada de ar, também foi feita por Tocci e Mascheroni (1990) para o congelamento de bolas de carne, por Flores e Mascheroni (1988) em um congelador contínuo; Salvadori *et al.* (1996), para o congelamento de polpas de morangos, Mannaperuma *et al.* (1994 a, b) para o congelamento de aves.

IV.2.4. Influência da embalagem do produto sobre o coeficiente de transferência de calor superficial

Em uma situação de resfriamento com ar, onde o produto não está embalado, a transferência de calor efetiva é a resultante dos coeficientes de transferência de calor por convecção, da contribuição da radiação e da evaporação da água do produto.

Quando o resfriamento é de produtos embalados, vários trabalhos têm mostrado que, embalagens contendo bolsas de ar no seu interior podem influenciar acentuadamente nas estimativas dos coeficientes de transferência de calor superficiais efetivos (Cleland, 1990). Em todos os casos, onde a embalagem é introduzida no produto, o coeficiente de transferência de calor é reduzido (Cleland, 1996). Publicações como de Mannaperuma *et al.* (1994 a, b) que consideraram o coeficiente de transferência de calor efetivo para aves embaladas, mostraram este tipo de comportamento.

Geralmente é considerado que a embalagem tem capacidade térmica desprezível, ou seja, o calor trocado devido à variação de temperatura na embalagem é desprezível quando comparado ao calor trocado do produto. Quando considerada, a resistência à transferência de calor pelo material da embalagem é dada pela razão entre a sua espessura e a sua condutividade térmica. O material da embalagem de espessura (δ_1) e condutividade térmica k_1 apresenta uma resistência adicional à transferência de calor do alimento e esta pode ser incluída em um coeficiente de transferência de calor total utilizando o coeficiente de transferência de calor convectivo, conforme a equação (Lind, 1988; Salvadori *et al.*, 1996):

$$\frac{1}{h_{total}} = \frac{1}{h} + \frac{\delta_1}{k_1} \quad (4.11)$$

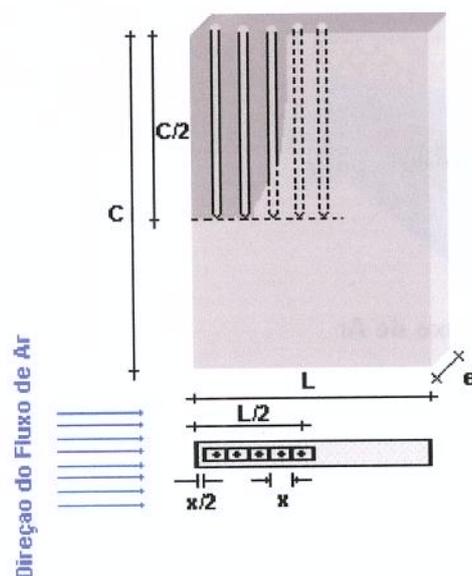
Valores para a resistência à transferência de calor para diversos materiais de embalagens podem ser encontrados em trabalhos publicados por Cowell e Namor (1974), Creed e James (1985), Holdsworth (1987) e Salvadori *et al.* (1996).

IV.3. MATERIAL E MÉTODOS

IV.3.1. Montagem do corpo de prova metálico para a determinação de h_{efetivo}

Os experimentos para a determinação dos coeficientes de transferência de calor durante o congelamento de amostras da solução modelo embaladas em sacos de polietileno e acondicionadas em caixas foram feitos segundo procedimento semelhante ao descrito por Le Blanc *et al.* (1990a e b), usando um corpo de prova metálico de alta condutividade térmica.

O corpo de prova consiste de uma placa de alumínio com as mesmas dimensões das amostras perfurado em espaçamentos iguais em diferentes regiões da placa, do centro em direção a superfície lateral. Foram feitas cinco perfurações por onde foram inseridos termopares tipo T (cobre-constantan, diametro 32 AWG). A Figura (IV.1) mostra um esquema da construção do corpo de prova metálico. Os espaços vazios em volta dos termopares no interior da placa foram preenchidos com pasta térmica para evitar a formação de bolsas de ar dentro do corpo de prova.



UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL
SEÇÃO CIRCULANTE

FIGURA IV. 1- Regiões de localização de termopares no corpo de prova metálico (placa de alumínio) para determinação dos coeficientes de transferência de calor efetivos.

A montagem (corpo de prova + termopares) foi posicionada no interior da caixa contendo as amostras em localizações pré-estabelecidas de forma a quantificar os valores dos coeficientes de calor convectivos e suas variações ao longo das diferentes posições (topo e fundo) nas camadas de produto no interior das caixas de acordo com o empilhamento. Para assegurar o fluxo de calor unidirecional, o corpo de prova foi revestido com isolante térmico de poliestireno expandido, ficando expostas somente a face com a maior área superficial (Figura IV.2) . A cada corrida experimental a posição do corpo de prova foi variada no interior de cada caixa do empilhamento, que possuíam arranjos de 3, 5 e 7 camadas de produtos.

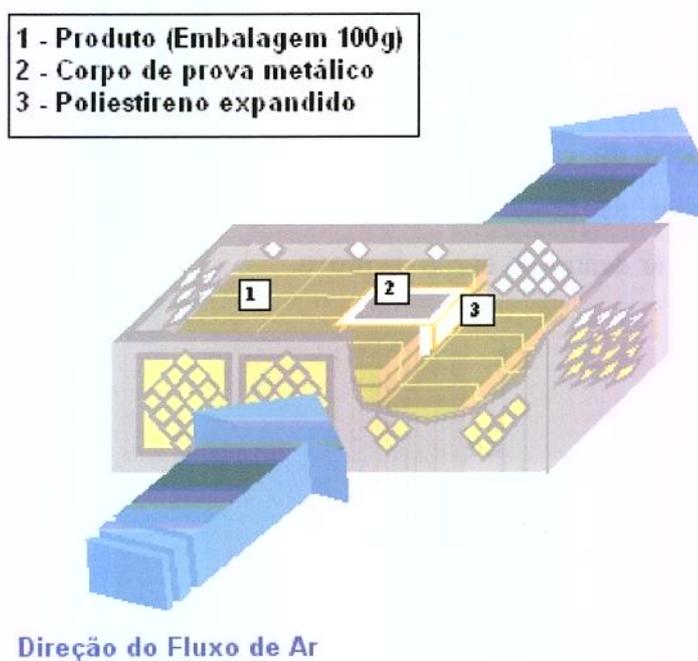


FIGURA IV. 2 - Posicionamento do corpo de prova metálico entre as embalagens de polpas de frutas envolvido por material isolante (poliestireno expandido) para uma caixa do empilhamento.

IV.3.2. Processo de congelamento do produto

IV.3.2.1. Preparo das amostras pré-congelamento

As amostras eram constituídas de soluções modelo compostas por 0,5% (massa/volume de H₂O) de K-carrageenan (DANISCO) e 10% (massa/volume H₂O) de sacarose, embaladas em sacos de polietileno de 100 gramas. A metodologia para o preparo e dissolução dos ingredientes do sistema modelo está descrita na seção II.4.1.

Anterior ao processo de congelamento, para criar uma diferença de temperatura apreciável entre o corpo de prova metálico e a temperatura do ar de resfriamento na câmara de congelamento e assegurar uma uniformidade e homogeneidade térmica da temperatura inicial das amostras no interior das caixas, estas foram imersas em um tanque com agitação com fluxo contínuo de água com temperatura constante (26 °C) proveniente do sistema de refrigeração por um período de 3 horas durante o tempo de estabilização da temperatura do ar na câmara de congelamento. A seguir, as amostras foram rapidamente organizadas em arranjos de 7, 5 ou 3 camadas no interior das caixas, e, o corpo de prova foi posicionado entre as amostras e as caixas levadas para a câmara de congelamento.

IV.3.2.2. Congelamento do produto

Após atingir a estabilização do equipamento na temperatura de operação, as três caixas contendo as amostras e o corpo de prova, foram empilhadas na câmara de congelamento. Para evitar a formação de canais preferenciais, placas de poliestireno expandido foram colocadas nas seções laterais das caixas fazendo com que todo o fluxo de ar da câmara passasse por entre as aberturas das caixas contendo o produto. O equipamento neste instante foi colocado em operação com o sistema de aquisição de dados, já em funcionamento para o registro das temperaturas da placa e do ar ambiente no interior da câmara. A monitoração da temperatura do corpo de prova foi realizada em intervalos de 1 minuto.

A temperatura do ar foi obtida através de um arranjo de 12 termopares ligados em paralelo e dispostos uniformemente ao longo da seção, obtendo-se, desta forma, a temperatura média do ar de toda a seção na entrada da câmara, conforme Figura (IV.3).

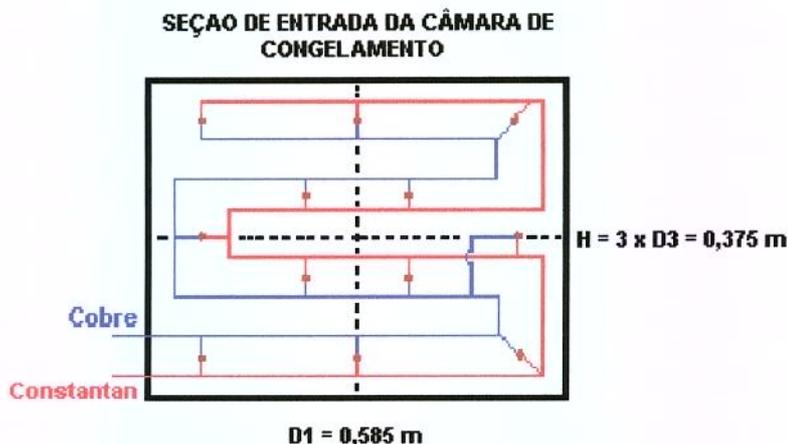


FIGURA IV. 3– Configuração dos arranjos de termopares para medição da temperatura média do ar na entrada da câmara de congelamento.

IV.3.3. Medidas da velocidade do ar

As medidas da velocidade do ar foram feitas por um anemômetro de fio quente com leituras em toda a seção da câmara para cada corrida. As vazões do ar em cada experimento foram obtidas por integração numérica da distribuição das velocidades do ar ao longo da seção da câmara de congelamento, conforme procedimentos descritos no Capítulo III, tanto para vazão quanto a velocidade do ar.

IV.3.4. Planejamento experimental

Para a determinação dos coeficientes de transferência de calor foram considerados como fatores, a temperatura do ar inicial na câmara de congelamento, a quantidade de produto, a posição do corpo de prova na câmara de congelamento e a posição do corpo de prova no interior da caixa que continha as amostras.

A Tabela (IV.2) mostra os níveis dos fatores de cada variável combinada, segundo um planejamento fatorial, sendo que as coordenadas do corpo de prova e posicionamento das caixas estão esclarecidas na Figura (IV.4).

TABELA IV. 2- Fatores e níveis dos fatores considerados no planejamento experimental.

Fatores	Níveis dos Fatores		
	+	0	-
1 - Temperatura nominal do ar (°C)	Nível 1 (-30)	Nível 2 (-25)	Nível 3 (-20)
2 - Quantidade de produto (camadas/caixa)	7	5	3
3 - Posição da caixa	Caixa 3	Caixa2	Caixa1
4 - Posição no interior da caixa P(x,y) (m)	Topo	-	Fundo

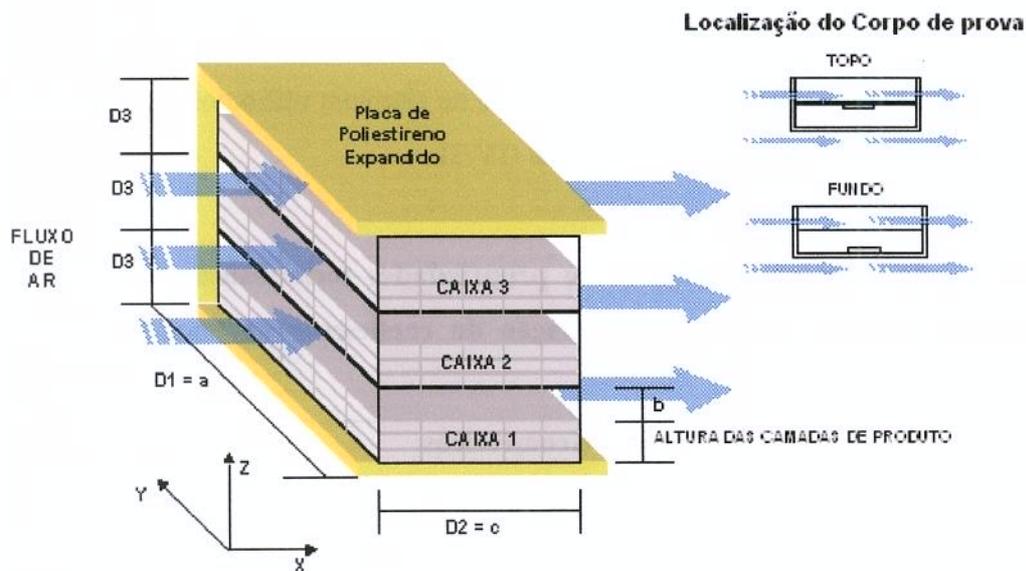


FIGURA IV. 4– Empilhamento das caixas no interior da câmara de congelamento, arranjo das camadas de produto no interior das caixas e localização do corpo de prova no interior das caixas (topo e fundo) para avaliação dos coeficientes de transferência de calor efetivos.

O arranjo e o empilhamento das caixas apresentados na Figura (IV.4), bem como os sistemas de coordenadas serão usados como referência em todo o trabalho a partir deste ponto.

IV.3.5. Cálculo dos coeficientes de transferência de calor

Os cálculos dos coeficientes de transferência de calor foram feitos após a obtenção das curvas de resfriamento do corpo de prova metálico. Os coeficientes angulares (S_2) da regressão linear de $\ln[(T_m - T_{ar})/(T_i - T_{ar})]$ versus t são calculados e usados na equação (4.12) para encontrar os coeficientes de transferência de calor efetivo. T_m é o valor médio obtido a partir dos valores das leituras dos cinco termopares localizados no interior do corpo de prova metálico e T_i é a temperatura inicial da placa de alumínio.

$$h_{efetivo} = \frac{-\rho_{Al}VC_{pAl}S_2}{A} \quad (4.12)$$

Os valores de V , A e ρ_{Al} para o corpo de prova de alumínio utilizados para o cálculo do coeficiente efetivo estão apresentados na Tabela (IV.3).

TABELA IV. 3– Parâmetros geométricos e propriedades termofísicas do corpo de prova de alumínio usados para a determinação do coeficiente de transferência de calor efetivo.

Parâmetros Geométricos				
Comprimento (m)	Largura (m)	Espessura (m)	Area (m ²)	Volume (m ³)
0,1214	0,0796	0,0160	$9,66 \times 10^{-3}$	$1,545 \times 10^{-4}$
Propriedades Termofísicas do Alumínio* (293 K)				
Densidade, ρ_{Al} (kg/m ³)	Capac. Térmica, C_{pAl} (J/kg ⁰ C)	Cond. Térmica, k_{Al} (W/mK)		
2701,1	904	229		

* Welty *et al.* (1984)

Um valor pequeno para o módulo de Biot ($Bi < 0,1$) representa o caso onde a resistência interna é muito pequena, cuja transferência de calor por condução é maior do que por convecção. Uma regra prática é que o erro inerente em uma análise de parâmetros será menor que 5% para um valor de Biot menor que 0,1 (preferível $Bi \leq 0,02$ segundo Cleland, 1994). A avaliação do módulo de Biot deve ser assim o primeiro passo na análise de um sistema de condução de calor no estado transiente. Para o corpo de prova metálico usado neste trabalho, o módulo de Biot é dado pela seguinte equação:

$$Bi = \frac{hV/A}{k_{Al}} \leq 0.02 \quad (4.13)$$

então, já que $h < 286.36 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$, pode-se esperar uma análise suficientemente precisa para uma situação de resfriamento com ar forçado, utilizando o equipamento disponível.

IV.3.6. Correlações adimensionais para determinação do coeficiente de transferência de calor efetivo.

Para a avaliação dos efeitos da velocidade do ar sobre o resfriamento do corpo de prova metálico no interior da caixa, este foi colocado na posição central da camada de produto no topo e no fundo do arranjo de camadas. Nestas posições, a placa de alumínio pode ser considerada como parte da parede de um duto retangular de lados “a”, “b” e comprimento “c”. A dimensão “a” (Figura IV.4) corresponde ao comprimento das caixas contendo o produto. A dimensão “c” se refere ao comprimento de um duto retangular formado entre a camada superior do arranjo das amostras no interior das caixas e o fundo da caixa imediatamente acima do empilhamento, ou entre a camada de produto e a placa de poliestireno expandido no caso da caixa 3. O valor de “c” corresponde à largura das caixas contendo o produto.

A dimensão “b” é avaliada pela diferença entre a altura da caixa (D3) e a altura do leite, e é estabelecida pelo número de camadas do arranjo das embalagens do produto no

interior das caixas que atuarão como barreiras ao fluxo oferecendo maior ou menor área disponível para o escoamento da corrente de ar.

Os dutos retangulares considerados compreenderam os espaços não ocupados pelo arranjo de camadas de produto entre as três caixas por onde o ar foi forçado a passar (canais preferenciais). A velocidade (v) do ar, passando através destes canais, foi aproximada através da relação entre a vazão obtida por integração numérica dos perfis de velocidade ajustados, seguindo o procedimento descrito no capítulo III, e a área disponível para o escoamento (A_E) (Tabela (III.11)) conforme a expressão:

$$v = \frac{V^*}{A_E} \quad (4.14)$$

Estas aproximações foram usadas para a obtenção de correlações Nusselt *versus* Reynolds a partir dos valores dos coeficientes de transferência de calor efetivos experimentais da seção anterior (IV.3.5) e os números Reynolds (Re_{DH}) e Nusselt (Nu_{DH}) foram calculados a partir do diâmetro hidráulico (D_H).

Para um duto retangular de lados a , b ; o raio hidráulico (R_H) de um canal é por definição a área da seção frontal do canal que é preenchida pelo fluido dividido pelo perímetro molhado e o diâmetro hidráulico é igual a quatro vezes o valor do raio hidráulico e são dados pelas seguintes equações (Perry e Green, 1984):

$$R_H = \frac{ab}{2(a+b)} \quad (4.15)$$

$$D_H = \frac{2ab}{(a+b)} \quad (4.16)$$

onde as dimensões a e b são aquelas apresentadas na Figura (IV.4).

Considerando as dimensões das amostras apresentadas na Tabela (IV.4) para caixas e sacos de polietileno (100 gramas) os seguintes valores para os lados a, b, os diâmetros hidráulicos dos dutos retangulares considerados foram obtidos para experimentos com 7, 5 e 3 camadas de produtos (Tabela IV.4).

TABELA IV. 4– Parâmetros utilizados para a obtenção do diâmetro hidráulico

Nº de Camadas	Lado a (m)	Lado b (m)	Diam Hidráulico D_H (m)
7	0.585	0.013	0.025435
5	0.585	0.045	0.083571
3	0.585	0.077	0.136088

Para a predição de valores de h , foram calculados os números de Reynolds (Re_{DH}) baseados no diâmetro hidráulico (D_H) e, para efeito de comparação, também os números de Reynolds (Re_L), baseados na dimensão da placa paralela ao fluxo de ar (L) e números de Nusselt dados pelas equações (4.9) e (4.10) e a partir da equação (4.7) para $Re_L < 10^5$ freqüentemente usadas para placas planas.

Para as equações (4.9) e (4.10) as propriedades do ar usadas foram tomadas para o ar seco à temperatura do ar e para a equação (4.7) na temperatura de película como a média aritmética entre a temperatura da superfície da placa e a temperatura do ar.

IV.4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

IV.4.1. Curvas de resfriamento

Cinco curvas tempo-temperaturas foram obtidas em cada experimento de congelamento, uma para cada um dos termopares localizados nas diferentes posições no interior do corpo de prova metálico. A Figura (IV.5) mostra as temperaturas adimensionais obtidas a partir das leituras dos termopares no interior do corpo de prova.

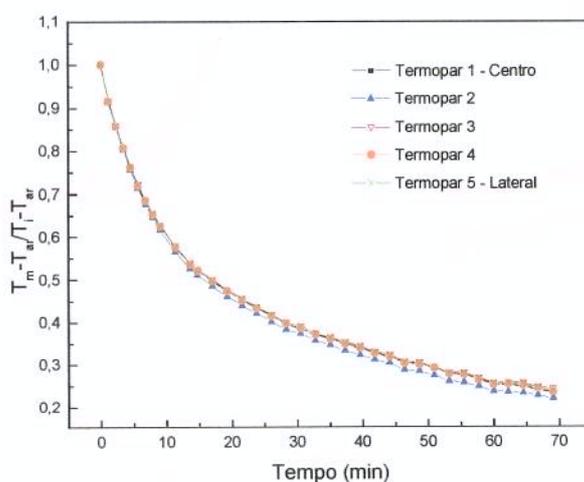


FIGURA IV. 5– Temperaturas adimensionais obtidas das leituras dos termopares posicionados no interior do corpo de prova metálico durante o resfriamento.

Como mencionado anteriormente, o pequeno valor de Biot característico do corpo de prova representa o caso onde a resistência interna é muito pequena e existe maior capacidade à transferência de calor por condução do que por convecção. Neste caso, a convecção é o fenômeno que restringe a transferência de calor e os gradientes de temperatura no interior do corpo de prova metálico são bastante pequenos como se pode observar na Figura (IV.5). Observa-se um alto grau de uniformidade da placa de alumínio, pela pequena variação da temperatura para termopares localizados em diferentes posições do corpo de prova, logo, a temperatura média (T_m), pode ser substituída por um único sensor de temperatura localizado no centro do corpo de prova. A técnica de se utilizar

vários termopares localizados em espaçamentos regulares no interior da placa metálica, proporciona um valor para (T_m) mais significativo além de demonstrar o grau com que temperaturas mais uniformes foram obtidas.

A Figura (IV.6) mostra as temperaturas adimensionais médias para o corpo de prova colocado no topo do arranjo de amostras na caixa central (caixa 2) do empilhamento para experimentos realizados com 7, 5 e 3 camadas de produtos e com diferentes temperaturas do meio de resfriamento.

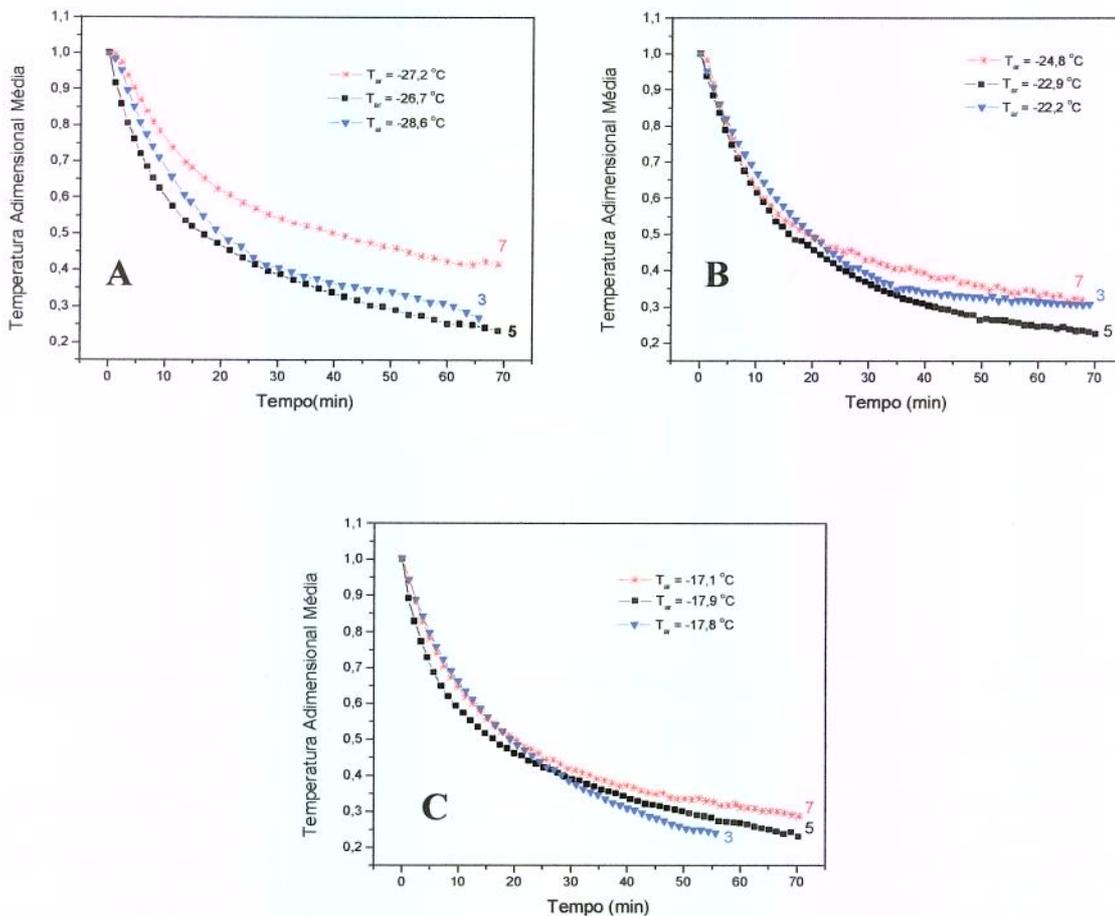


FIGURA IV. 6- Dados experimentais para o resfriamento do corpo de prova metálico posicionado no topo do arranjo de 7, 5 e 3 camadas no interior da caixa central (Caixa 2) do empilhamento para A) nível 1, B) nível 2 e C) nível 3 de temperatura do ar de resfriamento.

A inspeção das curvas tempo-temperatura nos gráficos da Figura (IV.6), indicam uma taxa de resfriamento maior, ou uma queda da temperatura do produto mais rápida para experimentos que utilizam caixas com arranjos de 5 camadas de produto quando comparadas àquelas obtidas para experimentos com 3 e 7 camadas. Estas observações, a primeira vista parecem contraditórias quando se estende a uma referência direta ao perfil de velocidades medido ao longo da seção de entrada da câmara de congelamento anterior a passagem pelo produto. Como apresentado no Capítulo III, experimentos realizados com arranjos de 3 camadas resultaram em velocidades médias mais altas na seção de escoamento. Logo, com este tipo de arranjo, uma análise precipitada sugeriria que a taxa de resfriamento do corpo de prova nestes experimentos fosse superior, uma vez que a vazão de ar total passando pelas caixas é maior, o que não se verifica na prática. A porosidade do leito, a distribuição do ar em canais preferenciais e a uniformidade do escoamento do ar durante a passagem pelo produto poderiam justificar este comportamento adverso.

Os gráficos da Figura (IV.7) mostram as curvas de resfriamento do corpo de prova quando localizado no topo do arranjo com a superfície exposta em contato direto com o fluido em movimento, e, na camada inferior do arranjo com a superfície de transferência de calor voltada para o fundo da caixa. O fundo da caixa é composto de um material plástico com perfurações que reduzem a área de exposição necessária para a troca de calor e limita o contato direto da superfície do corpo de prova metálico com o ar de resfriamento.

Observa-se na Figura (IV.7) que as condições de contorno são assimétricas quando se faz uma análise das curvas de resfriamento em caixas individuais e este efeito é produzido pela resistência que o material do fundo da caixa oferece a transferência de calor diferenciando os perfis do fundo e do topo. Também se observa que os históricos do resfriamento do corpo de prova apresentam comportamentos distintos entre as caixas. A caixa 1 se encontra apoiada sobre uma placa de poliestireno expandido, obviamente apresenta taxa de resfriamento menor quando comparadas àquelas obtidas quando o corpo de prova encontra-se localizado nas demais posições. Considerando que exista uma distribuição da velocidade do ar mais uniforme entre os canais observa-se que as taxas de resfriamento do corpo de prova localizado nas mesmas posições nas caixas 2 e 3 sejam

mais similares ou compatíveis. Uma análise mais detalhada pode ser feita a partir dos cálculos dos coeficientes de transferência de calor efetivos que serão apresentados a seguir.

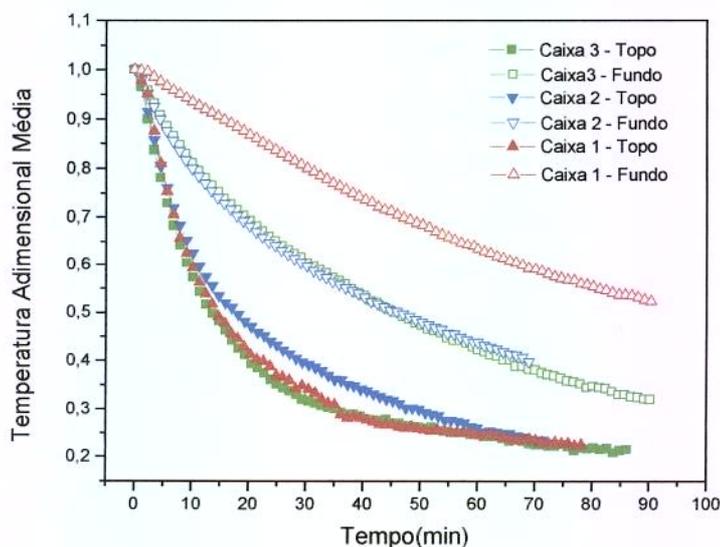


FIGURA IV. 7 - Dados experimentais para o resfriamento do corpo de prova metálico posicionado no topo e no fundo de arranjos de 5 camadas de produtos no interior das caixa 3, 2 e 1 do empilhamento (Figura IV.4).

IV.4.2. Determinação dos coeficientes de transferência de calor efetivos

As Figuras (IV.8) a (IV.16) apresentam os gráficos do logaritmo neperiano da temperatura adimensional $[(T_m - T_{ar})/(T_i - T_{ar})]$ versus tempo para a determinação dos valores dos coeficientes de transferência de calor. Os gráficos das Figuras (IV.8), (IV.9) e (IV.10) foram feitos para as três caixas contendo arranjos de 7 camadas de produto no mesmo nível de temperatura, as Figuras (IV.11), (IV.12) e (IV.13) para arranjos de 5 camadas e as Figuras (IV.14), (IV.15) e (IV.16) para 3 camadas. Todos estes foram feitos a partir dos dados de resfriamento durante o período em que a temperatura do ar e a condutividade térmica das amostras nas caixas (sacos de polietileno contendo solução modelo) se mantiveram praticamente constante.

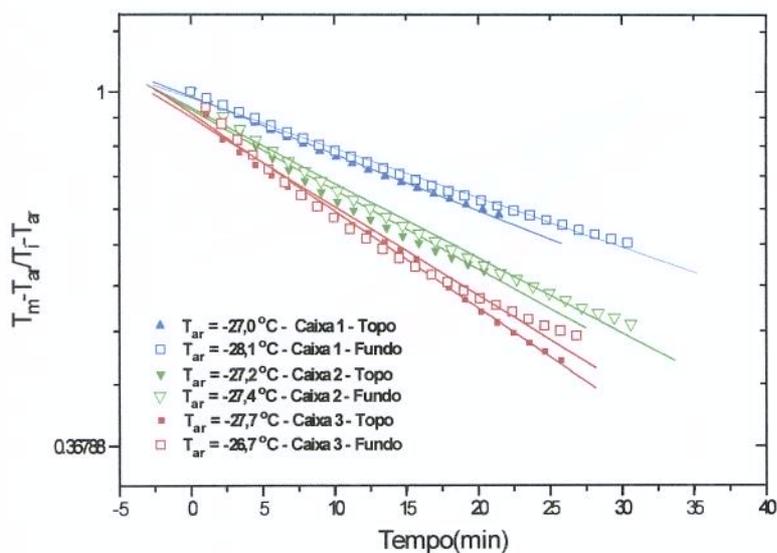


FIGURA IV. 8– Inclinação das curvas para medidas dos coeficientes de transferência de calor para arranjos de 7 camadas no mesmo nível de temperatura (Nível 1).

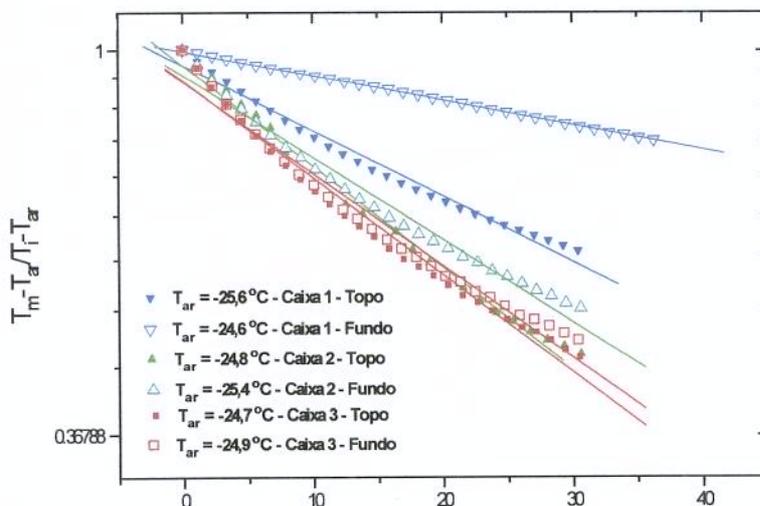


FIGURA IV. 9 - Inclinação das curvas para medidas dos coeficientes de transferência de calor para arranjos de 7 camadas no mesmo nível de temperatura (Nível 2).

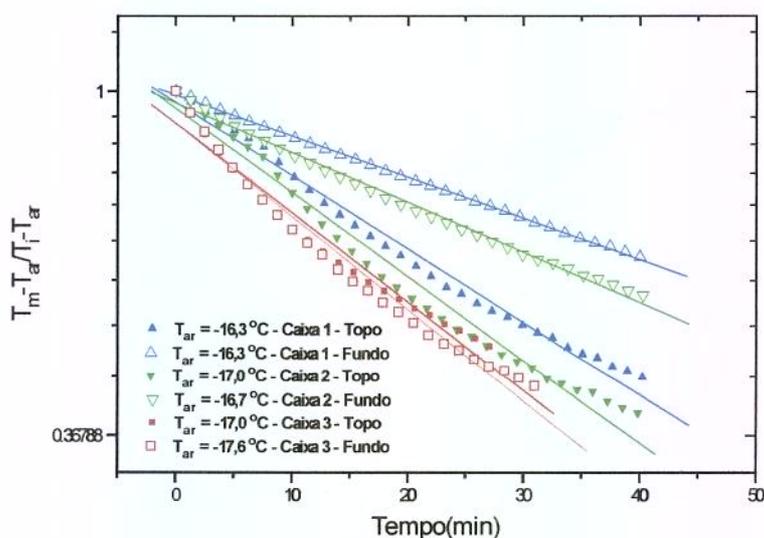


FIGURA IV. 10 - Inclinação das curvas para medidas dos coeficientes de transferência de calor para arranjos de 7 camadas no mesmo nível de temperatura (Nível 3).

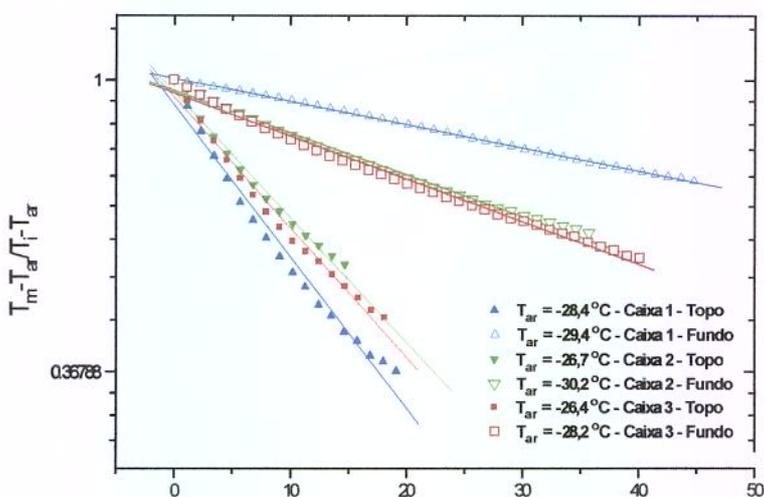


FIGURA IV. 11 - Inclinação das curvas para medidas dos coeficientes de transferência de calor para arranjos de 5 camadas no mesmo nível de temperatura (Nível 1).

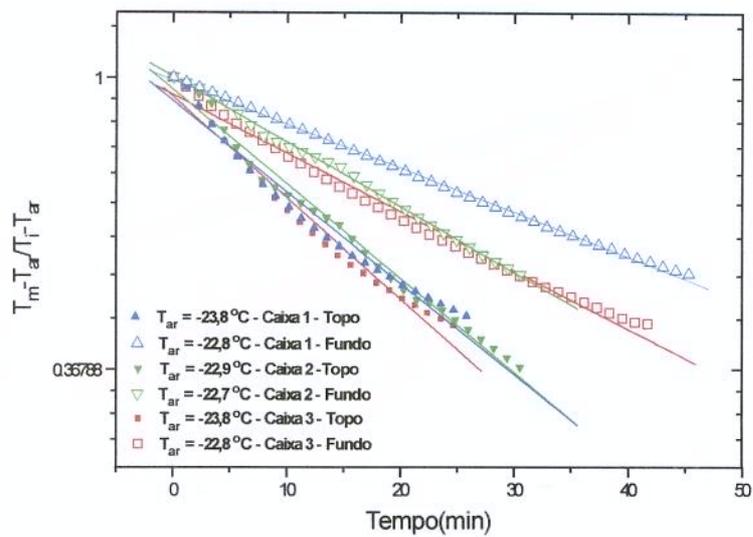


FIGURA IV. 12 - Inclinação das curvas para medidas dos coeficientes de transferência de calor para arranjos de 5 camadas no mesmo nível de temperatura (Nível 2).

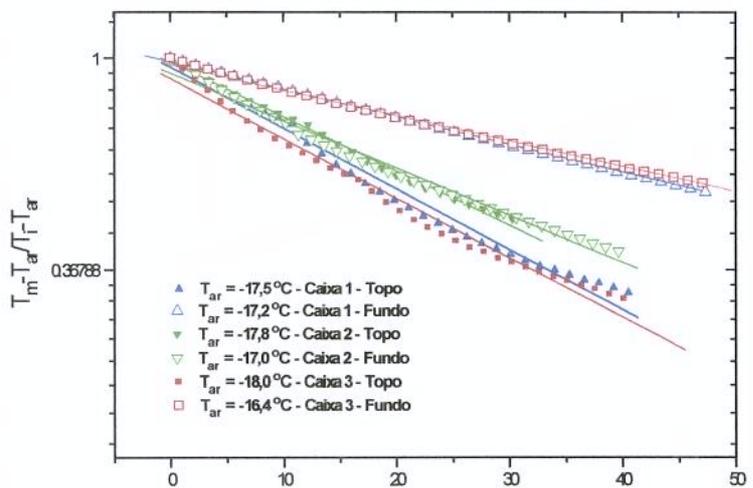


FIGURA IV. 13 - Inclinação das curvas para medidas dos coeficientes de transferência de calor para arranjos de 5 camadas no mesmo nível de temperatura (Nível 3).

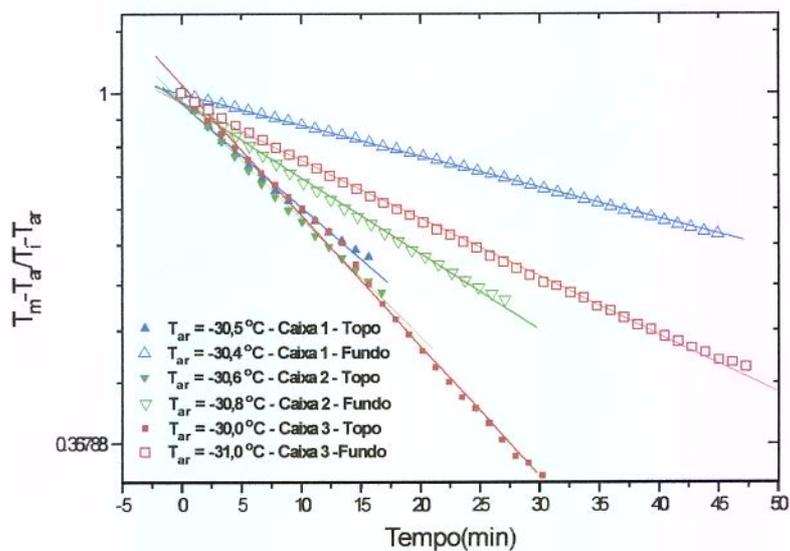


FIGURA IV. 14 - Inclinação das curvas para medidas dos coeficientes de transferência de calor para arranjos de 3 camadas no mesmo nível de temperatura (Nível 1).

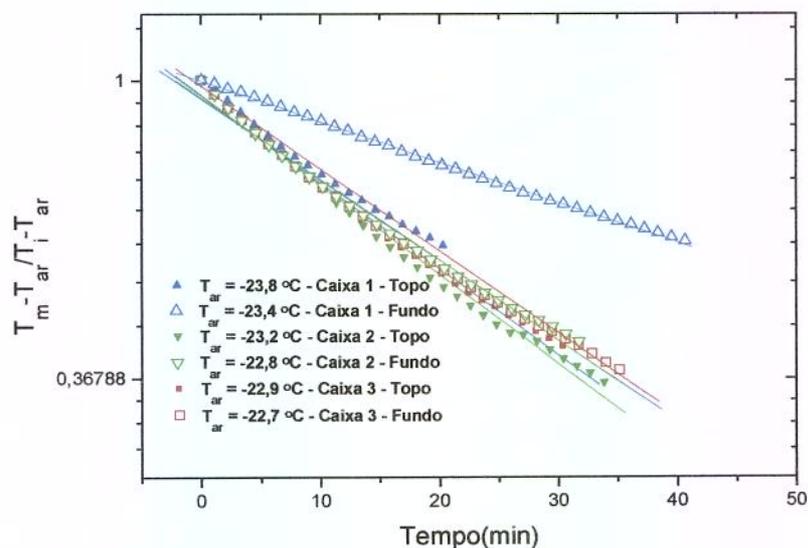


FIGURA IV. 15 - Inclinação das curvas para medidas dos coeficientes de transferência de calor para arranjos de 3 camadas no mesmo nível de temperatura (Nível 2).

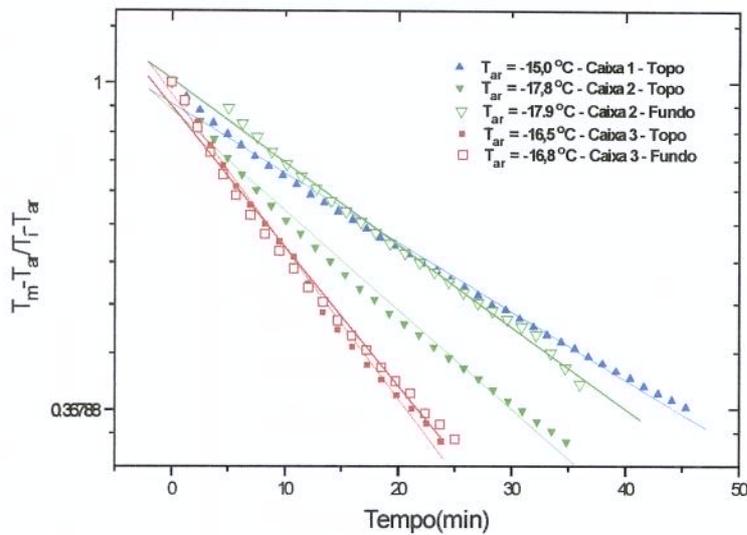


FIGURA IV. 16 - Inclinação das curvas para medidas dos coeficientes de transferência de calor para arranjos de 3 camadas no mesmo nível de temperatura (Nível 3).

Uma rotina de regressão linear foi aplicada aos dados para a determinação da inclinação da reta (S_2), e os valores obtidos foram usados na equação (4.12) para a determinação de h .

Os valores de V , A , $C_{p,al}$ e ρ_{al} estão apresentados na Tabela (IV.3). Os valores da inclinação, os coeficientes de correlação da regressão e os desvios padrão estão mostrados na Tabela (IV.5) para os três arranjos de camadas do produto no nível 1 de temperatura (temperatura nominal de $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$). Os coeficientes de correlação para os demais níveis de temperatura estão mostrados no Anexo E. Os valores dos coeficientes de transferência de calor médios efetivos para todas as corridas experimentais obtidos a partir do corpo de prova metálico localizado no topo e no fundo do arranjo de camadas estão apresentados na Tabela (IV.6).

TABELA IV. 5– Parâmetros estatísticos da regressão linear dos gráficos semilogarítmico para a determinação dos coeficientes de Transferência de calor superficiais efetivos para o mesmo nível de temperatura do ar (Figuras IV.8, IV.11 e IV.14 para os 3 arranjos de camadas no nível 1 de temperatura - Temperatura nominal -30°C).

$Y = A + S_2X$						
T(°C)	Caixa/Posição	A	S ₂	R ²	D.P	Cm
-27,7	3/Topo	-0.17389	-0.02758	0.9928	0,060	7
-26,7	3/Fundo	-0.08641	-0.02519	0.9716	0.039	7
-27,2	2/Topo	-0.05268	-0.02254	0.9768	0.027	7
-27,4	2/Fundo	-0.04528	-0.02128	0.9904	0.020	7
-26,9	1/Topo	-0.01394	-0.01617	0.9962	0.007	7
-28,1	1/Fundo	-0.01763	-0.0141	0.9950	0.009	7
-27,3	3/Topo	-0.06018	-0.04452	0.9843	0.033	5
-28,2	3/Fundo	-0.06136	-0.01369	0.9914	0.019	5
-27,7	2/Topo	-0.04262	-0.04287	0.9866	0.024	5
-30,2	2/Fundo	-0.04432	-0.01431	0.9903	0.016	5
-28,4	1/Topo	-0.07908	-0.04325	0.9564	0.042	5
-29,4	1/Fundo	-0.0024	-0.0078	0.9995	0.003	5
-30,0	3/Topo	-0.10535	-0.03541	0.9810	0.049	3
-31,0	3/Fundo	-0.02488	-0.01657	0.9980	0.011	3
-30,6	2/Topo	-0.02056	-0.034	0.9966	0.010	3
-31,8	2/Fundo	-0.02939	-0.02116	0.9948	0.014	3
-30,4	1/Topo	-0.03084	-0.02961	0.9897	0.016	3
-30,6	1/Fundo	-0.00206	-0.0088	0.9995	0.004	3

TABELA IV. 6 – Valores experimentais para os coeficientes de transferência de calor médios efetivos obtidos a partir das curvas de resfriamento do corpo de prova metálico.

Valores dos Coeficientes de Transferência de Calor Superficiais Médios ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$)								
Posição	Cm	Caixa	T($^\circ C$)	h_{efetivo}	T($^\circ C$)	h_{efetivo}	T($^\circ C$)	h_{efetivo}
Topo	7	3	-27,7	17,86	-24,7	16,34	-17,0	13,77
Fundo	7	3	-26,7	16,32	-24,9	15,48	-17,6	15,00
Topo	7	2	-27,2	14,60	-24,8	16,03	-17,0	15,76
Fundo	7	2	-27,4	13,78	-25,4	13,86	-16,7	9,34
Topo	7	1	-27,0	10,47	-25,6	11,06	-16,3	13,73
Fundo	7	1	-28,1	9,13	-24,6	4,15	-16,3	7,71
Topo	5	3	-30,0	28,84	-23,9	22,42	-16,5	18,27
Fundo	5	3	-31,0	9,47	-22,7	13,01	-16,8	7,71
Topo	5	2	-30,6	27,77	-23,2	20,92	-17,8	16,62
Fundo	5	2	-30,8	9,27	-22,8	14,48	-17,9	13,99
Topo	5	1	-30,5	28,01	-23,8	20,24	-15,0	18,58
Fundo	5	1	-30,4	5,05	-23,4	9,16	-16,3	8,40
Topo	3	3	-26,4	22,94	-23,8	18,82	-18,0	25,87
Fundo	3	3	-28,2	10,73	-22,8	17,53	-16,4	24,49
Topo	3	2	-26,7	22,02	-22,9	19,51	-17,8	19,61
Fundo	3	2	-30,2	13,71	-22,7	17,61	-17,0	16,65
Topo	3	1	-28,4	19,18	-23,8	17,90	-17,5	11,21
Fundo	3	1	-29,2	5,75	-22,8	8,78	-17,2	5,78

IV.4.3. Obtenção dos números de Nusselt Experimentais

Sabe-se que valores dos coeficientes de transferência de calor variam significativamente com a velocidade do ar e dimensões do objeto. Estes efeitos geralmente são expressos como correlações adimensionais. Portanto os valores dos coeficientes de transferência de calor efetivos obtidos a partir do corpo de prova metálico foram submetidos a um tratamento de regressão não linear para a obtenção das relações adimensionais entre os números de Nusselt em função do número de Reynolds para experimentos onde o corpo de prova metálico foi posicionado no topo e no fundo do arranjo das amostras no interior das caixas.

A velocidade do ar foi estabelecida de acordo com o número de camadas, e estimada como função da vazão e área disponível (Equação 4.14, Tabela III.11) para escoamento. O número de Reynolds foi avaliado considerando a velocidade obtida a partir da equação (4.14) e o diâmetro hidráulico de um duto retangular, calculado a partir da equação (4.16), foi utilizado no cálculo dos números de Reynolds e Nusselt para cada condição experimental.

Os valores dos números de Nusselt experimentais foram obtidos a partir da relação:

$$Nu_D = \frac{h \cdot D_H}{k_{al}} \quad (4.17)$$

e os números de Reynolds a partir da equação:

$$Re_D = \frac{\rho_{ar} \cdot v \cdot D_H}{\mu_{ar}} \quad (4.18)$$

onde D_H é o diâmetro hidráulico na seção de escoamento útil do ar no interior dos dutos formados sobre as caixas. Na Tabela (IV.7) estão mostrados os parâmetros adimensionais

usados nas correlações para obtenção de “h” obtidos a partir dos cálculos considerando o diâmetro hidráulico de um duto retangular.

TABELA IV. 7– Parâmetros adimensionais obtidos de dados experimentais para correlações dos coeficientes de transferência de calor médios efetivos durante o congelamento de polpas de frutas embaladas em sacos de polietileno e acondicionadas em caixas.

Caixa	Cm	Posição	T(°C)	\dot{V} (m ³ /s)	v (m/s)	Re × 10 ⁻⁴	Nu
3	7	Topo	-24,7	0.2301	5.86	1,266	18.61
3	7	Fundo	-24,9	0.2286	5.82	1,257	17.63
2	7	Topo	-24,8	0.2232	5.68	1,227	18.26
2	7	Fundo	-25,4	0.2198	5.60	1,209	15.78
1	7	Topo	-25,6	0.2183	5.56	1,201	12.60
1	7	Fundo	-24,6	0.2170	5.52	1,193	4.73
3	5	Topo	-23,9	0.4460	4.92	3,644	83.93
3	5	Fundo	-22,7	0.4453	4.91	3,639	48.68
2	5	Topo	-23,2	0.4733	5.22	3,868	78.30
2	5	Fundo	-22,8	0.4489	4.95	3,668	54.18
1	5	Topo	-23,8	0.4484	4.94	3,665	75.73
1	5	Fundo	-23,4	0.4468	4.92	3,651	34.28
3	3	Topo	-23,8	0.6707	4.72	4,486	114.72
3	3	Fundo	-22,8	0.6530	4.59	4,368	106.82
2	3	Topo	-22,9	0.6496	4.57	5,516	118.90
2	3	Fundo	-22,7	0.6478	4.56	5,501	107.33
1	3	Topo	-23,8	0.6494	4.57	5,515	109.11
1	3	Fundo	-22,8	0.64028	4.50	5,437	53.53

*As estimativas de Re e Nu para os outros níveis de temperatura estão mostradas no Anexo E.

IV.4.4. Predição de h a partir de correlações Nusselt *versus* Reynolds

Correlações Nusselt *versus* Reynolds encontradas na literatura para escoamento em canal retangular utilizando o diâmetro hidráulico e considerando o corpo de prova com o comprimento de uma placa paralela à direção do escoamento, também foram avaliadas para as condições experimentais para efeito de comparação. Estas correlações são descritas pelas equações (4.9), (4.10) para o caso baseado no diâmetro hidráulico e (4.7) para o comprimento característico e os resultados estão mostrados nas Figuras (IV.17) a (IV.22). Também estão apresentados os valores obtidos das correlações de Nusselt *versus* Reynolds obtidas a partir dos dados experimentais e as curva destes valores ajustados por regressão não linear (RNL).

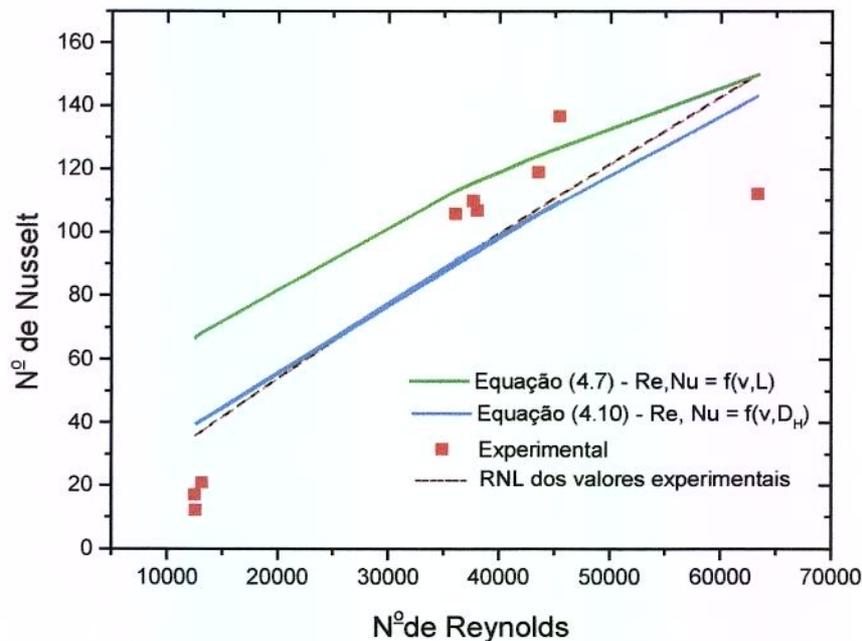


FIGURA IV. 17– Variação do número de Nusselt em função do número de Reynolds para experimentos com o corpo de prova metálico localizado no topo do arranjo de camadas e nível 1 de temperatura ($T_{\text{Nominal ar}} = -30\text{ }^{\circ}\text{C}$).

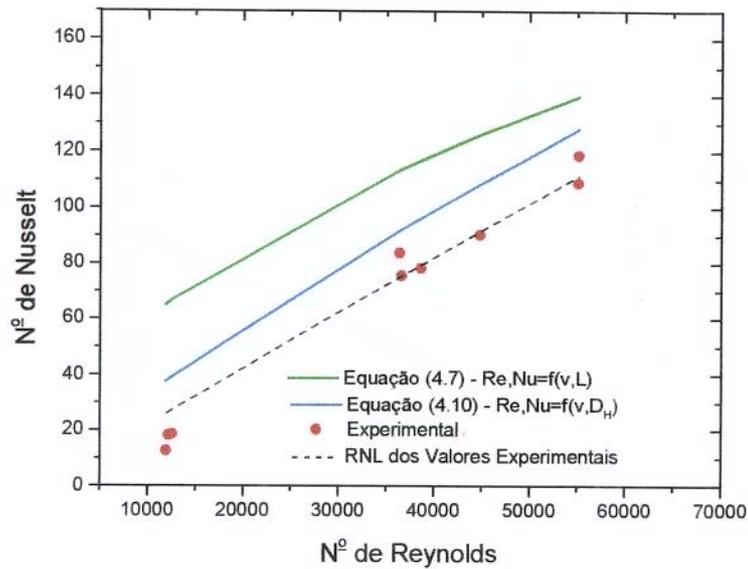


FIGURA IV. 18– Variação do número de Nusselt em função do número de Reynolds para experimentos com o corpo de prova metálico localizado no topo do arranjo de camadas e nível 2 de temperatura ($T_{Nominal\ ar} = -25\ ^\circ C$).

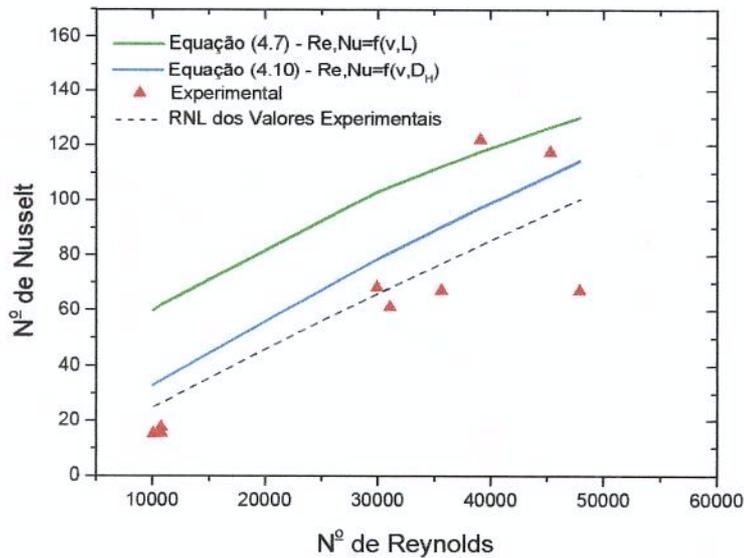


FIGURA IV. 19– Variação do número de Nusselt em função do número de Reynolds para experimentos com o corpo de prova metálico localizado no topo do arranjo de camadas e nível 3 de temperatura ($T_{Nominal\ ar} = -20\ ^\circ C$).

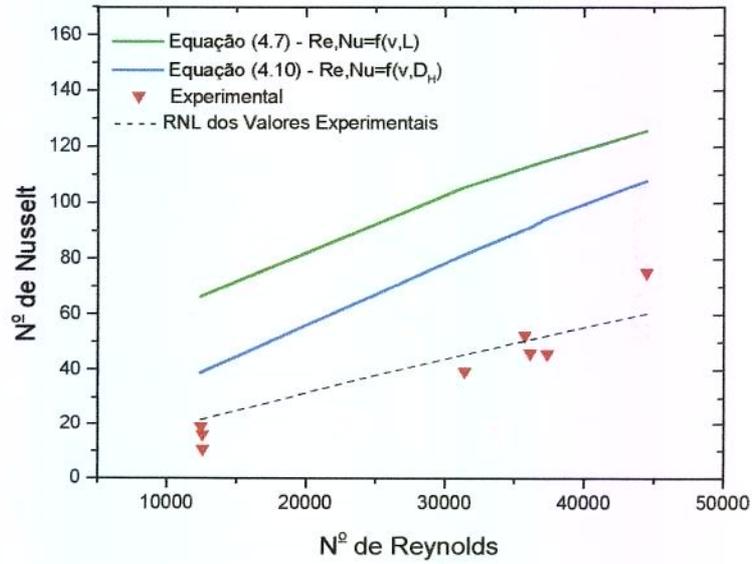


FIGURA IV. 20– Variação do número de Nusselt em função do número de Reynolds para experimentos com o corpo de prova metálico localizado no fundo do arranjo de camadas e nível 1 de temperatura ($T_{\text{Nominal ar}} = -30^{\circ}\text{C}$).

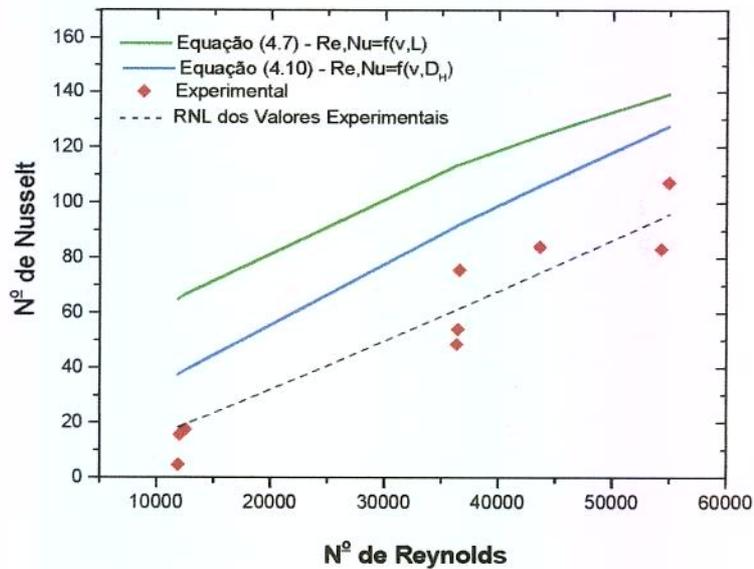


FIGURA IV. 21– Variação do número de Nusselt em função do número de Reynolds para experimentos com o corpo de prova metálico localizado no fundo do arranjo de camadas e nível 2 de temperatura ($T_{\text{Nominal ar}} = -25^{\circ}\text{C}$).

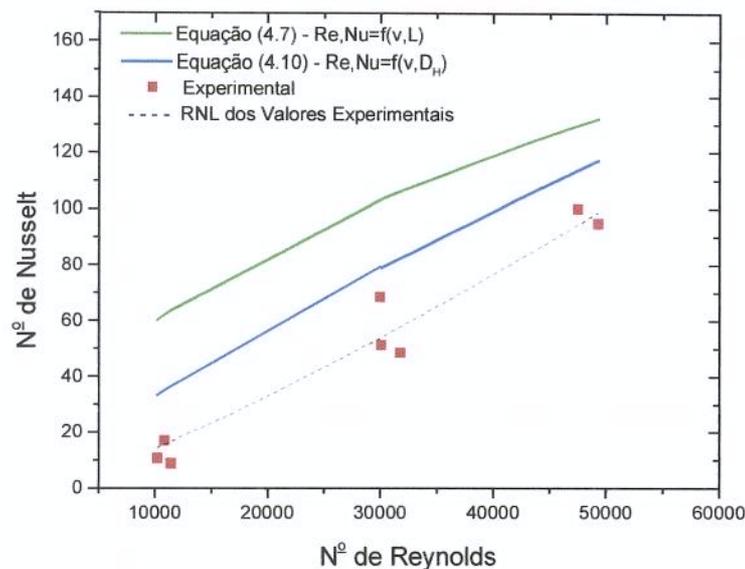


FIGURA IV. 22– Variação do número de Nusselt em função do número de Reynolds para experimentos com o corpo de prova metálico localizado no fundo do arranjo de camadas e nível 3 de temperatura ($T_{\text{Nominal ar}} = -20^{\circ}\text{C}$).

Observa-se que os coeficientes de transferência de calor superficiais variam significativamente com a velocidade do ar e dimensões do objeto, ambos estabelecidos pelo número de camadas de produto no interior das caixas, e, praticamente, os pontos experimentais estão localizados nos gráficos das Figuras (IV.17) a (IV.22) sempre abaixo dos dois outros modelos para as mesmas condições experimentais. Como mencionado anteriormente, estas equações aplicam-se a processos puramente convectivos. Em muitas situações reais diversos fenômenos que ocorrem sobre a superfície do produto alteram a transferência de calor e estes devem ser incluídos em um coeficiente de transferência de calor efetivo. Portanto, tentativas de se determinar h a partir de correlações existentes na literatura para placas planas ou baseadas no escoamento do ar através de canais, para este tipo de aplicação podem resultar em super-estimativas nos coeficientes de transferência de calor e sub-estimativas nas predições dos tempos de congelamento e cálculos da carga térmica do produto, determinados posteriormente.

Geralmente os valores de Nusselt e Reynolds são correlacionados por meio de regressão não linear utilizando correlações do tipo descrito pela equação (4.19) (Chavarria

e Heldman, 1984; Reinick e Schwartzberg, 1985; Tocci e Mascheroni, 1990; Mannapperuma *et al.*, 1994 a e b):

$$\frac{Nu}{Pr^m} = C Re^n \quad (4.19)$$

Para as condições experimentais específicas, os parâmetros (Nu e Re) foram correlacionados com uma rotina de regressão não linear para se determinar C, n e os demais parâmetros da correlação relativos ao modelo da equação (4.19). Estes parâmetros estão mostrados na Tabela (IV.8).

IV.4.5. Comparação dos resultados estimados pelas correlações e experimentais

Os parâmetros envolvendo a posição do corpo de prova metálico nos arranjos das camadas de produtos no interior das caixas ($P < 0,01$), o número de camadas nos arranjos ($P < 0,05$) e a posição da caixa no empilhamento ($P < 0,01$) e algumas interações entre estes fatores exercem uma influência significativa sobre os valores dos coeficientes de transferência de calor obtidos a partir dos experimentos, como se pode observar na Tabela (IV.9). A Tabela (IV.9) apresenta a análise de variância dos valores dos coeficientes de transferência de calor efetivos experimentais apresentados na Tabela (IV.6) para os principais fatores considerados no planejamento experimental.

TABELA IV. 8– Parâmetros estatísticos das correlações de regressão não linear apresentados nos gráficos das Figuras (IV.17) a (IV.22)

Temperatura	Posição	Parâmetros	Valores	Erro	R ²
Nível 1	Topo	C	0,00816	0,00210	0,9989
		n	0,8812	0,24089	
Nível 2	Topo	C	0,00327	0,00394	0,999
		n	0,95615	0,11264	
Nível 3	Topo	C	0,00853	0,00293	0,999
		n	0,8688	0,32692	

Temperatura	Posição	Parâmetros	Valores	Erro	R ²
Nível 1	Fundo	C	0,01095	0,00361	0,998
		n	0,80463	0,31573	
Nível 2	Fundo	C	0,00234	0,00081	0,999
		n	0,83912	0,33	
Nível 3	Fundo	C	0,00986	0,002623	0,998
		n	0,8812	0,24089	

TABELA IV. 9 – Análise de variância para os resultados dos coeficientes de transferência de calor efetivos experimentais apresentados na Tabela (IV.6).

Fatores	SQ	G.L.	QM	F	F _{tab.}	Nível-p
1. Posição C.de prova	677,4146	1	677,4146	72,93124	7,41	0,01*
2. Posição da caixa	155,7287	2	77,86437	8,382968	5,26	0,01*
3. Número camadas	69,57825	2	34,78913	3,745438	3,27	0,05*
4. Temperatura do ar	6,709252	2	3,354626	0,361163	2,46	0,1
5. (1 × 2)	20,48696	2	10,24348	1,102825	2,46	0,1
6. (1 × 3)	104,0879	2	52,04396	5,603113	5,26	0,01*
7. (1 × 4)	50,68001	2	25,34	2,728134	2,46	0,1*
8. (2 × 3)	20,2714	4	5,06785	0,545611	2,11	0,1
9. Resíduo	334,3824	36	9,288401			
10. Total	1439,34	53				

* Significativo com o nível p de probabilidade.

Na Tabela (IV.9) as demais interações não foram significativas e os seus efeitos foram incorporados ao termo de resíduos.

Os parâmetros estatísticos das correlações de regressão não linear apresentados na Tabela (IV.9) resultaram em excelentes coeficientes de determinação (r^2) que é uma medida da variação dos valores do número de Nusselt observados em torno da média explicada pelo modelo. Por outro lado, a Tabela (IV.9) mostra que a temperatura do ar não exerce uma influência significativa sobre os valores obtidos para os coeficientes de transferência de calor efetivos obtidos experimentalmente. Estes resultados analisados simultaneamente, permitem restringir a influência da temperatura e unificar as correlações apresentadas na Tabela (IV.9) e enfatizar a dependência desta correlação da velocidade do ar e dos diferentes tipos de configurações experimentais. Portanto, os valores calculados de h_{efetivo} (Tabela IV.6) foram ajustados para a obtenção das equações adimensionais (4.21) e (4.22) para o corpo de prova localizado no topo e no fundo das caixas, respectivamente.

$$\text{Para o topo:} \quad Nu = 0,01575Re^{0,81439} \quad (4.20)$$

$$\text{Para o fundo:} \quad Nu = 0,00754Re^{0,85461} \quad (4.21)$$

As curvas mostradas no gráfico da Figura (IV.23) representam as predições obtidas por estas equações em comparação com os resultados experimentais.

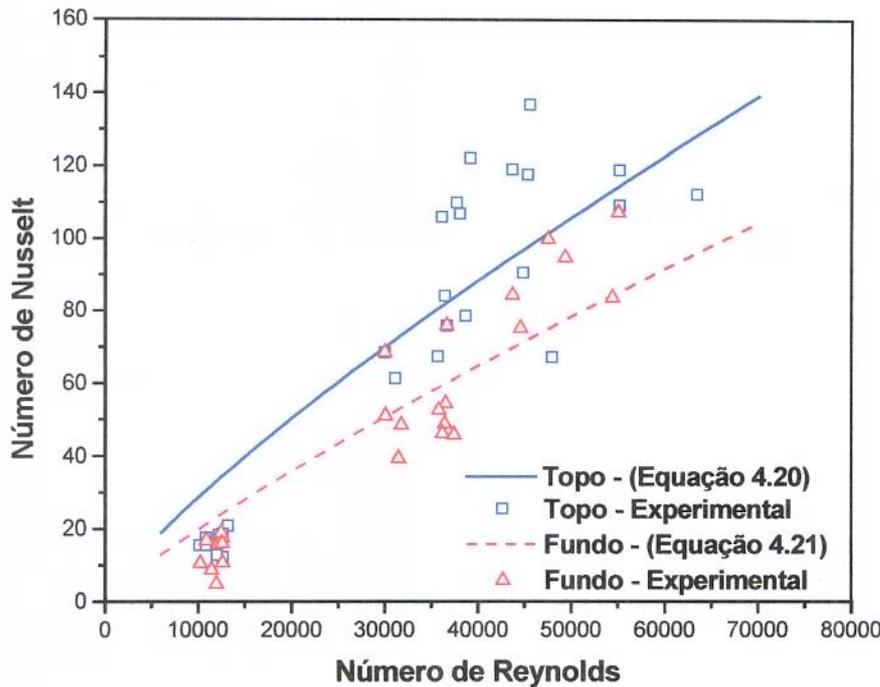


FIGURA IV. 23– Correlações entre os números de Nusselt e Reynolds a partir das equações ajustadas (Equação 4.20 e 4.21) para experimentos com o corpo de prova localizado no topo e no fundo do arranjo de camadas no interior das caixas.

A diferença entre os coeficientes de transferência de calor médios calculados a partir de um conjunto de condições, utilizando as metodologias descritas, e utilizando as equações (4.7), (4.10), (4.20), (4.21) e os valores dos coeficientes de transferência de calor médios efetivos obtidos a partir dos dados experimentais (Tabela IV.6) pode ser avaliada pela seguinte equação:

$$\Delta\% = \frac{Nu - Nu_{exp}}{Nu_{exp}} \tag{4.22}$$

Os gráficos mostrados na Figura (IV.24) mostram estas diferenças para os valores de Nusselt calculados utilizando os modelos em função dos números de Reynolds, procedimento padrão e os resultados de Nusselt experimental como uma função das condições do meio de escoamento.

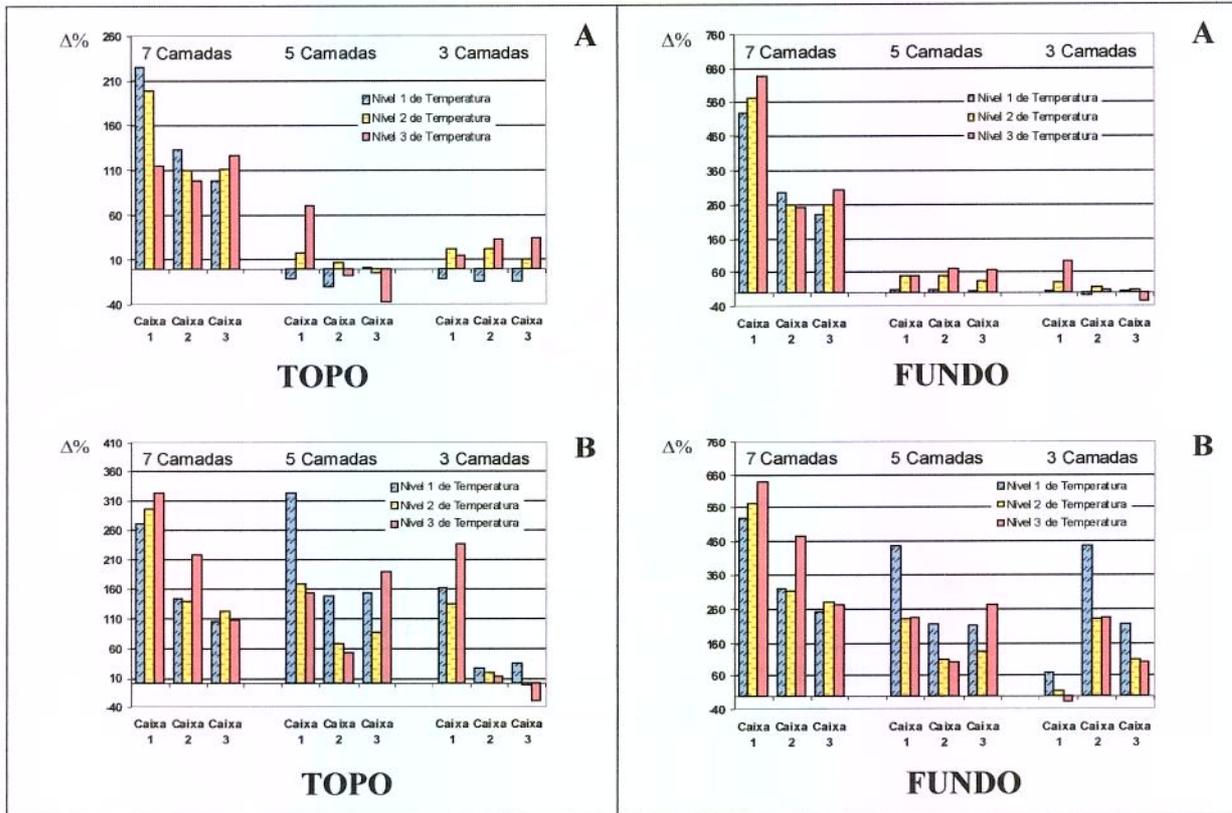


FIGURA IV. 24– Diferença ($\Delta\%$) entre os valores de Nusselt calculados a partir das equações A) (4.10) e B) (4.7) e os resultados experimentais obtidos para o corpo de prova localizado no topo e no fundo sob diferentes condições de escoamento.

A partir dos gráficos das Figuras (IV.24) observa-se que, para arranjos de 7 camadas, os valores preditos para o número de Nusselt usando as correlações descritas pelas equações (4.7) e (4.10) são superestimados quando comparados aos valores experimentais sendo as diferenças maiores quando se utiliza a relação de Polhausen descrita pela equação (4.7) e apresentados na Figura (IV.24 B). Nos outros tratamentos pode-se notar que em alguns casos os coeficientes de transferência de calor obtidos a partir dos modelos serão superestimados e em outros subestimados. Porém a magnitude da diferença entre os valores preditos e experimentais foi menor nestes casos (arranjos de 5 e 3 camadas de produto).

A Figura (IV.25) apresenta estas diferenças a partir das correlações descritas pelas equações (4.20) para o topo e (4.21) para o fundo obtidas para a situação específica equivalente a Figura (IV.23).

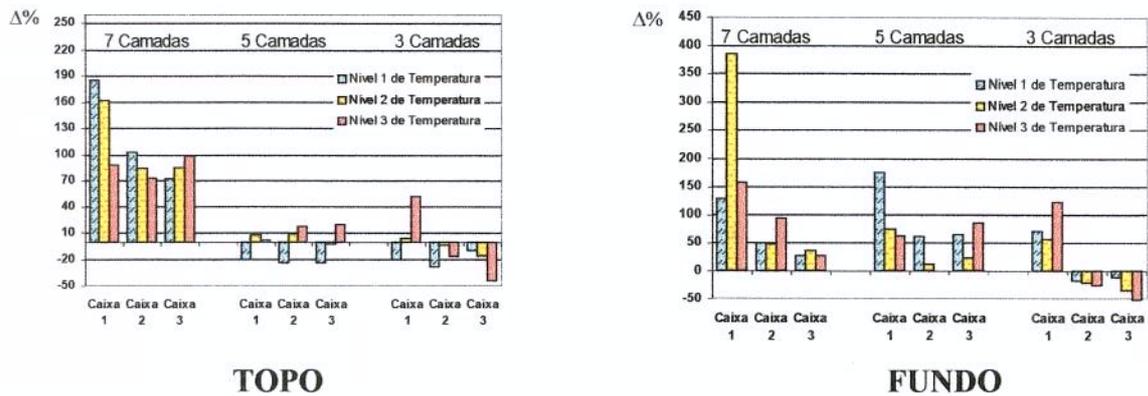


FIGURA IV. 25– Diferença ($\Delta\%$) entre os valores de Nusselt calculados a partir das equações (4.20) e (4.21) e os resultados experimentais obtidos para o corpo de prova localizado no topo e no fundo sob diferentes condições de escoamento.

A partir dos resultados até então, pode ser visto que os coeficientes de transferência de calor efetivos variam principalmente com a posição e arranjo das camadas no interior das caixas. Também pode ser notado que as correlações entre os números de Nusselt e Reynolds para escoamento em canais retangulares foram os que mais se aproximaram dos valores experimentais calculados a partir das curvas de resfriamento e, as correlações ajustadas por meio de regressão não linear reduzem notavelmente as diferenças entre os resultados preditos e experimentais principalmente para configurações com arranjos de 7 camadas quando comparados às demais correlações testadas.

Também pode ser observado em todos os casos, que estas diferenças são maiores para os resultados obtidos para o corpo de prova localizado no fundo da caixa. Estas diferenças são atribuídas ao material do fundo da caixa plástica ou a regiões de estagnação de ar entre as perfurações e saliências do fundo da caixa, evitando o contato direto do corpo de prova com meio de resfriamento.

IV.4.6. Efeitos sobre a localização do corpo de prova metálico no interior das caixas

Para análise dos resultados, os experimentos foram tratados considerando: a) as caixas individualmente, devido a grande diferença observada nas condições de contorno; b) localizações das caixas em posições superiores do empilhamento (caixa 2 e caixa 3) que

apresentam condições experimentais semelhantes ou compatíveis (velocidades e temperatura do ar); c) a caixa da base do empilhamento (caixa 1) que se encontra apoiada sobre uma placa de poliestireno expandido que além de impedir o contato do fundo da caixa com a corrente do ar de resfriamento atua como isolante térmico, reduzindo drasticamente os “coeficientes de transferência de calor” no fundo das caixas a valores que são típicos da convecção natural.

Analisando os coeficientes de transferência de calor efetivos nas posições topo e fundo de uma caixa individual também se observa uma grande diferença com os maiores valores quando o corpo de prova estava posicionado no topo do arranjo das camadas em contato direto com a corrente de ar. O gráfico da Figura (IV.26) mostra as diferenças percentuais relativas ($\Delta TF\%$) entre os valores dos coeficientes de transferência de calor efetivos obtidos a partir do corpo de prova localizado no topo e no fundo das caixas (Tabela IV.6) para as diferentes configurações.

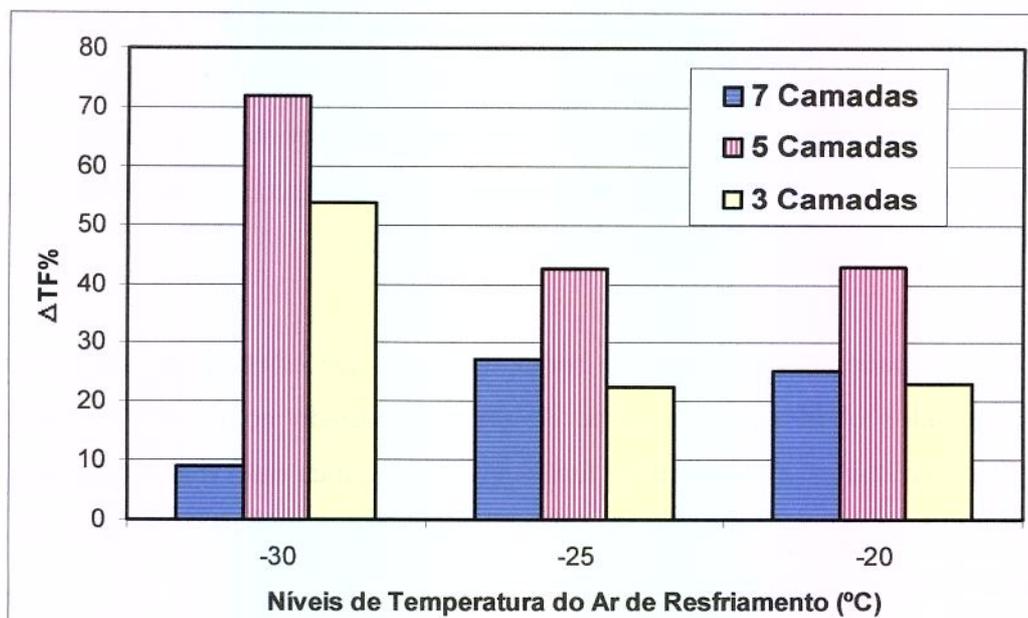


FIGURA IV. 26 - Diferença média percentual ($\Delta TF\%$) entre os coeficientes de transferência de calor efetivos obtidos a partir do corpo de prova localizado no topo e no fundo das caixas para as diferentes configurações experimentais.

Observa-se a partir da Figura (IV.26) que a variação dos coeficientes de transferência de calor entre o topo e o fundo das caixas no empilhamento é maior nas configurações com arranjos de 5 camadas, com o percentual da variação atingindo valores de 70% para o nível 1 de temperatura do ar de resfriamento. A menor variação relativa para as medidas experimentais entre o topo e o fundo foram para as configurações com arranjos de 7 camadas.(maior variação em torno de 27% para o nível 2 de temperatura). Estes valores podem ser justificados em termos da área livre para o escoamento do ar nas diferentes configurações e da existência de canais preferenciais bem definidos que promovem o contato direto do corpo de prova usado nas determinações com a corrente do ar de resfriamento. Este contato é limitado no fundo pelo material das caixas para todas as configurações e também no topo para experimentos com arranjos de 7 camadas, daí a variação percentual é reduzida para este tipo de configuração.

Os gráficos das Figuras (IV.24) e (IV.25) mostram o grau de aproximação dos valores obtidos utilizando correlações baseadas no diâmetro hidráulico em relação aos valores experimentais. Esta metodologia foi idealizada, buscando eliminar os problemas inerentes em uma situação que mais se aproximasse do ambiente real na câmara de congelamento, considerando a passagem do ar através de canais preferenciais principalmente aqueles formados ao longo do empilhamento entre a camada superior dos arranjos no interior de uma caixa e o fundo da caixa localizada na posição superior, caracterizando um duto de seção retangular (ver Figura IV.4). Como mencionado anteriormente, as dimensões do duto foram estabelecidas pelo número de camadas do produto, sendo verificado que a menor seção do escoamento era obtida quanto maior fosse o número de camadas do arranjo no interior das caixas.

As equações de predição para número de Nusselt em função de Reynolds foram baseadas no diâmetro hidráulico para dutos retangulares fechados e nos valores experimentais obtidos, considerando a velocidade em função da área disponível e vazões de ar resultantes para os experimentos, uma vez que os arranjos de 3 e 5 camadas foram os que proporcionaram maior liberdade à passagem de ar entre as caixas e conseqüentemente a formação de grandes canais preferenciais foram bem caracterizadas.

Por outro lado, observa-se, a partir dos gráficos das Figuras (IV.24) e (IV.25), que para arranjos de 7 camadas, os valores preditos para o número de Nusselt foram superestimados e as diferenças entre os valores preditos e experimentais foram demasiadamente grandes. Isto se justifica simplesmente analisando as condições experimentais, a configuração do arranjo de 7 camadas no interior das caixas e a metodologia utilizada para a avaliação da velocidade do ar no interior de canais preferenciais. Verifica-se que no arranjo de 7 camadas, o produto ocupa mais de 84 % do volume total da caixa, e assim a vazão de ar avaliada pelo procedimento descrito no capítulo III que passa por entre os espaços vazios, através dos arranjos de camadas entre as quais existe uma série de canais preferenciais, se faz com uma velocidade bastante elevada. Nesta configuração, a área da seção frontal é praticamente preenchida pelo arranjo de camadas e para esta situação a altura do arranjo de camadas no interior das caixas é quase igual à altura das caixas. Esta situação é a que fornece a maior resistência à passagem da corrente de ar através do produto não havendo a formação de um canal bem definido como nos demais arranjos. Como o corpo de prova é envolvido por poliestireno expandido e estando localizado no topo do arranjo das camadas, o seu contato com a corrente do ar de resfriamento estará limitada e a superfície de troca de calor do corpo de prova estará em contato direto com o material do fundo da caixa localizada na posição acima do empilhamento, o mesmo ocorrendo quando o corpo de prova é posicionado no fundo das caixas. Portanto, os coeficientes de transferência de calor associados ao resfriamento do corpo de prova metálico nesta configuração (7 camadas/ caixa) geram incertezas na caracterização das propriedades do meio de resfriamento.

IV.4.7. Efeitos da temperatura do ar

A temperatura afeta as propriedades térmicas e físicas do ar que afetam os números adimensionais Re , Pr e Nu . Quando é feita a análise dos dados da Tabela (IV.9) construída a partir de valores experimentais, pode-se afirmar que a temperatura de resfriamento do ar não influenciou significativamente os valores dos coeficientes de transferência de calor superficiais efetivos. Esta observação é a mesma relatada por Mannaperumma *et al.* (1994b). A justificativa é que a faixa de temperatura encontrada durante o congelamento de

alimentos com corrente forçada de ar é muito estreita e o efeito da temperatura sobre o coeficiente de transferência de calor por meio das mudanças das propriedades do ar é muito pequeno.

A temperatura do ar afeta o processo de transferência de calor por radiação entre um objeto e o ambiente. É possível expressar este processo usando um tipo de coeficiente de transferência de calor convectivo equivalente e, como tem sido pesquisado seu valor tem sido pequeno. O efeito da temperatura sobre o coeficiente global de transferência de calor pelas mudanças das propriedades e pela radiação se opõe. O efeito de ambas as quantidades é menor que 2% sobre a faixa de temperatura de -30 a 20 °C. Portanto, é bastante seguro afirmar que o efeito da temperatura sobre os coeficientes de transferência de calor é desprezível na faixa encontrada na prática do congelamento com corrente forçada de ar (Mannaperuma *et al.* 1994b).

Então o gráfico da Figura (IV.25), pode ser refeito e o valor médio ($\bar{\Delta}\%$) da diferença entre os valores de Nusselt calculados pelas equações (4.20) e (4.21) e os valores experimentais para os três tipos de configurações são mostrados na Figura (IV.26). Estes valores estão apresentados na Tabela (IV.10) para todas as configurações testadas. Na média, os valores obtidos pelas correlações baseadas no diâmetro hidráulico para estas configurações foram as que forneceram os melhores resultados quando comparados aos obtidos com o corpo de prova principalmente para experimentos com arranjos de 5 e 3 camadas e o corpo de prova localizado no topo dos arranjos. Para estes arranjos, o uso das correlações resulta em valores com uma diferença percentual média inferior a 9,1% comparados aos resultados experimentais. Para o corpo de prova localizado no fundo de arranjos de 7 camadas esta diferença se torna mais pronunciada, acima de 100%. A justificativa para este comportamento foi discutida previamente.

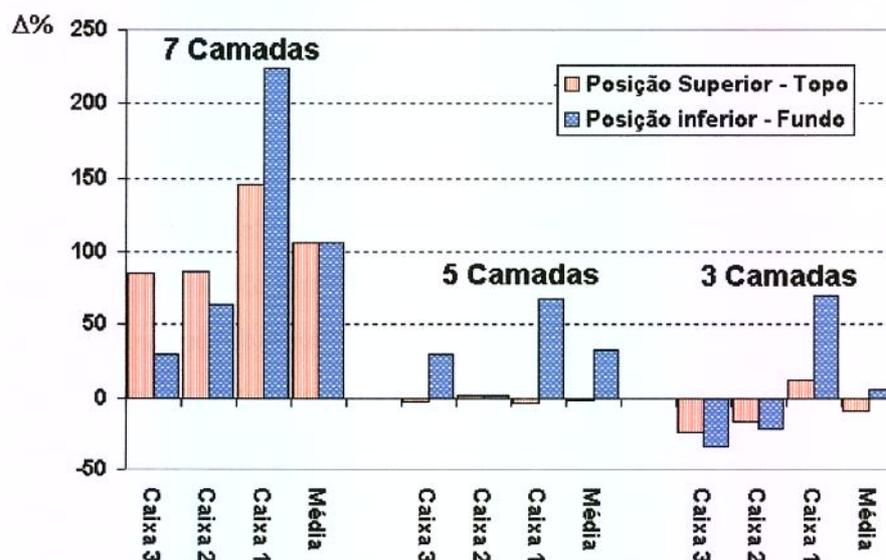


FIGURA IV. 27 - Diferença média ($\bar{\Delta}\%$) entre os valores de Nusselt calculados a partir das equações (4.20) e (4.21) e os resultados experimentais obtidos para o corpo de prova localizado no topo e no fundo sob diferentes condições de escoamento.

TABELA IV. 10- Diferença média ($\bar{\Delta}\%$) mostrada na Figura (IV.27) para o corpo de prova localizado no topo e no fundo sob diferentes condições de escoamento

Diferença média percentual ($\bar{\Delta}\%$)			
Nº de Camadas	Localização	Topo	Fundo
7	Caixa 3	85,56481	29,76801
	Caixa 2	86,95729	63,64923
	Caixa 1	145,1553	223,6783
	Média	105,8925	105,6985
5	Caixa 3	-2,21853	29,44925
	Caixa 2	1,228492	1,687815
	Caixa 1	-3,45975	68,33416
	Média	-1,48326	33,15708
3	Caixa 3	-23,2141	-33,069
	Caixa 2	-16,3272	-20,8917
	Caixa 1	12,18298	69,99823
	Média	-9,11945	5,345868

IV.5. CONCLUSÕES

Em configurações contendo diferentes arranjos de camadas de produtos, os coeficientes de transferência de calor superficiais efetivos variam acentuadamente em diferentes posições entre o topo e o fundo das caixas. A variação percentual relativa entre os valores avaliados nestas posições foi de 10 a 70% dependendo da configuração experimental, sendo a maior variação observada para arranjos com 5 camadas de produto e as menores para arranjos de 7 camadas. Estes valores foram justificados em termos da área livre para o escoamento nas diferentes configurações e do contato da corrente do ar de resfriamento com o corpo de prova usado nas medidas.

As análises experimental e teórica dos efeitos da temperatura do ar de resfriamento indicam que estes não exercem influências significativas sobre os valores dos coeficientes de transferência de calor superficiais efetivos na faixa de condições descritas pelo planejamento experimental.

As correlações desenvolvidas são baseadas no diâmetro hidráulico de dutos retangulares formados entre as caixas e são adequadas para arranjos de 3 e 5 camadas onde os dutos retangulares formados entre as caixas do empilhamento são bem definidos. Para estas configurações as diferenças médias percentuais estiveram em torno de 9,11% quando os valores foram comparados com os resultados experimentais para o corpo de prova localizado na posição superior dos arranjos de camadas e de 34% quando posicionado no fundo.

Arranjos de 7 camadas apresentaram uma grande diferença (acima de 100%) entre os valores experimentais e preditos. Esta configuração é uma situação extrema, com quantidade excessiva de produto oferecendo grande resistência à passagem de ar pelo produto e dificultando a definição das condições do escoamento do ar de resfriamento. Esta configuração não é recomendada e não se aplica na prática do congelamento em túneis comerciais.

IV.6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ARCE, J. A. e SWEAT, V. E. Survey of published heat transfer coefficients encountered in food refrigeration processes. **ASHRAE Transactions**, v.(82(6), pp.235-260, 1980.
- BONACINA, C. e COMINI, G. Calculation of a convective heat transfer coefficients for time-temperature curves. **Proc. Congrès de l'Institut International du Froid**. IIF/IIR, Paris, France, Annexe 1972-1, pp.157-167, 1972.
- CHAVARRIA, V. M. e HELDMAN, D. R. Measurement of Convective Heat Transfer Coefficients During Food Freezing Processes. **Journal of Food Science**. v.49, p.810-814, 1984.
- CLELAND, A. C. Package design for refrigerated food - the need for multidisciplinary project teams. **Trends in Food Science and Technology**. n^o 7, pp.269-271, 1996.
- CLELAND, A. C. Food Refrigeration Process. Analysis, Design and Simulation. Elsevier Applied Science: London e New York. 1990. 284p.
- CLELAND, D. J.; CLELAND, A. C. e JONES, R. S. Collection of Accurate Experimental Data Testing the Performance of Simple Methods for Food Freezing Time Prediction. **Journal of Food Process Engineering**, v.17, p.93-119, 1994.
- COWELL, N. D. e NAMOR, M. S. S. Heat Transfer Coefficients in Plate Freezing: the Effect of Packaging Materials. Annexe 1974-3, **Bulletin de l'Institut International du Froid**. p.45-50.
- CREED, P. G. e JAMES, S. J. Heat Transfer During the Freezing of Liver in a Plate Freezer. **Journal of Food Science**. v.50, p.285-288, 294, 1985.

- FLORES, E. S. e MASCHERONI, R. H. Determination of Heat Transfer Coefficients for Continuous Belt Freezers. v.53, p.1872-1876, 1988.
- HOLDSWORTH, S. D. Physical and engineering aspects of food freezing. In: Developments in Food Preservation. Ed. THORNE, S. Elsevier Applied Science, London, pp. 153-204, 1987.
- HUNG, Y. C. e THOMPSON, D. R. Freezing Time Prediction for Slab Shape Foodstuffs by an Improved Analytical Method. **Journal of food Science**, v.48, p.555-560, 1983.
- KHAIRULLAH, A e SINGH, R.P. Optimization of Fixed and Fluidized Bed Freezing Process. **International Journal of Refrigeration**. v.14, p.176-181, 1991.
- KONDJOYAN, A.; DAUDIN, J. D. e BIMBENET, J. J. Heat and mass transfer coefficients at the surface of elliptical cylinders placed in a turbulent air flow. **Journal of Food Engineering**. V.20, pp.339-367, 1993.
- KONDJOYAN, A. e DAUDIN, J. D. Heat and mass transfer at the surface of a pork hindquarter. **Journal of Food Engineering**. V.32, pp.225-240, 1997.
- LeBLANC, D. I.; KOK, R. e TIMBERS, G. E. Freezing of a Parallelepiped Food Product. Part 1. Experimental Determination **International Journal of Refrigeration**, v.13, p.371-378, 1990a.
- LeBLANC, D. I.; KOK, R. e TIMBERS, G. E. Freezing of a Parallelepiped Food Product. Part 2. Comparison of Experimental and Calculated Results. **International Journal of Refrigeration**, v.13, p.371-392, 1990b.

- LIND, I. Surface Heat Transfer in Thawing by Forced Air Convection. **Journal of Food Engineering**. v.7, p.19-39, 1988.
- LIND, I. e SKJÖLDEBRAND, C. Surface Heat and Mass Transfer During Thawing. In: MAKENNA, B. M. (ED.) **Engineering in Food**, v.1, Elsevier Applied Science Publishers, New York, p.165-175, 1984.
- MANNAPERUMA, J. D., SINGH, R. P. e REID, D. S. Effective surface heat transfer coefficients encountered in air blast freezing of whole chicken and chicken parts, individually and in packages. **International Journal of Refrigeration**. v.17(4), pp.263-272, 1994 a.
- MANNAPERUMA, J. D., SINGH, R. P. e REID, D. S. Effective surface heat transfer coefficients encountered in air blast freezing of single plastic wrapped whole turkey. **International Journal of Refrigeration**. v.17(4), pp.273-280, 1994 a.
- MORAGA, N. O. e MEDINA, E. E. Conjugated forced convection and heat conduction with freezing of water in a plate shaped food. **International Journal of Heat and Mass Transfer**. V.43(1), pp.53-67, 2000.
- NICOLAÏ, B. M. e De BAERDEMAEKER, J. Sensitivity analyses with respect to the surface heat transfer coefficient as applied to the thermal process calculations. **Journal of Food Engineering**. V.28, pp.21-33, 1996.
- PHAM, Q. T. e WILLIX, J. Heat transfer coefficients in the air blast freezing of rows of cartons. **Proc. 17th Int. Congress of Refrig.**, pp.350-357, 1987.

- REINICK, A. R. e SCHWARTZBERG, H. G. Coefficients for Air-to-Solid Heat Transfer for Uniformly Spaced Arrays of Rectangular Foods. **Food Engineering and Process Applications. Proc. Fourth International Congress on Engineering and Food**, v.1, p.273-283, 1985. Alberta, Canada.
- SALVADORI, V. O., MASCHERONI, R. H. e De MICHAELIS, A. Freezing of Strawberry Pulp in Large Containers: Experimental Determination and Prediction of Freezing Times. **International Journal of Refrigeration**, v.19, n.2, p.87-94, 1996.
- SUCCAR, J. e HAYAKAWA, K. A Parametric analysis for predicting time of infinitely slab-shaped food. **Journal of Food Science**. v.49, pp. 468-477, 1984.
- SUCCAR, J. e HAYAKAWA, K. A response method for the estimation of convective and radiative heat transfer coefficients during freezing and thawing of foods. **Journal of Food Science**. v.51(5), pp. 1314-1322, 1986.
- TOCCI, A. M. e MASCHERONI, R. H. Determination of heat transfer coefficients and freezing of meat balls in blast freezer. **Proc. Congrès de l'Institut International du Froid**. IIF/IIR, Dresden (Germany), pp. 683-694, 1990/4.
- WANG, D. e KOLBE, E. Analysis of Food Block Freezing Using a PC-based Finite Element Package. **Journal of Food Engineering**, v.21, p.521-530, 1994.
- WELTY, J. R.; WICKS, C. E. e WILSON, R. E. Fundamentals of Momentum, Heat, and Mass Transfer. 3th Edition, John Wiley & Sons: New York, 1984.

CAPÍTULO V. TRANSFERÊNCIA DE CALOR NO INTERIOR DO PRODUTO

RESUMO

Os tempos de congelamento da solução modelo de polpas de frutas embaladas e acondicionadas em diferentes arranjos de camadas no interior das caixas do empilhamento foram avaliados sob várias condições de operação encontradas nas práticas comerciais. Nestes tipos de processos, as caixas contêm uma porosidade significativa e métodos para avaliar como esta afeta o tempo de congelamento, torna o problema de difícil resolução. Neste trabalho, procedimentos para as estimativas dos tempos de congelamento, usando modelos encontrados na literatura, foram comparados com medidas experimentais através da aquisição de dados de tempo/temperatura. Três configurações geométricas do produto foram testadas: (1) bloco retangular compacto; (2) a porosidade foi considerada em relação ao volume total do empilhamento; (3) um grupo de cinco blocos retangulares iguais espaçados uniformemente no interior das caixas com as suas maiores dimensões paralelas à direção do fluxo de ar. O fator de forma (E) foi calculado pelo método de Hossain *et al.* (1992) derivado analiticamente e pelo método EHTD (Equivalent Heat Transfer Dimension) de Cleland (1982). As correlações adimensionais para as estimativas dos coeficientes de transferência de calor superficiais para estas situações específicas foram desenvolvidas no Capítulo IV. Os dados das propriedades térmicas usadas nos modelos foram apresentados no Capítulo II. Para um grupo de cinco blocos iguais espaçados uniformemente no interior das caixas, e para o fator de forma (E_{AN}) calculado pelo método de Hossain, os tempos de congelamento preditos pelos modelos foram 10% menores que os valores experimentais.

SUMMARY

The freezing times of fruit pulp models packaged and conditioned in multi layers boxes were evaluated under conditions encountered in commercial practice. For the freezing process types, the boxes contain significant voidage and methods to analyze how this affects the freezing time, making it a difficult practice. In this work, a procedure for estimating freezing times by using models described in literature were compared with experimental measurements by collecting time/temperature data. Two geometric configurations of the product were tested: (1) a compact rectangular brick; (2) a group of five identical rectangular bricks evenly spaced inside the boxes and with its largest dimensions parallel to the direction of the airflow. The shape factor (E) was calculated by the method of Hossain et al (1992) derived analytically and by the EHTD method of Cleland (1982). The non-dimensional correlations for estimating effective surface heat transfer in these specific situations were performed in chapter IV and thermal properties data for food models in the chapter II were applied. For a group of five rectangular bricks evenly spaced out inside the boxes, the shape factor (E_{AN}) calculated by the Hossain method, the predicted freezing times in the models were 10% lower than the experimental values. The results were good enough to show that the consideration was adequate in the predictive methods.

V.1. INTRODUÇÃO

Materiais constituídos basicamente de água que são congelados ou resfriados na prática industrial podem existir como totalmente no estado líquido, como produtos em que a água é efetivamente imobilizada pela estrutura do material, ou como um material no qual existam partículas sólidas suspensas em uma fase líquida contínua são mais comuns. Estas incluem o congelamento ou resfriamento de uma grande variedade de frutas, hortaliças, peixes e carnes.

A atividade da pesquisa neste campo tem sido dirigida para encontrar métodos para a predição dos tempos de congelamento e resfriamento do produto, onde a transferência de calor no interior é por condução em vez de convecção ou uma combinação do dois modos.

Em situações industriais o processo de congelamento ou resfriamento pode ser muito complexo. A temperatura inicial do produto antes de ser submetido ao processo de congelamento pode ser ou não uniforme. A homogeneidade do produto não é garantida e podem existir porosidades, bolsas de ar ou bolhas preenchidas com gases.

A transferência de calor do produto para o meio de resfriamento pode ser somente por convecção, mas a radiação e a evaporação também podem ser importantes. O produto pode ter forma e tamanho regular, mas isto não ocorre freqüentemente. A transferência de calor externa pode ser constante através de toda a superfície do produto, mas grandes variações nos coeficientes de transferência de calor, principalmente o convectivo, podem ocorrer em diferentes posições, como foi discutido no Capítulo IV, particularmente em situações de congelamento usando ar como meio de resfriamento.

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL
SEÇÃO CIRCULANTE

Considerando a complexidade deste processo industrial os objetivos deste capítulo são:

- (i) Identificar as principais características durante o congelamento de polpas de frutas embaladas em sacos de polietileno e acondicionadas em caixas quanto ao processo de transferência de calor no interior do produto.
- (ii) Verificar a qualidade dos coeficientes de transferência de calor determinados no capítulo anterior sobre as estimativas do tempo de congelamento de polpas de frutas embaladas e acondicionadas em caixas plásticas aplicável a processos comuns na prática industrial.
- (iii) Analisar o perfil de temperatura e o avanço da frente de congelamento durante o processo de congelamento.

V.2. REVISÃO DA LITERATURA

V.2.1. O processo de congelamento

O congelamento representa um processo de preservação de alimentos no qual a temperatura do produto é diminuída a um nível abaixo da temperatura na qual a cristalização se inicia, quanto é praticável economicamente em um esforço para reduzir as velocidades das reações de deterioração no produto. O processo trata de atender as exigências de refrigeração para atingir a redução de temperatura desejada, e estas exigências envolvem a remoção de calor sensível e latente do produto (Heldman, 1992).

V.2.1.1. O mecanismo do congelamento

Geralmente os sistemas alimentares, principalmente vegetais, são constituídos por vários componentes apresentados como uma fase aquosa contendo sólidos solúveis, uma matriz de sólidos insolúveis tais como carboidratos de cadeia longa e proteínas. Durante o processo de congelamento, as alterações mais drásticas ocorrem na fase aquosa, com a conversão da água líquida em cristais de gelo resultando na crescente concentração de sólidos solúveis no líquido remanescente (Reid,1983; Earle,1985; Cleland, 1992).

Devido a presença de sólidos solúveis na fase aquosa, a temperatura de início do congelamento do produto estará abaixo de 0 °C. Quanto maior o teor de sólidos solúveis na fase aquosa mais baixo é o ponto de congelamento inicial (Guegov, 1981). A concentração de sólidos solúveis na fase aquosa aumenta à medida que a água é removida como gelo levando ao abaixamento do ponto de congelamento, logo, o congelamento de um produto vegetal não ocorre a uma temperatura constante, mas ocorre em uma faixa de temperatura. A velocidade de formação do gelo é maior na temperatura de congelamento inicial do produto (T_{sh}) e torna-se menor com o abaixamento da temperatura.

O processo de congelamento inicia pelo resfriamento da superfície do produto. Com a remoção de calor, a superfície atinge a temperatura inicial de congelamento. O gelo não se forma imediatamente. Ocorre o sub-resfriamento que cria as condições necessárias para

a nucleação e liberação rápida do calor latente de congelamento e posterior crescimento do cristal de gelo (Muhr *et al.*, 1986; Blanshard e Franks, 1987; Cleland, 1992).

V.2.1.2. Efeitos do processo de congelamento sobre o produto

Com a redução da temperatura, reações químicas e biológicas, assim como crescimentos de bactérias são retardados. Devido aos tempos de congelamento serem relativamente curtos, mudanças químicas deteriorativas normalmente não se verificam. O maior impacto causado pela diminuição da temperatura é o aumento da concentração de solutos remanescentes após a remoção de uma grande quantidade de água pela formação do gelo. Esta concentração altera drasticamente a fase não congelada com relação a propriedades tais como o pH, força iônica, ponto de congelamento, pressão osmótica e potencial de óxi-redução, acarretando a precipitação e cristalização de componentes, assim como a desnaturação de proteínas e a morte celular (Reid, 1983).

Devido as suas características microestruturais, tecidos vegetais, tais como os de frutas, são difíceis de congelar, mantendo a sua textura original e integridade celular (Earle, 1986; Singh e Wang, 1977).

Vários trabalhos foram realizados com o objetivo de determinar os danos microestruturais de tecidos de frutos, especialmente aqueles responsáveis pela qualidade e textura após o descongelamento. Estudos histológicos e medidas mecânicas foram feitas com esta finalidade por Brown (1968) para feijões verdes, Mirza e Arreola (1991) e Paoletti e Menessatti (1993) para maçãs, Marti e Aguilera (1991) para “*blueberries*” e “*wild black berries*”, Sanchez *et al.* (1994) para aspargos, Alonso e Canet (1994) para cerejas, Resende (1995) e Resende e Cal-Vidal (1997) para melões.

Os resultados têm mostrado que a extensão do dano texturométrico, está relacionado ao grau de rompimento do tecido. O tipo e extensão dos danos no tecido são dependentes da localização e tamanho do cristal de gelo, governados pela velocidade de congelamento e condições de armazenamento. Por estas razões, entre outras, o congelamento rápido é o reivindicado para produzir menores danos nos tecidos vegetais ou animais.

V.2.2. Curvas características do congelamento

A relação tempo-temperatura de um produto submetido ao congelamento está esquematizada na Figura (V.1). Segundo Holdsworth (1968), citado por Bakal e Hayakawa (1973), o processo de congelamento pode ser dividido em três períodos principais:

I - Período de pré-resfriamento - A temperatura do produto é abaixada a um valor onde a mudança de fase ocorre. O calor transferido ao corpo sem afetar a mudança de fase é referido como calor sensível.

II - Período de mudança de fase - Período com que a cristalização do gelo ocorre. Caracterizado por um patamar do ponto de congelamento e o calor removido é atribuído somente à mudança de fase (calor latente).

III - Período de têmpera - Este período começa quando a contribuição do calor latente é desprezível quando comparado ao calor sensível, e é caracterizado por uma alteração na velocidade de mudança da temperatura (Lin, 1994).

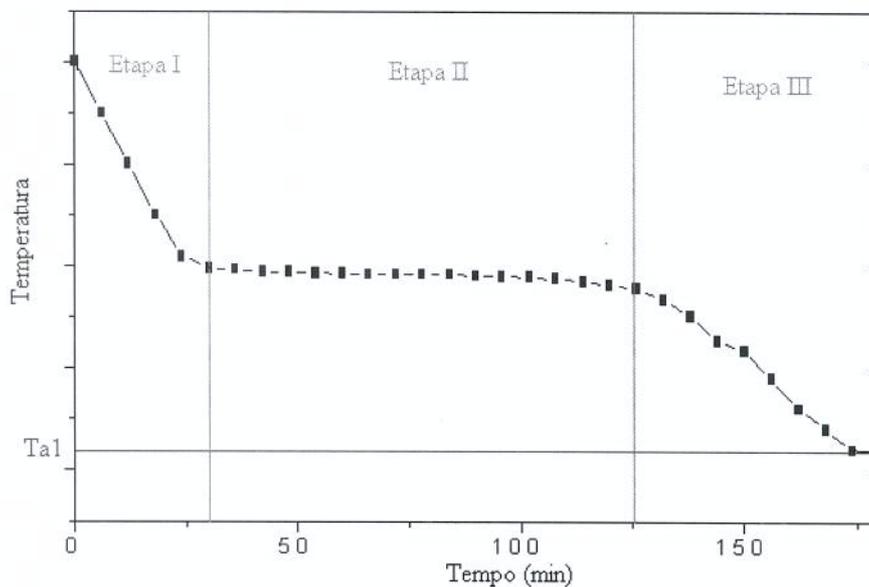


FIGURA V. 1 - Curva temperatura-tempo característica do processo de congelamento

O resfriamento do produto tem uma grande contribuição para os picos de carga térmica do sistema de refrigeração. Os três estágios do processo têm perfis de carga térmica *versus* tempo bastante diferentes, tanto que para ser capaz de prever a carga térmica exatamente, um modelo precisa levar em conta as características de cada estágio (Lovatt *et al.*, 1993a).

V.2.3. Transferência de calor durante o congelamento de alimentos

V.2.3.1. Formulações de modelos matemáticos para o congelamento

A variação da temperatura em função do tempo é calculada, resolvendo numericamente a equação diferencial geral da condução de calor em regime transiente. Esta equação é conhecida pela equação de Fourier descrita abaixo (Bakal e Hayakawa, 1973):

$$C(T)\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x}\left[k(T)\frac{\partial T}{\partial x}\right] + \frac{\partial}{\partial y}\left[k(T)\frac{\partial T}{\partial y}\right] + \frac{\partial}{\partial z}\left[k(T)\frac{\partial T}{\partial z}\right] \quad (5.1)$$

- onde: T = Temperatura (K ou °C)
 t = tempo (s)
 k = Condutividade térmica (W/mK)
 C = Capacidade térmica volumétrica (J/m³K)
 x = deslocamento na coordenada (x)
 y = deslocamento na coordenada (y)
 z = deslocamento na coordenada (z)

Para um processo de condução de calor unidimensional após um balanço térmico, um rearranjo, e, levando em conta a variação da área e volume com o raio, a seguinte relação pode ser generalizada:

$$\frac{1}{x^p} \frac{\partial}{\partial x} \left(x^p \frac{\partial T}{\partial x} \right) = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (5.2)$$

onde:

- $p = 0$ para uma placa plana infinita e $r = x$;
 $p = 1$ para um cilindro infinito;
 $p = 2$ para uma esfera.

V.2.3.2. Condições de contorno

Cinco casos têm sido identificados na literatura para objetos sólidos submetidos ao congelamento (Cleland, 1992):

- (1) A temperatura da superfície é igual à temperatura ambiente;

$$T_s = T_a \quad \text{com } x = 0 \quad (5.3)$$

- (2) Fluxo de calor constante na superfície;

$$\phi = -kA \left[\frac{\partial T}{\partial x} \right]_{x=0} \quad (5.4)$$

- (3) O balanço térmico conhecido como a lei de Newton do resfriamento;

$$h(T_a - T_{x=0}) = -k \left[\frac{\partial T}{\partial x} \right]_{x=0} \quad (5.5)$$

onde:

$T_{x=0}$ = Temperatura superficial T_s ($^{\circ}\text{C}$)

h = Coeficiente de transferência de calor superficial ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)

- (4) A temperatura da superfície é definida como uma função do tempo;

$$T_{x=0} = f(t) \quad (5.6)$$

- (5) É a condição de contorno simétrica que se aplica a superfícies perfeitamente isoladas ou a um eixo de simetria;

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=0} = 0 \quad (5.7)$$

Destes, o segundo e quarto tipo têm poucas aplicações práticas. O terceiro tipo de condição de contorno é o mais importante na prática, sendo aplicável a situações onde o produto é resfriado somente por convecção, sendo o mais adequado em modelos de congelamento ou resfriamento de produtos embalados.

Modelos freqüentemente usados para o congelamento, incluindo o conceito de fronteira de mudança de fase em movimento, tem sido propostos por Succar e Hayakawa (1983) e Salvadori e Mascheroni (1991).

V.2.4. Predição do tempo de congelamento

Muita informação existe acerca de modelos desenvolvidos para a predição do tempo de congelamento de alimentos. Segundo Cleland (1992), revisões de literatura incluem mais de 500 referências.

V.2.4.1. Modelos para a predição do tempo de congelamento

O modelo mais conhecido foi proposto por Plank (1941). Considera que todo o objeto está inicialmente no ponto de congelamento e que, quando o congelamento está em progresso, a distribuição de temperatura na porção congelada corresponde ao fluxo de calor no estado estacionário. O processo de congelamento é considerado completo quando o centro do objeto esteja congelado, mas sua temperatura ainda está no ponto de congelamento. Também considera que o coeficiente de transferência de calor é finito e que não existe diferença entre as densidades das regiões congeladas e não congeladas. Este modelo é representado pela equação:

$$t_f = \frac{\rho Q_L}{(T_{sh} - T_a)} \left(P \frac{L}{h} + R_1 \frac{L^2}{k_s} \right) \quad (5.8)$$

Os parâmetros P e R_1 para um paralelepípedo podem ser calculados por:

$$P = \frac{\beta_1 \beta_2}{2(\beta_1)} \quad P = \frac{\beta_1 \beta_2}{2(\beta_1 \beta_2 + \beta_1 + \beta_2)} \quad (5.9)$$

$$R_1 = \frac{Q}{2} \left[(m-1)(\beta_1 - m)(\beta_2 - m) \ln \left(\frac{m}{m-1} \right) - (n_1 - 1)(\beta_1 - n_1)(\beta_2 - n_1) \times \right. \\ \left. \times \ln \left(\frac{n_1}{n_1 - 1} \right) + \frac{1}{72} (2\beta_1 + 2\beta_2 - 1) \right] \quad (5.10)$$

Os valores de Q , m e n_1 são definidos pelas equações (5.11), (5.12) e (5.13):

$$\frac{1}{Q} = 4 [(\beta_1 - \beta_2)(\beta_1 - 1) + (\beta_2 - 1)^2]^{1/2} \quad (5.11)$$

$$m = \frac{1}{3} \left\{ \beta_1 + \beta_2 + 1 + [(\beta_1 - \beta_2)(\beta_1 - 1) + (\beta_2 - 1)^2]^{1/2} \right\} \quad (5.12)$$

$$n_1 = \frac{1}{3} \left\{ \beta_1 + \beta_2 + 1 - [(\beta_1 - \beta_2)(\beta_1 - 1) + (\beta_2 - 1)^2]^{1/2} \right\} \quad (5.13)$$

onde: β_1 é a proporção entre a segunda menor e a maior dimensão de um paralelepípedo retangular;

β_2 é a proporção entre a maior e a menor dimensão de um paralelepípedo retangular.

Q_L é o calor latente de fusão do alimento (J/kg);

k_s é a condutividade térmica do alimento congelado ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$);

L é a menor dimensão de um paralelepípedo retangular;

h é o coeficiente de transferência de calor superficial ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$)

LeBlanc *et al.* (1990b) selecionaram 19 modelos aplicados ao congelamento de batatas cortadas em forma de paralelepípedos retangulares. Os modelos foram agrupados em duas categorias de acordo com as considerações em que foram baseados:

- (A) O calor latente foi removido a uma só temperatura;
- (B) A remoção de calor latente ocorreu em uma faixa de temperatura.

Salvadori *et al.* (1996) congelaram polpas de morango embaladas em recipientes de diferentes formas e de grande tamanhos em um túnel a -35°C . Tempos de congelamento experimentais foram comparados com valores preditos usando métodos baseados em equações de predição. Os resultados confirmaram a precisão dos métodos para as condições de trabalho e tipo de produto utilizado.

V.2.4.2 Modelos aproximados para predição do tempo de congelamento.

Os modelos aproximados são soluções da equação de Fourier desenvolvidas para modelarem separadamente os períodos de pré-resfriamento, mudança de fase e têmpera de um produto, e o tempo de congelamento, dado pela soma dos três períodos.

Durante o congelamento de polpas de frutas a remoção de calor latente não ocorre com temperatura constante, baseado neste fato estes modelos serão aplicáveis para processos onde a remoção de calor é considerada sobre uma faixa de temperatura. Algumas aplicações destes modelos no congelamento de alimentos são apresentadas por Pham (1985) e Lacroix e Castaigne (1987).

V.2.4.3. Modelos empíricos para a predição do tempo de congelamento

Segundo Cleland (1990), os métodos de predição do tempo de congelamento de produtos alimentares que incluem ajustes diferentes das soluções analíticas existentes, ou que incluem equações empíricas considerando somente dados selecionados para uso em tais soluções têm sido classificados como métodos empíricos. Exemplos destes modelos que

têm sido usados extensivamente, assegurando uma boa qualidade da predição são os modelos de Pham (1986) e de Salvadori e Mascheroni (1994).

V.2.4.3.1. Modelo de Pham (1986)

O uso de uma temperatura média de congelamento (T_{fm}) é fundamental para este método e é obtida a partir da seguinte equação originada do ajuste de dados experimentais existentes.

$$T_{fm} = 1,8 + 0,263 T_f + 0,105 T_{ar} \quad (5.14)$$

O tempo de congelamento de uma placa é calculado a partir da equação (5.15) que separa o processo em dois estágios, pré-resfriamento e congelamento mais têmpera, e considera uma equação de Plank modificada para a mudança de fase.

$$t_{f, placa} = \frac{V}{h_s A} \left(\frac{\Delta H_1}{\Delta T_1} + \frac{\Delta H_2}{\Delta T_2} \right) \left(1 + \frac{Bi_s}{4} \right) \quad (5.15)$$

onde o calor de pré-resfriamento (ΔH_1) é dado pela equação (5.31)

$$\Delta H_1 = \rho_o C_{p0} (T_i - T_{fm}) \quad (5.16)$$

sendo ρ_o a densidade (kg/m^3), e C_{p0} o calor específico ($\text{J/kg } ^\circ\text{C}$) do produto no estado não congelado e T_i é a temperatura inicial do produto ($^\circ\text{C}$).

A diferença de temperaturas do pré-resfriamento (ΔT_1) é avaliada pela equação (5.17):

$$\Delta T_1 = \frac{T_i + T_{fm}}{2} - T_{ar} \quad (5.17)$$

e o calor de subresfriamento e congelamento é dado pela equação (5.18):

$$\Delta H_2 = \lambda_{f,ef} + \rho_f C_{pf} (T_{fm} - T_f) \quad (5.18)$$

onde $\lambda_{f,ef}$ (J/m^3) é o calor latente volumétrico do congelamento, ρ_f (kg/m^3) é a densidade, C_{pf} ($J/kg \text{ } ^\circ C$) é o calor específico do produto completamente congelado e T_c é a temperatura final do centro térmico ($^\circ C$).

O gradiente de temperatura do congelamento (ΔT_2) é dada pela equação (5.19):

$$\Delta T_2 = T_{fm} - T_{ar} \quad (5.19)$$

O valor para a condutividade térmica “ k_s ” do produto é obtido para amostras no estado completamente congelado (k_s quando $T = -30 \text{ } ^\circ C$). O número de Biot para formas simples como esferas cilindros e placas infinitas é definido por:

$$Bi_s = \frac{hD}{k_s} \quad (5.20)$$

V.2.4.3.2. Método de Salvadori e Mascheroni (1994)

Somente as propriedades termofísicas do produto fresco são necessárias para a utilização do modelo, sendo descrito pela equação:

$$t_{f,placa} = \frac{L^2}{\alpha_o} (-1,272T_c + 65,489)(Bi^{-1} + 0,184)(1 + T_i)^{0,096} (-1 - T_{ar})^{-1,070} \quad (5.21)$$

Outros trabalhos, envolvendo a predição de tempos de congelamento por modelos empíricos, foram realizados por Cleland e Earle (1982); Hung e Thompson (1983); Hayakawa *et al.* (1983) e Succar e Hayakawa (1984).

V.2.4.4. Modelos de predição do tempo de congelamento para outras formas usando fatores geométricos.

Para as três formas geométricas básicas, isto é, placa infinita, cilindro infinito e esfera, métodos analíticos e numéricos precisos são disponíveis. Muitos destes métodos são baseados em correções da equação de Plank que é imprecisa para produtos de formas multidimensionais. Fatores geométricos têm sido sugeridos e aplicados a várias formas. Relações empíricas foram melhoradas para serem precisas para um grande número de dados experimentais (Hossain, 1995).

Os tempos de congelamento de alimentos de formas complexas têm sido preditos baseado na relação entre o tempo de congelamento de um objeto com uma forma geométrica simples e um fator de forma (E):

$$E = \frac{\text{Tempo de congelamento de uma placa infinita}}{\text{Tempo de congelamento de um objeto de forma complexa}} \quad (5.22)$$

ou seja

$$t_{f,forma} = \frac{t_{f,placa}}{E} \quad (5.23)$$

Os fator geométricos (E) derivado de soluções analíticas de problemas de transferência de calor com mudança de fase aplicado para a predição precisa do tempo de congelamento, foi apresentado por Hossain *et al.* (1992a,b,c). Estes trabalhos foram realizados para barra retangular, cilindro finito, paralelepípedo retangular, cilindro elíptico e esferóides (prolato e oblato), e para elipses e elipsóides foram realizados por Ilícalí *et al.* (1996) e por Pham (1991). Fórmulas mais simples para o cálculo de “E” também são apresentadas por Hossain (1995). O método é baseado em fórmulas assintóticas para o fator geométrico. O método tem as vantagens de permitir cálculos simples e rápidos do tempo de congelamento, mas a imprecisão, quando $Bi > 3$, limita sua aplicação somente para as condições moderadas do processo de congelamento (congelamento lento).

V.2.4.4.1. Cálculo dos fatores geométricos (E)

No cálculo dos fatores geométricos duas fórmulas são revisadas e apresentadas a seguir:

V.2.4.4.1.1. Fórmula EHTD (Equivalent Heat Transfer Dimensions) (Cleland e Earle, 1982)

Trata-se da fórmula original proposta por Cleland e Earle (1982) para levar em conta a forma geométrica do produto. Os valores do fator geométrico (E) foram originados do ajuste de valores experimentais do tempo de congelamento. O parâmetro (E) foi ajustado como uma função das relações β_1 , β_2 e do número de Biot. Para blocos ou barras retangulares a forma geral do fator (E) é dada pela seguinte expressão:

$$E = 1 + W_1 + W_2 \quad (5.24)$$

As funções W_1 e W_2 dependem do número de Biot (Bi_s) e das proporções dimensionais β_1 e β_2 de acordo com as equações:

$$W_1 = \left(\frac{Bi_s}{Bi_s + 2} \right) \frac{5}{8\beta_1^3} + \left(\frac{2}{Bi_s + 2} \right) \left(\frac{2}{\beta_1(\beta_1 + 1)} \right) \quad (5.25)$$

$$e \quad W_2 = \left(\frac{Bi_s}{Bi_s + 2} \right) \frac{5}{8\beta_2^3} + \left(\frac{2}{Bi_s + 2} \right) \left(\frac{2}{\beta_2(\beta_2 + 1)} \right) \quad (5.26)$$

V.2.4.4.1.2. Método derivado de soluções analíticas de problemas de transferência de calor (Hossain *et al.* 1992)

Este método consiste em expressões analíticas desenvolvidas para o cálculo do fator (E_{AN} para formas regulares) que variam de acordo com a forma multidimensional do objeto. O fator geométrico (E_{AN}) foi derivado usando solução analítica de problemas de transferência de calor transiente e segundo seus autores, a predição de um grande número de dados experimentais foram melhores que muitos métodos prévios para formas multidimensionais tais como blocos retangulares e cilindros finitos. Porém, o método exige

o uso de tabelas para o cálculo das raízes das equações transcendentais, exigidas pela expressão de (E_{AN}). Para blocos retangulares o fator geométrico é calculado pela equação (5.27).

$$\begin{aligned}
 E_{AN} = & \left(1 + \frac{2}{Bi_s}\right) \left\{ \left(1 + \frac{2}{Bi_s}\right) - 4 \sum_{n=1}^{\infty} \left[\frac{\text{sen } Z_n}{\left(Z_n^3 \left(1 + \frac{\text{sen}^2 Z_n}{Bi_s}\right) \left[\frac{Z_n}{Bi_s} \text{senh}(Z_n \beta_1) + \cosh(Z_n \beta_1) \right] \right)} \right] \right\} \\
 & - 8 \beta_2^2 \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{m=1}^{\infty} \left[\text{sen } Z_n \text{sen } Z_m \left\{ \left[\cosh(Z_{nm}) + \frac{Z_{nm}}{Bi_s} \frac{1}{\beta_2} \text{senh}(Z_{nm}) \right] \right. \right. \\
 & \left. \left. \times Z_n Z_m Z_{nm}^2 \left(1 + \frac{1}{Bi_s} \text{sen}^2 Z_n\right) \left(1 + \frac{1}{Bi_s \beta_1} \text{sen}^2 Z_m\right) \right\}^{-1} \right]^{-1} \quad (5.27)
 \end{aligned}$$

onde os valores de Z_n e Z_m são as raízes das equações.

$$Bi_s = Z_n \tan Z_n \quad (5.28)$$

e

$$Bi_s \times \beta_1 = Z_m \tan Z_m \quad (5.29)$$

e os valores de Z_{nm} são obtidos a partir da equação (5.30):

$$Z_{nm}^2 = Z_n^2 \beta_2^2 + Z_m^2 \left(\frac{\beta_2}{\beta_1} \right)^2 \quad (5.30)$$

As seis primeiras raízes das equações (5.28) e (5.29) estão tabeladas em Carslaw e Jaeger (1959) como uma função dos valores de Bi_s e $Bi_s \times \beta_1$.

V.3. MATERIAL E MÉTODOS

V.3.1. Monitoração das caixas contendo as amostras

Para se obter o histórico das temperaturas do sistema modelo (K-Carrageenan 0,5% e sacarose 10 % massa/volume de água) durante o processo de congelamento, foram instalados 51 termopares tipo T (cobre-constantan) em toda a configuração experimental, sendo 17 instalados em cada uma das três caixas do empilhamento em pontos escolhidos entre as camadas do arranjo de amostras de forma que melhor pudessem traduzir o comportamento transiente da transferência de calor durante o processo (Figura V.2).

Cada termopar foi instalado no centro geométrico das embalagens (sacos de 100g). Para a fixação do termopar no centro exato, foram construídos suportes de material plástico (Teflon - PTFE) com uma geometria que permite a adesão do material à embalagem fazendo uso de fita adesiva. Após a fixação, as embalagens foram preenchidas com o produto sendo, em seguida seladas e posicionadas no interior das caixas. Um esquema da distribuição das amostras contendo termopares no interior das caixas para arranjos de 3 camadas de produto pode ser visualizado nas Figura (V.2).

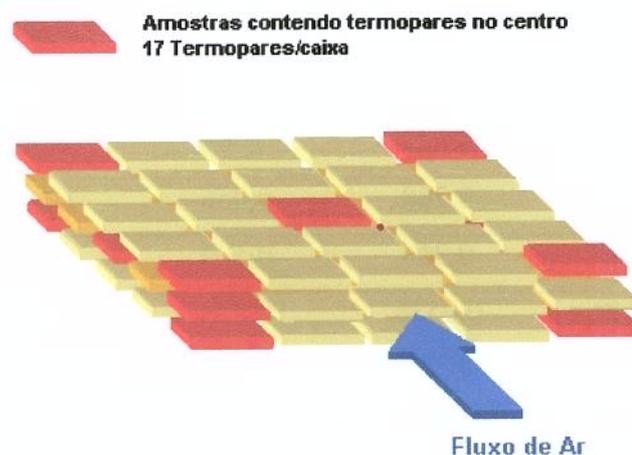


FIGURA V. 2- Disposição das amostras contendo termopares no centro geométrico. O desenho é uma representação de uma caixa individual contendo 3 camadas de produto.

A mesma disposição foi utilizada para as configurações de 5 e 7 camadas de produto. Neste caso, as embalagens contendo termopares foram intercaladas com uma e duas camadas intermediárias respectivamente.

O posicionamento de cada termopar no sistema de coordenadas cartesianas está apresentado na Tabela (V.1) e na Figura (V.3). Para melhor visualização da disposição das caixas do empilhamento no interior da câmara refira-se a Figura (IV.4).

TABELA V. 1 – Posicionamento dos termopares no sistema de coordenadas cartesianas no interior de cada caixa do empilhamento (17 termopares/caixa) dentro da câmara de congelamento.

Posicionamento dos termopares no interior das caixas					
Nº	X (m)	Y(m)	Z (7 camadas)	Z (5 camadas)	Z (3 camadas)
1	0,0361	0,0536	0,008	0,008	0,008
2	0,0361	0,268	0,008	0,008	0,008
3	0,0361	0,4824	0,008	0,008	0,008
4	0,0361	0,4824	0,056	0,040	0,024
5	0,0361	0,0536	0,104	0,072	0,040
6	0,0361	0,268	0,104	0,072	0,040
7	0,1805	0,4824	0,104	0,072	0,040
8	0,1805	0,268	0,008	0,008	0,008
9	0,1805	0,268	0,056	0,040	0,024
10	0,3249	0,268	0,104	0,072	0,040
11	0,3249	0,0536	0,008	0,008	0,008
12	0,3249	0,268	0,008	0,008	0,008
13	0,3249	0,4824	0,008	0,008	0,008
14	0,3249	0,0536	0,056	0,040	0,024
15	0,3249	0,0536	0,104	0,072	0,040
16	0,3249	0,268	0,104	0,072	0,040
17	0,3249	0,4824	0,104	0,072	0,040

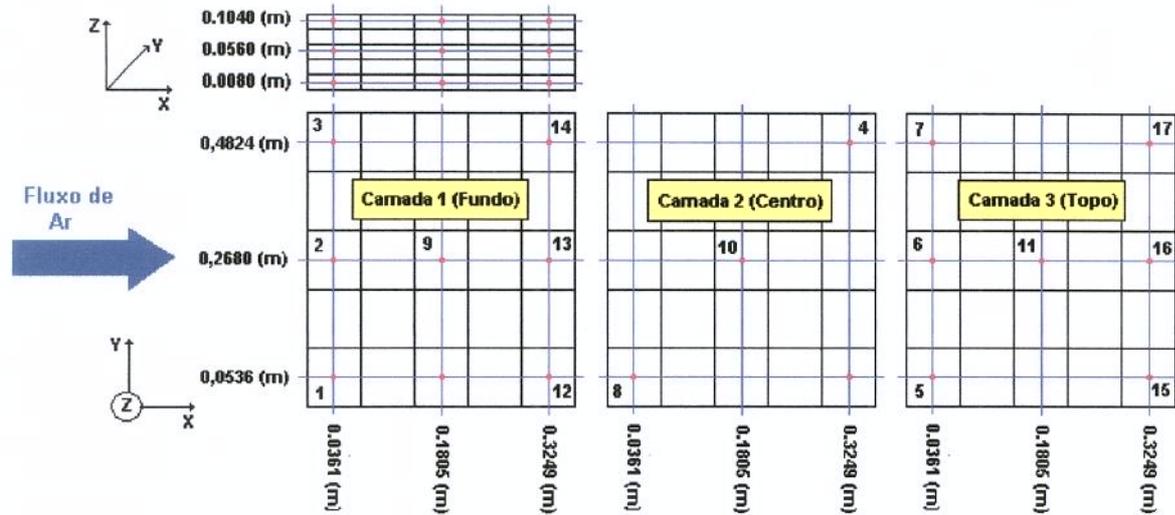


FIGURA V. 3– Localização dos termopares no sistema de coordenadas cartesianas.

V.3.2. Estabilização da temperatura inicial do produto

Para proporcionar a estabilização da temperatura inicial do produto e a homogeneidade térmica das amostras, todo o sistema monitorado, consistindo de três caixas contendo termopares foi colocado em uma câmara de estabilização com temperatura ambiente interna de $5 \pm 0,5$ °C por um período de 48 horas. Esta temperatura é de uso comum no armazenamento durante o processamento industrial. Este procedimento reduz a carga térmica sensível do produto e concentra as observações da variação da temperatura para o fenômeno da mudança de fase.

V.3.3. Congelamento do produto

O congelamento do produto foi feito após a estabilização da temperatura inicial na câmara de estabilização, da mesma forma como descrito nos capítulos anteriores; com a eliminação de canais preferenciais, com registro das temperaturas através do sistema de aquisição de dados e com controle da temperatura do ar no interior da câmara feito por um banco de resistências elétricas.

V.3.4. Propriedades térmicas das amostras

As propriedades térmicas necessárias para os cálculos de transferência de calor foram obtidas por meio de medidas experimentais e equações de predição apresentadas em detalhes no Capítulo II.

V.3.5. Predição dos tempos de congelamento para amostras embaladas em sacos de polietileno e acondicionadas em caixas

Para as estimativas dos tempos de congelamento das amostras embaladas em sacos de polietileno e acondicionadas em caixas, o uso do fator geométrico foi considerado para um bloco retangular representando o produto no interior das caixas que foram analisadas individualmente.

V.3.5.1. Predição do tempo de congelamento de uma placa infinita

Cleland (1992) recomenda o método de Pham (1986) como uma equação básica, para o qual o número do fator (E) pode ser aplicado. O tempo de congelamento é calculado pela equação (5.15), que divide o processo em dois estágios, pré-resfriamento e congelamento mais têmpera. Uma segunda opção poderia ser a utilização do modelo de Salvadori e Mascheroni (1994) apresentado pela equação (5.21). Neste trabalho o modelo de Pham (1986) foi escolhido.

O valor para a condutividade térmica “ k_s ” da solução modelo constituída de k-carrageenan 0,5% e sacarose 10% usada na equação (5.20) foi obtido a partir dos resultados apresentados no Capítulo II para as amostras no estado completamente congelado ($k_s = 2,033$ W/mK para $T = -30$ °C).

Os valores para os coeficientes de transferência de calor efetivos da equação (5.20) foram obtidos pela média dos valores das correlações Nusselt *versus* Reynolds apresentadas pelas equações (4.20) e (4.21) para as diferentes localizações (topo e fundo) das caixas. Estas correlações foram desenvolvidas baseadas na determinação experimental da vazão de

ar através da seção da câmara de congelamento, conforme procedimento descrito no Capítulo III e no conceito do diâmetro hidráulico (Capítulo IV), que é estabelecido pela quantidade e número de camadas de produto no interior das caixas.

V.3.5.2 Cálculo dos fatores geométricos (E)

O fator geométrico (E) foi calculado seguindo duas metodologias: i) o método EHTD (“Equivalent Heat Transfer Dimensions”) proposto por Cleland e Earle (1982), e, ii) o fator geométrico (E_{AN}) derivado a partir da solução analítica dos problemas de transferência de calor com mudança de fase (Hossain *et al.*, 1992 a, b, c). O método de predição para os tempos de congelamento foi baseado no uso destes fatores e do tempo calculado para uma placa unidimensional.

Durante a resolução, verificou-se que em muitas configurações testadas, foram constatados valores para as proporções dimensionais β_1 e $\beta_2 > 3$. Segundo Hossain (1995), quando isto ocorre ou quando o número de Biot é menor que 3 ($Bi_s < 3$), muitos dos métodos se tornam limitados e imprecisos, e, nestes casos, o método analítico completo deve ser usado para uma melhor predição do tempo de congelamento.

Baseado nestas afirmações, o método de Hossain *et al.* (1992 a,b,c) foi escolhido como uma segunda alternativa para o cálculo do fator geométrico (E) para a predição dos tempos de congelamento. Este método consiste em expressões analíticas desenvolvidas para o cálculo do fator (E_{AN} para formas regulares) que variam de acordo com a forma multidimensional do objeto.

V.3.6. Configurações geométricas

Dois tipos de configuração dos blocos retangulares que poderiam descrever o ambiente real do empilhamento das caixas contendo as amostras do produto na câmara do túnel de congelamento foram analisadas de acordo com as seguintes propostas:

(A) O produto no interior das caixas foi considerado como um bloco retangular compacto;

(B) O produto foi considerado como um conjunto de 5 blocos retangulares de amostras embaladas em sacos de polietileno com o fluxo de ar passando através de canais formados entre estes blocos determinados pelas dimensões das amostras e pelo número de camadas do arranjo no interior das caixas.

Estas configurações foram aplicadas às equações anteriores e estão esquematizadas na Figura (V.4). As características geométricas de cada configuração e os valores dos parâmetros (β_1 , β_2 , V , A , V/A), usados nestas equações para a predição do tempo de congelamento em cada caixa do empilhamento, estão mostradas nas Tabelas (V.2) e (V.3).

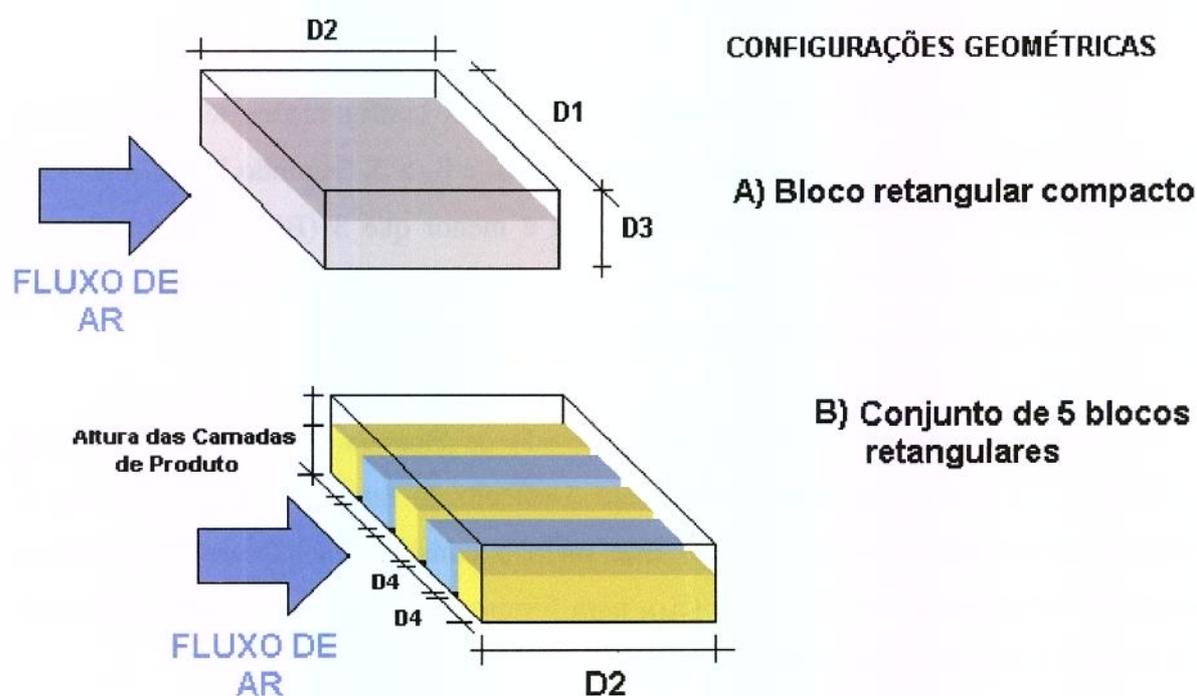


FIGURA V. 4 – Configurações geométricas do produto no interior das caixas para a predição dos tempos de congelamento utilizando fatores geométricos (E). Os valores das dimensões mostradas na Figura estão apresentados nas Tabelas (IV.4), (V.2) e (V.3).

TABELA V. 2– Parâmetros geométricos usados nas equações para predição dos tempos de congelamento considerando o produto como um único bloco (Figura V.4 – A).retangular compacto

Bloco retangular compacto									
Camadas	Altura CmxD5(m)	Comprimento(m)	Largura (m)	D(m)	Volume V(m ³)	Área A(m ²)	V/A (m)	β ₁ Larg/Alt.	β ₂ Comp/Alt
7	0,112	0,536	0,361	0,112	0,021672	0,58792	0,036861	3,223	4,786
5	0,08	0,536	0,361	0,08	0,01548	0,530512	0,029179	4,512	6,7
3	0,048	0,536	0,361	0,048	0,009288	0,473104	0,019632	7,521	11,167

TABELA V. 3– Parâmetros geométricos usados nas equações para predição dos tempos de congelamento considerando o produto como um arranjo de 5 blocos retangulares no interior das caixas com a maior dimensão paralela ao fluxo de ar (Figura V.4 – B).

Arranjo de 5 Blocos Retangulares									
Camadas	Altura CmxD5(m)	Comprimento(m)	Largura (m)	D(m)	Volume V(m ³)	Área A(m ²)	V/A (m)	β ₁ Larg/Alt.	β ₂ Comp/Alt
7	0,1072	0,361	0,112	0,1072	0,004334	0,182275	0,023779	1,045	3,368
5	0,08	0,361	0,1072	0,08	0,003096	0,15231	0,020326	1,34	4,513
3	0,048	0,361	0,1072	0,048	0,001858	0,122346	0,015183	2,233	7,5213

V.3.7. - Comparação dos resultados experimentais e calculados para o tempo de congelamento

Foi feita através da relação da diferença percentual entre os valores preditos e os valores experimentais de acordo com a equação:

$$e = \frac{\text{Predito} - \text{experimental}}{\text{experimental}} \times 100(\%) \tag{5.31}$$

O desvio padrão (DP) foi calculado pela equação

$$DP = \sqrt{Var} \quad (5.32)$$

onde

$$Var = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (e_i - \bar{e})^2 \quad (5.33)$$

onde \bar{e} é o erro médio e n é o tamanho da amostra.

O erro padrão da média (EP) foi calculado pela seguinte equação:

$$EP = \frac{DP}{\sqrt{n}} \quad (5.34)$$

V.4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

V.4.1. Curvas de congelamento

Os gráficos das Figuras (V.5), (V.6) e (V.7), mostram os históricos das temperaturas obtidos durante o processo de congelamento pela leitura dos 17 termopares localizados nas caixas 1, 2 e 3 (conforme Tabela V.1), respectivamente para um experimento com arranjos de 3 camadas e nível 2 da temperatura do ar de resfriamento.

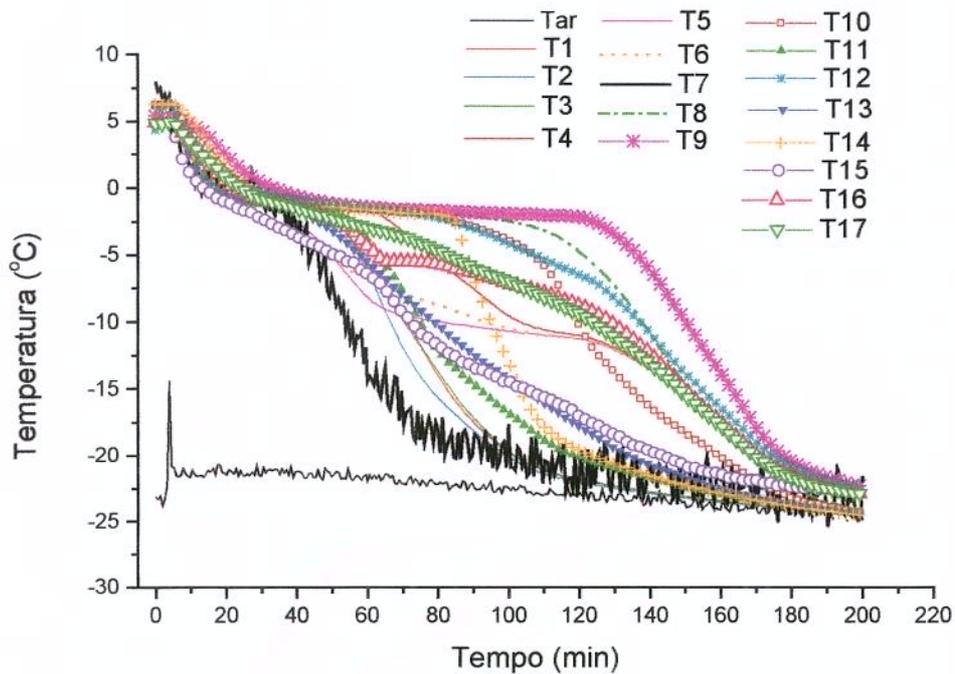


FIGURA V. 5 – Curvas de congelamento obtidas pelas respostas dos termopares localizados no interior da caixa 1 do empilhamento para um experimento com 3 camadas e nível 2 ($T_{ar} = -22,8\text{ }^{\circ}\text{C}$) da temperatura do ar de resfriamento.

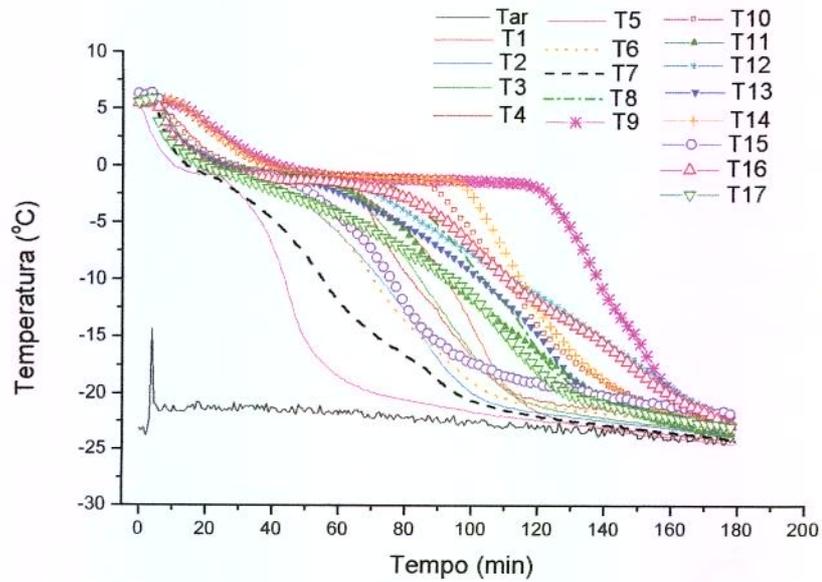


FIGURA V. 6 – Curvas de congelamento obtidas pelas respostas dos termopares localizados no interior da caixa 2 do empilhamento para um experimento com 3 camadas e nível 2 ($T_{ar} = -22,8 \text{ } ^\circ\text{C}$) da temperatura do ar de resfriamento.

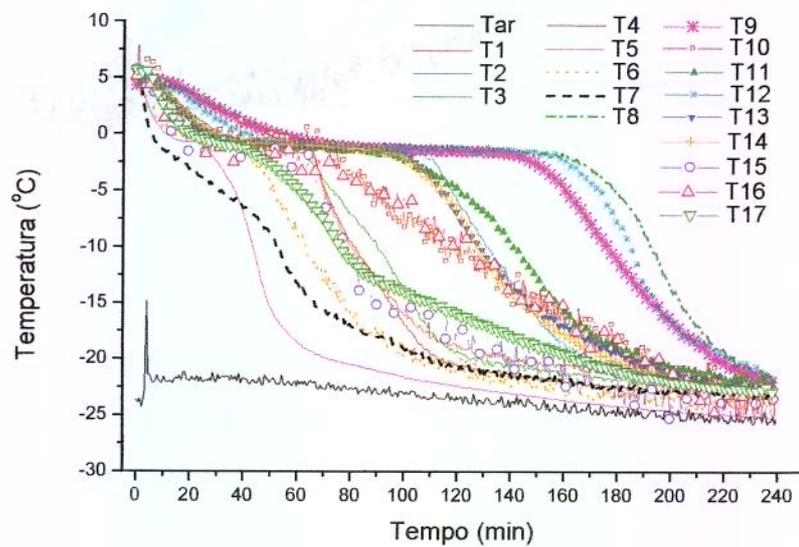


FIGURA V. 7 – Curvas de congelamento obtidas pelas respostas dos termopares localizados no interior da caixa 3 do empilhamento para um experimento com 3 camadas e nível 2 ($T_{ar} = -22,8 \text{ } ^\circ\text{C}$) da temperatura do ar de resfriamento.

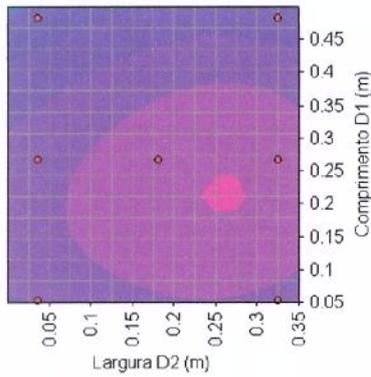
Observa-se que para diferentes posições, as respostas dos sensores produzem históricos de temperaturas diferentes para medidas no centro térmico de amostras individuais do arranjo de camadas no interior das caixas submetidas ao congelamento. Entre os diferentes tipos de arranjos, as formas das curvas de congelamento são similares apresentando os três períodos (pré-resfriamento, mudança de fase e têmpera) bem definidos.

Verifica-se que o congelamento das amostras localizadas na posição frontal das caixas (coordenadas $X = 0.0361$ m) referentes aos termopares que sofrem o impacto direto da corrente de ar proveniente do evaporador, apresentam uma taxa de queda de temperatura maior quando comparadas àquelas localizadas na parte posterior das caixas (coordenada $X = 0.3249$ m). Também pode ser observado que existem diferenças notáveis dos históricos de temperaturas para amostras localizadas entre o topo e o fundo das caixas e para amostras localizadas no ponto central das diferentes camadas.

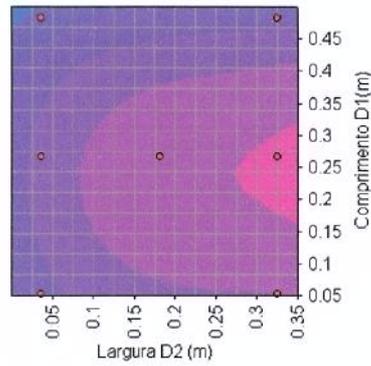
Nota-se que existem diferenças no comportamento da velocidade de resfriamento entre as caixas localizadas em diferentes posições do empilhamento. A caixa 1, por exemplo, está apoiada sobre uma placa de poliestireno expandido que, além de ser isolante térmico, impede o contato do fundo com a corrente de ar.

V.4.2. Localização do centro térmico

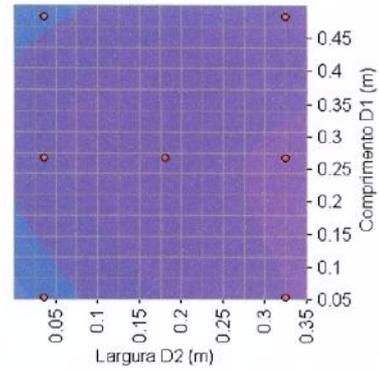
As Figuras (V.8), (V.9) mostram as isotermas em função da localização no sistema de coordenadas (Figuras V.3 e V.4-A) obtidas a partir dos resultados experimentais ajustados através de uma rotina de regressão não linear em diferentes tempos durante o processamento, para ensaios realizados com o nível 1 de temperatura (planejamento experimental, Capítulo IV) e configurações constituídas do empilhamento de 3 caixas contendo arranjos de 7 camadas de produtos. A regressão não linear foi feita utilizando recursos computacionais, através de uma varredura, testando várias equações e selecionando a que melhor se ajusta a superfície de resposta obtida a partir dos pontos experimentais, com opção para a seleção ser feita na melhor correlação ($r^2 > 0.70$). Para arranjos de 5 e 3 camadas estas curvas estão mostradas no Anexo F.



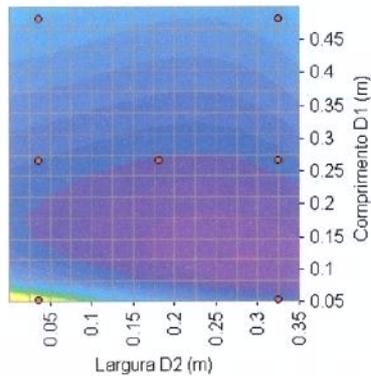
t = 30 min, caixa 1



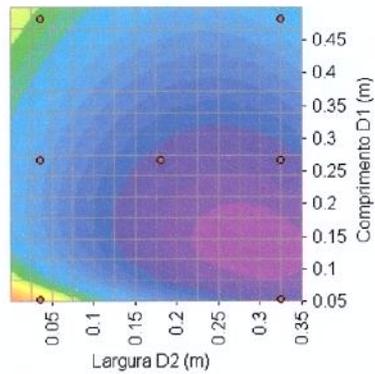
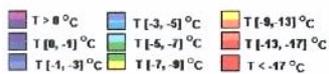
t = 30 min, caixa 2



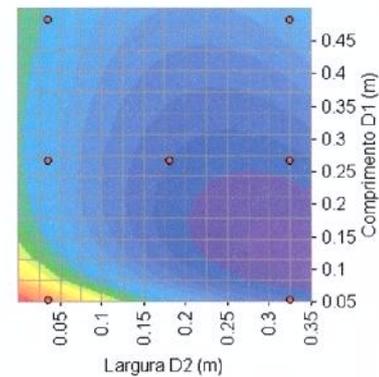
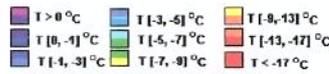
30 min, caixa 3



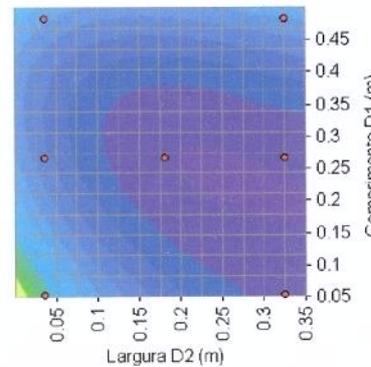
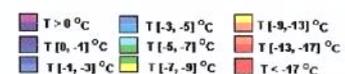
t = 60 min, caixa 1



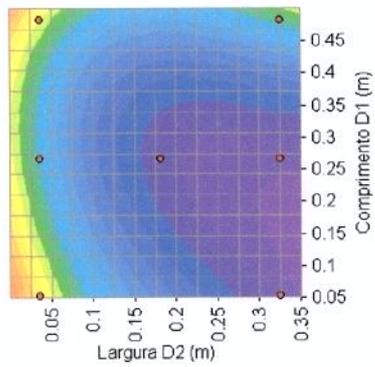
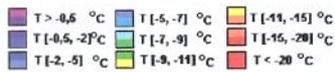
t = 60 min, caixa 2



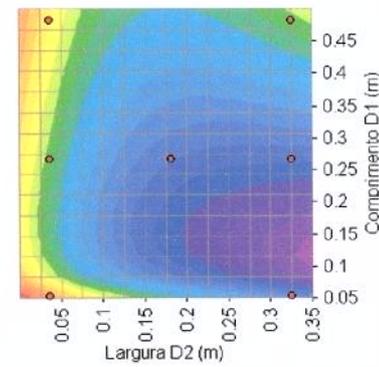
t = 60 min, caixa 3



t = 90 min, caixa 1

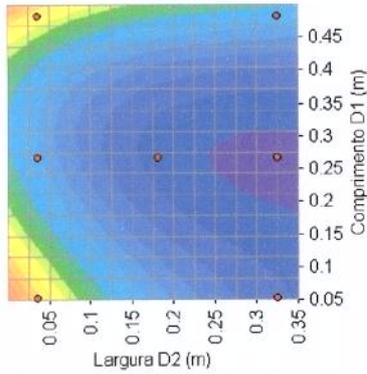


t = 90min, caixa 2

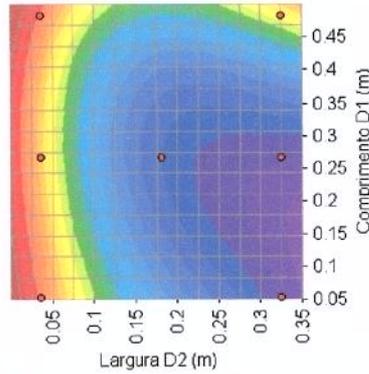


t = 90 min, caixa 3

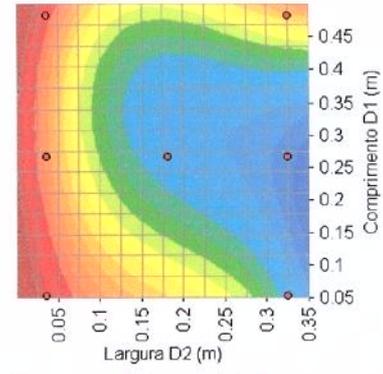




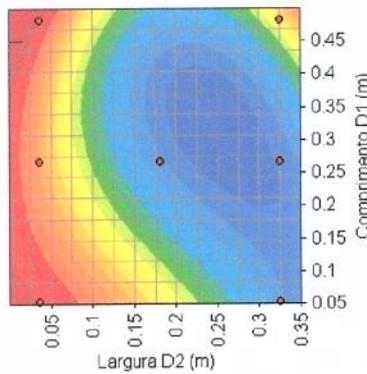
t = 120 min, caixa 1



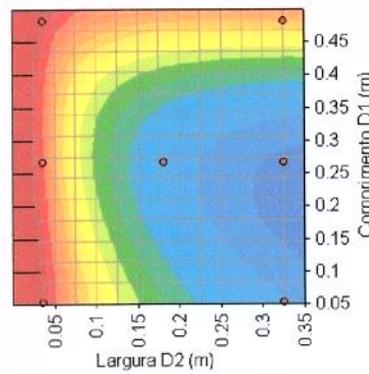
t = 120 min, caixa 2



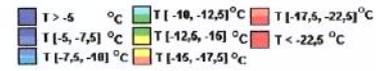
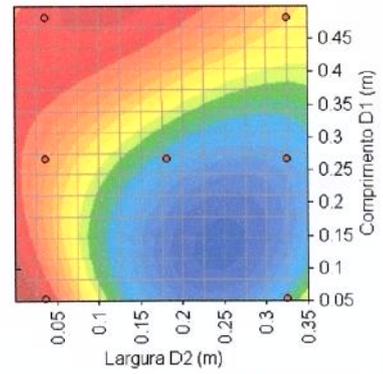
t = 120 min, caixa 3



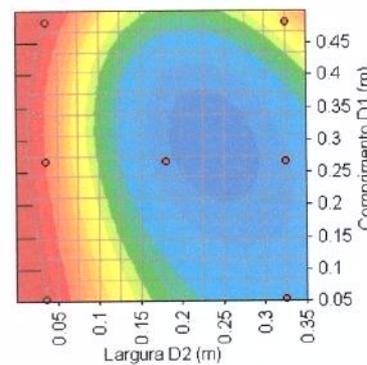
t = 150 min, caixa 1



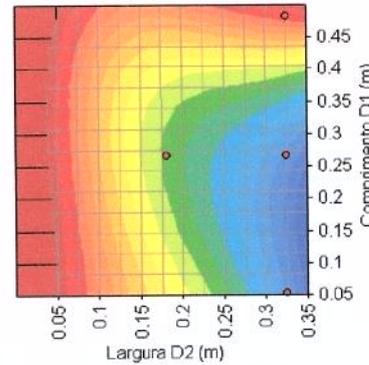
t = 150 min, caixa 2



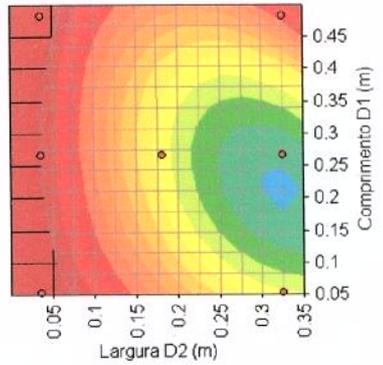
t = 150 min, caixa 3



t = 180 min, caixa 1



t = 180 min, caixa 2



t = 180 min, caixa 3

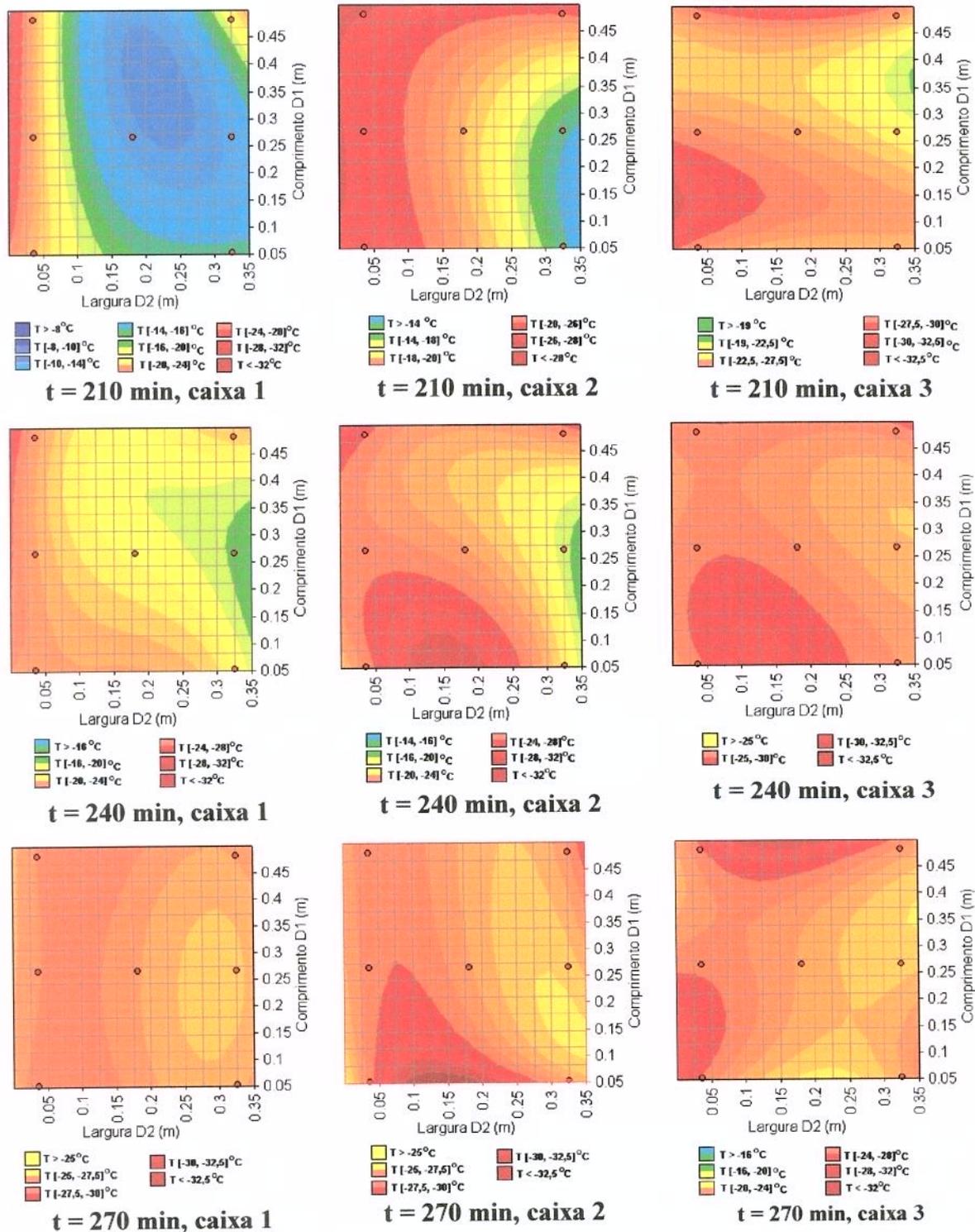
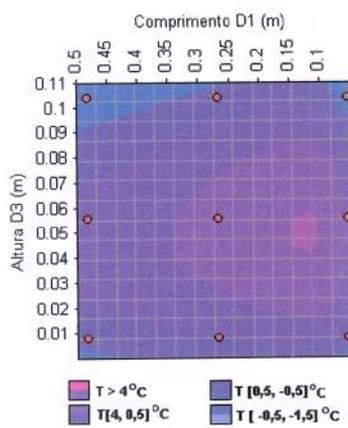
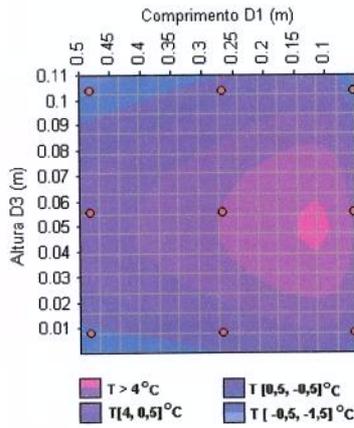


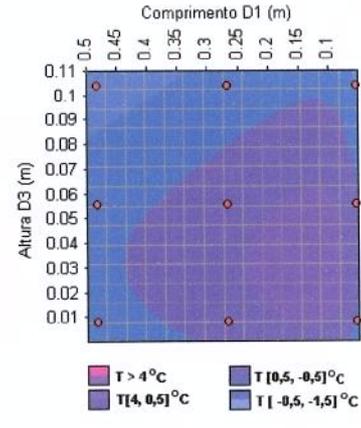
FIGURA V. 8— Isothermas ajustadas por regressão não linear em função da localização no sistema de coordenadas no plano(XY) para experimentos realizados com arranjos de 7 camadas e nível 1 de temperatura de resfriamento. Para referência das coordenadas ver Figuras (V.3).e (V.4-A).



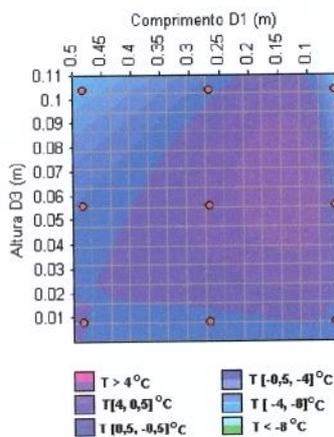
t = 30 min, caixa 1



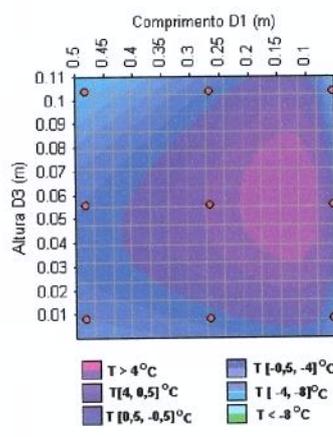
t = 30 min, caixa 2



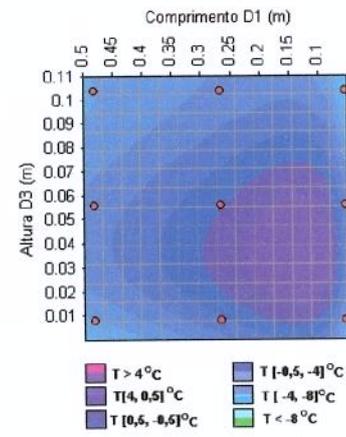
t = 30 min, caixa 3



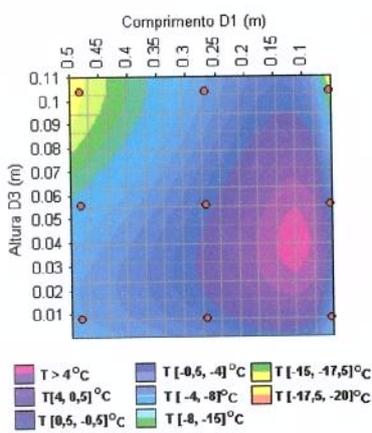
t = 60 min, caixa 1



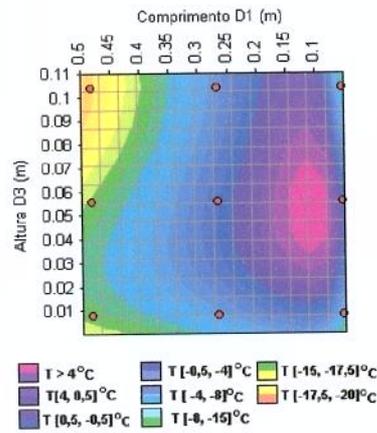
t = 60 min, caixa 2



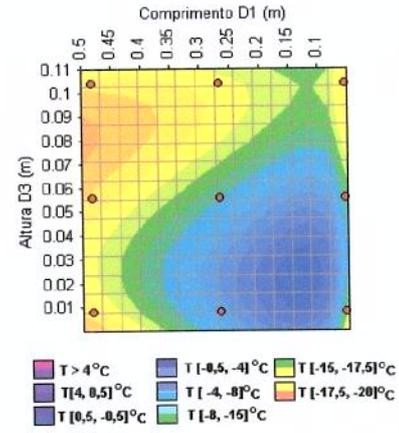
t = 60 min, caixa 3



t = 120 min, caixa 1



t = 120 min, caixa 2



t = 120 min, caixa 3

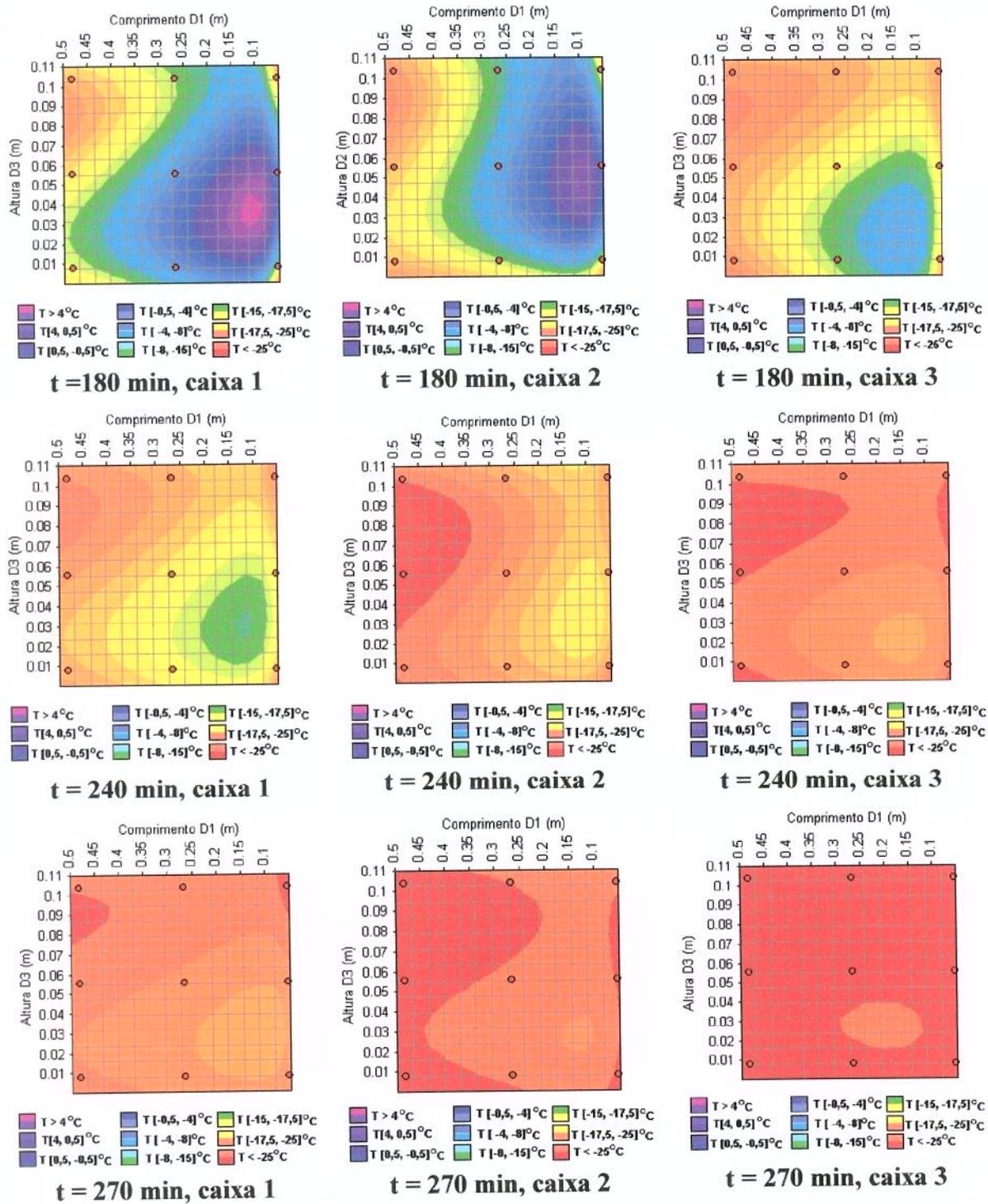


FIGURA V. 9– Isothermas ajustadas por regressão não linear em função da localização no sistema de coordenadas no plano(YZ) para experimentos realizados com arranjos de 7 camadas e nível 1 de temperatura de resfriamento. Para referência das coordenadas ver Figuras (V.3).e (V.4 –A).

A Figura (V.8) mostra as isothermas obtidas por regressão não linear construídas a partir das leituras de temperaturas obtidas por dezessete termopares instalados em diferentes regiões no interior das caixas a cada intervalo de 30 minutos no decorrer do processo. A Figura (V.8) mostra este avanço XY do sistema de coordenadas que compreende a largura e o comprimento da caixa e o movimento da frente de congelamento se dá no sentido paralelo ao fluxo de ar de resfriamento, e na Figura (V.9) este avanço é visto no plano XZ que representa a seção perpendicular ao fluxo da corrente de ar correspondente à altura e o comprimento da caixa. Os pontos de leituras são representados pelos pontos mostrados sobre a grade e as isothermas são obtidas a partir das médias destas temperaturas em função da sua localização no plano descrito pelas coordenadas. Em cada ensaio, foram obtidos 51 históricos das temperaturas de resfriamento fornecendo dados para todo o empilhamento.

No Capítulo IV foi constatada uma diferença significativa entre os coeficientes de transferência de calor efetivos para amostras localizadas em diferentes posições (topo e fundo) do arranjo de camadas no interior das caixas. Estas observações sugerem que nas diferentes condições de processamento não é possível obter uma transferência de calor uniforme em todas as superfícies do produto e o deslocamento do centro térmico nas configurações certamente ocorrerá não coincidindo com o centro geométrico das formas consideradas.

As Figuras (V.8) e (V.9) comprovam o deslocamento do centro térmico comparado com o centro geométrico do produto durante o congelamento e mostram que as amostras localizadas na segunda metade do plano (XY) das configurações são as últimas a serem congeladas e a frente de congelamento se movimenta com maior velocidade na direção do fluxo de ar. Observa-se que o deslocamento da frente de congelamento ocorre em todas as superfícies, sendo a velocidade do avanço em direção ao centro térmico maior a partir da superfície frontal e do topo das caixas contendo as amostras. Portanto nestes casos, a forma do produto é tal que a transferência de calor ocorre em mais de uma direção e os cálculos do tempo de congelamento, devem ser tratados com modelos para formas multidimensionais como proposto anteriormente.

O centro térmico é definido como o último ponto do produto alimentício sofrer as mudanças de temperatura características do processo de congelamento. Em todos os experimentos a temperatura final de centro térmico (T_c) foi de $-18\text{ }^\circ\text{C}$ e o tempo de congelamento experimental foi tomado quando todos os termopares localizados em toda a configuração acusaram temperaturas imediatamente inferiores a esta.

V.4.3. Avaliação do tempo de congelamento para amostras de solução modelo acondicionadas em caixas

A Tabela (V.4) mostra os tempos de congelamento experimentais para todas as configurações propostas quando a temperatura inicial (T_i) do produto foram em torno de $25\text{ }^\circ\text{C}$ e $5\text{ }^\circ\text{C}$ após a estabilização.

Neste trabalho, a predição do tempo de congelamento foi feita utilizando as propriedades térmicas da solução modelo apresentadas no Capítulo II, as correlações para a determinação dos coeficientes de transferência de calor superficiais efetivos desenvolvidos no Capítulo IV específicas para o congelamento de amostras embaladas em sacos de polietileno e acondicionadas em caixas. Os cálculos foram desenvolvidos considerando a forma multidimensional do produto (bloco retangular variando a dimensão e configuração) a partir da relação entre o tempo de congelamento predito para uma placa plana sob as mesmas condições de operação e o fator geométrico característico da forma do produto (equação 5.23).

Os coeficientes de transferência de calor superficiais efetivos das correlações (4.20) e (4.21), o número de Biot e os tempos de congelamento preditos para uma placa plana pelo modelo de Pham (1986) (equação 5.15) para a solução modelo de k-carrageenan 0,5% + sacarose 10% (massa/ volume H_2O) para experimentos com nível 2 de temperatura de resfriamento e configurações propostas estão mostrados na Tabela (V.5) para temperatura inicial do produto de $25\text{ }^\circ\text{C}$ ($T_i = 25\text{ }^\circ\text{C}$). Para os demais níveis de temperatura os resultados para os tempos de congelamento para placas, preditos pelo modelo de Pham (1986), estão mostrados na Tabela (V.6). Na Tabela (V.7) estão apresentados os resultados dos métodos para o cálculo do fator geométrico (E) pela equação original de Cleland e Earle (1982)

TABELA V. 4 - Tempos de congelamento experimentais.

Tempos de congelamento experimentais (horas)									
Camadas	Caixa	T _{ar} (°C)	T _i (°C)	t _{exp.} (h)	T _{ar} (°C)	T _i (°C)	t _{exp.} (3 repetições)		
7	3	-28,4*	6,5	3,31	-27,2*	25,2	4,32	4,25	4,42
7	2	-28,4*	7,7	3,64	-27,3*	25,2	4,53	4,85	4,17
7	1	-28,4*	6,7	3,84	-26,5*	24,7	4,87	4,55	4,19
5	3	-28,3*	5,6	2,94	-27,1*	24,1	3,05	3,24	3,39
5	2	-28,3*	5,9	3,08	-28,6*	22,7	3,69	3,38	4,18
5	1	-28,3*	5,5	3,35	-29,5*	23	3,5	3,95	4,98
3	3	-28,3*	5,2	2,52	-30,5*	24,3	1,98	2,94	2,97
3	2	-28,3*	5,5	2,66	-31,2*	23,7	2,95	2,56	2,55
3	1	-28,3*	4,5	2,71	-31,2*	24	2,16	3,06	3,78
7	3	-21,1*	8,3	4,5	-23,2*	25	4,75	5,58	5,13
7	2	-21,1*	8,8	5,47	-25,1*	27,1	4,91	4,92	5,93
7	1	-21,1*	6,0	5,39	-24,7*	26,4	5,25	5,63	5,06
5	3	-23,7*	6,4	3,6	-22,7*	22,5	4,53	4,99	4,34
5	2	-23,7*	6,5	3,48	-22,4*	23,2	4,92	4,55	4,92
5	1	-23,7*	5,9	4,1	-22,8*	23,4	4,41	4,94	4,6
3	3	-23,2*	5,4	3,27	-20,9*	24,5	3,49	3,23	3,36
3	2	-23,2*	6,1	3,83	-21,4*	25,3	3,11	3,85	3,64
3	1	-23,2*	5,2	3,57	-22,7*	23,9	4,41	3,36	3,89
7	3	-18,6*	6,2	7	-17,3*	26,4	11,17	11,28	11
7	2	-18,6*	6,0	7,74	-16,6*	26,1	12,9	12,75	11,15
7	1	-18,6*	6,2	7,74	-17,5*	25,5	12,27	12,5	12,91
5	3	-17,5*	5,3	4,85	-17,7*	25,4	7,15	7,39	7,06
5	2	-17,5*	5,4	5,03	-17,5*	25,3	7,93	7,95	7,06
5	1	-17,5*	5,4	5,52	-17*	25,4	7,34	8	7,86
3	3	-18,7*	5,4	3,61	-17*	23,2	5,46	5,7	4,86
3	2	-18,7*	5,3	3,28	-17*	24	5,52	5,45	5,24
3	1	-18,7*	4,5	4,41	-18,5*	24,3	5	5,46	5,45

*Temperatura média do ar de resfriamento durante o processo.

TABELA V. 5– Parâmetros usados nas equações de predição para o tempo de congelamento para uma placa pelo modelo de Pham (1986) para o nível 2 de temperatura de resfriamento do ar e temperatura inicial do produto de 25 °C. (Para $T_i = 5^\circ\text{C}$ ver Anexo H)

Parâmetros para predição do tempo de congelamento					
Configuração	Camada	Caixa	$h_{\text{efetivo}} (\text{W}/\text{m}^2\text{ }^\circ\text{C})$	Bi_s	$t_{f,\text{placa}} (\text{h})$
Bloco Retangular Compacto	7	3	31,08	0,856032	12.55
	7	2	30,35	0,836037	12.76
	7	1	30,31	0,834773	12.78
	5	3	28,04	0,551701	9.84
	5	2	27,29	0,537006	10.05
	5	1	26,79	0,527191	10.20
	3	3	27,00	0,318755	6.25
	3	2	25,13	0,296649	6.65
	3	1	24,84	0,293262	6.71
Arranjo de 5 blocos	7	3	31,08	0,819345	8.02
	7	2	30,35	0,800207	8.15
	7	1	30,31	0,798997	8.16
	5	3	28,04	0,551701	6.88
	5	2	27,29	0,537006	7.02
	5	1	26,79	0,527191	7.13
	3	3	27,00	0,318755	4.85
	3	2	25,13	0,296649	5.16
	3	1	24,84	0,293262	5.21

TABELA V. 6– Tempos de congelamento preditos para uma placa pelo modelo de Pham (1986) nos níveis 1 e 2 de temperatura de resfriamento do ar e diferentes temperaturas iniciais do produto.

Tempos de congelamento preditos (h)					
Configuração	Camada	Nível 1 de Temperatura		Nível 3 de Temperatura	
		$t_{f,placa} (T_i = 5 \text{ oC})(h)$	$t_{f,placa} (T_i = 25 \text{ oC})(h)$	$t_{f,placa} (T_i = 5 \text{ oC})(h)$	$t_{f,placa} (T_i = 25 \text{ oC})(h)$
Bloco Retangular Compacto	7	9,159096	9,792592	14,81805	16,44878
	7	9,312494	9,9566	15,06622	16,72426
	7	9,322442	9,967236	15,08232	16,74213
	5	7,179146	7,675696	11,61478	12,89299
	5	7,333122	7,840323	11,86389	13,16952
	5	7,440748	7,955393	12,03802	13,3628
	3	4,558113	4,873378	7,374345	8,185893
	3	4,851088	5,186617	7,848334	8,712044
	3	4,899878	5,238782	7,927269	8,799667
Arranjo de 5 blocos	7	5,839634	6,25254	9,44582	12,01034
	7	5,93871	6,358621	9,606079	12,2141
	7	5,945135	6,3655	9,616471	12,22732
	5	5,007208	5,361255	8,09934	10,29829
	5	5,114602	5,476242	8,273053	10,51917
	5	5,189667	5,556615	8,394474	10,67355
	3	3,529479	3,77904	5,70906	7,259055
	3	3,756338	4,021939	6,076012	7,725634
	3	3,794118	4,06239	6,137122	7,803335

TABELA V. 7 – Fatores de forma para blocos retangulares calculados pelo modelo de Cleland e Earle (1982) (E) e pelas fórmulas derivadas de soluções analíticas de Hossain *et al.* (1992 a,b,c) (E_{AN}) para diferentes configurações geométricas consideradas.

Fatores Geométricos usados nas equações de predição			
Fator Geométrico	Configurações		
	Bloco Compacto	Arranjo de 5 colunas	
E	7	1.172737	1.957895
	7	1.173501	1.959802
	7	1.17355	1.959923
	5	1.098468	1.630875
	5	1.098903	1.632709
	5	1.096477	1.625047
	3	1.040312	1.275139
	3	1.040651	1.277134
	3	1.040704	1.277444
E_{AN}	7	1.098815	1.830451
	7	1.100766	1.831396
	7	1.100887	1.831807
	5	1.051247	1.60737
	5	1.053136	1.610799
	5	1.05414	1.612617
	3	1.015317	1.311493
	3	1.016935	1.316507
	3	1.017318	1.321461

(equação 5.24) e pelo método derivado a partir de soluções analíticas (E_{AN}) desenvolvido por Hossain *et al.* (1992 a,b,c) (equação 5.27) para as duas configurações propostas (bloco compacto e arranjo de colunas).

Os diferentes métodos para o cálculo do fator de forma têm sido testados por seus autores principalmente usando dados obtidos a partir de testes de simulação. Segundo Salvadori *et al.* (1997), a maneira correta para verificar a efetividade de um método preditivo é verificar as previsões que correspondem a um conjunto de dados experimentais disponíveis. Neste trabalho foram realizadas, como apresentado na Tabela (V.4), um total de 108 ensaios experimentais, variando a configuração geométrica do produto, a temperatura inicial e as condições operacionais do equipamento. Os valores preditos para o tempo de congelamento nestas condições foram calculados, considerando dois métodos de cálculo do fator geométrico aplicados a dois cenários que poderiam descrever melhor a condição experimental. Os resultados obtidos por estes métodos foram comparados com os experimentais.

As Tabelas (V.8) e (V.9) mostram os erros médios e desvios padrão dos tempos de congelamento usando os esquemas testados neste trabalho para estes dados. Os resultados são discriminados pelo método de cálculo do fator de forma, pelo nível de temperatura do ar de resfriamento e pelo tipo de configuração considerada.

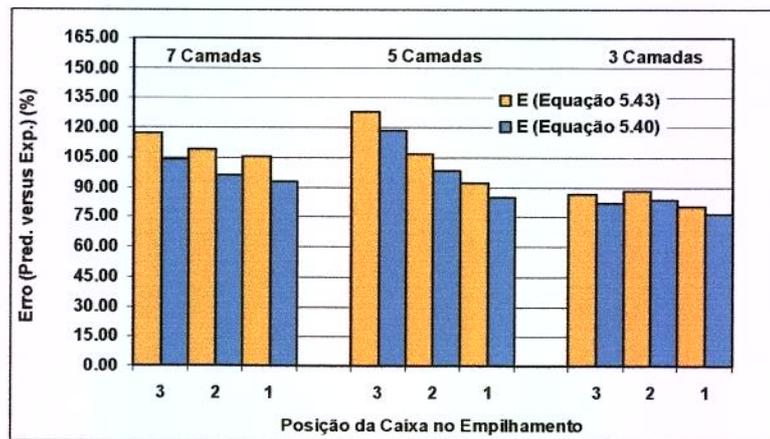
As Figuras (V.10) e (V.11) permitem uma visualização melhor dos resultados obtidos, mostrando os dados das Tabelas (V.8) e (V.9) através de diagramas de barras.

TABELA V. 8– Análise estatística dos resultados obtidos para os tempos de congelamento a partir de diferentes métodos de cálculo do fator geométrico e considerando o produto como um bloco retangular compacto.

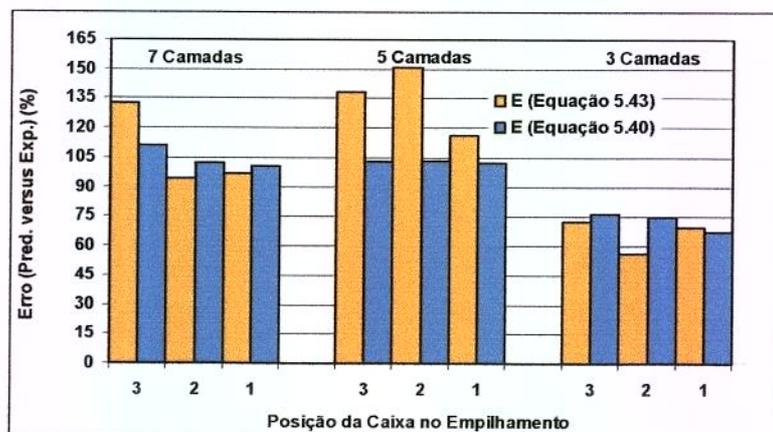
TEMPERATURA	FATOR GEOMÉTRICO						
	E			E _{AN}			
Camadas-Caixa	\bar{e} %	DP %	EP %	\bar{e} %	DP %	EP %	
Nível 1	7-3	+103,66	21,75	10,88	+117,36	23,21	11,61
	7-2	+95,93	18,79	9,40	+108,87	20,04	10,02
	7-1	+92,66	14,97	7,48	+105,38	15,96	7,98
	5-3	+118,30	9,80	4,90	+128,10	10,24	5,12
	5-2	+97,95	20,71	10,36	+106,55	21,61	10,81
	5-1	+84,81	28,00	14,00	+92,23	29,13	14,56
	3-3	+81,88	37,19	18,59	+86,36	38,10	19,05
	3-2	+83,58	13,51	6,76	+87,87	13,83	6,91
	3-1	+76,12	41,74	20,87	+80,16	42,70	21,35
Nível 2	7-3	+110,91	14,45	7,22	+125,10	15,42	7,71
	7-2	+102,01	22,24	11,12	+115,36	23,71	11,86
	7-1	+100,22	13,57	6,78	+113,44	14,46	7,23
	5-3	+102,87	20,10	10,05	+111,98	21,00	10,50
	5-2	+103,37	25,90	12,95	+112,20	27,02	13,51
	5-1	+102,27	10,01	5,01	+110,39	10,42	5,21
	3-3	+76,21	7,78	3,89	+80,55	7,97	3,99
	3-2	+74,91	22,37	11,18	+78,99	22,89	11,45
	3-1	+67,44	18,77	9,39	+71,29	19,20	9,60
Nível 3	7-3	+39,48	27,38	13,69	+48,87	29,22	14,61
	7-2	+28,99	25,83	12,91	+37,51	27,53	13,77
	7-1	+26,74	26,31	13,16	+35,10	28,05	14,02
	5-3	+76,81	27,64	13,82	+84,75	28,89	14,44
	5-2	+71,56	30,05	15,03	+79,02	31,36	15,68
	5-1	+68,08	21,38	10,69	+74,83	22,24	11,12
	3-3	+49,46	10,52	5,26	+53,14	10,78	5,39
	3-2	+60,31	11,15	5,57	+64,05	11,41	5,70
	3-1	+62,96	9,31	4,65	+66,71	9,52	4,76

TABELA V. 9– Análise estatística dos resultados obtidos para os tempos de congelamento a partir de diferentes métodos de cálculo do fator geométrico e considerando o produto como um conjunto de 5 blocos retangulares com as maiores dimensões paralelas ao fluxo de ar.

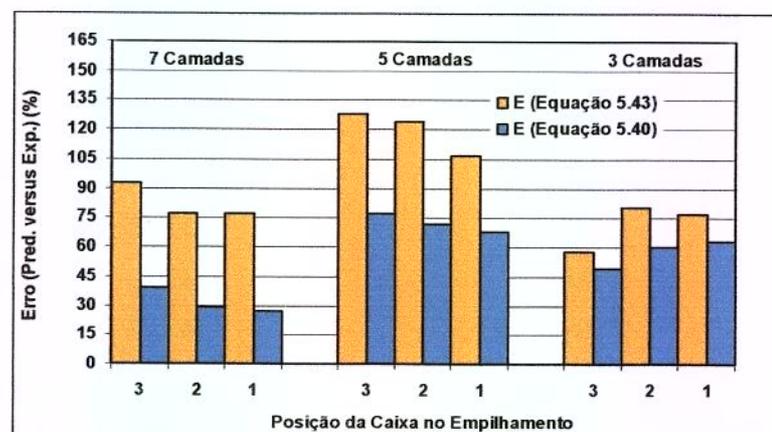
TEMPERATURA	FATOR GEOMÉTRICO						
	E			E _{AN}			
Camadas-Caixa	\bar{e} %	DP %	EP %	\bar{e} %	DP %	EP %	
Nível 1	7-3	-22,14	8,25	4,13	-16,72	8,83	4,41
	7-2	-25,11	7,14	3,57	-19,86	7,64	3,82
	7-1	-26,36	5,69	2,84	-21,20	6,09	3,04
	5-3	+2,66	4,59	2,29	+4,16	4,66	2,33
	5-2	-6,98	9,69	4,85	-5,72	9,83	4,91
	5-1	-12,94	13,17	6,58	-12,27	13,27	6,64
	3-3	+15,03	23,54	11,77	+11,84	22,89	11,44
	3-2	+15,96	8,57	4,29	+12,49	8,31	4,16
	3-1	+11,22	26,37	13,19	+7,51	25,49	12,75
Nível 2	7-3	-19,84	5,28	2,64	-14,26	5,65	2,82
	7-2	-23,17	9,09	4,55	-17,78	9,73	4,86
	7-1	-23,86	5,93	2,96	-18,54	6,34	3,17
	5-3	-5,22	8,32	4,16	-3,83	8,44	4,22
	5-2	-5,09	10,75	5,37	-3,80	10,89	5,45
	5-1	-5,27	4,41	2,21	-4,54	4,45	2,22
	3-3	+10,84	5,98	2,99	+7,76	5,82	2,91
	3-2	+9,94	15,02	7,51	+6,65	14,57	7,28
	3-1	+5,15	12,04	6,02	+1,64	11,64	5,82
Nível 3	7-3	-41,50	6,97	3,49	-37,43	7,46	3,73
	7-2	-45,90	7,05	3,52	-42,10	7,54	3,77
	7-1	-46,88	6,93	3,46	-43,17	7,41	3,71
	5-3	-8,60	7,52	3,76	-7,26	7,63	3,82
	5-2	-11,43	9,41	4,70	-10,23	9,54	4,77
	5-1	-12,82	5,33	2,66	-12,15	5,37	2,68
	3-3	+4,60	8,86	4,43	+1,70	8,62	4,31
	3-2	+11,80	2,53	1,27	+8,45	2,46	1,23
	3-1	+13,77	5,78	2,89	+9,98	5,59	2,80



A) Bloco Retangular Compacto, Nível 1 de Temperatura

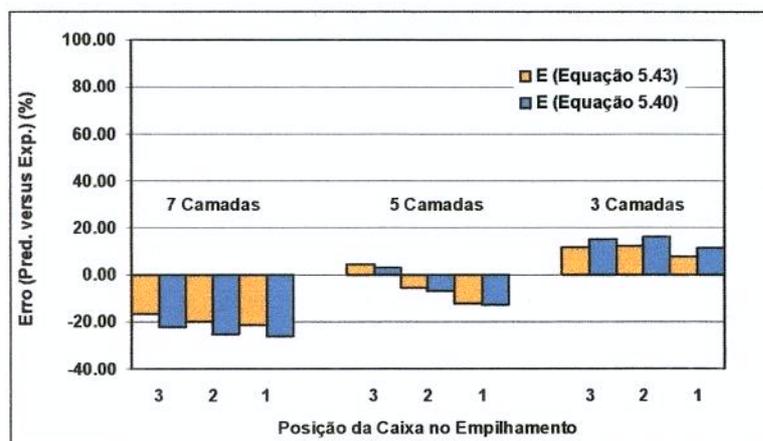


B) Bloco Retangular Compacto, Nível 2 de Temperatura

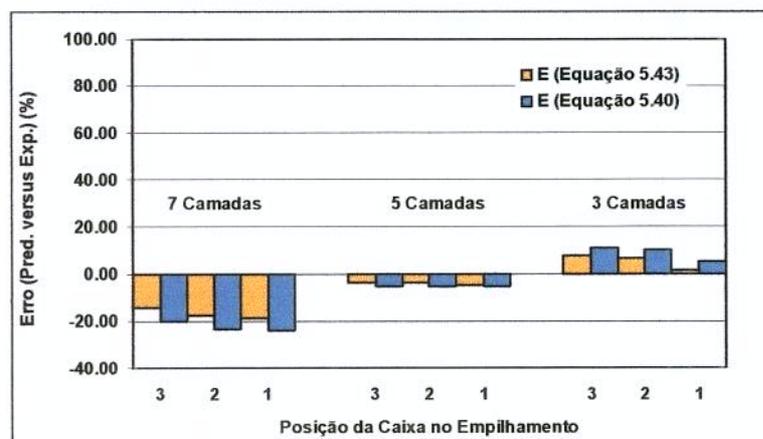


C) Bloco Retangular Compacto, Nível 3 de Temperatura

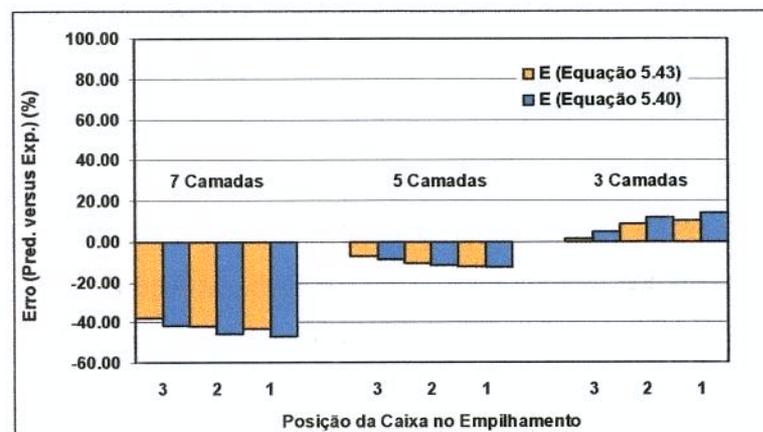
FIGURA V. 10– Erros médios obtidos para a predição dos tempos de congelamento a partir de diferentes métodos de cálculo do fator geométrico e considerando o produto como um bloco retangular compacto.



A) Arranjo de Blocos Retangulares, Nível 1 de Temperatura



B) Arranjo de Blocos Retangulares, Nível 2 de Temperatura



C) Arranjo de Blocos Retangulares, Nível 3 de Temperatura

FIGURA V. 11– Erros médios obtidos para a predição dos tempos de congelamento a partir de diferentes métodos de cálculo do fator geométrico e considerando o produto como um conjunto de 5 blocos retangulares com as maiores dimensões paralelas ao fluxo de ar.

As Tabelas (V.8) e (V.9) e as Figuras (V.10) e (V.11) mostram os erros médios produzidos pelo método de predição dos tempos de congelamento para amostras embaladas e acondicionadas em caixas, quando comparados aos resultados experimentais obtidos para cada caixa do empilhamento no interior da câmara de congelamento para todos os níveis de temperatura e configurações testadas. De uma maneira geral, observa-se que para a configuração que considera o produto como um bloco retangular compacto, os tempos de congelamento preditos pelos modelos são superestimados, em alguns casos, com erros médios superiores a 100% quando comparados aos tempos de congelamento experimental, independentemente do método de cálculo do fator geométrico. Esta configuração não considera a porosidade do leito ou os espaços vazios entre as amostras, e, a área superficial de troca de calor aplicada aos cálculos é reduzida não descrevendo a situação real da passagem do ar de resfriamento através do produto no interior da câmara de congelamento.

Para a outra configuração a existência de espaços vazios entre as amostras é considerada e os erros médios produzidos pelos modelos, considerando esta configuração, são bastante reduzidos.

Os melhores resultados são observados quando a configuração aplicada ao modelo é um arranjo constituído de 5 blocos retangulares do produto espaçados uniformemente com as suas dimensões maiores paralelas à direção do fluxo da corrente de ar. Nesta configuração, para arranjos de 7 camadas de amostras, os tempos de congelamento preditos são subestimados, porém os erros médios quando comparados aos resultados experimentais são bastante reduzidos. Para tratamentos com arranjos de 5 e 3 camadas de amostras, este tipo de configuração aplicada aos modelos produziu bons resultados com erros médios de predição inferiores a 12%, quando comparados aos valores experimentais. Este modelo considera a passagem do ar através de canais preferenciais paralelos à direção do fluxo de ar formados entre um grupo de amostras e aumenta a superfície de troca de calor porque inclui nos cálculos a área lateral das amostras individuais no interior do leito.

A efetividade do método de predição pode ser constatada quando o cenário aplicado aos modelos de predição foi aquele constituído por arranjos de vários blocos no interior das caixas (configuração B) e o fator geométrico (E_{AN}) foi calculado utilizando a equação

(5.27) de Hossain *et al.* (1992) desenvolvida pela solução analítica de problemas de transferência de calor no estado transiente.

O método apresentou bons valores para a predição dos tempos de congelamento quando comparados aos resultados experimentais em todos os níveis de temperatura do ar de resfriamento sendo mais compatíveis para experimentos com arranjos de 5 e 3 camadas de amostras (embalagens de polietileno de 100 gramas contendo solução modelo) no interior das caixas. Para a predição do tempo de congelamento para caixas contendo arranjos de 7 camadas, observa-se uma grande diferença entre os valores preditos e experimentais, mas quando comparado ao outro cenário aplicado aos modelos este foi o que apresentou os menores erros médios de predição. A justificativa pode ser feita analisando simultaneamente os resultados obtidos no Capítulo IV, onde foram constatadas incertezas nas determinações dos coeficientes de transferência de calor para este tipo de arranjo devido a grande dificuldade de se identificar a presença de dutos e canais preferenciais definidos para o fluxo de ar e, de se estabelecer o contato do corpo de provas metálico usado nas medidas destes coeficientes com a corrente do ar de resfriamento. Estes fatos foram a base do desenvolvimento das correlações usadas nos modelos de predição.

A presença destes canais no interior das caixas entre as amostras aumenta a taxa de transferência de calor pelo aumento da velocidade do ar, e, provavelmente, é também influenciada por efeitos de vórtices e mudanças bruscas da direção do ar no interior destes espaços. O primeiro tipo de configuração testada (bloco retangular compacto) despreza a existência destes canais.

V.5. CONCLUSÕES

Os históricos de temperaturas para uma caixa toda monitorada, mostraram que, para diferentes posições, as respostas dos sensores produzem históricos de temperaturas diferentes para medidas no centro térmico de amostras individuais do arranjo de camadas no interior das caixas. As amostras contendo termopares localizados na posição frontal das caixas, que sofrem o impacto direto da corrente de ar proveniente do evaporador apresentam uma taxa de queda de temperatura maior quando comparadas àquelas localizadas na parte posterior das caixas. Existem diferenças no comportamento da velocidade de resfriamento entre as caixas localizadas em diferentes posições do empilhamento.

As isotermas traçadas em função da localização das amostras contendo termopares no interior das caixas comprovam o deslocamento do centro térmico comparado com o centro geométrico do produto durante o congelamento e mostram que as amostras localizadas na segunda metade do plano (XY) que define o sistema de coordenadas das configurações são as últimas a serem congeladas e a frente de congelamento se movimenta com maior velocidade na direção do fluxo de ar.

O deslocamento da frente de congelamento ocorre em todas as superfícies, sendo a velocidade do avanço em direção ao centro térmico maior a partir da superfície frontal e do topo das caixas contendo as amostras. Portanto nestes casos, a forma do produto é tal que a transferência de calor ocorre em mais de uma direção e os cálculos do tempo de congelamento, devem ser tratados com modelos para formas multidimensionais.

As correlações para as estimativas dos coeficientes de transferência de calor superficiais efetivos, desenvolvidas no Capítulo IV para diferentes posições no interior das caixas foram aplicadas aos modelos para prever os tempos de congelamento (t_f) em placas combinados com dois métodos para a determinação do fator de forma do bloco retangular multidimensional. Para a descrição do ambiente real dos arranjos de camadas do produto na câmara de congelamento, dois tipos de configurações (bloco retangular, e conjunto de colunas) foram testados.

Para a configuração que considera o produto como um bloco retangular compacto, os tempos de congelamento preditos pelos modelos são superestimados, em alguns casos, com erros médios superiores a 100% quando comparados aos tempos de congelamento experimental, independentemente do método de cálculo do fator geométrico. Esta configuração não considera a porosidade do leite ou os espaços vazios entre as amostras, e, a área superficial de troca de calor aplicada aos cálculos é reduzida não descrevendo a situação real da passagem do ar de resfriamento através do produto no interior da câmara de congelamento.

A configuração que considera o produto como um conjunto de 5 blocos retangulares no interior das caixas e utiliza o fator de forma (E_{AN}) calculado analiticamente produziu bons resultados em todos os níveis de temperatura testados para experimentos com arranjos de 5 e 3 camadas resultando em erros médios dos valores preditos, quando comparados com os resultados experimentais inferiores a 10%. Para experimentos com arranjos de 7 camadas de produto, de todas as configurações testadas, os conjuntos de blocos retangulares subestimaram os tempos de congelamento, porém foram os que produziram os menores erros médios. Isto foi justificado em termos das incertezas dos coeficientes de transferência de calor superficiais efetivos devido às dificuldades de medida no ambiente experimental.

Entre os métodos testados, este produziu resultados compatíveis com os resultados experimentais além de comprovar a aplicabilidade das correlações Nusselt *versus* Reynolds desenvolvidas para a determinação dos coeficientes de transferência de calor superficiais efetivos para este processo especificamente. Um esforço maior é exigido na determinação do fator (E_{AN}) calculado analiticamente uma vez que exige a avaliação e interpolação das raízes de equações transcendentais. A utilização de recursos computacionais e planilhas eletrônicas facilita a resolução das equações e determina a praticidade do método

V.6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AHMED, E. M.; MIRZA, S.; ARREOLA, A. G. Ultrastructural and Textural Changes in Processed Carrot Tissue. **Journal of Food Quality**, v.14, p.321-30,1991.
- ALONSO, J. e CANET, W. Mechanical Assessment of Texture of Sweet Cherries: Effects of Freezing. **Journal of Science Food and Agriculture**, v.66, p.1-7, 1994.
- BAKAL, A. e HAYAKAWA, k. Heat Tranfer During Freezing and Thawing of Foods. **Advances in Food Research**, v.20, p.217-256, 1973.
- BLANSHARD, J. M. V.; FRANKS, F. Ice Crystallization and its Control in Frozen-Food Systems. In: BLANSHARD, J. M. V. & LILFORD P. (eds.) **Food Structure and Behavior**, London: Academic Press, 1987. cap. 4, p.51-65.
- BROWN, M. S. Texture of Frozen Vegetables: Effect of Freezing Rate on Green Beans. **Journal of Science Food and Agriculture.**, v.18, p.77-81, Feb. 1968.
- BROWN, M. S. Frozen Fruits and Vegetables: Their Chemistry, Physics, and Cryobiology. **Advances in Food Research**, v.25, p.181-233, 1979.
- CARSLAW, H. S. e JAEGER, J. C. Conduction of Heat in Solids. 2th Edition, Oxford University Press, 1959.
- CLELAND, A. C. Food Refrigeration Process. Analysis, Design and Simulation. Elsevier Applied Science: London e New York. 1990 284p.
- CLELAND, A. C. e EARLE; R. L. Freezing Time Prediction for Foods - a Simplified Procedure. **International Journal of Refrigeration**, v.5, n.3, p.134-140, May 1982.
- EARLE, R. L. Freezing of Foods: An Overview. **Food Engineering and Process Applications. Proc. Fouth International Congress on Engineering and Food**, v.2, p.3-20, 1985. Alberta, Canada.

- FERRANDO, X.; PUJOLA, M.; BATLLO, M. Comparative Study of the Efficacy of Various Treatments for Manufacture of Juices from Different Varieties of Cherries. *Alimentaria*, n.242, p.63-67, 1993.
- GUEGOV, Y. Phase Transitions of Water in Some Products of Plant Origin at Low and Superlow Temperatures. *Advances in Food Research*, v.27, p.297-361, 1981.
- HAYAKAWA, K.; NONINO, C. e SUCCAR, J. Two Dimensional Heat Conduction in Food Undergoing Freezing: Predicting Freezing Time of Rectangular or Finitely Cylindrical Food. *Journal of Food Science*, v.48, p.1841-1848, 1983.
- HELDMAN, D. R. Food Freezing. In: HELDMAN, D. R.; LUND, D. B. (eds.) *Handbook of Food Engineering*, New York: Marcel Dekker, 1992.
- HOSSAIN, M. M. A Simple method of Freezing Time Calculation for Foodstuffs of Various Shapes. *Food Austrália*, v.47, n.3, p.109-112, 1995.
- HOSSAIN, M. M., CLELAND, D. J. e CLELAND, A. C. Prediction of Freezing and Thawing Times for Foods of regular Multi-dimensional Shape by Using an Analytically Derived Geometric Factor. *International Journal of Refrigeration*, v.15, n.4, p.227-234, 1992a.
- HOSSAIN, M. M., CLELAND, D. J. e CLELAND, A. C. Prediction of Freezing and Thawing Times for Foods of Two-dimensional Irregular Shape by Using a Semi-analytical Geometric Factor. *International Journal of Refrigeration*, v.15, n.4, p.235-240, 1992b.
- HOSSAIN, M. M., CLELAND, D. J. e CLELAND, A. C. Prediction of Freezing and Thawing Times for Foods of Three-dimensional Irregular Shape by Using a Semi-analytical Geometric Factor. *International Journal of Refrigeration*, v.15, n.4, p.241-246, 1992c.

- ILÍCALÍ, C., ÇETIN, M. e ÇETIN, S. Methods for the Freezing Time of Ellipses. **Journal of Food Engineering**, v.28, p.361-372, 1996.
- LeBLANC, D. I.; KOK, R. e TIMBERS, G. E. Freezing of a Parallelepiped Food Product. Part 1. Experimental Determination **International Journal of Refrigeration**, v.13, p.371-378, 1990a.
- LeBLANC, D. I.; KOK, R. e TIMBERS, G. E. Freezing of a Parallelepiped Food Product. Part 2. Comparison of Experimental and Calculated Results. **International Journal of Refrigeration**, v.13, p.371-392, 1990b.
- LOVATT, S. J.; PHAM, Q. T.; LOEFFEN, M. P. F. e CLELAND, A. C. A New Method of Predicting the Time-Variability of Product Heat Load During Food Cooling. - Part 1: Theoretical Considerations. **Journal of Food Engineering**, v.18, p.13-36, 1993a.
- LOVATT, S. J.; PHAM, Q. T.; LOEFFEN, M. P. F. e CLELAND, A. C. A New Method of Predicting the Time-Variability of Product Heat Load During Food Cooling - Part 2: Experimental Testing. **Journal of Food Engineering**, v.18, p.37-62, 1993b.
- MARTI, J.; AGUILERA J. M. Efecto de la Velocidad de Congelación en las Características Mecánicas y Microestructurales del Arándano y de la Mora Silvestre. **Rev. Agroquím. Tecnol. Aliment.**, v.31, n.4, p.493-503, 1991.
- MUHR, A. H.; BLANSHARD, J. M. V.; SHEARD, S. J. Effects of Polysaccharide Stabilizers on the Nucleation of Ice. **Journal of Food Technology**, v.21, p.587-603, 1986.
- PAOLETTI, F.; MENESATTI, P. Effetto del Pretrattamento com Ca^{2+} sulla Texture di Mele Golden Delicious Congelate o Osmodisidrate. **Industrie Alimentari**, n.32, p.34-41, ott. 1993.

- PHAM, Q.T. Shape Factors for the Freezing Time of Ellipses and Ellipsoids. **Journal of Food Engineering**, v.13, p.159-170, 1991.
- PHAM, Q. T. Simplified Equation for Predicting the Freezing Time of Foodstuffs. **Journal of Food Technology**, v.21, p.209-219, 1986.
- PHAM, Q. T. Analytical Method for Predicting Freezing Times of Blocks of Foodstuffs. **International Journal of Refrigeration**, v.8(1), jan. 1985.
- REID, D. S. Fundamental Physicochemical Aspects of Freezing. **Food Technology**, p.111-5, abr. 1983.
- REID, D. S. Optimizing the Quality of Frozen Foods. **Food Technology**, p.78-82, jul. 1990.
- RESENDE, J. V. Redução de Danos de Congelamento em Frutos Utilizando Substâncias Crioprotetoras de Concentrações e Origens Diversas. Lavras: Universidade Federal de Lavras, 1995. 146p. tese de Mestrado.
- RESENDE, J. V. e CAL-VIDAL, J. Reducing Freezing Damage.in Fruits. **Engineering & Food at ICEF 7. (supplement) Proc. Seventh International Congress on Engineering and Food**, p.1-4, 1997. Brighton, England.
- SALVADORI, V. O. e MASCHERONI, R. H. Prediction of Freezing and Thawing Times of Foods by Means of a Simplified Analytical Method. **Journal of Food Engineering**, v.13, p.67-78, 1991.
- SALVADORI, V. O. e MASCHERONI, R. H. Almacenamento de Alimentos Congelados en Condiciones de Temperatura Variable. **Anais do III Congresso Ibero-Americano de Ar Condicionado e Refrigeração**, v.2, p.307-313, São Paulo. 1995.

- SALVADORI, V. O., De MICHAELIS e MASCHERONI, R. H. Prediction of Freezing Times for Regular Multi-dimensional Foods using simple Formulae. **Lebensm. Wiss u. Technol.** v.30, p.30-35 (1997)
- SALVADORI, V. O., MASCHERONI, R. H. e De MICHAELIS, A. Freezing of Strawberry Pulp in Large Containers: Experimental Determination and Prediction of Freezing Times. **International Journal of Refrigeration**, v.19, n.2, p.87-94, 1996.
- SANZ, P. D.; RAMOS, M. e MASCHERONI, R. H. Using Equivalent Volumetric Enthalpy Variation to Determine the Freezing Time in Foods. **Journal of Food Engineering**, v.27, n.2, p.177-190, 1996.
- SÁNCHEZ, M. T.; HERMIDA, J. R.; CANO, G. e TORRALBO, F. Influencia del Proceso de Congelacion sobre la Textura del Espárrago Blanco. Efecto del Escaldado y la Velocidad de Congelacion. **Alimentaria**, p.73-78, Abr. 1994.
- SUCCAR, J. e HAYAKAWA, K. Parametric Analysis for Predicting Freezing Time of Infinitely Slab-Shaped Food. **Journal of Food Science**, v.49, p.468-477, 1984.
- SINGH, P. R. e WANG, C. Y. Quality of Frozen Foods - A Review. **Journal of Food Process Engineering**, v.1, p97-127, 1977.

CAPÍTULO VI. COMPORTAMENTO DO PROCESSO DE CONGELAMENTO

RESUMO

Neste capítulo fez-se as medidas experimentais da carga térmica dinâmica do produto usando o princípio do calorímetro de fluxo. O diferencial de temperatura antes e após a passagem da corrente do ar de resfriamento pelo produto foi medido. A vazão de ar no túnel de congelamento foi avaliada pelo método experimental apresentado no Capítulo III. Três caixas foram preenchidas com arranjos de 7, 5 e 3 camadas de sacos de polietileno cada um contendo 100 gramas de solução modelo de polpa de fruta. O empilhamento das três caixas foi congelado com diferentes temperaturas do ar de resfriamento. A velocidade do ar foi estabelecida pelo número de camadas do produto no interior das caixas. A configuração geométrica do produto foi aproximada por um grupo de 5 blocos retangulares com suas dimensões maiores paralelas ao fluxo de ar. O fator de forma (E), os coeficientes de transferência de calor superficiais e os dados das propriedades termofísicas têm sido previamente determinados. O método baseado na resolução da equação diferencial ordinária (ODE) e os históricos de temperaturas experimentais do produto foram usados para a determinação dos perfis de carga térmica de resfriamento e congelamento do produto variável com o tempo e os resultados, comparados com os dados medidos e avaliados a partir da diferença da temperatura do ar. O calor removido do produto calculado durante as duas primeiras horas pela equação (ODE) foi 16,6% menor que os valores experimentais. Os efeitos da temperatura e vazão do ar sobre o calor removido após o centro térmico atingir temperaturas inferiores à $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ foram analisados. Os melhores resultados para as condições do resfriamento e tempos de congelamento resultantes das superfícies de respostas foram para temperaturas do ar de resfriamento na faixa entre -30 a $-26\text{ }^{\circ}\text{C}$ e a quantidade de produto é dependente da capacidade do sistema de refrigeração.

SUMMARY

The experimental measurement for dynamic heat load of the products was obtained using the principle of the flow calorimeter. A thermocouple coupled in series arrays was placed before and after the product in the air stream and differential temperature were measured. The airflow rate in the tunnel was evaluated by the experimental method based in the numerical integration of the adjusted curves of air velocities profile. Three types of products configurations and processes were chosen for the study. Three plastic boxes that are used in industry were filled with arrays of 7, 5 and 3 layers of polyethylene bags, each containing 100 grams of model fruit pulp solution. These three boxes were frozen under different temperatures of air cooling and different air velocities determined by the number of product layers inside the boxes. The geometric configuration of the product was approximated by a group of five rectangular bricks with their largest dimensions parallel to the airflow direction. The shape factor (E), effective surface heat transfer coefficients and thermal properties data were previously determined. A method based on the resolution of ordinary differential equation and the historic of the experimental temperature for the product were used to determinate the time variable heat load profiles of cooling and freezing product, which were compared with measured data. The predicted heat removed during the 2 hours in the equation was 16,6% lower than the experimental values. The effects of the temperature and airflow rate on the heat removed after the thermal center attained temperatures below -18 C were analyzed. The best results for time variable chiller conditions and freezing time resultant from the response surfaces were to air cooling temperatures in the range that goes from -26 C to -30 C and product quantities depending on the system refrigeration capacities. The differential air temperature measurement method can be applicable to set strategies controls on the refrigeration system because of its ability to supply informations for time variable equipment conditions.

VI.1. INTRODUÇÃO

Nos sistemas modernos envolvendo túneis de congelamento, é usual se ter ventiladores insuflando o ar frio a partir de evaporadores ou (unidades de resfriamento) sobre o produto, retornando-o novamente aos evaporadores. Em um sistema bem projetado, o principal componente da carga térmica é o calor removido do produto somado, aos outros componentes menores tais como a energia imposta ao ventilador, infiltração através de portas, isolamentos e iluminação (Cleland,1990).

A carga térmica total a ser removida é determinante no tamanho do sistema de refrigeração, e, portanto, afeta o custo inicial e operacional. Se o sistema é projetado incorretamente, problemas relativos à qualidade do processo ou produto podem surgir tais como taxa de resfriamento inadequado, crescimento microbiológico e a perda de peso excessiva do produto.

Durante o congelamento, a maior parte do processo de remoção de calor, é realizada durante as primeiras horas do processo, portanto um conhecimento da variação da carga térmica durante este período é importante. Atualmente um método simples e preciso de predição da variação da carga térmica não está disponível e a sua avaliação tem sido baseada em dados limitados e regras empíricas.

Em vista da necessidade de condições adequadas para cada etapa do processo, exigidas pelo produto, o estudo do comportamento do processo de congelamento se baseou nos seguintes objetivos:

- (i) Avaliar a variação da carga térmica em função do tempo, durante o congelamento de sistemas modelo embalados em sacos de polietileno e acondicionados em caixas plásticas em túnel de congelamento com corrente forçada de ar;
- (ii) Verificar a aplicabilidade da metodologia, desenvolvida nos capítulos anteriores, por exemplo, propriedades termofísicas, vazão de ar, coeficientes de transferência de calor e configurações geométricas do produto sobre o cálculo e estimativa da carga térmica devido ao produto durante o congelamento.

VI.2 REVISÃO DA LITERATURA

VI.2.1. Modelo das aplicações

Modelos dinâmicos para o cálculo da carga térmica durante o resfriamento de alimento têm sido desenvolvidos por Marshall e James (1975), Cleland (1983), Harrison e Bishop (1985), e por Lovatt *et al.* (1993a). Geralmente estes modelos são baseados na equação (6.1) e se aplicam a situações com condições de contorno convectivas.

$$\dot{q} = MC_p \frac{dT_{ma}}{dt} = h(T_{ar} - T_{ma}) \quad (6.1)$$

VI.2.2. Carga térmica das instalações

A melhora no projeto do equipamento de refrigeração é possível se o perfil de troca térmica *versus* tempo puder ser avaliado de forma precisa através da simulação do desempenho do equipamento e sua interação com o produto (Cleland, 1985).

Ambientes refrigerados podem ser modelados por equações diferenciais baseadas no balanço térmico feito para o fluxo de calor do produto e acessórios e o ar como descrito pela equação:

$$M_{ar} C_{par} \frac{dT_{ar}}{dt} = -\phi_{evap} + \phi_p + \phi_x + \phi_b \quad (6.2)$$

Desta equação o termo mais complexo de se determinar com precisão é a quantidade de calor a ser retirada do produto (ϕ_p) (Cleland, 1983; Cleland, 1985; Cleland, 1990).

VI.2.3. Carga térmica do produto

VI.2.3.1 Modelo para o resfriamento

Um modelo descrito por Lovatt *et al.* (1993a), usado para a troca térmica do estágio de resfriamento é derivado da equação geral para a condução de calor transiente unidimensional dada pela equação (5.2).

Para os três casos (placa plana, cilindro e esfera), a equação (5.2) tem solução analítica, e as considerações de Cleland e Earle (1982) foram aplicadas, ou seja, a obtenção de soluções para formas geométricas simples e a utilização como referência, aplicando o fator E para formas geométricas mais complexas. A substituição da terceira condição de contorno após tratamento matemático chegou-se à seguinte equação para a troca térmica do produto durante o resfriamento:

$$\phi_{resf} = VC_1 \frac{dT_{ma}}{dt} = \frac{E}{3} \frac{VZ_1 k_1}{L^2} (T_{ar} - T_{ma}) \quad (6.3)$$

Na equação (6.3), C_1 é a capacidade térmica específica volumétrica do produto descongelado ($J/m^3 \cdot ^\circ C$), k_1 é a condutividade térmica (W/mK) do produto não congelado, V é o volume do produto, L a dimensão característica e Z_1 é a primeira raiz da equação transcendental:

$$\beta \cot \beta + (Bi - 1) = 0 \quad (6.4)$$

Os valores para estas raízes em função de $(1 - Bi)$ estão tabelados em Carslaw e Jaeger (1959).

Os resultados apresentaram menos que 10% de erro para $Bi < 3,5$, indicando que estimativas razoáveis da troca térmica do produto podem ser esperadas da equação (6.3) para valores do número de Biot comumente encontrados no resfriamento e congelamento de alimentos.

VI.2.3.2. Modelo para o congelamento

A Figura (VI.1) mostra uma representação esquemática do modelo que descreve o movimento da frente de congelamento no interior do produto.

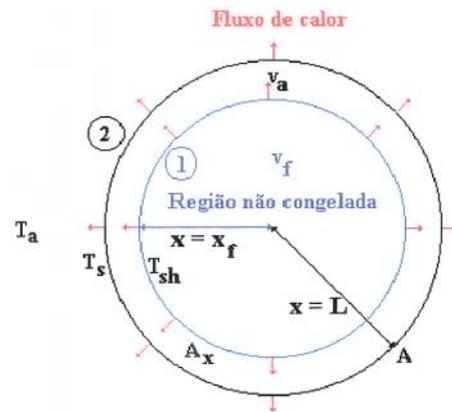


FIGURA VI. 1 - Representação esquemática do movimento da frente de congelamento no interior do alimento.

O modelo para o período de mudança de fase foi desenvolvido a partir das seguintes considerações (Lovatt *et al.*, 1993a):

- (1) Os efeitos do calor sensível são desprezíveis (ou podem ser incorporados aos efeitos do calor latente);
- (2) O produto é homogêneo;
- (3) Existe uma frente de congelamento marcante e todo o calor latente é liberado na temperatura de congelamento;
- (4) A transferência de calor na superfície do corpo é tratada com o terceiro tipo de condição de contorno;
- (5) A área transversal ao fluxo de calor no interior da região congelada é proporcional à distância da frente de congelamento ao centro do produto:

$$A_x \propto x^p \quad (6.5)$$

onde p é o parâmetro da equação (5.2).

Um balanço de energia na “frente de congelamento” exige que a taxa com que o calor é conduzido através da camada congelada iguale à taxa com que este é liberado na frente de congelamento.

$$\frac{dx_f}{dt} = \frac{k_s}{\lambda} \left(\frac{dT}{dx} \right)_{x=x_f} \quad (6.6)$$

Por outro lado, com a terceira condição de contorno, a taxa de calor liberada na superfície do produto é igual à taxa do fluxo de calor através da região congelada:

$$hA_s(T_{ar} - T_s) = k_s A_x \left(\frac{dT}{dx} \right) \quad (6.7)$$

A partir da equação (6.5) tem-se:

$$\frac{A_s}{A_x} = \frac{L^p}{x^p} \quad (6.8)$$

Substituindo a equação (6.8) na equação (6.7) tem-se:

$$\frac{dT}{dx} = \frac{h}{k_s} L^p x^{-p} (T_{ar} - T_s) \quad (6.9)$$

$$\int_{T_s}^{T_{ic}} dT = \frac{h}{k_s} L^p (T_{ar} - T_s) \int_L^{x_f} x^{-p} \quad (6.9b)$$

O resultado da integração da equação (6.9) é uma equação para T_s em função das temperaturas de congelamento (T_{ic}) e do ar (T_{ar}). Esta equação ($T_s = f(T_{ar}, T_{ic})$) é substituída na equação (6.9), obtendo (dT/dx) , que substituído na equação (6.6), produz após um rearranjo a equação:

$$\frac{dx_f}{dt} = \frac{T_a - T_{ic}}{\lambda x_f^p \left[\frac{1}{hL^p} - \frac{(x_f^{1-p} - L^{1-p})}{k_s(1-p)} \right]} \quad (6.10)$$

Para estimar a troca térmica da mudança de fase a partir desta equação, é necessário encontrar uma expressão para a variação do volume congelado com x_f . Se considerado que a fração volumétrica não congelada está relacionada à fração linear não congelada pela equação (6.11):

$$\frac{V_f}{V} = \left(\frac{x_f}{L}\right)^N \quad (6.11)$$

onde V_f é o volume do alimento não congelado dentro do domínio de x_f . (N é um parâmetro geométrico que especifica como o calor é retirado na frente de congelamento (por exemplo, $N = 1$ implica uma frente de congelamento unidimensional)).

A diferenciação da (6.11) produz:

$$\frac{dV_f}{dx_f} = N \left(\frac{x_f}{L}\right)^{N-1} \frac{V}{L} \quad (6.12)$$

então as equações (6.10) e (6.12) são usadas para avaliar a troca térmica do congelamento em um dado tempo “ t ”:

$$\phi_{cong} = \lambda \frac{dV_f}{dt} = \lambda \frac{dV_f}{dx_f} \frac{dx_f}{dt} \quad (6.13)$$

VI.2.4. Métodos para medição da carga térmica do produto

V.2.4.1. Efeito de refrigeração constante usando aquecedores elétricos

Em princípio, esta técnica de medida da carga térmica exige a forma de um calorímetro. A intenção é o suprimento de um efeito de refrigeração constante durante o processo e controlar um aquecedor elétrico de tal forma que mantenha a temperatura do ar constante. Se isto é feito, então a carga térmica do produto em um determinado tempo seria igual à diferença entre a potência elétrica fornecida ao aquecedor e a potência necessária para manter a mesma temperatura na ausência do produto. Alguns resultados válidos foram conseguidos usando esta técnica.

V.2.4.2. Estimativas da temperatura diferencial do ar

Na tentativa de encontrar um método menos sensível às influências externas, o princípio do calorímetro é adaptado para medir a carga térmica do produto. Uma técnica para medir a diferença de temperatura do ar é montada na corrente de ar antes e após o produto. Trata-se de um arranjo de termopares em série igualmente espaçados através da seção do túnel que mede a mudança na temperatura do ar quando passa através do produto, e, um anemômetro é usado para medir a velocidade do ar na seção de trabalho do túnel, assim a carga sensível do produto poderia ser calculada a partir da equação (6.16),

$$\phi_p = C_{ar} \dot{V} \Delta T_{ar} \quad (6.14)$$

onde: C_{ar} é a capacidade térmica específica volumétrica do ar ($J/m^3 \cdot ^\circ C$); \dot{V} é a vazão volumétrica do ar (m^3/s) e ΔT_{ar} é a variação da temperatura do ar (K).

VI.2.5. Técnicas de termometria (associação de termopares)

As medidas da carga térmica do produto por estimativas da temperatura diferencial do ar envolvem técnicas de termometria baseadas principalmente na utilização de uma associação de termopares em série também chamados de termopilhas. A Figura (VI.2) mostra o circuito destes termopares. O objetivo deste arranjo é multiplicar efetivamente a

tensão termo elétrica pelo número de junções em série. Maior sensibilidade pode assim ser obtida (Baker *et al.* 1973). As vantagens de se utilizar este tipo de arranjo é que o sinal é amplificado pelo número de junções em série, o que permite a detecção de diferenças de temperatura muito pequenas (Benedict, 1969).

Quando dois termopares são montados com suas voltagens Seebeck em oposição, o sinal resultante dependerá da diferença nas temperaturas entre as junções de medidas. Para o circuito mostrado na Figura (VI.2), a medida da tensão resultante (V_n) pode ser estimada pela seguinte equação:

$$V_n = \frac{n_j}{2}(V_{Cu-Co}^{T1} + V_{Co-Cu}^{T2}) \quad (6.15)$$

onde n_j é o número de junções (McGee, 1988).

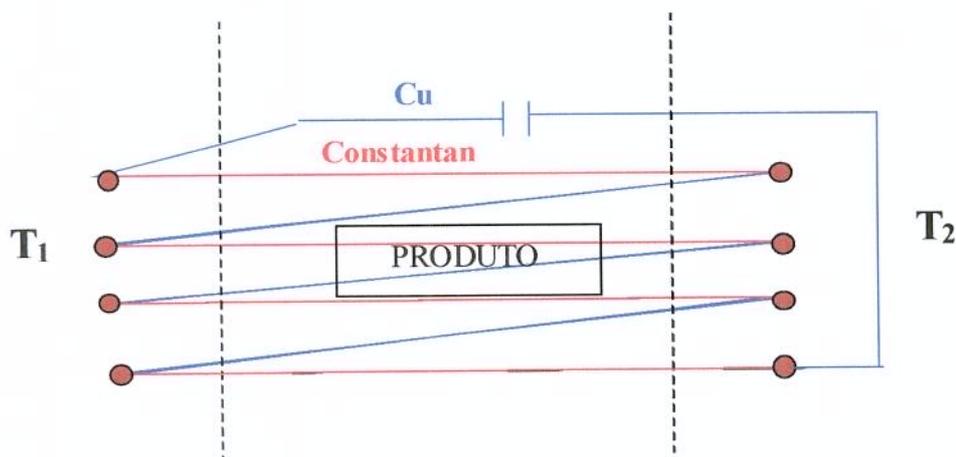


FIGURA VI. 2 - Associação em série de termopares para medida da diferença média da temperatura.

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL
SEÇÃO CIRCULANTE

VI.3. MATERIAL E MÉTODOS

VI.3.1. Sistema de medida da carga térmica a partir de medidas da diferença média da temperatura do ar de resfriamento

A medida da carga térmica do produto neste estudo foi baseada no procedimento descrito por Lovatt *et al.* (1993) e Davey e Pham (1997). O método é baseado na medida da carga térmica sensível do produto, usando o ambiente do túnel como um calorímetro de fluxo. A temperatura do ar foi medida antes e após a passagem pelo produto, e a velocidade do escoamento de ar no túnel também foi medida. A partir destas medidas a seguinte equação pode ser usada para o cálculo da carga térmica:

$$Q = C_{p,ar} \rho_{ar} A_{tun} v \Delta T_{ar} \quad (6.16)$$

onde $C_{p,ar}$ é a capacidade térmica específica do ar (J/kg K); ρ_{ar} é a densidade do ar (kg/m³); A_{tun} é a área da seção do túnel de congelamento (m²); v_{ar} é a velocidade do ar (m/s); ΔT_{ar} é a variação da temperatura do ar na câmara de congelamento (°C).

A variação na temperatura do ar foi quantificada fazendo uso de um arranjo de termopares dispostos na corrente de ar antes e após a passagem da corrente de ar pelo produto, sendo este arranjo, constituído de 24 (n = 12 pares) termopares tipo T acoplados em série e espaçados de forma ponderada de acordo com o perfil da velocidade do ar obtida através de medidas na seção da câmara de congelamento.

A velocidade do ar foi medida com um anemômetro de fio quente (TSI, USA, Modelo 8330-M), conforme procedimento descrito no Capítulo III deste trabalho.

Uma representação esquemática da montagem experimental pode ser vista na Figura (VI.3).

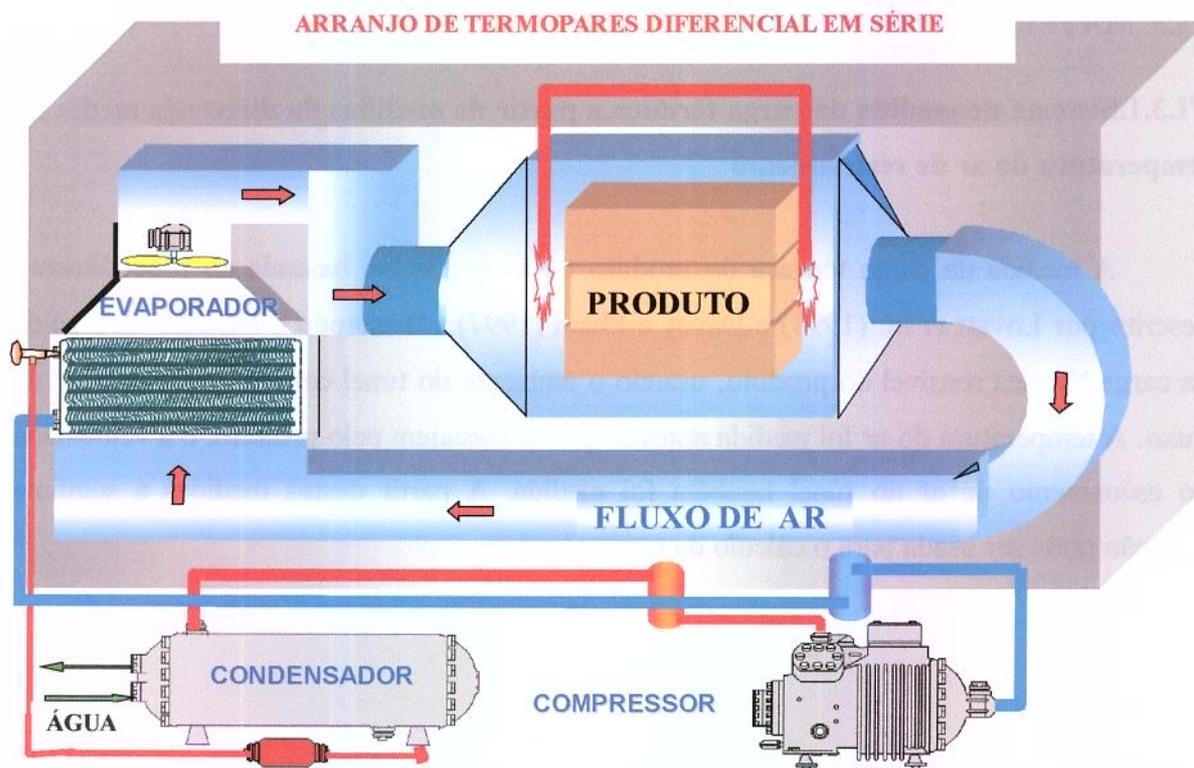


FIGURA VI. 3 - Montagem experimental para a determinação experimental da carga térmica do produto.

VI.3.2. Congelamento do produto

Após a estabilização na temperatura de operação, o equipamento foi desligado e as caixas contendo as amostras já pesadas foram colocadas na câmara de congelamento. A operação completa de carregamento do produto na câmara, compreendendo o desligamento do sistema de refrigeração, abertura da porta da câmara, carregamento do produto, fechamento da porta e nova partida do equipamento, foi realizada em no máximo 70 segundos. A rapidez da operação é necessária para minimizar a entrada de calor proveniente do ambiente externo ao túnel.

Para evitar a formação de canais preferenciais, placas de poliestireno expandido foram colocadas nas seções laterais das caixas de forma que todo o fluxo de ar passasse por entre as amostras na câmara de congelamento. As placas de poliestireno expandido prensadas nas laterais das caixas também contribuíram para a redução das influências

externas sobre as medidas da variação da temperatura do ar passando por entre as amostras (isolamento térmico).

Também neste caso, a magnitude do perfil da velocidade do ar foi estabelecida de acordo com a quantidade de produto colocada em cada caixa, sendo o empilhamento o principal obstáculo ao fluxo de ar.

Os sinais dos sensores para a variação da temperatura diferencial foram obtidos pelo sistema de aquisição de dados descrito no Capítulo I, com intervalos entre aquisições de 60 segundos.

As temperaturas médias do ar na câmara foram obtidas pela instalação de um grupo de termopares acoplados em paralelo, a temperatura do ar na câmara foi controlada por meio de um banco de resistências elétricas, e as propriedades térmicas do produto foram obtidas a partir de resultados experimentais e equações de predição descritas no Capítulo III.

O encerramento dos ensaios foi estabelecido após a equalização das temperaturas do ar antes e após a passagem pelo produto detectada quando o valor da tensão correspondente ao diferencial de temperatura na câmara de congelamento se aproximasse do valor da junção de referência (junta fria), observado através dos registros no sistema de aquisição de dados.

Para o planejamento fatorial foram tomadas como variáveis a temperatura do ar e a quantidade de produto. Foram realizados 9 ensaios para cada condição experimental de arranjos de 7, 5 e 3 camadas de produto no interior das caixas e 3 níveis de temperatura, totalizando 81 ensaios do planejamento.

VI.3.3. Obtenção da temperatura de junta fria e calibração dos termopares em série

Para a obtenção do valor do diferencial de temperatura (ΔT), foi necessário ter uma medição da temperatura da junção de referência ou junta fria através de meios auxiliares

como forma de realizar a compensação da junção dentro do próprio circuito ou via software.

Neste trabalho optou-se pelo método de compensação em que o valor da temperatura da junta fria é subtraído da tensão resultante dos termopares ligados em série. Para a obtenção dos valores da junção de referência foram testados dois métodos; um que se baseia na compensação através da medida da temperatura ambiente junto aos terminais e o outro por desvio elétrico.

A partir de testes exploratórios, os valores obtidos por desvio elétrico foram os escolhidos por apresentarem menores variações decorrentes de flutuações na temperatura ambiente do laboratório.

Para a calibração do conjunto, o circuito foi dividido em duas seções; uma seção A contendo as junções cobre-constantan e a seção B contendo as junções constantan-cobre, sendo estas seções colocadas em temperaturas diferentes. Para assegurar a precisão na leitura da tensão resultante foram utilizados dois banhos criostáticos contendo solução de 50% (volume/volume) de etanol em água com as temperaturas dos banhos ajustadas de forma a proporcionar uma calibração dentro da faixa de temperatura com que atuarão os termopares no interior da câmara de congelamento.

A curva de calibração foi traçada mantendo inicialmente os termopares correspondentes a uma seção em um banho à temperatura constante enquanto os da outra seção eram submetidos a diferentes temperaturas no segundo banho, permitindo a fixação e a obtenção de valores de ΔT específicos. As temperaturas de ambos os banhos eram acompanhadas por termômetros padrões (ASTM, USA). Os ensaios cobriram a faixa de temperatura especificada para o processo compreendida entre 20 e -30 °C. Nas curvas de calibração obtidas, os valores de ΔT 's correspondentes às tensões (V) resultantes do arranjo em série após a compensação foram correlacionados por regressão linear. A curva de calibração para o arranjo dos termopares em série está mostrada na Figura (VI.4).

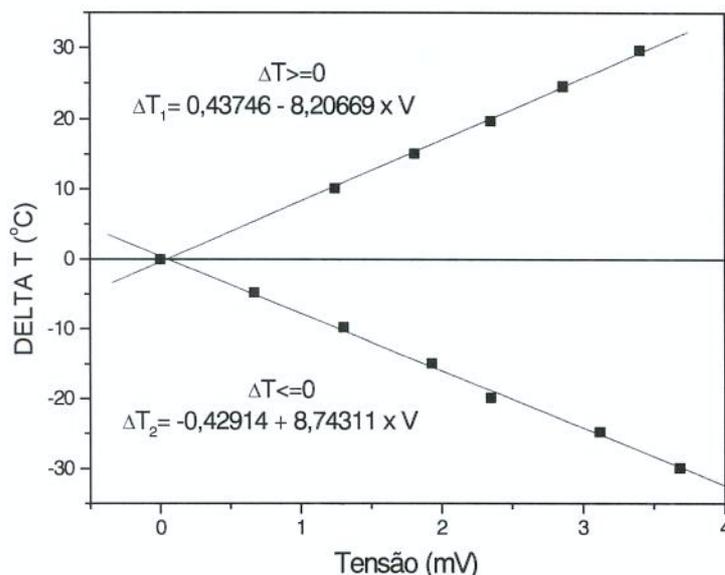


FIGURA VI. 4– Curvas de calibração para o arranjo de termopares em série. $\Delta T = (\Delta T_{1,2}/12)$.

VI.3.4. Cálculo da carga térmica liberada pelo produto a partir dos históricos da temperatura do produto durante o congelamento

O procedimento é baseado na resolução de equações diferenciais ordinárias (ODE). O método é extensivo a diferentes formas do produto e considera o calor trocado com o produto durante o processo de resfriamento como um todo (resfriamento (equação 6.3) e congelamento (equação 6.13)). Os valores dos coeficientes de transferência de calor efetivos foram obtidos a partir das correlações desenvolvidas no Capítulo IV. Para estas situações específicas, foi utilizado um valor médio entre o topo e o fundo do arranjo de camadas no interior das três caixas do empilhamento. A temperatura do ar também foi aplicada aos modelos como um valor médio, e, juntamente com o valor de h_{efetivo} foi considerado constante durante todo o processo de congelamento.

As Tabelas (VI.1) e (VI.2) mostram as condições experimentais aplicadas aos modelos para todas as configurações experimentais testadas.

TABELA VI. 1 – Condições experimentais para todas as configurações testadas.

Configurações Experimentais								
Arranjos de 7 Camadas			Arranjos de 5 Camadas			Arranjos de 3 Camadas		
Exp.	T _{ar} (°C)	Massa(kg)*	Exp.	T _{ar} (°C)	Massa(kg)*	Exp.	T _{ar} (°C)	Massa(kg)*
01	-27,7	56,840	01	-26,3	42,630	01	-29,9	26,525
02	-27,2	56,705	02	-26,8	41,840	02	-30,6	27,160
03	-26,7	57,180	03	-28,2	41,635	03	-31,1	27,685
04	-27,2	57,345	04	-26,7	41,565	04	-30,6	26,655
05	-27,3	57,025	05	-29,0	42,031	05	-31,3	27,485
06	-27,4	57,335	06	-30,2	41,880	06	-31,8	27,140
07	-26,9	57,200	07	-28,4	41,265	07	-30,4	26,955
08	-27,9	56,470	08	-29,7	41,115	08	-32,4	27,175
09	-28,1	56,975	09	-29,4	41,510	09	-30,6	27,630
10	-22,7	57,105	10	-23,7	41,770	10	-20,7	26,895
11	-21,9	57,105	11	-21,6	41,455	11	-21,1	26,880
12	-25,0	57,275	12	-22,7	41,895	12	-20,9	26,995
13	-24,1	56,970	13	-22,9	42,075	13	-22,2	26,915
14	-25,2	56,950	14	-22,5	42,000	14	-21,1	27,085
15	-25,3	56,770	15	-21,7	42,070	15	-20,9	27,190
16	-25,7	56,330	16	-23,8	42,160	16	-22,8	26,990
17	-23,9	56,530	17	-23,8	41,665	17	-21,9	26,810
18	-24,6	56,250	18	-20,8	42,280	18	-23,4	27,095
19	-17,0	56,440	19	-18,7	41,950	19	-15,0	26,575
20	-17,1	56,700	20	-17,9	42,030	20	-15,2	26,825
21	-17,6	56,790	21	-16,4	41,440	21	-15,3	26,980
22	-17,1	56,655	22	-17,9	41,520	22	-17,8	26,720
23	-16,2	56,950	23	-17,8	41,660	23	-16,2	26,805
24	-16,7	56,645	24	-17,0	41,970	24	-16,8	26,915
25	-16,4	57,125	25	-17,5	41,565	25	-16,5	26,730
26	-16,5	56,690	26	-16,3	41,630	26	-19,1	26,920
27	-16,3	56,930	27	-17,2	41,795	27	-19,9	27,005
Total = 81 ensaios experimentais								

- Massa total do empilhamento de três caixas/ensaio.

TABELA VI. 2– Parâmetros para o ar de resfriamento aplicado aos modelos para a determinação da carga térmica.

N ^o de Camadas	$V_{ar}^o (m^3 / s)$	$h_{efetivo} (Topo)$	$h_{efetivo} (Fundo)$	$\bar{h}_{efetivo} (W / m^2 \cdot ^\circ C)$
7	0,2137	36,83	25,32	31,08
7	0,2220	36,02	24,69	30,35
7	0,1914	35,26	25,35	30,31
5	0,4258	32,99	23,08	28,04
5	0,4564	32,01	22,57	27,29
5	0,3941	31,68	21,91	26,79
3	0,5060	32,54	21,46	27,00
3	0,6521	28,80	21,45	25,13
3	0,5959	28,94	20,74	24,84

VI.3.4.1.Cálculo da troca térmica de resfriamento

O cálculo da troca térmica de resfriamento foi feito através da equação (6.3) na qual o valor da temperatura do ar (T_{ar}) é obtida a partir das medidas experimentais e o valor da temperatura média do produto (T_{ma}) em cada etapa de tempo é proveniente da equação (6.17):

$$T_{ma} = \frac{H - H_{ic}}{C_1} + T_{ic} \quad (6.17)$$

onde H é a entalpia do produto (J/m^3) à temperatura (T), H_{ic} é a entalpia do produto na temperatura de início de congelamento (T_{ic}), e, C_1 é a capacidade térmica específica volumétrica ($J/m^3 \cdot ^\circ C$) do produto não congelado.

A configuração geométrica do produto considerada em todos os cálculos foi o conjunto de 5 blocos retangulares com a maior dimensão paralela ao fluxo de ar igualmente espaçados no interior das caixas (Figura V.4). Este tipo de configuração geométrica foi a

que produziu os melhores acordos nas estimativas dos tempos de congelamento mostrados no Capítulo V. Os valores dos parâmetros geométricos dependentes da forma do produto para os arranjos testados e aplicados aos modelos estão apresentados na Tabela (VI.3).

TABELA VI. 3– Parâmetros geométricos referentes a forma do produto aplicados aos modelos para o cálculo da carga térmica.

Camadas	V (m ³)*	A (m ²)	Bi	E	L (m)
7	0.004334	0.182275	0.806183	1.831218	0.0536
5	0.003096	0.15231	0.538633	1.610262	0.04
3	0.001858	0.122346	0.302889	1.316487	0.024

* Volume para um bloco individual.

VI.3.4.2. Cálculo da troca térmica de congelamento

Neste trabalho o objetivo de se aplicar o método de cálculo baseado na variação da temperatura média do produto foi comparar os resultados obtidos por estas equações com as medidas experimentais da carga térmica do produto variável com o tempo provenientes das medidas das mudanças da temperatura do ar de resfriamento após a passagem pelo produto. Se h_{efetivo} e T_{ar} são considerados constantes a equação (6.18) derivada da equação de Plank para a avaliação da distância da frente de congelamento em relação ao centro térmico (x_f) pode ser utilizada.

$$x_f = \left[\frac{2h \left(\frac{t(T_{ar} - T_{ic})}{Q_L} + \frac{L(1 + Bi/2)}{h} \right) + x_f^2 \frac{h}{k}}{2(1 + Bi)} \right] \quad (6.18)$$

Para a utilização da equação (6.18) é necessário atribuir uma estimativa inicial para x_f ($x_f = 0$ é satisfatório) e fazer a iteração da equação até x_f ser suficientemente preciso, o que ocorre com poucas iterações para erros menores que 1%.

A determinação do valor de x_f por este meio permite o cálculo da carga térmica de congelamento usando as equações (6.10), (6.12) e (6.13), onde o valor de λ é avaliado pela equação:

$$\lambda = H_{ic} + C_1 (T_{ma} - T_{ic}) - C_s (T_{ic} - T_{ref}) \quad (6.19)$$

Os valores de T_{ma} da equação (6.19) são obtidos segundo o seguinte critério:

$$T_{ma} = T_{ic} \quad \text{se } H > H_{ic} \quad (6.20)$$

$$\text{ou } T_{ma} = \frac{(H - a) - \sqrt{(H - a)^2 - 4bc}}{2b} \quad \text{se } H \leq H_{ic} \quad (6.21)$$

onde

$$c = \frac{H_{ic} - C_s (T_{ic} - T_{ref})}{\frac{T_{ic} - T_{ref}}{T_{ref}^2} + \left(\frac{1}{T_{ic}} - \frac{1}{T_{ref}} \right)} \quad (6.22)$$

$$b = \frac{H_{ic} - \frac{c}{T_{ic}} + \frac{c}{T_{ref}}}{T_{ic} - T_{ref}} \quad (6.23)$$

$$a = -bT_{ref} - \frac{c}{T_{ref}} \quad (6.24)$$

Nas equações acima, H_{ic} é a entalpia (J/m^3) do produto na temperatura de início de congelamento (T_{ic}), e, T_{ref} é a temperatura na qual a entalpia do produto é fixada como 0 J/m^3 ($T_{ref} = -40 \text{ }^\circ\text{C}$).

Para a construção das curvas de carga térmica *versus* tempo a partir dos históricos da temperatura média do produto e temperatura do ar, a troca térmica calculada é ϕ_{resf} (equação 6.3) até que ϕ_{cong} seja maior que ϕ_{resf} . Após isto então a carga térmica é ϕ_{cong} , calculada pela equação (6.13).

Todos os cálculos que implementam o método foram feitos usando recursos computacionais por meio de planilhas eletrônicas.

VI.3.5. Comparação dos métodos experimentais e calculados para a carga térmica variável com o tempo

Segundo Davey e Pham (1997), a rápida taxa de variação da carga térmica do produto com o tempo torna difícil a comparação dos erros entre os valores instantâneos, tais como os picos de carga térmica. Neste trabalho estão sendo comparadas duas metodologias para a determinação da carga térmica a ser retirada do produto pelo sistema de refrigeração e uma alternativa é tomar o calor total (J) removido durante as primeiras horas (2 horas) e usá-lo na equação (6.25).

$$\Delta(\%) = \frac{(Q_{T,2h,exp} - Q_{T,2h,calculado})}{Q_{T,2h,exp.}} \times 100\% \quad (6.25)$$

VI.3.6. Calor removido do produto durante o processo de congelamento

O calor total removido do produto obtido por integração numérica das curvas de carga térmica *versus* tempo foi dividido em duas etapas: a primeira relacionada à remoção do calor sensível do resfriamento, ou o calor trocado com o ar necessário para resfriar o produto da temperatura inicial até a temperatura de início de congelamento. O ponto final deste estágio é marcado pela temperatura de início de congelamento ($T_{ic} = -0,73$ °C para a solução modelo) que pode ser facilmente identificada nos históricos de temperatura para a caixa toda monitorada. Uma média dos valores apresentados nos históricos foi utilizada para a localização do ponto relativo ao tempo de processamento onde a transição para o segundo estágio (congelamento) ocorre. A integração é feita no intervalo compreendido entre o instante em que é feito o carregamento do produto na câmara de congelamento e o tempo correspondente ao último registro da temperatura desejada do produto ($T_f = -18$ °C) verificado nos históricos de temperatura.

VI.4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

VI.4.1. Medidas experimentais da carga térmica variável com o tempo

Um exemplo das medidas das temperaturas diferenciais do ar na câmara de congelamento pelo arranjo de termopares ligados em série para um experimento com arranjo de 7 camadas de amostras no interior das caixas pode ser visualizado no gráfico da Figura (VI.5).

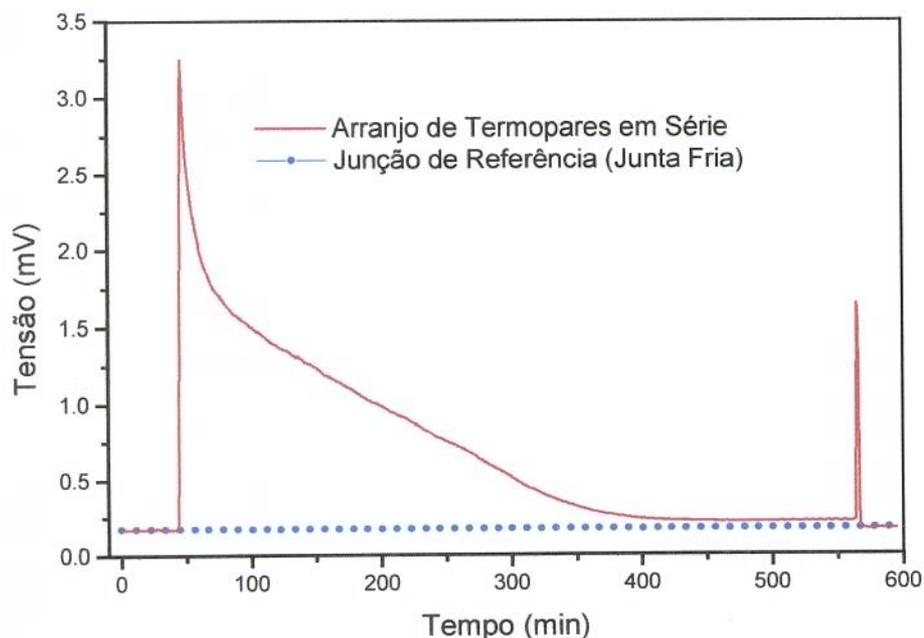


FIGURA VI. 5– Medidas dos sinais gerados pelo arranjo de 24 (12 pares) termopares ligados em série para a determinação da temperatura diferencial do ar de resfriamento na câmara de congelamento para um ensaio experimental com arranjo de 7 camadas de produto.

Os picos observados na Figura (VI.5) nos pontos $t = 45$ e $t = 565$ min representam os instantes em que foram realizadas a carga e a descarga, respectivamente, do produto na câmara de congelamento.

VI.4.2. Curvas de congelamento experimentais

As curvas de resfriamento/congelamento experimentais construídas a partir das medidas dos sinais de termopares localizados em diferentes posições no interior das caixas contendo as amostras para ensaios realizados com arranjos de 3 camadas no mesmo nível (nível 2) de temperatura estão mostradas na Figura (V.5) a (V.7). As medidas das temperaturas no centro geométrico e próximo à superfície do produto foram aplicadas nos cálculos da carga térmica do produto variável com o tempo para as diferentes configurações.

Uma consideração feita durante a resolução das equações foi o mesmo coeficiente de transferência de calor efetivo usado em todas as partes de todas as superfícies. As superfícies superiores dos arranjos de camadas do produto no interior das caixas apresentaram coeficientes de transferência de calor superficiais superiores comparados àqueles encontrados no fundo da caixa e as magnitudes destes coeficientes variaram de acordo com a quantidade de produto processada e com a posição da caixa no empilhamento. Uma alternativa para aplicação nas equações é a utilização de um coeficiente de transferência de calor superficial efetivo médio ($\bar{h}_{efetivo}$) definido pela seguinte equação:

VI.4.3. Carga térmica do produto variável com o tempo

A Figura (VI.6) mostra as curvas da variação da carga térmica com o tempo calculada pela equação (6.16) a partir das medidas experimentais dos diferenciais de temperatura e das vazões do ar de resfriamento para um empilhamento de três caixas contendo arranjos de 7, 5 e 3 camadas de embalagens do produto no nível 2 de temperatura do ar de resfriamento do planejamento experimental. Também estão mostradas as curvas das cargas térmicas resultantes dos cálculos pelo método ODE, proposto por Lovatt *et al.* (1993) para as respectivas configurações experimentais.

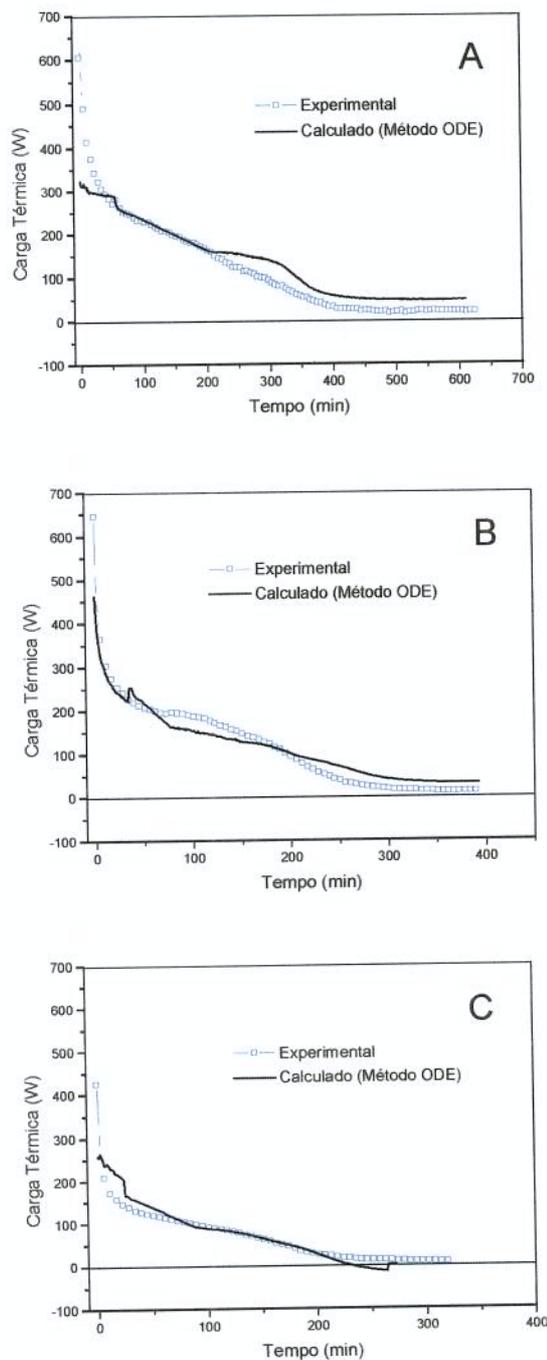


FIGURA VI. 6– Carga térmica medida e calculada pelo método ODE de um empilhamento de 3 caixas com arranjos de (A) 7, (B) 5 e (C) 3 camadas e nível 2 de temperatura do ar de resfriamento (Tabela VI.1).

Observa-se nas Figuras anteriores, que as curvas da variação da carga térmica sensível do produto com o tempo apresentaram comportamentos distintos para as diferentes condições experimentais. As curvas da carga térmica calculada pela resolução de equações diferenciais, utilizando dados dos históricos de temperaturas experimentais não se apresentaram uniformes durante o processo. As maiores irregularidades podem ser verificadas próximas à região do início de mudança de fase, talvez devido a carga térmica de um provável estágio de sub-resfriamento que não foi contabilizada durante a realização dos cálculos.

Diversos autores (Cleland , 1985; Lovatt *et al.* 1993 a,b, Davey e Pham, 1997) apontam como a principal fonte de erros nos balanços de energia as medidas nas taxas do fluxo do ar de resfriamento e a infiltração de calor proveniente do ambiente externo. A resolução destes problemas tem sido levada em consideração desde a montagem experimental desenvolvendo uma metodologia para uma avaliação mais precisa da vazão de ar passando pelo produto, eliminação de canais preferenciais e isolamento térmico das laterais do empilhamento dirigindo o fluxo de ar e forçando-o a passar por entre as caixas contendo o produto.

Observa-se nas curvas da Figura (VI.6), que em muitas situações os modelos usados no método ODE subestimam os valores da carga térmica do produto nos estágios iniciais do processamento e superestimam posteriormente. Este comportamento pode ser visualizado através da diferença percentual em relação aos valores experimentais avaliados durante todo o tempo de processamento como mostrado nos gráficos da Figura (VI.7). Como foi visto nos Capítulos III e IV, ao longo do empilhamento ocorre uma grande variação das velocidades do ar e dos coeficientes de transferência de calor efetivos, logo este comportamento é provavelmente devido às diferenças dos efeitos da transferência de calor. As determinações tanto para os coeficientes de transferência de calor efetivos como para o balanço de energia foram realizados para caixas individuais e as medidas experimentais da carga térmica do produto foram feitas para todas as caixas do empilhamento em conjunto.

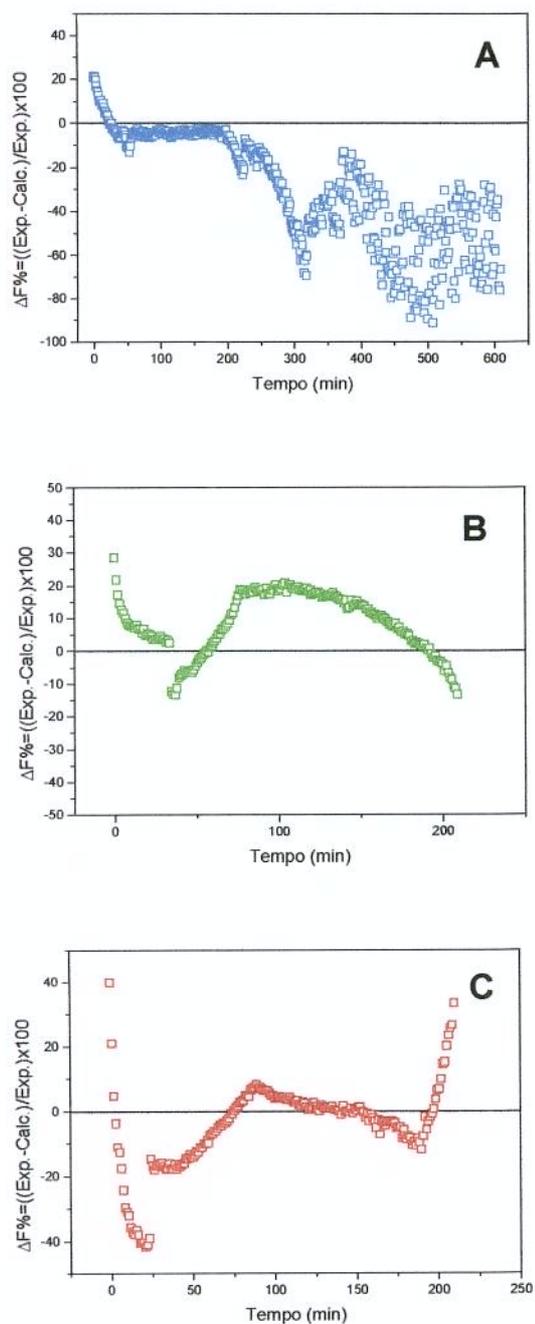


FIGURA VI. 7 - Diferença percentual entre os valores da carga térmica do produto obtidos pela resolução das equações diferenciais (método ODE) em relação ao valores experimentais durante todo o processo de congelamento para as configurações com arranjos de A) 7 camadas, B) 5 camadas e C) 3 camadas de produto.

As diferenças percentuais entre os valores obtidos pela resolução de equações diferenciais em relação aos valores medidos apresentam resultados mais regulares, para configurações com arranjos de 5 camadas que apresentaram variações na faixa de 20 a – 15% como mostrado na Figura (VI.7-B). Para experimentos com arranjos de 3 camadas, super-estimativas de 40% dos resultados calculados em relação aos valores medidos são verificadas nos estágios iniciais do processo. As variações foram mais pronunciadas para arranjo de 7 camadas, principalmente nos instantes finais, resultando dispersões de até 90% (Figura VI.7-A).

Davey e Pham (1997) mencionam que é a rápida variação da carga térmica com o tempo que dificulta estes tipos de comparações e propõem a metodologia descrita na seção (VI.3.5) como a melhor forma de avaliar estas diferenças.

A Tabela (VI.4) mostra a diferença dos resultados dos cálculos da carga térmica calculada pelo método ODE comparados com os obtidos pelas medidas experimentais de ΔT_{ar} , avaliada pela equação (6.25) em função do calor total removido durante as primeiras duas horas de processamento. Uma diferença negativa indicou que a carga térmica calculada para este período foi maior que o valor experimental.

A Tabela (VI.5) mostra os parâmetros estatísticos das diferenças entre os métodos mostrados na Tabela (VI.4) para todas as configurações testadas.

Na Tabela (VI.5), verifica-se que na média, o calor removido calculado pelo método ODE durante as duas primeiras horas de resfriamento foi menor que o valor medido, sendo a maior diferença em torno de 16,6 % para uma diferença média, que apresentou um desvio padrão razoável quando comparado com outros tratamentos. A melhor aproximação entre os métodos ocorreu para arranjos de 5 camadas de produto em experimentos com o nível 2 de temperatura apresentando um erro médio inferior a 1% e um desvio padrão relativamente pequeno. Estas diferenças podem ser atribuídas às simplificações do modelo, considerações geométricas ou incertezas nos dados usados nas equações. Erros nos dados da entalpia estimada do produto por meio de correlações empíricas podem ter sido responsáveis por parte do erro resultante no balanço térmico.

TABELA VI. 4– Diferença ($\Delta\%$) entre o calor removido calculado pelo método ODE e o calor removido obtido pela medida experimental de ΔT_{ar} após 2 horas de processamento.

Comparação entre os resultados experimentais e calculados						
Temperatura (°C)	Arranjo de 7 Camadas		Arranjo de 5 Camadas		Arranjo de 3 Camadas	
	Ensaio	$\Delta(\%)$	Ensaio	$\Delta(\%)$	Ensaio	$\Delta(\%)$
Nível 1	1	-10,64	1	-7,121	1	-43,82
	2	-8,00	2	-12,77	2	-5,61
	3	-16,76	3	-16,82	3	11,38
	4	34,03	4	-2,18	4	2,41
	5	28,69	5	-13,09	5	20,62
	6	26,88	6	8,08	6	32,67
	7	21,03	7	22,35	7	-8,82
	8	17,99	8	2,73	8	7,74
	9	23,31	9	28,00	9	32,04
Nível 2	10	9,98	10	-4,26	10	6,34
	11	17,98	11	-2,82	11	
	12	11,97	12	1,07	12	14,54
	13	17,55	13	4,40	13	5,27
	14	9,79	14	-11,62	14	-8,89
	15	7,71	15	5,54	15	2,89
	16	23,76	16	9,33	16	30,63
	17	28,20	17	2,38	17	22,19
	18	22,52	18	4,44	18	35,51
Nível 3	19	-24,62	19	27,81	19	32,89
	20	-26,51	20	26,37	20	35,33
	21	-30,55	21	17,76	21	33,73
	22	4,18	22	-13,43	22	10,27
	23	7,48	23		23	-1,81
	24	6,12	24	-13,67	24	1,00
	25	-7,58	25	-0,28	25	-0,28
	26	-13,73	26	-0,11	26	-0,10
	27	-2,23	27	16,31	27	16,31

TABELA VI. 5– Parâmetros estatísticos dos dados apresentados na Tabela (VI.4)

Parâmetros Estatísticos para Análise dos Erros							
Temperatura	Nº_Exp.	7 Camadas		5 Camadas		3 camadas	
		$\bar{\Delta}\%$ (%)	DP(%)	$\bar{\Delta}\%$ (%)	DP(%)	$\bar{\Delta}\%$ (%)	DP(%)
Nível 1	9	12,9	19,2	1,02	15,8	5,4	23,6
Nível 2	9	16,6	7,2	0,9	6,3	13,6	15,0
Nível 3	9	-9,7	14,8	7,6	16,7	14,1	15,9

Esta tendência dos resultados também pode ser observada nos gráficos da Figura (VI.8), que mostra uma comparação da carga térmica do produto calculada e medida após duas horas de congelamento para um empilhamento de três caixas contendo arranjos de 7, 5 e 3 camadas de produto para os três níveis de temperatura do ar de resfriamento, respectivamente

Os gráficos das Figuras (VI.8) devem ser analisados pela distância dos pontos em relação à linha diagonal traçada passando pelo ponto zero. Quanto menor a distância da linha, menor a diferença ($\bar{\Delta}\%$) entre os resultados obtidos para a avaliação do calor removido, seguindo as duas metodologias. A Figura (VI.8) mostra que existe uma tendência de dispersão com a distância dos pontos em torno da linha diagonal aumentando à medida que aumenta a quantidade de produto processado. Esta tendência pode ser justificada, de um lado, em termos das dificuldades de se estabelecer medidas precisas, por exemplo, da velocidade e vazão do ar, e dos coeficientes de transferências de calor quando a configuração experimental é um arranjo de 7 camadas. Por outro lado, uma dispersão pequena para configurações experimentais com arranjos de 5 e 3 camadas poderia ser analisada buscando validar a aplicação dos coeficientes de transferência de calor determinados no Capítulo IV. A metodologia de resolução das equações diferenciais também é incerta, principalmente na utilização de dados da variação de entalpia do produto que foram estimados a partir de equações preditivas em função dos históricos de temperatura.

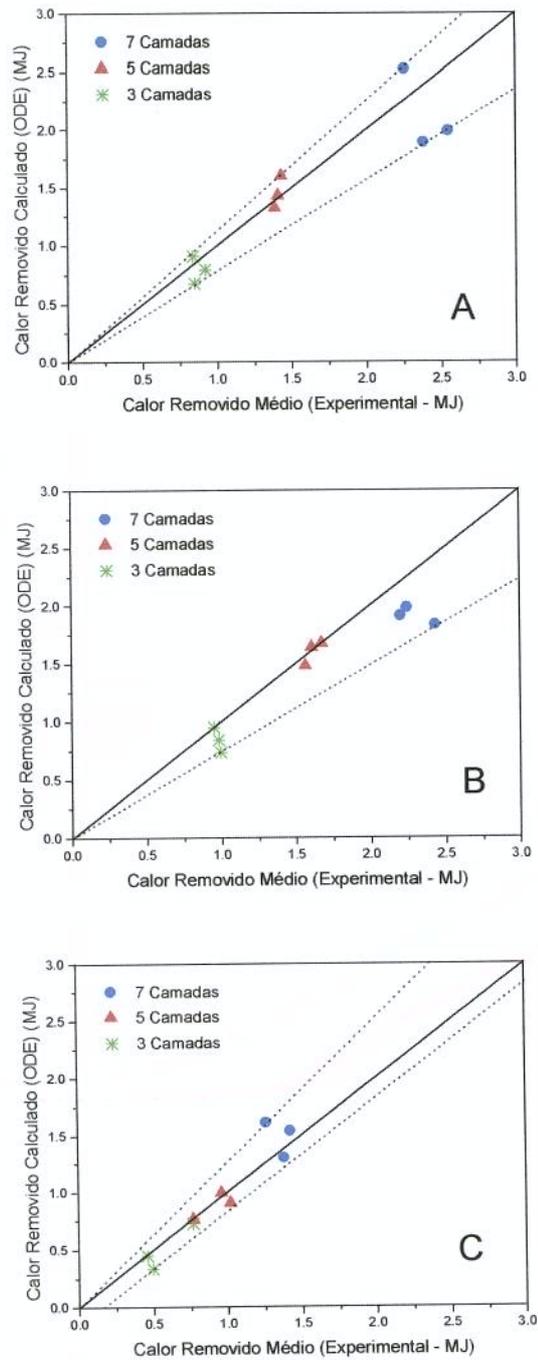


FIGURA VI. 8– Comparação do calor removido durante as primeiras duas horas de processamento calculado pelo método ODE e resultados obtidos a partir de medidas experimentais de ΔT_{ar} para os níveis (A) 1, (B) 2 e (C) 3 de temperatura do ar de resfriamento.

A Figura (VI.9) mostra o gráfico da carga térmica sensível do congelamento no nível 2 de temperatura do ar de resfriamento dos empilhamentos de 3 caixas de produto contendo arranjos de 7, 5 e 3 camadas, obtidas a partir das medidas experimentais da diferença da temperatura do ar medida antes e após a passagem pelo empilhamento, da vazão e das propriedades de transporte do ar (equação 6.16). No gráfico também estão mostrados, os pontos que determinam o calor total removido até duas horas de processamento ($Q_{T,2h,exp}$) e o calor total removido durante todo o experimento ($Q_{T,Proc,exp}$) provenientes da integração numérica sob as curvas, delimitadas por estes pontos. A Tabela (VI.6) mostra os resultados obtidos da integração numérica.

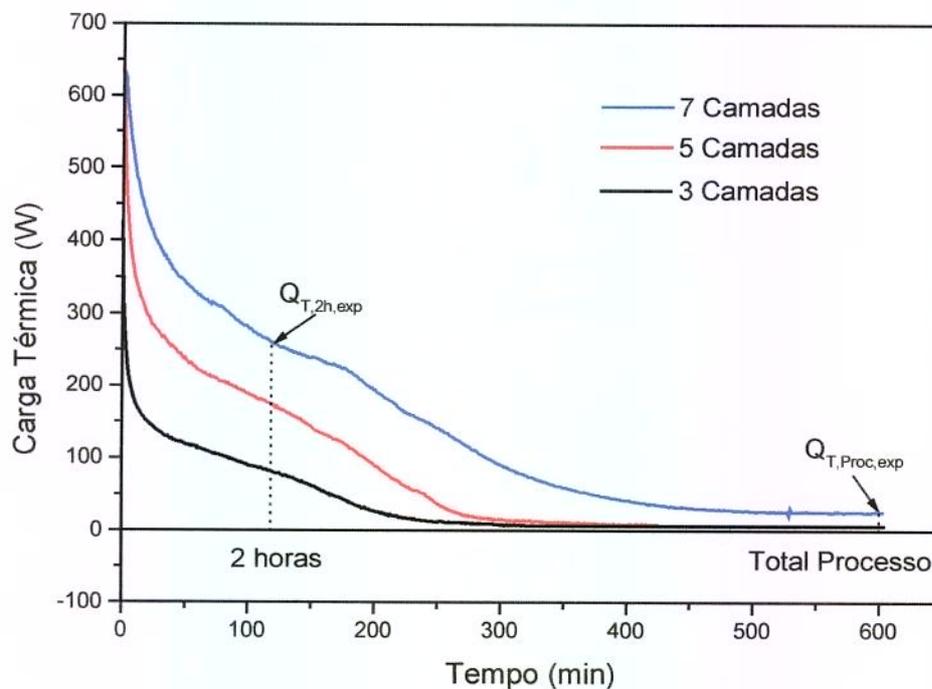


FIGURA VI. 9–Medidas experimentais da carga térmica sensível do produto variável com o tempo dos empilhamentos de 3 caixas contendo 7, 5 e 3 camadas de produto no nível 2 da temperatura de resfriamento do ar.

TABELA VI. 6– Resultados da integração numérica sob as curvas da Figura (VI.9)

Calor Removido do Produto durante o Processamento				
Nº de Camadas	Massa média(kg)	$Q_{T,2h,exp}$ (MJ)	$Q_{T,Proc,exp}$ (MJ)	QR _{2h} (%)
7	56,809	2,55	5,21	48,9
5	41,930	1,78	2,82	63,1
3	26,984	0,89	1,36	65,4

Para as mesmas condições operacionais, considerando a parcela do calor retirada do produto no estágio inicial do congelamento, a quantidade de produto e o tempo de processamento, os dados mostrados na (VI.6) mostram e reafirmam a importância de se avaliar a carga térmica do produto variável com o tempo durante as primeiras horas do processamento. A análise da última coluna da direita da Tabela (VI.6) que descreve o percentual de remoção do calor do produto (QR_{2h}) em relação ao calor total removido durante todo o processo, permite verificar que para a configuração com maior quantidade de produto (mais difícil de congelar), praticamente 50% de todo o calor necessário para o produto reduzir a sua temperatura até o nível desejado, foi removido durante este período inicial.

IV.4.4. Análise da carga térmica de resfriamento e congelamento

O gráfico da Figura (VI.10) mostra a variação da carga térmica do produto variável com tempo avaliadas pelas medidas experimentais para configurações com arranjos de 5 camadas nos diferentes níveis de temperatura do ar de resfriamento.

A principal aplicação dos métodos de medidas e dos resultados experimentais para as avaliações está voltada para situações que permitam a visualização das condições do resfriamento do produto. Para este tipo de análise o processo de congelamento foi dividido em dois estágios, resfriamento e congelamento, sendo a temperatura de início de congelamento, o ponto correspondente a transição dos estágios.

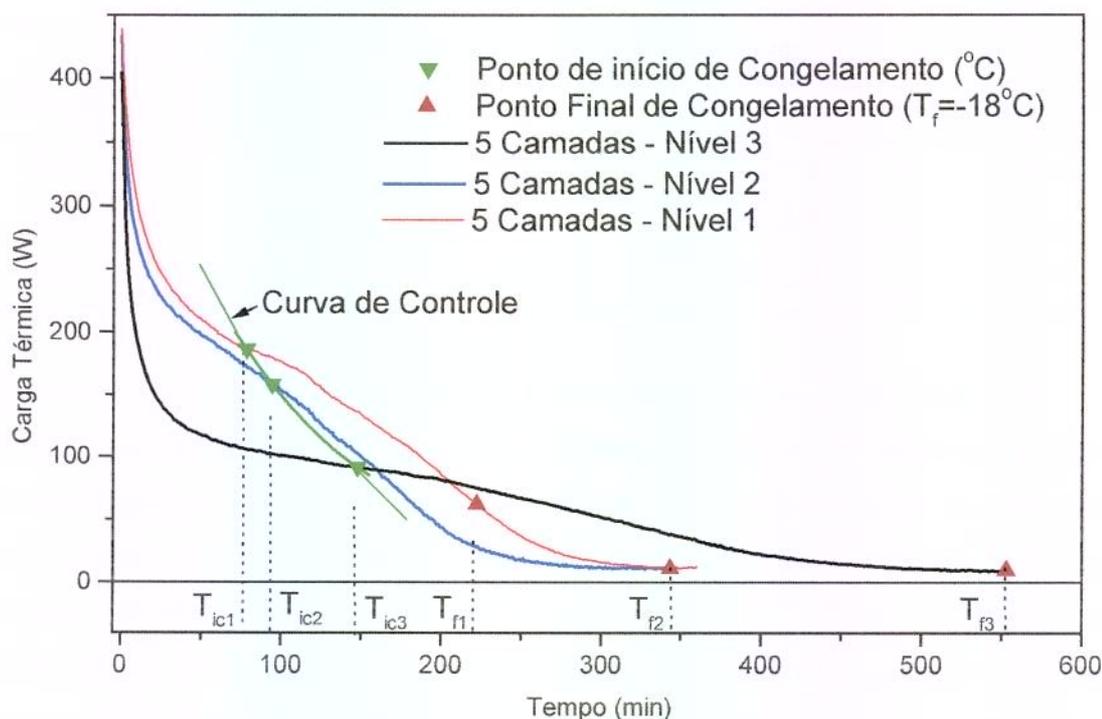


FIGURA VI. 10 - Carga térmica do produto variável com o tempo para experimentos com arranjos de 5 camadas e diferentes níveis de temperatura do ar de resfriamento.

No gráfico da Figura (VI.10) o calor removido do produto durante a etapa de resfriamento é determinado pelas curvas da carga térmica variável com o tempo nos intervalos delimitados entre o momento do carregamento do produto na câmara de congelamento ($t = 0$ min) e o ponto correspondente ao instante em que o produto atinge a temperatura de início de congelamento (T_{ic1} para o nível 1, T_{ic2} para o nível 2 e T_{ic3} para o nível 3 de temperatura do ar de resfriamento). O calor removido durante o período de mudança de fase é avaliado nos intervalos definidos de T_{ic1} a T_{f1} ($T_{f1} = T_{f2} = T_{f3} = -18$ °C, temperatura final de congelamento) para o nível 1, T_{ic2} a T_{f2} para o nível 2 e de T_{ic3} a T_{f3} para o nível 3 de temperatura do ar de resfriamento. Os instantes correspondentes a T_{ic} e T_f são obtidos dos históricos de temperaturas das caixas monitoradas e são determinados pela média dos tempos correspondentes ao valor de T_{ic} fornecidas pelas leituras dos termopares localizados nas diferentes posições no interior das caixas.

A Tabela (VI.7) mostra os instantes em que T_{ic} e T_f ocorrem durante o processo e o calor removido durante os estágios de resfriamento e congelamento para o tipo de configuração experimental da Figura (VI.10).

TABELA VI. 7- Parâmetros utilizados para a determinação do calor removido durante os estágios de resfriamento e congelamento para experimentos com arranjos de 5 camadas e diferentes níveis de temperatura do ar de resfriamento.

Temperatura (°C)	t(T_{ic}) (min)	t(T_f) (min)	Q_{resf} (MJ)	Q_{cong} (MJ)	Q_{Total} (MJ)	resf/total (%)
Nível 1	78,0	221,1	1,12	1,11	2,23	49,8
Nível 2	94,1	343,2	1,20	0,80	2,00	40,0
Nível 3	147,5	553	1,09	1,00	2,09	52,2

A relação entre o calor removido em cada estágio e a quantidade de produto (kJ/kg) processada para todas as configurações testadas está mostrada na Figura (VI.11).

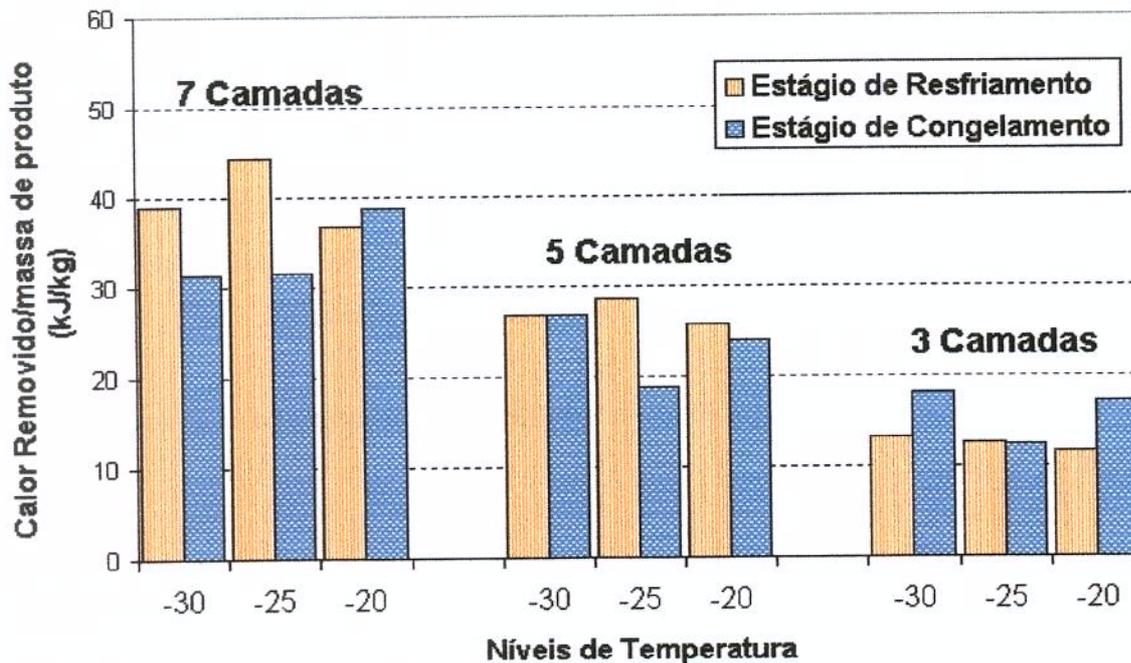


FIGURA VI. 11 - Relação entre o calor removido (kJ) nos estágios de resfriamento e congelamento e a quantidade (kg) de produto processado.

Se a quantidade de produto é a mesma, independente do nível de temperatura do ar de resfriamento, as barras que representam a quantidade de calor removido durante um determinado estágio (resfriamento ou congelamento) deveriam ou tenderiam a se igualarem. Isto não se observa no diagrama.

Entre os diversos níveis de temperatura do ar de resfriamento, experimentos com configurações de 7, 5 e 3 camadas apresentam uma diferença média de 10,5% entre o maior e menor valor representados pelas alturas das barras do diagrama para o estágio de resfriamento. Para o estágio de congelamento esta diferença foi maior, chegando a 19%. Vários fatores poderiam influenciar estas diferenças, entre estes estão: erros nas medidas experimentais da diferença de temperatura do ar antes e após a passagem do ar pelo produto, controle da temperatura inicial do produto, infiltração de calor na câmara, medidas da vazão de ar e principalmente a identificação do tempo que define a transição do estágio de resfriamento para congelamento através da temperatura de início de congelamento que produz resultados que variam de acordo com a localização dos sensores para medida das temperaturas.

A aplicação imediata do conhecimento da carga térmica do produto variável com o tempo está em definir estratégias de controle operacional e projetos dos equipamentos. O princípio é baseado em se traçar curvas de controle (Figura VI.10) para definir as condições de operação do sistema visando produzir o mesmo efeito esperado na remoção do calor conforme as exigências do produto quanto ao tempo de processamento.

VI.4.5. Maximização das condições operacionais e minimização do tempo de residência

Os gráficos da Figura (VI.12) mostram a relação entre o tempo de residência (t_r) de todas as configurações testadas e avaliadas no Capítulo V em relação à quantidade de produto (m_p) (Figura VI.12 – A), vazão do ar de resfriamento (Figura VI.12 – B) e a temperatura do ar de resfriamento ajustada por uma rotina de regressão não linear por mínimos quadrados pelo software STATISTICA^(R).

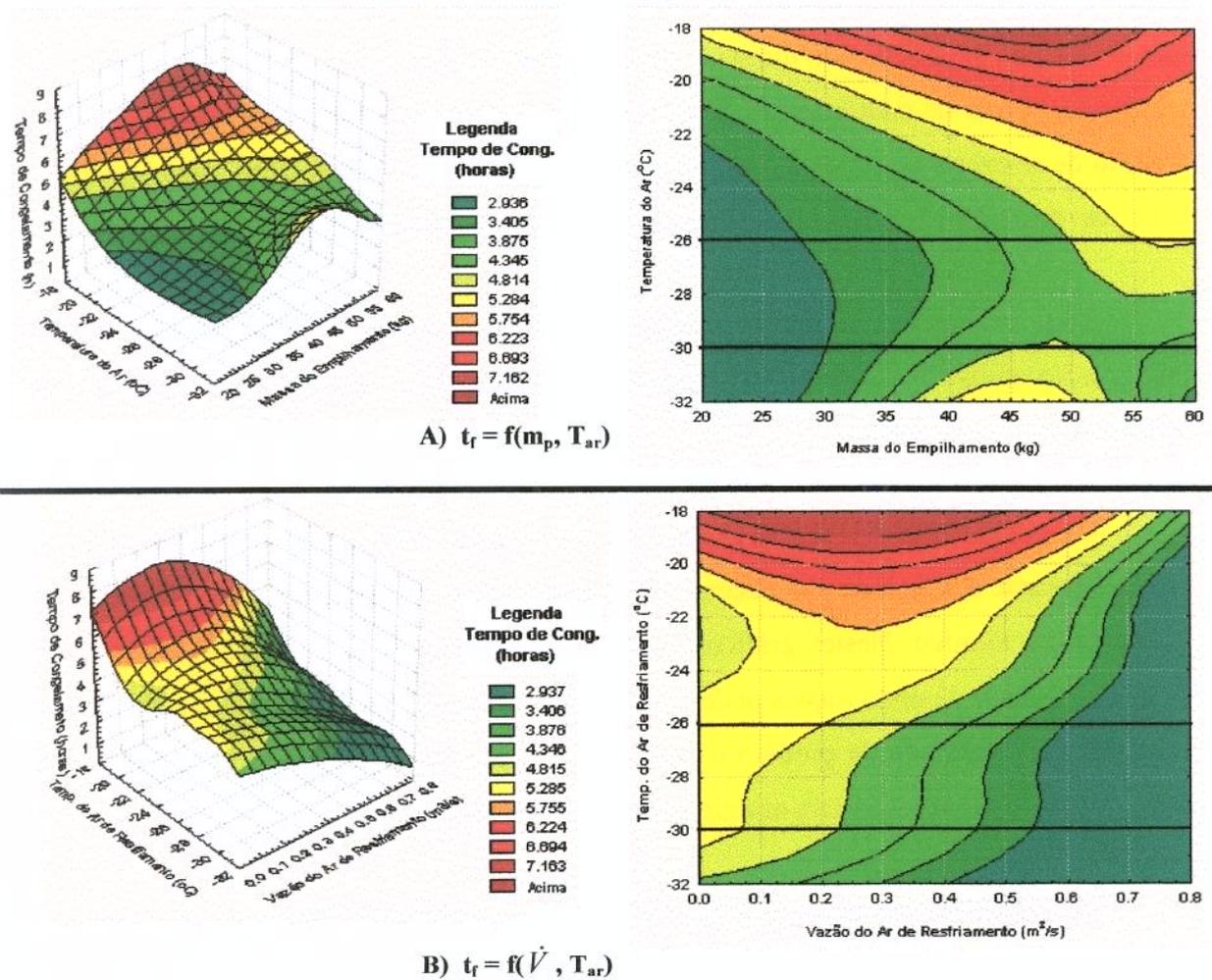


FIGURA VI. 12- (A) Relação do tempo de congelamento (t_f) entre a temperatura do ar e quantidade de produto, (B) relação do tempo de congelamento (t_f) entre a temperatura do ar e vazão de ar de resfriamento para os 3 níveis de temperatura testados

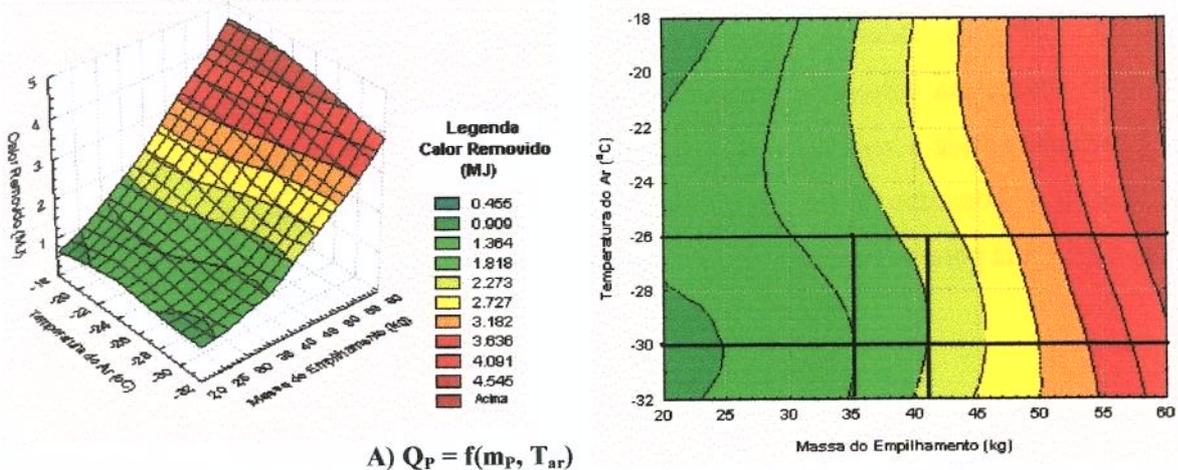
Quando se procura estabelecer o menor tempo de congelamento para a maior quantidade de produto processado, pontos definidos para a temperatura do ar de resfriamento entre -30 e -26 °C, reúnem as melhores condições para atender esta exigência. Esta condição experimental está mostrada na Figura (VI.12 – A) e pode ser usada como ponto de partida para uma análise criteriosa das melhores condições operacionais para todas as configurações experimentais testadas. Nos gráficos da Figura (VI.12 – A), o ponto representando a temperatura do ar de resfriamento de -27 °C, por exemplo, está relacionado ao menor tempo de residência (congelamento) associado à maior quantidade de produto que

atinge a temperatura final de congelamento de $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$. Na Figura (VI.12 – B), observa-se que o tempo de residência diminui com o aumento da vazão e com a redução da temperatura do ar de resfriamento, exceto na faixa de temperatura entre -30 e $-26\text{ }^{\circ}\text{C}$ onde a vazão de ar exerce pequena influência sobre os tempos de congelamento além de se ter o benefício de trabalhar com temperaturas mais altas do ar de resfriamento.

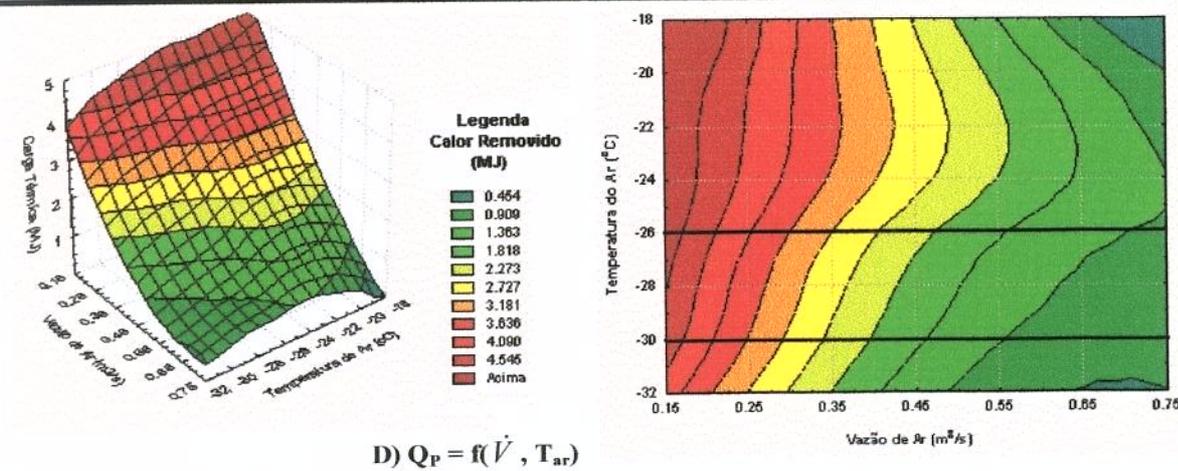
Estes gráficos cobrem toda a faixa de condições operacionais do equipamento de refrigeração utilizado, e são para todas as configurações e quantidade de produto do planejamento experimental.

Os gráficos da Figura (VI.13) mostram a relação entre o calor total removido do produto durante o tempo de processamento necessário para este atingir a temperatura de $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ no centro térmico. Nestes gráficos, a faixa de temperatura é novamente referenciada porque uma série de observações pode ser discutida com relação às condições operacionais baseadas na quantidade de produto e vazão do ar e sua influência sobre a quantidade de calor removido do produto para atingir este nível de temperatura.

Estes gráficos indicam que a quantidade de calor removido aumenta com o aumento da quantidade de produto processado ou diminui com o aumento da vazão do ar de resfriamento. Nestas mesmas condições operacionais, verifica-se pelos gráficos da Figura (VI.13), que o tempo de congelamento não é muito afetado pela variação da quantidade de produto ou pela redução da vazão de ar. Uma justificativa é a de que o aumento da quantidade de produto reduz a área livre para a passagem do ar entre as caixas do empilhamento oferecendo maior resistência, aumenta a velocidade do ar nos canais preferenciais existentes entre as embalagens, promovem efeitos causados pelo aumento de pressão, mudanças da trajetória do escoamento, vórtices, com todos estes fatores contribuindo para o aumento dos coeficientes de transferência de calor, resultando em um aumento da eficiência da troca térmica entre o produto e o meio de resfriamento.



A) $Q_P = f(m_P, T_{ar})$



D) $Q_P = f(\dot{V}, T_{ar})$

FIGURA VI. 13-(A) Relação do calor total removido do produto (Q_P), durante o período necessário para a temperatura do centro térmico atingir $-18\text{ }^\circ\text{C}$, entre a temperatura do ar e a quantidade de produto (m_P) processada. (B) Relação do calor total removido (Q_P) durante este período entre a temperatura do ar e a vazão de ar (m^3/s) para os 3 níveis de temperatura testados.

Por outro lado, este aumento da eficiência na troca térmica do produto é compensado pelo aumento no consumo de energia do sistema de refrigeração. Portanto a decisão sobre a quantidade de produto a ser processada em cada corrida necessita de um estudo mais detalhado. Observações do aumento do consumo de energia durante a execução experimental foram feitas por meio de medidas de rotina da corrente elétrica dos equipamentos para verificar o desempenho dos equipamentos durante a operação. Estas

medidas embora grosseiras e tomadas em intervalos de tempo aleatórios permitiram verificar, mas não concluir, sobre grandes variações na corrente do compressor e um aumento notável na corrente do ventilador principalmente em experimentos com arranjos de 7 camadas, onde a resistência a passagem do ar é máxima. Portanto uma monitoração simultânea do consumo de energia de todos os equipamentos do sistema de refrigeração se torna necessária para a otimização o que não foi objetivo deste trabalho.

VI.5. CONCLUSÕES

Um dos principais problemas geralmente encontrados nestas determinações pode ter sido minimizado, mas não resolvido, que é a variabilidade dos coeficientes de transferência de calor sobre as superfícies do produto. Embora uma tentativa tenha sido feita em quantificar seus valores em diferentes posições no interior das caixas, quando aplicados às equações para a determinação da carga térmica pelo método ODE, foram utilizados como um valor médio e constante durante todo o processo, além dos dados de entalpia serem provenientes de equações de predição.

Na média, o calor removido calculado pelo método ODE durante as duas primeiras horas de resfriamento foi menor que o valor medido, sendo a maior diferença em torno de 16,6 % para uma diferença média, que apresentou um desvio padrão razoável quando comparado com outros tratamentos. A melhor aproximação entre os métodos ocorreu para arranjos de 5 camadas de produto em experimentos com o nível 2 de temperatura do ar de resfriamento apresentando um erro médio inferior a 1% e um desvio padrão relativamente pequeno.

A análise do percentual de remoção do calor do produto em relação ao calor total removido durante todo o processo permitiu verificar, que para a configuração com maior quantidade de produto (mais difícil de congelar), praticamente 50% de todo o calor necessário para o produto reduzir a sua temperatura até o nível desejado, foi removido durante as duas horas iniciais do processamento.

Considerando a mesma quantidade de produto e a divisão do processo em dois estágios (resfriamento e congelamento) delimitados pelo tempo correspondente à temperatura de início de congelamento, as quantidades de calor removidas durante um determinado estágio, tendem a se igualarem independente do nível de temperatura do ar de resfriamento. Para experimentos com arranjos de 5 camadas a percentagem do calor removido durante o estágio de resfriamento em relação ao calor total foi de 49,8% para o nível 1, 40% para o nível 2 e 52,2% para o nível 3.

Entre os diversos níveis de temperatura do ar de resfriamento, experimentos com configurações de 7, 5 e 3 camadas apresentam uma diferença média de 10,5% entre o maior e o menor valor da quantidade de calor removida no estágio de resfriamento. Para o estágio de congelamento esta diferença foi maior, chegando a 19%. Estas diferenças são justificadas em termos da dificuldade de identificação do tempo que define a transição do estágio de resfriamento para congelamento através da temperatura de início de congelamento que produz resultados que variam de acordo com a localização dos sensores para medida das temperaturas.

O tipo de configuração geométrica considerada, embora tenha produzido bons resultados nos cálculos, merece um estudo mais específico, devido às irregularidades do leite que geram parâmetros incertos e grandes dispersões para os balanços térmicos principalmente para arranjos de 7 camadas.

Quando se procura estabelecer o menor tempo de congelamento para a maior quantidade de produto processado, pontos definidos para a temperatura do ar de resfriamento entre -30 e -26 °C, reúnem as melhores condições para atender esta exigência. Esta faixa está relacionado ao menor tempo de residência (congelamento) associado à maior quantidade de produto que atinge a temperatura final de congelamento de -18 °C.

O tempo de residência diminui com o aumento da vazão e com a redução da temperatura do ar de resfriamento, exceto na faixa de temperatura entre -30 e -26 °C onde a vazão de exerce pequena influência sobre os tempos de congelamento além de se ter o benefício de trabalhar com temperaturas mais altas do ar de resfriamento.

As medidas experimentais e os balanços térmicos mostraram que os arranjos de 7 camadas de produto no interior das caixas apresentaram uma eficiência térmica bastante alta sugerindo a existência de grandes coeficientes de transferência de calor superficiais nos espaços vazios entre as embalagens que não foram detectados pelo método de medida, usando o corpo de prova metálico como discutido no Capítulo IV.

VI.5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- BAKER, H. D.; RYDER, E. A. e BAKER, N. H. Temperature measurements in engineering, **Deals with thermocouples techniques for measuring temperatures - V.1**, Omega Engineering, Inc., Stanford, C.T., 1973.
- BENEDICT, R. P. Fundamentals of temperature, pressure and flow measurements. John Wiley & Sons Inc., 1969.
- CLELAND, A. C. Simulation of industrial refrigeration plants under variable load conditions. **International Journal of Refrigeration**, v.6, n.1, p.11-19, 1983.
- CLELAND, A. C. Use of dynamic simulation in the design of food freezing equipment. **Food Engineering and Process Applications. Proc. Fouth International Congress on Engineering and Food**, v.2, p.55-65, 1985. Alberta, Canada.
- CLELAND, A. C. Food refrigeration process. analysis, design and simulation. Elsevier Applied Science: London e New York. 1992. 284p.
- DAVEY, L. M. e PHAM, Q. T. Predicting the dynamic product heat load and weight loss during beef chilling using a multi-region finite difference approach. **International Journal of Refrigeration**. V.20(7), pp.470-482, 1997.
- HARRISON, M. A. e BISHOP, P. J. Parametric study of economical energy usage in freezing tunnels. **Revue Internationale du Froid**. V.8(1), pp.29-36, 1985.
- LOVATT, S. J.; PHAM, Q. T.; LOEFFEN, M. P. F. e CLELAND, A. C. A new method of predicting the time-variability of product heat load during food cooling. - Part 1: Theoretical Considerations. **Journal of Food Engineering**, v.18, p.13-36, 1993a.
- LOVATT, S. J.; PHAM, Q. T.; LOEFFEN, M. P. F. e CLELAND, A. C. A new method of predicting the time-variability of product heat load during food cooling - Part 2: Experimental Testing. **Journal of Food Engineering**, v.18, p.37-62, 1993b.

MARSHALL, S. A. e JAMES, R. W. Dynamic analysis of an industrial refrigeration system to investigate capacity control. **Proc. Instn Mech. Engrs.** V.189, pp.437-445, 44, 1975.

McGEE, T. D. Principles and methods of temperature measurement. John Wiley & Sons, Inc. 1988.

CONCLUSÕES GERAIS

De maneira geral, os métodos e as considerações feitas neste trabalho para avaliação do processo de transferência de calor durante o congelamento de modelos de polpas de frutas embaladas em sacos de polietileno e acondicionadas em caixas forneceram resultados que podem ser úteis nas aplicações práticas para suprirem a falta de informações, inexistentes devido à complexidade das configurações.

A condutividade térmica e difusividade térmica foram avaliadas experimentalmente, e comparadas com modelos estruturais específicos para soluções modelos. Subestimativas em torno de -6% decidiram pela utilização do modelo de Maxwell-Eucken nos cálculos de transferência de calor quando comparados com os modelos série e paralelo. As demais propriedades termofísicas usadas nos balanços de energia foram avaliadas a partir de correlações escolhidas baseadas na especificidade de suas aplicações em função da composição da solução modelo e este procedimento pode ter gerado parâmetros incertos que contribuíram para os erros médios verificados durante as análises.

O método de avaliação da velocidade e da vazão do ar de resfriamento se apresentou como uma técnica que promove uma varredura dos valores pontuais das medidas da velocidade do ar por toda a seção de escoamento levando em conta a presença de fluxos localizados, permite uma estimativa mais precisa da vazão por meio de um tratamento matemático adequado e possibilita a detecção e visualização de distúrbios, fenômenos e problemas inerentes do escoamento por métodos estatísticos que são facilitados pela utilização de recursos computacionais.

Para as mesmas condições operacionais do ventilador, os resultados para arranjos de 7 camadas apresentaram uma redução de 62% na vazão do ar de resfriamento em relação aos arranjos de 3 camadas e de $50,9\%$ em relação aos de 5 camadas. Estes dados foram proporcionais à redução da área livre para o escoamento do ar, avaliada pela diferença entre a área total da seção de entrada da câmara e a área específica para cada tipo de arranjo (3, 5 e 7 camadas).

Os valores dos coeficientes de transferência de calor superficiais efetivos variam acentuadamente entre o topo e o fundo das caixas. A variação percentual relativa entre os valores avaliados nestas posições foi de 10 a 70% dependendo da configuração experimental, sendo a maior variação observada para arranjos com 5 camadas de produto e as menores para arranjos de 7 camadas. Análises experimentais e estatísticas indicaram que os efeitos das temperaturas do ar de resfriamento não são significativos sobre os valores dos coeficientes de transferência de calor superficiais efetivos na faixa de condições típicas do congelamento comercial.

As correlações adimensionais Nusselt *versus* Reynolds desenvolvidas para o congelamento de polpas de frutas embaladas e acondicionadas em caixas, baseadas no diâmetro hidráulico de dutos retangulares formados entre as caixas do empilhamento são adequadas para arranjos de 3 e 5 camadas ou onde a formação dos dutos retangulares é bem definida. Para estas configurações as diferenças médias percentuais estiveram em torno de 9,11% quando os valores foram comparados com os resultados experimentais para o corpo de prova localizado na posição superior dos arranjos de camadas e de 34% quando posicionado no fundo. Os arranjos de 7 camadas apresentam uma grande diferença (acima de 100%) entre os valores experimentais e os calculados pelas correlações. Também neste caso, observa-se que existe mais homogeneidade nos históricos de temperatura para diferentes localizações no empilhamento e um perfil de velocidade mais uniforme.

As isotermas traçadas em função da localização das amostras contendo termopares no interior das caixas comprovam o deslocamento do centro térmico comparado com o centro geométrico do produto durante o congelamento e mostram que as amostras localizadas na segunda metade do plano (XY) que define o sistema de coordenadas das configurações são as últimas a serem congeladas e a frente de congelamento se movimenta com maior velocidade na direção do fluxo de ar.

A utilização das correlações adimensionais para os coeficientes de transferência de calor superficiais efetivos desenvolvidas no Capítulo IV e as propriedades térmicas apresentadas no Capítulo II resultam em erros médios inferiores a 10% para os valores preditos para os tempos de congelamento de caixas individuais contendo arranjos de 5 e 3

camadas de produto comparados com os resultados experimentais quando o produto no interior de cada caixa foi considerado como um conjunto de 5 blocos retangulares com suas maiores dimensões paralelas ao fluxo de ar e o fator de forma utilizado (E_{AN}) foi derivado a partir de soluções analíticas de problemas de transferência de calor (Método de Hossain *et al.*, 1992 a, b e c). Para arranjos de 7 camadas, os tempos de congelamento foram subestimados, porém foi a metodologia que produziu os menores erros médios.

O calor removido calculado pelo método ODE durante as duas primeiras horas de resfriamento foi menor que o valor medido, sendo a maior diferença em torno de 16,6 % para uma diferença média, que apresentou um desvio padrão razoável quando comparado com outros tratamentos. A melhor aproximação entre os métodos ocorreu para arranjos de 5 camadas de produto em experimentos com o nível 2 de temperatura do ar de resfriamento apresentando um erro médio inferior a 1% e um desvio padrão relativamente pequeno.

A análise do percentual de remoção do calor do produto em relação ao calor total removido durante todo o processo permitiu verificar, que para a configuração com maior quantidade de produto (mais difícil de congelar), praticamente 50% de todo o calor necessário para o produto reduzir a sua temperatura até o nível desejado, foi removido durante as duas horas iniciais do processamento. Para a configuração com a menor quantidade de produto este percentual esteve acima de 65%.

O tipo de configuração geométrica considerada, embora tenha produzido bons resultados nos cálculos, merece um estudo mais específico, devido às irregularidades do leite que geram parâmetros incertos e grandes dispersões para os balanços térmicos principalmente para arranjos de 7 camadas.

Considerando a mesma quantidade de produto e a divisão do processo em dois estágios (resfriamento e congelamento) delimitados pelo tempo correspondente à temperatura de início de congelamento, as quantidades de calor removidas durante um determinado estágio, tendem a se igualarem independente do nível de temperatura do ar de resfriamento.

Entre os diversos níveis de temperatura do ar de resfriamento, experimentos com configurações de 7, 5 e 3 camadas apresentam uma diferença média de 10,5% entre o maior e o menor valor da quantidade de calor removida no estágio de resfriamento. Para o estágio de congelamento esta diferença foi maior, chegando a 19%.

Quando se procura estabelecer o menor tempo de congelamento para a maior quantidade de produto processado, pontos definidos para a temperatura do ar de resfriamento entre -30 e -26 °C, reúnem as melhores condições para atender esta exigência. Esta faixa está relacionado ao menor tempo de residência (congelamento) associado à maior quantidade de produto que atinge a temperatura final de congelamento de -18 °C.

O tempo de residência diminui com o aumento da vazão e com a redução da temperatura do ar de resfriamento, exceto na faixa de temperatura entre -30 e -26 °C, onde a vazão de ar exerce pequena influência sobre os tempos de congelamento além de se ter o benefício de trabalhar com temperaturas mais altas do ar de resfriamento.

As medidas experimentais e os balanços térmicos mostraram que os arranjos de 7 camadas de produto no interior das caixas apresentaram uma eficiência térmica bastante alta sugerindo a existência de grandes coeficientes de transferência de calor superficiais entre as embalagens que não foram detectados pelo método de medida usando o corpo de prova metálico.

A aplicação dos métodos de medidas e dos resultados experimentais para as avaliações está voltada para situações que permitam a visualização das condições do resfriamento do produto criando a possibilidade de se montar estratégias de controle do sistema de refrigeração visando reduzir principalmente o consumo de energia durante as operações. O princípio é baseado em se traçar curvas de controle para definir as condições de operação do sistema visando produzir o mesmo efeito esperado na remoção do calor conforme as exigências do produto quanto ao tempo de processamento.

SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Avaliar a influência do aumento do volume do leito com a queda da temperatura, verificado durante os experimentos sobre as propriedades do escoamento do ar e sua influência sobre o processo de transferência de calor no leito.

Estudar a variação dos coeficientes de transferência de calor nas várias posições de uma mesma camada, uma vez que foi constatada diferenças na transferência de calor nas diversas posições do leito pelo deslocamento do centro térmico.

A monitoração simultânea das condições operacionais (temperaturas, pressões, vazões, potência, entre outras) do sistema de refrigeração. Medidas das vazões do refrigerante, por exemplo, auxiliariam na análise da carga térmica do produto variável com o tempo através do balanço de energia considerando a troca de calor do ar de resfriamento no evaporador.

Experimentos com 7 camadas apresentaram eficiência na troca de calor que não pode ser avaliada pelas dificuldades na definição e medidas das condições experimentais. Estudos mais detalhados deste tipo de configuração usando outras metodologias para medidas no leito poderiam elucidar este comportamento e verificar a viabilidade de sua aplicação.

ANEXOS

ANEXO A – Programa em Turbo Pascal 7.0 desenvolvido para o sistema de aquisição de dados.

```

Program Kethley_GPIB;
uses TP5_GPIB, Dos, Strings, Crt;

{   Declaracao de constantes usadas em sistemas GPIB   }

Const

    UNL = $3f;    (* GPIB comando unlisten      *)
    UNT = $5f;    (* GPIB comando untalk      *)
    GTL = $01;    (* GPIB go to local         *)
    SDC = $04;    (* GPIB selected device clear *)
    PPC = $05;    (* GPIB ppoll configure     *)
    GET = $08;    (* GPIB group execute trigger *)
    TCT = $09;    (* GPIB tome o controle     *)
    LLO = $11;    (* GPIB local lock out      *)
    DCL = $14;    (* GPIB device clear        *)
    PPU = $15;    (* GPIB ppoll unconfigure   *)
    SPE = $18;    (* GPIB habilitar poll serial *)
    SPD = $19;    (* GPIB desabilitar poll serial *)
    PPE = $60;    (* GPIB habilitar poll paralelo *)
    PPD = $70;    (* GPIB desabilitar poll paralelo*)
    S = $08;     (* especifica sentido de PPR *)

    REOS = $400;
    XEOS = $800;
    BIN = $1000;
    LF = $0A;
    TIMO = $4000;
    SRQI = $1000;
    CIC = $20;
    TACS = $08;
    LACS = $04;

Const
    EndBase = $300; { Endereco base da placa CAD12/32 }
    IntUsada = 5;   { Interrupcao utilizada }

Const
    IntAck = $20; { Registrador de reconhecimento de interrupção }
    IntMask = $21; { Registrador da mascara de interrupcoes }

Const
    BGIpath = ''; { Diretorio onde se encontra o library BGI }

(*   Declaracao de Variaveis   *)

Var CadCtr0 : word;    { Reg. Contador 0 da CAD12/32 }
    CadCtr1 : word;    { Reg. Contador 1 da CAD12/32 }
    CadCtr2 : word;    { Reg. Contador 2 da CAD12/32 }
    CadModo : word;    { Reg. de Modo do Timer }
    CadStatus: word;   { Reg. Estado da CAD12/32 }

```

```

ByteA      : word;           { Reg. Byte A do conversor A/D }
ByteB      : word;           { Reg. Byte B do conversor A/D }
Converte   : word;
Ganho      : word;
CadESD0    : word;           { Reg. E/S digital 0           }
CadESD1    : word;           { Reg. E/S digital 1           }

Coll, Lin1: integer;
VetLeit    : array[0..31] of integer; { vetor com leituras}

i, j: integer;
ER, T0, T01, V1, E1, T2, E2, s7, Freq_Amostragem: real;
GanhoGlb: integer;

esc : cbuf;
cmd : cbuf;
rd  : cbuf;
wrt : cbuf;
CN02, CN03, CN04, CN05, CN06, CN07, CN08, CN09, CN10: cbuf;
CN12, CN13, CN14, CN15, CN16, CN17, CN18, CN19, CN20: cbuf;
CN22, CN23, CN24, CN25, CN26, CN27, CN28, CN29, CN30: cbuf;
CN32, CN33, CN34, CN35, CN36, CN37, CN38, CN39, CN40: cbuf;
CN42, CN43, CN44, CN45, CN46, CN47, CN48, CN49, CN50: cbuf;
CN52, CN53, CN54, CN55, CN56, CN57, CN58, CN59, CN60: cbuf;
CN62, CN63, CN64, CN65, CN66, CN67, CN68, CN69, CN70: cbuf;
CN72, CN73, CN74, CN75, CN76, CN77, CN78, CN79, CN80: cbuf;
CN82, CN83, CN84, CN85, CN86, CN87, CN88, CN89, CN90: cbuf;
CN92, CN93, CN94, CN95, CN96, CN97, CN98, CN99, CN01: cbuf;
CN11, CN21, CN31, CN41, CN51, CN61, CN71, CN81, CN91: cbuf;

v, disp: integer;      (* parametro "valor" *)
bd  : integer;         (* numero do cartao *)
cnt : integer;         (* cont bytes para transferencias *)
spbyte : char;        (* byte de resposta do poll serial *)
mask, AQ, xx, P, Q, N, L: integer;      (* eventos a serem esperados *)

ppr, B, C, X: Char;    (* byte resposta do poll paralelo *)
Ch1, Ch2, Ch3, Ch4, Ch5, Ch6, Ch7, Ch8, Ch9, Ch0, Ch01, Ch11: char;
T, T1: array[0..10, 0..10] of real;
hh, h1, h2, h3, h4, mm, m1, m2, m3, m4, ss, s1, s2, s3, s4, dc, s5, d2, d3: word;
NOMEF: String;
outfile: text;
(*          Rotina IniciaEnderecoHardware *)

Procedure IniciaEnderecoHardware;

begin
  CadCtr0 := EndBase;
  CadCtr1 := EndBase + 1;
  CadCtr2 := EndBase + 2;
  CadModo := EndBase + 3;
  CadStatus := EndBase + 3;
  ByteA := EndBase + 4;
  ByteB := EndBase + 5;
  Converte := EndBase + 4;
  Ganho := EndBase + 5;
  CadESD0 := EndBase + 6;

```

```

    CadESD1 := EndBase + 7;
end;

(*          Rotina AutoCalibracao          *)

Procedure AutoCalibracao;
var I:byte;

begin
    Port[Ganho]:= 0;
    Port[Ganho]:= 1;
    Port[Ganho]:= 0;
    Delay (400);
    I:= port[ByteA];
end;

(*          Rotina ProgramaGanho          *)

Procedure ProgramaGanho;
begin
    { byte para selecionar ganho }
    { 7   6   5   4   3   2   1   0 }
    { bip/ G   G   G   x   x   x   Cal }
    { unip 10  5   2 }
    { unipolar = 0 / bipolar = 1 }
    { unipolar = 0 a Y volts }
    { bipolar = -Y a Y volts }
    { para ativar ganho colocar bit em 0 }
    { assim temos }
    { faixa de entrada byte de programacao}
    { -5.0 a 5.0 V = $F0 }
    { 0.0 a 5.0 V = $70 }
    { -2.5 a 2.5 V = $E0 }
    { 0.0 a 2.5 V = $60 }
    { -1.0 a 1.0 V = $D0 }
    { 0.0 a 1.0 V = $50 }
    { -0.5 a 0.5 V = $B0 }
    { 0.0 a 0.5 V = $30 }
    case GanhoGlb of
        1: Port[Ganho]:= $F0;
        2: Port[Ganho]:= $E0;
        5: Port[Ganho]:= $D0;
        10: Port[Ganho]:= $B0;
    else
        writeln('Ganho invalido '^G);
    end;
end;

(*          Rotina Leitura          *)

Procedure Leitura(NumCanais,N: integer);

var
    I, J, K : integer;
    Cn      : integer;
    Vetor   : array [0..31] of longint;
    Ch      : char;

```

```

begin
  ClrScr;
  P:=2;
  for i:= 1 to pred(NumCanais)
    do begin
      Vetor [i]:= 0;
      for j:= 1 to 30
        do begin
          Port[Converte]:= i; { pede conversao no
canal i }

          repeat
            until (Port [CadStatus] and $10) = 0;
              { status que indica fim de conversao }
            K:= Port[ByteB];
              { ler sempre ByteB primeiro }
          Vetor[i]:= (Vetor[i] + (K shl 8 + Port[ByteA])
div 16);

          end;

          L:= i-1;
          T[L,N] := Vetor[i]/30*5.0/2048/GanhoGlb;
          { Atribuicao do valor de tensao para var T}
          GoToXY(P,Q);
          write('CN',i,N);
          GoToXY(P,Q+1);
          write(T[i,N]:1:4);
          P:= P+8;
          end;
          GetTime (hh,mm,ss,dc);
          GotoXY(35,23);
          write('**          TEMPO          DE          OPERACAO:          **
',hh,':',mm,':',ss,':',dc);
          end;

```

(* Rotina para fechamento, leitura e abertura da junta fria*)

```

procedure canall;
begin
  CN01:='B01C01X';ibesc(bd,disp,CN01,cnt);
  CN11:='B11C11X';ibesc(bd,disp,CN11,cnt);
  CN21:='B21C21X';ibesc(bd,disp,CN21,cnt);
  CN31:='B31C31X';ibesc(bd,disp,CN31,cnt);
  CN41:='B41C41X';ibesc(bd,disp,CN41,cnt);
  CN51:='B51C51X';ibesc(bd,disp,CN51,cnt);
  CN61:='B61C61X';ibesc(bd,disp,CN61,cnt);
  CN71:='B71C71X';ibesc(bd,disp,CN71,cnt);
  CN81:='B81C81X';ibesc(bd,disp,CN81,cnt);
  CN91:='B91C91X';ibesc(bd,disp,CN91,cnt);

  N :=1;

  Leitura(11,N);

  Q:=Q+2;

  CN01:='B01N01X';ibesc(bd,disp,CN01,cnt);

```

```

CN11:='B11N11X';ibesc(bd,disp,CN11,cnt);
CN31:='B21N21X';ibesc(bd,disp,CN21,cnt);
CN31:='B31N31X';ibesc(bd,disp,CN31,cnt);
CN41:='B41N41X';ibesc(bd,disp,CN41,cnt);
CN51:='B51N51X';ibesc(bd,disp,CN51,cnt);
CN61:='B61N61X';ibesc(bd,disp,CN61,cnt);
CN71:='B71N71X';ibesc(bd,disp,CN71,cnt);
CN81:='B81N81X';ibesc(bd,disp,CN81,cnt);
CN91:='B91N91X';ibesc(bd,disp,CN91,cnt);

```

```
end;
```

```
(* Rotina para fechamento, leitura e abertura dos canais de final 2*)
```

```
procedure canal2;
```

```
begin
```

```

CN02:='B02C02X';ibesc(bd,disp,CN02,cnt);
CN12:='B12C12X';ibesc(bd,disp,CN12,cnt);
CN22:='B22C22X';ibesc(bd,disp,CN22,cnt);
CN32:='B32C32X';ibesc(bd,disp,CN32,cnt);
CN42:='B42C42X';ibesc(bd,disp,CN42,cnt);
CN52:='B52C52X';ibesc(bd,disp,CN52,cnt);
CN62:='B62C62X';ibesc(bd,disp,CN62,cnt);
CN72:='B72C72X';ibesc(bd,disp,CN72,cnt);
CN82:='B82C82X';ibesc(bd,disp,CN82,cnt);
CN92:='B92C92X';ibesc(bd,disp,CN92,cnt);

```

```
N :=2;
```

```
Leitura(11,N);
```

```
Q:=Q+2;
```

```

CN02:='B02N02X';ibesc(bd,disp,CN02,cnt);
CN12:='B12N12X';ibesc(bd,disp,CN12,cnt);
CN22:='B22N22X';ibesc(bd,disp,CN22,cnt);
CN32:='B32N32X';ibesc(bd,disp,CN32,cnt);
CN42:='B42N42X';ibesc(bd,disp,CN42,cnt);
CN52:='B52N52X';ibesc(bd,disp,CN52,cnt);
CN62:='B62N62X';ibesc(bd,disp,CN62,cnt);
CN72:='B72N72X';ibesc(bd,disp,CN72,cnt);
CN82:='B82N82X';ibesc(bd,disp,CN82,cnt);
CN92:='B92N92X';ibesc(bd,disp,CN92,cnt);

```

```
end;
```

```
(*As rotinas descritas a seguir possuem os mesmas palavras de comandos
apresentados para o fechamento, leitura e abertura para os canais de
final 2 mudando o numero do canal *)
```

```
(* Rotina para fechamento, leitura e abertura dos canais de final 3*)
```

```
(* Rotina para fechamento, leitura e abertura dos canais de final 4*)
```

```
(* Rotina para fechamento, leitura e abertura dos canais de final 5*)
```

```
(* Rotina para fechamento, leitura e abertura dos canais de final 6*)
```

```
(* Rotina para fechamento, leitura e abertura dos canais de final 7*)
```

```
(* Rotina para fechamento, leitura e abertura dos canais de final 8*)
```

```
(* Rotina para fechamento, leitura e abertura dos canais de final 9*)
```

```

(* Rotina para fechamento, leitura e abertura dos canais de final 0*)

begin
bd := 0;
v:= 18;
cnt := 7;
disp :=18;
  ibsic(bd);
  ibsic(v);
  ibsre (bd,v);
  ibcmd(bd,cmd,cnt);
  ibclr(bd,v);

  (*****
  (*      Especificacao dos Termopares para Operacao      *)
  (*      Numero da Placa Keithley e Numero dos Canais      *)
  (*****

begin
  ClrScr;
  repeat

GotoXY(15,5);writeln('*****');
GoToXY(15,6);writeln('**  AQUISICAO DE DADOS          **');
GoToXY(15,7);writeln('** CARTAO CONTROLADOR GPIB- STD8410    **');
GoToXY(15,8);writeln('**COMUNICACAO GPIB - KEITHLEY - SCANNER 706 **');
GoToXY(15,9);writeln('*COMUNICACAO SERIAL - CONVERSOR A/D-PLACA LYNX *');
GoToXY(15,10);writeln('**
**');
GoToXY(15,11);writeln('**J.V.RESENDE LAB.REFRIGERACAO DEZ.98 **');
GoToXY(15,12);writeln('*****');
GotoXY(25,20);writeln('Tecle <C> para continuar');

  until KeyPressed;
  repeat
    Ch1:= UpCase(ReadKey);
    until Ch1 in ['C'];

  ClrScr;
  IniciaEnderecoHardware;
  AutoCalibracao;
  Freq_Amostragem:= 25;  { em Hertz }
  GanhoGlb:= 1;
  ProgramaGanho;
  DirectVideo:= false;

  ClrScr;
  GotoXY(1,5);
  writeln ('ROTINA DE CALIBRACAO DO CONVERSOR A/D');
  writeln;
  writeln ('(utiliza a configuracao padrão - Manual CAD 12/32
)');

  writeln;
  writeln;
  writeln;
  writeln ('GANHO = ',GanhoGlb:4);
  writeln;

```

```

GoToXY(15,12);writeln('***** FAIXA DE ENTRADA *****');
GoToXY(15,13);writeln('** Ganho 1 = -5,0 a 5,0 V **');
GoToXY(15,14);writeln('** Ganho 2 = -2,5 a 2,5 V **');
GoToXY(15,15);writeln('** Ganho 5 = -1,0 a 1,0 V **');
GoToXY(15,16);writeln('** Ganho 1 = -0,5 a 0,5 V **');
GoToXY(15,17);writeln('*****');
GoToXY(15,19);write('Para alterar o valor do Ganho tecle :
G');
    repeat
        repeat
            until KeyPressed;
            Ch1:= UpCase(ReadKey);
        until Ch1 in ['G'];
        case Ch1 of
            'G': begin
                GoToXY(15,20); write(' Qual o ganho
(1,2,5,10) ? ');
                GoToXY(45,20); read(GanhoGlb);
                ProgramaGanho;
                end;
            else
                end;
        end;
        ClrScr;
        GoToXY(10,10);
        writeln('** ESPECIFIQUE O INTERVALO ENTRE AQUISICOES:
hh:mm:ss **');
        GoToXY(15,11);write('** hh:** <ENTER>'); read(h1);
        GoToXY(15,12);write('** mm:** <ENTER>'); read(m1);
        GoToXY(15,13);write('** ss:** <ENTER>'); read(s1);
        { GoToXY(15,20);
        writeln('** ESPECIFIQUE A TEMPERATURA AMBIENTE **');
        GoToXY(15,22);write('** Ambiente (C):** <ENTER>');
        read(T0);}
        ClrScr;
        GoToXY(10,2);writeln('** SELECIONE CANAIS (2-10)/PLACAS (0-9)
**');
        GoToXY(10,6);writeln('Canais de final 2, y/n
');GoToXY(35,6);Readln(Ch2);
        GoToXY(10,8);writeln('Canais de final 3, y/n
');GoToXY(35,8);Readln(Ch3);
        GoToXY(10,10);writeln('Canais de final 4, y/n
');GoToXY(35,10);Readln(Ch4);
        GoToXY(10,12);writeln('Canais de final 5, y/n
');GoToXY(35,12);Readln(Ch5);
        GoToXY(10,14);writeln('Canais de final 6, y/n
');GoToXY(35,14);Readln(Ch6);
        GoToXY(10,16);writeln('Canais de final 7, y/n
');GoToXY(35,16);Readln(Ch7);
        GoToXY(10,18);writeln('Canais de final 8, y/n
');GoToXY(35,18);Readln(Ch8);
        GoToXY(10,20);writeln('Canais de final 9, y/n
');GoToXY(35,20);Readln(Ch9);

```

```

        GotoXY(10,22);Writeln('Canais      de      final      0,      y/n
');GotoXY(35,22);Readln(Ch0);
        GotoXY(10,24);writeln('Juncao      de      refer.,      y/n
');GotoXY(35,24);Readln(Ch01);

        ClrScr;
        GoToXY(10,20);writeln('NOME      DO      ARQUIVO      DE      SAIDA:
ex.a:experim.txt');
        GoToXY(10,21);writeln('NOME: ');GoToXY(15,21);Read(NOMEF);
        assign(outfile,NOMEF);
        rewrite(outfile);
        for N:=1 to 10 do
            for L:=0 to 9 do
                begin
                    Append(outfile);
                    write(outfile,L,N,',');
                    close(outfile);
                end;

        SetTime(00,00,00,00);
        AQ:=0;
        repeat

        Q:=5;
        GetTime(hh,mm,ss,dc);
        s7:= ss/60+mm+hh*60;
        GotoXY(15,22);
        Append(outfile);
        writeln(outfile,' ',s7:5:2);
        close(outfile);
        write('** TEMPO DE OPERACAO: ** ',hh,':',mm,':',ss,':',dc);

        if Ch2 = 'y' then canal2;
        If Ch3 = 'y' then canal3;
        If Ch4 = 'y' then canal4;
        If Ch5 = 'y' then canal5;
        If Ch6 = 'y' then canal6;
        If Ch7 = 'y' then canal7;
        If Ch8 = 'y' then canal8;
        If Ch9 = 'y' then canal9;
        If Ch0 = 'y' then canal0;
        if Ch01 = 'y' then canal2;

        T1[1,3]:=(29.73953+97.12258*T[1,3]);
        T1[1,4]:=(29.73644+97.41268*T[1,4]);
        T1[1,5]:=(29.73773+97.26262*T[1,5]);
        T1[1,6]:=(29.74582+97.47501*T[1,6]);
        T1[1,7]:=(29.73837+97.30042*T[1,7]);
        T1[1,8]:=(29.76739+97.30042*T[1,8]);
        T1[1,9]:=(29.72406+97.28779*T[1,9]);

```

```

T1[1,10]:=(29.67388+97.95331*T[1,10]);

(* Eq. de calibração para todos os termopares desde T[1,3] até T[9,10] *)

    for N:=1 to 10 do
      for L:=0 to 9 do
        begin
          Append(outfile);
          write(outfile,T[L,N]:1:5,',');
          close(outfile);
        end;

      AQ:=AQ+1;

(*****
(** Especificacao do intervalo de tempo entre aquisicoes **)
(*****

    GetTime(h2,m2,s2,d2);

    h4:=00;
    m4:=00;
    s4:=00;
    s5:= s1+m1*60+h1*3600;
      If s1 <>0 then
        while s4<=s5 do

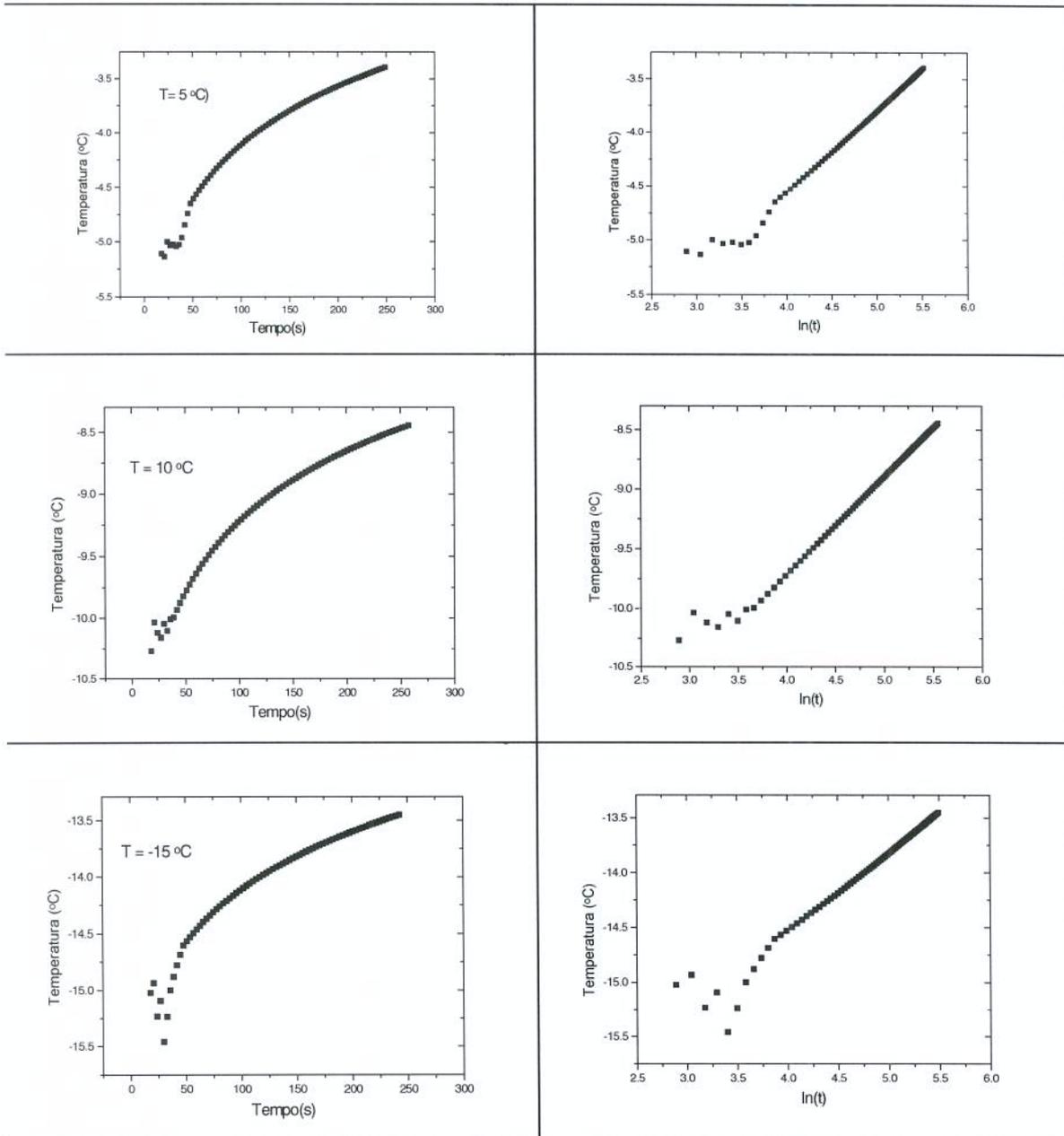
          begin
            GetTime(h3,m3,s3,d3);
            s4 := s3-s2;
            m4 := (m3-m2)*60;
            h4 := (h3-h2)*300;
            s4:=s4+m4+h4;

            GotoXY(10,23);
            write (** AQUISICOES EFET.: ',AQ);
            GotoXY(15,24);
            write (** INTERVALO ENTRE AQUISICOES: ** ',s5,'
segundos' );

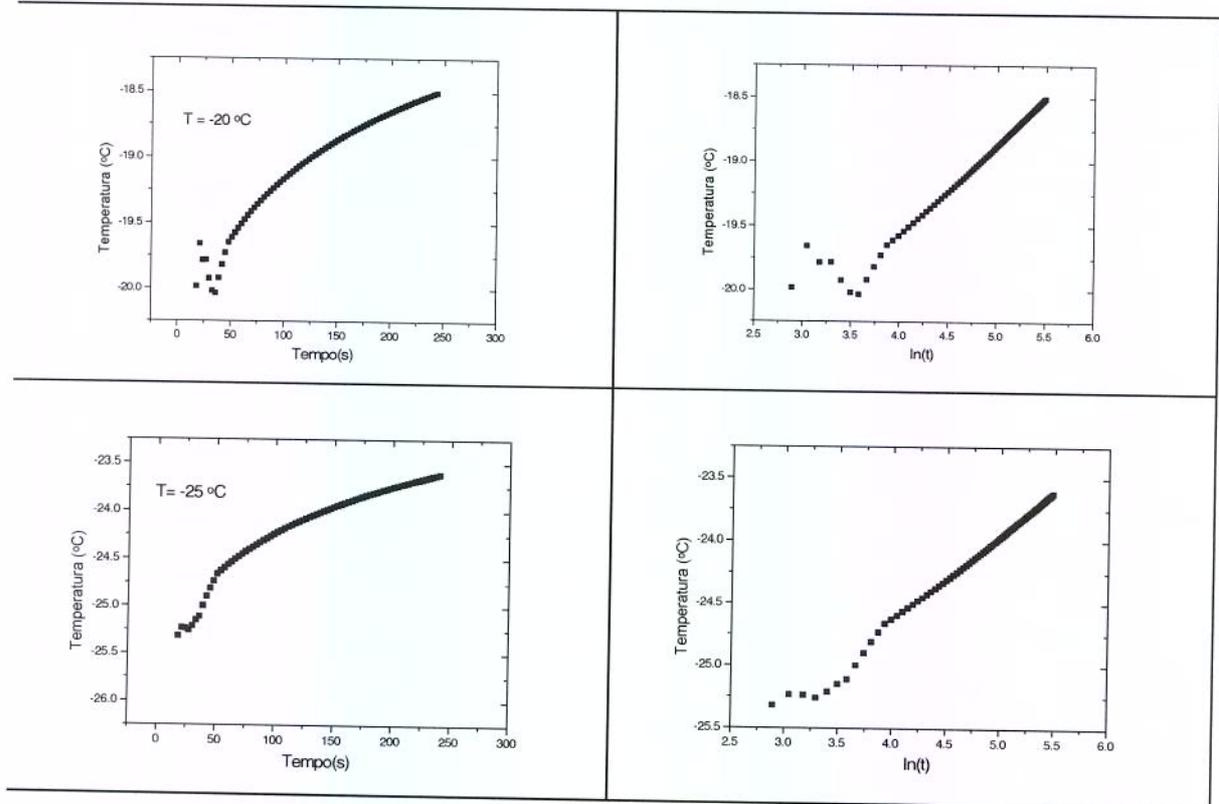
            GotoXY(15,25);
            write('***** PARA FINALIZAR TECLE<F> E AGUARDE *****');
          end;
        until KeyPressed;
        Ch1:= UpCase(ReadKey);
        case Ch1 of
          'F':end;
        end.

```

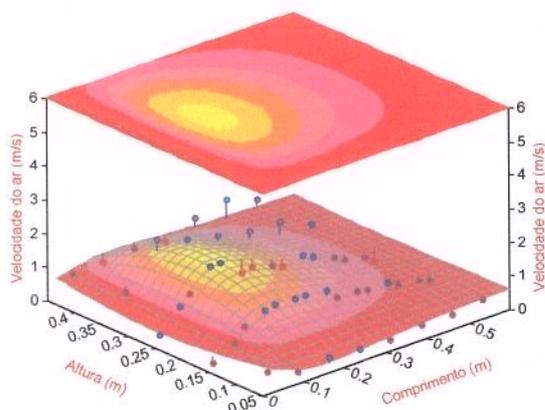

ANEXO B – Resultados experimentais da variação da temperatura produzida pela sonda de aquecimento para a determinação da condutividade térmica da solução modelo. Gráfico da variação da temperatura $T(t)$ versus $\ln(t)$. Condições experimentais: Potência de aquecimento ($P= 17,5 \text{ W/m K}$) e Temperatura inicial específica para condição (ver gráficos).



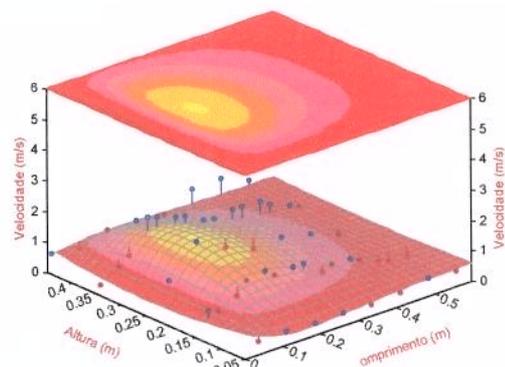
ANEXO B – Continuação



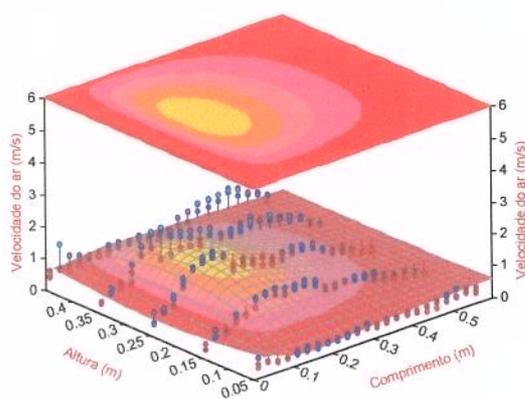
ANEXO C1 - Distribuição da velocidade do ar ajustada por regressão não linear na seção de entrada da câmara de congelamento para o processamento de amostras contidas em sacos de polietileno no interior de caixas com arranjos de 7 camadas e nível 1 de temperatura do ar.



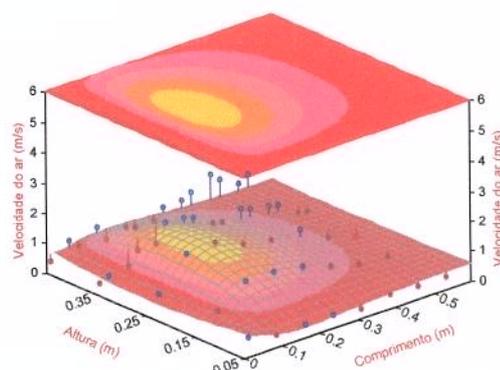
Ensaio 1



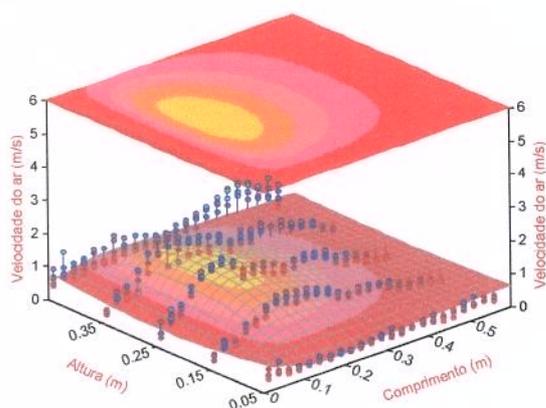
Ensaio 2



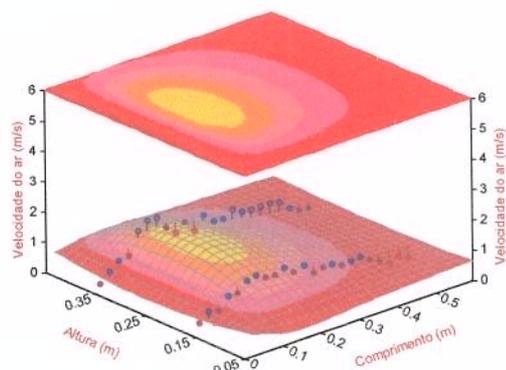
Ensaio 3



Ensaio 4

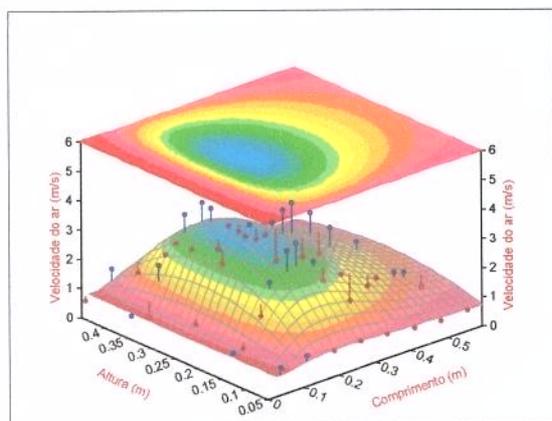


Ensaio 5

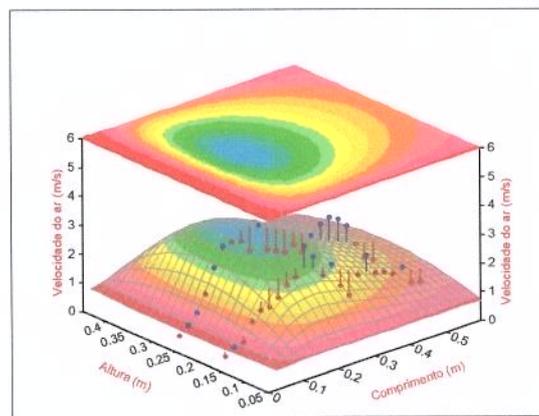


Ensaio 6

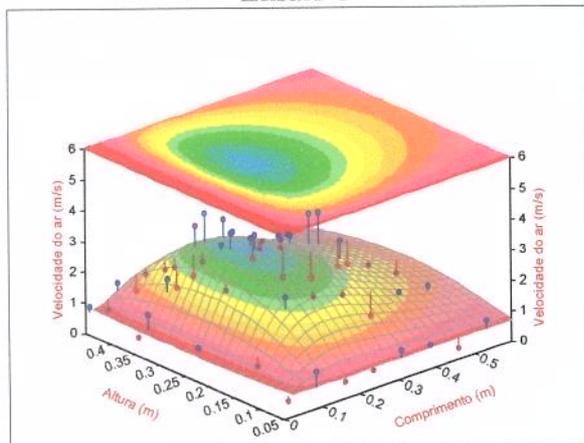
ANEXO C2 - Distribuição da velocidade do ar ajustada por regressão não linear na seção de entrada da câmara de congelamento para o processamento de amostras contidas em sacos de polietileno no interior de caixas com arranjos de 5 camadas e nível 1 de temperatura do ar.



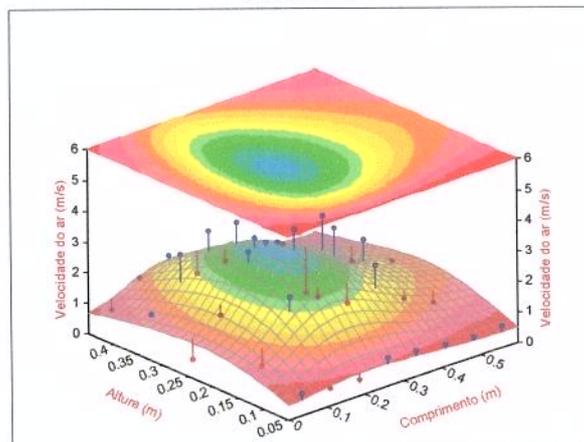
Ensaio 1



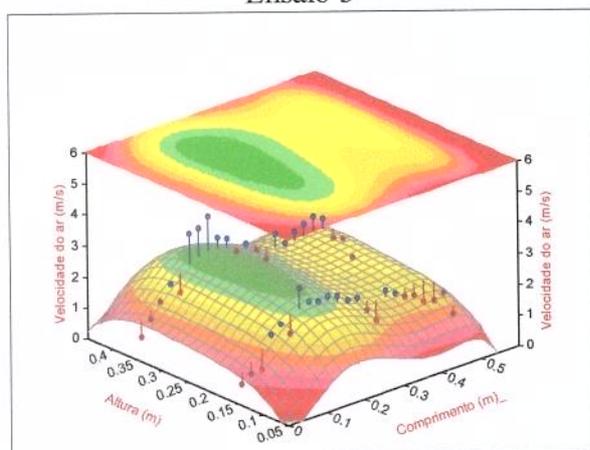
Ensaio 2



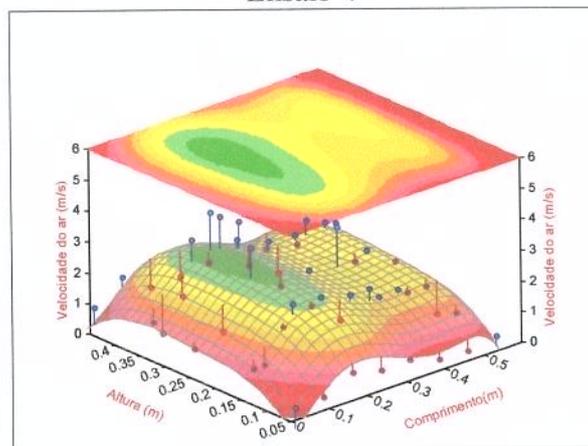
Ensaio 3



Ensaio 4

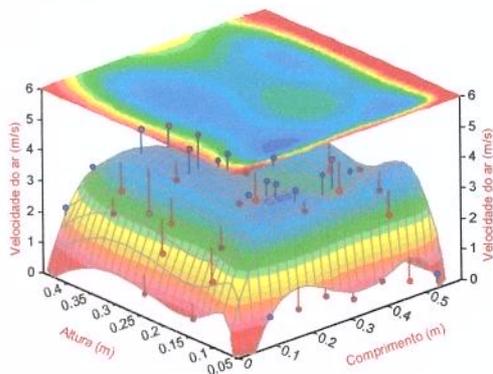


Ensaio 5

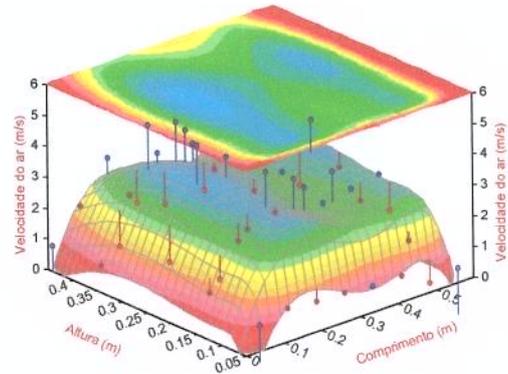


Ensaio 6

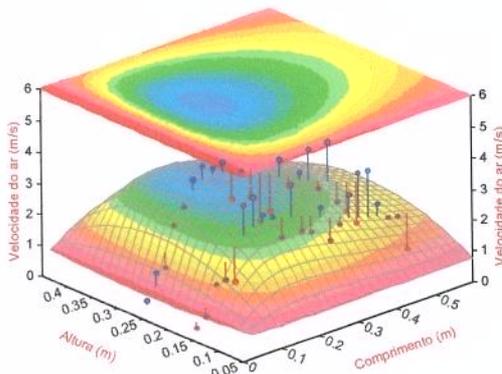
ANEXO C3 - Distribuição da velocidade do ar ajustada por regressão não linear na seção de entrada da câmara de congelamento para o processamento de amostras contidas em sacos de polietileno no interior de caixas com arranjos de 7 camadas e nível 1 de temperatura do ar.



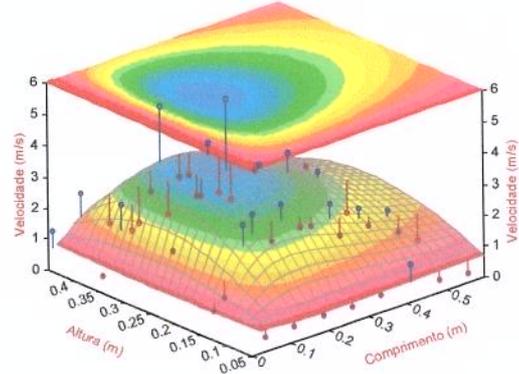
Ensaio 1



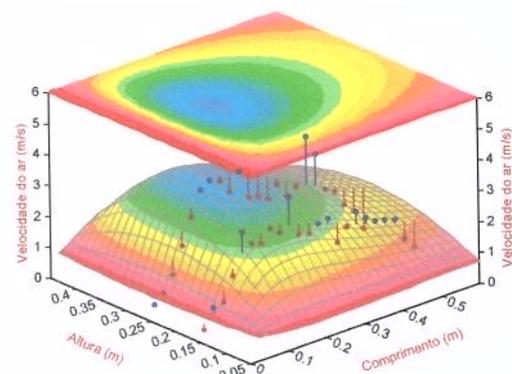
Ensaio 2



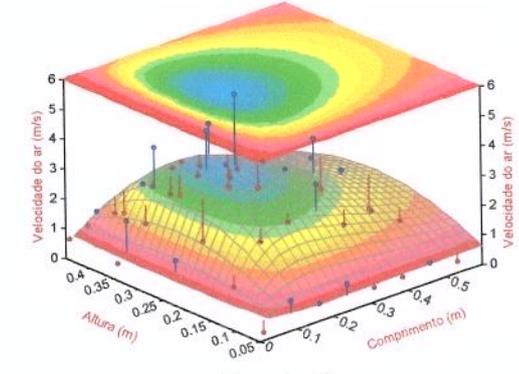
Ensaio 3



Ensaio 4



Ensaio 5



Ensaio 6

ANEXO D – Vazões do ar de resfriamento para todas as configurações testadas.

	Somatório	Integração Numérica	Média experim.		Somatório	Integração Numérica	Média experim.		Somatório	Integração Numérica	Média experim.
V1111(X,Y)	0.441646	0.446436	0.40047	V1211(X,Y)	0.706558	0.722631	0.61475	V1311(X,Y)	0.221922	0.222598	0.22867
V1112(X,Y)	0.431297	0.435582	0.36915	V1212(X,Y)	0.594878	0.603355	0.45649	V1312(X,Y)	0.213563	0.214324	0.20995
V1113(X,Y)	0.424714	0.428186	0.37786	V1213(X,Y)	0.402561	0.407625	0.35095	V1313(X,Y)	0.209442	0.210022	0.20839
V1121(X,Y)	0.422445	0.427693	0.42298	V1221(X,Y)	0.51452	0.518604	0.57822	V1321(X,Y)	0.211833	0.212238	0.23067
V1122(X,Y)	0.418671	0.426828	0.37462	V1222(X,Y)	0.503021	0.507378	0.42423	V1322(X,Y)	0.215159	0.215472	0.23974
V1123(X,Y)	0.402018	0.410835	0.29726	V1223(X,Y)	0.474375	0.47829	0.35024	V1323(X,Y)	0.211556	0.211934	0.20163
V1131(X,Y)	0.447505	0.4508	0.4251	V1231(X,Y)	0.493218	0.497039	0.51725	V1331(X,Y)	0.213183	0.213513	0.23354
V1132(X,Y)	0.42527	0.433119	0.39291	V1232(X,Y)	0.490836	0.494474	0.43611	V1332(X,Y)	0.210902	0.211115	0.2095
V1133(X,Y)	0.369484	0.37237	0.26627	V1233(X,Y)	0.373743	0.426054	0.29961	V1333(X,Y)	0.212242	0.212425	0.23149
V2111(X,Y)	0.443202	0.445987	0.40376	V2211(X,Y)	0.664772	0.670724	0.60414	V2311(X,Y)	0.228983	0.230118	0.20914
V2112(X,Y)	0.459072	0.464103	0.40545	V2212(X,Y)	0.65117	0.656864	0.57524	V2312(X,Y)	0.220902	0.221874	0.19458
V2113(X,Y)	0.468	0.044533	0.41582	V2213(X,Y)	0.646872	0.6522966	0.58041	V2313(X,Y)	0.227408	0.228618	0.21614
V2121(X,Y)	0.47029	0.473374	0.43007	V2221(X,Y)	0.643925	0.649582	0.57667	V2321(X,Y)	0.221959	0.223181	0.17883
V2122(X,Y)	0.445971	0.47528	0.40307	V2222(X,Y)	0.647848	0.652593	0.60388	V2322(X,Y)	0.221139	0.222206	0.20466
V2123(X,Y)	0.445596	0.448926	0.37788	V2223(X,Y)	0.643036	0.647836	0.56979	V2323(X,Y)	0.218907	0.21983	0.19972
V2131(X,Y)	0.445143	0.448445	0.40744	V2231(X,Y)	0.644761	0.64944	0.59527	V2331(X,Y)	0.2175	0.218334	0.19595
V2132(X,Y)	0.444313	0.44788	0.40758	V2232(X,Y)	0.643094	0.648172	0.56085	V2332(X,Y)	0.2161	0.216796	0.19466
V2133(X,Y)	0.444313	0.446822	0.41028	V2233(X,Y)	0.635344	0.640278	0.53514	V2333(X,Y)	0.216295	0.21695	0.20133
V3111(X,Y)	0.446551	0.451458	0.39915	V3211(X,Y)	0.599421	0.604656	0.53847	V3311(X,Y)	0.19426	0.196162	0.16817
V3112(X,Y)			0.35588	V3212(X,Y)	0.662576	0.673356	0.53608	V3312(X,Y)	0.194842	0.196293	0.18393
V3113(X,Y)	0.399636	0.401699	0.37962	V3213(X,Y)				V3313(X,Y)			
V3121(X,Y)	0.391679	0.393572	0.33651	V3221(X,Y)	0.546025	0.551808	0.48501	V3321(X,Y)	0.194621	0.195876	0.17822
V3122(X,Y)	0.381494	0.383735	0.31273	V3222(X,Y)	0.574877	0.580167	0.54052	V3322(X,Y)	0.187697	0.188911	0.15324
V3123(X,Y)	0.380413	0.382829	0.33898	V3223(X,Y)	0.572603	0.578066	0.50612	V3323(X,Y)	0.18331	0.184522	0.16343
V3131(X,Y)	0.376624	0.379163	0.31785	V3231(X,Y)				V3331(X,Y)	0.182575	0.183249	0.18106
V3132(X,Y)	0.377107	0.37978	0.33898	V3232(X,Y)	0.577897	0.583447	0.53077	V3332(X,Y)	0.179233	0.180051	0.16364
V3133(X,Y)	0.377581	0.380326	0.33938	V3233(X,Y)	0.591958	0.600093	0.4999	V3333(X,Y)	0.204705	0.206313	0.16907

ANEXO E1 – Parâmetros estatísticos da regressão linear dos gráficos semilogarítmo para a determinação dos coeficientes de Transferência de calor superficiais efetivos para o mesmo nível de temperatura do ar (Figuras IV.9, IV.12 e IV.15 para os 3 arranjos no nível 2 de temperatura - temperatura nominal do ar = -25 °C).

$Y = A + S_2X$						
T(°C)	Caixa/Posição	A	S ₂	R ²	D.P	Cm
-24,7	3/Topo	-0,08225	-0,02522	0,9783	0,036	7
-24,9	3/Fundo	-0,08475	-0,0239	0,9757	0,036	7
-24,8	2/Topo	-0,01697	-0,02475	0,9918	0,079	7
-25,4	2/Fundo	-0,06772	-0,02139	0,9786	0,030	7
-25,6	1/Topo	-0,04204	-0,01708	0,9844	0,020	7
-24,6	1/Fundo	-0,00474	-0,00641	0,9997	0,002	7
-23,9	3/Topo	-0,06863	-0,03462	0,9769	0,0413	5
-22,7	3/Fundo	-0,05911	-0,02008	0,9903	0,025	5
-23,2	2/Topo	-0,01048	-0,0323	0,9888	0,052	5
-22,8	2/Fundo	-0,05815	-0,02235	0,9903	0,016	5
-23,8	1/Topo	-0,08092	-0,03124	0,9687	0,046	5
-23,4	1/Fundo	-0,02521	-0,01414	0,9949	0,018	5
-23,8	3/Topo	-0,05244	-0,02906	0,9928	0,023	3
-22,8	3/Fundo	-0,06388	-0,02706	0,9919	0,026	3
-22,9	2/Topo	-0,05007	-0,03012	0,9911	0,030	3
-22,7	2/Fundo	-0,06017	-0,02719	0,9914	0,025	3
-23,8	1/Topo	-0,04916	-0,02764	0,9859	0,027	3
-22,8	1/Fundo	-0,00284	-0,01356	0,9986	0,006	3

ANEXO E2– Parâmetros estatísticos da regressão linear dos gráficos semilogarítimo para a determinação dos coeficientes de Transferência de calor superficiais efetivos para o mesmo nível de temperatura do ar (Figuras IV.10, IV.13 e IV.16 para os 3 arranjos de camadas no nível 3 - temperatura nominal do ar = -20 °C).

$Y = A + S_2X$						
T(°C)	Caixa/Posição	A	S ₂	R ²	D.P	Cm
-17,0	3/Topo	-0,14238	-0,02126	0,9775	0,052	7
-17,6	3/Fundo	-0,13714	-0,02315	0,9603	0,058	7
-17,0	2/Topo	-0,05062	-0,02433	0,9785	0,062	7
-16,7	2/Fundo	-0,03436	-0,01442	0,9935	0,015	7
-16,3	1/Topo	-0,03422	-0,0212	0,9875	0,044	7
-16,3	1/Fundo	-0,01157	-0,0119	0,9989	0,005	7
-16,5	3/Topo	-0,4911	-0,0282	0,9828	0,124	5
-16,8	3/Fundo	-0,03316	-0,0119	0,9967	0,0126	5
-17,8	2/Topo	-0,02053	-0,02566	0,9961	0,076	5
-17,9	2/Fundo	-0,07098	-0,0216	0,9908	0,038	5
-15,0	1/Topo	-0,04659	-0,02869	0,9831	0,103	5
-16,3	1/Fundo	-0,01858	-0,01297	0,9987	0,008	5
-18,0	3/Topo	-0,10189	-0,03994	0,9812	0,088	3
-16,4	3/Fundo	-0,12113	-0,03781	0,9803	0,043	3
-17,8	2/Topo	-0,08745	-0,03028	0,9896	0,0604	3
-17,0	2/Fundo	-0,10549	-0,02571	0,9959	0,046	3
-17,5	1/Topo	-0,15285	-0,0173	0,9842	0,058	3
-17,2	1/Fundo	-0,00206	-0,00893	0,9995	0,004	3

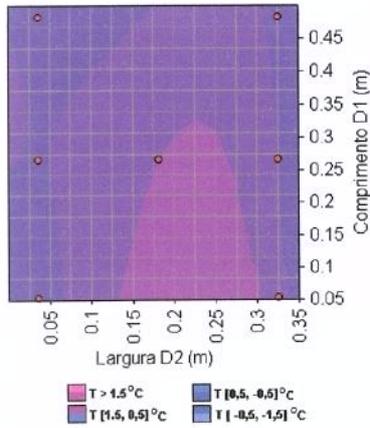
ANEXO F1 – Parâmetros adimensionais obtidos a partir de dados experimentais para correlações dos coeficientes de transferência de calor médios efetivos durante o congelamento de polpas de frutas embaladas em sacos de polietileno e acondicionadas em caixas ($T_{\text{Nom}} = -20\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Caixa	Cm	Posição	T(°C)	\dot{V} (m ³ /s)	v (m/s)	$\text{Re} \times 10^{-4}$	Nu
3	7	Topo	-17,0	0,1962	4,99	1,09	15,36
3	7	Fundo	-17,6	0,1963	5,00	1,09	16,73
2	7	Topo	-17,0	0,1959	4,99	1,08	17,58
2	7	Fundo	-16,7	0,1845	4,70	1,02	10,42
1	7	Topo	-16,3	0,1832	4,67	1,01	15,32
1	7	Fundo	-16,3	0,2063	5,25	1,14	8,60
3	5	Topo	-16,5	0,4515	4,98	3,57	67,19
3	5	Fundo	-16,8	0,4017	4,43	3,18	28,38
2	5	Topo	-17,8	0,3936	4,34	3,11	61,13
2	5	Fundo	-17,9	0,3828	4,22	3,03	51,46
1	5	Topo	-15,0	0,3792	4,18	3,00	68,35
1	5	Fundo	-16,3	0,3803	4,19	3,00	30,90
3	3	Topo	-18,0	0,6047	4,25	3,91	154,95
3	3	Fundo	-16,4	0,6734	4,74	4,36	146,69
2	3	Topo	-17,8	0,5518	3,882	4,53	117,48
2	3	Fundo	-17,0	0,5781	4,07	4,75	99,75
1	3	Topo	-17,5	0,5834	4,10	4,79	67,12
1	3	Fundo	-17,2	0,6000	4,22	4,93	34,65

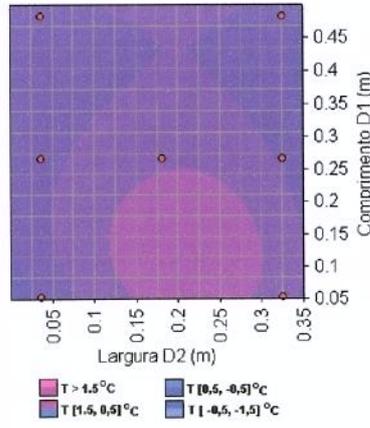
ANEXO F2 – Parâmetros adimensionais obtidos a partir de dados experimentais para correlações dos coeficientes de transferência de calor médios efetivos durante o congelamento de polpas de frutas embaladas em sacos de polietileno e acondicionadas em caixas.

Caixa	Cm	Posição	T(°C)	\dot{V} (m ³ /s)	v (m/s)	Re $\times 10^{-4}$	Nu
3	7	Topo	-27,7	0,2226	5,67	1,32	20,72
3	7	Fundo	-26,7	0,2100	5,35	1,25	18,92
2	7	Topo	-27,2	0,2122	5,40	1,26	16,93
2	7	Fundo	-27,4	0,2119	5,39	1,26	16,00
1	7	Topo	-27,0	0,2135	5,44	1,27	12,15
1	7	Fundo	-28,1	0,2124	5,41	1,26	10,59
3	5	Topo	-30,0	0,4464	4,92	3,77	109,89
3	5	Fundo	-31,0	0,4282	4,72	3,62	36,09
2	5	Topo	-30,6	0,4277	4,71	3,61	105,82
2	5	Fundo	-30,8	0,4108	4,53	3,47	35,32
1	5	Topo	-30,5	0,4508	4,97	3,81	106,76
1	5	Fundo	-30,4	0,3724	4,10	3,14	19,25
3	3	Topo	-26,4	0,7226	5,08	6,34	142,33
3	3	Fundo	-28,2	0,4076	2,87	3,58	66,60
2	3	Topo	-26,7	0,5186	3,65	4,55	136,67
2	3	Fundo	-30,2	0,5074	3,57	4,45	85,05
1	3	Topo	-28,4	0,4970	3,50	4,36	119,02
1	3	Fundo	-29,2	0,4261	3,00	3,74	35,69

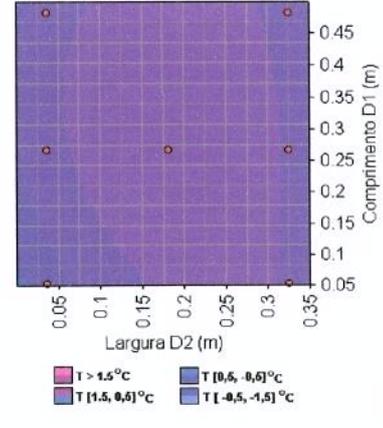
ANEXO G1 – Isotermas ajustadas por regressão não linear em função da localização no sistema de coordenadas no plano(XY) para experimentos realizados com arranjos de 5 camadas e nível 1 de temperatura de resfriamento. Para referência das coordenadas ver Figura (5.3).



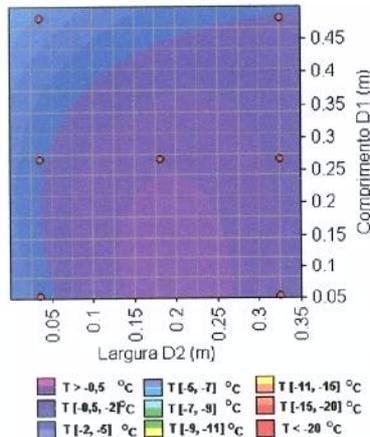
A1) t = 30 min, caixa 1



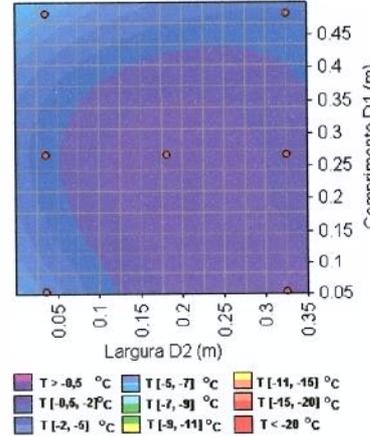
A2) t = 30 min, caixa 2



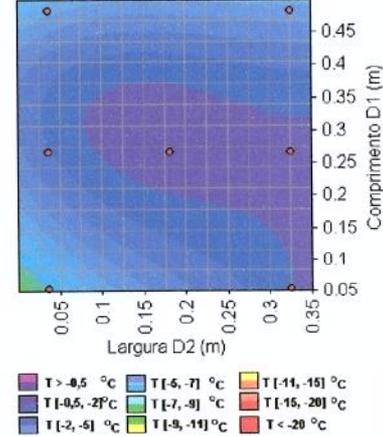
A3) t = 30 min, caixa 3



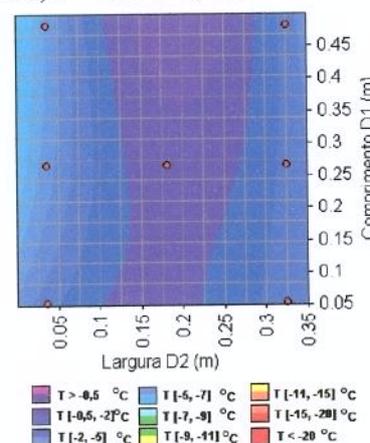
B1) t = 60 min, caixa 1



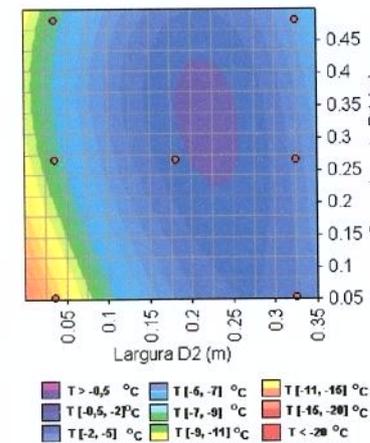
B2) t = 60 min, caixa 2



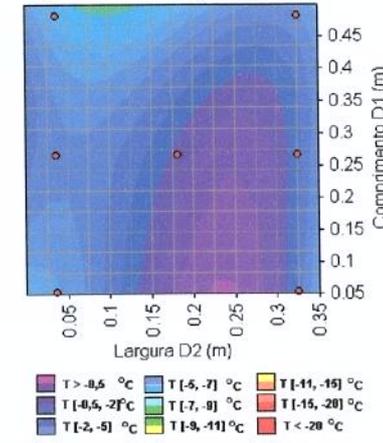
B3) t = 60 min, caixa 3



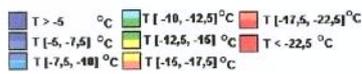
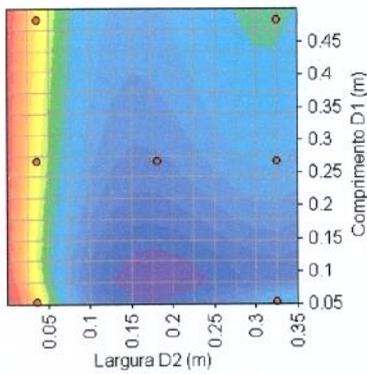
C1) t = 90 min, caixa 1



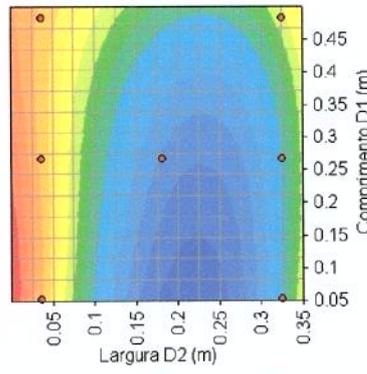
C2) t = 90 min, caixa 2



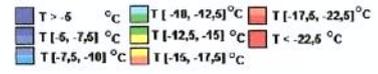
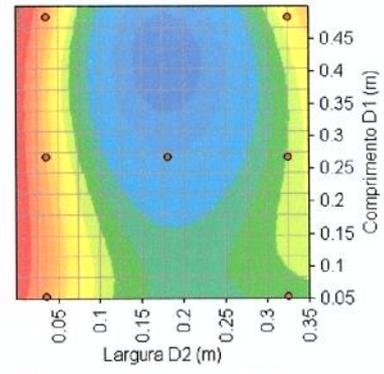
C3) t = 90 min, caixa 3



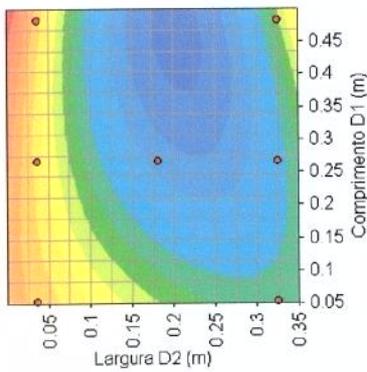
D1) t = 120 min, caixa 1



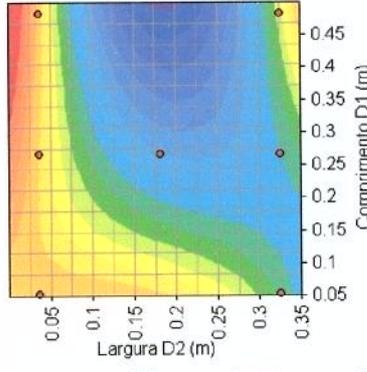
D2) t = 120 min, caixa 2



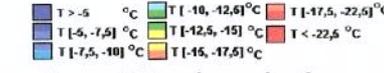
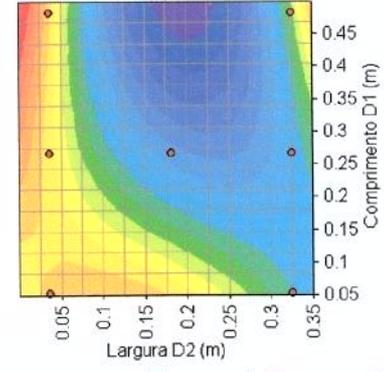
D3) t = 120 min, caixa 3



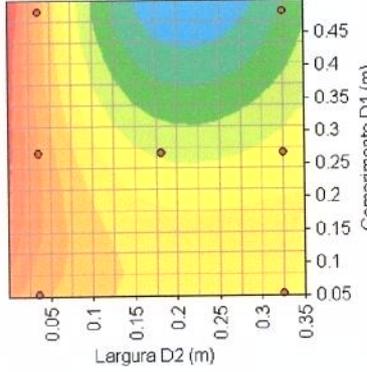
E1) t = 150 min, caixa 1



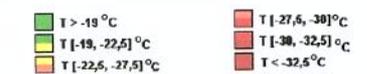
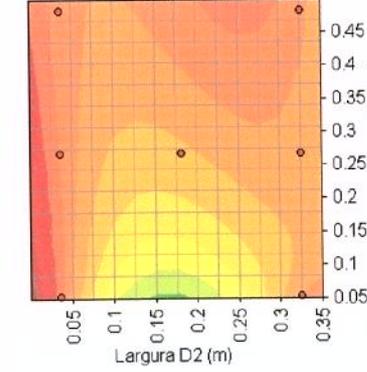
E2) t = 150 min, caixa 2



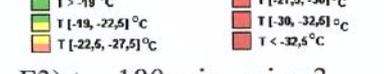
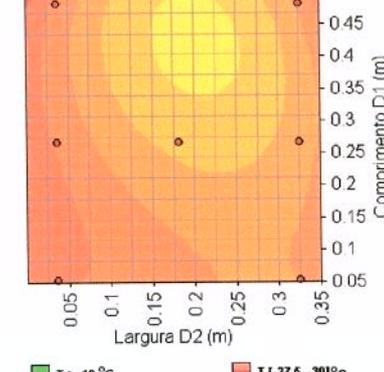
E3) t = 150 min, caixa 3



F1) t = 180 min, caixa 1

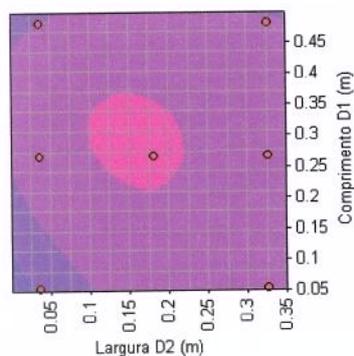


F2) t = 180 min, caixa 2

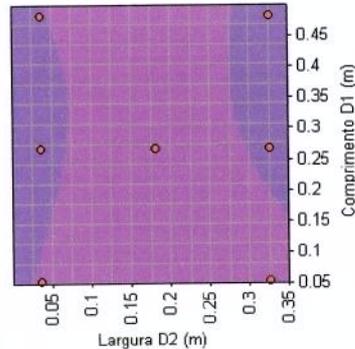


F3) t = 180 min, caixa 3

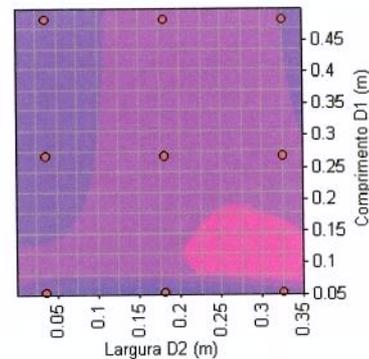
ANEXO G2 - Isotermas ajustadas por regressão não linear em função da localização no sistema de coordenadas no plano(XY) para experimentos realizados com arranjos de 3 camadas e nível 1 de temperatura de resfriamento. Para referência das coordenadas ver Figura (5.3).



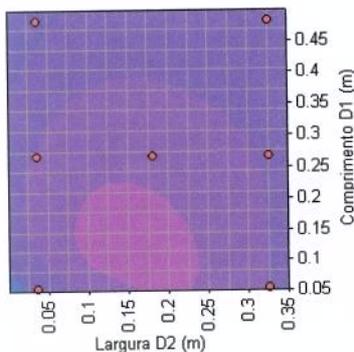
A1) t = 15 min, caixa 1



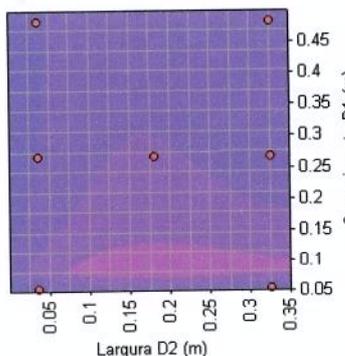
A2) t = 15 min, caixa 2



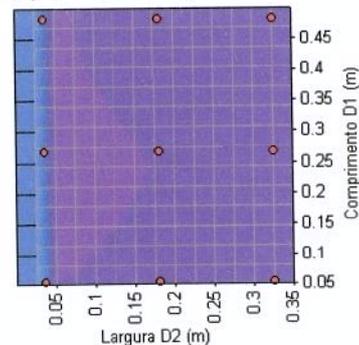
A3) t = 15 min, caixa 3



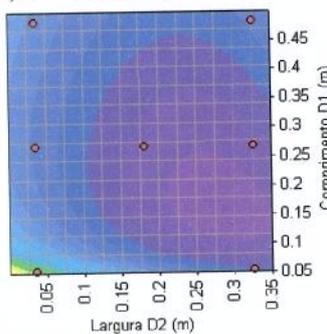
B1) t = 30 min, caixa 1



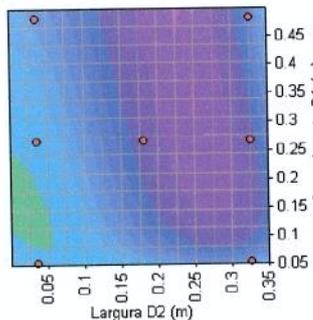
B2) t = 30 min, caixa 2



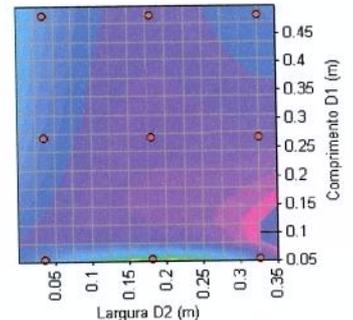
B3) t = 30 min, caixa 3



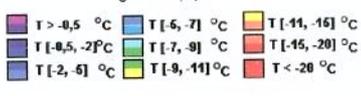
C1) t = 60 min, caixa 1



C2) t = 60 min, caixa 2



C3) t = 60 min, caixa 3



ANEXO H– Parâmetros usados nas equações de predição para o tempo de congelamento para uma placa pelo modelo de Pham (1986) para o nível 2 de temperatura de resfriamento do ar e temperatura inicial do produto de 5 °C.

Parâmetros para predição do tempo de congelamento					
Configuração	Camada	Caixa	$h_{\text{efetivo}} \text{ (W/m}^2 \text{ °C)}$	Bi_s	$t_{f,\text{placa}} \text{ (h)}$
Bloco Retangular Compacto	7	3	31,07739	0,856032	11,49742
	7	2	30,35149	0,836037	11,68998
	7	1	30,30558	0,834773	11,70247
	5	3	28,04052	0,551701	9,011985
	5	2	27,29365	0,537006	9,205272
	5	1	26,7948	0,527191	9,340375
	3	3	27,00155	0,318755	5,721802
	3	2	25,12896	0,296649	6,089573
	3	1	24,84204	0,293262	6,150819
Arranjo de 5 blocos	7	3	31,07739	0,819345	7,150454
	7	2	30,35149	0,800207	7,27177
	7	1	30,30558	0,798997	7,279637
	5	3	28,04052	0,551701	6,131174
	5	2	27,29365	0,537006	6,262674
	5	1	26,7948	0,527191	6,354589
	3	3	27,00155	0,318755	4,321739
	3	2	25,12896	0,296649	4,599521
	3	1	24,84204	0,293262	4,645781

ANEXO I – Integração numérica sob as curvas de carga térmica variáveis com o tempo durante as primeiras duas horas do processo para avaliação dos erros nos modelos preditivos.

7 Camadas -30 C Caixa 1

Integration of Datal_Corridal-9 from zero:

i = 1 --> 517

x = 0 --> 120

Area	Peak at	Width	Height
37939.3271	0	29.2	694.45695
38866.75477	0	29.43	697.7865
35951.41864	0	29.12	645.18873
45031.86926	0	53.15	707.25769
41662.23693	0	41.82	696.03174
40626.86157	0	43.05	680.2389
39786.9759	0	46.17	642.83033
38311.34296	0	39.37	633.40413
40972.21408	0	48.43	658.55567

Integration of Datal_Preditol-3 from zero:

i = 1 --> 491

x = 0 --> 120

Area	Peak at	Width	Height
41976.1773	24.68	120	439.30663
29707.08544	24.93	120	265.01902
31419.13286	28.07	120	282.92065

7 Camadas -25 C

Integration of Datal_Corridal10-18 from zero:

i = 1 --> 541

x = 0 --> 120

Area	Peak at	Width	Height
35247.06357	1.13	30.53	629.93476
38682.32967	0	34.95	672.13717
36040.75529	0	32.7	628.11985
39964.23131	1.13	39.75	669.54116
36526.41744	0	41.77	669.79387
35700.9474	0	42.97	641.72019
39923.75719	0	45.05	662.85586
42391.38964	0	67.93	634.4146
39282.25635	0	50.98	628.55634

Integration of Datal_Predito4-6 from zero:

i = 1 --> 541

x = 0 --> 120

Area	Peak at	Width	Height
31727.56169	13.6	120	298.39293
32949.55955	16.4	121.03	308.79881
30436.50233	23.6	120	276.47665

7 Camadas -20C

Integration of Datal_Corridal19-27 from zero:

i = 1 --> 116

x = 0 --> 120

Area	Peak at	Width	Height
21470.97353	0	21.92	444.68835
21151.38495	0	20.67	430.8826
20496.09492	0	19.2	438.59357
22578.73176	1.23	21.65	450.68576
23383.62633	0	24.3	478.00516
23046.13709	0	20.7	472.08564
23741.76898	0	27.25	446.42137
22457.09445	0	23.13	444.31838
24983.56389	0	28.35	477.03156

Integration of Datal_Predito7-9 from zero:

i = 1 --> 117

x = 0 --> 120

Area	Peak at	Width	Height
26758.09512	28.38	120	244.80109
21634.85961	21.65	121.23	212.84777
25541.37175	24.63	120	239.93586

5 Camadas -30C

Integration of Datal_Corridal-9 from zero:

i = 1 --> 482

x = 0 --> 120

Area	Peak at	Width	Height
24923.52576	0	70.13	391.51236
23675.44014	0	22.57	469.2855
22853.93908	0	27.92	437.34099
23314.92565	0	39.57	419.89565
21065.5692	0	57.6	339.45674
25918.23141	0	54.73	429.12712
24062.08298	0	55.38	402.73991
19208.27439	0	17	397.67607
25950.03795	0	37.25	448.71782

Integration of Datal_Predito1-3 from zero:

i = 1 --> 444

x = 0 --> 120

Area	Peak at	Width	Height
26698.30058	23.8	117.73	269.42458
23823.5578	0	64.5	381.89411
18683.28106	0	56.52	321.50944

5 Camadas -25C

Integration of Datal_Corridal10-18 from zero:

i = 1 --> 444

x = 0 --> 119.95

Area	Peak at	Width	Height
26151.3712	0	12.27	592.65491
26515.99733	0	13.6	591.99373

27561.14955	0	21.43	543.72746
29125.56771	0	21.42	585.80695
24944.33204	0	19.02	515.01329
29476.11517	0	26.07	581.83987
27151.61683	0	9.03	645.26607
25217.67084	0	12.25	565.92427
25761.46602	0	12.47	596.05527

Integration of Datal_Predito4-6 from zero:

i = 1 --> 453

x = 0 --> 119.95

Area	Peak at	Width	Height
27264.98764	26.9	119.95	262.34759
27843.33015	24.82	117.78	289.52717
24616.92835	24.67	118.88	271.58972

5 Camadas -20C

Integration of Datal_Corridal9-27 from zero:

i = 1 --> 401

x = 0 --> 120

Area	Peak at	Width	Height
20751.00719	0	11.73	494.10783
20346.71866	0	10.87	462.67991
18216.22362	0	23.82	322.57713
15985.95549	0	5.67	484.73428
15952.43805	0	8.22	456.87407
11996.42487	0	14.68	271.04001
12017.16128	0	12.73	263.94726
14374.79424	0	16.2	260.43119

Integration of Datal_Predito7-9 from zero:

i = 1 --> 585

x = 0 --> 120

Area	Peak at	Width	Height
14980.27396	3.35	120	153.12277
18132.67535	4.53	120	195.01713
12029.57288	0	62.47	192.01334

3 Camadas -30C

Integration of Datal_Corridal-9 from zero:

i = 1 --> 109

x = 0 --> 120

Area	Peak at	Width	Height
10485.45726	0	4.47	356.28599
14278.50123	0	19.05	313.41558
17016.88924	0	14.58	369.54652
11498.02886	0	23.52	260.21367
14134.28838	1.12	34.68	272.99491
16663.45868	1.12	54.78	277.78787
12135.54175	1.12	7.85	338.87155
14313.2727	1.12	24.63	306.22613
19431.72056	1.12	54.78	325.9838

Integration of Datal_Predito1-3 from zero:

i = 1 --> 109

x = 0 --> 120

Area	Peak at	Width	Height
15080.08222	5.58	83.45	206.55334
11220.32592	11.22	82.33	142.60437
13205.38541	24.63	89.03	164.95381

3 Camadas -25C

Integration of Datal_Corridal10-18 from zero:

i = 1 --> 365

x = 0 --> 120

Area	Peak at	Width	Height
14910.87501	0	5.63	425.66437
*****	*	****	*****
16342.65794	1.13	5.67	528.50401
16680.89252	0	6.8	452.79136
14510.78427	0	3.4	509.81203
16271.9226	0	6.8	442.53439
17533.53365	0	16.92	398.80729
15630.7206	0	7.87	400.08942
18859.03436	0	15.73	415.60983

Integration of Datal_Predito4-6 from zero:

i = 1 --> 391

x = 0 --> 120

Area	Peak at	Width	Height
13965.46852	12.33	90.62	174.65836
15801.31477	12.47	114.33	174.65836
12162.58214	15.78	91.69	149.29681

3 Camadas -20C

Integration of Datal_Corridal19-27 from zero:

i = 1 --> 134

x = 0 --> 120

Area	Peak at	Width	Height
8126.89636	0	8.23	243.70975
8433.30177	0	8.23	258.8652
8230.34579	0	9.52	234.374
8212.41001	0	16.6	220.43099
7237.84476	0	10.08	229.46363
7443.61896	0	10.13	229.28177
11996.42487	0	14.68	271.04001
12017.16128	0	12.73	263.94726
14374.79424	0	16.2	260.43119

Integration of Datal_Predito1-9 from zero:

i = 1 --> 134

x = 0 --> 120

Area	Peak at	Width	Height
5453.77516	12.08	62.9	74.51613
7368.97142	11.37	53.28	111.90789
12029.57288	0	62.47	192.01334