

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS

Parecer

Este exemplar corresponde a redação final da tese defendida por Mara Gabriela Novy e aprovada pela Comissão Julgadora em 22.03.85.

Campinas, 22 de março de 1985.

Theo Guenter Kieckbusch

Presidente da Banca

AVALIAÇÃO DO TEMPO DE PRE-RESFRIAMENTO
POR AR FORÇADO DE FRUTAS ESFÉRICAS
COLOCADAS EM LEITOS

Mara Gabriela Novy

Engº de Alimentos

03/85

Orientador

Prof. Dr. Theo Guenter Kieckbusch

Tese apresentada à
Faculdade de Engenharia de Alimentos e Agrícola
Universidade Estadual de Campinas
para obtenção do título de
Mestre em Engenharia de Alimentos

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL

Para José Luiz, "in memoriam"
e Alina.

Aos meus pais,
dedico.

INDICE DE ASSUNTOS

	Pag.
AGRADECIMENTOS	i
RESUMO	ii
SUMMARY	iii
SÍMBOLOS	iv
1. INTRODUÇÃO	01
2. SIMULAÇÃO MATEMÁTICA	09
2.1. Fundamentos do problema	09
2.1.a. Transferência de calor em estado transiente em um sólido isolado	10
2.1.b. Transferência de calor em estado transiente em leitos de sólidos	17
2.2. Desenvolvimento do modelo matemático	22
2.3. Determinação dos dados de entrada para o modelo nu mérico	30
2.4. Modelo numérico	34
2.5. Resultados e discussão	42
2.6. Análise da influência das propriedades térmicas do produto e do coeficiente de transferência de calor..	49
3. EQUAÇÕES SIMPLIFICADAS	
3.1. Elaboração das equações	52
3.2. Resultados e discussão	70

4. CONCLUSÕES	88
APENDICE A - MÉTODO DE DUHAMEL	89
APENDICE B - TESTES EXPERIMENTAIS	92
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	125

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Theo Kieckbusch, antes de tudo um grande amigo.

Ao Prof. László Halász, pelo encaminhamento inicial deste trabalho, "in memoriam".

Ao Prof. Carlos A. Gasparetto, pelo apoio e atenção.

Ao Departamento de Engenharia de Alimentos, pela possibilidade de elaboração deste trabalho.

A Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo, pelo auxílio concedido na forma de bolsa.

Ao Conselho Nacional de Pesquisa e Desenvolvimento, pelo auxílio concedido na forma de bolsa.

Ao Departamento de Química Tecnológica e de Aplicação do Instituto de Química da Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho".

A Associação Brasileira das Indústrias de Alimentação.

A todos aqueles que direta ou indiretamente contribuíram para que este trabalho fosse realizado.

RESUMO

O presente trabalho propõe equações simplificadas que fornecem o tempo de resfriamento de um leite de esferas esfriadas com ar. As temperaturas médias do leite são obtidas em função de três parâmetros facilmente mensuráveis: a velocidade superficial do ar, o diâmetro e a quantidade de produto por unidade de área.

Estas equações foram elaboradas a partir de valores obtidos por meio de um modelo matemático que usa o método de Duhamel em vez da solução tradicional por diferenças finitas. O leite total foi sub-dividido em secções finitas e a transferência de calor em estado transiente no interior de cada esfera foi obtida pelo método de Duhamel.

As equações simplificadas obtidas são bastante úteis pois ao contrário dos modelos até então propostos, elas requerem pouco tempo de cálculo e fornecem resultados com concordância satisfatória com o modelo, sem a necessidade da disponibilidade de um computador.

Embora muitos dados experimentais tenham também sido obtidos na presente investigação, os mesmos não puderam ser utilizados para comparação com o modelo, pois foram mascarados pela "penetração de frio" nos pontos de medida.

SUMMARY

This work establishes simplified equations used for the calculation of cooling times of spheres chilled by air. The mass-mean temperature of the bed of solids can be evaluated knowing the magnitude of three basic parameters, easily assessed: the superficial air velocity, the product load and product diameter.

These equations were elaborated from values obtained by a mathematical model that used the Duhamel's Integral instead of the common solution by finite differences. The bed of solids was divided into finite sections and the unsteady heat transfer inside each sphere was obtained through the Duhamel Method.

The simplified equations developed here are useful, since, in opposite of the existent models, they are not time consuming and supply results with a good agreement with the model without a need of a computer.

Experimental data, although available, could not be used for comparison with the model, since they were disturbed by heat leakage at the measuring points.

SÍMBOLOS

A	área transversal do leite, m^2
A	coeficiente da equação final tempo x carga de produto, eq. (3.8)
B	coeficiente da equação final tempo x carga de produto, eq. (3.8)
Bi	número de Biot (hR/k), adimensional
c_p	calor específico do ar a pressão constante, eq. (2.15), kcal/kg °C
c_{pp}	calor específico do produto a pressão constante, eq. (2.15-18), kcal/kg °C
C	coeficiente da equação final tempo x carga de produto, eq. (3.8)
d	diâmetro do produto, m
D	pertubação, °C
D	coeficiente da equação final tempo x carga de produto, eq. (3.8)
E	coeficiente da equação final tempo x carga de produto, eq. (3.8)
F	coeficiente da equação final tempo x carga de produto, eq. (3.8)
Fo	número de Fourier ($\alpha t/R^2$), adimensional
G	coeficiente da equação final tempo x carga de produto, eq. (3.8)
h	coeficiente convectivo médio de transferência de calor, kcal/h m^2 °C.
H	entalpia por unidade de massa, eq. (B.2), kcal/kg
i	i-ésima camada
j	j-ésimo intervalo de tempo
k	condutividade térmica do produto, kcal/h m °C

m_{ar}	vazão mássica de ar que escoar no leite durante o intervalo de tempo Δt , kg/h
m_p	massa de produto no volume de controle, eq. (2.15), kg
m_r	vazão mássica de refrigerante aspirado pelo compressor, eq. (B.2), kg/h
M_n	raízes da equação característica que contém o número de Biot, eq. (2.6)
Nu	número de Nusselt (hd/k), adimensional
q_o	calor útil retirado do ar por kg de refrigerante, eq. (B.1), kcal/kg
Q	carga de produto, eq. (3.2), kg/m^2
Q_o	capacidade frigorífica útil, eq. (B.2), kcal/kg
r	posição radial na esfera, m
r	coeficiente de correlação
R	raio do produto esférico, m
Re	número de Reynolds (vd/ν), adimensional
t	tempo, h
Δt	intervalo de tempo, h
T	temperatura, °C
T_i	temperatura inicial do produto, °C
T_o	temperatura do ar que entra no leite, °C
T_s	temperatura da superfície do produto, eq. (2.4), °C
T_{ar}	temperatura do ar no tempo j , eq. (2.16), °C
\bar{T}	temperatura média do produto, eq. (2.15), °C
\bar{T}_L	temperatura média integrada do leite, °C
v	velocidade de entrada do ar no leite, m/s
x	posição no leite, eq. (2.8-9), m
Δx	incremento espacial no leite, m
α	difusividade térmica, eq. (2.19), m^2/h
ρ	massa específica do produto, kg/m^3
ρ_{ar}	massa específica do ar, kg/m^3

- ν viscosidade cinemática do ar, m^2/h
- $\bar{\theta}$ temperatura adimensional média do produto (esfera), eq. (2.20)
- $\bar{\theta}_L$ temperatura adimensional média integrada do leite, eq. (3.1)

1. INTRODUÇÃO

Frutas e vegetais são produtos vivos, e como tais possuem um processo metabólico ativo. A colheita não finda a vida da fruta ou vegetal, e o tempo que o produto pode ser estocado mantendo sua boa qualidade varia de poucos dias a muitos meses, dependendo principalmente do tipo de alimento estocado, taxa de respiração e de transpiração, destruição por microorganismos e a injúria mecânica que o produto está sujeito durante o transporte. A qualidade do produto estocado também pode ser afetada pela variedade, clima, solo e condições de cultura, maturação e prática de manuseio antes da estocagem (Lutz e Hardenburg, 1968).

O processo metabólico mais importante das plantas vivas é a respiração, onde oxigênio do ar se combina com o carbono do tecido da planta produzindo açúcar, água e energia. Uma vez que a taxa de desprendimento de energia na forma de calor através da respiração é inversamente proporcional à vida de estocagem para diferentes produtos, e sendo a taxa de respiração governada pela temperatura, quanto mais rapidamente for aplicado o frio ao alimento após a colheita, mais tempo o produto reterá sua boa qualidade (Lutz e Hardenburg, 1968). Certas frutas como maçãs, peras, pêssegos, abacate, banana e tomate, apresentam um pico climatérico após a colheita, isto é, aumentam a taxa de respiração devido ao amadurecimento, e depois declinam novamente. Este pico climatérico pode ser considerado como um ponto de viragem da fruta, onde o amadurecimento e o desenvolvimento apresentam-se completos antes do começo da senescência. Esta rápida viragem implica na perda da fruta e pode ser retardada, ou mesmo suprimida, pela refrigeração. Da mesma forma, as mudanças químicas associadas à respiração são afetadas pela temperatura em muitas frutas ou vegetais.

A refrigeração também se torna muito importante quan-

do consideramos a deterioração por fungos ou bactérias, pois diminuindo o desenvolvimento destes aumentamos a vida de prateleira do produto (Lorentzen, 1978). De acordo com Guillou (1958), as taxas de várias mudanças, tais como a perda de umidade e ação de enzimas e microrganismos, são comumente duplicadas ou triplicadas a cada 6°C de aumento na temperatura. Ele estima que algumas frutas frescas e vegetais deterioram tanto em uma hora a 30°C, como em um dia a 10°C, como em uma semana a 0°C.

Muitas frutas frescas e vegetais, principalmente aquelas de origem tropical e subtropical, apresentam uma forma de reação adversa à temperatura na faixa de 0 até 13°C. Isto é conhecido como injúria pelo frio, e é dependente da temperatura e tempo que o produto fica exposto ao frio. Os sintomas de deterioração começam a surgir em temperaturas definidas, mas dependem da variedade e grau de maturação (Plank, 1963).

Por todos estes fatores, a remoção do calor de frutas ou vegetais no campo, previamente à estocagem, transporte ou comercialização, tem sido reconhecido como um meio efetivo de retardar a deterioração. O pré-resfriamento é, portanto, o processo mais importante de todas as operações usadas para manter o produto saudável e fresco.

Os métodos e requisitos de pré-resfriamento são determinados pela maturidade e temperatura na colheita. Produtos muito perecíveis como vegetais folhosos, couve-flor, brócoli, abacate, frutas tropicais e sub-tropicais, necessitam de um pré-resfriamento logo após a colheita, de acordo com suas exigências. Já os produtos menos perecíveis como maçãs, peras, frutas cítricas, batata, abóbora, não apresentam efeitos fisiológicos notáveis quanto ao tipo de pré-resfriamento, e por isso, o método a ser utilizado é geralmente determinado mais por fatores econômicos, conveniência, utilização do equipamento em relação à embalagem e preferência pessoal do que por

exigências do produto.

Os sistemas de pré-resfriamento encontrados no mercado à disposição do produtor são:

1. Resfriamento com água ("hydrocooling")

"Hydrocooling" é o tipo de pré-resfriamento onde água é usada como veículo para transferir calor do produto ao sistema de refrigeração. O calor é retirado por convecção forçada junto à superfície do produto, e procura-se obter um coeficiente de calor alto, com conseqüente resfriamento superficial máximo. A taxa de resfriamento é determinada pela relação do volume do produto pela área de superfície exposta à troca de calor, e também pelas propriedades térmicas intrínsecas do produto que está sendo resfriado. O coeficiente de transferência de calor médio máximo é obtido quando o fluido escoar sobre a área total exposta.

Um outro tipo de resfriamento a água é o "hydraircooling", no qual se produz uma mistura refrigerada de ar e água na forma de névoa fina, que é forçada ao redor e através de uma pilha de produto. Este sistema reduz a quantidade de água utilizada, melhora as condições sanitárias, e pode ser usado para produtos embalados em caixas de madeira (ASHRAE Applications, 1978).

O sistema de refrigeração para a produção de água fria pode ser mecânico ou até mesmo com gelo. A água a ser resfriada circula a altas velocidades em um tanque contendo serpentina na qual o refrigerante se expande a aproximadamente $-2,5^{\circ}\text{C}$.

O desempenho do resfriador a água é avaliado pela eficiência e efetividade. Neste tipo de resfriamento, a efetividade é maior quando água, a 0°C , escorre sobre a superfície total do produto. Isto deve ser feito de modo tal que se permita, a esta superfície atingir imediatamente a temperatura da água. A efetividade é reduzida quando unidades de produto, embalado ou não, são colocadas muito

próximas umas às outras. Por outro lado, a eficiência é afetada pelo projeto e operação, sendo que uma capacidade de refrigeração em excesso, por parte do equipamento, e um resfriamento do produto a uma temperatura abaixo da requerida, reduzem sua eficiência.

A maior desvantagem do "hydrocooler" é a sanitização. Em sistemas com refrigeração mecânica, onde a água é recirculada muitas vezes, há desenvolvimento de microrganismos. O maior problema de adição de desinfetantes a estas unidades é o controle de sua concentração, principalmente em sistemas que utilizam gelo como refrigerante (ASHRAE Application, 1978).

O resfriamento a água tem sido utilizado na Flórida desde 1923, quando houve um grande desenvolvimento tecnológico direcionado à lavagem de alimentos (Showalter e Grierson, 1970). Atualmente, o "hydrocooling" é utilizado para frutas como pêssegos, cerejas (Dewey e Herner, 1970), melões, algumas variedades de maçãs e frutas cítricas, e para vegetais como milho doce, aipo, rabanete e cenouras (Lutz e Hardenburg, 1968).

2. Resfriamento a vácuo ("vacuum cooling")

O pré-resfriamento a vácuo é utilizado para perecíveis que possuem uma alta área específica, e consiste em forçar, através de uma descompressão, uma evaporação da água a maior parte desta localizada na superfície do produto. Este último, colocado em uma câmara de expansão, é subitamente resfriado pela redução da pressão a um valor que corresponde à temperatura de saturação que se deseja. Este processo é repetido várias vezes. A água evaporada exige calor latente que lhe é cedido pelo calor sensível do produto, e a magnitude da redução da temperatura do mesmo está diretamente relacionada com seu calor específico.

3. Resfriamento com ar forçado ("air-cooling")

O resfriamento a ar pode ser economicamente comparável ao resfriamento por água desde que se consiga uma boa taxa de troca de calor. Esta é máxima quando toda a área da superfície está exposta ao ar e quando existe uma situação ótima para o coeficiente de transferência de calor médio e a diferença média de temperatura entre o produto e o ar. Esta relação é determinada pela economicidade do processo e considerações acerca do comportamento biológico dos tecidos na superfície do produto.

Podemos citar, basicamente, 4 tipos de resfriamento feitos por meio do ar. Aquele feito em câmaras de estocagem, em salas de resfriamento, em sistemas sob pressão e em túneis.

As câmaras de estocagem são utilizadas para resfriar frutas e produtos menos sensíveis ao frio. Alta velocidade de circulação de ar é usada durante o pré-resfriamento e baixa velocidade quando o produto está sendo estocado, a fim de evitar grandes perdas de peso.

O critério comum para o pré-resfriamento é a utilização de 0,04 ton de refrigeração/ton de fruta (Guillou, 1970). Estas câmaras, quando são usadas para resfriamento, tem somente 10 a 25% de sua capacidade aproveitada (Dewey e Herner, 1970). Salas especiais de resfriamento com ventiladores de alta potência são utilizadas quando o resfriamento em câmaras de estocagem não é considerado satisfatório. Em geral, o ar entra nestas salas pelo teto, sendo removido ao nível do solo após passar através do produto.

Uma variação deste sistema é a subdivisão de uma câmara simples em baias, onde a velocidade de cada baia pode ser alta quando destinada ao pré-resfriamento. Neste caso, a locomoção do produto de uma sala de pré-resfriamento para a câmara de estocagem é eliminada (Guillou, 1970).

O pré-resfriamento por pressão envolve pilhas definidas dos recipientes onde os produtos são colocados, e dutos defleto-

res forçam o ar através dos recipientes. Desenvolve-se, nestas condições, um diferencial de pressão positivo. A faixa em que este equipamento opera é de 0,25 a 3 polegadas de coluna de água, onde o tempo de meio-resfriamento ("half cooling time") varia de 20 minutos a 1 hora. Diferenciais de pressão maiores e fluxos de ar mais altos, podendo ser desenvolvidos, diminuirão o tempo de resfriamento e aumentarão a quantidade de produto tratado por área de piso, porém aumentam também o custo e a potência do ventilador (Guillou, 1970). Em geral, o tamanho da sala para este método é 1/3 a 1/4 do tamanho da sala de resfriamento equivalente, o tempo é 1/4 a 1/10 do tempo necessário em câmaras de estocagem convencionais, mas ainda chega a ser 2 a 3 vezes maior que o pré-resfriamento a água ou vácuo.

Altas velocidades de ar também são desenvolvidas em túneis de resfriamento, onde o produto é colocado a granel, ou mesmo embalado, sobre correias móveis, caminhões ou vagões, nos quais são instalados pequenas unidades frigoríficas. O pré-resfriamento é bastante satisfatório neste sistema (Lutz e Hardenburg, 1968).

O custo do resfriador a ar varia entre o custo do "hydrocooling" e o do "vacuum cooling". Sua utilização é importante onde a demanda é alta e existe poluição da água, pois então o tratamento desta torna-se caro. Pode ser feito em sistema contínuo ou em batelada (Bennett, 1970).

Este pré-resfriamento é amplamente usado para maçãs, peras, frutas cítricas, uvas e melões (Lutz e Hardenburg, 1968, ASHRAE Applications, 1978, Showalter e Grierson, 1970).

4. Resfriamento com gelo

A utilização de gelo para a conservação de alimentos é conhecida desde a antiguidade. O gelo em contato direto com o alimento, picado ou dentro de embalagens, reduz a temperatura do produto por absorver calor necessário para sua fusão. A refrigeração por

gelo mantêm uma alta umidade relativa, e conseqüentemente a perda de peso do produto é muito pequena.

Em geral, o gelo é utilizado para picos de carga térmica não previstos em sistemas mecânicos, ou ainda para cargas sazonais curtas.

Resfriadores a gelo também são usados no resfriamento de água.

No campo, os sistemas utilizados para o pré-resfriamento seguem um dimensionamento quase empírico. Isto se deve a fatores como a embalagem de frutas e vegetais, que são, muitas vezes colocados em recipientes de consumo antes do pré-resfriamento. Este é um fator que restringe a transferência de calor, e tanto os sistemas de refrigeração como as embalagens devem ser de construção tal que permitam um pré-resfriamento adequado. Recipientes feitos para a máxima proteção do produto contra danos físicos e perda de umidade, limitam seriamente a troca de calor. Engradados com ripas de madeira, por exemplo, interferem com o fluxo de água de um "hydrocooling" e, portanto, reduzem a taxa de resfriamento. O desenvolvimento de fibras impregnadas com cera apresentam boa resistência mecânica e não absorvem água do produto. Caixas de papelão com aberturas laterais, superiores e inferiores, facilitam muito a redução de temperatura, porém os maiores danos durante o transporte resultam da absorção de água em excesso por parte da caixa. Estes recipientes são isolantes e assim, tanto o pré-resfriamento quanto o resfriamento, necessitam ser mais intensos (Showalter e Grierson, 1970).

Pouco se conhece sobre a transferência de calor transiente de produtos a granel nas diversas embalagens, seja qual for o tipo de resfriamento utilizado.

Pelos motivos anteriormente expostos, o resfriamento a ar forçado é o de uso mais adequado no campo, uma vez que seu custo é relativamente baixo e não exige tratamento e fornecimento de

água adequados (Gaffney e Bowman, 1970). No entanto, as muitas variáveis, como por exemplo a magnitude do coeficiente de transferência de calor, sua variação com a velocidade do ar ao longo do leito de acordo com o arranjo que o produto possui dentro da embalagem, rugosidade da superfície a ser resfriada, temperaturas do ar e do produto, etc., fazem com que o tempo de resfriamento necessário para que seja atingida a temperatura desejada, não seja conhecido de forma imediata.

Os poucos dados encontrados na literatura a este respeito, devido à complexidade do tema, trazem programas de computador extensos, e poucos gráficos e resultados experimentais para consulta. Visando minimizar as dificuldades encontradas neste setor, este trabalho tem a proposta da elaboração de equações simplificadas para cálculo do tempo de resfriamento, a diferentes temperaturas médias de um leito de frutas de forma esférica. Como estas equações dependem apenas da carga, do diâmetro da fruta e da velocidade do ar, os quais são facilmente mensuráveis, estas equações tem uma aplicação mais ampla que os modelos matemáticos, os quais necessitam de um computador para obtenção de suas soluções.

Para elaboração do modelo matemático utilizou-se a situação física de um leito profundo de laranja, sendo resfriado por ar. Também, esta fruta, de característica não climatérica, facilita o tratamento quanto à transferência de calor pois não há aumento da geração de calor devido à respiração.

Testes experimentais sobre o funcionamento de um túnel de resfriamento a ar forçado, e o efeito da baixa temperatura e velocidade do ar sobre um leito de laranjas foram feitos em laboratório. O desenvolvimento desta parte do trabalho é apresentado no Apêndice B, pois não mostraram-se confiáveis.

2. SIMULAÇÃO MATEMÁTICA

2.1. Fundamentos do problema

O modelo físico utilizado para análise é apresentado na Figura.2.1. O produto a uma temperatura inicial uniforme T_i é continuamente resfriado por ar mantido à temperatura T_o na entrada do leito. O fluido em escoamento descendente se aquece ao atravessar o leito e conseqüentemente as camadas superiores esfriarão mais rapidamente que as camadas inferiores. Individualmente, o produto também não se esfria de maneira uniforme, pois devido à resistência interna à transferência de calor, a temperatura das camadas internas diminui mais lentamente do que as das regiões próximas à superfície.

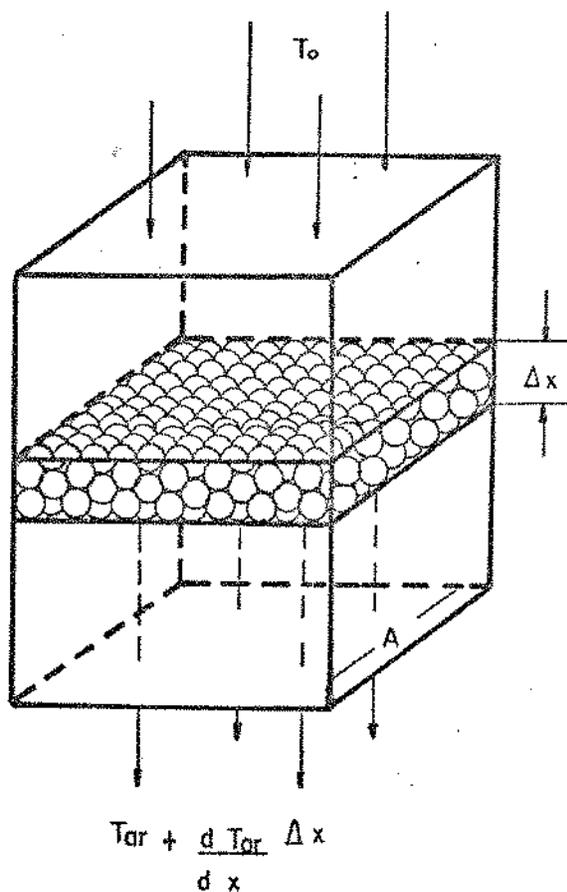


Figura 2.1. Volume de controle para o balanço de calor no leito.

2.1.a. Transferência de calor em estado transiente em um sólido isolado

Uma análise matemática simplificada do sistema da Figura 2.1 pode ser feita, considerando um único fruto sendo resfriado sob condições externas constantes. Para estes casos, a equação diferencial que governa a transferência de calor por condução em uma esfera homogênea de diâmetro $2R$, sem fontes de calor, inicialmente a uma temperatura uniforme T_i , circundada por um fluido a uma temperatura mantida constante, é a equação de Laplace:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \left\{ \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right\} \quad (2.1)$$

Ela é solucionada com auxílio de uma condição inicial e duas condições de contorno

$$\text{c.i.} \quad T = T_i, \quad 0 \leq r \leq R, \quad t = 0 \quad (2.2)$$

$$\text{c.c.} \quad \frac{\partial T}{\partial r} = 0, \quad r = 0, \quad t > 0 \quad (2.3)$$

$$-k \left\{ \frac{\partial T}{\partial r} \right\} = h(T_s - T_o), \quad r=R, \quad t>0 \quad (2.4)$$

onde t = tempo (h)

r = distância radial a partir do centro da esfera (m)

α = difusividade térmica do produto = $\frac{k}{\rho c_p}$ (m²/h)

T = temperatura do produto na posição r e no tempo t (°C)

k = condutividade térmica do produto (kcal/h m °C).

h = coeficiente de transferência de calor (kcal/h m² °C)

Existem muitas publicações dedicadas ao estudo da transferência de calor transiente em um sólido isolado, homogêneo e de forma geométrica regular.

Em 1923, Gurnie e Lurie apresentaram cartas usadas até hoje, relacionando tempo, temperatura e parâmetros de transferência de calor para sólidos de forma geométrica simples, submetidos a uma variação brusca de temperatura ambiente. Textos mais recentes (Schneider, 1955, Arpacı, 1966, Pflug et al, 1965 e Heissler, 1941) apresentam soluções que são variações destas cartas. Estes ábacos visam apenas facilitar o manuseio das soluções analíticas das equações (2.1) a (2.4). Para um sólido esférico exposto a um meio cuja temperatura é constante, a solução é obtida por separação de variáveis e em termos de uma série de Fourier (Schneider, 1955):

$$\frac{T(r,t)-T_i}{T_o-T_i} = 1 - \sum_{n=1}^{\infty} 2 \frac{(\text{sen}M_n - M_n \text{cos}M_n)}{M_n - \text{sen}M_n \text{cos}M_n} \text{sen} \frac{M_n r}{R} \exp(-M_n^2 Fo) \quad (2.5)$$

onde Fo é o número de Fourier, dado por $\alpha t/R^2$

α é a difusividade térmica do sólido (m^2/h)

e M_n são raízes da equação característica que contém o número de Biot, $Bi=hR/k$

$$M_n - M_n \cotg M_n = Bi \quad (2.6)$$

Esta equação para a temperatura média do sólido toma a forma

$$\frac{\bar{T}-T_i}{T_o-T_i} = 1 - \sum_{n=1}^{\infty} 6 \frac{(\text{sen}M_n - M_n \text{cos}M_n)}{M_n^3 (M_n - \text{sen}M_n \text{cos}M_n)} \exp(-M_n^2 Fo) \quad (2.7)$$

A aplicação direta destes resultados a um fruto esférico

co deve ser realizada com critério, avaliando as possíveis influências da estrutura heterogênea do sólido e da geração do calor de respiração.

Frutas e vegetais são sólidos heterogêneos devido às diferentes propriedades físicas e térmicas em cada uma das partes que os constituem. Poucas são as soluções que se aplicam a estes casos. Carslaw e Jaeger (1959) apresentam uma solução analítica para transferência de calor transiente em uma esfera composta. Esta solução é aplicável para frutas de forma esférica e espessura da casca ou do cortex constante, mas é restrita ao caso especial de resistência superficial à transferência de calor desprezível. Nos últimos anos, o uso de técnicas numéricas permitiu o cálculo de transferência de calor transiente em sólidos sem as restrições normalmente feitas para obtenção das soluções analíticas, tais como ausência de resistência interna ou externa, ausência de geração de calor e existência de homogeneidade. Baird e Gaffney (1976) desenvolveram uma solução por diferenças finitas para transferência de calor em esferas compostas, a qual pode levar em conta o efeito da casca e temperatura ambiente variando com o tempo. Eshlemen et al, citado em Gaffney e Baird (1980) desenvolveram uma solução em diferenças finitas para transferência de calor em objetos de forma irregular.

Em particular, os citrus apresentam uma estrutura bastante heterogênea constituída, a partir da superfície, de casca (epi-derme, flavedo, glândulas de óleo, albedo e feixes vasculares), segmentos ou seções (segmentos das paredes, alvéolos e sementes) e o centro (feixes vasculares e tecido parenquimatoso). Porém, em uma linha geral, podemos subdividir a laranja em casca e polpa, onde esta última é formada pelos segmentos e a parte central.

Podemos considerar um produto mais ou menos homogêneo em termos de transferência de calor à medida que suas diversas partes constituintes apresentam valores próximos de condutividade e di-

fusividade térmica. Bennett et al (1962, 1964) mediram a condutividade térmica da casca de Marsh grapefruit, por diferentes métodos experimentais e obtiveram valores de 0,179 a 0,282 W/m °K, enquanto que para a polpa da mesma, o valor obtido foi 0,462 W/m °K. Os mesmos autores acharam que a condutividade da casca da laranja Valência era 0,218 W/m °K. Poppendiek (1953) reportou valores médios de 0,43 W/m °K para a condutividade térmica de laranjas variedade Navel, considerando-as um sólido homogêneo. Sweat (1974) obteve valores de 0,490; 0,525; 0,549 e 0,580 W/m °K para a polpa de limas, limões, grapefruit e laranjas respectivamente. Gaffney e Baird (1980) apresentam valores médios de $1,21 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$ para a difusividade térmica da polpa de laranjas Valência, e 0,469 W/m °K para a condutividade térmica da mesma. Para "Marsh grapefruit" foram achados valores da difusividade térmica de $1,27 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$ e $1,09 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$ para a polpa e albedo respectivamente. Para a condutividade térmica, o valor é de 0,481 W/m °K para a polpa e 0,294 W/m °K para o albedo. Não foram encontrados trabalhos comparativos tratando das propriedades térmicas da casca e polpa de laranjas em separado. Os números apresentados acima indicam que a condutividade térmica na polpa deve ser cerca de duas vezes a condutividade da casca. A composição de uma condutividade efetiva entre tanto, depende do volume de cada uma das frações e, na laranja, o volume da casca normalmente é muito menor que o da polpa. Por outro lado, a propriedade termofísica de maior influência no estado transiente é a difusividade térmica. Nesse caso, a maior condutividade térmica da polpa é amortecida pela maior capacidade térmica (ρc_p) da mesma e pode-se prever que, semelhante aos resultados para o grapefruit, a diferença deverá ser menor que 20%. Desta forma, considera-se a laranja como um sólido homogêneo.

Na respiração, a energia é liberada na forma de calor. Esta quantidade varia com o produto e temperatura a que está submetido. Este calor vital é uma parte da carga de refrigeração durante a

estocagem. Sendo o pré-resfriamento um processo de curta duração, este calor torna-se provavelmente desprezível em relação à carga térmica do processo (calor sensível). A Tabela 2.1 nos apresenta calores de respiração para diferentes frutas (ASHRAE Fundamentals, 1977).

Tabela 2.1. Calor de respiração de frutas a diversas temperaturas.

Frutas	Calor de respiração (kcal/ton 24h)					
	0°C	2°C	5°C	10°C	15°C	20°C
Ameixa amarela	358-403	443-484	746-1310	1260-2117	1613-3528	2721-4435
Cereja	322-443	363-645	574-957	796-2016	1663-3427	3225-4536
Damasco	322-353	393-554	685-1159	1310-2117	1814-3225	2822-4133
Grapefruit	101-221	151-262	221-312	383-524	675-887	1058-1159
Laranja	101-221	131-262	221-393	433-726	756-1159	1401-1431
Limão	121-201	151-272	221-403	353-675	494-978	645-1209
Maçã variedade precoce	201-358	292-433	322-655	857-1260	1109-1915	1209-2520
Maçã variedade tardia	111-222	222-282	282-433	423-645	574-1209	907-1512
Morango	705-968	836-1310	907-1915	1814-3629	2721-5040	3629-6249
Pera variedade precoce	161-302	272-544	453-957	605-1310	2117-3326	2419-5544
Pera variedade tardia	161-221	222-463	363-1260	484-1159	1713-2621	2016-4536
Pêssego	262-393	363-453	524-847	1310-1915	1814-2721	2923-3780
Uva	101-201	242-353	342-504	494-756	746-1008	1008-1613

A fim de verificar seu efeito no presente estudo, foi feito um cálculo para o caso típico de pré-resfriamento de laranja onde a velocidade do ar é 2 m/s e o diâmetro do produto 7 cm. Assumindo que o calor de respiração acompanhe instantaneamente os valores da Tabela 2.1, conforme o resfriamento procede (ver Figura 2.5),

foi calculada a taxa acumulada de geração de calor por respiração. Após 1 hora de resfriamento obteve-se um calor total de respiração de 8.5 kcal/300 kg de produto quando a temperatura variou de 25 a 2,7°C. Este é bastante pequeno em relação ao calor sensível a ser retirado nesta mesma operação, que é calculado em cerca de 6000 kcal por 300 kg. Portanto, o calor de respiração pode ser desprezado sem prejuízo sensível nos cálculos subsequentes. Tendências semelhantes foram obtidas por Auberry e Hood, citados em Baird e Gaffney, 1976.

O resfriamento de produtos perecíveis com alto conteúdo de umidade envolve também problemas de transferência de massa devido à alta concentração de umidade existente na superfície. Este fenômeno pode ser intensificado ainda mais, uma vez que é usual uma lavagem das frutas após a colheita. Srinivasa Murthy et al (1974, 1976) apresentam trabalhos considerando o resfriamento por evaporação de água da superfície do produto. O mesmo foi feito antes por Dyner e Hesselschwerdt (1964), porém usando soluções analíticas. Os resultados obtidos por Srinivasa Murthy por métodos numéricos mostram a temperatura adimensional em função do número de Fourier, que comparados com os resultados experimentais apresentam um desvio menor que 12%. Em sua primeira publicação, Srinivasa Murthy et al (1974) analisaram o problema da placa plana supondo um filme superficial de umidade, com evaporação constante para o meio ambiente. Tendo como parâmetro a umidade relativa do ar observaram que, no período inicial do resfriamento, para um valor de 20% da umidade relativa, o efeito evaporativo é a contribuição predominante na taxa de resfriamento, enquanto que para uma umidade relativa mais alta (60%) o potencial de temperatura é o maior responsável pela transferência de calor. Ao final da operação decresce a diferença de temperaturas, e, assumindo que o filme de água ainda exista, observa-se que os efeitos da transferência de massa tornam-se apreciáveis. Como resultado, pode-se concluir que desprezando o processo de transporte de massa na superfície, pode-se acarretar um tempo de processamento superestimado, en-

quanto subestima-se a transferência de calor. Estes resultados não podem ser estendidos diretamente a um leito profundo de sólidos entretanto, pois as condições do ar seriam drasticamente afetadas, saturando-se ao longo do mesmo pela evaporação da água. O segundo trabalho de Srinivasa Murthy et al (1976) é uma extensão do primeiro, porém usando modelos compostos de agar-agar, açúcar e água, moldados um na forma cilíndrica e outro na forma esférica. Cartas das temperaturas média, superficial e do centro em função do tempo são apresentadas, tendo como parâmetros a temperatura inicial, temperatura ambiente, número de Biot e umidade relativa. Os resultados experimentais são comparados ao modelo por eles elaborados e às cartas de Gurnie e Lurie. Para a temperatura superficial de uma esfera, por exemplo, o modelo desenvolvido prediz tempos de resfriamento com desvios de cerca de 15% dos valores experimentais, mas as cartas de Gurnie e Lurie predizem valores que chegam a ser 200% maiores. No caso especial de 70% da umidade relativa, condição esta menor umidade empregada no trabalho, o método de Srinivasa Murthy (1976) produz um desvio de 80% enquanto Gurnie e Lurie fornecem valores 600 a 700% maiores. Este desvio é devido à influência da migração de umidade dentro do corpo, e que ocorre por causa da perda excessiva de umidade na superfície do mesmo.

Abdul Majeed et al (1980) apresenta um trabalho sobre as características de resfriamento usando modelos de agar nas três geometrias mais comuns, considerando os efeitos acoplados de transferência de calor e umidade na superfície do produto. A variação da temperatura do produto com o tempo é obtida na forma adimensional em termos do número de Biot, temperatura inicial do produto e temperatura de bulbo úmido do ar. Esta última é considerada porque, teoricamente, produtos úmidos podem ser resfriados à temperatura de bulbo úmido da corrente de ar. Os resultados são apresentados na forma de cartas, e as predições teóricas apresentam boa concordância com

os históricos de temperatura determinados experimentalmente. Os mesmos efeitos são estudados por Abdul Majeed (1980, 1982), para sistemas de resfriamento que envolvem escoamento simultâneo de ar e água sobre o produto ("hydraircooling"). Suas equações são aplicáveis a faixas de velocidade até 5 m/s e dimensão do produto até 20 cm. No caso específico de pré-resfriamento, Dyner e Hesselschwerdt (1964) fornecem um método simples para a construção de históricos de temperatura. A notável influência da evaporação da água no resfriamento dos modelos de alimentos experimentais dificilmente tem aplicação direta no caso de frutas, devido ao efeito impermeabilizante da casca e a saturação do ar que é recirculado. Esse estudo entretanto, é importante por apontar tendências. Testes em câmaras encamisadas ("jacketed rooms") nas faixas de 0 a 5°C para a temperatura e 95 a 98% de umidade relativa, mostraram que a maçã perde cerca de 0,7% ao mês de peso, enquanto a batata e cenoura perdem 2% e 7 a 8% respectivamente, durante o mesmo período. No caso da maçã verificou-se que a influência marcante para a perda de peso é a temperatura, enquanto que a cenoura, cuja casca quase não oferece resistência à transferência de massa, o parâmetro de maior influência é a velocidade do ar (Neves, 1984). A maioria das frutas tem uma casca com permeabilidade baixa, da ordem da maçã (Villa, 1973). Os números revelam previsão de perdas de umidade muito baixas, e portanto não consideramos este efeito em nosso estudo.

2.1.b. Transferência de calor em estado transiente em leitos de sólidos

No resfriamento de leitos profundos, as temperaturas do produto e do fluido responsável pelo resfriamento são funções do tempo e localização no leito, e não são conhecidas "a priori". Não havendo escoamento nas direções y e z, elas são representadas pelas funções:

$$T_s = f(x, t) \quad (2.8)$$

$$T_\infty = g(x, t) \quad (2.9)$$

onde x é a posição do produto no leito, isto é, a distância a partir do ponto tomado como origem do leito e, no presente caso, o extremo superior do leito (m).

Um dos mais antigos trabalhos encontrados na literatura tratando de um leito de partículas é o de Schumann, citado em Furnas (1930). Ele obteve uma solução exata e rigorosa para um sistema de partículas com resistência interna à transferência de calor desprezível ($Bi=0$) e propriedades térmicas constantes. A integração formal das equações diferenciais que Schumann desenvolveu resultam em uma série infinita, cada termo da qual é, em si mesmo, uma série infinita. Estas séries são relacionadas às funções de Bessel de primeira espécie. Furnas (1930), por sua vez, soluciona estas equações por integração gráfica, fornecendo curvas de temperatura em função do tempo e profundidade do leito. Uma extensão da teoria de Schumann é feita por Murata (1971) que a aplica a um leito de sólidos de grandes dimensões. Uma solução analítica aproximada, derivada de um sistema de duas equações diferenciais parciais, tem todos os termos, após o primeiro, desprezados em uma das equações, quando o número de Biot é baixo. A solução analítica é similar à de Furnas, e é matematicamente provida de variáveis idênticas ao caso da difusividade térmica infinita no sólido. Também, o procedimento de cálculo numérico de uma solução rigorosa é dada por um conjunto de condições de operação, e a solução computada para número de Biot de 1 a 5 é apresentada graficamente. Os resultados teóricos concordam bem com os experimentais, estes últimos obtidos no resfriamento de uma coluna de ovos.

Outros trabalhos pertinentes são ainda encontrados na literatura, sobretudo para resfriamento lento, como os obtidos em câ

maras comuns. Misener e Shove (1976) desenvolveram um modelo matemático para simular o resfriamento de batatas. Um leito de 2,4 m de profundidade foi colocado em uma câmara de estocagem mantida à temperatura de 6,7 °C e 60% de umidade relativa, sob uma taxa de escoamento do ar de 0,4 m³/min/m². O modelo inclui transferência de calor e massa, e supõe que o leito é dividido em camadas para que a solução possa ser obtida por diferenças finitas. Nestas camadas, os gradientes de umidade e temperatura no ar são considerados desprezíveis, e é assumido que no intervalo de tempo de resfriamento, atinge-se a temperatura de equilíbrio entre o ar e a camada em questão. A comparação entre as temperaturas experimental e simulada exibem uma concordância razoável. Entretanto, as temperaturas calculadas mostram um atraso em relação às experimentais em algumas situações, as quais não são citadas especificamente. Este atraso, segundo os autores, pode ser devido à perda de calor pelas paredes do sistema para o ambiente. Também, o modelo não considera o efeito de velocidade do ar pois o resfriamento é bastante lento, chegando a atingir 92 horas, mas que tem influência marcante no fenômeno de transferência de calor.

Smith e Bennett (1965) salientam a necessidade do conhecimento da temperatura média de massa para determinação da quantidade de calor a ser transferida. Os gráficos construídos a partir de dados experimentais, fornecem a temperatura média, tempo de resfriamento e carga dada pelo produto. Os cálculos das ton de refrigeração necessárias, feitos para um único pêssego, foram extrapolados para 100 lb de fruta. Baker-Arkema e Bickert (1966) estudaram o comportamento de um leito de beterrabas com 3 m de profundidade e cerca de 2 toneladas de peso. Suas condições experimentais são as de um resfriamento de longa duração (de 30 a 40 horas). Com a baixa velocidade do ar disponível, os gradientes de temperatura nos frutos individuais tornam-se desprezíveis. Também não consideram a transferência

de massa devida à evaporação da água presente na superfície. A solução analítica que descreve o fenômeno utiliza transformadas de Laplace, e suas expressões finais envolvem funções de Bessel de ordem zero. Os resultados experimentais apresentam uma discrepância com o valor da taxa de resfriamento teórica, o que provavelmente ocorre por se ter desprezado o gradiente interno de temperatura.

Baird e Gaffney (1976) apresentam um minucioso trabalho sobre a construção de um modelo matemático para descrever o resfriamento de um leito de frutos esféricos. Eles dividiram o leito em seções finitas e aplicaram balanços de calor entre o ar e o produto em cada seção. Assumindo temperatura constante do ar em cada seção, resolveram o problema da transferência de calor em estado transiente para uma esfera pelo método das diferenças finitas. Os resultados obtidos foram muito próximos aos experimentais, como ilustra a Figura 2.2.

Analisando seus dados experimentais, eles obtiveram uma correlação entre os números de Nusselt, Nu , e Reynolds, Re , em um leito poroso de 60 cm de altura, constituído de esferas (laranjas) de 0,07 a 0,10 m, e em uma faixa de 0,05 a 2 m/s para a velocidade do ar. A correlação obtida é a seguinte

$$Nu = 1,17 Re^{0,529} \quad (2.10)$$

onde $Nu = h2R/k$

$Re = v2R/\nu$

v é a velocidade superficial do ar (m/s)

ν é a viscosidade cinemática do ar (m^2/s)

Gaffney e Baird (1977), determinaram a variação da temperatura como uma função da velocidade do ar e posição do leito durante o resfriamento de pimentões com ar forçado a 1,7°C. Os dados foram analisados de forma a prover gráficos e equações que podem ser

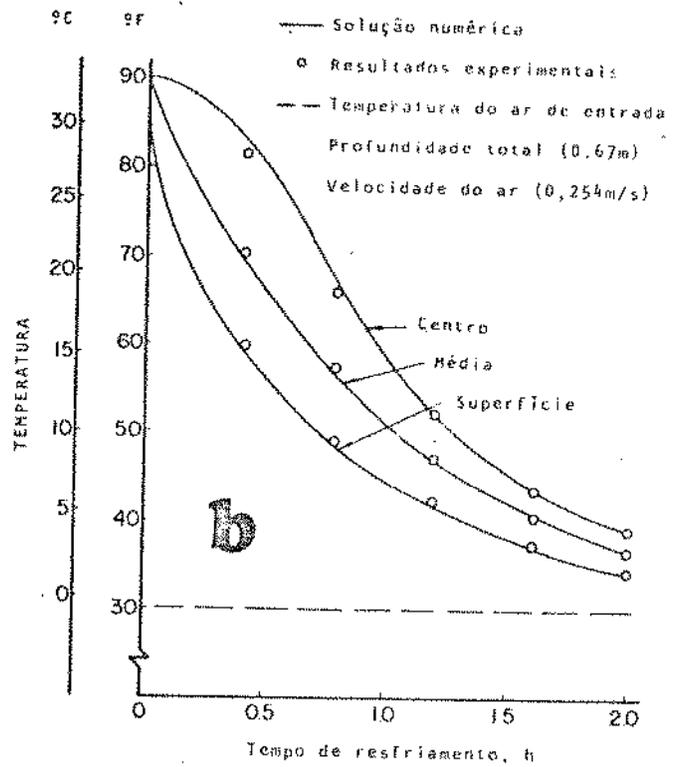
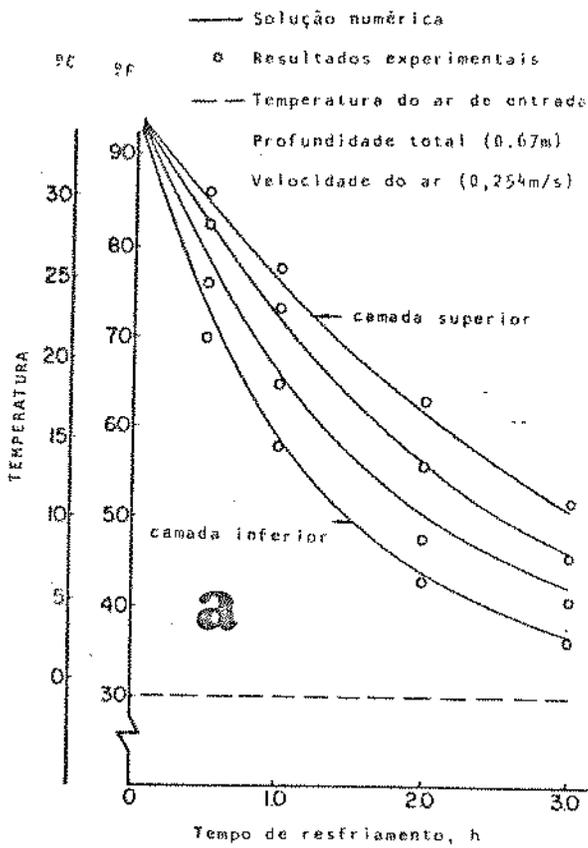


Figura 2.2. Comparação dos resultados obtidos pelo modelo numérico com dados experimentais para resfriamento com ar forçado em um leito de laranjas com 0,071 m de diâmetro. Temperatura média de massa da fruta em 4 níveis são mostrados em a); temperatura dentro da fruta individual na primeira camada do leito é mostrada em b). (Em Baird e Gaffney, 1976).

usados para prever a temperatura média de massa durante o resfriamento para qualquer temperatura inicial do produto desejada ou temperatura do ar de resfriamento, na faixa de 0,02 a 2,0 m/s para a velocidade do ar.

A solução das equações diferenciais que descrevem o fenômeno transiente pode ser obtida tanto analítica quanto numericamente. Quando as condições de contorno variam com o tempo entretanto, o esforço exigido na obtenção de uma solução analítica e a complexidade de sua expressão final são desalentadoras. Tentativas tem sido feitas pela aplicação do Teorema de Duhamel obtendo-se expressões pa

ra a temperatura nem sempre integráveis analiticamente. Maiores considerações serão apresentadas na Seção 2.2. No campo da Engenharia de Alimentos, este método foi empregado por Hayakawa (1971) para calcular temperaturas de alimentos sujeitos a tratamentos térmicos com temperatura do ambiente variável. O procedimento por ele desenvolvido é restrito a um sólido isolado, e foi obtido aplicando Duhamel as fórmulas empíricas contendo as constantes f (índice de inclinação de uma curva de resfriamento ou aquecimento do alimento) e j (coeficiente de intersecção desta curva). Pode-se, por este método, estimar a temperatura transiente do produto, uma vez que sejam conhecidos os valores de f e j . A integração da expressão final obtida foi feita numericamente.

Com o desenvolvimento tecnológico da informática, as soluções numéricas tornaram-se mais difundidas para estas situações. De uma forma geral, as soluções numéricas são elaboradas através de iterações, normalmente feitas em computador. Dentre os diversos tipos de soluções existentes, o método de diferenças finitas, tanto o explícito quanto o implícito (ou método de Crank-Nicholson), ainda é o mais amplamente usado. Mais recentemente o método de elementos finitos tem sido aplicado a situações ainda mais complexas do que os trabalhos aqui citados, como por exemplo aquelas que apresentam formas geométricas irregulares, ou ainda aquelas onde as propriedades do material em questão são variáveis. Estes casos são exemplificados por Purwadaria e Heldman (1982), Hayakawa e Succar (1982), Misra e Young (1979) e Rebellato et al (1978).

2.2. Desenvolvimento do modelo matemático

O teorema de Duhamel fornece meios para resolver uma situação que apresenta condições de contorno dependentes do tempo. Ele se baseia na superposição de soluções do problema fundamental, ca

da uma resolvida com condições de contorno constantes (Myers, 1971, Arpaci, 1966).

No resfriamento de um leito de partículas com ar, podemos optar pela superposição de soluções obtidas de duas maneiras distintas. A primeira consiste em fixar uma posição no leito e resolver o problema de transferência de calor do interior do sólido para o ar, com condições de contorno variando com o tempo naquela posição. Esta se enquadra no caso clássico de Duhamel. A segunda se baseia em fixar o tempo, e resolver o problema de transferência de calor com condições de contorno variáveis ao longo do leito, naquele tempo. Esta técnica foi usada por Kays (1966) para transferência de calor estacionária no escoamento sobre uma placa plana na qual a temperatura da parede variava com a posição na placa.

No presente caso, o tempo é a variável de maior influência e de tratamento mais difícil devido à transferência de calor transiente interna no sólido, sendo pois, a troca de calor ao longo do leito uma propagação deste caráter não estacionário. Como consequência, o gradiente de temperatura ao longo do leito é menos acentuado que o gradiente interno, no sólido. Por esta razão, preferimos aplicar superposição no tempo para cada camada considerada, desde o início até o tempo total do processo. Desta forma, podemos avaliar o histórico de temperatura das camadas e do ar que sai das mesmas. Como a diferença entre as temperaturas do ar e do produto é o potencial de troca de calor, ao passarmos de uma camada de produto para outra, precisamos armazenar na memória do computador apenas os dados das temperaturas do ar que sai de cada camada naquele instante. Um resumo do método de superposição de soluções encontra-se no Apêndice A.

Para o desenvolvimento do modelo matemático, foram feitas as seguintes suposições:

- a. os frutos são esferas perfeitas, homogêneas e não há transferência de calor entre elas em seus pontos de contato;

- b. as propriedades termofísicas do produto e do ar são constantes com a temperatura;
- c. os efeitos da respiração e/ou transpiração do produto sobre a transferência de calor são desprezíveis;
- d. não há transferência de massa entre o produto e o ar;
- e. desprezam-se as perdas para o ambiente;
- f. o leito tem secção constante.

O arranjo físico do sistema em estudo é caracterizado como um leito profundo que recebe pelo topo, ar a uma temperatura constante T_0 (veja Figura 2.1). O leito possui inicialmente uma temperatura uniforme T_i , maior que a temperatura T_0 do ar de entrada no leito. O ar que escoar no leito em fluxo descendente, recebe energia do mesmo e, em consequência, sua temperatura de saída é maior que a da entrada. A taxa de troca de calor entre o produto e o ar em cada camada varia com o tempo, por dois motivos de atuação opostos; a taxa de transferência de calor tende a diminuir com o tempo à medida que as temperaturas do produto e do ar se aproximam do equilíbrio, e tende a aumentar porque a temperatura do ar que entra na camada vai abaixando com o tempo, a troca térmica nas camadas superiores vai diminuindo. O predomínio de uma tendência sobre a outra vai depender da vazão do ar, da posição no leito e tempo decorrido de resfriamento, mas normalmente a primeira tendência prevalece. Para poder calcular esta variação, o tratamento matemático é feito dividindo a altura total L em n camadas iguais de altura Δx , tal que $L = n\Delta x$. Como o calor transferido por cada camada ao ar é devido ao calor sensível perdido pelo produto, neste cálculo o que nos interessa é a massa e temperatura média do produto naquela camada. Assim, em vez de considerarmos um incremento de espaço Δx , utilizamos um incremento de massa ao qual denominamos Δcarga , e no comprimento L temos a carga total de produto a ser resfriado. Este conceito é muito conveniente pois, desta maneira, o leito pode ser tratado como um sólido homogê-

neo, e as características de um leito poroso, tais como densidade aparente, porosidade são consideradas de uma forma indireta, quando fazemos a correspondência entre Δx e Δ carga. Esta foi feita tomando a densidade aparente do produto que é dada pela relação massa de produto por volume da camada de espessura Δx . Em um leito poroso, a maior influência da porosidade repousa sobre o coeficiente de transferência de calor por convecção. Normalmente, a relação entre os números de Nusselt e Reynolds para esta situação sofre uma correção deste último através do fator $1/(1-\epsilon)$, onde ϵ é a porosidade do leito (Sherwood et al, 1975). Baird e Gaffney (1976), no entanto, obtiveram bons resultados de seu modelo matemático em relação aos dados experimentais através do desenvolvimento da equação 2.10, que não considera este fator. Esta equação será usada neste trabalho.

A carga da câmara de pré-resfriamento, isto é, kg de material por m^2 de base é um dado comumente conhecido na prática. Como é definido por unidade de área da secção transversal da câmara, temos que fixar a velocidade superficial (e não a vazão) do ar como referencial da capacidade térmica desse fluido.

As equações de transferência de calor entre o sólido e o ar são então aplicadas em cada camada correspondente a um incremento de carga. Um balanço de entalpia realizado a intervalos de tempo Δt fornece as condições de saída de ar, que eram armazenadas na memória do computador e serviam de dados de entrada na camada seguinte, no respectivo intervalo de tempo. Desta maneira, o histórico completo de temperatura de uma camada era conhecido antes de se passar à camada seguinte. Como consequência, a variação com o tempo da temperatura do ar que entra em cada camada também era conhecido.

Ignorando a transferência de calor no ponto de contato entre as esferas, o ar circunflui em cada esfera da camada considerada e a mesma pode ser tratada como um sólido, de dimensão característica R , submetido ao resfriamento. A temperatura de uma esfera

será, portanto, a temperatura de todas as outras que constituem a camada. Usando o teorema de Duhamel (ver Apêndice A) na solução das equações (2.1) a (2.4) em conjunto com a temperatura média do ambiente em cada intervalo de tempo Δt (calculada pela equação (2.16)), a equação para a temperatura média de cada esfera será no 1º intervalo de tempo.

$$\bar{T}(1\Delta t) - T_o = D_{o\Delta t} \Delta U_{1\Delta t} \quad (2.11)$$

no 2º intervalo de tempo

$$\bar{T}(2\Delta t) - T_o = D_{o\Delta t} \Delta U_{2\Delta t} + (D_{1\Delta t} - D_{o\Delta t}) \Delta U_{1\Delta t} \quad (2.12)$$

no j-ésimo intervalo de tempo

$$\begin{aligned} \bar{T}(j\Delta t) - T_o = & D_{o\Delta t} \Delta U_{j\Delta t} + (D_{1\Delta t} - D_{o\Delta t}) \Delta U_{(j-1)\Delta t} + \dots \\ & \dots + (D_{j\Delta t} - D_{(j-1)\Delta t}) \Delta U_{1\Delta t} \end{aligned} \quad (2.13)$$

ou de uma forma mais simples

$$\bar{T}(t) - T_o = D_o \Delta U_j + (D_1 - D_o) \Delta U_{j-1} + \dots + (D_j - D_{j-1}) \Delta U_1 \quad (2.14)$$

onde j é o j-sésimo intervalo de tempo Δt

t é o tempo decorrido desde o início do pré-resfriamento

$D_o, D_1 \dots D_j$ são as perturbações, isto é, as diferenças entre as temperaturas médias do ar nos intervalos de tempo atual e anterior, respectivamente. D_o será dada por $D_o = \bar{T}_{ar_1} - T_i$, onde \bar{T}_{ar_1} é a temperatura média do ar no primeiro intervalo de tempo e T_o a temperatura inicial do sistema pois em $t = 0^-$, todo o sistema, ar e produto, permanece à tempera-

tura inicial T_i

em $t = 0^+$, o ar em toda a extensão do leito passa repentinamente de T_i à temperatura de resfriamento. Esta última é diferente para cada camada, uma vez que o ar se aquece ao longo do leito.

ΔU_j representa a diferença de temperaturas adimensional média, no j -ésimo intervalo de tempo, calculada pela equação (2.7).

$$\Delta U = 1 - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{6 \frac{\text{sen}M_n - M_n \text{cos}M_n}{M_n^3(M_n - \text{sen}M_n \text{cos}M_n)}}{\exp(-M_n^2 Fo)} \quad (2.7)$$

Conhecida a variação da temperatura do produto no intervalo de tempo Δt_j , calcula-se a variação da temperatura do ar ao passar pela camada Δ carga pelo balanço de energia

$$m_{ar} c_p (T_{ar_j} - T_{ar_{j-1}}) = m_p c_{pp} (\bar{T}_{j-1} - \bar{T}_j) \quad (2.15)$$

onde m_{ar} = massa de ar que escoou durante o intervalo de tempo Δt , pelo volume de controle $A\Delta x$ (kg)

m_p = massa de produto em $A\Delta x$ (kg)

c_p = calor específico do ar a pressão constante (kcal/kg °C)

c_{pp} = calor específico do produto a pressão constante (kcal/kg °C)

T_{ar_j} = temperatura do ar que sai de Δ carga, e considerada constante durante o intervalo de tempo (°C)

$T_{ar_{j-1}}$ = temperatura do ar que entra em Δ carga (°C). Ela é previamente conhecida pois corresponde à temperatura do ar que sai da camada imediatamente acima, no mesmo intervalo de tempo

\bar{T}_{j-1} = temperatura média do produto no início do j -ésimo intervalo de tempo (°C)

\bar{T}_j = temperatura média do produto no final do j-ésimo intervalo de tempo (°C).

A fim de assegurar a convergência da equação (2.14), usou-se como potencial para a transferência de calor em cada intervalo de tempo, a diferença entre a temperatura do produto e a média espaço-temporal da temperatura do ar, dada por

$$\bar{T}_{arj} = \frac{T_{ar1j} + T_{ar2j}}{2} \quad (2.16)$$

onde T_{ar1j} é a temperatura do ar que entra em Δ carga no j-ésimo intervalo de tempo, mantida constante em Δt_j ;

T_{ar2j} é a temperatura do ar que sai de Δ carga no j-ésimo intervalo de tempo, mantida constante em Δt_j .

No entanto, para sabermos a temperatura de saída do ar da i-ésima camada de produto no intervalo de tempo j, é necessário que saibamos a temperatura média espaço-temporal do ar, que por sua vez depende, matematicamente, desta mesma temperatura de saída. Como ambas são desconhecidas, lançamos mão do método de iterações para obtenções das mesmas. Assim, como primeiro cálculo, tomamos a temperatura média espaço-temporal como numericamente igual à temperatura do ar de entrada na camada no tempo j. Calculamos então o valor da temperatura média do produto naquele intervalo de tempo pela equação (2.14) e obtemos a temperatura de saída do ar através do balanço de energia (2.15). Obtemos um novo valor para a temperatura média do ar pela equação (2.16). Se a temperatura média do ar agora calculada for bastante próxima à suposição feita (da ordem de 10^{-3}), a temperatura do ar de saída, usada como ar de entrada para a próxima camada é aquela proveniente deste último cálculo. Caso contrário voltamos com este valor de \bar{T}_{arj} na equação (2.14) e repetimos o cálculo, até

que seja obtida a precisão desejada. Por sua vez, a temperatura média do produto $\bar{T}(t)$ calculada corresponde, então, à temperatura no plano central da camada, isto é, na posição $\Delta x/2$.

A técnica acima fornece o perfil de temperatura média nas camadas e sua variação com o tempo. Para o cálculo da carga térmica da câmara que irá armazenar o produto pré-resfriado, é mais importante conhecer-se a temperatura de todo o leite ao final da operação de pré-resfriamento. Para tanto é necessário que se faça uma média integrada do mesmo. A média espaço-temporal, acumulada desde a primeira camada é obtida pela relação:

$$\bar{T}_{\text{leito}_j} = (\bar{T}_{\text{leito}_{j-1}} (i-1) + \bar{T}_j) / i \quad (2.17)$$

onde \bar{T}_{leito_j} é a temperatura média do leite das i camadas até o intervalo de tempo j . Na primeira camada, é a própria temperatura da camada;

\bar{T}_j é a temperatura média das esferas na camada i , calculada pela equação (2.14) para o tempo j ;

i é a i -ésima camada do leite.

Um programa de computador foi desenvolvido para obtenção da solução numérica das equações (2.7), (2.14) e (2.17). Os passos gerais desta solução numérica são indicados pelo fluxograma (Figura 2.3, Seção 2.4) bem como o programa completo.

São necessários como dados para o programa os parâmetros abaixo:

- condutividade térmica do produto
- raio do produto
- temperatura inicial, uniforme, do produto
- dimensão do incremento de tempo
- tempo total de resfriamento

- calor específico do ar a pressão constante
- calor específico do produto a pressão constante
- carga ou massa total de produto no leito por unidade de área
- massa de produto em cada camada por unidade de área
- taxa de escoamento do ar
- camadas no leito
- temperatura do ar de entrada
- velocidade superficial do ar

O programa fornece os dados de

- tempo de resfriamento
- quantidade de produto resfriado
- temperatura média da camada de frutas
- temperatura média do leito
- temperatura média do ar em cada camada, em dado intervalo de tempo

2.3. Determinação dos dados de entrada para o modelo numérico

Um número consideravelmente grande de dados sobre propriedades térmicas de frutas e vegetais estão disponíveis na literatura (ASHRAE Fundamentals, 1980, Mohsenin, 1978). Entretanto, encontra-se frequentemente uma falta de consistência entre os dados publicados, não somente pelo uso de diferentes técnicas para estas determinações, como também pela gama de variedades existentes para cada espécie de fruta.

Como desejamos estabelecer um modelo generalizado, é, para nós, conveniente a utilização de propriedades termo-físicas médias, uma vez que é de interesse determinar a influência geral dos parâmetros de resfriamento.

Para desenvolvimento do modelo, usamos como dados básicos as seguintes propriedades da laranja:

- condutividade térmica (ASHRAE, 1980): 0,3745 kcal/h m °C
- teor de umidade (ASHRAE, 1980): 87%
- massa específica: 900 kg/m³
- massa específica aparente: 640 kg/m³
- calor específico: pela fórmula de Siebels, temos

$$c_{pp} = 0,008(\% \text{ água}) + 0,20 \quad (2.18)$$

onde 0,20 é uma base arbitrária suposta para representar o calor específico dos constituintes sólidos. Cálculos preliminares mostraram que dentre as fórmulas existentes, esta é a que mostra melhor concordância com os dados fornecidos pela literatura para diferentes produtos perecíveis ricos em conteúdo de água (ASHRAE, 1980).

- difusidade térmica: diferentes fórmulas tentam descrever a difusidade térmica do produto inteiro (ASHRAE, 1980), porém resultados coerentes com os dados experimentais são obtidos apenas para sucos e polpa de frutas. Neste trabalho, a própria definição da difusidade térmica foi utilizada por fornecer valores mais condizentes com aqueles encontrados na literatura.

$$\alpha = k/\rho c_p \quad (2.19)$$

Para completar o estudo, foram feitos cálculos do tempo de resfriamento considerando variação nos valores da difusidade térmica, coeficiente de transferência de calor e calor específico do produto, tendo como finalidade a observação da possível imprecisão nestes parâmetros sobre a operação de resfriamento (ver Seção 2.6).

As propriedades do ar a 0°C, usadas para o modelo são:

- calor específico a pressão constante: 0,24 kcal/kg °C

- condutividade térmica: 0,0209 kcal/h m °C
- massa específica: 1,2930 kg/m³
- difusidade térmica: 0,0673 m²/h
- viscosidade cinemática: 1,33·10⁻⁵ m²/h

(Perry e Chilton, 1980).

Como outros parâmetros temos:

- coeficiente médio de transferência de calor: numerosas soluções existem para a determinação do valor do coeficiente de troca de calor convectivo. Expressões bem conhecidas, aplicáveis a sólidos de geometria simples, são facilmente encontradas na literatura. Para leitos porosos, as correlações empíricas disponíveis são, geralmente, adequadas a partículas de pequeno diâmetro como as que vemos em reatores químicos, colunas de recheio e similares (Bird et al, 1960). Freitas (1982) apresenta diversas correlações para o coeficiente de troca térmica em meios porosos, leitos estes constituídos de pequenas esferas de vidro, chumbo, etc. Para processos de refrigeração de alimentos especificamente, Arce e Sweat (1980) apresentam valores e correlações para o coeficiente de transferência de calor h em diversos produtos alimentícios sujeitos a diferentes velocidades e fluidos de resfriamento, bem como diferenças de temperatura e faixas de Reynolds e Biot variadas. Gráficos tanto para um único produto como para leitos, mostram correlações dos números adimensionais de Nusselt e Reynolds. Devido à falta de padronização existente tanto nos métodos de medida de h como dos materiais usados, e também à ampla variedade de situações físicas, nota-se uma lacuna na consistência dos valores de h apresentados pelos diversos pesquisadores. Conforme mencionado na Seção 2.1.b, Baird e Gaffney (1976) estudaram uma situação experimental semelhante à do presente trabalho. A relação levantada por eles para

os números adimensionais de Nusselt e Reynolds, torna-se portanto adequada:

$$Nu = 1,17 Re^{0,529} \quad (2.10)$$

para $18000 < Re < 180000$

- incrementos de tempo e espaço: a precisão da solução numérica é dependente do número de incrementos usados. Uma série de corridas foram feitas para determinar a magnitude dos incrementos de tempo e espaço, a fim de assegurar a estabilidade da solução numérica. Havendo um compromisso também com o custo do tempo de computação, foram escolhidos:

incremento de tempo: 0,01 h

incremento de espaço: 0,07 m, correspondente a cerca de 50 kg/m² de produto.

O decréscimo de intervalo de tempo e espaço além desses valores não resultaram em aumento significativo da precisão. A Tabela 2.2 apresenta os valores calculados.

Tabela 2.2. Temperatura média (°C) do produto no leito a diferentes intervalos de tempo e espaço, para velocidade do ar 1 m/s, diâmetro 0,07 m.

Δx (m)	0,02	0,05				0,07
$\frac{\Delta t}{t}$ (h)	0,005	0,1	0,01	0,005	0,001	0,005
0,2	18,89572	18,93778	18,89888	18,89690	18,89533	18,89769
0,4	14,56680	14,59331	14,56883	14,56756	14,56655	14,56806
0,6	11,26782	11,28564	11,26919	11,26833	11,26765	11,26867
0,8	8,72251	8,73474	8,72345	8,72286	8,72239	8,72310
1,0	6,75330	6,76178	6,75395	6,75354	6,75322	6,75370

Δx = incremento espacial no leite, na direção do escoamento de ar, m

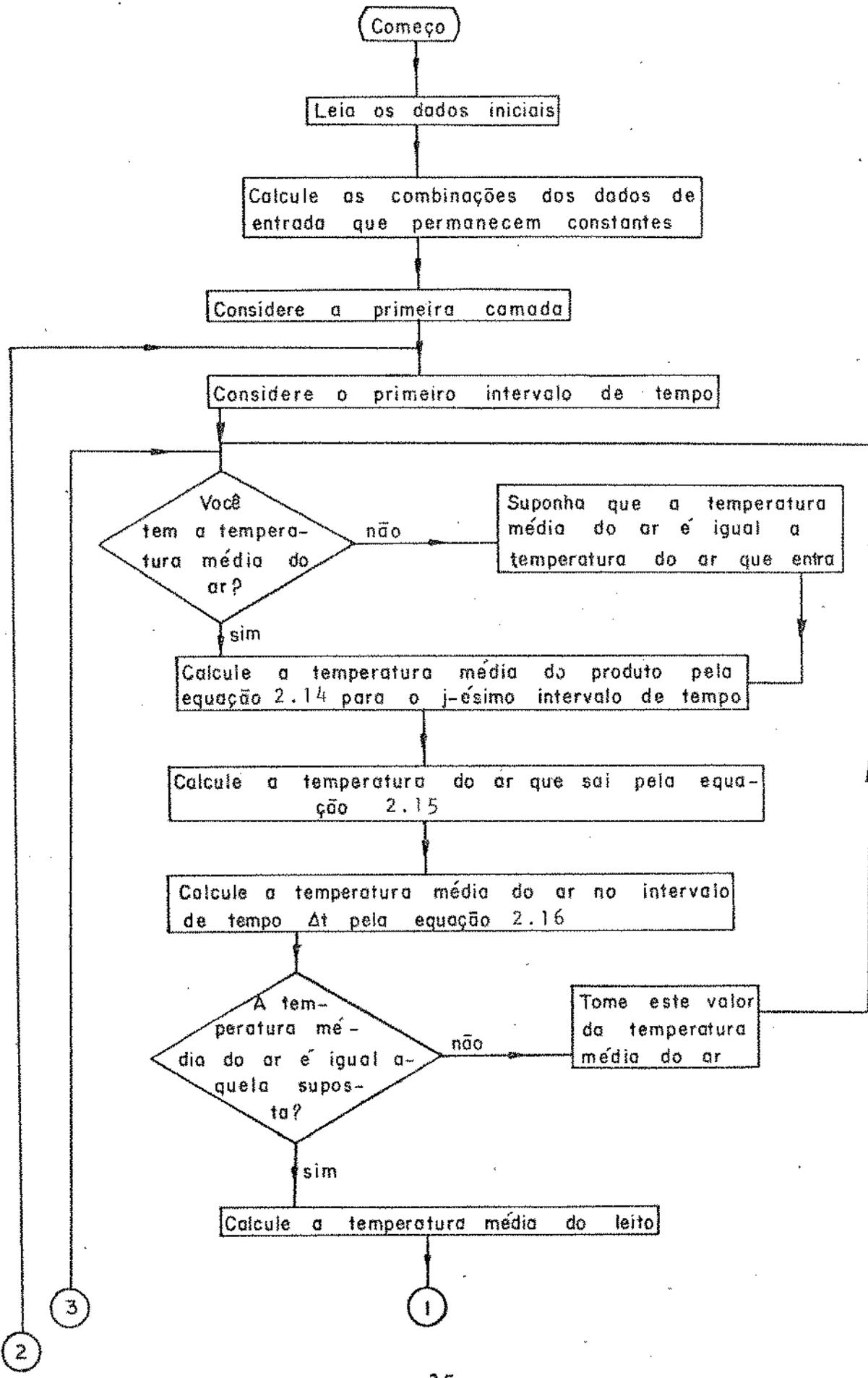
Δt = incremento de tempo, h

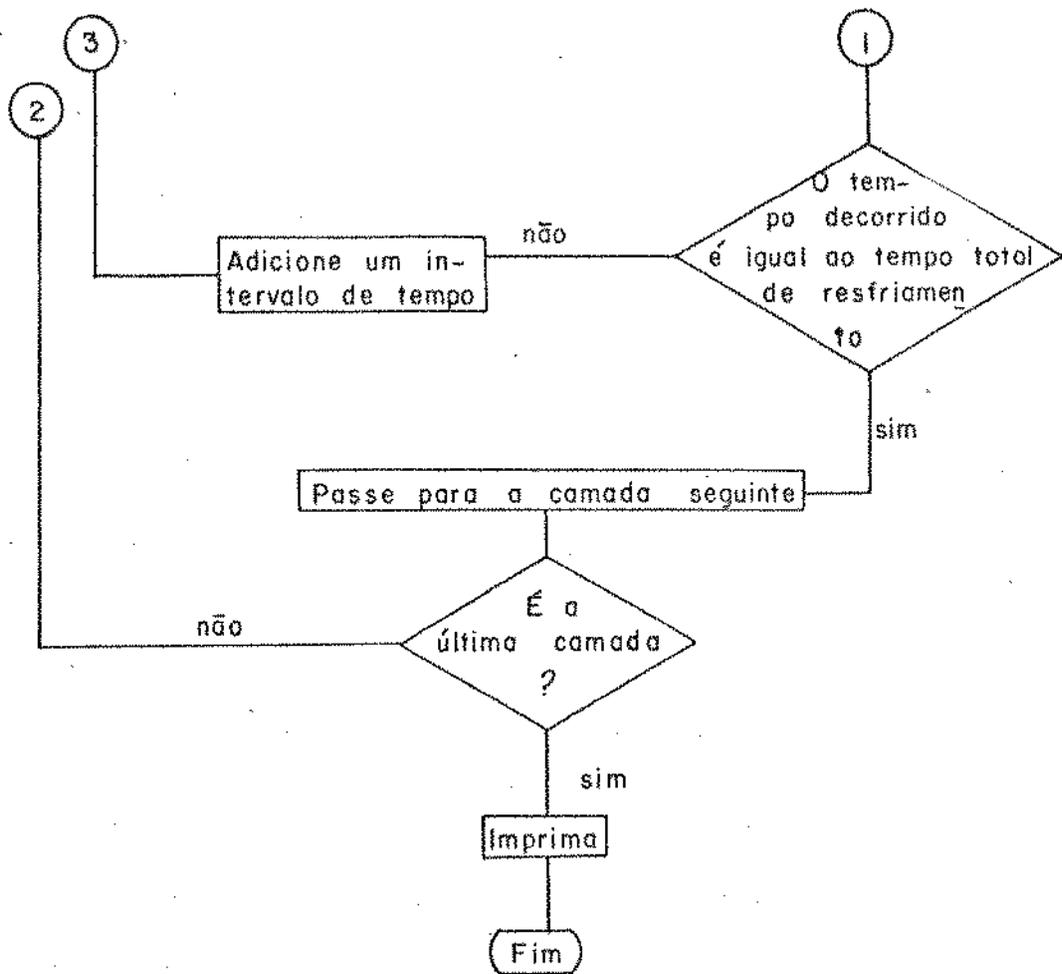
t = tempo de resfriamento, h

2.4. Modelo numérico

Nesta Seção será apresentado o fluxograma do modelo numérico, seguido pelo programa de computador elaborado para solução do problema.

Figura 2.3 - Fluxograma do modelo matemático





C ESTE PROGRAMA EM LINGUAGEM FORTRAN, FOI ELABORADO PARA SIMULAR
C O RESFRIAMENTO DE UM LEITO PROFUNDO, CONSTITUIDO DE PRODUTOS
C ESFERICOS

C LISTA DE SIMBOLOS

C AF=AREA DA SECCAO TRANSVERSAL AO ESCOAMENTO(M²)
C BI=NUMERO DE BIOT, ADIMENSIONAL
C CARGA=MASSA DE PRODUTO POR UNIDADE DE AREA(KG/M²)
C CPA=CALOR ESPECIFICO DA AR A PRESSAO CONSTANTE(KCAL/KG C)
C CPP=CALOR ESPECIFICO DO PRODUTO A PRESSAO CONSTANTE(KCAL/KG C)
C CTA=CONDUTIVIDADE TERMICA DO AR(KCAL/H M C)
C C1=CONSTANTE PROVENIENTE DO BALANCO DE CALOR, EQUACAO 2.16
C DCARGA=INCREMENTO DE MASSA DE PRODUTO, REFERENTE A CADA CAMADA
C DO LEITO(KG/M²)
C DENS=DENSIDADE DO AR(KG/M³)
C DIFAR=DIFUSIVIDADE TERMICA DO AR(M²/H)
C DP=DENSIDADE DO PRODUTO(KG/M³)
C DTAL=MAGNITUDE DO INTERVALO DE TEMPO(H)
C DTP=DIFUSIVIDADE TERMICA DO PRODUTO(M²/H)
C D0=D(0); DISTURBANCA INICIAL(C)
C FI=T(J)-TI; VALOR DO ABAIXAMENTO DE TEMPERATURA DO PRODUTO
C DESDE O INICIO ATE O TEMPO CONSIDERADO(C)
C FO=NUMERO DE FOURIER, TEMPO ADIMENSIONAL
C H=COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR(KCAL/H M² C)
C I=NUMERAL CORRESPONDENTE A LOCALIZACAO DA CAMADA
C J=NUMERAL CORRESPONDENTE AO INTERVALO DE TEMPO, DENTRO DO
C TEMPO TOTAL CONSIDERADO PARA O RESFRIAMENTO
C MASAR=VAZAO MASSICA DO AR POR UNIDADE DE AREA LIVRE DE
C ESCOAMENTO(KG/H M²)
C NU=NUMERO DE NUSSELT, ADIMENSIONAL
C PI=NUMERO IRRACIONAL
C R=RAIO DA ESFERA(M)
C T(J)=TEMPERATURA MEDIA DO PRODUTO NO TEMPO J(C)
C TAL=TEMPO TOTAL DE RESFRIAMENTO(H)
C TAML=TEMPERATURA ADIMENSIONAL MEDIA DO LEITO
C TAR=TEMPERATURA DO AR QUE ENTRA NO LEITO(C)
C TAR1(J)=TEMPERATURA DO AR QUE ENTRA NA CAMADA CONSIDERADA,
C NO TEMPO J(C)
C TAR2(J)=TEMPERATURA DO AR QUE SAI DA CAMADA CONSIDERADA,
C NO TEMPO J(C)
C TARM(J)=TEMPERATURA MEDIA DO AR NA CAMADA CONSIDERADA, NO
C TEMPO J(C)
C TARML=TEMPERATURA MEDIA INTEGRADA DO AR NO LEITO ATE A CAMADA
C I-1
C TEMPO=TEMPO DECORRIDO DESDE O INICIO DO RESFRIAMENTO(H)
C TETAN(J)=TEMPERATURA MEDIA ADIMENSIONAL DO PRODUTO, DADA
C PELA EQUACAO 2.7
C TI=TEMPERATURA INICIAL DO LEITO(C)
C TM=VALOR DA EQUACAO 1-2.7 PARA O LEITO EM QUESTAO, ADIMENSIONAL
C TML=TEMPERATURA MEDIA INTEGRADA DO LEITO(C)
C TML1=TEMPERATURA MEDIA INTEGRADA DO LEITO ATE A CAMADA I-1(C)
C TU=TEOR DE UNIDADE DO FRUTO(%)
C VAR=VELOCIDADE SUPERFICIAL DO AR(M/S)
C VISC=VISCOSIDADE CINEMATICA DO AR(M²/S)

C
C
C

DUHAMEL CONSIDERANDO UMA CAMADA FIXA E TEMPO VARIÁVEL

CALL OFILE(21, 'DU102N.DAT')
CALL OFILE(22, 'T5T2.DAT')
DIMENSION TA(202), TNOVA(202), TAR2(202), TARM(202), TETAM(202),
IT(202), TAR1(202), TML(202), TML1(202), TARM1(202), TARM11(202),
ITAML(202)
COMMON RAIZ(30)
REAL MASAR, MULT, NU

C
C
C

DADOS INICIAIS

CARGA=0.
CPA=0.24
CTA=0.0209
CTP=0.37454
D=0.04
DENS=1.293
DP=900.
DTAL=0.01
DCARGA=50.
R=D/2.
TAL=2.
TAR=0.
TI=25.
TU=87.
VAR=1.
VISC=13.3E-6
CPP=0.008*TU+0.2
DTP=CTP/(DP*CPP)
10 MASAR=DENS*VAR*DTAL*3600.
NU=1.17*((D*VAR/VISC)**0.529)
H=NU*CTA/D
BI=H*R/CTP
CI=DCARGA*CPP/(MASAR*CPA)

C
C
C

CALCULO DA VARIACAO DA TEMPERATURA DO AR E DO PRODUTO

I=1
TML1(1)=TI
TARM11(1)=TAR
30 J=0
K1=0
CARGA=CARGA+DCARGA
40 SOM=0.
K=1
J=J+1
TEMPO=J*DTAL
IF(I.NE.1)GOTO 70
TAR1(J)=0.
TARM1(J)=0.
FO=DTP*TEMPO/(R**2.)
IF(J.EQ.1)GOTO 50
IF(ABS(TETAM(J-1)-1.)>.1E-5)GOTO 50
TETAM(J)=1.
GO TO 70
50 CALL TEMPER(BI, FO, TM)
TETAM(J)=1.-TM
70 IF(K.EQ.1)TARM(J)=TAR1(J)
120 IF(J.EQ.1)GOTO 170
N=J-1
DO 160 M=2, J
DDIST=TARM(M)-TARM(M-1)
MULT=DDIST*TETAM(N)
SOM=SOM+MULT

```

N=N-1
160 CONTINUE
170 FI=(TARM(1)-TI)*TETAM(J)+SOM
T(J)=FI+TI
TNOVA(K)=T(J)
TA(J)=(T(J)-TARM(J))/(TI-TARM(J))
IF(J.NE.1)GOTO 230
TAR2(J)=TAR1(J)+C1*(TI-T(J))
GO TO 240
220 IF(ABS(TAR2(J-1)).GT.1.E-6)GOTO 230
TAR2(J)=0.
GO TO 240
230 TAR2(J)=TAR1(J)+C1*(T(J-1)-T(J))
240 TARM(J)=(TAR1(J)+TAR2(J))/2.
IF(ABS(TNOVA(K)-TNOVA(K-1)).LE.1.E-3)GOTO 250
K=K+1
SOM=0.
GO TO 120
250 TML(J)=(TML1(J)*(I-1)+T(J))/I
TARML(J)=(TARML1(J)*(I-1)+TARM(J))/I
IF(ABS(TARML(J)).LT.1.E-6)TARML(J)=0.
TAML(J)=(TML(J)-TAR)/(TI-TAR)
IF(ABS(TAML(J)).LT.1.E-6)TAML(J)=0.
457 IF((J/10*10-J).NE.0)GOTO 450
WRITE(21,300)J,T(J),TA(J),TML(J),TAML(J),TARM(J)
300 FORMAT(1X,I3,3X,5(F9.5,4X))
C TYPE 320,J,T(J),TA(J),TML(J),TAML(J),TARM(J)
C 320 FORMAT(1X,I3,3X,5(F9.5,4X))
450 IF(TEMPO.LT.TAL)GOTO 40
DO 310 N=1,J
TAR1(N)=TAR2(N)
TML1(N)=TML(N)
TARML1(N)=TARML(N)
310 CONTINUE
IF(CARGA.GE.600)GOTO 350
I=I+1
GO TO 30
350 CARGA=0.
VAR=VAR+1.
I=1
IF(VAR.GT.10.)GOTO 360
GO TO 10
360 CARGA=0.
I=1
D=D+0.01
VAR=1.
IF(D.GT.0.1)GOTO 400
GO TO 10
400 STOP
END
C
SUBROUTINE TEMPER(BI,FO,TH)
COMMON RAIZ(30)
C
C ACHAR A RAIZ ENTRE 0 E PI
C
TH=0.
PI=ATAN(1.)*4.
K=0
DELTA=0.1
F2=F(PI,BI)
10 X=PI
20 X=X-DELTA
IF(X.LE.0.)GOTO 30
F1=F(X,BI)
IF(F1.GE.0.AND.X.NE.0.)GOTO 60

```

```

GO TO 20
30 IF<DELTA. LE. 1. E-6>GOTO 40
   DELTA=DELTA*0.1
   GOTO 10
40 TYPE 50
50 FORMAT<10X, 'NAO ACHEI A RAIZ ENTRE 0 E PI'>
   RETURN
60 X1=X
   X2=PI
70 X=(X1+X2)/2.
80 FX=F(X, BI)
   FLX=FL(X, BI)
   IF<ABS<TEST(X, BI)>. GT. 1. E-5>GOTO 90
   TES=TEST(X, BI)
   K=K+1
   RAIZ(K)=X
   TEMPX=TEMPM(X, FO)
   TM=TM+TEMPX
   TYPE 85, K, RAIZ(K), TM, TEMPX
85 FORMAT<1X, 'K=', I3, 3(3X, F9.5)>
   IF<ABS<TEMPX/TM>. LT. 5. E-4>GOTO 600
   GO TO 120
90 IF<FX. LE. 0. >GOTO 100
   X1=X
   F1=FX
   GO TO 110
100 X2=X
   F2=FX
110 XN=X-FX/FLX
   IF<XN. GE. X2. OR. XN. LE. X1>XN=(X1+X2)/2.
   X=XN
   GO TO 80

```

C
C
C

CALCULO DAS RAIZES A PARTIR DE PI

```

120 X1=K*PI
   X2=X1+PI
   F1=F(X1, BI)
   F2=F(X2, BI)
   IF<F1. GT. 0. >GOTO 70
   X=(X1+X2)/2.
130 FX=F(X, BI)
   FLX=FL(X, BI)
   IF<ABS<TEST(X, BI)>. GT. 1. E-5>GOTO 140
   TES=TEST(X, BI)
   K=K+1
   RAIZ(K)=X
   TEMPX=TEMPM(X, FO)
   TM=TM+TEMPX
   TYPE 135, K, RAIZ(K), TM, TEMPX
135 FORMAT<1X, 'K=', I3, 3(3X, F9.5)>
   IF<ABS<TEMPX/TM>. LT. 5. E-4>GOTO 600
   GO TO 120
140 IF<FX. LE. 0. >GOTO 150
   X2=X
   F2=FX
   GO TO 160
150 X1=X
   F1=FX
160 XN=X-FX/FLX
   IF<XN. GE. X2. OR. XN. LE. X1>XN=(X1+X2)/2.
   X=XN
   GO TO 130
600 RETURN
   END

```

C

```

C      FUNCAO TEMPM(X, FO)
      FUNCTION TEMPM(X, FO)
      TEMPM=(6. *((SIN(X)-X*COS(X))**2. )*EXP((-1. )*((X)**2. )*FO))/
      1((X)**3. )*(X-SIN(X)*COS(X))
      RETURN
      END

```

```

C
C      FUNCAO F(X, BI)
      FUNCTION F(X, BI)
      F=X*COS(X)+(BI-1. )*SIN(X)
      RETURN
      END

```

```

C
C      FUNCAO FL(X, BI)
      FUNCTION FL(X, BI)
      FL=BI*COS(X)-X*SIN(X)
      RETURN
      END

```

```

C
C      FUNCAO TEST(X, BI)
      FUNCTION TEST(X, BI)
      TEST=(1. -BI)-X*COS(X)/SIN(X)
      RETURN
      END

```

2.5. Resultados e Discussões

Os cálculos de tempo de resfriamento foram feitos para as situações de diâmetro do produto de 4 a 10 cm, velocidade su perficial do ar de 1 a 10 m/s e carga de 50 a 600 kg/m².

A escolha destes valores visa abranger os diversos tamanhos de frutas geralmente submetidas ao pré-resfriamento, como é o caso de ameixas, pêssegos, maçãs, laranjas, cidras, etc., bem como as diversas condições apresentadas pelos equipamentos usados nesta operação.

Nas Figuras 2.4 a 2.16 estão traçadas curvas que descrevem o comportamento da temperatura média do produto como uma função do tempo de resfriamento para duas cargas diferentes de produto: 300 e 600 kg/m². Estas quantidades correspondem, especialmente, à camada inferior de um leito de 300 kg/m² e outro de 600 kg/m². Elas correspondem também ao centro e à última camada quando a carga total for de 600 kg/m². A velocidade do ar e o diâmetro da laranja são tomados como parâmetros, e aqui são apresentados, ilustrativamente, gráficos para os valores da velocidade de 1, 2 e 5 m/s, e diâmetro do produto de 4, 7 e 10 cm.

A temperatura adimensional colocada na ordenada, é calculada como

$$\bar{\theta} = \frac{\bar{T} - T_o}{T_i - T_o} \quad (2.20)$$

onde \bar{T} é a temperatura média do produto (°C)

T_o a temperatura do ar que entra no leito (°C)

T_i a temperatura inicial do produto (°C)

Em termos qualitativos as curvas confirmam um compor-

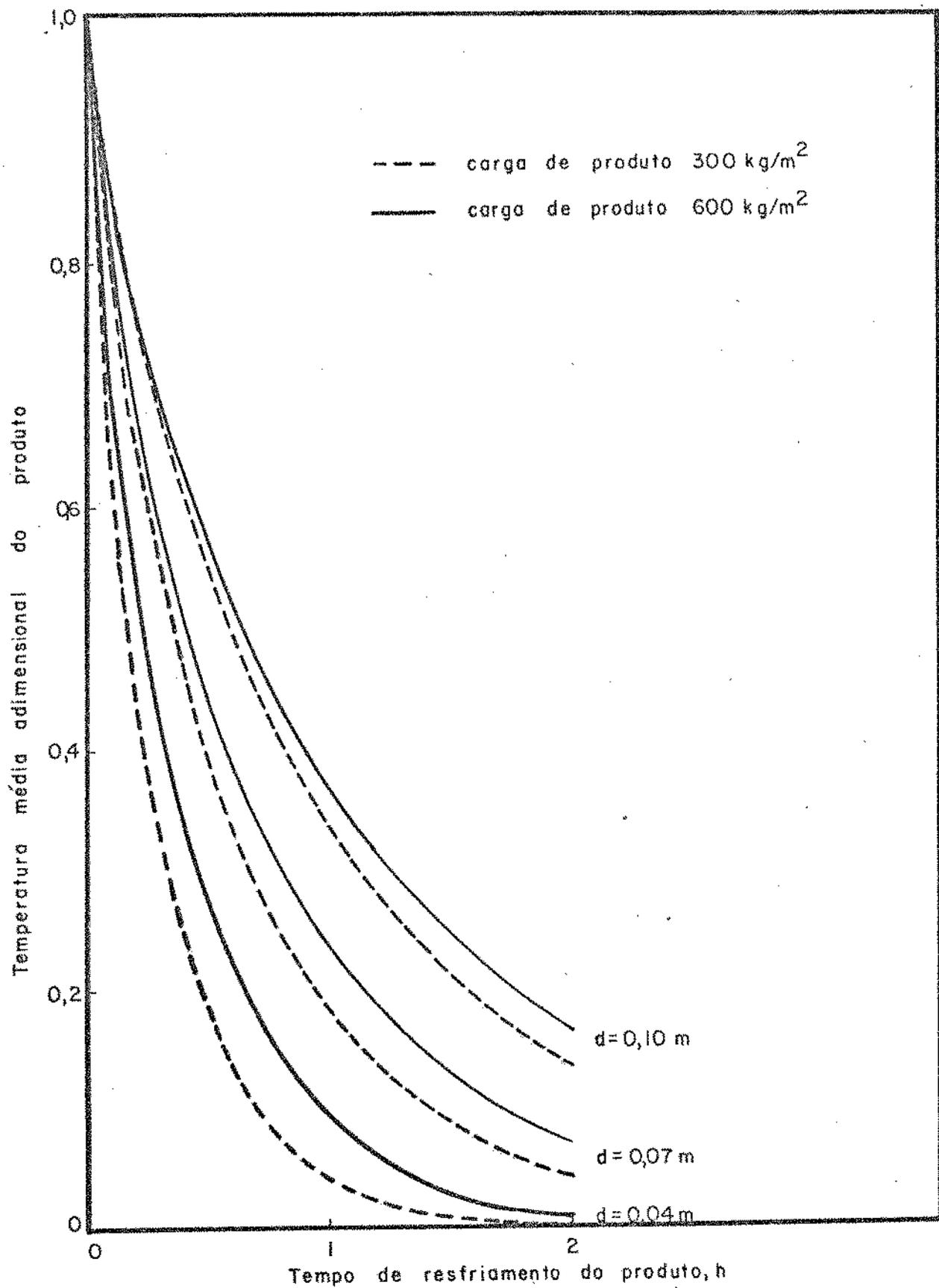


Figura 2.4. Temperatura adimensional média do produto em função do tempo de resfriamento, para velocidade do ar 1 m/s.

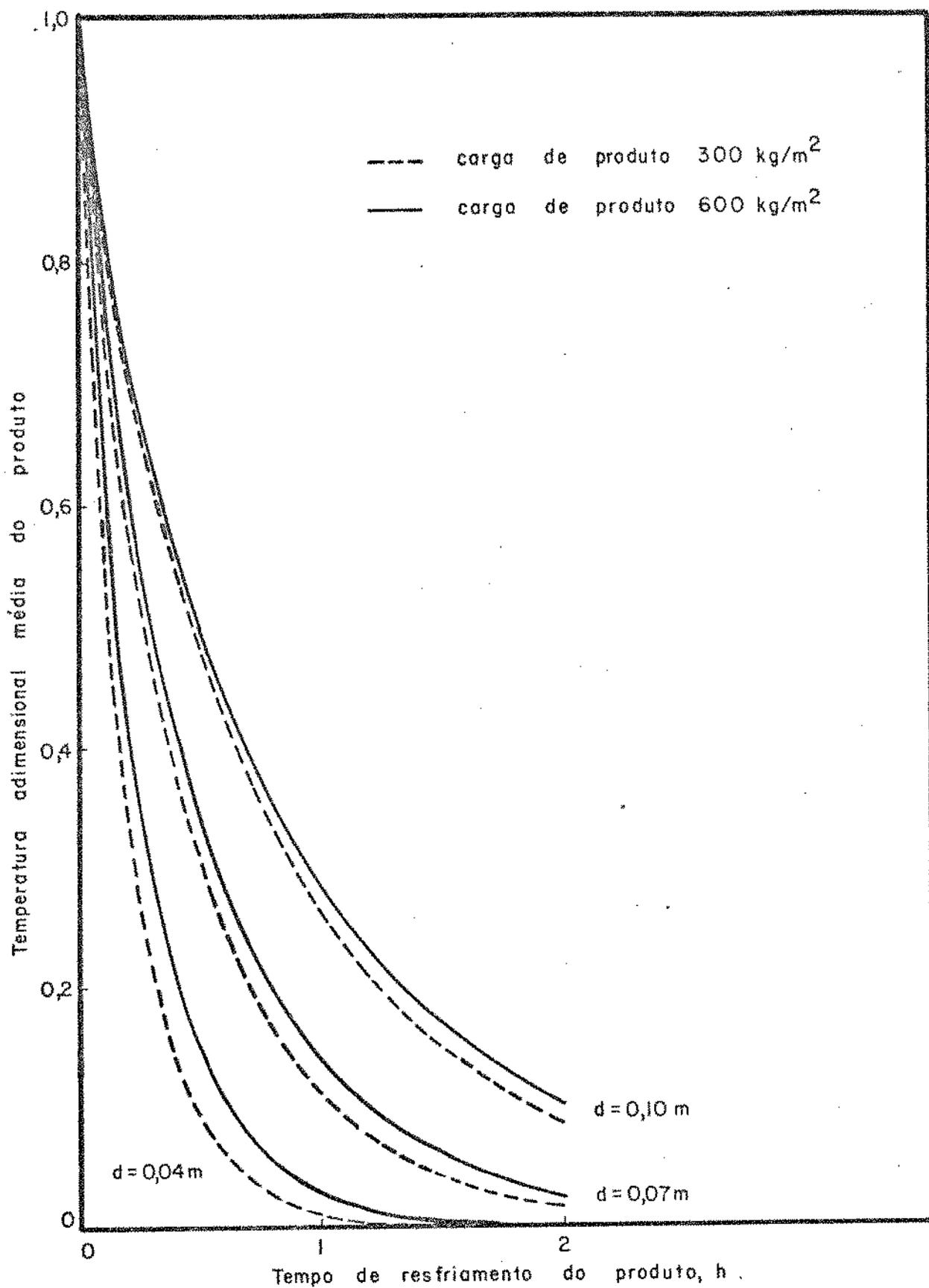


Figura 2.5. Temperatura adimensional média do produto em função do tempo de resfriamento, para velocidade do ar 2 m/s.

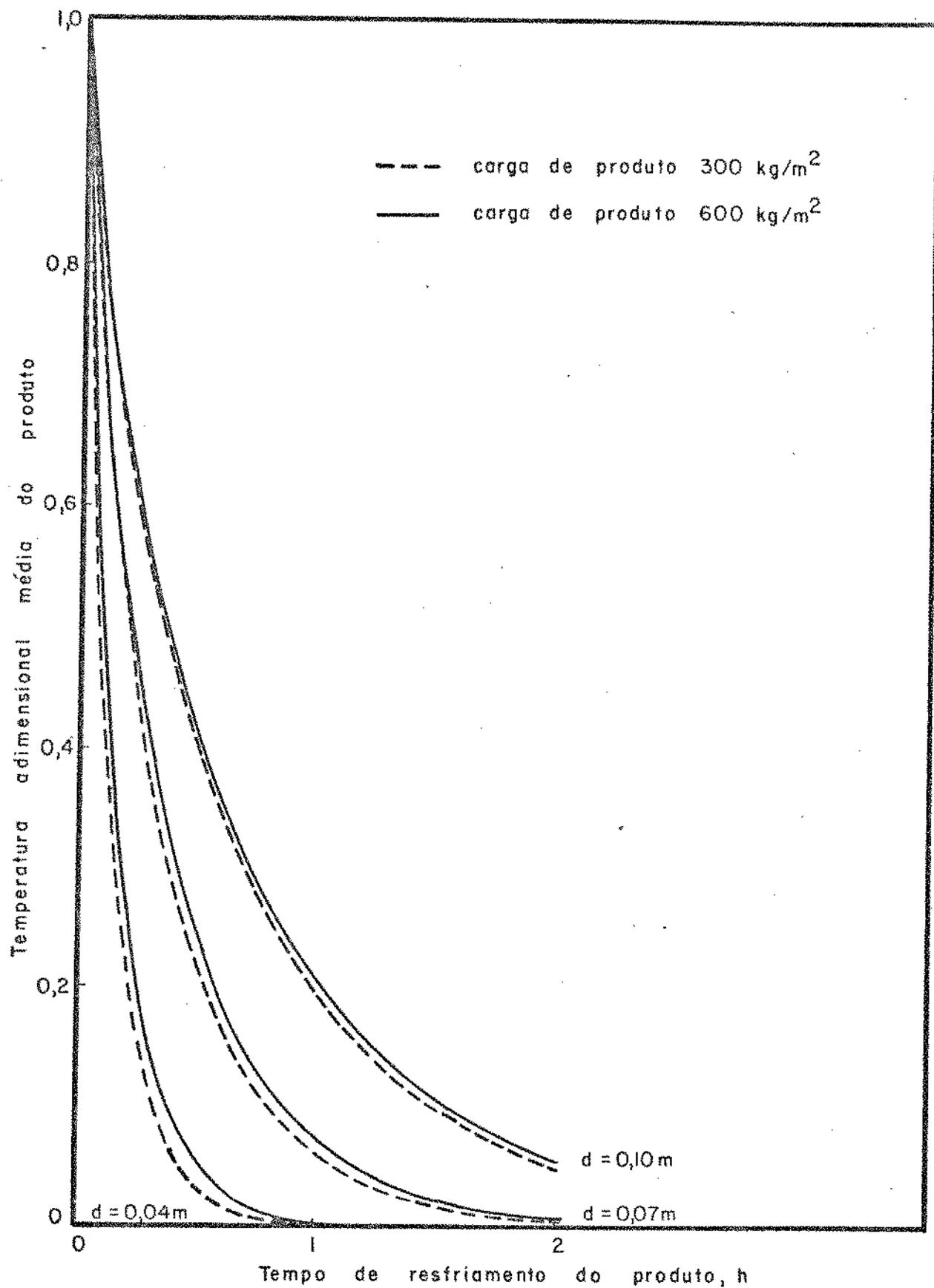


Figura 2.6. Temperatura adimensional média do produto em função do tempo de resfriamento, para velocidade do ar 5 m/s.

tamento esperado. A carga de 600 kg/m^2 resfria-se mais lentamente que a de 300 kg/m^2 , pois fica sob ação de ar a temperaturas mais altas. Para um mesmo diâmetro do produto, o aumento da velocidade propicia um resfriamento mais rápido, devido à diminuição da resistência externa à transferência de calor (maior h) pelo aumento da turbulência. Nesta situação também se mantém um potencial de temperaturas mais favorável, pois o calor retirado das frutas se dilui em maior vazão de ar, havendo um aumento menos acentuado da sua temperatura.

Uma comparação entre as curvas das diferentes Figuras revela ser o diâmetro do sólido a variável que mais afeta a taxa de resfriamento, e promove o maior distanciamento das curvas. Isto porque o efeito do diâmetro sobre a taxa de transferência de calor interna, que varia com a proporção inversa do quadrado do diâmetro, aliado ao seu efeito sobre a resistência externa, que pela equação (2.10) fornece a potência $0,471, d^{0,471}$, é mais significativo que a influência da velocidade, que atua especificamente sobre o coeficiente de transferência de calor por convecção. Como pode ser observado, diâmetros menores esfriam mais depressa a uma mesma velocidade.

O afastamento entre as curvas de 300 e 600 kg/m^2 é uma medida do perfil de temperatura ao longo do leito e dá uma ideia da uniformidade de temperaturas ao final da operação. Comparando as curvas para frutas de diâmetro de 4 cm , observa-se que 2 horas é um tempo insuficiente quando a velocidade do ar for de 1 m/s , e adequado quando a velocidade for de 2 m/s . Com uma velocidade de 5 m/s pode-se atingir a uniformidade em cerca de 1 hora de tratamento. Para este último caso, as duas curvas são suficientemente próximas, e pode-se supor que a variação das condições externas ao longo do leito não afetam a operação. O erro seria então pequeno caso fossem supostas condições externas constantes.

A Tabela 2.3 compara os valores achados por estas duas condições externas para leitos de partículas com 4 cm de diâmetro, bem como para diâmetros de 7 e 10 cm , sob ar a 2 e 5 m/s .

Tabela 2.3. Temperatura média da laranja na camada inferior do leito (°C), para carga 600 kg/m² e velocidade do ar 2 e 5 m/s ($T_0 = 0^\circ\text{C}$ e $T_1 = 25^\circ\text{C}$).

t (h)	d (cm)	Calculada com condições externas constantes		Calculada com condições externas variáveis	
		2m/s	5m/s	2m/s	5m/s
1	4	0,0306	0,0084	1,1006	0,1079
	7	2,0206	1,2105	4,8772	2,1432
	10	6,0489	4,6021	8,5026	5,6325
2	4	0,0002	0,0002	0,0157	0,0002
	7	0,1875	0,0728	0,8347	0,1915
	10	1,7238	1,0820	3,0474	1,5055

Conclui-se que a consideração do aquecimento do ar ao longo do leito afeta significativamente a taxa de diminuição da temperatura, uma vez que as temperaturas calculadas com condições externas variáveis são maiores que as obtidas considerando condições externas constantes. Essa diferença será mais acentuada para velocidades do ar inferiores a 2 m/s. A exceção é o diâmetro de 4 cm em 2 horas de resfriamento à velocidade de 5 m/s, onde este tempo, como já mencionado, é suficiente para que todo o leito esteja a uma temperatura uniforme.

A Figura 2.7 faz uma comparação entre a temperatura média integrada de todo o leito e a temperatura média da camada que completa 600 kg/m² de produto. A temperatura média integrada pondera as temperaturas de todas as camadas, e portanto apresenta um abaixamento mais acelerado. A tendência é o equilíbrio, mas isto não aconteceu para o caso de diâmetro de 7 cm e velocidade do ar 2 m/s.

Tendo como base os resultados obtidos no cálculo da temperatura adimensional média do leito, foram desenvolvidas correla

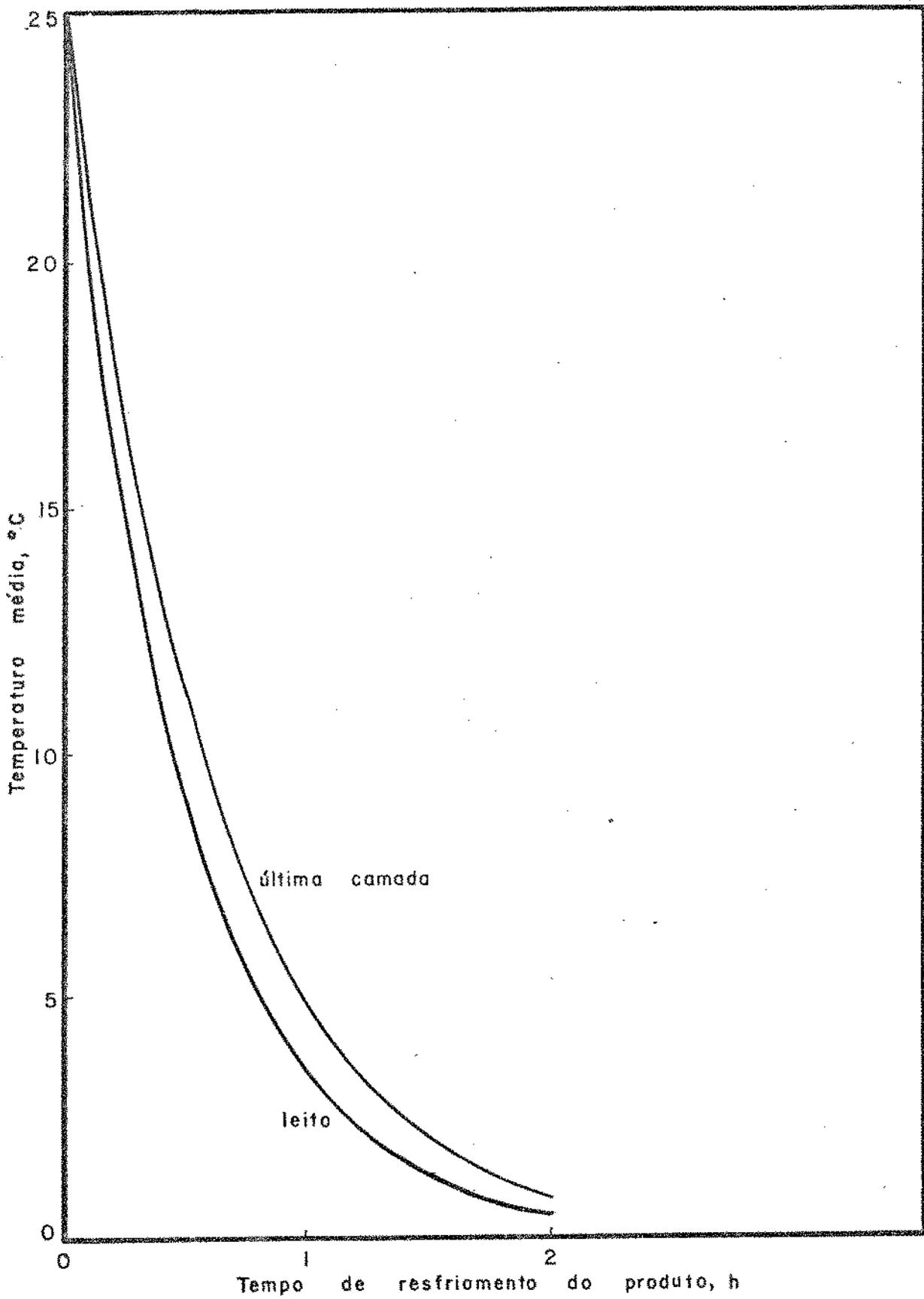


Figura 2.7. Temperaturas médias do produto na camada e no leito em função do tempo de resfriamento, para carga 600 kg/m^2 , velocidade do ar 2 m/s e diâmetro do produto $0,07\text{m}$.

ções para o tempo de resfriamento em função da carga de produto. Estas são apresentadas no capítulo seguinte.

2.6. Análise da influência de propriedades térmicas do produto e do coeficiente de transferência de calor por convecção

Uma avaliação da influência da variação de magnitude do calor específico e da difusidade térmica, bem como do coeficiente de transferência de calor, são ilustrados na Tabela 2.4, para cargas de 300 e 600 kg/m² de produto com 7 cm de diâmetro, submetido ao resfriamento com ar a uma velocidade de 2m/s, tomando o valor 10% maior. Com base na faixa de variação dos valores da difusidade térmica e calor específico de alimentos de forma esférica, encontrada na literatura por meio de avaliações experimentais, estima-se que a variação dessas propriedades para produtos diferentes da laranja, não estará fora da ordem de 10% quando estes parâmetros forem definidos. O mesmo não se pode dizer com relação à determinação do coeficiente de transferência de calor, cuja faixa de variação experimental é bastante ampla e, particularmente, no presente caso, não existem estudos consagrados que descrevam seu comportamento.

Pela Tabela 2.4 vemos a magnitude da influência destes parâmetros. Esta é bastante significativa no início do resfriamento, onde em 0,5 h chega a ter uma diferença de quase 0,7°C, quando consideramos a difusidade térmica 10% maior em relação ao valor utilizado no modelo, para a situação de 300 kg de produto/m² de área. A variação dos outros parâmetros apresenta efeitos menos significativos que este sobre a temperatura média do leite. No entanto, ao final de 2 horas de resfriamento, devido à baixa temperatura do produto, a máxima variação é de 0,1°C, que ocorre também devido à influência da difusidade térmica. A precisão nos cálculos, portanto, não é afetada

significativamente, e os valores das propriedades aqui definidas podem ser usados genericamente para descrever o abaixamento de temperatura para outros frutos. Os valores da Tabela confirmam, também, que para velocidades do ar de 2 m/s (ou maiores) a influência do coeficiente de transferência de calor é menos acentuada que a da difusividade térmica do sólido. Desta maneira, os possíveis erros advindos da correlação $Nu \times Re$ (equação 2.10) ficam diluídos.

Tabela 2.4. Temperatura média do leite, TML, (°C) com parâmetros de transferência de calor alterados 10%, para diâmetro 7 cm e velocidade do ar 2 m/s.

Carga: 300 kg/m ²				
t (h)	TML	TML com parâmetros aumentados 10%		
		difusividade térmica	coef. de transf. de calor h	calor específico do produto c_{pp}
0,5	7,90	7,22	7,53	8,02
1,0	2,73	2,27	2,51	2,81
1,5	0,94	0,71	0,83	0,98
2,0	0,32	0,22	0,27	0,34
Carga: 600 kg/m ²				
0,5	9,09	8,48	8,76	9,32
1,0	3,48	3,01	3,24	3,64
1,5	1,32	1,05	1,19	1,40
2,0	0,49	0,36	0,43	0,53

3. EQUAÇÕES SIMPLIFICADAS

Utilizando os resultados obtidos pela técnica apresentada no Capítulo 2, foram elaboradas relações analíticas para cálculo do tempo de resfriamento em função da carga Q de produto a ser resfriado, diâmetro do mesmo e velocidade com que o ar chega ao produto (velocidade superficial), tendo como parâmetro a temperatura adimensional média integrada no leito, a qual é definida por

$$\bar{\theta}_L = \frac{\bar{T}_L(Q, t) - T_o}{T_i - T_o} \quad (3.1)$$

onde \bar{T}_L é a temperatura média integrada no leito ($^{\circ}\text{C}$)

T_o a temperatura do ar que entra no leito ($^{\circ}\text{C}$)

T_i a temperatura inicial do leito ($^{\circ}\text{C}$)

$\bar{\theta}_L$ a temperatura adimensional média integrada de todo o leito,

Q a carga de produto (kg/m^2);

t o tempo considerado

Dentre os métodos de análise e apresentação de dados de resfriamento e sua aplicação, o "half-cooling time" ou tempo de meio resfriamento é um dos mais amplamente usados (Pflug e Blaisdell, 1963). Visando fazer uso da simplicidade de apresentação dos dados que esta técnica sugere, mas reconhecendo que as condições de operação não permitem supor uma constância do tempo médio de resfriamento em relação à temperatura inicial, escolhemos para o presente trabalho os valores de redução da diferença de temperatura inicial entre o leito e o ar de entrada de 40, 50, 60, 70, 80 e 90%. Estes valores cobrem a faixa de maior interesse na prática, e são aplicados ao leito como um todo de acordo com a equação 3.1.

3.1. Elaboração das equações

As Figuras 3.1 a 3.6 mostram a variação do tempo de resfriamento do produto em função da carga submetida ao processo, quando o sólido apresenta as dimensões dos diâmetros extremos e médio estudados (4, 7 e 10 cm), para velocidades do ar de 1, 2 e 5 m/s, e temperaturas adimensionais médias integradas do leito de 0,5 e 0,2. Estes valores de temperatura significam que houve uma redução da diferença de temperaturas inicial de 50 e 80% respectivamente.

Um exame das curvas sugere que estas relações apresentam a forma linear

$$t = a + bQ \quad (3.2)$$

onde t é o tempo de resfriamento necessário para que o leito atinja a temperatura adimensional média integrada desejada (h)

Q a carga de produto (kg/m^2)

a , b os coeficientes linear e angular respectivamente, diferentes para cada par velocidade-diâmetro.

O coeficiente calculado para as regressões confirma claramente a dependência linear entre o tempo e a carga, uma vez que para todos os casos seu valor foi maior que 0,999, como ilustra a Tabela 3.1.

Com a finalidade de obter uma única equação que permita calcular o tempo de resfriamento necessário para atingir certo $\bar{\theta}_L$ conhecidos a velocidade superficial do ar e o diâmetro do produto, foram elaborados correlações entre os coeficientes lineares e angulares que caracterizam as retas $t \times Q$. Inicialmente procurou-se correlacionar o efeito da velocidade em a e b , como mostram as Figuras 3.7 e 3.8, as quais apresentaram as seguintes formas gerais:

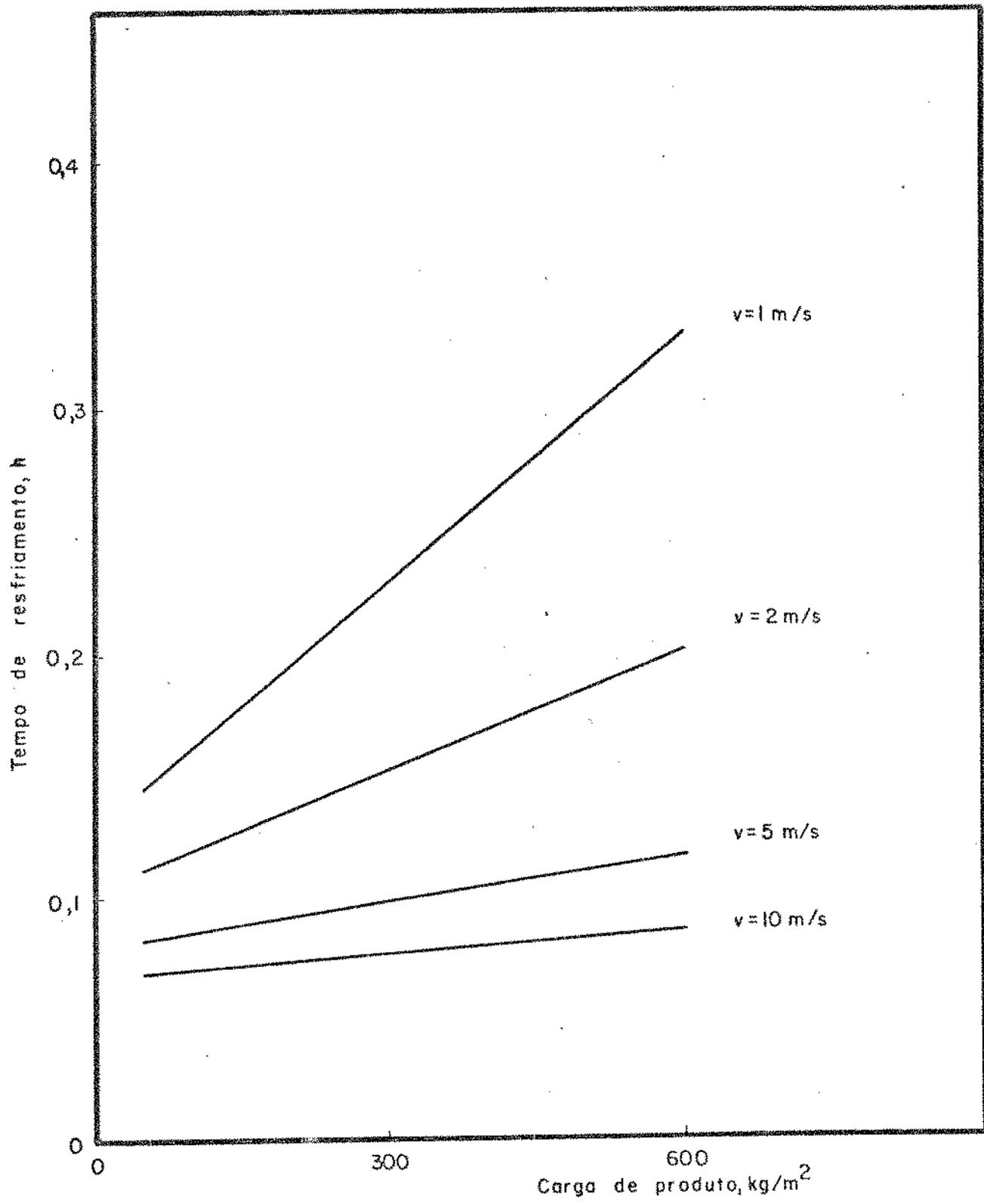


Figura 3.1. Tempo de resfriamento em função da carga de produto, calculado pelo modelo, para diâmetro 0,04 m e temperatura adimensional média integrada do leite 0,5.

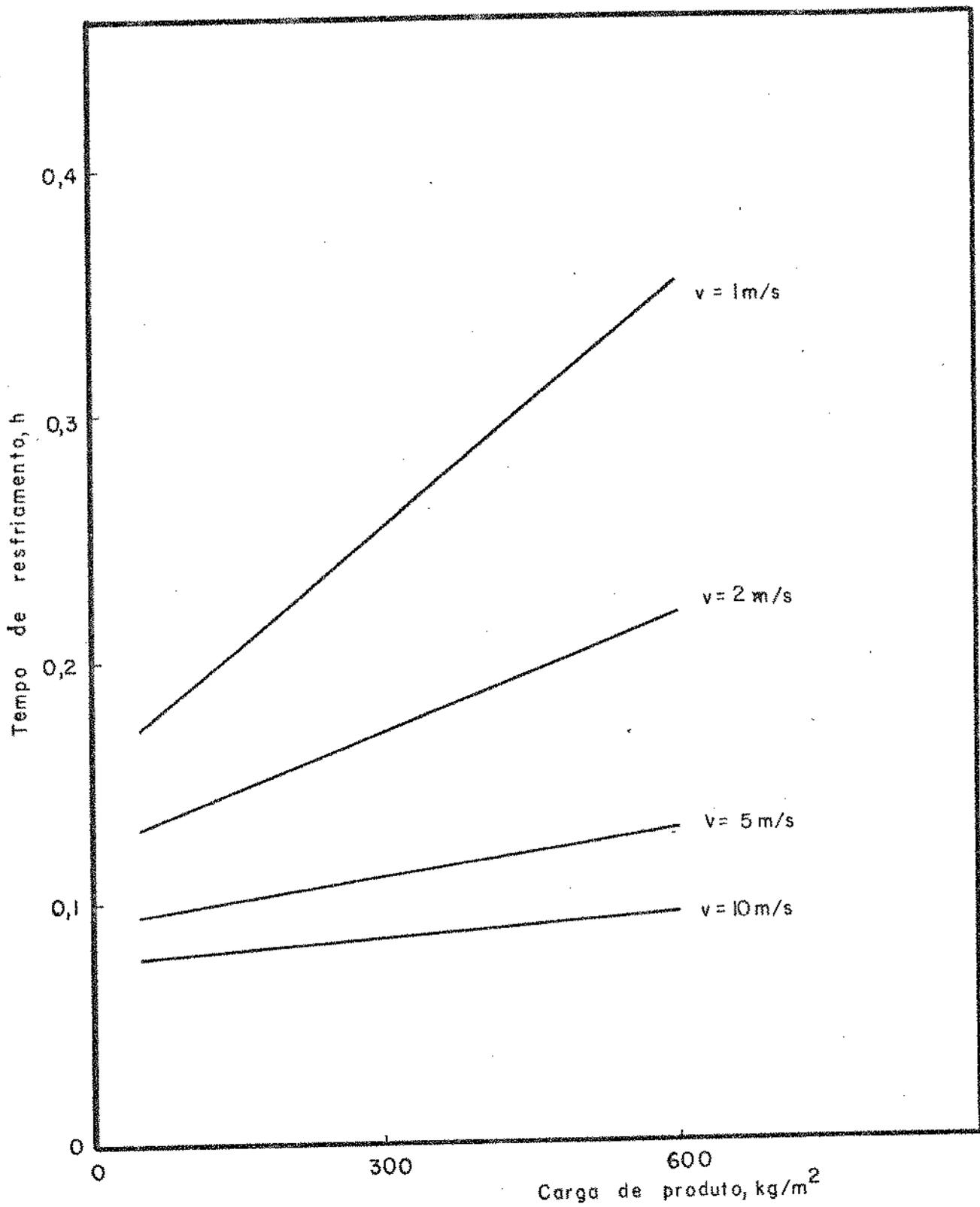


Figura 3.2. Tempo de resfriamento em função da carga de produto, calculado pelo modelo, para diâmetro 0,07 m e temperatura a dimensional média integrada do leito 0,5.

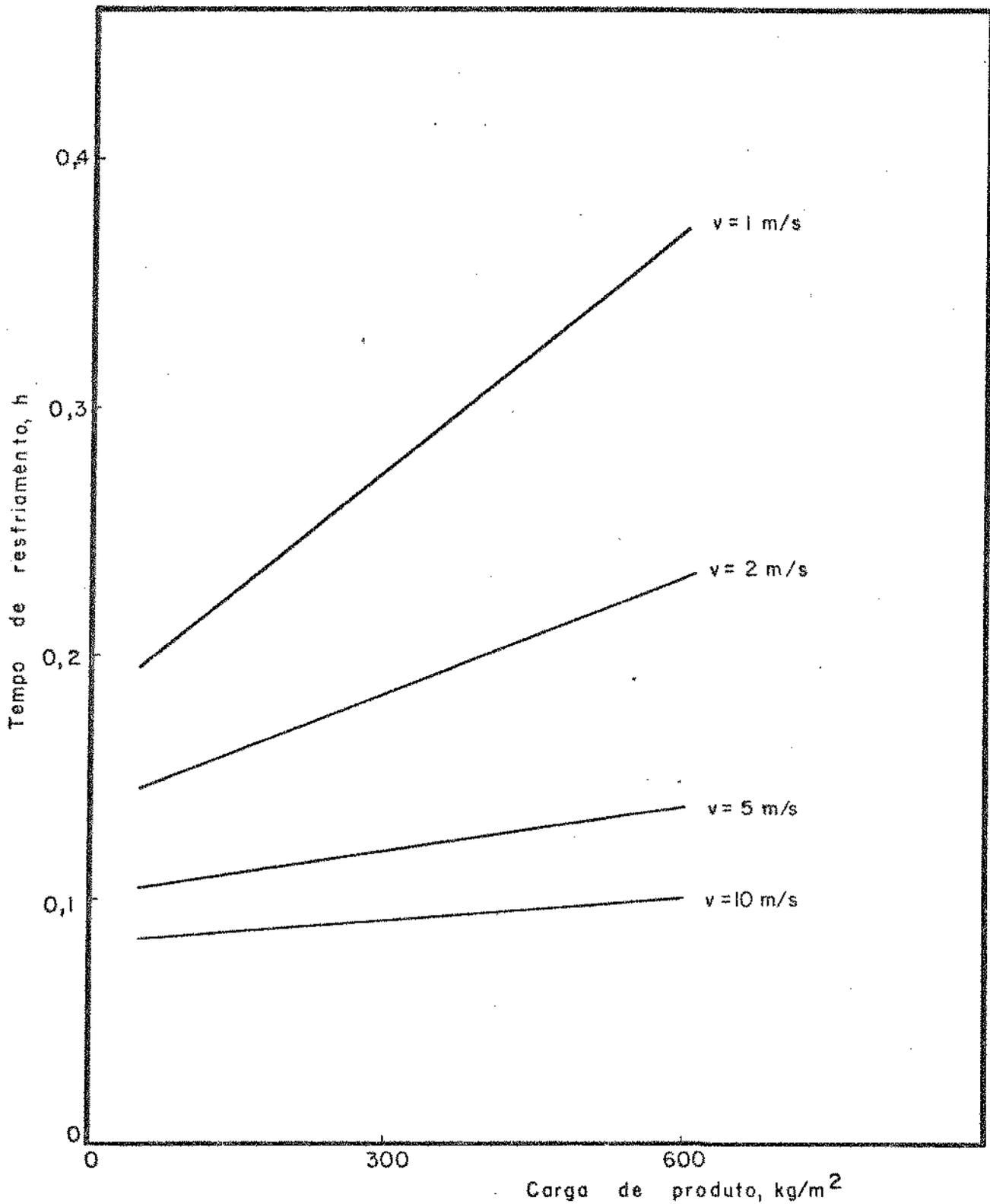


Figura 3.3. Tempo de resfriamento em função da carga de produto, calculado pelo modelo, para diâmetro 0,10 m e temperatura adimensional média integrada do leito 0,5.

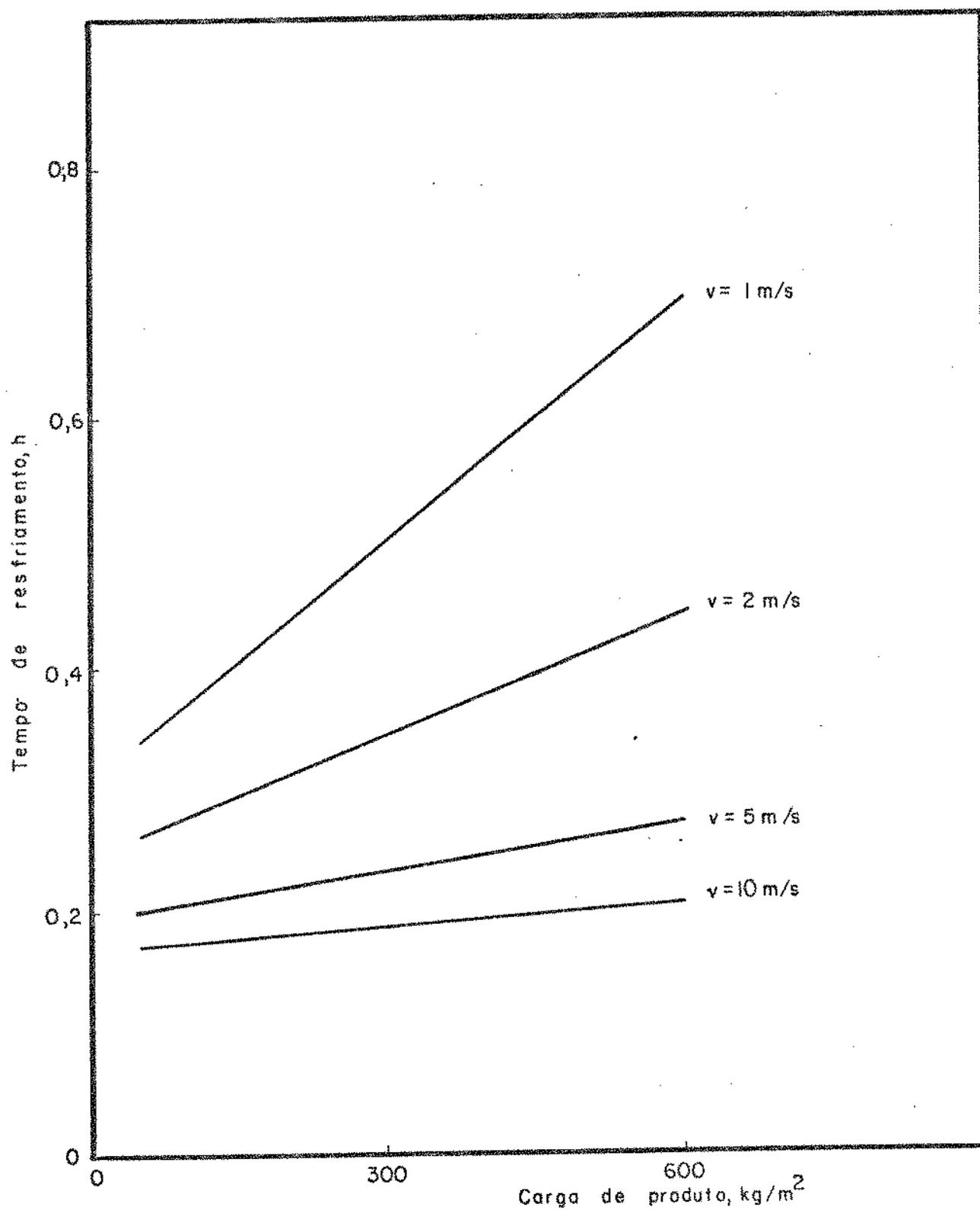


Figura 3.4. Tempo de resfriamento em função da carga de produto, calculado pelo modelo, para diâmetro 0,04 m e temperatura adimensional média integrada do leito 0,2.

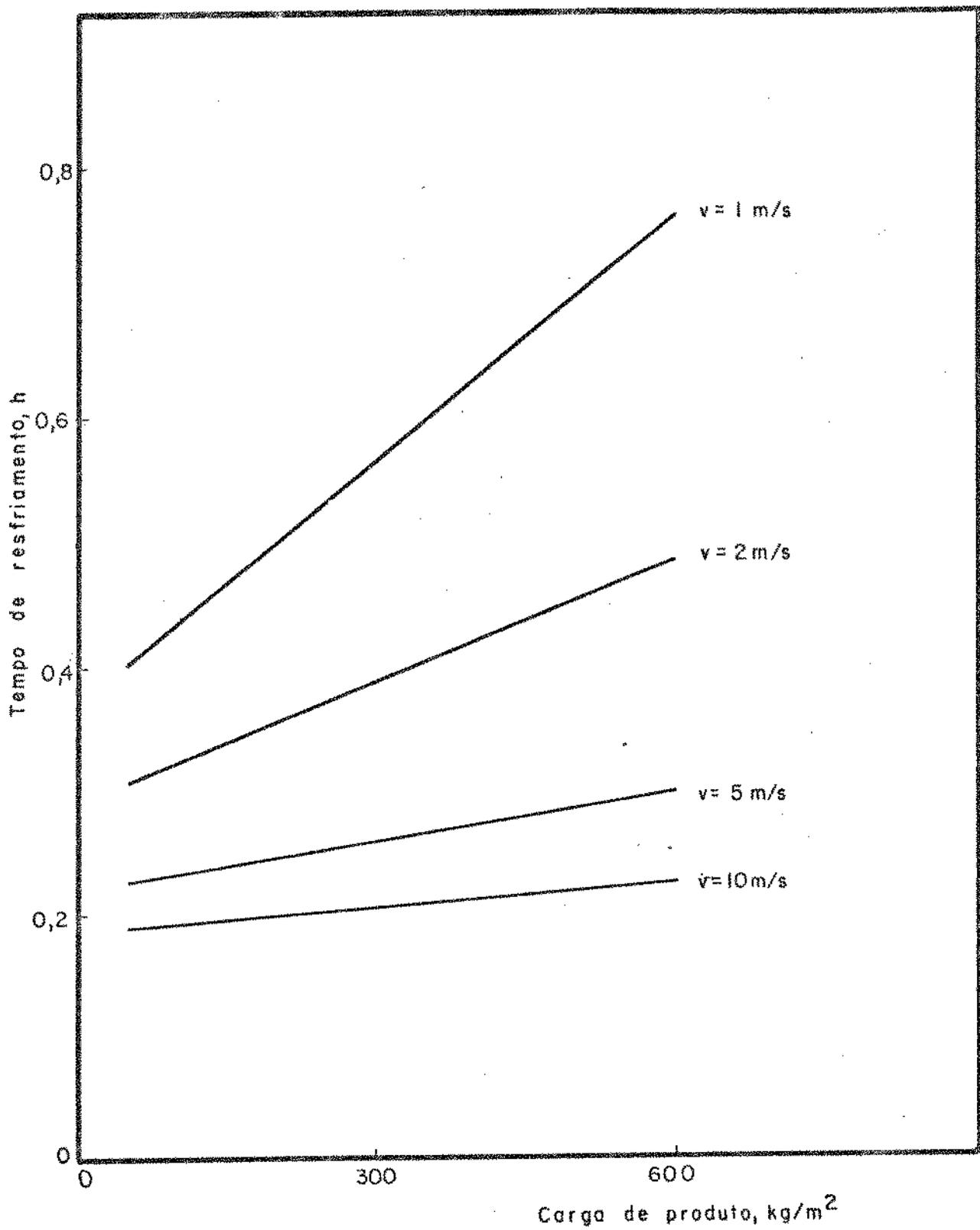


Figura 3.5. Tempo de resfriamento em função da carga de produto, calculado pelo modelo, para diâmetro 0,07 m e temperatura adimensional média integrada do leito 0,2.

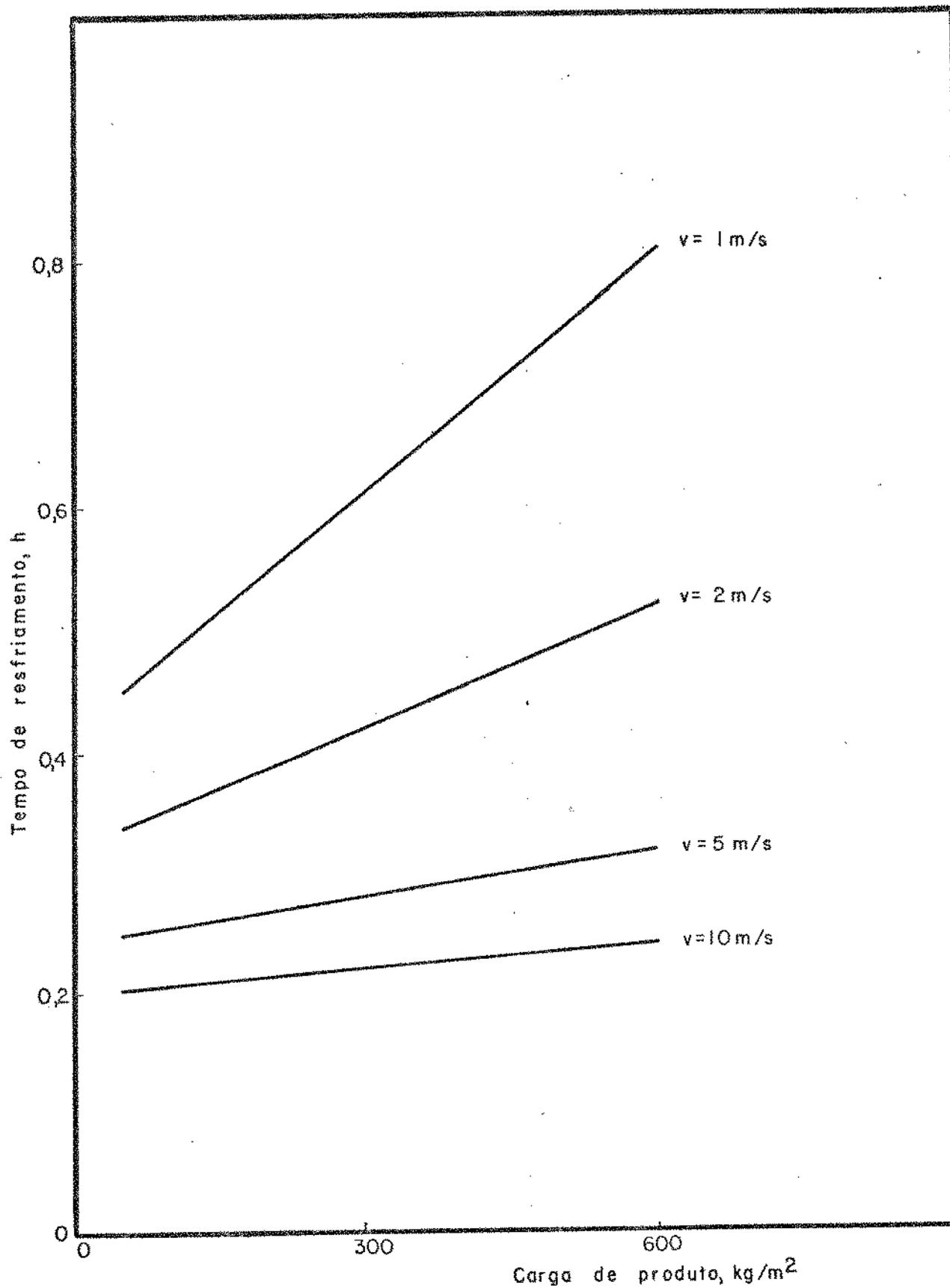


Figura 3.6. Tempo de resfriamento em função da carga de produto, calculado pelo modelo, para diâmetro 0,10 m e temperatura adimensional média integrada do leito 0,2,

Tabela 3.1. Coeficientes linear e angular, e coeficiente de correlação da função tempo x carga de produto.

$\bar{\theta}_L$	d (m)	v (m/s)	a	$b \cdot 10^3$	r
0,5	0,04	1	0,1290	0,3331	0,9997
		2	0,1038	0,1619	0,9998
		5	0,0796	0,0641	0,9997
	0,07	1	0,1565	0,3269	0,9997
		2	0,1230	0,1592	0,9998
		5	0,0916	0,0636	0,9997
	0,10	1	0,1786	0,3224	0,9997
		2	0,1382	0,1573	0,9999
		5	0,1016	0,0619	0,9996
0,2	0,04	1	0,3109	0,6443	0,9999
		2	0,2480	0,3233	0,9999
		5	0,1944	0,1283	0,9999
	0,07	1	0,3716	0,6484	0,9999
		2	0,2905	0,3234	0,9999
		5	0,2204	0,1287	0,9999
	0,10	1	0,4200	0,6496	0,9999
		2	0,3238	0,3246	0,9999
		5	0,2409	0,1289	0,9999

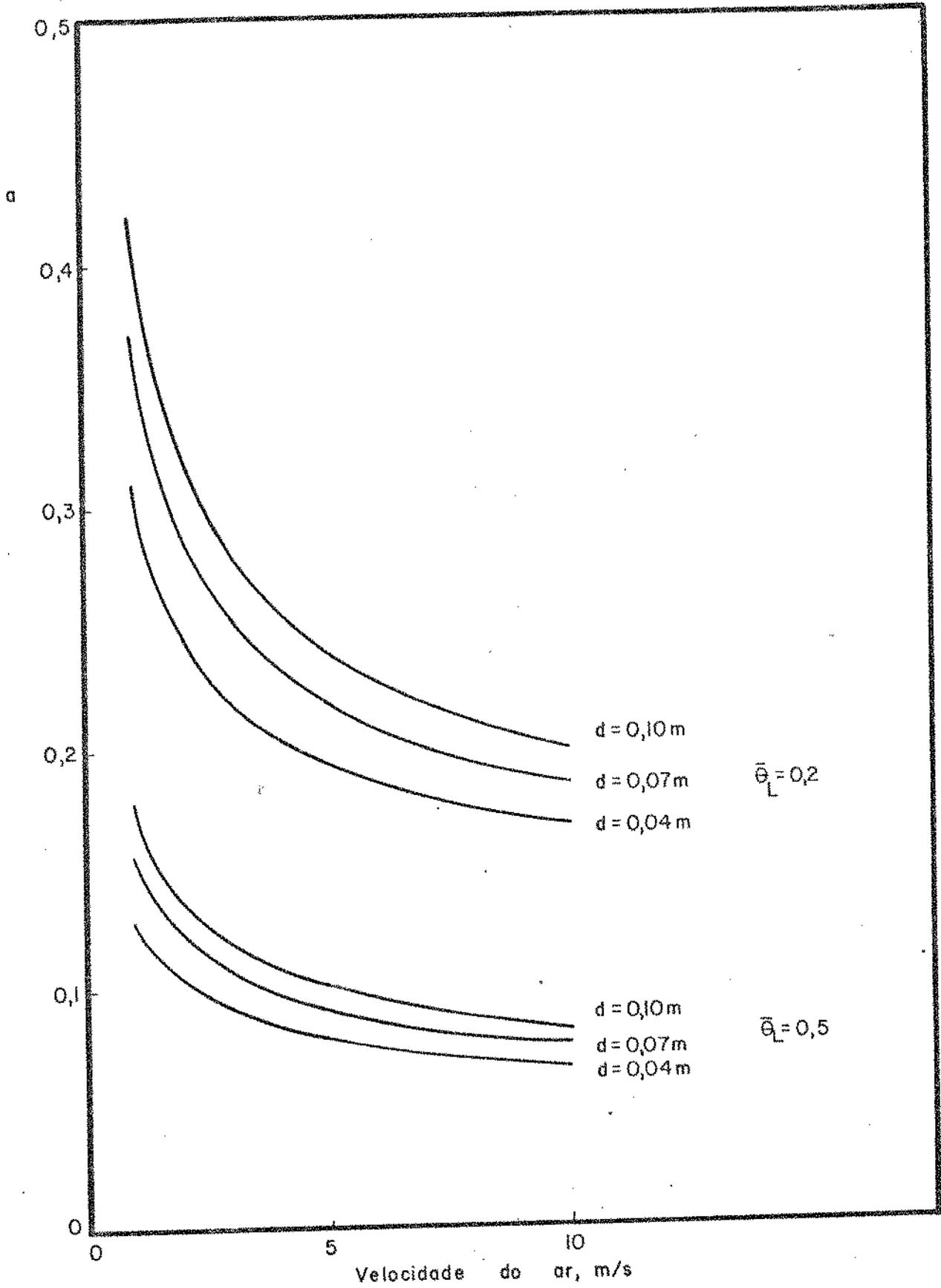


Figura 3.7. Coeficiente linear da reta tempo x carga de produto, em função da velocidade do ar.

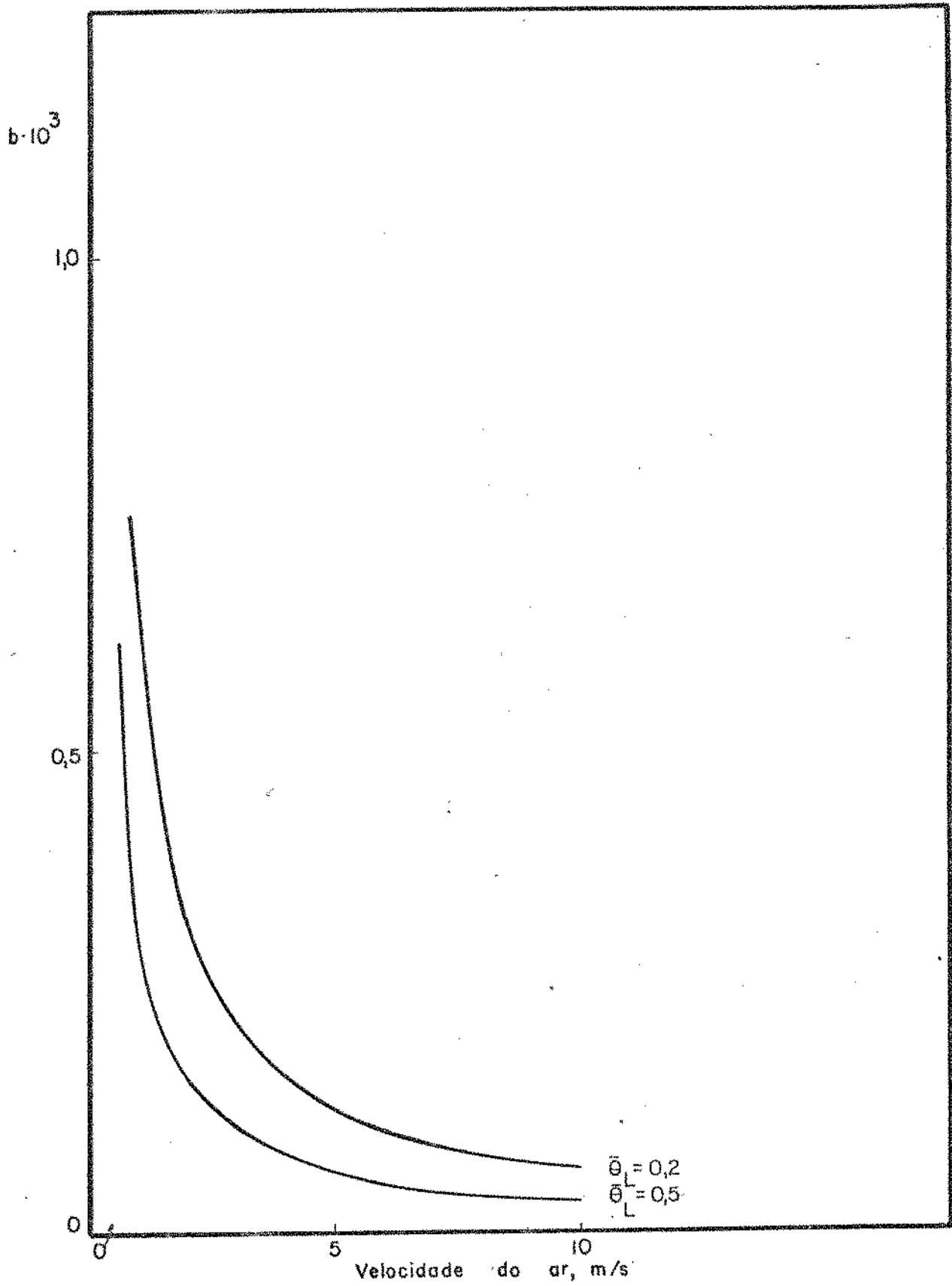


Figura 3.8. Coeficiente angular da reta tempo x carga de produto, em função da velocidade do ar, para diâmetro 0,04 m.

para o coeficiente linear a , temos:

$$a = \exp(-a_a v^{b_a}) \quad (3.3)$$

e para o coeficiente angular,

$$b = a_b v^{b_b} \quad (3.4)$$

onde a_a , b_a , a_b e b_b são coeficientes a serem determinados, e que dependerão do diâmetro da fruta processada.

Os coeficientes a_a , b_a , a_b e b_b foram obtidos linearizando-se as equações (3.3) e (3.4), aplicando as propriedades logarítmicas:

$$a' = a'_a + b_a \ln v \quad (3.3.a)$$

onde $a' = \ln(-\ln a)$

$$a'_a = \ln(a_a)$$

$$e \quad b' = a'_b + b_b \ln v \quad (3.4.a)$$

onde $b' = \ln b$

$$a'_b = \ln a_b$$

Em (3.3.a) e (3.4.a), a'_a e a'_b são os coeficientes lineares e, b_a e b_b são os coeficientes angulares das retas; a' e b' são portanto funções de $\ln v$.

Uma regressão linear com os valores de a' versus $\ln v$ e b' versus $\ln v$, nos fornece os quatro coeficientes a'_a , a'_b , b_a e b_b , sendo que os valores primários a_a e a_b são extraídos quando apli

camos a função inversa, ou seja, a exponencial.

Os coeficientes de correlação obtidos para (3.3.a) e (3.4.a) para os vários diâmetros foram superiores a 0,98, como indicam as Tabelas 3.2.a e 3.2.b, para os casos particulares de temperatura adimensional média do leito de 0,5 e 0,2.

Tabela 3.2.a Coeficientes da função $a \times$ velocidade, a vários diâmetros e temperatura média integrada do leito.

$\bar{\theta}_L$	d (m)	a'_a	b_a	r	a_a
0,5	0,04	0,7306	0,1186	0,9958	2,0764
	0,05	0,6934	0,1278	0,9957	2,0006
	0,06	0,6621	0,1351	0,9957	1,9386
	0,07	0,6352	0,1413	0,9954	1,8875
	0,08	0,6082	0,1476	0,9953	1,8372
	0,09	0,5866	0,1523	0,9951	1,7979
	0,10	0,5646	0,1574	0,9949	1,7588
0,2	0,04	0,1921	0,1784	0,9882	1,2118
	0,05	0,1343	0,1947	0,9878	1,1437
	0,06	0,0832	0,2093	0,9880	1,0868
	0,07	0,0364	0,2226	0,9879	1,0371
	0,08	-0,0075	0,2359	0,9875	0,9925
	0,09	-0,0474	0,2473	0,9872	0,9537
	0,10	-0,0855	0,2586	0,9868	0,9180

Tabela 3.2.a. Coeficientes da função $b \times$ velocidade do ar, a vários diâmetros e temperatura média integrada do leite.

$\bar{\theta}_L$	d (m)	a'_b	b_b	r	$a_b \cdot 10^3$
0,5	0,04	-8,0194	-1,0142	-0,9999	0,3290
	0,05	-8,0298	-1,0127	-0,9999	0,3256
	0,06	-8,0354	-1,0112	-0,9999	0,3238
	0,07	-8,0388	-1,0094	-0,9999	0,3227
	0,08	-8,0487	-1,0104	-0,9998	0,3195
	0,09	-8,0444	-1,0146	-0,9999	0,3209
	0,10	-8,0497	-1,0159	-0,9999	0,3192
0,2	0,04	-7,3455	-1,0028	-0,9999	0,6455
	0,05	-7,3432	-1,0045	-0,9999	0,6470
	0,06	-7,3427	-1,0032	-0,9999	0,6473
	0,07	-7,3402	-1,0059	-0,9999	0,6489
	0,08	-7,3404	-1,0046	-0,9999	0,6488
	0,09	-7,3391	-1,0052	-0,9999	0,6496
	0,10	-7,3390	-1,0047	-0,9999	0,6497

O último parâmetro a ser incluído na equação foi o diâmetro. Os coeficientes das equações (3.3) e (3.4) relacionados a este apresentam as curvas nas Figuras 3.9-11, e possuem as formas algébricas:

$$a_a = a(a_a) d^{b(a_a)} \quad (3.5)$$

$$a_b = a(a_b) d^{b(a_b)} \quad (3.6)$$

$$b_a = a(b_a) d^{b(b_a)} \quad (3.7)$$

onde d é o diâmetro da fruta (m).

Linearizando-se estas últimas equações, temos de uma forma geral

$$a_a'' = a(a_a)'' + b(a_a) \ln d \quad (3.5.a)$$

onde $a_a'' = \ln a_a$

$$a(a_a)'' = \ln a(a_a)$$

As equações (3.6) e (3.7) foram igualmente linearizadas.

As Tabelas 3.3.a-c nos dão valores dos coeficientes lineares e angulares, quanto às regressões aplicadas às equações (3.5), (3.6) e (3.7) linearizadas, com os respectivos coeficientes de correlação para todas as temperaturas adimensionais médias integradas do leite estudadas.

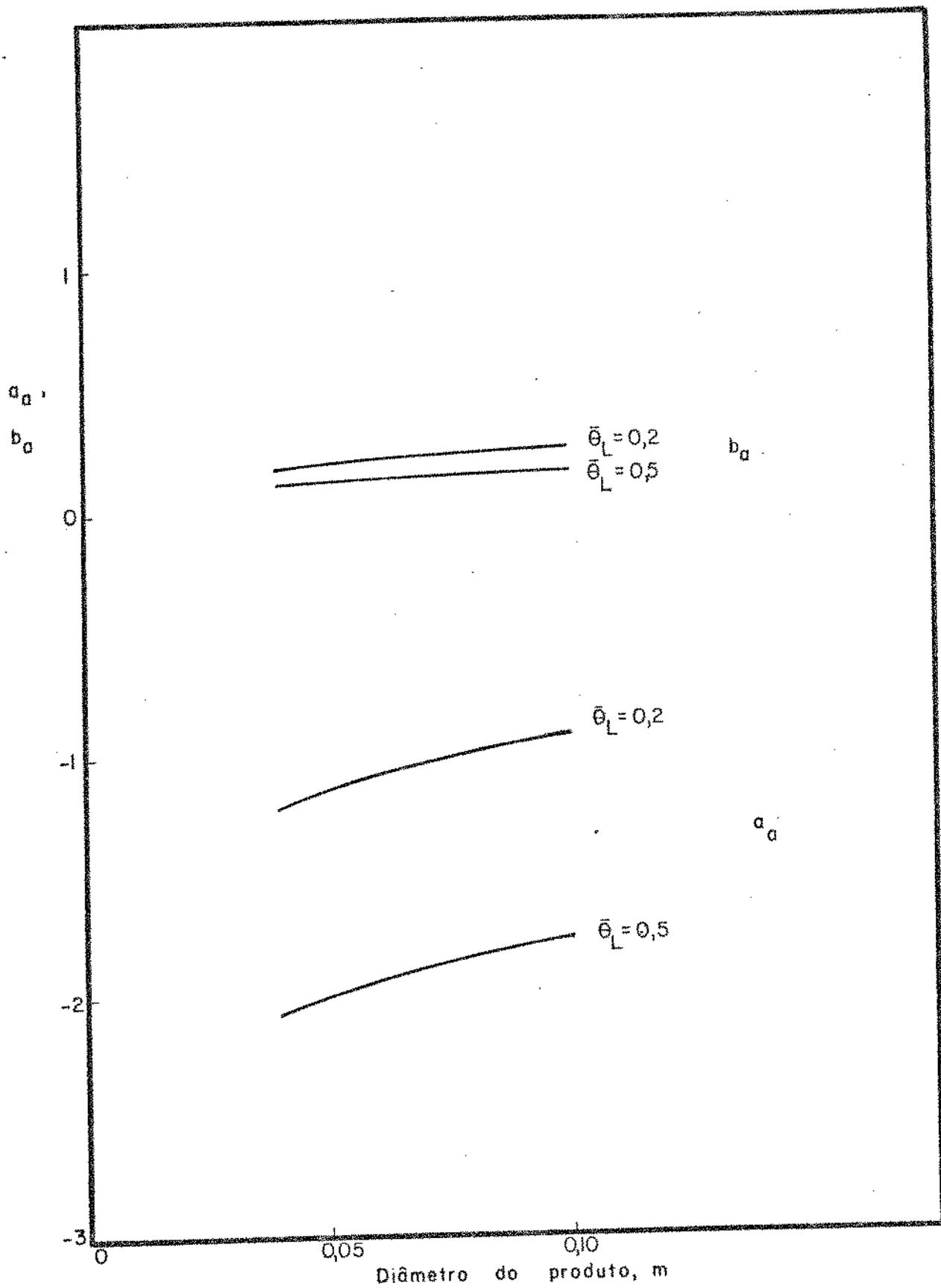


Figura 3.9. Coeficientes da relação $a \times$ velocidade do ar em função do diâmetro do produto.

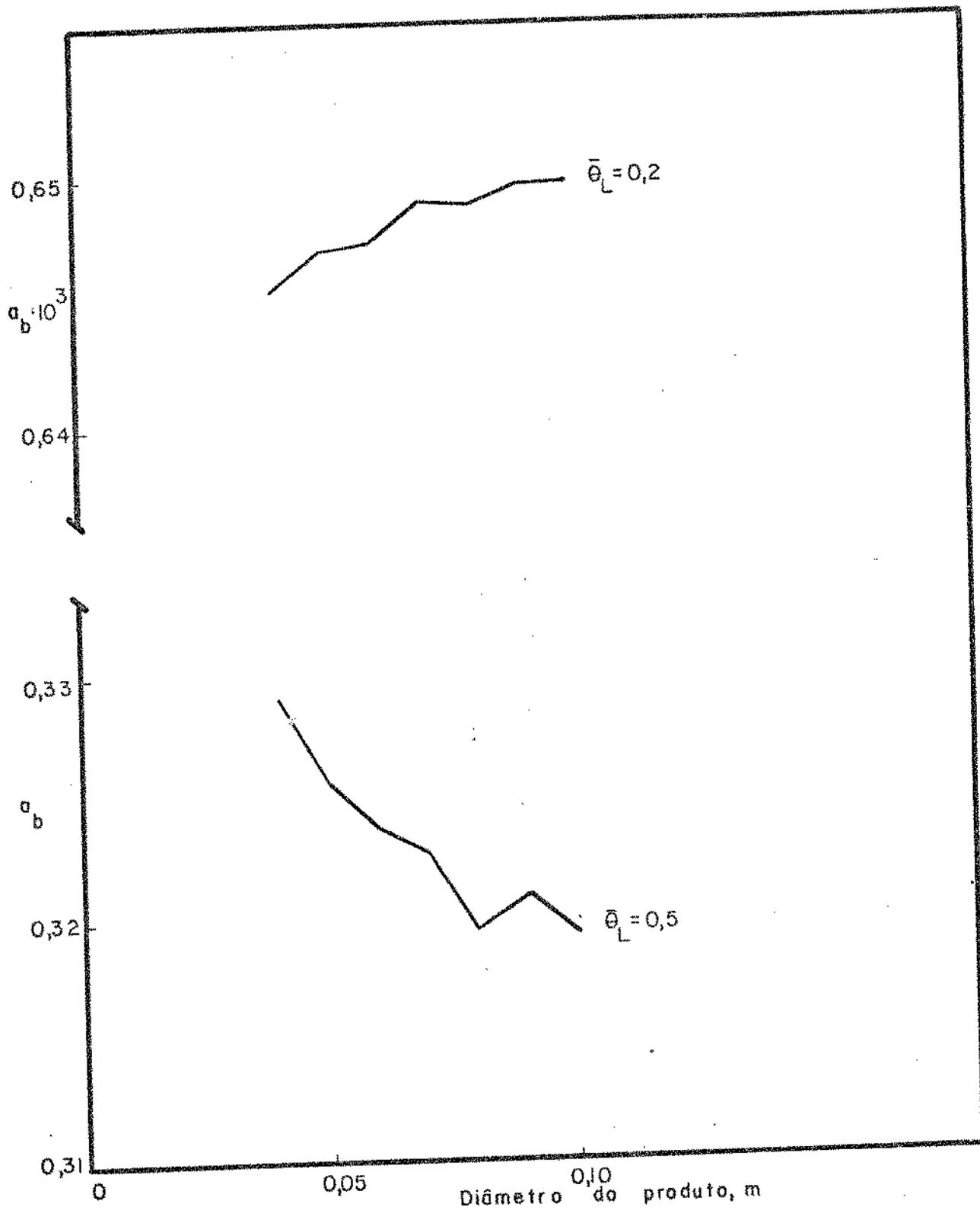


Figura 3.10. Coeficientes da relação $b \times$ velocidade do ar, em função do diâmetro do produto.

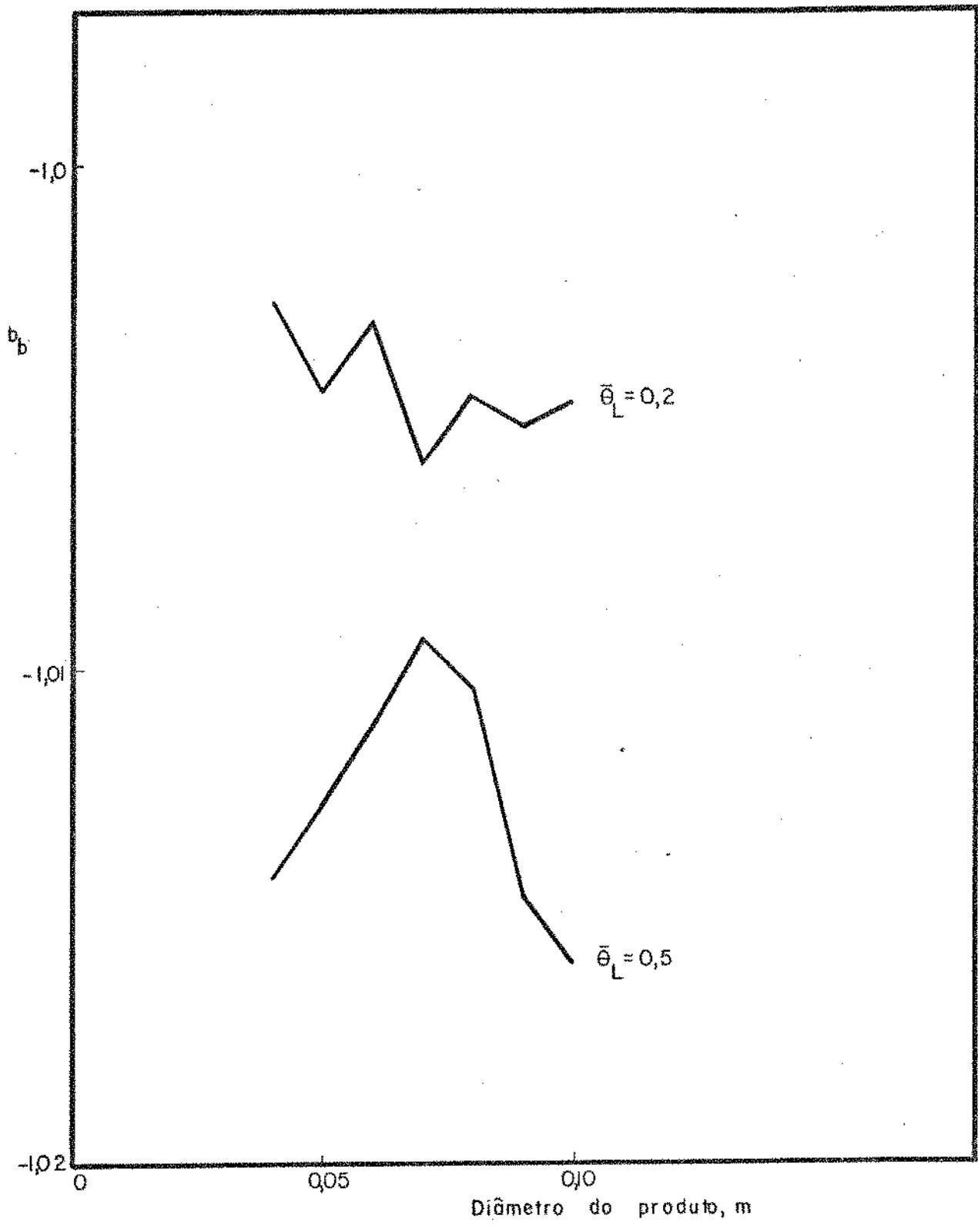


Figura 3.11. Coeficientes da relação b x velocidade do ar, em função do diâmetro do produto.

Tabela 3.3.c. Coeficientes da função a_b x diâmetro do produto (m) a várias temperaturas adimensionais médias integradas do leito.

$\bar{\theta}_L$	$a(a_b)^{11}$	$b(a_b) \cdot 10$	r	$a(a_b) \cdot 10^3$
0,6	-1,1582	-0,4645	-0,9645	0,2191
0,5	-1,2170	-0,3209	-0,9666	0,2961
0,4	-0,9483	-0,2058	-0,8792	0,3874
0,3	-0,7066	-0,1390	-0,9452	0,4033
0,2	-0,4141	0,0719	0,9777	0,6609
0,1	-0,0901	0,2440	0,9946	0,9138

O coeficiente b_b da equação (3.4.a) não mostrou correlação significativa com o diâmetro. A equação final do tempo em função da carga, toma portanto, a seguinte forma final:

$$t = \exp(A d^B v^C d^D) + E d^F v^G Q \quad (3.8)$$

onde t é o tempo (h) para que a carga Q (kg/m^2) atinja a temperatura adimensional média integrada do leito

Q a carga de produto (kg/m^2)

d o diâmetro do produto (m).

Tomando em consideração a precisão desejada, das Tabelas 3.3.a, 3.3.b e 3.3.c, podemos construir a Tabela 3.4, a qual nos dá os valores dos coeficientes A a G da equação (3.8) para as temperaturas adimensionais usadas neste trabalho.

Tabela 3.4. Coeficientes da equação tempo x carga de produto a várias temperaturas adimensionais médias integradas do leite.

$\bar{\theta}_L$	A	B	C	D	$E \cdot 10^4$	$F \cdot 10^2$	G
0,1	-0,20	-0,45	1,16	0,497	9,1	2,44	1,0
0,2	-0,46	-0,30	0,66	0,406	6,6	0,72	1,0
0,3	-0,69	-0,24	0,49	0,365	4,9	-1,39	1,0
0,4	-0,92	-0,21	0,39	0,332	3,9	-2,06	1,0
0,5	-1,16	-0,18	0,32	0,307	3,0	-3,21	1,0
0,6	-1,43	-0,16	0,27	0,292	2,2	-4,64	1,0

A Figura 3.12 apresenta os coeficientes A a G em função da temperatura adimensional média integrada do leite $\bar{\theta}_L$. Embora possamos avaliar estas funções, e com isso obter uma correlação geral para todas as temperaturas adimensionais, achamos desnecessário pois tornaria a equação final demasiado longa e complicada. No entanto, outros coeficientes podem ser obtidos das curvas da Figura 3.12, quando se desejar temperaturas adimensionais do leite diferentes daquelas da Tabela 3.4.

3.2. Resultados e Discussão

A fim de se avaliar o desvio entre os valores calculados pela equação simplificada e os obtidos pela solução numérica do modelo, foi feito um levantamento comparativo geral entre os mesmos, para todos os valores de $\bar{\theta}_L$ estudados. O trabalho visava também individualizar a influência das variáveis (carga, velocidade e diâmetro) numa tentativa de corrigir possíveis distorções.

As Figuras 3.13 a 3.18 apresentam as retas do tempo

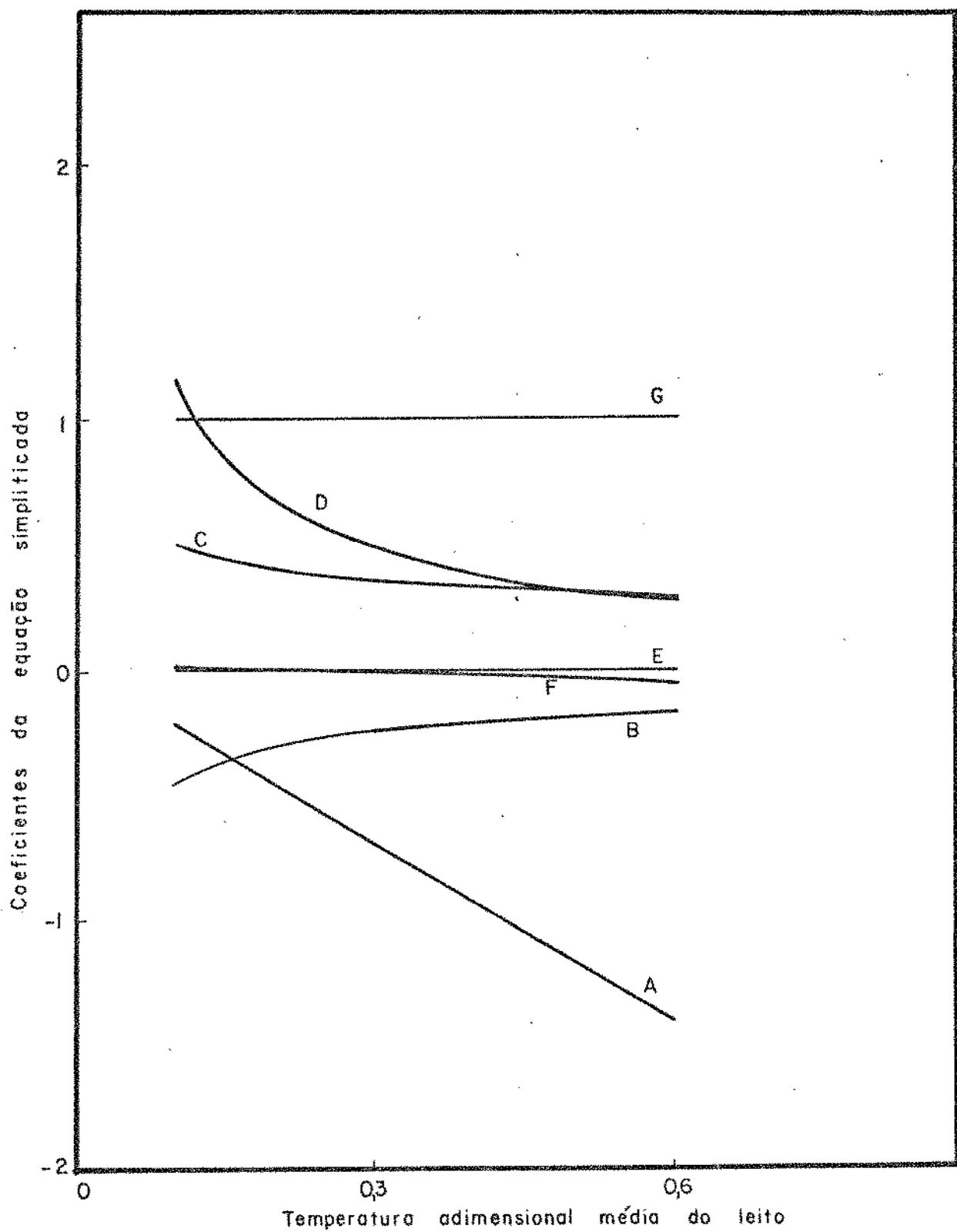


Figura 3.12. Coeficientes da equação (3.8) em função da temperatura adimensional média integrada do leito.

de resfriamento em função da carga para as situações mais representativas. O parâmetro usado foi a temperatura adimensional média integrada do leito para os casos de 2 e 5 m/s de velocidade do ar e diâmetro do produto 4, 7 e 10 cm. Para cada par velocidade-diâmetro, e para cada $\bar{\theta}_L$, são exibidas duas retas. A pontilhada é aquela obtida pela equação (3.8), com as constantes da Tabela 3.4 correspondente ao $\bar{\theta}_L$ indicado na Figura. A linha contínua é proveniente dos valores resultantes do modelo matemático solucionado através do método de Duhamel. As linhas indicam uma concordância muito boa para os maiores valores da temperatura adimensional média integrada do leito, mas pode-se observar que o tempo de resfriamento calculado pela equação final é maior do que aquele avaliado pelo modelo, sendo que este distanciamento aumenta à medida que atingimos uma temperatura adimensional média integrada do leito mais baixa. O desvio positivo em todas as curvas nestas figuras é uma coincidência, e resulta do fato de nos termos a velocidades de 2 e 5 m/s, conforme será visto adiante. Em todas as Figuras, as retas são perfeitamente paralelas, uma indicação que o ajuste em relação à carga foi satisfatório.

Com relação ao diâmetro podemos observar uma concordância muito boa entre valores da equação e da solução numérica quando o mesmo for 4 cm; para diâmetro de 7 cm o ajuste se degenera quando $\bar{\theta}_L$ for inferior a 0,3, mas torna a melhorar quando o diâmetro aumenta para 10 cm. Este efeito não uniforme do diâmetro no ajustamento da equação simplificada relativamente ao modelo pode ser melhor visualizado nas Figuras 3.19 e 3.20, nas quais o diâmetro foi colocado na abscissa. Nelas, os desvios máximos das curvas das equações simplificadas em relação ao modelo mostram-se claramente com uma distância máxima na região central (diâmetros próximos a 7 cm). Isto, provavelmente, é devido a aproximações feitas durante o processo de correlações sucessivas que foi desenvolvido.

O efeito da velocidade é difícil de ser avaliado pe-

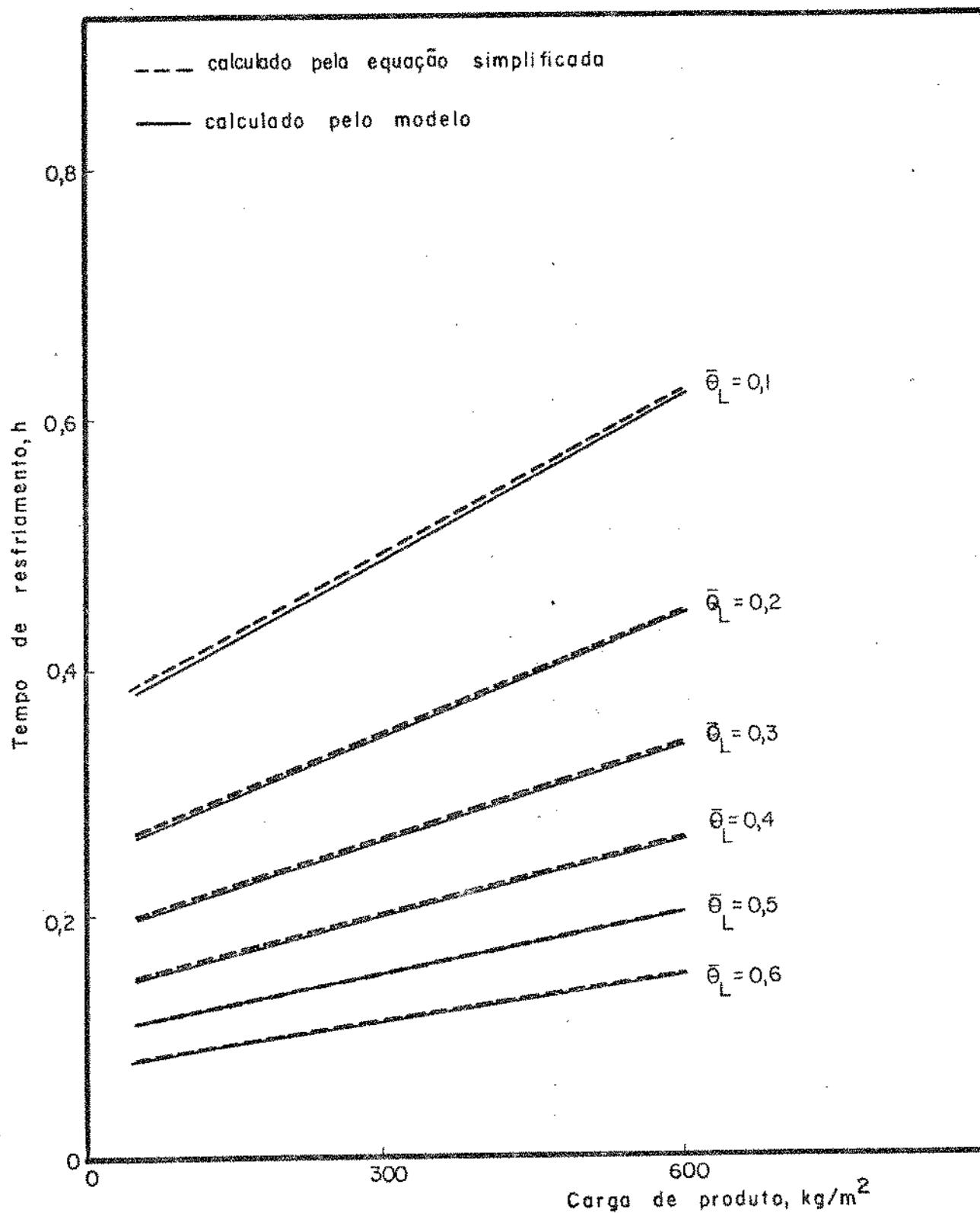


Figura 3.13. Tempo de resfriamento em função da carga de produto, para diâmetro 0,04 m e velocidade do ar 2 m/s.

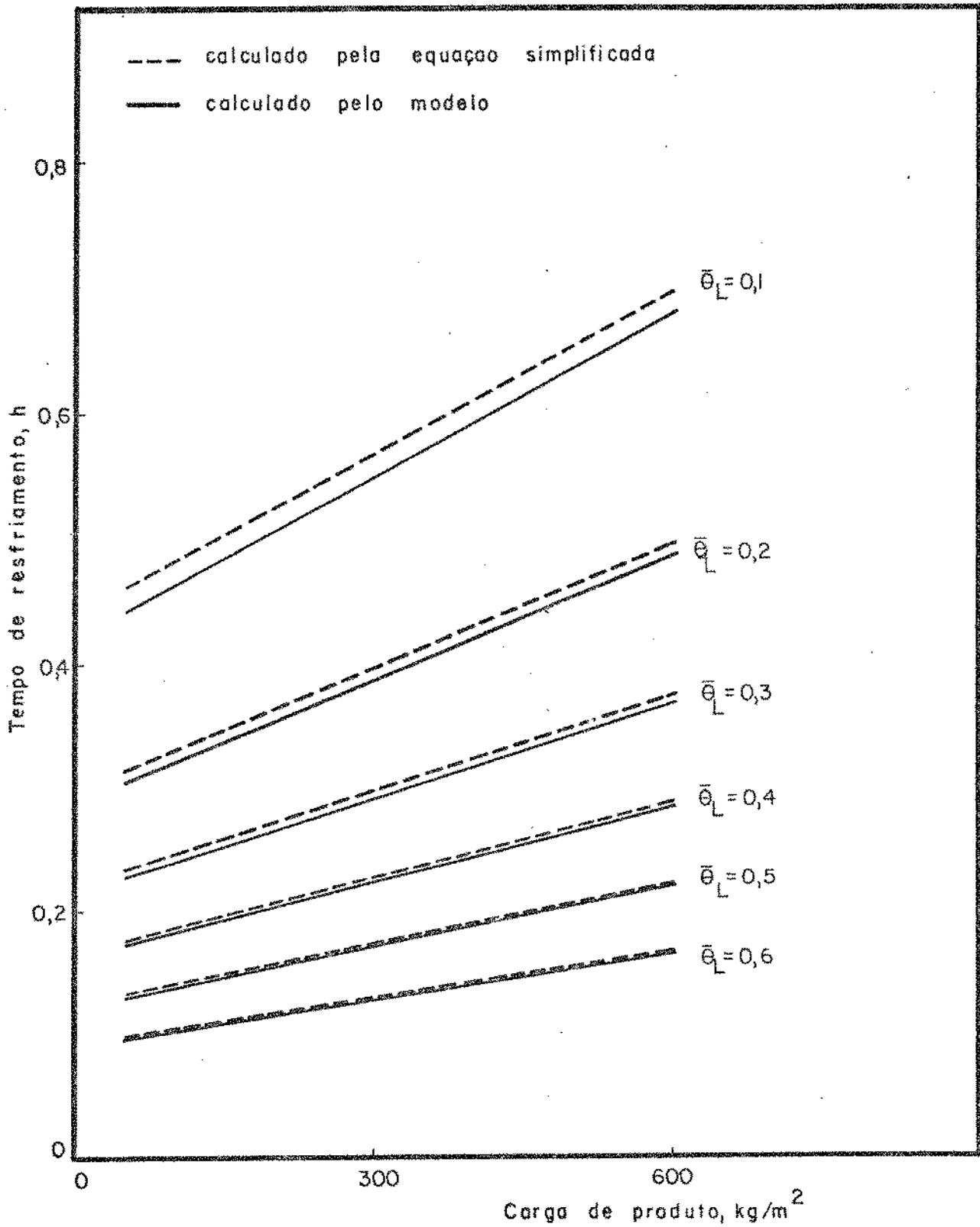


Figura 3.14. Tempo de resfriamento em função da carga de produto, para diâmetro 0,07 m e velocidade do ar 2 m/s.

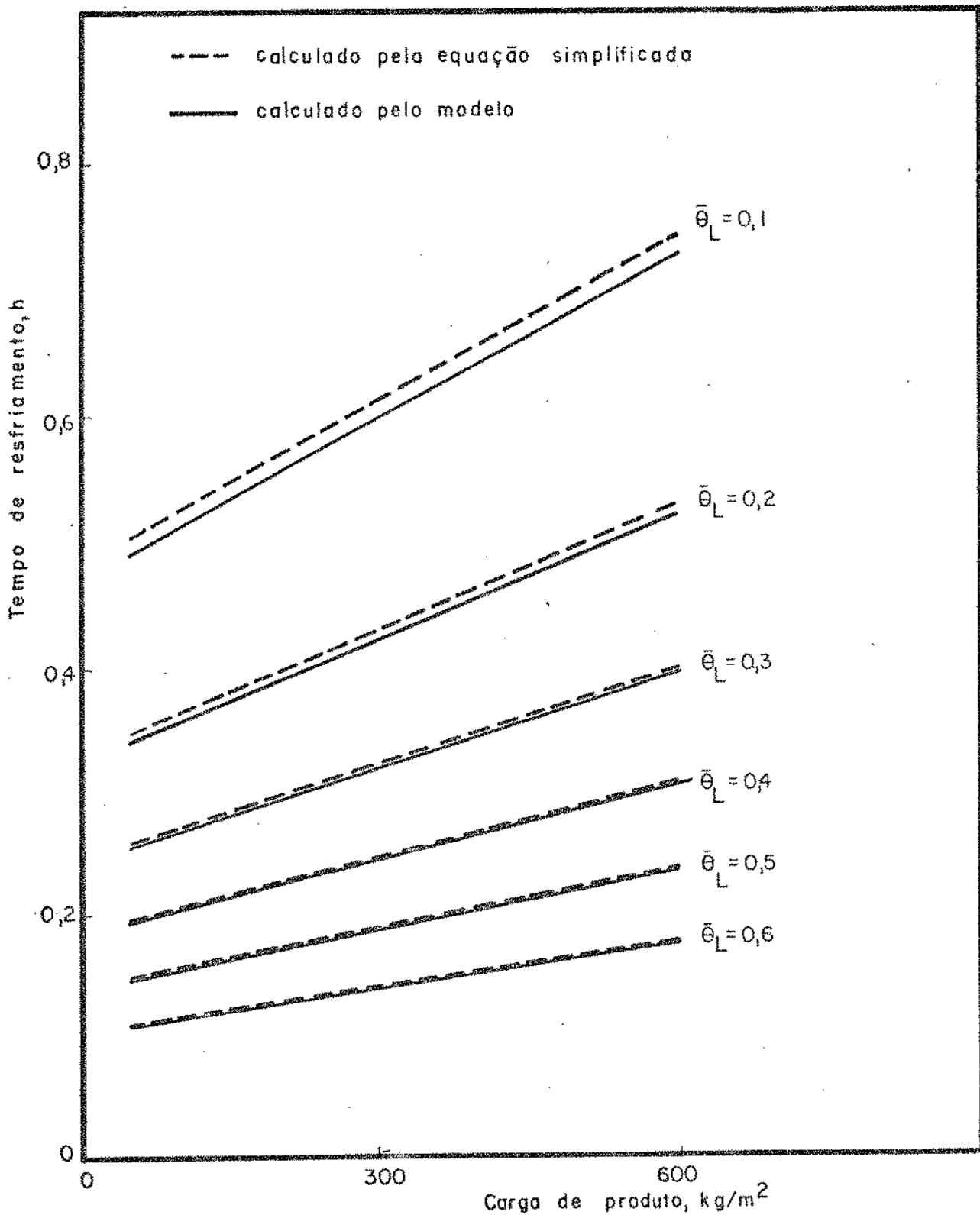


Figura 3.15. Tempo de resfriamento em função da carga de produto, para diâmetro 0,10 m e velocidade do ar 2 m/s.

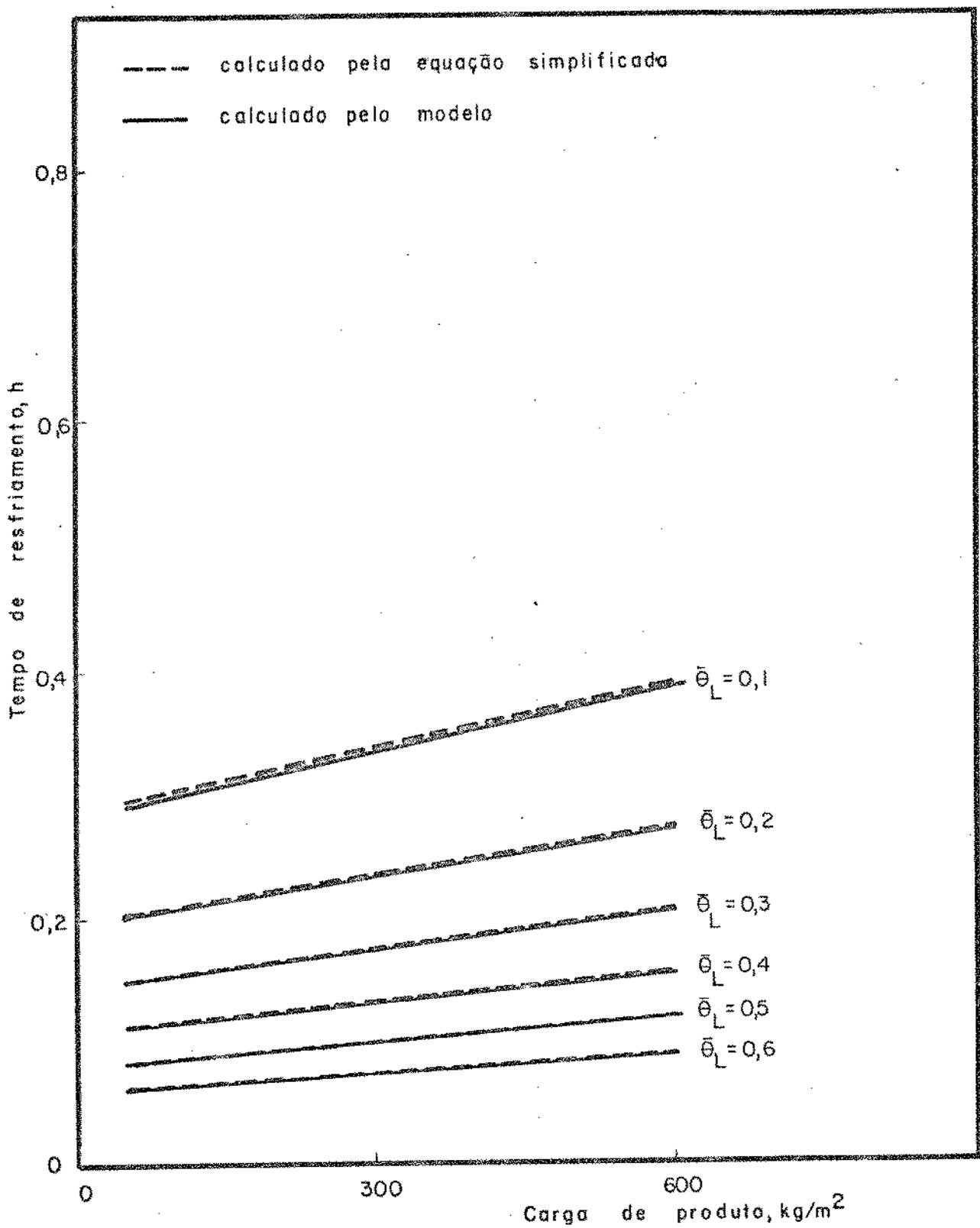


Figura 3.16. Tempo de resfriamento, em função da carga de produto, para diâmetro 0,04 m e velocidade do ar 5 m/s.

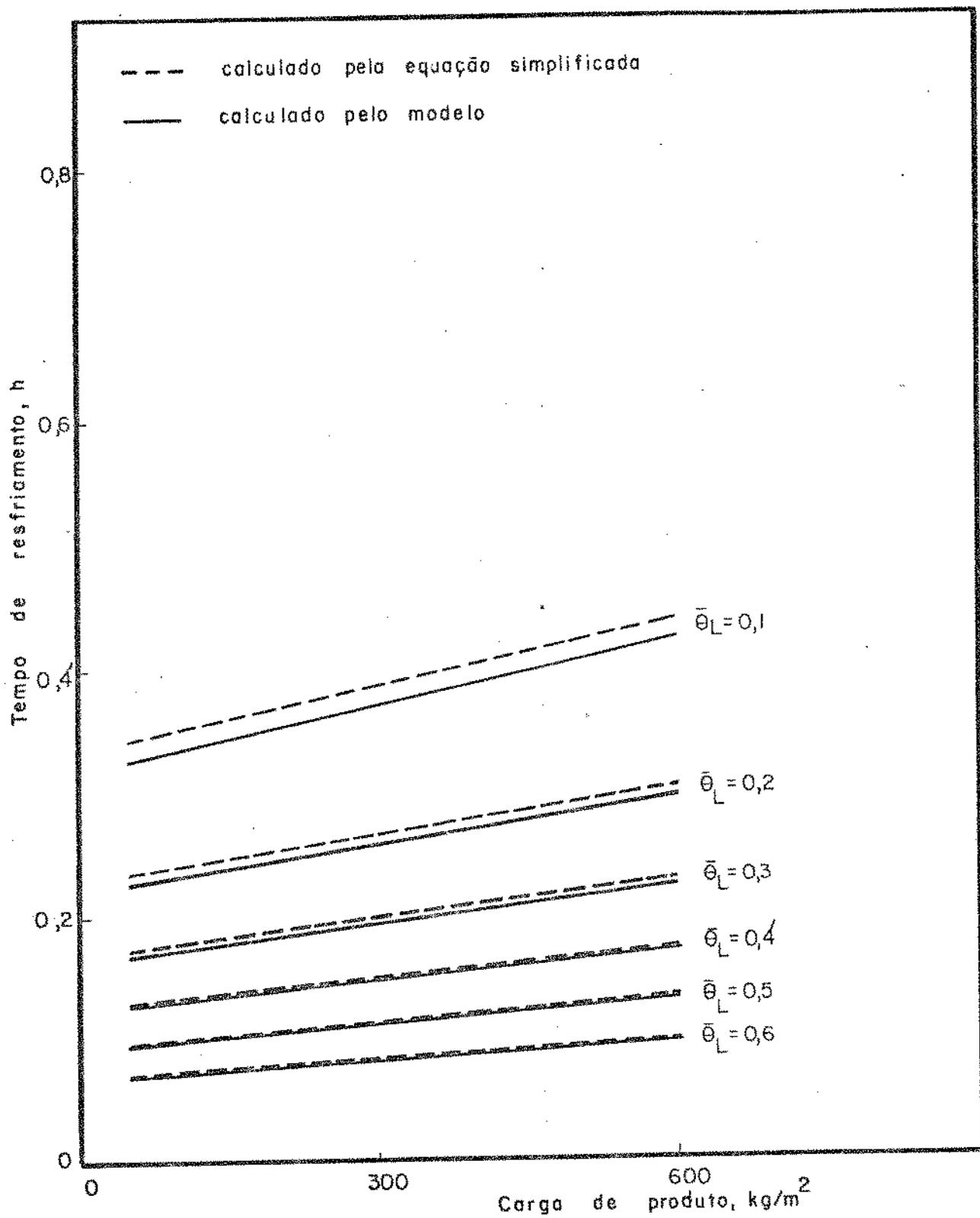


Figura 3.17. Tempo de resfriamento em função da carga de produto, para diâmetro 0,07 m e velocidade do ar 5 m/s.

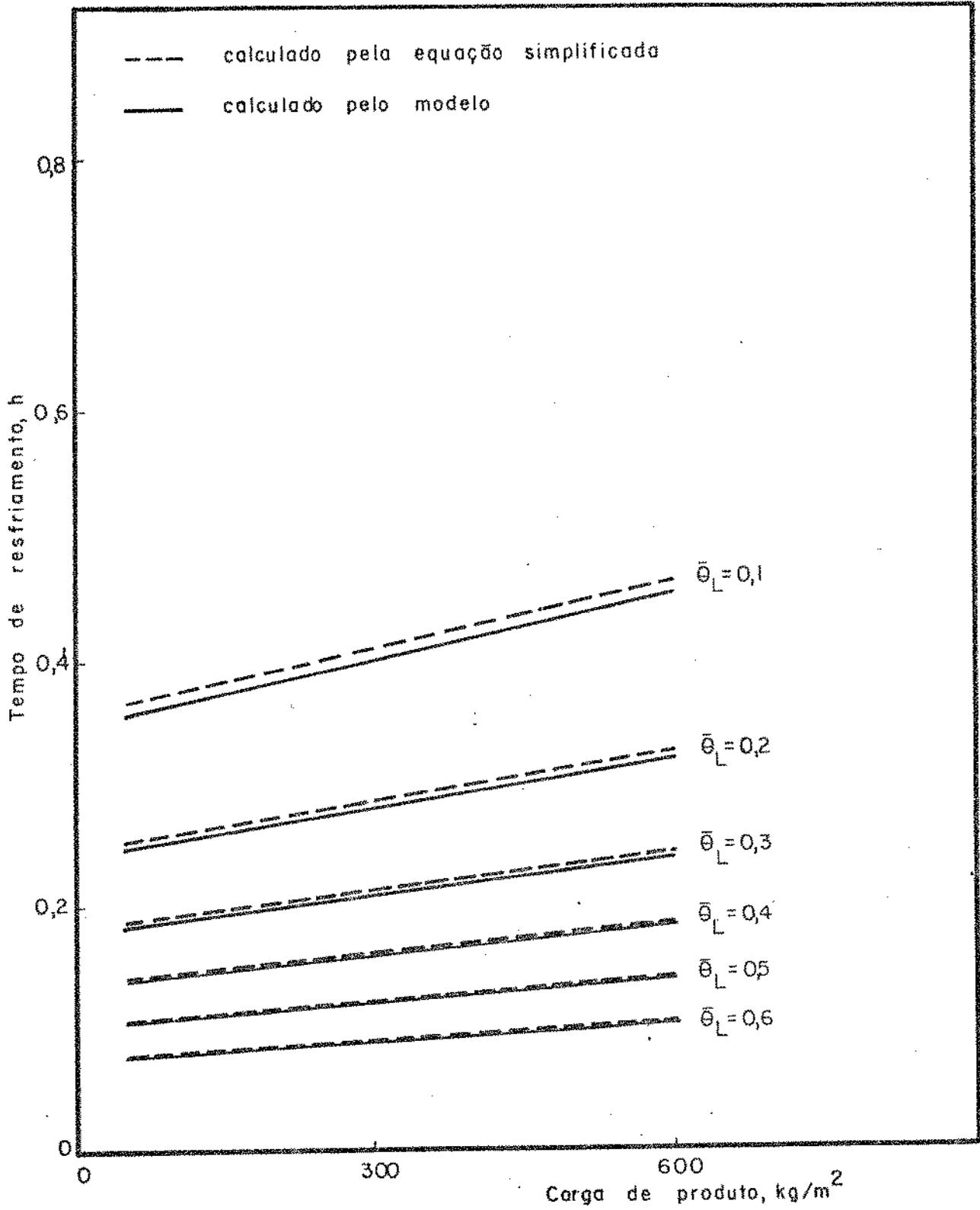


Figura 3.18. Tempo de resfriamento em função da carga de produto, para diâmetro 0,10 m e velocidade do ar 5 m/s.

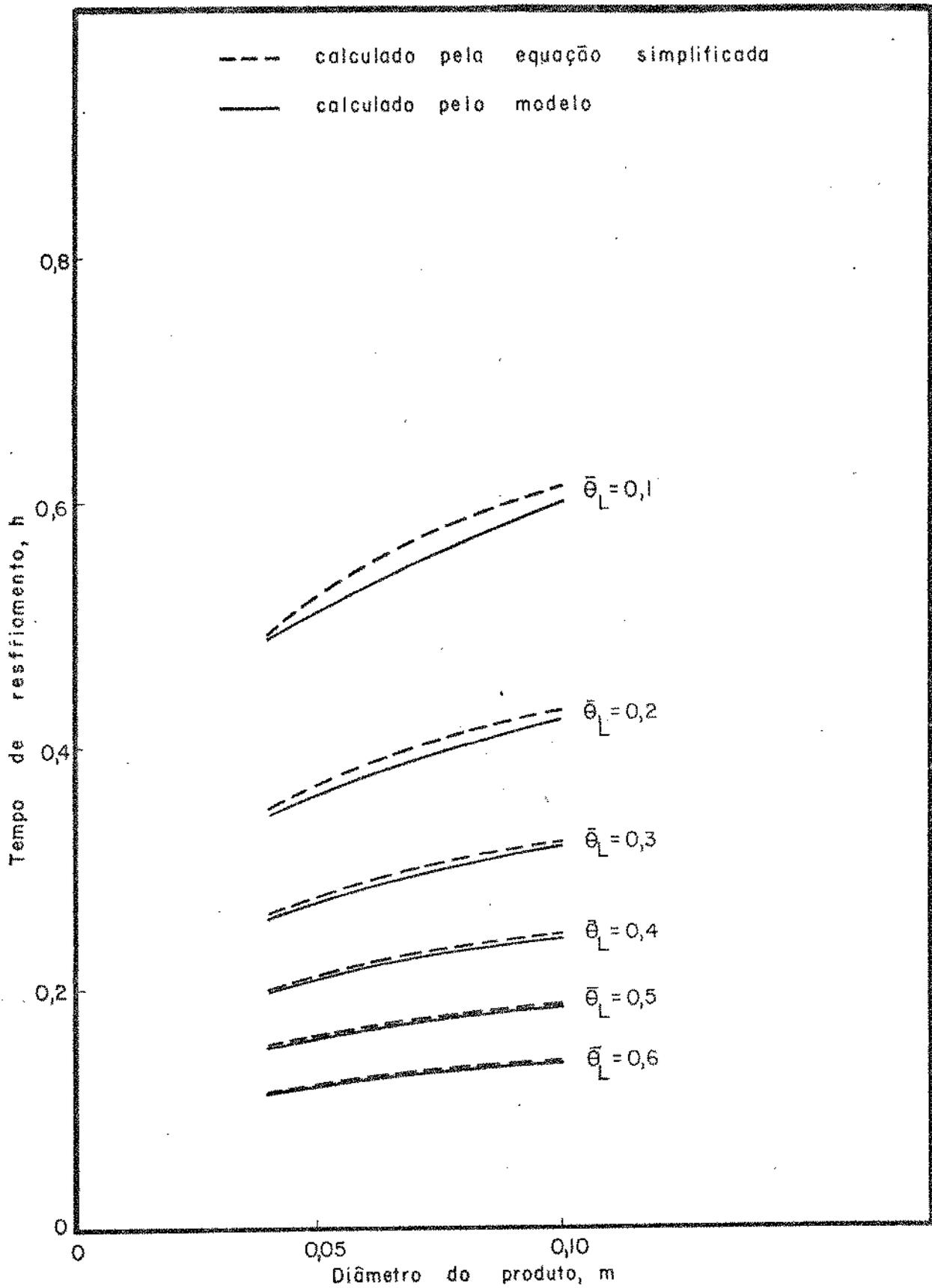


Figura 3.19. Tempo de resfriamento em função do diâmetro do produto, para carga 300 kg/m^2 e velocidade do ar 2 m/s .

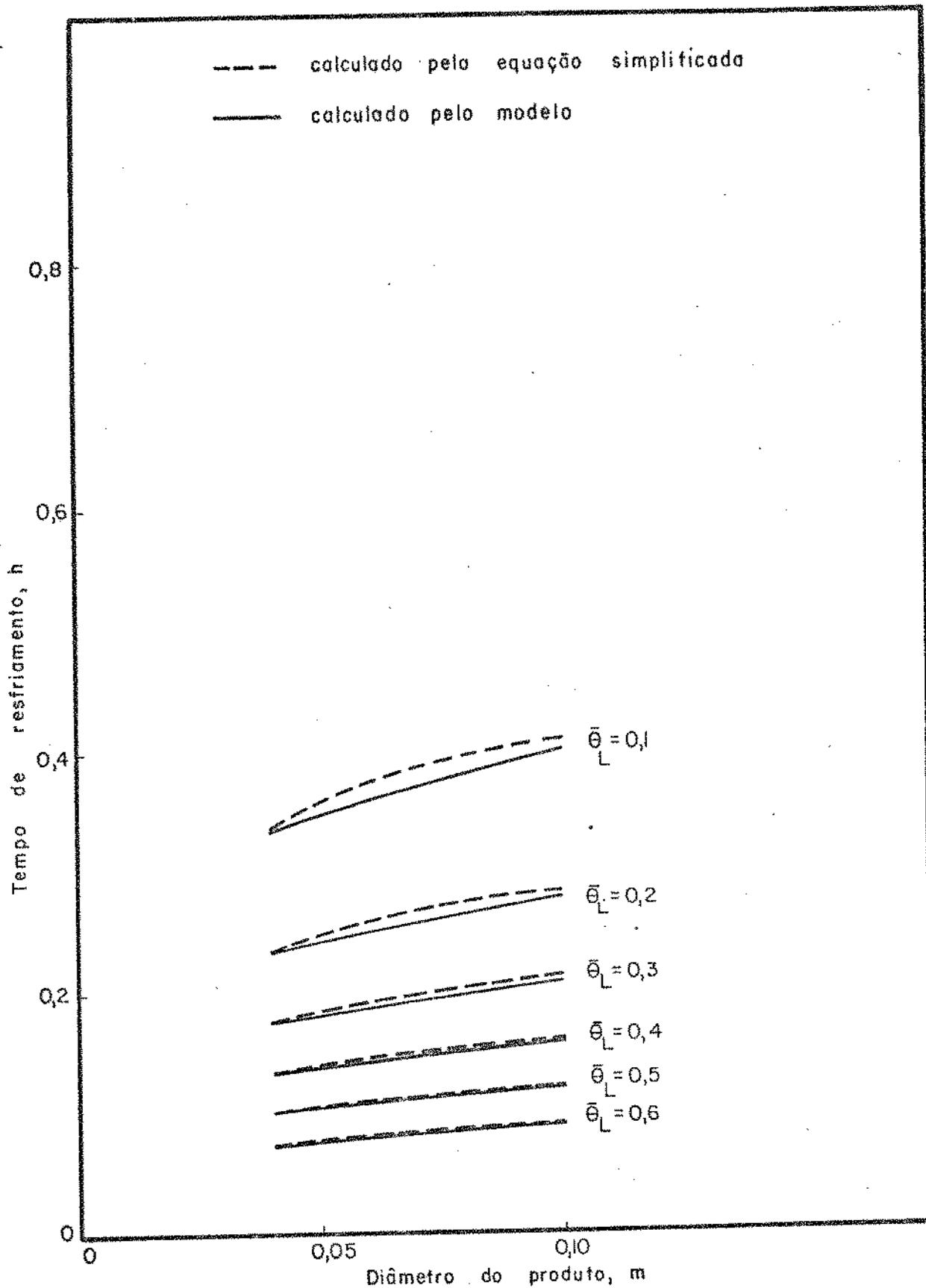


Figura 3.20. Tempo de resfriamento em função do diâmetro do produto, para carga 300 kg/m^2 e velocidade do ar 5 m/s .

las Figuras 3.13 a 3.18, pois aparentemente ela tem pouca influência nos desvios. Uma visão melhor, entretanto, é obtida estudando as curvas das Figuras 3.21 e 3.22, que correlacionam a velocidade do ar que entra no leito com a diferença entre os valores da equação, para carga de 300 kg/m² e diâmetros de 4 e 7 cm, respectivamente. Observamos que estas curvas apresentam dois pontos de cruzamento. Acima do primeiro ponto de cruzamento e abaixo do segundo, temos um desvio positivo, ou seja, um valor superestimado do tempo. É nesta faixa que se encontram as velocidades de 2 e 5 m/s, o que provocou os desvios das Figuras 3.13 a 3.18, já comentado. Estes pontos de cruzamento variam para cada diâmetro, mas são pouco influenciados pela temperatura média adimensional integrada do leito e pela carga.

A análise dos desvios indica portanto, que os mesmos dependem do valor da velocidade do ar e do diâmetro do sólido. Tentativas de introduzir um fator de correção adicional não foram satisfatórias, dado a complexidade das inter-relações necessárias.

O erro relativo que se comete utilizando a equação simplificada em lugar da solução numérica para $\bar{\theta}_L = 0,2$ e $\bar{\theta}_L = 0,5$, está apresentado na Tabela 3.5, para os casos anteriormente citados e carga 600 kg/m². O mesmo é apresentado em porcentagem sendo calculado como segue

$$\text{Erro}(\%) = \frac{t_{eq} - t_{Duh}}{t_{Duh}} \times 100 \quad (3.9)$$

onde t_{eq} é o tempo necessário para atingir a temperatura adimensional média integrada do leito, calculado pela equação simplificada;

t_{Duh} é o tempo necessário para atingir esta mesma temperatura, calculado pelo modelo.

Os valores da Tabela 3.5 confirmam que os desvios são pequenos, apresentando um valor máximo de 5,6%. Observamos, também,

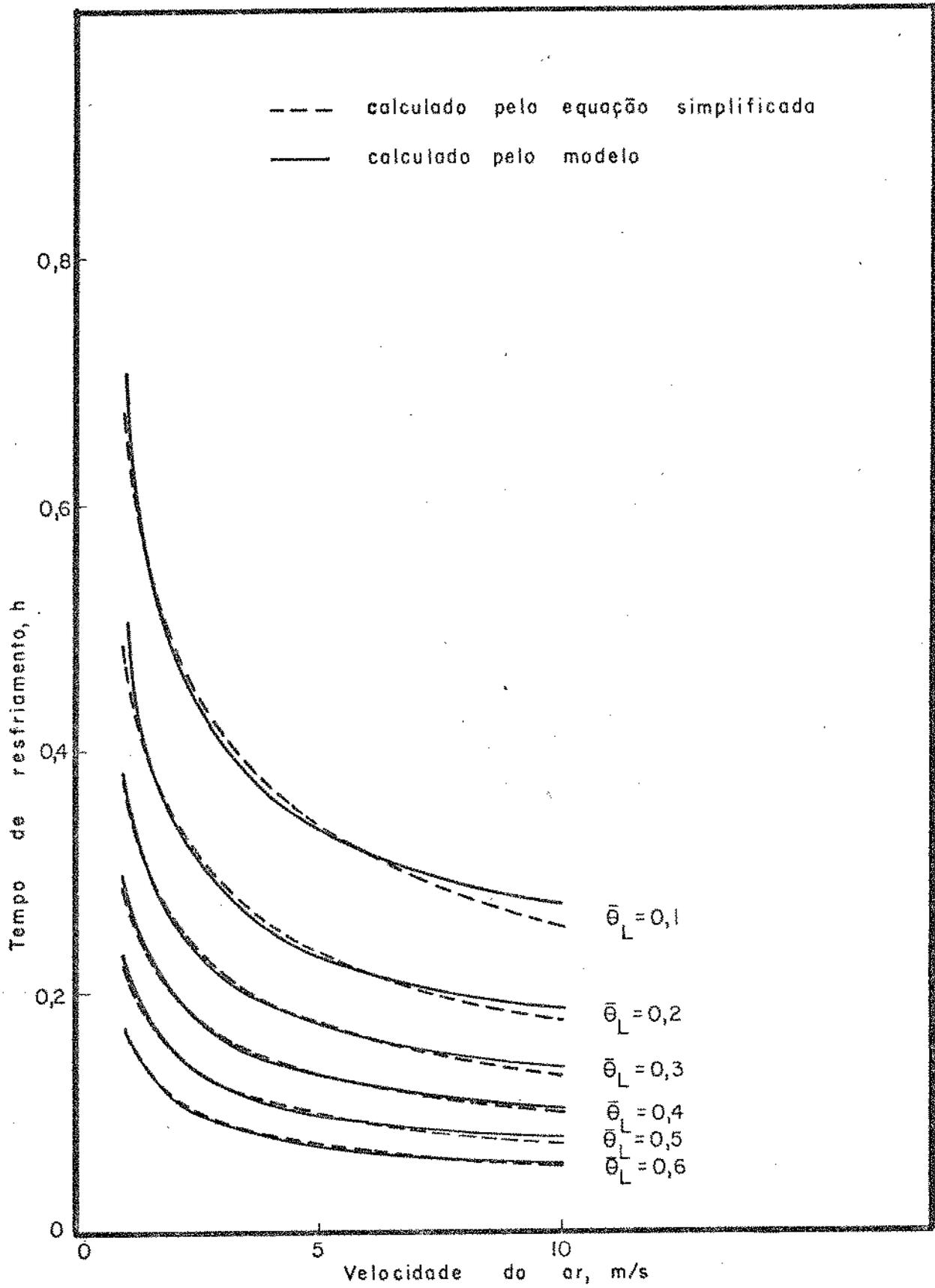


Figura 3.21. Tempo de resfriamento em função da velocidade do ar, para diâmetro 0,04 m e carga de produto 300 kg/m².

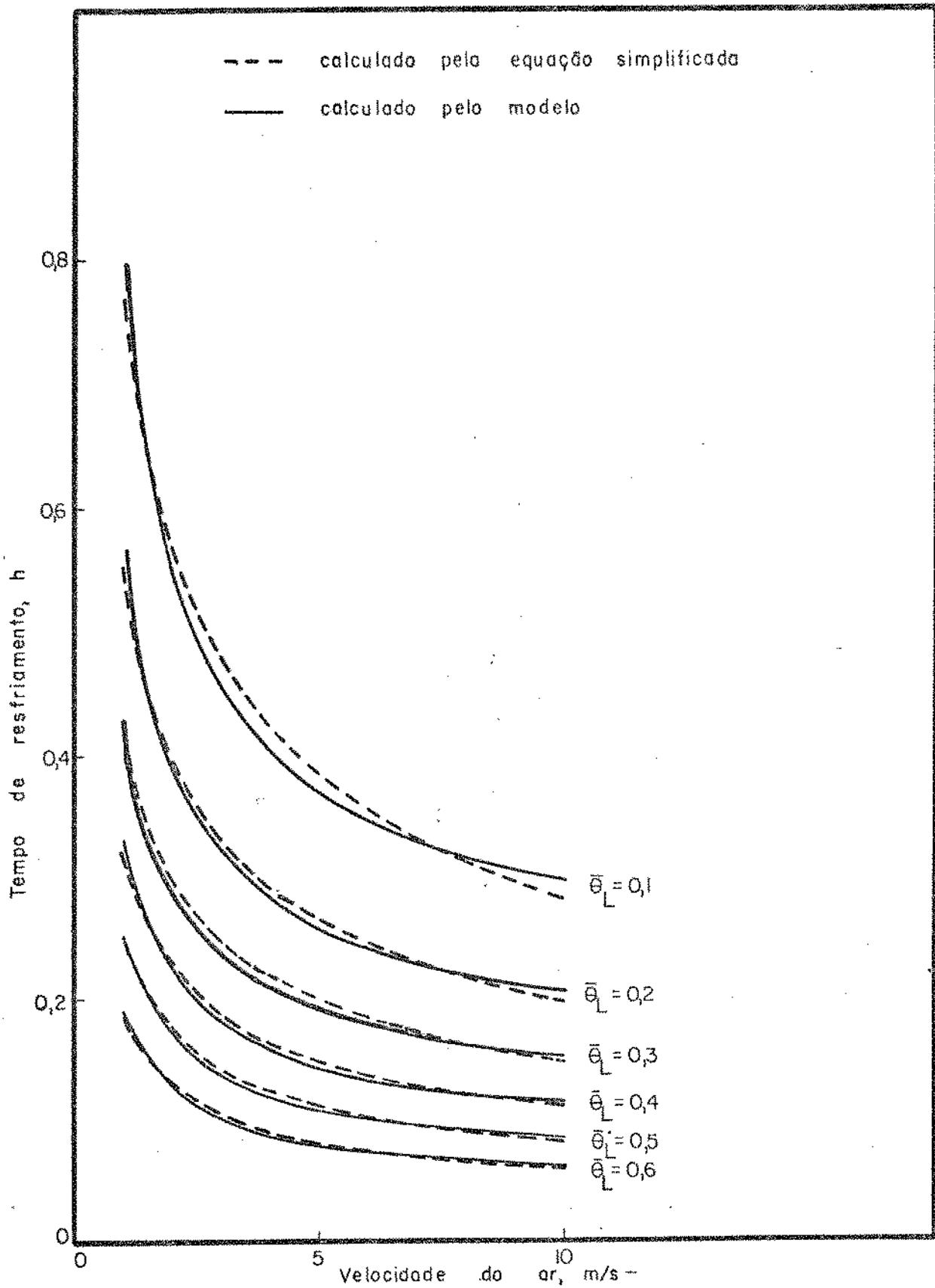


Figura 3.22. Tempo de resfriamento em função da velocidade do ar, para diâmetro 0,07 m e carga de produto 300 kg/m².

Tabela 3.5. Erro relativo da equação simplificada em relação ao modelo, para carga 600 kg/m^2 .

$\bar{\theta}_L$	v (m/s)	$d \cdot 10^2$ (m)	Erro relativo (%)
0,5	2	4	-0,17
		7	1,01
		10	0,58
	5	4	0,62
		7	1,49
		10	0,88
	10	4	-2,72
		7	-2,59
		10	-3,36
0,2	2	4	0,51
		7	1,87
		10	1,18
	5	4	0,94
		7	2,57
		10	1,78
	10	4	-4,29
		7	-3,17
		10	-5,56

nestes mesmos dados, um comportamento parabólico dos desvios para todos os casos. É o que confirmam as Figuras 3.23 a 3.25. Nestas Figuras, os valores dos erros apresentam-se acumulados, isto é, para cada par velocidade-temperatura adimensional média integrada do leito, foi calculado para todas as cargas e diâmetros um valor médio do erro relativo e seu respectivo desvio padrão.

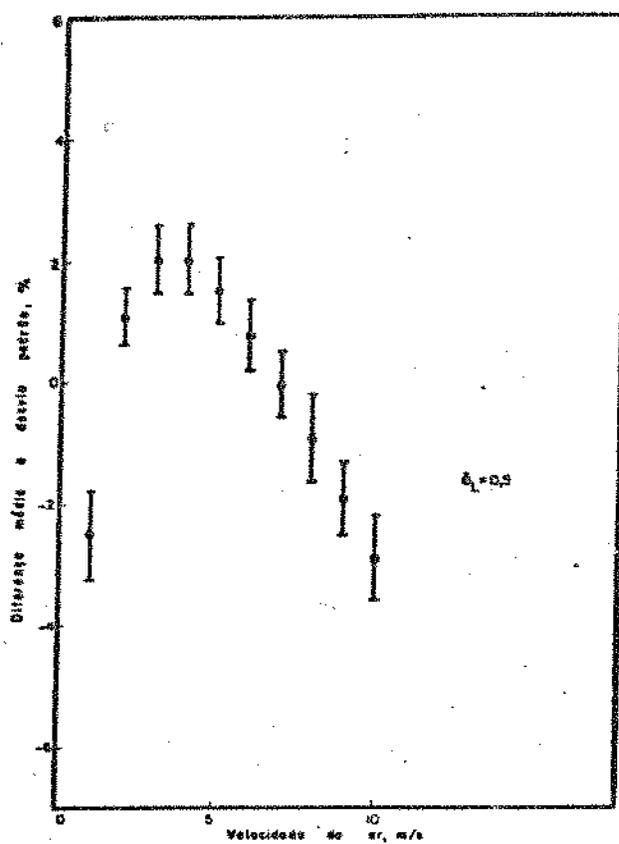
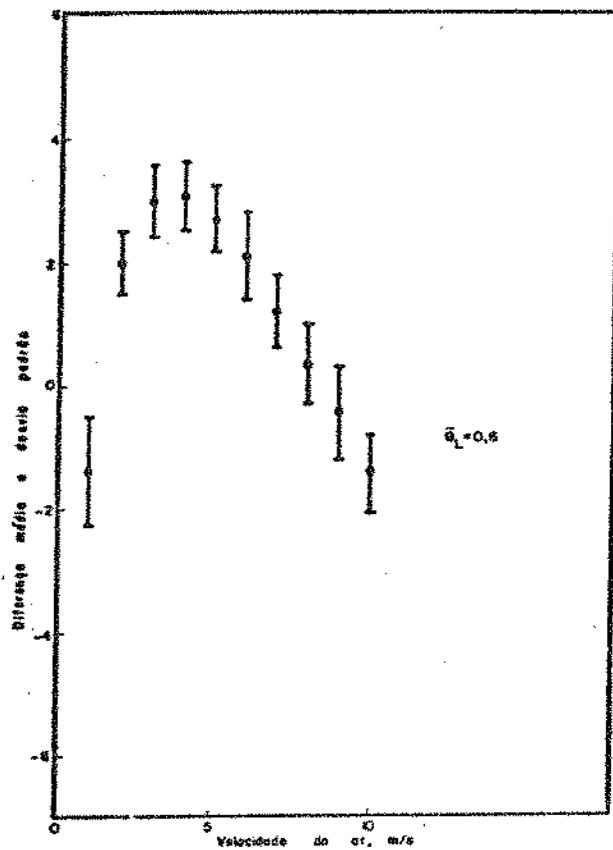


Figura 3.23. Diferença porcentual média e desvio padrão do tempo calculado em função da velocidade do ar, para temperaturas adimensionais médias integradas do leito 0,6 e 0,5.

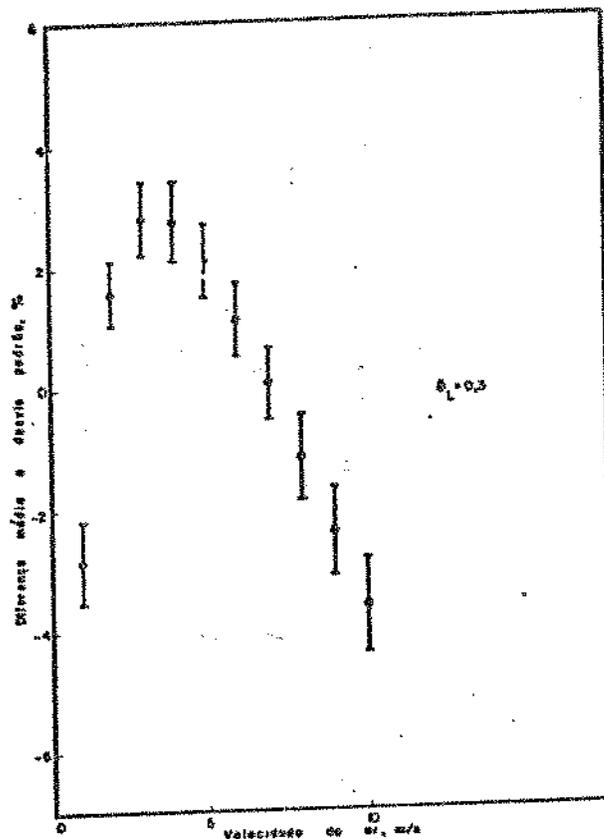
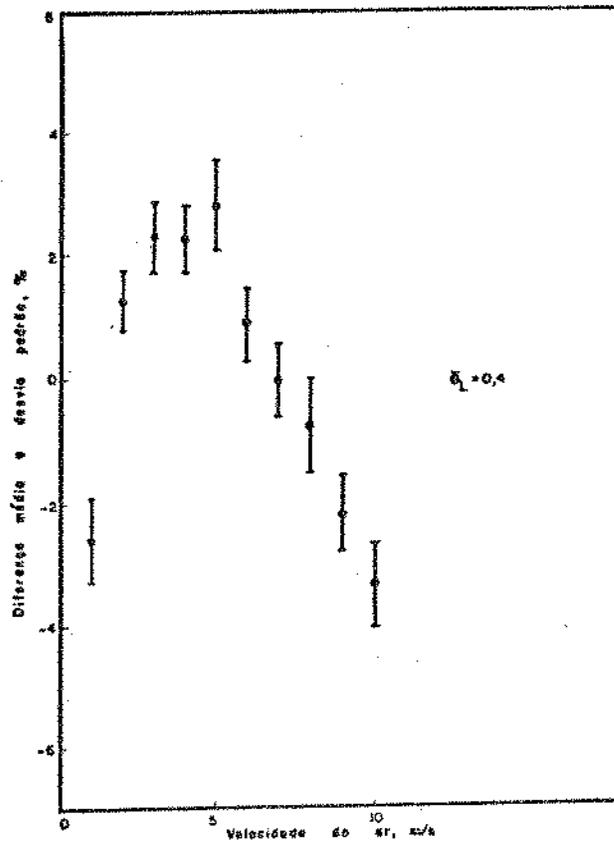


Figura 3.24. Diferença porcentual média e desvio padrão do tempo calculado em função da velocidade do ar, para temperaturas adimensionais médias integradas do leito 0,4 e 0,3.

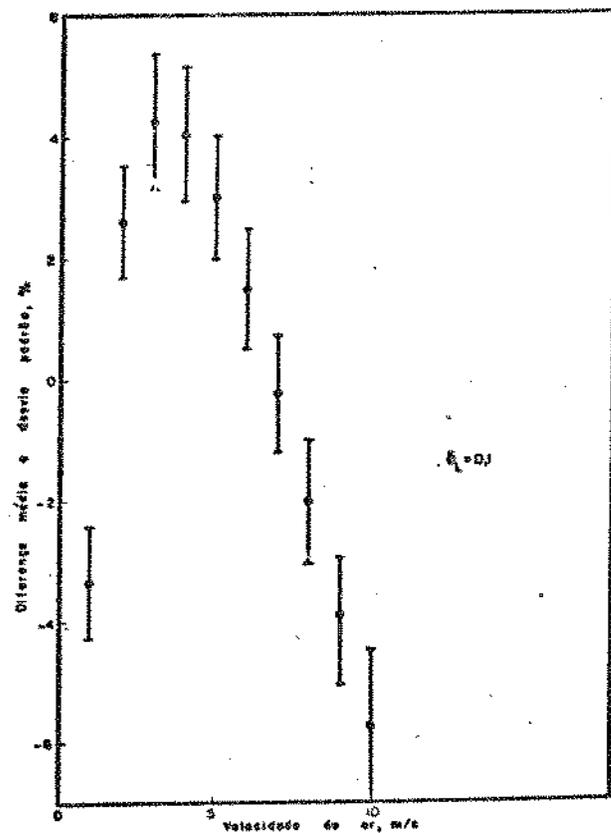
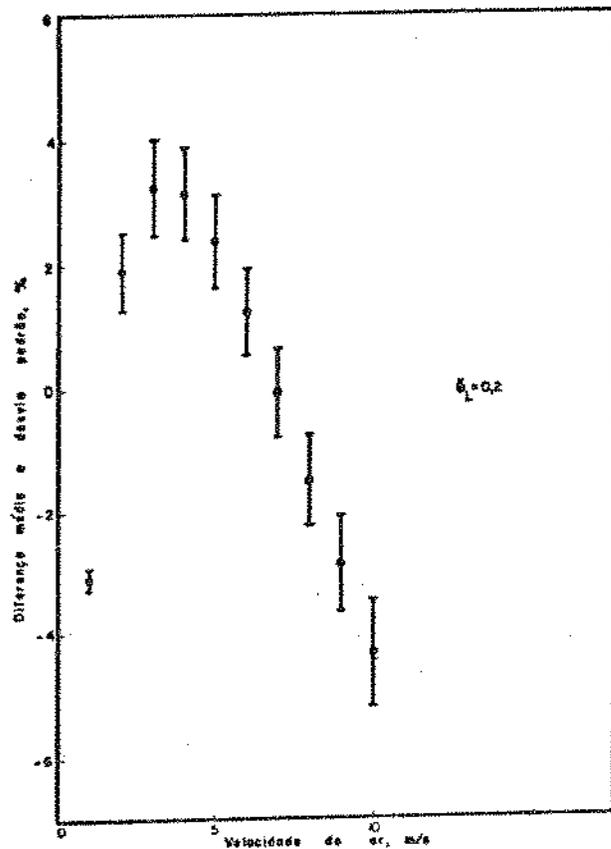


Figura 3.25. Diferença porcentual média e desvio padrão do tempo calculado em função da velocidade do ar, para temperaturas adimensionais médias integradas do leito 0,2 e 0,1.

4. CONCLUSÕES

- 4.1. O método de Duhamel pode ser aplicado convenientemente para determinar a temperatura de um leito profundo de frutas, submetido ao pré-resfriamento com ar.
- 4.2. No resfriamento de frutas com ar forçado pode-se desprezar o efeito térmico da respiração e da evaporação da água.
- 4.3. Quando a velocidade do ar for alta (superior a 5 m/s) e o diâmetro das frutas for pequeno (menor que 5 cm), pode-se considerar o resfriamento de um leito profundo como tendo condições externas constantes.
- 4.4. Imprecisões na difusividade térmica afetam mais o cálculo do tempo de resfriamento do que imprecisões no coeficiente de transferência de calor por convecção.
- 4.5. Para valores definidos da temperatura adimensional média integrada do leito, observa-se que o tempo de pré-resfriamento varia linearmente com a carga de produto.
- 4.6. Os cálculos do tempo de pré-resfriamento podem ser realizados através de equações simplificadas da forma

$$t = \exp(A d^B v^C d^D) + E d^F v^G Q$$

onde A, B, C, D, E, F e G são constantes que dependem da temperatura adimensional média integrada do leito, t o tempo de pré-resfriamento, d o diâmetro do produto, v a velocidade do ar e Q a carga de produto a ser resfriado. O erro é da ordem de 3% quando estas equações são comparadas à solução numérica exata.

APÊNDICE A - MÉTODO DE DUHAMEL

O teorema de Duhamel é um método para resolver situações com condições de contorno dependentes do tempo. Ele consiste em fazer uso da superposição das soluções do problema fundamental correspondente, com condições de contorno estacionárias (Arpaci, 1955, Myers, 1971).

Consideremos um sólido com uma temperatura inicial uniforme, T_0 , em equilíbrio térmico com o ambiente ($T_\infty = T_0$). Para utilização do teorema de Duhamel, torna-se necessário normalizar a temperatura, fazendo uso da variável $(T - T_i)/(T_\infty - T_i)$. Na situação de equilíbrio térmico, a temperatura do sólido é igual à do ambiente e não existirá potencial para trocas de calor. Se no tempo $t = s$ a temperatura do ambiente sofrer uma variação brusca, $T_\infty \neq T_i$, ficará caracterizada uma situação de estado não estacionário. A diferença de temperatura $(T_\infty - T_i)$ mede a perturbação imposta e vai promover a transferência de calor. Em termos da variável adimensional, $(T - T_i)/(T_\infty - T_i)$, esta perturbação será unitária.

Se $\psi(r,t)$ representar a solução da equação de Laplace para condições de contorno constantes (equação 2.5 ou 2.6), e se a perturbação unitária for mantida, ter-se-á:

$$\frac{T - T_i}{T_\infty - T_i} = \begin{cases} 0, & t \leq s \\ \psi(r,t-s), & t \geq s \end{cases} \quad (A.1)$$

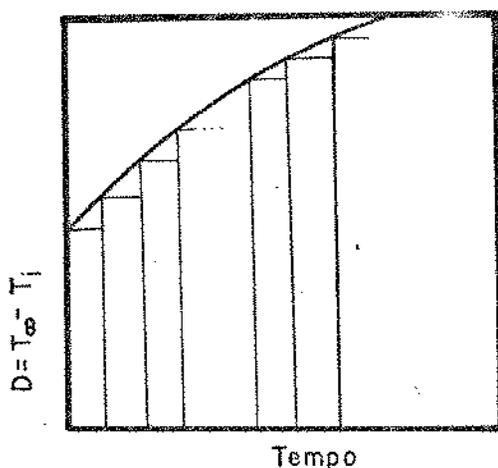
Se em vez da unitária houvesse uma perturbação fracionária f obtida, por exemplo, pela variação da temperatura do ambiente até $T'_\infty < T_\infty$, obteríamos para $t \geq s$:

$$\frac{T - T_i}{T_\infty - T_i} = f \psi(r,t-s) \quad (A.2)$$

Como a perturbação resulta da variação da temperatura do ambiente, poderia haver ambigüidades ao se definir T_∞ na variável adimensional. Nestes casos prefere-se empregar a perturbação em termos de $D = T_\infty - T_i$, e ter-se-á

$$\phi = T - T_i = D \psi(r, t-s) \quad (A.3)$$

Se a temperatura do ambiente variar com o tempo, como indicado pela Figura abaixo, podemos discretizar a curva contínua



utilizando n intervalos de tempo, e considerar a perturbação constante dentro de cada intervalo. Assim sendo, no tempo $t = 0$, instala-se a perturbação $D(0)$, que é mantida constante nesse valor até o tempo $t = s_1$, tempo no qual é subitamente aumentada de $D(s_1) - D(0)$, e mantida nesse valor até $t = s_2$, e assim por diante.

Aplicando a equação A.3 para cada intervalo de tempo, e fazendo uso do princípio da superposição, aplicável a equações diferenciais lineares, a solução geral do problema será a soma das diferentes soluções:

$$\begin{aligned} \phi(r,t) = & D(0) \psi(r,t) + (D(s_1) - D(0)) \psi(r,t-s) + \\ & + (D(s_2) - D(s_1)) \psi(r,t-s_2) + \dots \\ & \dots + (D(s_n) - D(s_{n-1})) \psi(r,t-s_n) \end{aligned} \quad (A.4)$$

ou, de uma forma compacta

$$\phi(r,t) = D(0) \psi(r,t) + \sum_{m=1}^n \psi(r,t-s_m) \frac{\Delta D}{\Delta s_m} \Delta s_m \quad (A.5)$$

Quando, no limite, $n \rightarrow \infty$, todos os intervalos entre os sucessivos passos tendem a zero, e a definição da integral produz:

$$\phi(r,t) = D(0) \psi(r,t) + \int_0^t \psi(r,t-s) \frac{dD(s)}{ds} ds \quad (A.6)$$

Esta é a forma geral da superposição integral de Duhamel, a qual fornece a solução $\phi(r,t)$ correspondente à perturbação dependente do tempo $D(t)$ em termos da solução $\psi(r,t)$.

Na presente pesquisa não se conhecia "a priori" a variação da perturbação com o tempo. Ela era determinada de maneira sucessiva e discreta através de balanço de energia. Desta maneira, a equação (A.5) era a única que poderia ser utilizada diretamente para cada intervalo de tempo em cada camada no leito de sólidos.

APENDICE B - TESTES EXPERIMENTAIS

B.1. Introdução

O presente projeto de pesquisa pretendia, inicialmente, levantar resultados experimentais de pré-resfriamento de frutas, levando em consideração os efeitos de evaporação da água. Os testes preliminares mostraram-se, porém, insatisfatórios. Este Apêndice tem a finalidade de apresentar o trabalho desenvolvido, falhas e limitações encontradas na fase experimental. Pretende-se apenas que ele sirva de guia para trabalhos futuros com o equipamento.

B.2. Projeto e construção do túnel de resfriamento e congelamento

As experiências de resfriamento foram realizadas em um túnel, o qual pode trabalhar tanto acima como abaixo de 0°C. Este túnel foi projetado pelo Prof. László Halász, do Departamento de Engenharia de Alimentos, sendo construído e instalado pela Rádio Frigor (São Paulo) no Laboratório de Refrigeração do Departamento de Engenharia de Alimentos, durante o ano de 1980.

A Figura B.1 mostra um esquema da localização geral dos componentes e diagrama de circulação do ar para o sistema de resfriamento.

O produto é colocado em prateleiras removíveis no campo de prova (CP). O ventilador (V) recircula o ar no sentido horário através do evaporador (E) e do campo de prova. Acima do direcionador de ar (VE) que controla a distribuição do ar, encontra-se o sensor de umidade (SU), destinado a controlar a umidade relativa, do ar em faixas superiores a 70%, e a tubulação para injeção de vapor de água do sistema de umidificação. Os sensores de 2 pontos, para controle

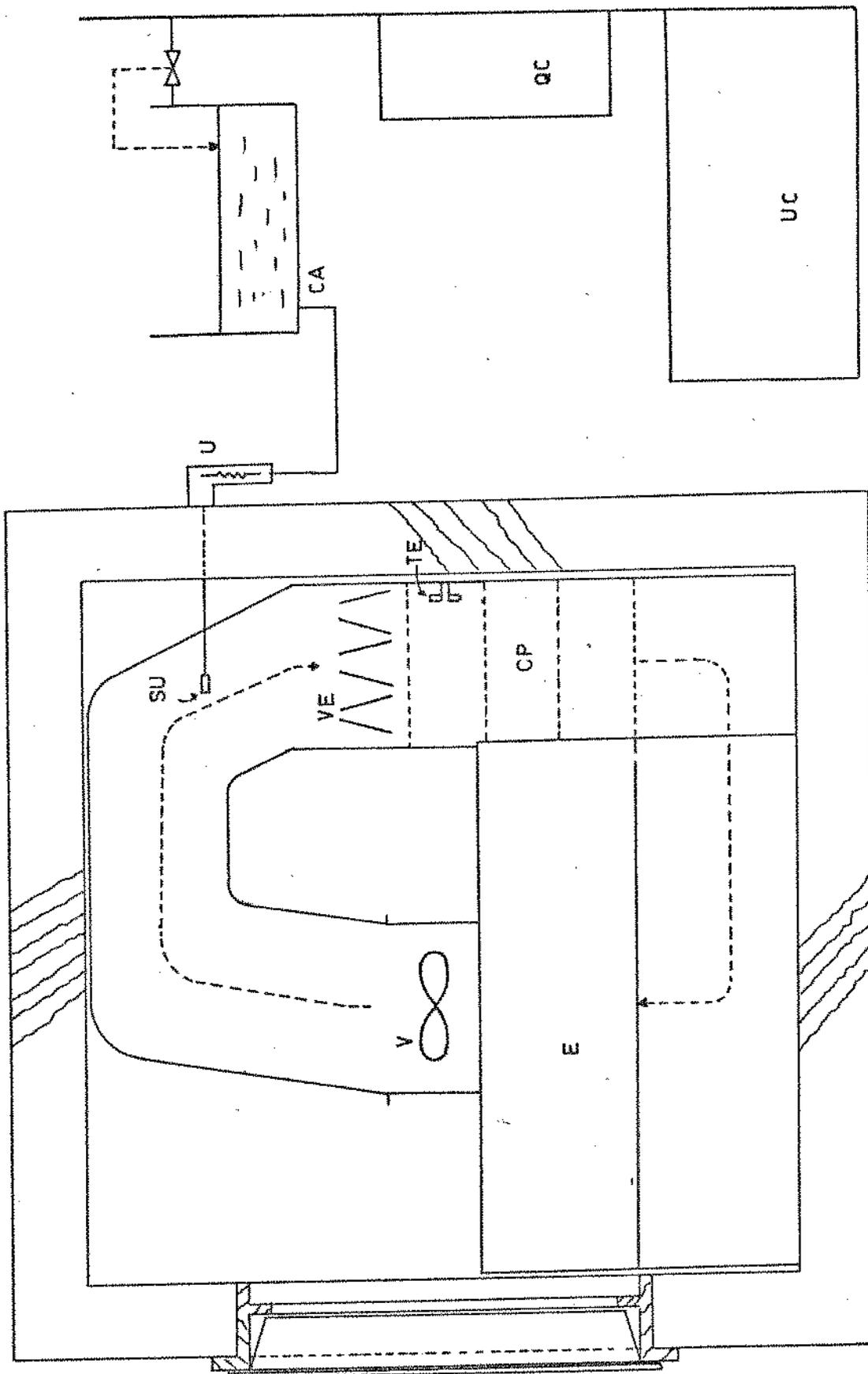


Figura B.1. Disposição do túnel e seus componentes.

de temperatura (TE), localizam-se no campo de testes.

A unidade condensadora (UC) e seu quadro de comando e elétrico (QC) situam-se lateralmente ao túnel. O umidificador (U) é alimentado por uma caixa de água (CA), sendo que o nível de ambos é mantido por uma válvula tipo bôia, localizada na caixa de água.

O túnel possui dimensões internas de 2,8 m de altura, 1,0 m de profundidade e 3,1 m de extensão. A câmara destinada a acomodar o produto possui $(0,5 \times 0,5)$ m² de área e 1,0 m de altura, onde se instalam 3 prateleiras móveis. As paredes são constituídas de painéis pré-moldados, com 20 cm de polietileno usado para isolamento.

B.2.1. Componentes de refrigeração e controles

O sistema pode ser utilizado para resfriamento de produto a temperaturas próximas a 0°C, ou para congelamento, onde o sistema atinge -40°C. A unidade condensadora, modelo UC-15, Rádio Frigor, é resfriada a água, e utiliza R-502 como agente refrigerante. Tem como componentes um compressor semi-hermético, modelo BHS-1900NS, com potência de 12 HP no motor. O condensador é do tipo tubo e carga. A unidade possui ainda, um tanque de líquido horizontal, separador de óleo, separador de líquido, pressostato de óleo marca Danfoss e pressostato de alta e baixa pressão, marca Penn.

O ventilador instalado para circulação do ar é axial, com 60 cm de diâmetro. 6 hélices giram a uma velocidade de rotação de 1740 rpm a 220 V, sob ação de um motor com 2 HP de potência.

O umidificador, após seu acionamento, supre o sistema de vapor através de uma resistência elétrica com ligação trifásica, fornecendo 1 kg de vapor/h de capacidade máxima.

Tubos de cobre com aletas de alumínio fazem parte do corpo do evaporador, o qual possui descongelamento elétrico e bandejas de aço galvanizado para recolhimento da água de descongelamento.

B.2.2. Princípio de funcionamento do sistema de refrigeração para temperaturas acima de 0°C

A Figura B.2 mostra um fluxograma simplificado das ligações hidráulicas e comando elétrico do sistema de refrigeração.

Como o sistema foi projetado para produzir temperaturas até -40°C, a capacidade do compressor é demasiado alta para que o mesmo funcione à temperatura estável de 0°C, tendo como carga apenas o produto alojado no campo de prova. Sendo este fato conhecido de antemão, foram dimensionadas e instaladas linhas de vapor e líquido em ligações especiais não encontradas normalmente no mercado. O controle de capacidade do sistema frigorífico para processo até 0°C é então feito da seguinte forma: a abertura manual da válvula de pressão constante (15a), ou controlador de capacidade, injeta vapor da descarga do compressor na entrada do evaporador. Este vapor quente é resfriado pelo líquido saturado, o qual provém da válvula de expansão (7a), e então atua como se existisse uma outra carga além da do produto; isto é, produzimos uma carga artificial. Quando isto ocorre, a válvula solenóide (8a), localizada na linha de descarga do compressor para processos à temperatura de 0°C, tem que permanecer aberta. Mesmo com este arranjo, a capacidade frigorífica útil ainda tende a ser maior que a carga térmica oferecida pelo produto. Utilizando conjuntamente a esta instalação um segundo controlador de capacidade (15b) localizado na descarga do compressor, linha esta destinada à operação de -40°C, obtemos uma diminuição adicional da capacidade do sistema, quando a válvula (8b) apresenta-se aberta. Tanto a válvula (8a) como a (8b) são acionadas automaticamente. O ajuste manual dos pontos adequados para os controladores de capacidade (15a) e (15b) foram cuidadosamente feitos em laboratório com o Prof. Halász.

A Figura B.3 ilustra o ciclo frigorífico no diagrama pressão-entalpia, o qual possibilitará uma melhor compreensão do fun

DESCRIMINAÇÃO	
1	compressor semi-hermético
2	separador de óleo
3	condensador tipo tubo e carcaça
4	flow-switch
5	filtro secador
6	visor de líquido
7a	válvula solenóide
7b	válvula solenóide
8a	válvula solenóide
8b	válvula solenóide
9a	válvula de expansão
9b	válvula de expansão
10	evaporador
11	ventilador
12	separador de líquido
13	pressostato de óleo
14	pressostato de alta e baixa
15a	regulador de capacidade
15b	regulador de capacidade
16	termostato para 0°C
17	termostato para -40°C
18	umidificador

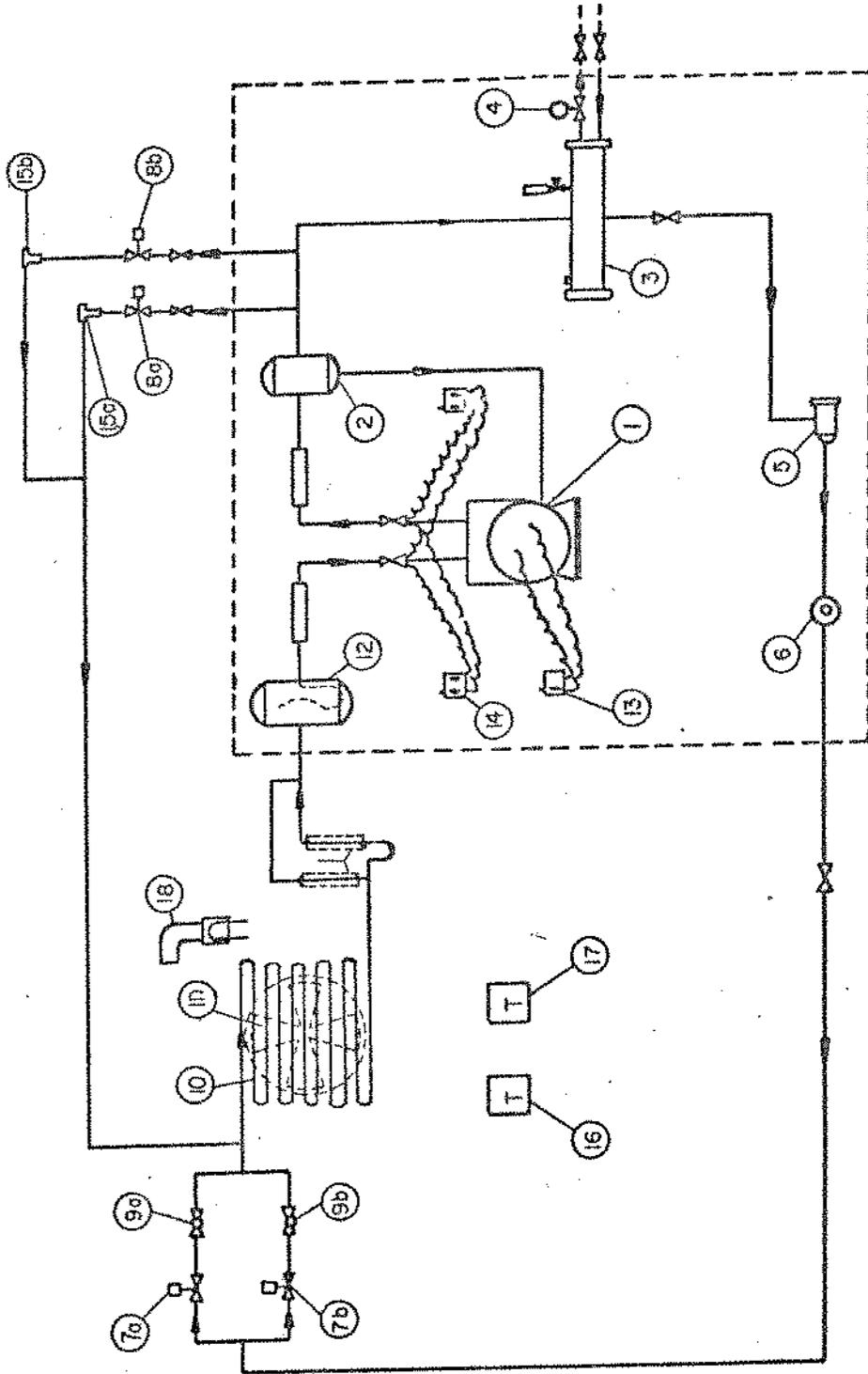


Figura B.2. Fluxograma do sistema de refrigeração.

cionamento do sistema já apresentado.

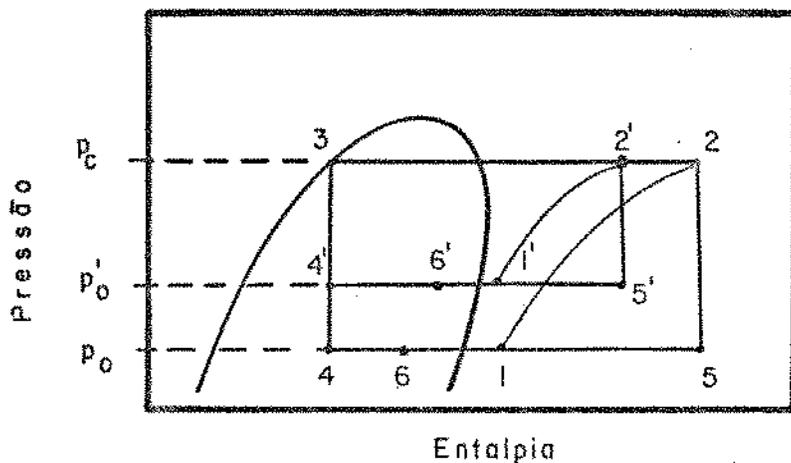


Figura B.3. Ciclo frigorífico do sistema de refrigeração, para temperaturas acima de 0°C.

Se a válvula magnética da linha de -40°C (8b) na descarga do compressor apresentar-se fechada, o ciclo frigorífico é dado pela sequência 1-2-3-(4-5)-6-1. O compressor aspira o refrigerante já super-aquecido no estado 1 e o descarrega no estado 2. Parte deste gás quente vai para o condensador (3) chegando à válvula de expansão (7a) no estado 3, de onde, após o estrangulamento expande ao estado 4. A outra parte do gás quente no estado 2 expande-se através da válvula de controle de capacidade (15a) atingindo o estado 5, e também entra no evaporador. Da mistura dos estados 4 e 5, resulta o estado 6, e o chamado efeito frigorífico, isto é, o calor útil retirado do ar por kg de refrigerante será a diferença entre as entalpias 1 e 6.

$$q_o = H_1 - H_6 \quad \text{kcal/kg} \quad (B.1)$$

A capacidade frigorífica útil, o calor retirado por hora do ar é

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_r q_0 \quad \text{kcal/h} \quad (B.2)$$

onde \dot{m}_r é o fluxo de massa aspirado pelo compressor em kg/h.

Quando o termostato (17) abre a válvula magnética (8b) na linha de descarga do compressor, ocorre um aumento de pressão na evaporação (de p_0 a p'_0) devido à injeção de uma quantidade extra de vapor super-aquecido antes do evaporador. Portanto, o novo ciclo será 1'-2'-3-4'-5'-6'-1', e a capacidade frigorífica útil é

$$\dot{Q}'_0 = \dot{m}'_r q'_0 = \dot{m}'_r (H'_1 - H'_6) \quad \text{kcal/h} \quad (B.3)$$

\dot{m}'_r é um pouco maior que \dot{m}_r pois o compressor aspira maior fluxo de massa de vapor em estado 1', sendo que este possui menor volume específico. Por outro lado, q'_0 sofre uma grande diminuição devido à maior injeção de vapor quente na entrada do evaporador. Consequentemente a capacidade frigorífica útil diminui.

Neste ponto, a capacidade frigorífica útil \dot{Q}'_0 apresenta-se menor que a carga térmica, a temperatura do túnel aumenta até o ponto em que o termostato (17) desliga a válvula (8b). Desta forma, ocorre uma flutuação ininterrupta entre os limites de temperatura admitidos dentro do túnel. Nestes limites máximo e mínimo a válvula solenóide liga e desliga, e temos assim o chamado controle de temperatura de dois pontos.

B.3. Estudo do comportamento do túnel

Este ensaio avalia a distribuição da velocidade do ar e as temperaturas que o túnel atinge. É através destes parâmetros que podemos acelerar ou retardar o resfriamento do produto, e controlar sua qualidade. A umidade relativa influi na qualidade do produto fi-

nal, uma vez que baixas umidades relativas podem provocar perda de água da superfície do mesmo devido à diferença de pressões parciais entre o vapor de água existente nesta superfície e o ar de resfriamento. A perda de água é detectada em termos de perda de peso do produto, e a mudança de estado da água líquida ao estado vapor contribui favoravelmente à transferência de calor. Assim, se faz necessário saber a faixa de umidade fornecida pelo sistema no campo de provas, sendo que esta é obtida pela medida das temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido, cujo método é descrito adiante.

B.3.1. Medidas de velocidade

B.3.1.1. Material e método

A medida da distribuição de velocidade no espaço útil do equipamento frigorífico foi feita com um tubo de Pitot, marca Dwyer, modelo 160-8. As medições foram feitas em um plano horizontal localizado 18 cm abaixo do direcionador de ar ("damper"). Este plano foi dividido em áreas de $(5 \times 5) \text{ cm}^2$ e o tubo de Pitot foi colocado no centro das mesmas, perpendicularmente a este plano. Com o túnel vazio, foram utilizadas diferentes aberturas do "damper" que controla a vazão de ar (VE na Figura B.1): 100%, 90%, 75%, 50%, 25% e 0%. A velocidade média foi calculada pela média aritmética das velocidades obtidas, usando-se coeficiente de contração 1,0 para o tubo de Pitot.

B.3.1.2. Resultados

Em todas estas medições foram notadas zonas de escoamento reverso, sendo este comportamento mais acentuado em posições de 25 e 0% de abertura do "damper". As porcentagens da superfície que apresentaram zonas de escoamento reverso são mostradas na Tabela B.1,

juntamente com as velocidades médias a diferentes aberturas do "damper".

Tabela B.1. Velocidade média do ar no campo de prova vazio, a diferentes aberturas do controlador de vazão de ar.

Abertura(%)	Velocidade média(m/s)	Zona escoamento reverso(%)
100	5,01	9,1
90	5,06	10,9
75	5,11	9,1
65	4,73	13,6
50	4,53	18,2
25	2,59	48,2
0	1,31	48,2

A abertura de 0% é apresentada pois não há real vedação da passagem de ar, e aqui representa a abertura mínima do "damper".

Para variação da abertura de 100 a 65% do "damper", observamos que a variação máxima da velocidade foi de 0,38 m/s, a qual se dá quando diminuimos a abertura em 10% (de 75 para 65%). De 100 para 75% a velocidade média praticamente não se altera. Esta amplitude de variação é bastante insatisfatória, uma vez que se deseja obter relações de temperatura em função da velocidade. Nesta faixa de funcionamento da veneziana, existem zonas de escoamento reverso onde a velocidade do ar foi considerada como tendo o valor zero para o cálculo da velocidade média.

Em aberturas abaixo de 50%, como as áreas que apresentaram escoamento reverso chegam a quase 50% da área de escoamento total, os valores destas medidas foram considerados não representativos

Durante os ensaios, foi observado também que estas zonas eram localizadas, enquanto que em outras áreas a velocidade apresentava-se demasiado alta. Este controle inadequado da velocidade e sua distribuição nos impossibilita uma análise mais profunda de sua influência, não apenas sobre os gradientes e históricos de temperatura do produto, como também sobre a transferência de massa em presença do produto.

Assim, o projeto do túnel deve ser modificado, a fim de que possam ser obtidos dados confiáveis para medidas da atuação da velocidade em um experimento.

B.3.2. Medidas de temperatura do ar

B.3.2.1. Material e método

Para medidas de temperatura foram utilizados termopares de cobre-constantan, AWG 24, com isolamento de fibra de vidro e amianto. Cabos de 2m de comprimento deste mesmo tipo conectaram os pontos de medida ao registrador de 12 canais (marca Philips, modelo PM 8236 - Holanda), e a junção fria de compensação em referência de 0°C (marca OMEGA, USA).

Tais termopares foram calibrados em banho termostático refrigerado, em relação a um termômetro aferido e com precisão de 0,05°C. A curva de calibração obtida para o intervalo de 0 a 30°C foi

$$T = 25,89 \text{ ddp} - 0,85 \quad ^\circ\text{C} \quad (\text{B.4})$$

com raio de correlação $r = 0,9999$, e onde ddp é a diferença de potencial entre a temperatura medida e a junção fria (mV), e T a temperatura em °C.

Como salientado anteriormente, a verificação das con-

dições de operação é imprescindível para levar a cabo os ensaios propostos. Estes testes preliminares tem a finalidade de determinar a faixa de temperatura sob a qual o equipamento opera ao atingir o equilíbrio sem e com a presença de uma carga térmica de até 1000 kcal/h, e o estado do ar obtido através da ação do sistema de umidificação nestas duas situações. Isto foi feito por meio de medidas de temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido. Ambos os termopares utilizados para obtenção dos valores destas propriedades foram fixados abaixo da veneziana (Figura B.4). Em um recipiente para fornecimento de água "in loco" foi imersa uma das extremidades de um cordão de algodão utilizado para a medida de bulbo úmido. A outra extremidade deste cordão foi atada ao termopar destinado a este fim.

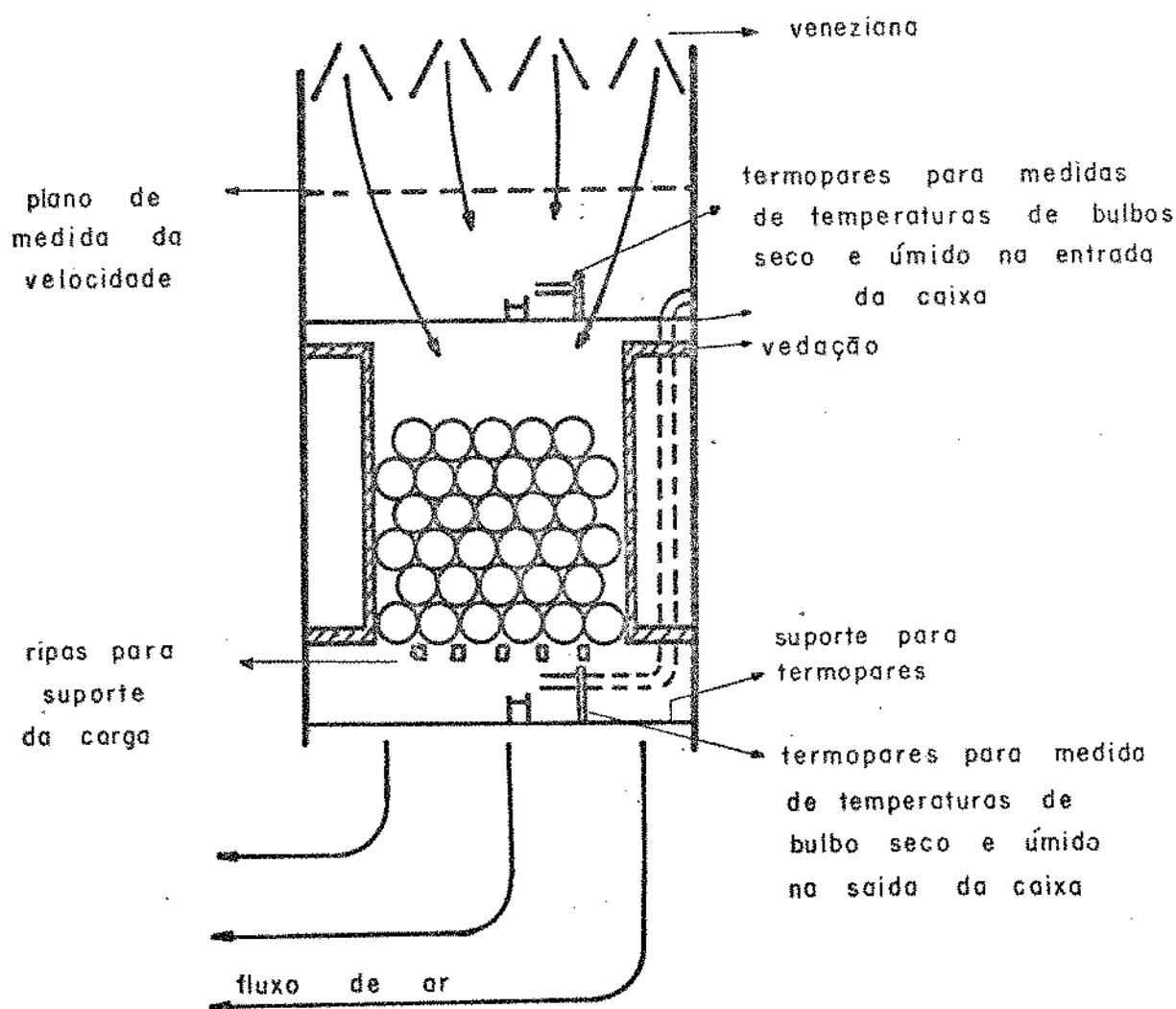


Figura B.4. Colocação da caixa no espaço útil. Vista frontal.

O sistema de umidificação possui regulagem de 5 pontos, os quais fornecem umidade relativa crescente para os pontos 1 a 5, dentro da faixa de 70 a 100% de umidade relativa. Cada um destes pontos foi testado com e sem carga térmica.

A carga térmica para teste foi construída no Departamento de Engenharia de Alimentos, sendo composta de duas baterias de nove resistores em paralelo cada uma delas, ligadas em série entre si como mostra a Figura B.5.

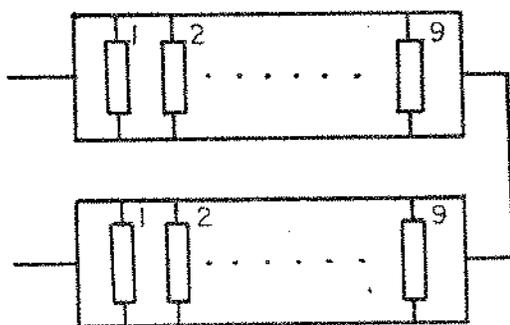


Figura B.5. Esquema da carga térmica construída para teste.

Cada resistor possui 200Ω , e estas baterias ligadas a uma diferença de potencial de 220 V fornece uma carga térmica total de 937 kcal/h. Esta capacidade é próxima àquela calculada para o produto a ser resfriado.

B.3.2.2. Resultados

As Figuras B.6 a B.10 mostram a variação das temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido dos pontos 1 a 5 do umidistato respectivamente às Figuras citadas, com espaço útil vazio. A estes pontos correspondem as umidades relativas médias apresentadas na Tabela B.2, cada qual com seus respectivos desvios padrão.

Na Figura B.6, a temperatura varia de 2 a 3°C e a temperatura de bulbo úmido, de 1 a 2°C. A distância entre as curvas está diretamente relacionada com a umidade relativa, a qual para o ponto 1 do umidistato apresenta seu valor mais baixo, como esperado. Entretanto, o vapor introduzido não adiciona uma carga térmica relevante que possa alterar o funcionamento do termostato. Sendo este último um controle de dois pontos, ligando e desligando em seus pontos de mínimo e máximo de temperatura para o qual está regulado, vemos que não há qualquer dificuldade em alcançar estes valores, uma vez que as linhas que ligam estas temperaturas são retas praticamente simétricas entre si.

Na Figura B.7, relativa ao ponto 2 do umidistato, observamos que a temperatura não se estabiliza entre dois valores fixos, atingindo valores um pouco menores com o passar do tempo. Vemos que sendo a carga térmica muito pequena, a temperatura máxima desta regulagem do termostato leva mais tempo para ser atingida do que a temperatura mínima.

No ponto 3, Figura B.8, o vapor introduzido adiciona uma carga térmica suficiente ao campo de prova uma vez que a temperatura mínima é atingida mais lentamente que a máxima. O comportamento de falta de estabilização das temperaturas entre o máximo e o mínimo neste ponto do umidistato desaparece. Notamos que as temperaturas de bulbo seco e úmido estão mais próximas, indicando que a umidade relativa deve ser maior, o que é comprovado pela Tabela B.2.

Na Figura B.9, a carga térmica é suficientemente grande para que a temperatura máxima seja atingida rapidamente, e dificultando o resfriamento do ar. Isto é notado pela diminuição lenta da temperatura. Este comportamento corresponde ao ponto 4 do umidistato.

A carga térmica no ponto 5 é menor que a do ponto 4, uma vez que a temperatura mínima é atingida mais rapidamente. Tam-

bem, a umidade relativa é menor, pois na Figura B.10 as curvas das temperaturas de bulbo seco e úmido mostram uma distância maior entre si do que aquelas que representam o ponto 4. A confirmação é dada pela Tabela B.2.

Tabela B.2. Umidade relativa dentro do túnel a diferentes níveis de umidificação.

nível	umidade relativa(%)	desvio padrão(%)
1	86,96	2,03
2	89,62	1,71
3	91,54	1,40
4	97,74	0,89
5	97,32	0,78

A inclusão da carga térmica no campo de prova provoca uma alteração nos períodos de ligamento e desligamento do termostato. Isto pode ser visto ao compararmos as Figuras B.11 com B.6, B.12 com B.7 e B.15 com B.10. Alterações mais drásticas ocorrem no comportamento do ponto 3, onde as curvas apresentam um desenvolvimento semelhante ao ponto 1, quando em presença da carga térmica. Nesta mesma situação, o ponto 4 possui períodos cada vez mais longos na faixa descendente de temperatura, como mostra a Figura B.14. Isto não ocorre na ausência da carga térmica (Figura B.9). Nestas últimas 5 Figuras, as temperaturas de bulbo seco e úmido mostram-se mais distanciadas, indicando uma umidade relativa menor que aquela obtida nos mesmos níveis de regulagem com ausência da carga térmica. É o que nos apresenta a Tabela B.3.

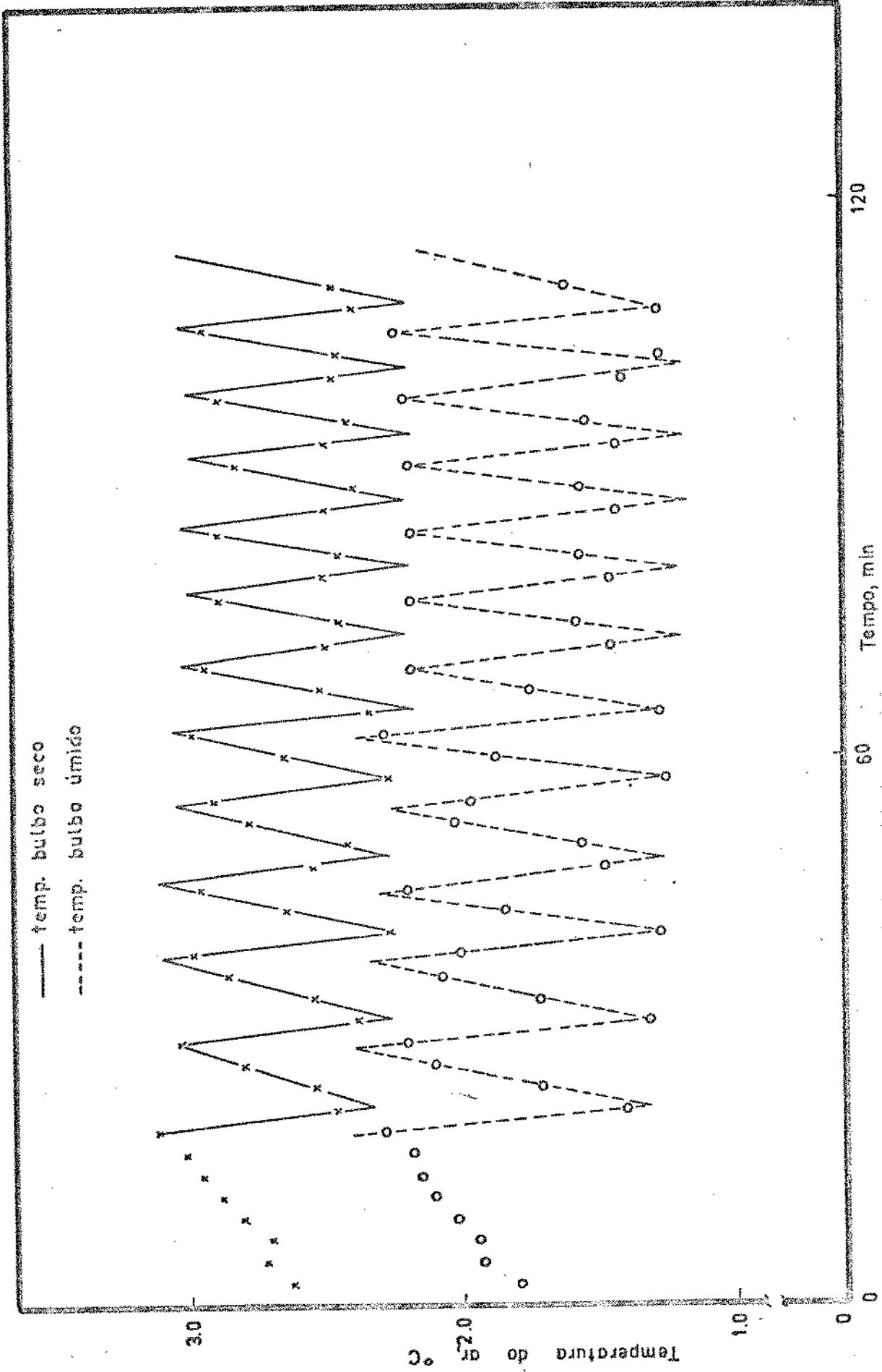


Figura B.6. Variação da temperatura dentro do túnel em função do tempo, para espaço útil sem carga tér mica e umidistato no ponto 1.

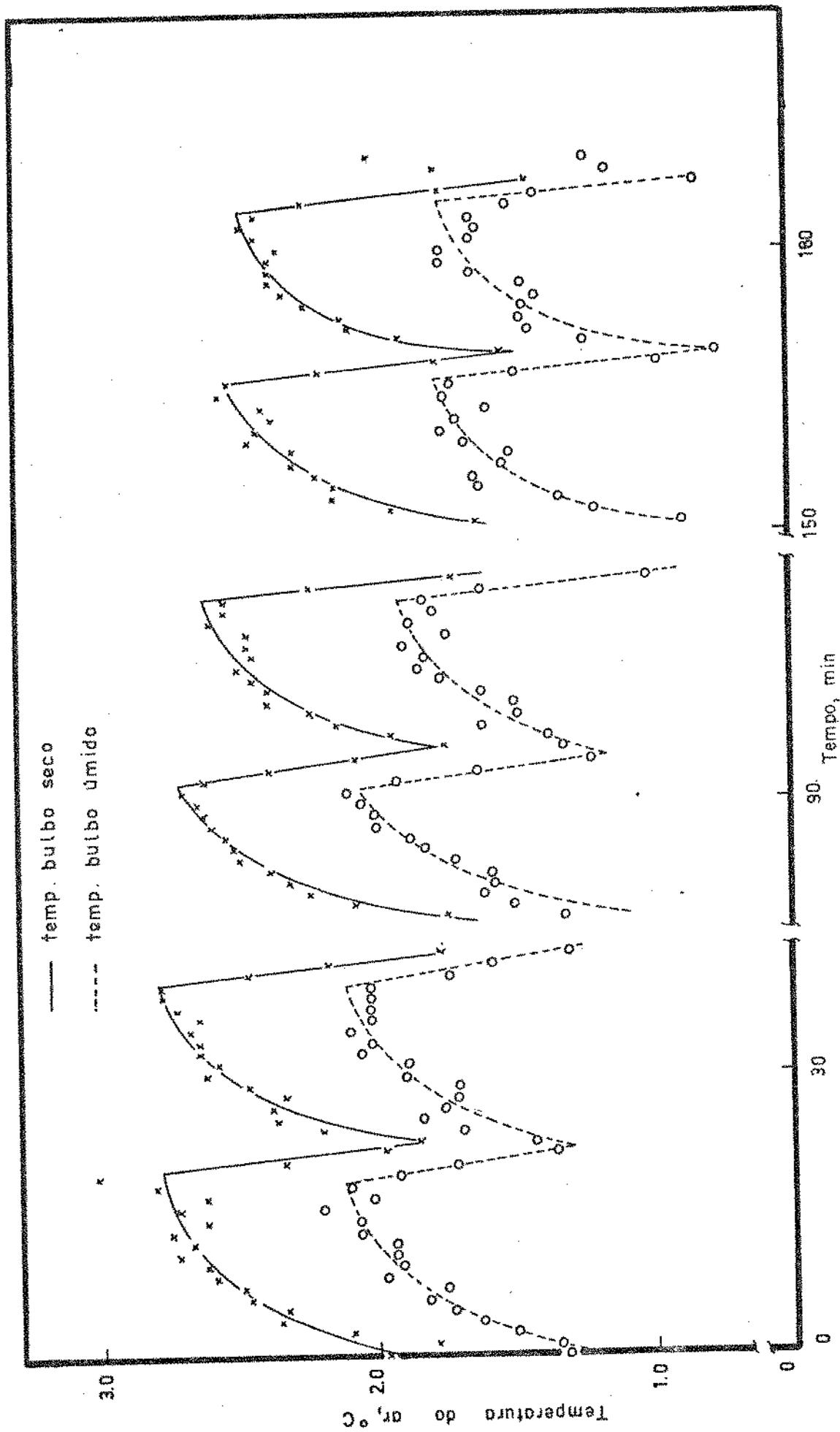


Figura B.7. Variação da temperatura dentro do túnel em função do tempo, para espaço útil sem carga térmica e umidistato no ponto 2.

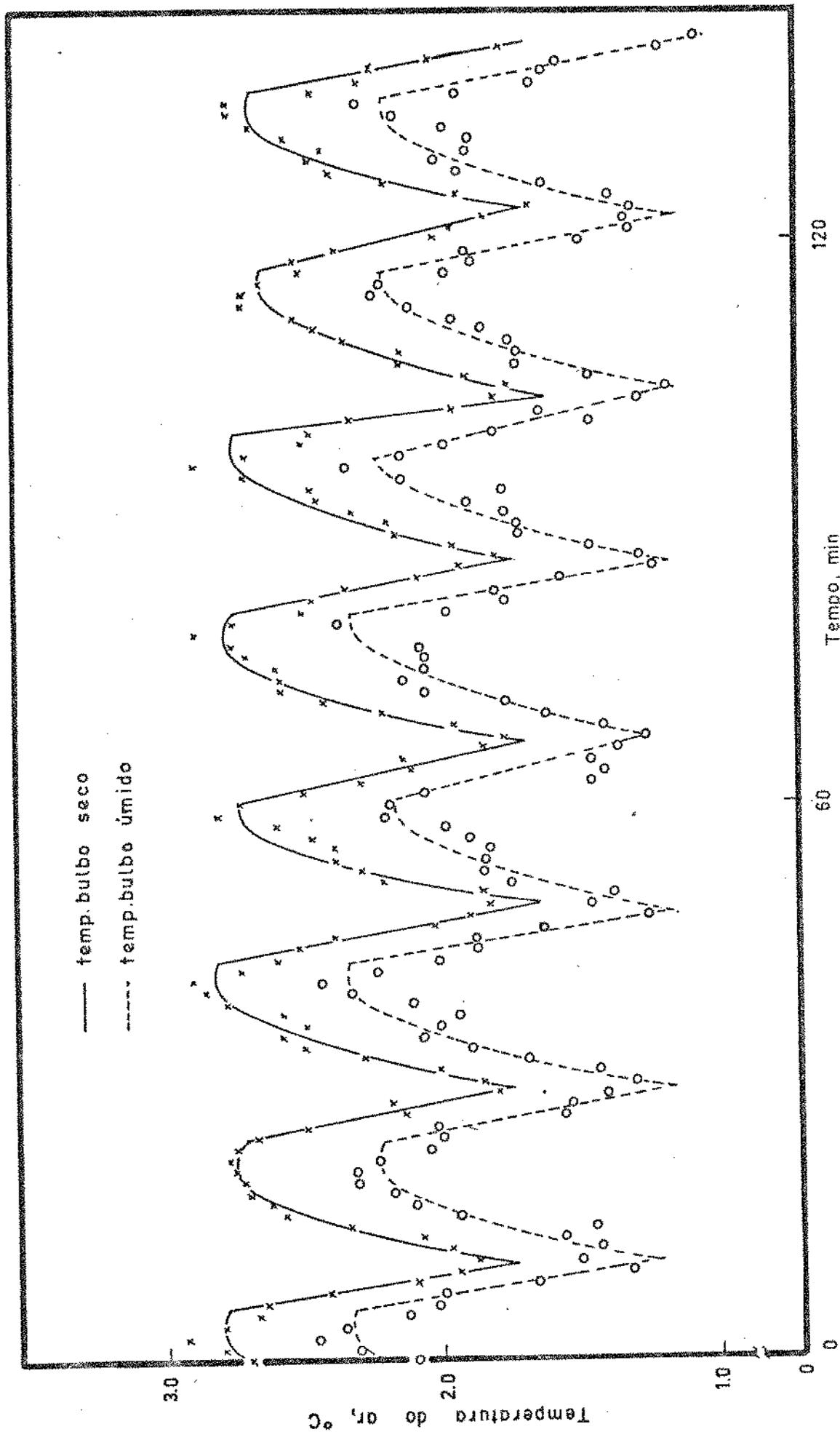


Figura B.8. Variação da temperatura dentro do túnel em função do tempo, para espaço útil sem carga térmica e umidistato no ponto 3.

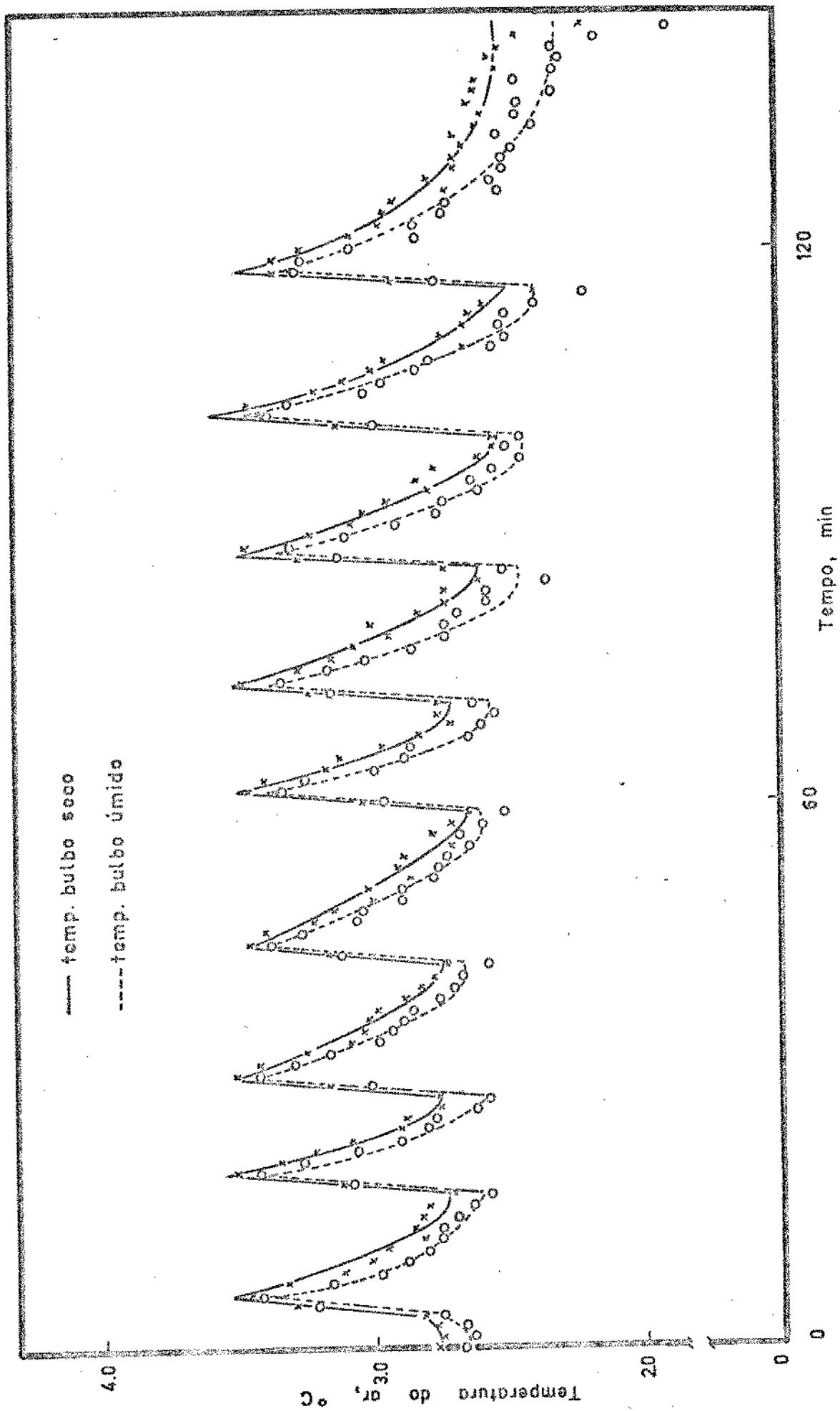


Figura B.9. Variação da temperatura dentro do túnel em função do tempo, para espaço útil sem carga térmica e umidistato no ponto 4.

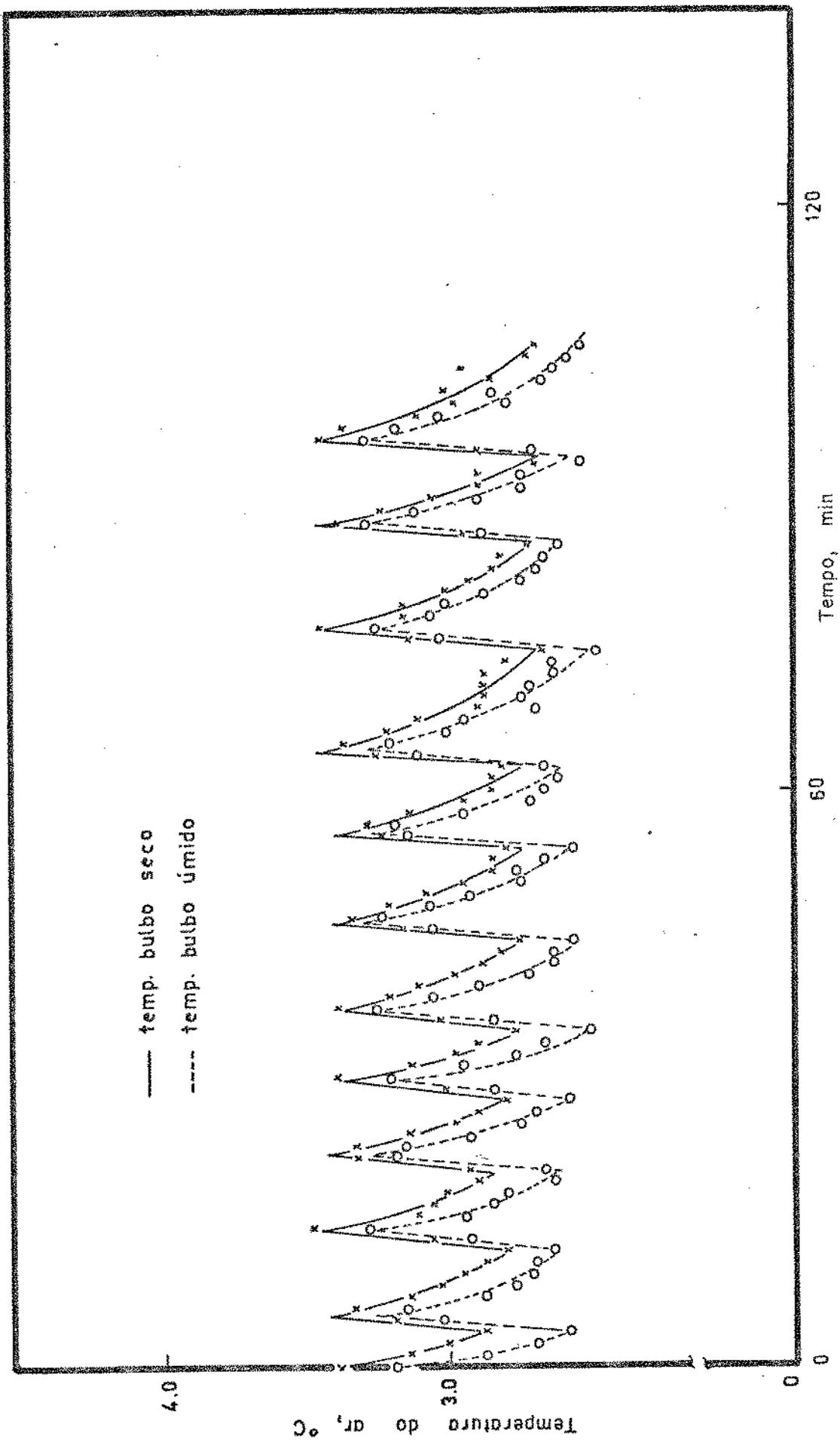


Figura B.10. Variação da temperatura dentro do túnel em função do tempo, para espaço útil sem carga térmica e umidistato no ponto 5.

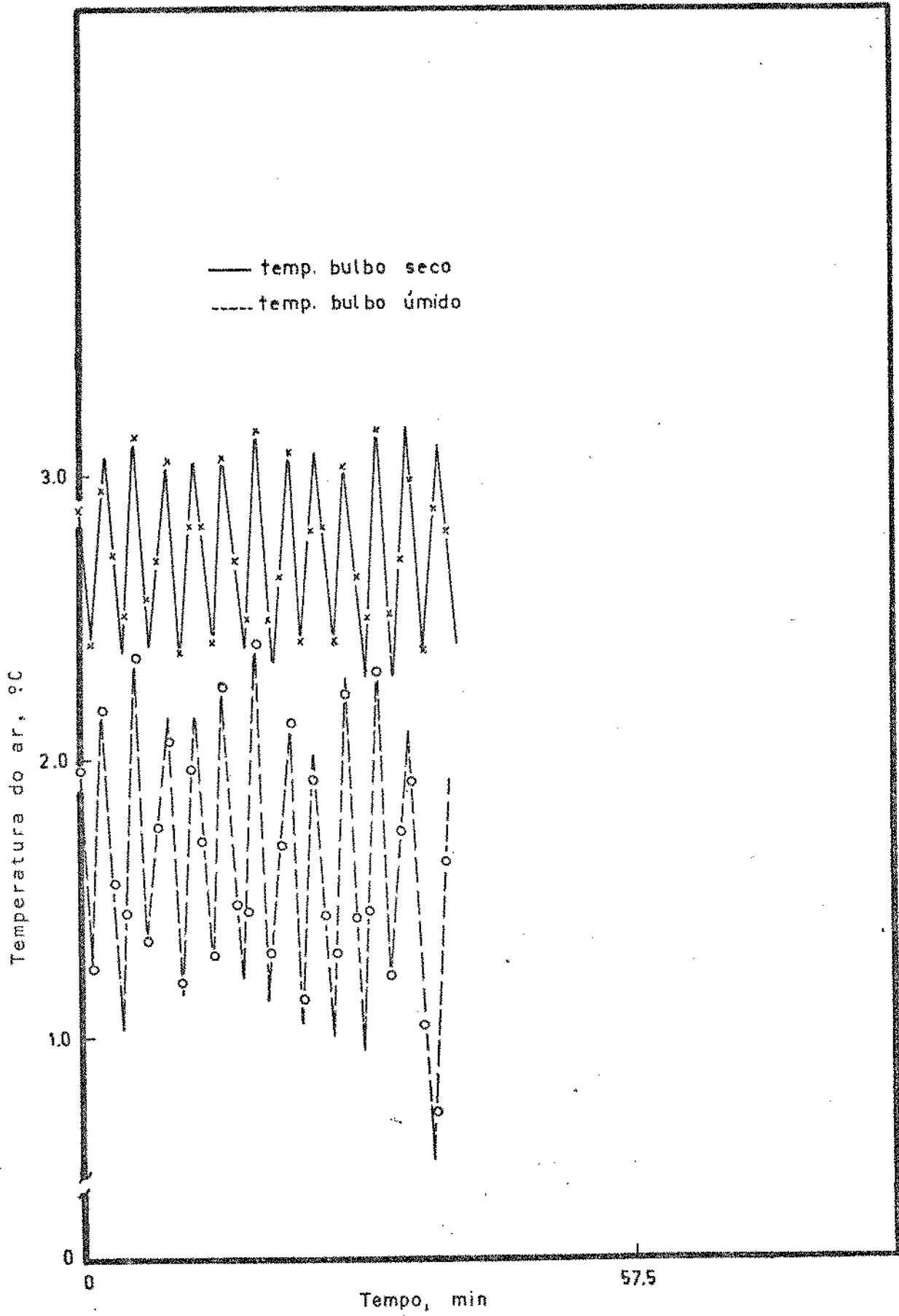


Figura B.11. Variação da temperatura dentro do túnel com o tempo, para espaço útil com carga térmica e umidistato no ponto 1.

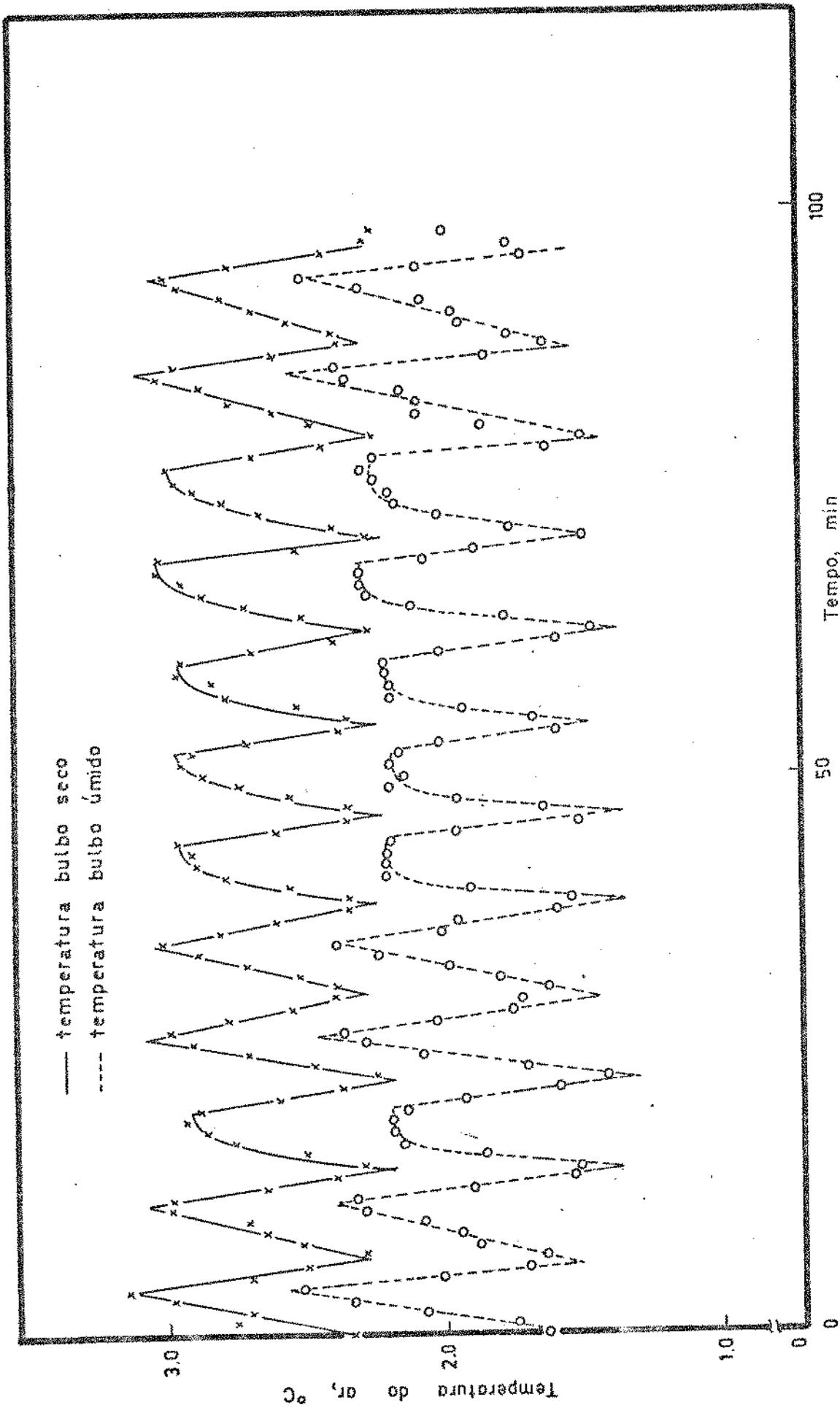


Figura B.12. Variação da temperatura dentro do túnel em função do tempo, para espaço útil com carga térmica e umidistato no ponto 2.

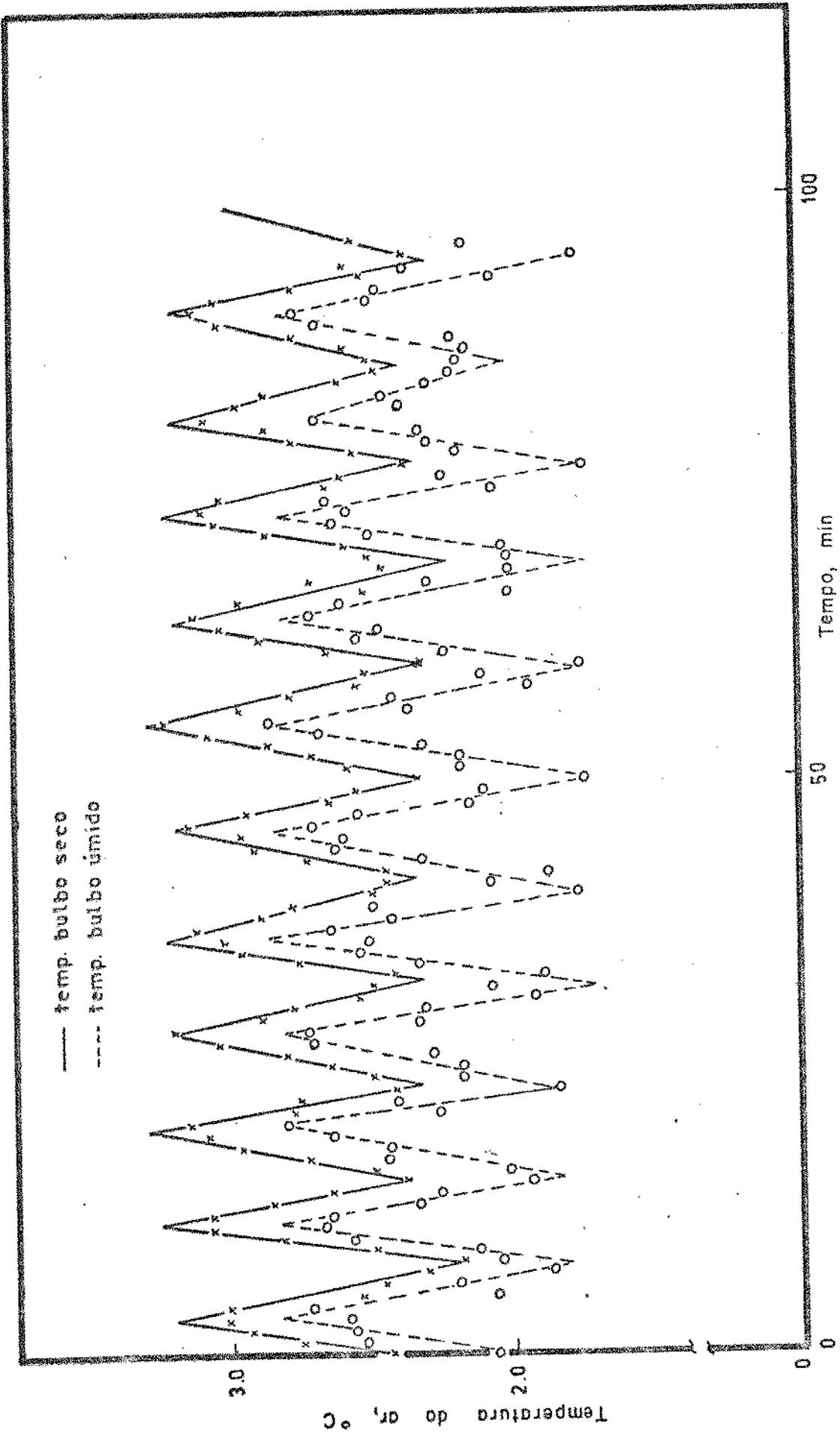


Figura B.13. Variação da temperatura dentro do túnel em função do tempo, para espaço útil com carga térmica e umidistato no ponto 3.

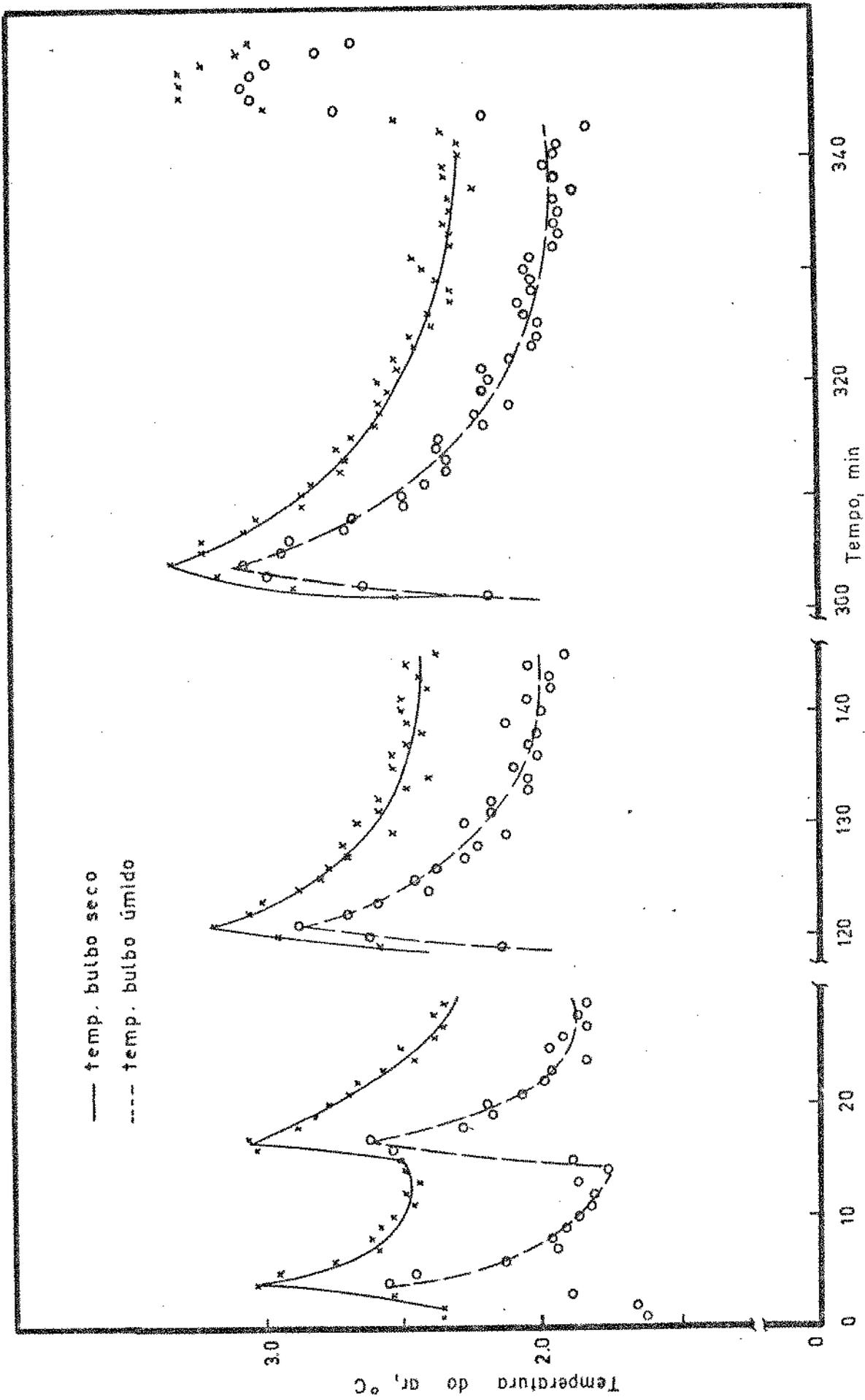


Figura B.14. Variação da temperatura dentro do túnel em função do tempo, para espaço útil com carga térmica e umidistato no ponto 4.

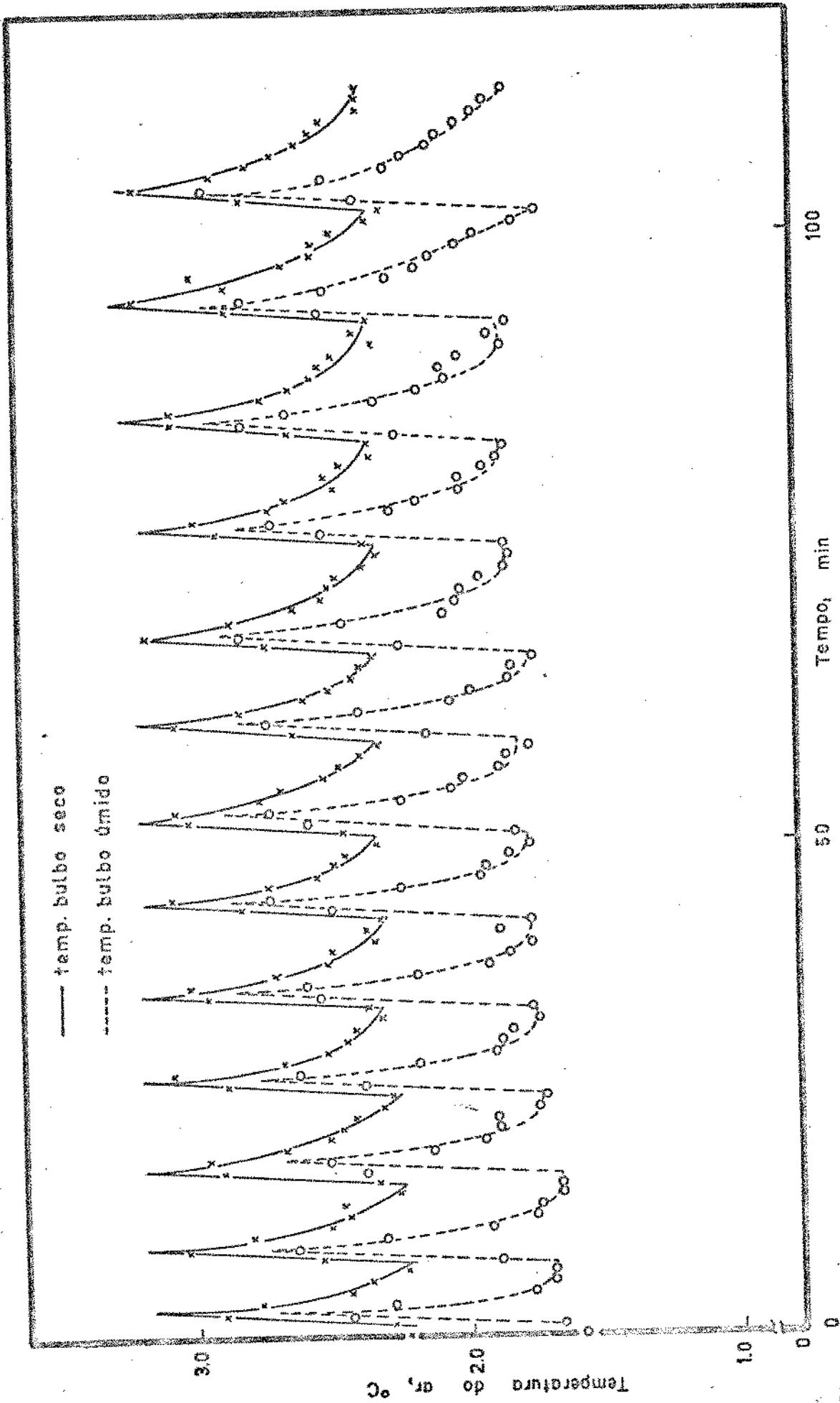


Figura B.15. Variação da temperatura dentro do túnel em função do tempo, para espaço útil com carga térmica e umidistato no ponto 5.

Tabela B.3. Umidade relativa dentro do túnel a diferentes níveis de umidificação, em presença da carga térmica.

nível	umidade relativa(%)	desvio padrão(%)
1	84,24	2,57
2	89,52	1,20
3	93,39	1,53
4	93,52	1,53
5	92,57	1,49

A comparação das Tabelas B.2 e B.3 denota as falhas do sistema de umidificação, pois a presença da carga térmica altera o valor das umidades relativas nos vários níveis de regulagem do controlador de umidade. Isto invalida as medidas de perda de peso do produto, uma vez que a transferência de massa depende da pressão de vapor de água existente no ar. Não estando esta a um valor constante, não podemos fixar este parâmetro. Particularmente no nível 3, com a presença de carga térmica, a umidade relativa apresenta-se maior do que sem ela, sendo a mesma praticamente igual à dos níveis 4 e 5, como pode ser visto na Tabela B.3.

O desempenho do controle de umidade é, portanto, bastante insatisfatório para medidas de transferência de massa, as quais devem ser muito precisas.

B.4. Resfriamento do produto

B.4.1. Material e método

O produto utilizado para estes experimentos foi laranja doce, variedade Pera Rio, proveniente da região de Bebedouro, ad-

quiridas no CEASA, Campinas. Os testes de resfriamento foram feitos 2 dias após a colheita, e para cada teste novas laranjas eram usadas.

Antes do início de cada teste foram tomadas amostras de 10% da quantidade de laranjas utilizadas no resfriamento, para determinações do peso e diâmetro. O diâmetro médio obtido foi de $(6,70 \pm 0,17)$ cm e o peso médio de $(163,94 \pm 11,84)$ g.

Uma média de 126 laranjas foram colocadas na caixa (Figura B.4) no espaço útil, em arranjo tetragonal. Esta carga fornece cerca de 21 kg de produto distribuídos em 6 camadas sobrepostas.

Três laranjas com diâmetro e peso médios foram selecionadas para medidas de temperatura em camadas pré-fixadas, e foram localizadas no centro da segunda, quarta e sexta camadas. O equipamento e termopares descritos na Seção B.3.2.1 foram utilizados para estas medidas. Os mesmos foram instalados a 3, 2 e 0,5 cm do centro dos frutos localizados na quarta e sexta camadas, e ligados ao registrador de 12 pontos. Na segunda camada, apenas as duas primeiras posições foram utilizadas.

A instalação dos termopares foi feita da seguinte forma: na posição equatorial da laranja foi inserida uma agulha grossa e neste canal foram instalados os termopares. Uma ou duas gotas de suco eram perdidas de cada laranja nesta operação. Externamente, isto é, na superfície da laranja, os termopares foram fixados com massa de calafetação. No entanto, estando as laranjas selecionadas para medida em um nível mais baixo que o local de saída dos termopares pela parede do túnel de refrigeração, não pudemos evitar o deslocamento do termopar em relação à posição normal à superfície das laranjas, com conseqüente alargamento dos canais de instalação dos termopares. Isto foi observado após as medições.

B.4.2. Resultados

As Figuras B.16, B.17 e B.18 apresentam o comportamento do produto submetido ao resfriamento. Para as medidas foram feitos 5 ensaios, e as curvas são apresentadas com os desvios padrão de cada ponto de medida. Pode-se observar que os desvios padrão se sobrepõem, indicando a penetração de calor através dos canais dilatados do produto, e a pouca precisão das medidas.

A utilização de termopares mais finos e de resposta mais rápida podem solucionar este problema.

Não havendo o projeto previsto o tipo de trabalho proposto, era necessário que a caixa onde eram colocadas as laranjas fosse instalada primeiramente vazia dentro do túnel. Isto porque, além da caixa se tornar muito pesada quando cheia, e portanto de difícil colocação no campo de provas, deveria também ser perfeitamente ajustável a ele. A ausência de folga entre a caixa e as paredes devia ser garantida, a fim de que fosse evitado qualquer escoamento de ar lateralmente à caixa, para que o mesmo fosse unidirecional. A caixa, construída de madeira, após a instalação no campo de provas, apresentou folgas indesejáveis, as quais foram vedadas com massa de calafetagem. Sua posição tornou-se, portanto, fixa. Nesta situação, foi necessário que as laranjas fossem colocadas uma por uma dentro da caixa enquanto o túnel estava desligado. A ausência de funcionamento do equipamento nesta etapa foi necessária pois a operação é demorada. O funcionamento do sistema de frio neste período, causaria o resfriamento não uniforme no leito de laranjas (as camadas colocadas primeiro iniciariam seu resfriamento antes).

Quanto às laranjas selecionadas para as medidas de temperatura, uma vez colocadas dentro da caixa, tinham os cabos dos termopares puxados para o sistema de medidas através de uma saída lateral na parede do túnel. Embora isto tenha sido feito com o máximo cuidado, só o fato de colocarmos outras laranjas e ajustarmos os ca

bos para passarem entre os espaços vazios das mesmas, já causaram alargamento do canal do termopar dentro do produto. Certamente, a utilização de termopares mais finos, com menor resistência mecânica, evitariam este alargamento.

Uma vez colocadas as laranjas e ligados os termopares ao registrador, a porta do túnel era fechada e somente então era ligado o sistema de resfriamento. O ar iniciava a circular pelo produto ainda à temperatura do ambiente externo, sofrendo um resfriamento relativamente lento, lentidão esta acentuada pela carga de produto, o qual acompanhava esta diminuição de temperatura, porém um pouco mais devagar. No entanto, a manutenção do ar a uma temperatura constante tornou-se impossível. Houveram experimentos em que as temperaturas do ar e do produto eram praticamente as mesmas, e o resfriamento do ar nunca chegou a atingir temperaturas próximas a 0°C, ficando em geral na faixa de 5 a 10°C, ainda fora da estabilização. Este período de diminuição de temperatura do ar chegou a atingir por vezes 2 horas ou mais, tempo este que seria suficiente para o próprio pré-resfriamento do produto atingir a faixa de 5 a 10°C desejada, se as condições fossem adequadas.

O problema da estabilização da temperatura do túnel talvez possa ser resolvido instalando-se um sistema como o de Baird et al (1975), onde o produto é colocado na caixa, quando fora do túnel, enquanto o mesmo é mantido a uma temperatura constante. A caixa é então levada em poucos minutos ao campo de prova por um sistema deslizante. Com isto a perda de calor do ar pela abertura da porta é baixa, podendo o fluido de resfriamento atingir novamente a temperatura de 0°C rapidamente.

Quanto à transferência de massa, foi observado que durante os experimentos as laranjas perderam menos que 0,1% de seu peso inicial. Este valor é irrelevante não apenas por si mesmo, como também verificou-se que a laranja perde de 1 a 2% de seu peso em um

dia quando deixada nas condições ambientais em época de verão. Esta variável pode então ser desprezada sem qualquer influência significativa na transferência de calor, quando é feito um resfriamento rápido do produto.

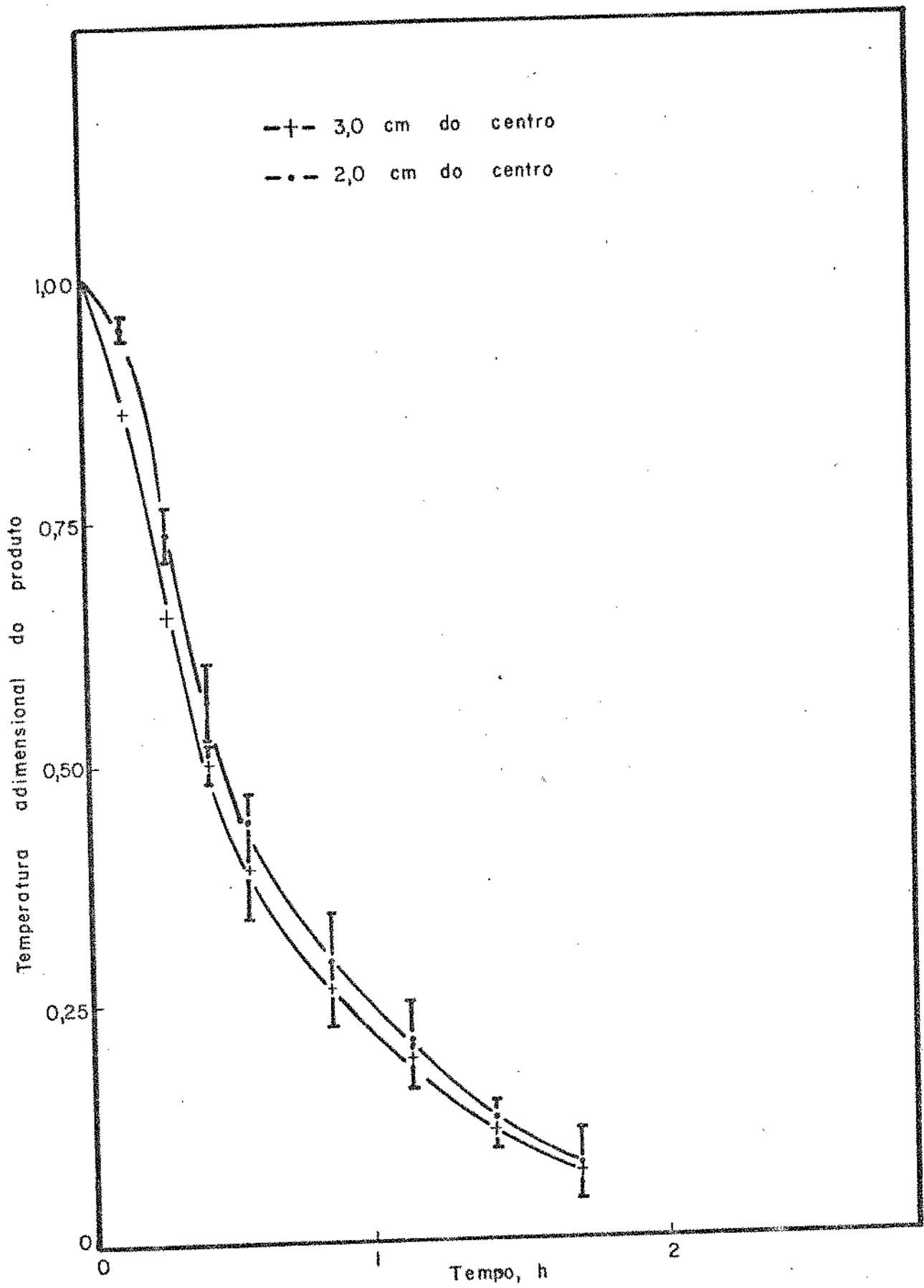


Figura B.16. Temperatura adimensional do produto em função do tempo, na segunda camada e umidistato no ponto 4.

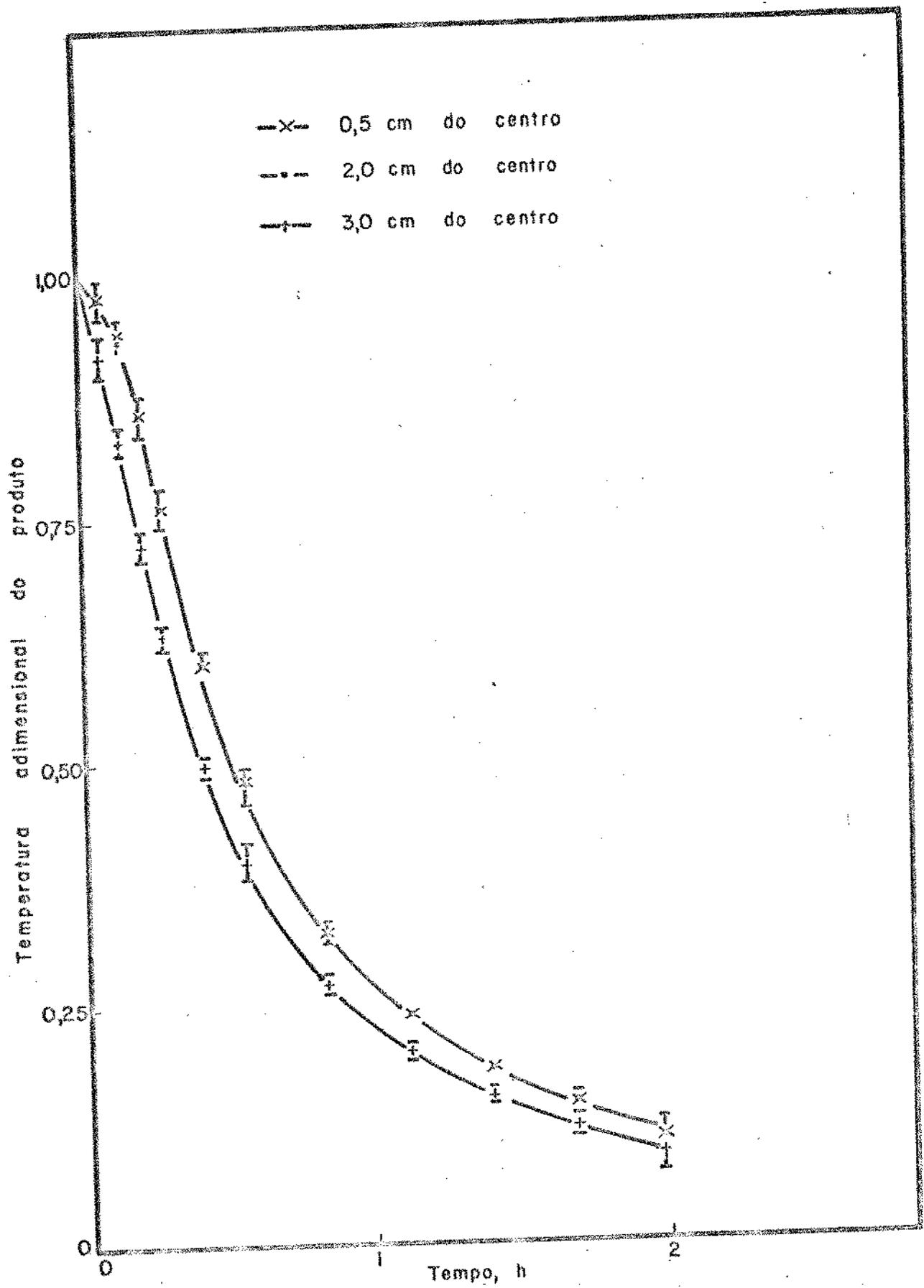


Figura B.17. Temperatura adimensional do produto em função do tempo, na quarta camada e umidistato no ponto 3.

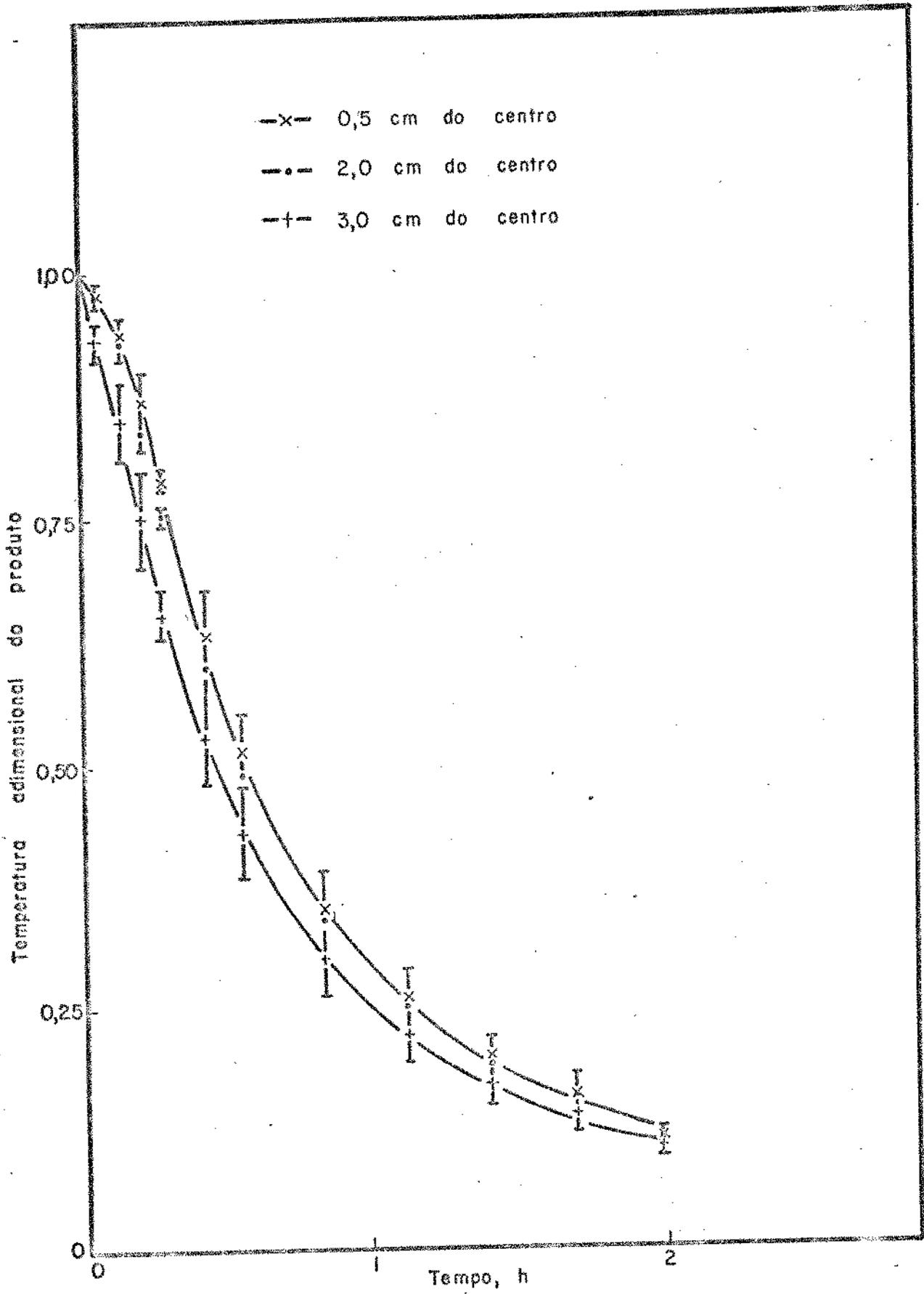


Figura B.18. Temperatura adimensional do produto em função do tempo, na sexta camada e umidistato no ponto 3.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Abdul Majeed, P.M. Analysis of heat transfer during hydrair cooling of slab shaped food products. ASME J. Heat Transfer, 102 (4):761, 1980.
2. Abdul Majeed, P.M. Prediction of cooling characteristics during air cooling of cylindrical food products with flowing film of cold water at the surface (air-film cooling). Trans. ASAE, 25(2): 508, 1982.
3. Abdul Majeed, P.M., Srinivasa Murthy, S., Krishna Murthy, M. V. Prediction of aircooling characteristics of moist food products. Trans. ASAE, 23:788, 1980.
4. Arce, J., Sweat, V.E. Survey of published heat transfer coefficients encountered in food refrigeration processes. ASHRAE Trans., vol. 86, part 11, nº 260-2, RP-288, 1980.
5. Arpaci, V.S. Conduction heat transfer. Addison-Wesley Publ. Co., Reading, Massachussets, 1966.
6. ASHRAE, American Society of Heat, Refrigerating and Air-conditioning Engineers, Handbook of Fundamentals, 1977.
7. ASHRAE, American Society of Heat, Refrigerating and Air-conditioning Engineers, Handbook of Fundamentals, 1980.
8. ASHRAE, American Society of Heat, Refrigerating and Air-conditioning Engineers, Application Volume, 1978.
9. Baird, C.D., Gaffney, J.J. A numerical procedure for calculating heat transfer in bulk loads of fruits and vegetables. ASHRAE Trans. 82(2):525, 1976.
10. Baird, C.D., Gaffney, J.J., Kinard, D.T. Research facility for forced-air precooling of fruits and vegetables. Trans. ASAE, 18 (2):376, 1975.
11. Bakker-Arkema, F.W., Bickert, W.G. A deep bed computational cooling procedure for biological products. Trans. ASAE, 9(6):834, 1966.

12. Bennett, A.H. Principles and equipment for precooling fruits and vegetables. Symposium of ASHRAE, January 19-22, 1970.
13. Bennett, A.H., Chace, W.G., Jr., Cubbedge, R.H. Estimating thermal conductivity of fruits and vegetables components, the Fitch method. ASHRAE J., 4(9):80, 1962.
14. Bennett, A.H., Chace, W.G., Jr., Cubbedge, R.H. Thermal conductivity of Valencia Oranges and Marsh Grapefruit. ASHRAE Trans., 70:256, 1964.
15. Bird, R.B., Steward, W.E., Lightfoot, E.N. Transport phenomena. John Wiley & Sons, Inc., 1960.
16. Carslaw, H.S., Jaeger, J.C. Conduction heat in solids. 2nd.ed., Oxford University Press, London, pp. 361-362, 1959.
17. Dewey, D.H., Herner, R.C. Precooling fruits and vegetables. Symposium of ASHRAE, January 19-22, 1970.
18. Dyner, H., Hesselschwerdt, A.L., Jr. Temperature time characteristics during food precooling. ASHRAE Trans., 70:249, 1964.
19. Freire, J.J. Tópicos especiais em sistemas particulados. Cap. III - Transferência de calor em meios porosos. Universidade Federal de São Carlos - UFSCar, Departamento de Engenharia Química, 1982.
20. Furnas, C.C. Heat transfer from a gas stream to a bed of broken solids. Ind. Eng. Chem., 22(7):721, 1930.
21. Gaffney, J.J., Baird, C.D. Forced-air cooling of bell peppers in bulk. Trans. ASAE, 20(6):1174, 1977.
22. Gaffney, J.J., Baird, C.D. Physical and thermal properties of Florida Valencia Oranges and Marsh Grapefruit as related to a heat transfer. ASHRAE paper 80-6011, 1980.
23. Gaffney, J.J., Bowman, E.K. An engineering economic evaluation of different concepts for precooling citrus fruit. Precooling fruits and vegetables, Symposium of ASHRAE, January 19-22, pp. 25-33, 1970.

24. Guillou, R. Some Engineering aspects of cooling fruits and vegetables. Trans. ASAE, 1(1), 1958.
25. Guillou, R. Precooling in the west. Precooling fruits and vegetables, Symposium of ASHRAE, January 19-22, 1970.
26. Gurnie, H.P., Lurie, J. Charts for estimating temperature distributions in heating or cooling solid shapes. Ind. Chem.Eng., 15(11): 1170, 1923.
27. Hayakawa, K. Estimating food temperatures during various processing or handling treatments. J. Food Sci., 36:378, 1971.
28. Hayakawa, K., Succar, J. Heat transfer and moisture loss of spherical fresh produce. J. Food Sci., 17(2):596, 1982.
29. Heissler, M.P. Temperature charts for induction and constant-temperature heating. Trans. ASME, 69:227, 1941.
30. Kays, W.M. Convective heat and mass transfer. Mc-Graw Hill Book Company, 1966.
31. Lorentzen, G. Food preservation, a general introduction. Int J. Refr., n° 1, 1978.
32. Lutz, J.M., Hardenburg, R.E. The commercial storage of fruits, vegetables and florist and nursery stocks. Agricultural Handbook, n° 66, U.S. Depart. of Agr., 1968.
33. Misener, G.C., Shove, G.C. Simulated cooling of potatoes. Trans. ASAE, 19:954, 1976.
34. Misra, R.N., Young, J.H. The finite element approach for solution of transient heat transfer in a sphere. Trans. ASAE, 22:944, 1979.
35. Mohsenin, N.N. Thermal properties of food and agricultural materials. Part II, 1978.
36. Murata, S. Extension of Schumann's theory to the case of low thermal diffusivity of solid particles. J. Chem. Eng. of Japan, 4(2):140, 1971.
37. Myers, G.E. Analytical method in conduction heat transfer. Mc-Graw Hill Book Company, 1971.

51. Srinivasa Murthy, S., Krishna Murthy, M.V., Ramachandran, A.
Heat transfer during aircooling and storing of moist food
products-ii. Spherical and cylindrical shapes. Trans. ASAE, 19:
577, 1976.
52. Sweat, V.E. Experimental values of thermal conductivity of
seleted fruits and vegetables. J. Food Sci., 1080, 1974.
53. Villa, L.G. Single particle convective moisture losses from
horticultural products in storage. Tese de Doutorado, Engenharia
Agrícola, Michigan State University, 1973.

38. Neves, L.C., F^o., em comunicação pessoal. FEAA, UNICAMP. 1984.
39. Perry, R.H., Chilton, C.H. Manual de Engenharia Química. Editora Guanabara Dois, 1980.
40. Pflug, I.J., Blaisdell, J.L. Methods of analysis of precooling data. ASHRAE J., 5(11):33, 1963.
41. Pflug, I.J., Blaisdell, J.L., Kopelman, I.J., Developing temperature-time curves for objects that can be approximated by a sphere, infinite plate or infinite cylinder. ASHRAE Trans., 71:248, 1965.
42. Plank, R. El empleo del frio en la industria de la alimentación. Barcelona, 1963.
43. Poppendiek, H.F. Transient and steady-state heat transfer in irradiated citrus fruit. Trans. ASME, 75:421, 1953.
44. Purwadaria, H.K., Heldman, D.R. A finite element model for prediction of freezing rates of food products with anomalous shapes.
45. Rebellato, R., D. Giudice, S., Comini, G. Finite element analysis of freezing processes in foodstuffs. J. Food Sci., 43: 239, 1978.
46. Schneider, P.J. Conduction heat transfer. Addison-Wesley Publ. Co., Reading, Massachusetts, 1955.
47. Sherwood, T.K., Pigford, R.L., Wilke, C.R. Mass Transfer. McGraw-Hill, Inc., 1975.
48. Showalter, R.K., Grierson, W.H. Precooling fruits and vegetables in the southeast. Precooling fruits and vegetables, Symposium of ASHRAE, January, 19-22, 1970.
49. Smith, R.E., Bennett, A.H. Mass-Average temperature of Fruits and vegetables during transient cooling. Trans. ASAE, 8(2):249, 1965.
50. Srinivasa Murthy, S., Krishna Murthy, M.V., Ramachandran, A. Heat transfer during air cooling and storing of moist food products. Trans. ASAE, 17(4):769, 1974.