RESFRIAMENTO DE MEIAS-CARCAÇAS DE BOVINOS

184

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS FACULDADE
DE ENGENHARIA DE ALIMENTOS E AGRÍCOLA

RESFRIAMENTO DE MEIAS-CARCAÇAS DE BOVINOS

1977

GUIDO SOUZA MELO
Eng. QUÍMICO

ORIENTADOR:

Prof. Dr. LÁSZLÓ HALÁSZ

TESE APRESENTADA À FACULDADE DE ENGENHARIA DE ALIMENTOS E AGRÍCOLA DA UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE MESTRE EM ENGENHARIA DE ALIMENTOS

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL

A MEUS PAIS

JOÃO INÁCIO E ADELICE

A MINHA ESPOSA

VERA LÚCIA

A MINHAS FILHAS

FABIANE E SUSANE

À MEMÓRIA DO PROF. EURICO FAUTH SCHROEDER

GRANDE INCENTIVADOR DOS CURSOS DE PÓS-GRADUAÇÃO NA CIENTEC

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. LÁSLÓ HALÁSZ pelos ensinamentos, orientação segura, dedicação, apoio e amizade.

À Direção da FUNDAÇÃO DE CIÊNCIA E TECNOLOGIA pela oportunidade oferecida para a realização deste curso e pelo inestimável suporte financeiro.

À Faculdade de Engenharia de Alimentos e Agrícola pelas facilidades oferecidas na realização deste trabalho.

Ao Departamento de Ciência e Tecnologia de Alimentos da Universidade Federal do Rio Grande do Sul pelo complemento financeiro durante boa parte deste curso.

Ao Eng. Lincoln de Camargo Neves Filho pelas valiosas sugestões e colaboração,

Ao Engenheirando Romeu Fioresi pela inestimável colaboração no desenvolvimento deste trabalho.

Aos Engenheiros Carlos A. Viniegra e Américo Monteiro pela inequívoca colaboração prestada através dos projetos gentilmente cedidos que serviram de base para este trabalho.

Aos Engenheiros Gilberto Amato e Pascual Pinkoski pelo apoio e amizade.

A todas as pessoas que contribuiram para a realização deste trabalho.

A minha esposa Vera Lúcia pela colaboração, compreensão e incentivo.

ÍNDICE GERAL

AGRADECIMENTOS - IV

ÍNDICE GERAL - V

ÍNDICE DE TABELAS - IX

ÍNDICE DE FIGURAS - XI

ÍNDICE DE APÊNDICES - XIII

RESUMO - XVII

SUMMARY - XIX

NOMENCLATURA - XXI

I - INTRODUÇÃO 1

II - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA 4

2.1 - Aplicação do frio na conservação da carne

2.1.1 - Por que resfriar a carne 4

A - Contaminação endógena 4

B - Contaminação exógena 5

B.1 - Bacteriemia 5

B.2 - Fontes e natureza de contaminação 5

B.3 - Crescimento e multiplicação 5

2.1.2 - Ação do frio sobre os microrganismos da carne 6

2.1.3 - Processos de resfriamento 6

2.1.3.1 - Processo lento 6

2.1.3.2 - Processos modernos 8

A - Resfriamento rápido 8

B - Resfriamento de choque 10

B.1 - Pré-resfriamento 10

B.2 - Igualização 11

2.1.4 - Qualidade da carne resfriada 13

2.1.4.1 - Efeito do resfriamento sobre a exudação 13

2.1.4.2 - Efeito do resfriamento sobre a textura 13

A - Variação da retração com a temperatura 14

B - Efeito da retração pelo frio sobre a dureza 15

C - Como evitar a retração pelo frio e o endurecimento 16

2.2 - Processos de Transferência de calor de massa.. 18
2.2.1 - Transferência de massa 18
2.2.1.1 - Mecanismo da remoção de água 18

A - Difusão de líquido causada por uma diferença de concentração 18

B - Movimento de líquido causado por forças capilares 19

C - Difusão superficial de líquidos absorvidos na interface 20

D - Difusão de vapor de água por uma diferença de pressões parciais através de poros abertos. 20

2.2.2 - Transferência de calor e massa por convecção 21

Balanço de massa 21

Balanço de calor 23

2.2.2.1 - Atividade de água a_w 23

2.2.2.2 - Coeficiente de transferência de calor 24

A - Análise dimensional 26

B - Solução matemática exata..... 27

C - Equações empíricas para o cálculo do coeficiente de transferência de calor 28

2.2.2.3 - Coeficiente de transferência de massa 29

2.2.3 - Área das meias-carcaças 31

2.2.4 - Força motriz para a evaporação 32

A - Como uma diferença de concentração 32

B - Como uma diferença de pressões parciais de vapor de água 32

C - Como uma diferença de umidade relativa 32

2.2.5 - Propriedades da mistura vapor d'água-ar..... 33

A - Umidade absoluta 33

B - Pressão de saturação 33

C - Calor latente de vaporização 33

D - Propriedades aerodinâmicas e termodinâmicas do ar 34

2.2.6 - Perdas de peso de meias-carcaças de bovinos 34

A - Efeito da velocidade do ar 35

B - Efeito da temperatura 35

C - Efeito da umidade relativa 36

2.2.7 - Concentração de água 36

Balanço de massa 37

2.2.8 - Difusividade de água 38

2.2.9 - Aplicação de métodos numéricos para o cálculo do resfriamento da carne bovina 38

III - OBJETIVOS 40

IV - TEORIA 41

4.1 - Métodos numéricos na transferência de calor.. 41

4.1.1 - Solução gráfica da condução de calor em regime transiente 41

Método de Binder-Schmidt 42

4.1.2 - Solução gráfica para fluxos combinados por condução e convecção 45

4.1.3 - Solução numérica para a condução de calor em regime transiente 48

4.2 - Modelo matemático para a transferência de calor e massa de meias-carcaças de bovinos ... 49

4.2.1 - Modelo de meia-carcaça 52

4.2.2 - Propriedades físicas e termodinâmicas da carne 53

4.2.3 - Programação e simulação por computador 53

4.2.3.1 - Programa para simulação do resfriamento 54

4.2.3.2 - Escolha da espessura da camada para aplicação do método de Binder-Schmidt 54

4.2.3.3 - Número de camadas 58

4.2.3.4 - Intervalo de tempo 58

4.2.3.5 - Perda de peso 58

4.2.3.6 - Temperatura de película 55

4.2.3.7 - Coeficiente de transferência de calor 59

4.2.3.8 - Coeficiente de transferência de massa 61

4.2.3.9 - Coeficiente total de transferência de calor 61

4.2.3.10 - Temperatura do centro 61

4.2.3.11 - Temperatura média 62

4.2.3.12 - Temperatura do ar 62

A - Grande capacidade frigorífica 62

B - Pequena capacidade frigorífica 63

4.2.3.13 - Descrição dos Projetos fornecidos pela Frio S/A 63

A - Resfriamento convencional ... 63

B - Resfriamento de choque 65

V - RESULTADOS E DISCUSSÃO 68

5.1 - Considerações gerais 68

5.2 - Simulação do processo de resfriamento 69

5.3 - Resfriamento 71

5.3.1 - Influência da velocidade do ar 71

5.3.2 - Influência de temperatura do ar 73

5.4 - Perdas de peso 77

5.5 - Perfis da concentração de água 84

5.6 - Comparação entre os resultados teóricos obtidos por cálculo e dados experimentais 87

5.7 - Custos 89

VI - CONCLUSÕES 97

VII - SUGESTÕES PARA FUTUROS TRABALHOS 98

APÊNDICES 99

REFERÊNCIAS 164

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1: Características dos processos de resfriamento da carne bovina 12
Tabela 2: Fator de resistência à difusão de alguns alimentos 20
Tabela 3: Coeficiente de transferência de calor calculado por diferentes equações em função da velocidade do ar 60
Tabela 4: Características do túnel de pré-resfriamento. 65
Tabela 5: Condições ambientes para o resfriamento convencional 69
Tabela 6: Condições ambientes para o resfriamento de choque 70
Tabela 7: Resultados experimentais segundo Cutting 89
Tabela 8: Custos de investimentos e operacionais 95
Tabela B.1 - Resfriamento convencional. Grande capacidade frigorífica 108
Tabela B.2 - Resfriamento convencional. Pequena capacidade frigorífica 109
Tabela B.3 - Resfriamento convencional grande capacidade frigorífica , U.R, 85% 110
Tabela B.4 - Resfriamento convencional, u = 1,43 m/s ... 111
Tabela B.5 - Resfriamento convencional, u = 5,66 m/s ... 112
Tabela B.6 - Resfriamento de choque conforme projeto ... 113
Tabela B.7 - Resfriamento de choque: 114
Pré-resfriamento: u = 3 m/s e $t_a = -15^oC$.
Igualização: u = 0,3 m/s e $t_a = 0^oC$
Tabela B.8 - Resfriamento de choque: 115
Pré-resfriamento: u = 3 m/s e $t_a = -15^oC$ ..
Igualização: u = 0,3 m/s e $t_a = -1^oC$
Tabela B.9 - Resfriamento de choque 116
Pré-resfriamento e igualização: u = 3 m/s
Tabela. B.10 - Resfriamento de choque 117
Pré-resfriamento e igualização: u = 3 m/s
Tabelca C.1 - Custos aproximados dos equipamentos 129

Tabela C.2 - Prestação anual dos equipamentos e obras civis 128
Tabela C.3 - Resultados do cálculo da carga térmica parcial 137
Tabela C.4 - Resultados da carga térmica total em kcal/kg 140
Tabela C.5 - Custo da água potável 144
Tabela D.1 - Perda de pressão média no evaporador para uma perda de peso de 1,8% 155
Tabela D.2 - Perda de pressão no evaporador para perdas de peso de 1,5 - 1,8 e 2,1% 155
Tabela D.3 - Vazão-Pressão estática de ventiladores RAS 700 GEMA 156
Tabela D.4 - Vazão dos ventiladores e perdas de pressão estática, dinâmica e total 156
Tabela D.5 - Pressão e vazão de equilíbrio 157
Tabela D.6 - Velocidade do ar na câmara com e sem produto 157
Tabela E.1 - Propriedades do ar seco à pressão atmosférica 163

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1: Retração média de músculos em várias temperaturas de armazenamento 15
FIGURA 2: Efeito da percentagem de retração sobre a força de corte 16
FIGURA 3: Variação da temperatura e pH com o tempo ... 17
FIGURA 4: Transferência de massa em uma amostra de carne dividida em um número finito de camadas . 37
FIGURA 5: Método gráfico para a condução de calor em um corpo com temperatura inicial variável... 42
FIGURA 6: Método gráfico para fluxos combinados por condução e convecção 46
FIGURA 7: Método gráfico para fluxos combinados de transferência de calor em um corpo com temperatura inicial uniforme 47
FIGURA 8: Modelo matemático 51
FIGURA 9: Fluxograma I. Resfriamento de choque com pré-resfriamento em dois estágios 55
FIGURA 10: Fluxograma II. Processo de choque com pré-resfriamento em três estágios 56
FIGURA 11: Fluxograma III. Processo convencional. Grande capacidade frigorífica 57
FIGURA 12: Curvas do coeficiente de transferência de calor calculadas por diferentes equações em função da velocidade 72
FIGURA 13: Perfis de temperatura da superfície 74
FIGURA 14: Perfis de temperatura do centro 75
FIGURA 15: Perfis de temperatura média 76
FIGURAS 16 a 20: Perfis de perdas de peso 78
FIGURAS 21 e 22: Perfis da concentração de água 85
FIGURA 23: Resultados do resfriamento convencional simulado e experimental 88
FIGURAS 24 a 28: Variação da força motriz para a evaporação em função do tempo 90

FIGURA C.1: Localização dos evaporadores nas câmaras de resfriamento pelo processo convencional ... 145
FIGURA C.2: Características das câmaras do resfriamento convencional 146
FIGURA C.3: Localização dos evaporadores e características do túnel de pré-resfriamento 147
FIGURA C.4: Características das câmaras de igualização. 148
FIGURA C.5: Curvas características da bomba de amônia.. 149
FIGURA D.1: Características de um evaporador 161
FIGURA D.2: Curvas do sistema: vazão do evaporador-pressão estática e curvas do ventilador-pressão estática 162

ÍNDICE DE APÊNDICES

APÊNDICE A: Programa de computação: Resfriamento de choque com três estágios 100
Nomenclatura utilizada nos programas 105
APÊNDICE B: Tabelas de resultados das simulações 107
APÊNDICE C: Custos 118

A - PROCESSO CONVENCIONAL. GRANDE CAPACIDADE FRIGORÍFICA 118

1 - Custos de investimento 118
2 - Custos de matéria-prima 119
3 - Custos operacionais 120
3.1 - Carga Térmica 120
3.1.1 - Calor retirado útil 120
3.1.2 - Transmissão pelas paredes 120
3.1.3 - Perdas de calor pelas portas 121
3.1.4 - Cargas adicionais 121
3.1.5 - Trabalho dos ventiladores 122
3.2 - Consumo de energia 122
3.2.2 - Trabalho dos ventiladores 123
3.2.3 - Bombas de amônia 123
3.3 - Consumo de água de resfriamento 124
3.4 - Conversão para 1 kg de produto 125
3.4.1 - Custos dos equipamentos e obras civis 125
3.4.2 - Carga térmica 125
3.4.3 - Custo de água 125
3.4.4 - Consumo de energia 125

4 - Custos totais 127

5 - Tabela da SUNAB para venda de carne 127

. B - PROCESSO DE CHOQUE, ALTERNATIVA I 128
1 - Custos de investimento 128
2 - Custos da matéria-prima 130
3 - Custos operacionais 130
3.1 - Carga térmica 130
3.1.1 - Calor retirado útil 130
3.1.2 - Transmissão pelas paredes 131
3.1.3 - Perdas de calor pelas portas ... 133
3.1.4 - Cargas adicionais 134
3.1.5 - Trabalho dos ventiladores 135
3.2 - Consumo de energia 137
3.2.1 - Compressores 137
3.2.2 - Trabalho dos ventiladores 138
3.2.3 - Bombas de amônia 138
3.3 - Consumo de água de resfriamento... 139
3.4 - Conversão para 1 kg de produto ... 140
3.4.1 - Carga térmica 140
3.4.2 - Custo dos equipamentos e obras civis 140
3.4.3 - Custo de água 141
3.4.4 - Consumo de energia 141
4 - Custos totais 142
ALTERNATIVA II 143
APÊNDICE D - Cálculo da velocidade do ar em uma câmara com produto 150
A - Resfriamento convencional 150
1 - Cálculo da área total de um evaporador 150
1.1 - Número de aletas por metro 150
1.2 - Número total de aletas 150
1.3 - Área das aletas 150
1.4 - Área dos tubos 151
1.5 - Área do evaporador 151

2 - Área frontal do evaporador 151
3 - Área livre do evaporador 151
4 - Raio hidráulico do evaporador 152
5 - Determinação da área livre para uma perda de peso de 1,8% 152
5.1 - Cálculo da espessura do gelo no fim do resfriamento 152
5.2 - Cálculo da área livre considerando a espessura do gelo 153
6 - Área livre média 153
7 - Cálculo da perda de pressão média no evaporador 153
8 - Cálculo do Número de Reynolds 154
9 - Perda de pressão na câmara sem produto 154
10 - Perda de pressão média no evaporador considerando perdas de peso de 1,5 - 1,8 e 2,1% 154
11 - Construção do gráfico vazão-pressão estática para 4 ventiladores 155
11.1 - Determinação da vazão de equilíbrio 156
12 - Cálculo da velocidade do ar na câmara com e sem produto para perdas de 1,5 - 1,8 e 2,1% 157
13 - Diâmetro hidráulico da meia-carcaça 158
B - Resfriamento de choque 158
1 - Pré-resfriamento 158
1.1 - Construção do gráfico vazão-pressão estática para 6 ventiladores. 158
1.2 - Cálculo da espessura média da meia-carcaça 158
1.3 - Área total ocupada pelo produto.. 158
1.4 - Velocidade próxima ao produto ... 159

2 - Igualização 159

2.1 - Construção do gráfico vazão-pressão estática para 2 ventiladores 159

2.2 - Área ocupada pelo produto considerando a espessura média da meia-carcaça 160

2.3 - Velocidade próxima ao produto .. 160

APÊNDICE E - Propriedades do ar seco à pressão atmosférica 163

RESUMO

Dois processos são utilizados hoje para o resfriamento da carne bovina: o processo convencional e o de pré-resfriamento em temperaturas muito baixas, também denominado de resfriamento de choque.

O resfriamento de choque recentemente introduzido no Brasil foi resultado de pesquisas desenvolvidas com a finalidade de reduzir as perdas de peso. Entretanto, do ponto de vista de qualidade, este processo pode provocar a retração pelo frio tornando a carne endurecida numa medida tal que jamais tornar-se-á tenra novamente.

Este trabalho versou somente sobre os aspectos relativos à velocidade de resfriamento e sua influência sobre as perdas de peso não entrando em detalhes quanto aos efeitos do frio sobre a qualidade.

A elaboração deste trabalho constou dos seguintes passos:

1 - Contato com uma firma consultora do ramo de frigorificação no sentido de obter dados de projeto de uma planta operando pelo processo convencional e de outra operando pelo processo de choque.

2 - Desenvolvimento de um modelo matemático que possibilitasse a determinação das trocas de calor com o meio ambiente em função do tempo, durante o resfriamento de meias-carcaças de bovinos. O modelo foi estabelecido partindo do princípio de que, na refrigeração de carnes, estão envolvidos os fenômenos de transporte de calor e massa.

3 - Programação do modelo matemático em liguagem FORTRAN IV e simulação do resfriamento por ambos os processos visando a determinar os perfis de temperaturas da superfície e interior do produto e as perdas de peso em função do

tempo.

4 - Os perfis de temperatura resultantes da simulação do processo convencional mostraram uma nítida concordância com os resultados experimentais existentes na literatura.

5 - Os perfis de perdas de peso, por outro lado, mostraram um acentuado desvio dos resultados citados na literatura. Várias são as causas prováveis que poderiam ter motivado esta discordância, cabendo destacar:

a - O fato de se ter considerado a meia-carcaça como um corpo homogêneo, de espessura uniforme e equivalente à parte mais espessa.

b - O fato de se ter assumido uma taxa de evaporação constante ao longo de toda a superfície externa. A literatura não apresenta ainda dados suficientes que permitam avaliar a influência da camada de gordura superficial sobre a evaporação. Além disto, a equação utilizada para o cálculo da difusividade foi determinada na base da carne de ovelha e livre de gordura.

c - As propriedades térmicas da carne foram determinadas em função do teor de umidade de 62% considerado como constante.

6 - Os cálculos econômicos mostraram que os custos totais de resfriamento da carne são insignificantes em relação ao valor da mesma, cerca de 1 a 2%. Isto indica que vale a pena ocupar-se com a problemática do abaixamento das perdas de peso, mesmo por métodos mais sofisticados.

SUMMARY

There are two bovine meat chilling processes currently in use today: the so called conventional process and the pre-chilling at very low temperatures process, also known by shock chilling.

The shock chilling process was introduced in Brazilian industrial practice as a result of carcass weight losses studies developed recently. Nevertheless, this process has a serious problem: it can provoke the meat shrinkage by cold, in such an extent that meat is made hard and never becomes tender again.

This work is concerned exclusively with the effect of chilling velocity on weight loss. It is not concerned with quality decay due to hardening.

The steps in the development of this work were:

1 - Obtention of project data on conventional and shock chilling processes from a consultant firm.

2 - Development of a mathematical model to take account of heat exchanges between bovine half carcasses and air during the process of chilling. The model was established considering that in meat chilling processes heat and mass transport are involved.

3 - Use of the mathematical model for simulation of chilling in both process in order to determine the temperature profiles on the surface and interior of half carcasses, correlating these data with the weight loss as a function of time.

4 - The temperature profiles resulting from the

conventional process simulation were determined to be in perfect consonance with experimental data taken from literature.

5 - The weight loss profiles, on the other hand, showed a pronounced deviation from the figures obtained from literature. Various probable causes could be pointed to the mentioned deviation:

a - The fact of to consider the half carcass as a homogeneous material with uniform thickness and equivalent to the thickest part.

b - The fact of assuming a constant evaporation rate along of all external surface. Literature doesn't present sufficient data that allow us evaluate the influence of superficial fat layers over evaporation. Besides, the equation used to calculate the diffusibility was determined on sheep meat and without fat.

c - The thermal properties of meat were determined using 62% of humidity that was considered constant.

6 - Economical calculations showed that the cost to meat chilling is insignificant as compared to the value of it, that means 1 to 2%. So, we think that would be interesting to study the problem of lowering weight losses even by sephisticated methods.

NOMENCLATURA

A	Área de meia-carcaça, m^2
A	Área das paredes, m^2
A_1	Área da seção transversal livre da câmara, m^2
A_p	Área da seção transversal da câmara ocupada pelo produto, m^2
A_s	Área da seção da câmara sobre a qual atua o evaporador, m^2
A_{tr}	Área da seção transversal da câmara sem produto, m^2
a	Difusividade térmica, m^2/h
a_w	Atividade de água, $a_w = p_v/p_s$
a' e r	Parâmetros da eq. de Halsey
B	Altura da porta, m
b	Comprimento do evaporador, m
C	Concentração, kg/m^3
C_s	Concentração de água na superfície, kg/m^3
C_a	Concentração de água no ar, kg/m^3
C_{ab}	Capacidade nominal de abate, cabeças/dia
C_{ef}	Capacidade efetiva de abate, cabeças/dia
C_{comp}	Custo do compressor, Cr$/kg
$C_{energ.}$	Custo de energia, Cr$/kg
C_{H_2O}	Custo de água, Cr$/kg
$C_{obr.}$	Custo dos outros equipamentos e obras civis, Cr$/kg
C_t	Custo do kg de matéria-prima após a perda de peso, Cr$/kg
C_p	Calor específico da carne, $kcal/kg^oC$
C_{pa}	Calor específico do ar, $kcal/kg^oC$
CRF	Capital Recovery Factor
c, K	Parâmetros da eq. de Henderson
c_1, c_2, c_3	Constantes da eq. (28)

c_1', c_2', c_3'	Constantes da eq. (40)
d	Distância, (d=k/h), m
d_h	Diâmetro hidráulico, m
dC/dx	Gradiente de concentração
D_n	Difusividade em qualquer camada, m^2/h
D	Difusividade, m^2/h
D_s	Difusividade na superfície, m^2/h
D_e	Diâmetro externo do tubo, mm
ΔE	Diferença de potencial
e	Espessura da meia-carcaça, m
e_a	Espessura da aleta, mm
e_g	Espessura do gelo, m
e_m	Espessura média da meia-carcaça, m
F	Largura x Altura da porta (BxL), m^2
f	Perímetro dos poros, m
f	Fator de acréscimo de energia no 2º estágio do evaporador
f	Fator da eq. (D.7)
G	Peso da meia-carcaça de bovino, kg
G_1	Peso do quarto de bovino, kg
$\dot{G}$	Perda de peso, velocidade mássica, $kg/h\ m^2$
H_e	Entalpia do ar externo à câmara, kcal/kg
H_i	Entalpia do ar interno à câmara, kcal/kg
h	Coeficiente de transferência de calor, $kcal/h\ m^2\ ^oC$
h_{tot}	Coeficiente total de transferência de calor, $kcal/h\ m^2\ ^oC$
h_x	Coeficiente de transferência de calor no ponto x, $kcal/h\ m^2\ ^oC$
$\bar{h}$	Coeficiente médio de transferência de calor, $kcal/h\ m^2\ ^oC$
k	Condutividade térmica da carne, $kcal/h\ m\ ^oC$
k_a	Condutividade térmica do ar, $kcal/h\ m\ ^oC$
L	Comprimento, largura da porta, m
l	Comprimento da meia-carcaça, m

M	Umidade base seca, kg de água/kg material seco
$\bar{M}$	Massa molecular da água
m	Módulo de Fourier
m_c	Déficit de umidade a cada instante, kg
m_{H_2O}	Água de resfriamento, kg/h
n	Número de camadas
n_a	Número de aletas por metro
n_{ta}	Número total de aletas
n_c	Número de meias-carcaças
n_E	Número de evaporadores
n_{tr}	Número de trilhos
P	Pressão barométrica, kg^*/m^2
P_{ab}	Potência absorvida, kw
P_e	Potência no eixo, kw
P_m	Potência do motor, kw
P_T	Potência total consumida, kw.h/kg
P_s	Pressão parcial do vapor de água saturado, kg^*/m^2
p_a	Pressão parcial do vapor de água no ar, kg^*/m^2
p_v	Pressão parcial do vapor de água, kg^*/m^2
P_{Bm}	Pressão média log do componente B
	$P_{Bm} = P_{B2} - P_{B1} / \ln(pB_2 - P_{B1})$
P_1	Prestação anual do compressor, Cr$/ano
P_2	Prestação anual dos outros equipamentos e obras civis, Cr$/ano
P_E	Perda de carga no evaporador, kg^*/m^2
P_e	Pressão de equilíbrio, kg^*/m^2
P_{est}	Pressão estática, kg^*/m^2
P_D	Pressão dinâmica, kg^*/m^2
P_{tot}	Pressão total, kg^*/m^2

Q	Quantidade de calor, kcal/h
Q_A	Cargas adicionais, kcal/h
Q_l	Calor liberado por lâmpadas, kcal/h
Q_M	Calor liberado pelos motores do transportador do túnel de pré-resfriamento, kcal/h
Q_o	Capacidade frigorífica do compressor, kcal/h
Q_{op}	Calor liberado pelos operários, kcal/h
Q_p	Calor perdido através das portas, kcal/h
Q_{Ri}	Calor retirado no resfriador intermediário, kcal/h
Q_T	Carga térmica total, kcal/h
Q_{tr}	Calor transmitido através das paredes, kcal/h
Q_u	Calor retirado útil, kcal/kg
Q_v	Calor liberado pelos motores dos ventiladores, kcal/h
Q_L	Quantidade de calor latente, kcal/h
Q_s	Quantidade de calor sensível, kcal/h
Q_t	Quantidade de calor total, kcal/h
$\dot{q}$	Fluxo de calor, kcal/h m^2
$\dot{q}_L$	Fluxo de calor latente, kcal/h m^2
$\dot{q}_s$	Fluxo de calor sensível, kcal/h m^2
R	Constante do gás de vapor de água, m kg/kg ^oK (R=848)
r_h	Raio hidráulico, m
S_A	Área das aletas, m^2
S_E	Área do evaporador, m^2
S_{fr}	Área frontal do evaporador, m^2
S'_{fr}	Área frontal por metro, m^2
S_l	Área livre do evaporador, m^2
S'_l	Área livre do evaporador por metro, m^2
$\bar{S}_l$	Área livre do evaporador, m^2

S_T Área total dos tubos, m^2

T Temperatura absoluta, ^oK ($T = (T_a + T_s)/2$) oK

T_a Temperatura absoluta do ar, ^oK

T_n Temperatura absoluta em qualquer camada ($Tn = t_n + 273$) oK

T_s Temperatura absoluta na superfície da meia carcaça, $T_s = (t_s + 273)$ oK

t Temperatura, ^oC

t_a Temperatura do ar, ^oC

$\bar{t}_f$ Temperatura média final da meia-carcaça, ^oC

t_i Temperatura inicial da meia-carcaça, ^oC

t_s Temperatura da superfície, ^oC

t_{med} Temperatura média, ^oC

Δt Diferença de temperatura, ^oC

U Coeficiente total de transferência de calor, kcal/h m^2 ^oC

u Velocidade do ar na câmara com produto, m/s

u Componente da velocidade na direção x

u' Velocidade do ar na câmara sem produto, m/s

u_E Velocidade do ar no evaporador, m/s

u_v Velocidade do ar no ventilador, m/s

V Vazão, m^3/s

V_E Vazão do evaporador, m^3/s

V_e Vazão de equilíbrio, m^3/s

V_{H_2O} Vazão de água, m^3/h

V_v Vazão do ventilador, m^3/s

V_{v2} Vazão de 2 ventiladores, m^3/s

V_{v4} Vazão de 4 ventiladores, m^3/s

V_{v6} Vazão de 6 ventiladores, m^3/s

V_c Volume da meia-carcaça, m^3

V_g Volume do gelo, m^3

v	Volume específico, m^3/kg
v	Componente da velocidade
v_1	Volume específico do ar na entrada do evaporador, m^3/kg
v_2	Volume específico do ar na saída do evaporador, m^3/kg
v_m	Volume específico médio, m^3/kg
W	Fluxo de massa, taxa de secagem, kg/h
x	Metade de espessura da meia-carcaça, m, (x=e/2)
x	Comprimento, m
x	Espessura da camada, m
X_a	Umidade absoluta do ar, kg de vapor de água/kg ar seco
X_s	Umidade absoluta na superfície, kg vapor água/kg ar seco
y	Espessura da camada na direção y
z	Profundidade da camada, m

SUBÍNDICES

1,0 - 1,1 - 1,2 ..... 2,0 - 2,1 - 2,2 ..... n,o - n,1 ..... 0 primeiro dígito indica o número da camada e o segundo o número do intervalo de tempo.

SÍMBOLOS EM LETRAS GREGAS

β	- Coeficiente de transferência de massa, m/h
β'	- Coeficiente de transferência de massa, $\ell b/ft^2$ mmc.a.
β''	- Coeficiente de transferência de massa, kg/s m^2 mb
β_1	- Coeficiente de transferência de massa, (1/h)
δ	- Fator de difusão, m^2/h
η	- Porosidade
λ	- Calor latente de vaporização, kcal/kg
μ	- Viscosidade dinâmica do ar, kg/m s
μ'	- Fator de resistência à difusão

ν - Viscosidade cinemática, (μ/ρ) m^2/s

ρ - Densidade da carne, kg/m^3

ρ_d - Densidade em base seca, kg/m^3

ρ_a - Densidade do ar, kg/m^3

ρ_{ai} - Densidade do ar interno à câmara, kg/m^3

ρ_{ae} - Densidade do ar externo à câmara, kg/m^3

ρ_g - Densidade do Gelo, kg/m^3

σ - $\bar{S}_l/S_{fr}$

τ - Tempo, h

τ - Tempo em que a porta da câmara permanece aberta, h

$\Delta\tau$ - Intervalo de tempo, h

φ - Umidade relativa

ψ - Teor de umidade da carne, kg água/kg produto

GRUPOS ADIMENSIONAIS

Nu Número de Nusselt $Nu = h\ L/k_a$

$\bar{N}u$ Número de Nusselt médio, $\bar{N}u = \bar{h}\ L/k$

Pr Número de Prandlt, $Pr = C_{pa}\mu/k_a$

Re Número de Reynolds, $Re = d_h\ u\rho/\mu$

Sc Número de Schmidt, $Sc = \nu/D$

Sh Número de Sherwood, $Sh = \beta L/d,\ \beta p_{Bm}\ RTL/\ P\ D$

I INTRODUÇÃO

Por se tratar de um produto facilmente deterioravel, a introdução do frio na preservação da carne surgiu mais por uma exigência econômica, inicialmente diante da necessidade de aumentar o seu período de vida útil e, posteriormente, na fase de modernização do processo, como um imperativo na redução das perdas de peso.

As características de qualidade da carne resfriada só recentemente têm sido objeto de profundos estudos com a finalidade de otimizar o processo.

Assim, a compreensão dos fenômenos físicos do resfriamento da carne procedem não só de aspectos da engenharia de projeto mas também de aspectos de qualidade associados à perda de peso, proliferação bacteriana e aspectos bioquímicos.

O resfriamento é um fenômeno de transporte complexo envolvendo interação da quantidade de movimento, calor e massa geralmente referido como um processo de convecção. Na carne a transferência se faz por transporte molecular e por uma superimposição do mecanismo de convecção natural e forçada na fase gasosa. Para o calor ainda haverá fluxo por radiação todas as vezes que a meia-carcaça e as paredes da câmara estiverem em temperaturas diferentes. Estes mecanismos são independentes, mas se somam.

Em um processo de transferência de calor por convecção é extremamente importante definir um coeficiente de transferência de calor tal que o fluxo de calor na superfície do produto seja o produto do coeficiente por uma diferença de potencial de temperatura. Assim temos:

$$\frac{1}{q} = h(t_s - t_a) \qquad (1)$$

A avaliação do coeficiente de transferência de calor é difícil dada a complexidade do fenômeno da convecção. O valor numérico de h em um sistema depende da geometria da superfície, da velocidade e propriedades físicas do fluido e freqüentemente da diferença de temperatura. Como estas quantidades não são necessariamente constantes sobre

a superfície, o coeficiente de transferência de calor também pode variar de ponto para ponto e com o tempo.

Na transferência de massa por convecção é importante definir um coeficiente transferência de massa de tal forma que o fluxo de massa total na superfície seja o produto do coeficiente β por uma diferença de potencial e que pode ser expressa como uma diferença de concentração, pressão parcial de vapor de água ou da umidade relativa.

$$\dot{g} = \beta . \Delta E \qquad (2)$$

O cálculo do coeficiente de trasnferência de massa, da mesma forma que o coeficiente de transferência de calor, é também difícil. Na sua determinação deve ser considerado o coeficiente de difusão, a diferença de pressões, a temperatura e a espessura da camada limite. Dado ao grande número de variáveis, o coeficiente de transferência de massa deve ser avaliado experimentalmente. Na ausência de dados experimentais a introdução de algumas simplificações possibilita o seu cálculo através de soluções analíticas ou através de equações empíricas.

Entre as inúmeras variáveis que influenciam a taxa de resfriamento, estudos teóricos e práticos têm demonstrado que a temperatura e a velocidade do ar, a composição e a espessura da meia-carcaça são os mais significativos. Um fato bem conhecido é que as perdas de peso são funções diretas do tempo de resfriamento. Um método de cálculo para a meia-carcaça de bovino, relacionando estas duas variáveis é ainda inexistente.

O processo de resfriamento exige, em primeira instância, a definição do método de cálculo dos dois coeficientes citados e, a partir do coeficiente de transferência de massa, determinar as perdas de peso.

O objetivo fundamental deste estudo é a elaboração de um modelo matemático para simulação, por computa

dor, do resfriamento de meias carcaças de bovinos em túnel convencional e em túnel de choque com a finalidade de determinar os perfis de temperatura e perdas de peso em função do tempo visando à comparação dos dois processos sob o ponto de vista econômico.

A verificação do modelo matemático sugerido foi desenvolvida com base em dados obtidos de dois projetos de abatedouros frigoríficos existentes, sendo que um utiliza o processo convencional e,o outro, processo de choque; em dados obtidos pessoalmente através de entrevista a consultores e em dados publicados na literatura.

II REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 - APLICAÇÃO DO FRIO NA CONSERVAÇÃO DA CARNE

A aplicação do frio como agente de conservação teve lugar pela primeira vez em 1875, nos Estados Unidos, no resfriamento de carcaças. A primeira operação de congelamento de carne ocorreu na França em 1895 (Gac e Zert, 1961).

2.1.1 - POR QUÊ RESFRIAR A CARNE?

A carne do animal recém abatido é um excelente meio de cultura para o desenvolvimento de microrganismos. Segundo Lawrie (1966) duas são as vias mais importantes de contaminação:

- Contaminação endógena e exógena;

Embora ambas tenham importância, a alteração, em conseqüência da contaminação exógena, é mais frequente (Shaw, 1972).

1 - CONTAMINAÇÃO ENDÓGENA

Lawrie destaca doenças que o homem pode contrair pelo simples contato com o animal enfermo, como as causadas pelo B. anthracis, a M. tuberculosis e a Brucella sp. e pelo consumo da carne destes animais, como as causadas por bactérias: Salmonella, S. typhimurium e a S. cholerae suis que infecta especialmente os suínos, e as causadas por vermes parasitas, principalmente Trichinella spiralis, Taenia saginata e Taenia solium.

B - CONTAMINAÇÃO EXÓGENA

B.1 - Bacteriemia

Animais fatigados ou em jejum prolongado têm suas defesas debilitadas favorecendo a invasão da corrente sanguínea por bactérias intestinais.

B.2 - Fontes e Natureza da Contaminação Externa

No abatedouro são numerosas as fontes potenciais de infecção como: a pele do animal, o conteúdo gastro-intestinal, o ar, a água, os utensílios, os diversos recipientes e finalmente os operários.

Entre os microrganismos oriundos da pele do animal Lawrie identificou a presença de diversos gêneros de bactérias cujas principais foram:Achromobacter, Micrococcus, Flavobacterium e Pseudomonas; e de diversos gêneros de fungos: Penicillium, Mucor, Cladosporium, Alternaria, Sporotrichium e Thamnidium.

Entre os microrganismos procedentes dos operários foram encontrados: Salmonella sp., Shigella sp., E. coli, B. proteus, Staph. albus, Staph. aureus, Cl. perfringens, B. cereus e Streptococcus faecalis, e procedente do solo o Cl. botulinum.

B.3 - Crescimento e Multiplicação

O crescimento e a multiplicação microbiana dependem das condições favoráveis, isto é, elementos nutritivos suficientes e condições ambientais adequadas tais como: meio nutritivo, oxigênio, acidez, umidade e temperatura, (Gac e Zert, 1961), (Lawrie, 1966).

2.1.2 - AÇÃO DO FRIO SOBRE OS MICRORGANISMOS DA CARNE

O frio não é um meio de esterilização. O abaixamento da temperatura não é suficiente para destruir as bactérias, fungos e leveduras previamente existentes. Após uma permanência em baixas temperaturas encontra-se um número de microrganismos quase igual ao existente no início. Estes gérmens, se incubados em uma temperatura conveniente, se multiplicam com a mesma velocidade como se não tivessem sofrido a ação do frio (Gac e Zert, 1961). Princípio que se aplica termicamente na liofilização de organismos vivos.

A ação retardadora do frio sobre a degradação da carne ou produtos cárneos dependem pois da natureza dos gérmens de contaminação (mesófilos, termófilos ou psicrófilos), da contaminação inicial e dos tratamentos a que tenha sido submetida (salga, defumação, cozimento). O frio tem ação somente durante o período de sua aplicação.

É, portanto, extremamente importante que o número de bactérias por grama de produto seja o mais baixo possível e que o frio seja aplicado o mais rapidamente possível.

2.1.3 - PROCESSOS DE RESFRIAMENTO

2.1.3.1 - Processo Lento

Desde o início da sua utilização em escala industrial, a refrigeração artificial passou por diversos estágios, como processo de conservação.

Segundo Cooper (1968), até o final da década de trinta o resfriamento de carcaças era desenvolvido em duas etapas. Inicialmente as meias carcaças eram mantidas suspensas em trilhos, instalados em corredores ou salas não isoladas da circulação de pessoal e à temperatura ambiente, por um período de 24 h, para dissipação do calor. Após, eram introduzidas em uma câmara para o resfriamento ar

tificial..

Segundo Plank (1963), a opinião generalizada na Alemanha era de que a carne deveria perder boa parte do seu calor natural antes do resfriamento. Temia-se que carnes quentes, resfriadas, eram levadas a armazenar calor no seu interior que a levaria à deterioração.

Os resultados deste procedimento eram completamente imprevisíveis pois em tempo seco e quente as perdas de peso por desidratação eram muito elevadas e em tempo úmido, com elevada umidade relativa,a carne perdia a boa a presentação.

A técnica consistia, após a permanência em ambiente natural, na introdução das carnes em uma antecâmara à temperatura de 6 a 8°C, com umidade relativamente baixa, 80 a 85%, e pouca movimentação de ar, cerca de 20 a 30 trocas por hora, por 24 a 48 h. As carnes não destinadas ao consumo imediato eram armazenadas em câmaras a 2 °C com 75% de umidade relativa (Plank, 1963), (Lang, 1972).

As perdas de peso resultantes alcançavam cerca de 5% e eram aceitas como inevitáveis.

Conforme o que descreve Plank (1963), Gräf (1923) fez experiências com resfriamento de diferentes partes de carne, na faixa de 0 a 15°C, em ambiente com umidade relativa de 84 a 90%, tendo determinado o tempo de resfriamento e as perdas de peso. Dos resultados obtidos foi possível constatar que as frações da meia-carcaça com uma certa camada de gordura de cobertura apresentaram menores perdas de peso embora o tempo de resfriamento fosse maior. Por outro lado, peças com pouca gordura de cobertura apresentaram grandes perdas de peso em um tempo de resfriamento bem menor.

Tamm (1930), observando que pouca atenção era

dada aos aspectos econômicos e que as perdas de peso de 5% durante uma semana de armazenamento eram aceitas como normais e inevitáveis, desenvolveu estudos cujos resultados demonstraram ser o resfriamento rápido muito vantajoso. O acréscimo nos custos de investimento e operacionais poderiam ser facilmente compensados com a redução nas perdas de peso.

2.1.3.2 - PROCESSOS MODERNOS

A - RESFRIAMENTO RÁPIDO

O processo lento apresentava grandes desvantagens tanto do ponto de vista econômico como do ponto de vista da qualidade do produto.

Bloom (1924) deu início a um novo processo de resfriamento da carne logo após o abate em ambiente com alta umidade relativa a grande circulação de ar, cerca de 150 trocas por hora e em temperatura de $0^{o}C$.

Tamm (1930), com base em experiências próprias e nas experiências de Bloom, propôs a introdução, nos frigoríficos alemães do resfriamento em túneis em lugar de grandes salas. O resfriamento foi feito em temperatura de $0^{o}C$, umidade de 100% e velocidade de ar de 2m/s e a redução das perdas de peso foi calculada em 0,4%.

As vantagens apresentadas por Tamm enfatizavam o curto tempo de resfriamento e a utilização de túneis pequenos possibilitando a armazenagem a frio em ar bastante úmido sem perigo de decomposição.

As recomendações preconizadas por Tamm provocaram grandes celeumas nos meios científicos e tecnológicos do setor e sérias objeções foram levantadas quanto ao emprego do novo processo em substituição ao resfriamento

prévio à temperatura ambiente.

Estudos desenvolvidos na década de 30 por diversos pesquisadores alemães e os resultados de experiências desenvolvidas na Rússia comprovaram os resultados obtidos por Tamm e o método de resfriamento rápido passou a ser utilizado.

No início não foram obedecidas as recomendações indicadas para a construção de túneis. Por razões técnicas houve opção por grandes câmaras capazes de comportar o resultado de grandes abates. A estocagem, por seu turno, deveria ser realizada em câmaras menores, para que fossem estabelecidas as condições mais convenientes para cada processo.

Schilling (1950), através dos resultados de suas investigações, confirmou as medidas preconizadas por Tamm, salientando a importância do resfriamento rápido, tendo encontrado os melhores resultados em túnel a 0°C, com umidade relativa elevada e velocidade do ar de 3m/s. Nestas condições conseguiu baixar a temperatura de quartos bovinos para 4 - 6°C em 24 h. As perdas de peso ficaram em torno de 1% em lugar de 5% com pré-resfriamento.

A partir de 1945 a maioria das indústrias passou a utilizar o resfriamento logo após o abate (Cooper, 1968).

As condições para o resfriamento de carne bovina pelo método rápido ou convencional normalmente utilizadas são: 0,5 a 0,8m/s para a velocidade do ar, 87 a 90% de umidade relativa e temperatura do ar de 0°C. O tempo de resfriamento para baixar a temperatura do centro de 40°C até 4°C varia de 30 a 36 h.

B - RESFRIAMENTO DE CHOQUE

As perdas de peso constituiram-se sempre em um fator de grandes preocupações para a economia de uma empresa e sua redução tem sido um importante alvo dos pesquisadores.

Conforme citado por Bailey (1972),numerosos trabalhos têm sido escritos como resultado das mais variadas experiências, examinando em detalhe as relações entre as condições ambientais, velocidade de resfriamento e perdas de peso. Em todos esses trabalhos há um ponto de concordância: perdas de peso menores são obtidas por sistemas de resfriamento rápido, no qual a temperatura da superfície da carcaça é baixada o mais rápido possível. Os limites das condições de operação e temperatura dependem do tipo de carne em questão.

Fundamentados nestes princípios foi que surgiram os processos que utilizam temperaturas muito baixas, e que podem ser desenvolvidos, no início, em túneis contínuos - fase do pré-resfriamento e depois em túneis ou câmaras intermitentes - fase da igualização.

O princípio do processo é o estabelecimento de um elevado gradiente de temperatura entre a superfície da carcaça e o centro, com a finalidade de baixar rapidamente a temperatura superficial até próximo de $0^{o}C$, porém com o cuidado de evitar o congelamento.

B.1 - Pré-Resfriamento

No processo descrito por Sheffer e Rutov (1970), as meias-carcaças,em seguida ao abate,estão ainda com a temperatura do animal vivo. Entretanto, nas partes mais profundas da musculatura de bovinos e suínos é observada uma elevação de temperatura de 0,2 a $2^{o}C$ 4 a 5 horas após o a

bate, oriunda principalmente do processo anaeróbio de desdobramento do glicogênio em ácido láctio (Golovkin e colaboradores, 1958), (Jarvis, 1970), (Bendall, 1972a) e (Bendall, 1973). As meias-carcaças, com uma temperatura inicial no centro de 40°C aproximadamente, são introduzidas no túnel de pré-resfriamento cuja temperatura ambiente varia de - 15 a -10°C. A velocidade do ar variando de 1 a 2 m/s e umidade relativa elevada. No final do pré-resfriamento a temperatura da superfície não deve baixar de 0°C e a temperatura do centro de 10 a 15°C. A duração desta etapa deve ser de 4 a 8 h (Sheffer e Rutov, 1970).

B.2 - Igualização

Completado o pré-resfriamento, as meias-carcaças são conduzidas para um túnel ou câmara em condições bem mais brandas, que tem por finalidade baixar a temperatura do centro para 4 a 6°C, aproximando-se da temperatura da superfície, sendo por isso denominada de igualização.

As condições desta segunda etapa são, segundo Sheffer e Rutov: temperatura do ar de 1 a -1°C, umidade relativa de 87 a 90% e velocidade de ar de 0,1 a 0,2 m/s. O tempo de permanência na câmara de igualização varia de 6 a 8 h. As perdas de peso ao final do resfriamento situam-se em torno de 1%.

A tabela 1 organizada por Cutting (1972) apresenta as condições para o resfriamento da carne bovina pelo processo convencional e de choque.

A etapa de pré-resfriamento pode ser dividida em dois ou três estágios, sendo que no primeiro estágio a temperatura é mais baixa, por exemplo -15°C, no segundo mais elevada, -8°C, e no terceiro mais elevada ainda, -1°C.

TABELA 1: CARACTERÍSTICAS DOS PROCESSOS DE RESFRIAMENTO DA CARNE BOVINA

(Segundo Cutting, 1973)

Tipo	nº Estágios	Temp.ar °C	Veloc. m/s	Tempo Resfr. h	Tempo final no centro °C	Perda peso %	Referências
Normal		4/6	0,2-0,3	24-36	8	1,66-2,0	Sheffer & Rutov(1970)
Intensivo		0/-1	0,5-0,8	20-24	4	1,59	"
Túnel rápido		-4/-5	1-2	12-16	4	1,38	"
Túnel rápido de 2 estágios	1. 2.	-5 -1	1-2 0,1-0,2	10-12 6-8	10 4	1,2	"
Túneis de 2 estágios ultra-rápido	1. 2.	-10/-15 1	1-2 0,1-0,2	4-8 6-8	10-15 4	1,0	" "
Soviético/ Berlin		-3			...		Frühwald (1954)
Batch	1. 2.	0/-1 2		4-6			Vandall & Christiansen (1959)
Túnel	1. 2.	0/1(-1) 2	1 0,1 80-85%U.R.	3-4 14-18	5-6		"
Túnel	1. 2.	-1 1		4 8			Jorgensen (1965)

2.1.4 - QUALIDADE DA CARNE RESFRIADA

Inicialmente a maioria das investigações eram baseadas apenas em considerações econômicas e raramente se referiam à qualidade da carne, exceto em relação ao aumento da vida de armazenamento. Os aspectos de qualidade só mais recentemente têm recebido maior atenção.

2.1.4.1 - Efeito do Resfriamento Sobre a Exudação

A causa da exudação é própria da carne fresca e é influenciada por numerosos fatores que incluem a raça, dieta e desenvolvimento fisiológico, os quais afetam a condição do animal antes do abate.

Após o abate, a formação de ácido láctico a partir do glicogênio presente no músculo faz com que o pH caia de um valor inicial próximo de 7 para 5,4 a 5,7 (Lawrie, 1966), (Taylor, 1972). Com a queda de pH a carne perde a capacidade de retenção de água e isto se manifesta através da exudação. Em carcaças de suínos este problema é mais significativo. Por isto a temperatura das carcaças deve ser baixada o mais rapidamente possível, de um valor inferior a 20°C, a fim de evitar uma queda muito brusca de pH.

Segundo Cutting (1974), quanto mais rápido o resfriamento, menor, dentro de certos limites, é a perda de água por exudação quando a carne de suíno é subdividida em cortes e embalada. Para a carne bovina o comportamento é idêntico.

2.1.4.2 - Efeito do Resfriamento Sobre a Textura

A ação bacteriana, a perda de peso e a formação de exudato são diminuídas pelo resfriamento rápido.

Entretanto, se a carne bovina e ovina é rapida

mente resfriada,pode sofrer,logo após o abate, retração pelo frio (cold-shortening), fenômeno descrito pela primeira vez por Locker e Hagyard (1963), e tornar-se endurecida numa amplitude tal que jamais tornar-se-á tenra novamente.

O conteúdo de tecido conectivo, o arranjo histológico das fibras (Ramsbotton e colaboradores, 1945), as condições de armazenamento (Bate-Smith, 1959), o balanço iônico e a capacidade de retenção de água (Arnold e Colaboradores, 1956) são todos fatores decisivos que influenciam no amaciamento da carne.

Em um estudo de maturação de carne (Locker, 1960) ficou evidenciado que o grau de contração com que um músculo entra em estado de rigor mortis é muito variável entre os diferentes músculos de uma mesma carcaça e é um fator muito importante na qualidade.

Estudos desenvolvidos por Locker e Hagyard (1963) concluiram que músculos isolados de carne bovina fresca apresentam uma retração maior a 2°C do que a 37°C. A retração mínima ocorre na faixa de 14 a 19°C, Fig. 1.

A - VARIAÇÃO DA RETRAÇÃO COM A TEMPERATURA

A Fig. 1 mostra a variação da percentagem de retração com a temperatura na faixa de 0 a 43°C.A retração máxima ocorre a 0°C. A 2°C há uma pequena mudança mas com a elevação de temperatura há um declínio muito rápido da retração atingindo um valor mínimo entre 14 e 19°C. Acima de 19°C a retração aumenta, mas de um modo menos pronunciado.

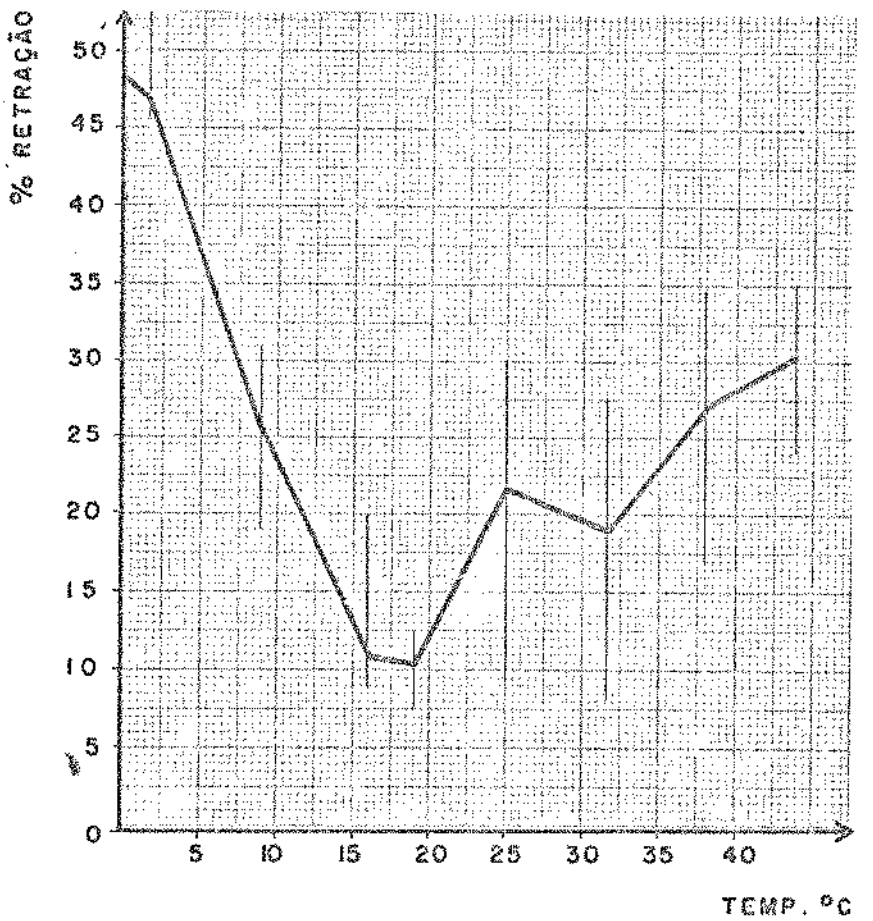


Fig. 1 - Retração média de músculos em várias temperaturas de armazenamento. (Segundo Locker e Hagyard, 1963).

B - EFEITO DA RETRAÇÃO PELO FRIO SOBRE A DUREZA

Marsh e Leet (1966) desenvolveram um extenso estudo experimental sobre o efeito da retração pelo frio sobre a dureza.

Uma retração de 20% causa pouco ou nenhum endurecimento, mas de 20 a 40% o endurecimento dobra 3 a 4 vezes. Todavia, uma retração superior a 40% inverte o processo de endurecimento. Isto ocorre provavelmente porque o grau de retração não fisiológico danificou a microestrutura das fibras musculares de tal maneira que destruiu a coesão lon

gitudinal. De fato, em cerca de 40% de retração o músculo começa a exudar o líquido intracelular o qual aumenta rapidamente se uma retração posterior ocorre, como por exemplo, durante a contração de descongelamento da carne congelada (Marsh e Leet, 1966).

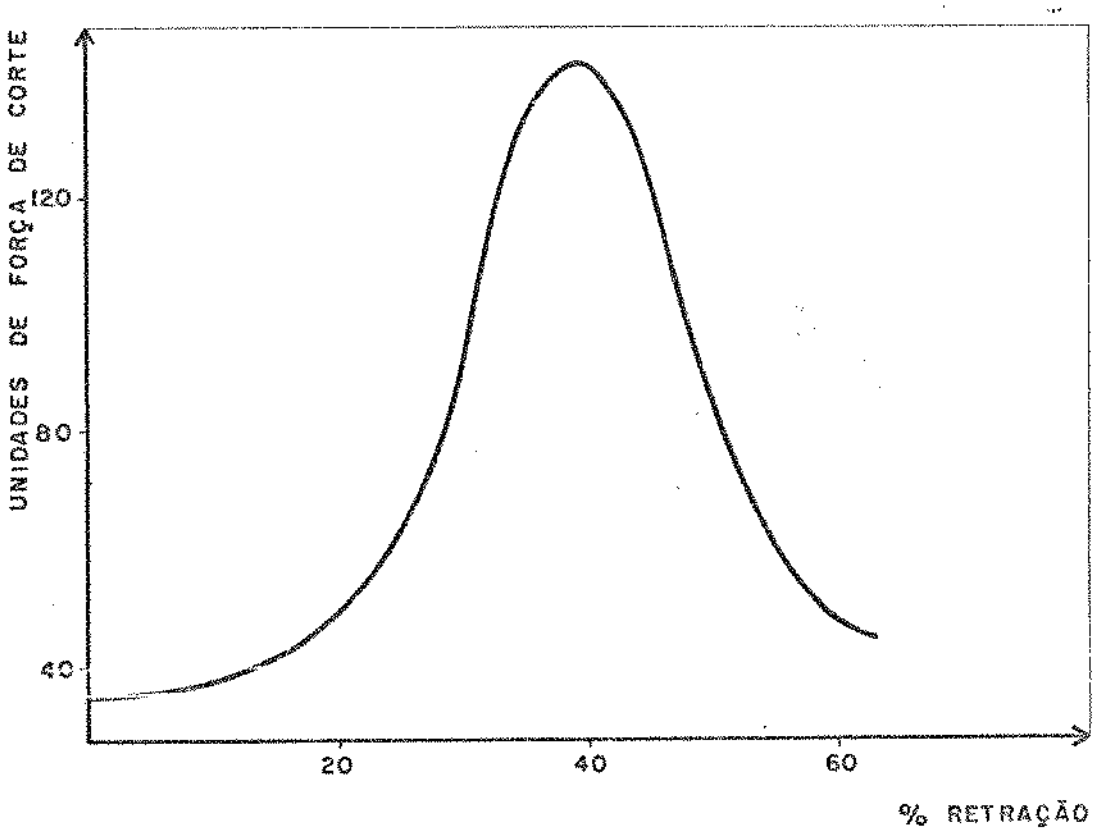


Fig. 2 - Efeito da percentagem de retração sobre a força de corte (endurecimento de músculos) (Segundo Marsh e Leet, 1966).

C - COMO EVITAR A RETRAÇÃO PELO FRIO E O ENDURECIMENTO

As curvas da Fig. 3 dão as necessárias conclusões para evitar a retração pelo frio durante o resfriamento de carcaças de ovinos. Segundo Bendall(1972) fica claro que a temperatura média da carne não deve ser reduzida abaixo de 11°C pelo menos 5 h após o abate, de preferência maior tempo.

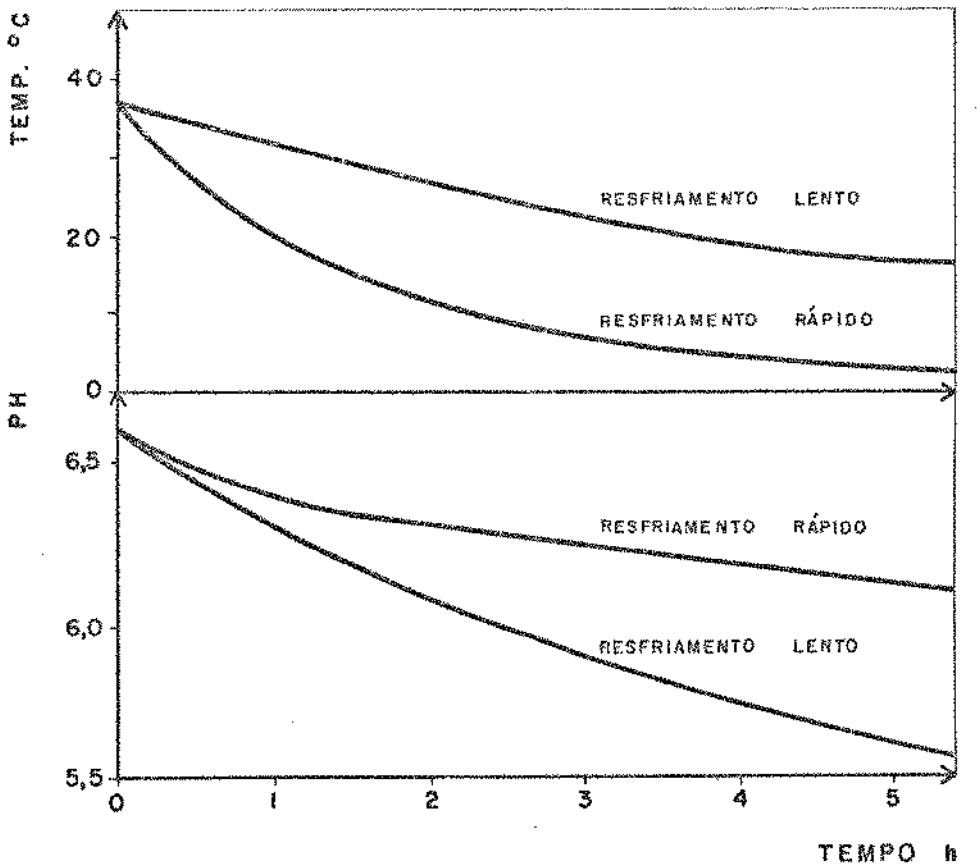


Fig. 3 - Variação de Temperatura e pH com o tempo. Carcaça de cordeiro. Resfriamento rápido: u=3 m/s e t_a= -2°C. (Segundo Bendall,1972).

Na realidade, para uma boa margem de segurança o melhor processo será manter a meia-carcaça a 15°C pelo menos 10 h após o abate. O resfriamento subseqüente até 2°C não danificará a textura,qualquer que seja a taxa de resfriamento escolhida (Bendall, 1972).

As mesmas precauções devem ser aplicadas para meias-carcaças de bovinos, particularmente se altas taxas de resfriamento são desejadas. Por exemplo, com ar à temperatura de -2°C e velocidade de 3 m/s a temperatura a 5 cm de profundidade em músculo Longissimus Dorsi deverá cair abaixo de 11°C em 5 h.

Meias-carcaças de suínos podem ser resfriadas em altas velocidades sem significativa ocorrência da retração pelo frio particulamente se os músculos são protegidos com

a camada natural de gordura (Bendall, 1972), (Cutting, 1972).

O resfriamento de choque segundo Cutting (1972) pode ser menos prejudicial para a carne bovina do que para ovinos e vitelos devido à maior espessura, que exige maior tempo para a dissipação do calor.

2.2 - PROCESSOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MASSA

2.2.1 - TRANSFERÊNCIA DE MASSA

2.2.1.1 - Mecanismo da Remoção de Água

É geralmente aceito que a taxa de secagem de um sólido durante o período de velocidade constante corresponde à evaporação de água de toda a superfície e que, quando a superfície começa a ter áreas secas, a secagem entra na primeira fase de velocidade decrescente. Dentro destas condições a taxa de secagem é controlada pela taxa de migração de água para a superfície.

As teorias da migração de água no interior do corpo para as camadas de menor concentração são resumidas por Görling (1958) e Treybal (1968) como segue:

A - DIFUSÃO DE LÍQUIDO CAUSADA POR UMA DIFERENÇA DE CONCENTRAÇÃO

A difusão de umidade é devida ao gradiente de concentração entre as partes mais profundas do sólido onde a concentração é alta e a superfície onde a concentração é baixa.

Durante o período de velocidade constante a concentração de água na superfície é reduzida, mas nas camadas inferiores permanece elevada.

Difusividade elevada favorece o movimento de

água para a superfície tão rapidamente quanto pode ser evaporada e a taxa de evaporação permanece constante. Terminado este período, inicia de imediato o período de taxa decrescente, inteiramente controlado pela difusão, expressa pela lei de Fick:

$$\frac{g}{} = D \frac{dC}{dX} \qquad (3)$$

Considerando a concentração de água da superfície do produto e do ar, a eq.(3) pode ser escrita:

$$W = \beta A(C_s - C_a) \qquad (4)$$

Em termos de conteúdo de umidade a eq. (3) pode ser escrita:

$$\frac{g}{} = D\rho_d \frac{dM}{dX} \qquad (5)$$

B - MOVIMENTO DE LÍQUIDO CAUSADO POR FORÇAS CAPILARES

A água não ligada, em corpos porosos, move-se através de capilares e interstícios do corpo envolvendo o mecanismo de pressão superficial. No início a umidade move-se por capilaridade, rapidamente, para a superfície, a fim de mantê-la úmida. É ainda a fase de velocidade constante.

Krischer (1956) apresenta a seguinte relação, válida para os estágios iniciais de secagem:

$$\frac{g}{} = D \rho_d \frac{dM}{dX} \qquad (6)$$

Expressão análoga à da lei da difusão.

C - DIFUSÃO SUPERFICIAL DE LÍQUIDOS ABSORVIDOS NA INTERFACE

A seguinte equação define este fenômeno:

$$\dot{g} = fD \frac{dc}{dx} \qquad (7)$$

D - DIFUSÃO DE VAPOR DE ÁGUA POR UMA DIFERENÇA DE PRESSÕES PARCIAIS ATRAVÉS DE POROS ABERTOS

Krischer (1956) apresenta a seguinte equação para a difusão de vapor de água de uma região de pressão parcial de vapor mais elevada para uma região de pressão de vapor mais baixa, através de poros abertos contendo ar.

$$\dot{g} = - \frac{A}{\mu'} \frac{D}{RT} \frac{P}{P-p_a} \frac{dp_a}{dx} \qquad (8)$$

O fator de resistência à difusão μ' depende não só da estrutura fina do material sólido mas também, em materiais higroscópicos, do teor de umidade.

Uma lista de fatores de resistência à difusão para um grande número de materiais inclusive alguns alimentos é apresentada por Krischer, conforme a Tabela 2:

TABELA 2: Fator de Resistência à Difusão de Alguns Alimentos:

Produto	Densidade kg/m³	Porosidade η	$1/\eta$	Fator de Resistência à Difusão μ'	$\mu_\ell = \mu'/\eta$
Café torrado	400	0,725	1,38	1,6	1,16
Leite em pó	570	0,61	1,63	2,5	1,5
Leite em pó	790	0,454	2,2	3,0	1,4
Leite desengordurado seco em spray	570	0,482	2,15	3,3	1,6
Vegetais secos	135	0,907	1,1	1,7	1,6
Ovo em pó	295	0,80	1,25	2,6	2,1
Ovo em pó	305	0,79	1,27	2,4	1,9
Farinha	450	0,69	1,45	3,7	2,6
Chocolate em pó	725	0,5	2,0	6,8	3,4

2.2.2 - TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MASSA POR CONVECÇÃO

A dissipação de calor de uma meia-carcaça durante o resfriamento se realiza, principalmente, por meio de trocas de calor sensível e latente entre a superfície do produto e o ambiente.

Um balanço de calor e massa na superfície conduz a equações que permitem determinar a troca de calor total.

BALANÇO DE MASSA

A evaporação de água da superfície está relacionada com a diferença de pressão parcial de vapor entre a superfície e o meio ambiente. Neste balanço foi assumido que a superfície estava coberta com um filme de água, portanto, a pressão parcial de vapor correspondente à pressão de vapor saturado na temperatura da superfície. Isto posto, a quantidade de água evaporada pode ser determinada como segue.

Considerando o vapor de água como um gás ideal pode-se aplicar a equação geral dos gases:

$$p = C \frac{RT}{\overline{M}} \qquad (9)$$

Tirando o valor de C tem-se:

$$C = \frac{\overline{M}\, p}{RT} \qquad (10)$$

Considerando a superfície livre do corpo e o meio ambiente pode-se escrever:

$$(C_s - C_a) = \frac{\overline{M}}{R} \left(\frac{ps}{T_s} - \frac{pa}{T_a}\right) \qquad (11)$$

Substituindo a diferença de concentração na equação (4) tem-se:

$$W = \beta A \frac{\overline{M}}{R} \left(\frac{p_s}{T_s} - \frac{p_a}{T_a}\right) \qquad (12)$$

Como T_s e T_a são temperaturas absolutas com valores bem próximos esta equação pode ser escrita de uma maneira bem aproximada como:

$$W = \beta \frac{A\,\overline{M}}{RT} (p_s - p_a) \qquad (13)$$

Fazendo

$$\beta_1 = \frac{\beta \overline{M}}{RT} \qquad (14)$$

A equação (13) fica:

$$W = \beta_1 A (p_s - p_a) \qquad (15)$$

R = Constante do gás de vapor de água R = 848 m kg*/kg ^{o}K

$\overline{M}$ = Massa molecular da água

A unidade do coeficiente de transferência de massa definido pela equação (14) é (t^{-1})

Nos primeiros instantes do resfriamento é uma aproximação correta assumir vapor saturado na superfície. Mas como a quantidade de água livre na superfície se evapora muito rapidamente deve ser considerada a pressão parcial de vapor dada pela seguinte relação:

$$p_s = P_s \cdot a_w \qquad (16)$$

Substituindo p_s da eq. (16) na eq. (13) têm-se:

$$W = \beta \frac{AM}{RT} (P_s \cdot a_w - p_a) \qquad (17)$$

BALANÇO DE CALOR

Segundo a primeira lei da termodinâmica a quantidade de macroscópica de calor transferido durante o resfriamento pode ser escrita:

$$\Delta Q_t = \Delta Q_S + \Delta Q_L \qquad (18)$$

A quantidade de calor sensível ΔQ_S é expressa pela lei de Newton da convecção.

$$\Delta Q_S = h\ A\ (t_s - t_a) \qquad (19)$$

E a quantidade de calor latente pela equação:

$$\Delta Q_L = W.\lambda \qquad (20)$$

Substituindo o valor de W da equação (17) na eq. (20) e os valores das equações (19) e (20) na eq. (18) obtêm-se:

$$\Delta Q_t = h\ A\ (t_s - t_a) + \frac{\beta}{RT}\ A\ \lambda(P_s a_w - p_a) \qquad (21)$$

O coeficiente de transferência de calor e o coeficiente de transferência de massa são essencialmente propriedades aerodinâmicas do sistema (Kays,1966). Os coeficientes convectivos de transferência de calor e massa dependem principalmente da taxa de difusão de calor e massa através da película de ar junto à superfície e a velocidade do ar determina a espessura do filme. Por outro lado, a diferença de temperatura e pressão parcial de vapor são propriedades termodinâmicas.

2.2.2.1 - Atividade de Água a_w

Iglesias e colaboradores (1975) mostraram que a equação de adsorção originalmente desenvolvida por Halsey poderia ser utilizada para descrever o comportamento da

sorção de água de um grande número de alimentos. Foi demonstrado que esta equação pode ser aplicada para atividade de água na faixa de 0,10 a 0,80. A equação de Halsey é a seguinte:

$$a_w = \exp\ (-a'/RT\ M^r) \qquad (22)$$

Os parâmetros a' e r foram determinados por Iglesias e colaboradores (1976) para 69 diferentes produtos alimentícios.

Uma outra equação largamente utilizada para relacionar a atividade de água e a quantidade de água sorvida em alimentos foi a desenvolvida por Henderson:

$$1 - a_w = \exp\ (-K\ T_s\ M^c) \qquad (23)$$

Os parâmetros K e c foram também determinados por Iglesias e colaboradores (1976) para um grande número de alimentos.

2.2.2.2 - Coeficiente de Transferência de Calor

Kreith (1969) descreve quatro métodos para a avaliação do coeficiente de transferência de calor por convecção:

A - Análise dimensional que necessita de comprovação experimental.

B - Soluções matemáticas exatas da equação da camada limite

C - Análise aproximada da camada limite por métodos integrais

D - Analogia entre transferência de calor, massa e quantidade de movimento.

Neste estudo serão feitas referências somente aos dois primeiros métodos.

A análise dimensional tem sido muito útil para os casos em que não foi possível a obtenção de soluções analíticas. A limitação principal deste método é a omissão de uma das variáveis durante a realização da análise.

A análise matemática requer a solução simultânea das equações que descrevem a quantidade de movimento do fluido e a transferência de energia do fluido em movimento. O método pressupõe que os mecanismos físicos sejam suficientemente bem compreendidos para serem descritos em linguagem matemática. Este requisito limita o campo das soluções exatas, porque equações matemáticas completas só podem ser escritas para escoamento laminar. Mesmo assim, supõe-se ainda que as camadas limites térmica e de velocidade que se desenvolvem ao longo da superfície do corpo não são influenciadas por camadas limites que por ventura se desenvolvam nas superfícies adjacentes; todas as forças do corpo são desprezíveis, de tal forma que o fluido é forçado sobre o corpo por algum meio externo não relacionado com a temperatura do fluido. Supõe-se também que o fluido tem propriedades constantes não afetadas pela temperatura. Considera-se ainda que a velocidade seja suficientemente baixa para que a viscosidade não seja considerada na equação da energia (Kays, 1966).

Com estas suposições, para a convecção forçada ou com suposições equivalentes para a convecção natural, as equações da quantidade de movimento e de energia da camada limite, para duas dimensões, podem ser escritas:

Equação da quantidade de movimento:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \qquad (24)$$

Equação da energia:

$$u \frac{\partial t}{\partial x} + v \frac{\partial t}{\partial y} = a \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} \qquad (25)$$

A escolha de condições de contorno adequadas tem permitido a obtenção de soluções para um número limitado de sistemas simples, como o escoamento laminar sobre uma placa plana, cilindro e esfera.

Quando soluções analíticas não são viáveis, a análise dimensional tem sido utilizada com sucesso, embora não dê nenhuma informação sobre a natureza do fenômeno:

A - ANÁLISE DIMENSIONAL

Na descrição do processo de transferência de calor por convecção forçada sobre uma placa plana é razoável esperar-se que as seguintes quantidades físicas sejam pertinentes ao problema:

- Diâmetro hidráulico, d_h
- Condutividade térmica do fluido, k
- Velocidade do fluido, u
- Viscosidade do fluido, μ
- Densidade do fluido, ρ
- Calor específico a pressão constante, C_p
- Coeficiente de transferência de calor, h

O Teorema de Buckingham, um dos métodos de análise dimensional, permite desenvolver a seguinte relação para o coeficiente de transferência de calor:

$$Nu = f\ (Re,\ Pr) \qquad (26)$$

ou

$$\frac{h\ d_h}{k} = f\ \left(\frac{d_h\ u\rho}{\mu},\ \frac{C_p\mu}{k}\right) \qquad (27)$$

As equações (26) ou (27) podem também serem representadas pela seguinte relação:

$$Nu = c_1\ Re^{c}2\ Pr^{c}3 \qquad (28)$$

Para a convecção natural a relação obtida inclui o número de Grashof, em lugar do Re, que envolve o coeficiente de dilatação.

B - SOLUÇÃO MATEMÁTICA EXATA

Uma meia-carcaça pode ser representada, conforme muitos trabalhos existentes na literatura, por uma placa(Fikiin, 1967),(Levy, 1972), (Murthy e colaboradores, 1974), (Radford e colaboradores, 1976) e parte da meia-carcaça por um cilindro (Earle e Fleming, 1967 e 1968), (Fikiin, 1967) ou por uma esfera (Fikiin, 1967). Neste estudo, a meia-carcaça será abordada como uma superfície plana, e em razão disto, somente este aspecto será tratado.

A equação da energia para uma placa com convecção forçada pode ser resolvida analiticamente se as seguintes suposições são feitas (Holman, 1972):

- Fluxo laminar
- Fluxo uniforme e incompreensível
- Pressão constante na direção perpendicular à placa
- Viscosidade constante
- Forças de cisalhamento viscoso desprezíveis na direção perpendicular à placa.
- Não há perturbação nenhuma tanto na superfície com na interface.

A solução da equação da energia conduz pois à seguinte relação para o coeficiente de transferência de calor local:

$$Nu_x = \frac{h_x \cdot x}{k} = 0{,}332\ Pr^{1/3} Re_x^{1/2} \qquad (29)$$

Para o caso em que $x_o = 0$ e se desejar o coeficiente de transferência de calor para uma placa de comprimento finito procede-se à integração ao longo do comprimento da placa:

$$\bar{h} = \frac{\int_0^L h_x \, dx}{\int_0^L dx} = 2h_{x=L} \qquad (30)$$

$$\bar{Nu}_L = \frac{\bar{h}\, L}{k} = 2\, Nu_{x=L} \qquad (31)$$

A equação final será:

$$\bar{Nu} = 0{,}664\ Pr^{1/3}\ Re_{x=L}^{1/2} \qquad (32)$$

Para desenvolvimento do fluxo turbulento sobre uma placa plana o Re crítico pode chegar a (Holman,1972):

$$Re < 5.10^5$$

Ainda que momentaneamente numa parede vertical,Re varia de 1.000 a 2.000 (Grimley;1945).

Numa superfície real ondas superficiais se desenvolvem já no regime laminar para valores de Re de 25 e superiores (Grimley;1945).

C - EQUAÇÕES EMPÍRICAS PARA O CÁLCULO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Para o caso de corpos de forma irregular existe muito pouca informação na literatura sobre as relações entre o coeficiente de transferência de calor e a velocidade do ar.

O National Mechanical Engineering Of Mines,África do Sul, desenvolveu um instrumento para a medida de calor perdido pelo corpo humano. Este instrumento testado em outras finalidades revelou-se um aparelho muito valioso para a medida da perda de calor de corpos de forma irregular quando colocados em uma corrente de ar.

Dos resultados destes testes foi constatado que, para velocidades de ar da ordem de 1 m/s e superiores, o coeficiente de transferência de calor pode ser expresso por uma equação da forma (Hodgson,1966):

$$h = 8{,}91\ u^{0{,}5} \qquad (33)$$

onde:

u = m/s

h = kcal/hm^2 ^oC

Outras equações empíricas são encontradas na literatura normalmente indicada para o cálculo do coeficiente de transferência de calor em função da velocidade do ar:

Earle(1959) sugere a equação:

$$h = 1,2 + 0,0039\ u \quad (34)$$

onde:

h - BTU/h ft^2 ^oF

u - ft/min

Plank (1963):

$$h = 7,5\ u^{0,8} \quad (35)$$

onde:

h - kcal/h m^2 ^oC

u - m/s

Collin (1975):

$$h = 5 + 3,4\ u \quad (36)$$

onde:

h - kcal/h m^2 ^oC

u - m/s

A ASTM (1952) apresenta a seguinte equação que expressão a transmissão de calor de grandes paredes planas por convecção forçada:

$$h = 1 + 0,225\ u \quad (36a)$$

onde:

h - BTU/h ft^2 ^oF

u - ft/sec

2.2.2.3 - Coeficiente de Transferência de Massa

A equação que relaciona o coeficiente de transferência de massa às propriedades do sistema pode também ser deduzida pela análise dimensional. O coeficiente será função da velocidade, da densidade, viscosidade, difusividade de massa do fluido e alguma dimensão característica L do sistema: (Kreith, 1969):

$$\beta = f(u, \mu, \rho_a, D, L) \quad (37)$$

A análise dimensional fornece a equação adimensional

$$\frac{\beta L}{D} = f\left(\frac{L u \rho_a}{\mu} \quad \frac{\mu}{\rho D}\right) \qquad (38)$$

ou

$$Sh = f_1(Re, Sc) \qquad (39)$$

Esta última equação pode também ser escrita:

$$Sh = c_1' Re^{c2'} Sc^{c3'} \qquad (40)$$

O coeficiente de transferência de massa para uma superfície plana pode ser obtido dos dados experimentais de Powell (1940) quando rearranjados em termos de números adimensionais, para número de Sc = 0,6:

$$Sh = 0,091\ Re^{0,69} \qquad (41)$$

$1000 < Re < 20.000$ aresta aerodinâmica

$$Sh = 0,046\ Re^{0,76} \qquad (42)$$

$20.000 < Re < 40.000$ aresta aerodinâmica

$$Sh = 0,56\ Re^{0,50} \qquad (43)$$

$2.000 < Re < 20.000$ aresta não aerodinâmica

Para a transferência de massa de corpos colocados em uma corrente de ar, Krischer (1956) sugere a seguinte equação para o cálculo de coeficiente de transferência de massa:

$$\beta = \frac{\delta}{k_a} \cdot \frac{P \cdot h}{P - p_a} \qquad (44)$$

onde:

δ - é o coeficiente de difusão que pode ser determinado pela seguinte relação:

$$\delta = 0,083 \quad \frac{10.000}{P} \quad \left(\frac{T}{273}\right)^{1,81} \qquad (45)$$

A literatura apresenta ainda algumas equações empíricas, para o cálculo do coeficiente de transferência de massa entre uma meia-carcaça e o ar, em função da velocidade.

Swenson e colaboradores (1969) apresentam a seguinte relação:

$$\beta' = 3 \cdot 10^{-4} \cdot u^{0,5} \qquad (46)$$

u - ft/min

β' - lb/(ft^2 mm coluna de água)

Hodgson (1970) sugere a seguinte relação:

$$\beta'' = 0,0146\ u^{0,5} \qquad (47)$$

u = m/s

β'' = kg/sm^2 mb

2.2.3 - ÁREA DAS MEIAS-CARCAÇAS

A determinação da área de corpos geometricamente irregulares como meias-carcaças de bovinos e suínos, carcaças inteiras de ovinos e quartos de bovinos apresenta grandes dificuldades.

Existem, entretanto, relações empíricas que relacionam a área com o peso.

Para meias-carcaças de bovinos com peso variando entre 100 e 320 kg Collin (1975) apresenta a equação de Rjutoff:

$$A = 1,075 + 0,017\ G\ (m^2) \qquad (48)$$

Para quartos de bovinos com peso variando entre 25 e 80 kg Plank (1963) sugere a equação de Diwakow:

$$A_1 = 0,6 + 0,017\ G_1 \quad (m^2) \qquad (49)$$

2.2.4 - FORÇA MOTRIZ PARA A EVAPORAÇÃO

A evaporação de água de um meio suficientemente rico em água, quando em um ambiente com ar não saturado, é função de uma diferença de potencial que pode ser expressa como segue:

A - COMO UMA DIFERENÇA DE CONCENTRAÇÃO

De acordo com o que descreve a eq. (4) onde a concentração pode ser expressa em unidades ($M\ L^{-3}$) e o coeficiente de transferência de massa ($L\ \tau^{-1}$).

B - COMO UMA DIFERENÇA DE PRESSÕES PARCIAIS DE VAPOR DE ÁGUA

Conforme a eq. (13) onde o coeficiente de transferência de massa também é expresso em unidades ($L\ \tau^{-1}$).

C - COMO UMA DIFERENÇA DE UMIDADE RELATIVA

Sabendo que a pressão de vapor de água pode ser escrita como o produto da umidade relativa pela pressão de vapor saturado (Gac, 1972):

$$p_v = \varphi\ p_s \qquad (50)$$

substituindo em (13) obtém-se:

$$W = \frac{\bar{A}\bar{M}P_s}{RT}\ (\varphi_s - \varphi_a) \qquad (51)$$

onde:

φ_s - Umidade relativa do ar saturado: $\varphi_s = 1$

φ_a - Umidade relativa do ar

β - É expresso em unidades ($L\ \tau^{-1}$).

2.2.5 - PROPRIEDADES DA MISTURA VAPOR DE ÁGUA-AR

Algumas propriedades da mistura de vapor de água-ar, importantes para os processos de evaporação de água de meias-carcaças de bovinos, serão abordados.

A - UMIDADE ABSOLUTA

Considerando o ar e o vapor de água como gases ideais, a umidade absoluta pode ser expressa pela seguinte equação:

$$X = 0,622 \frac{p_v}{P - p_v} \qquad (52)$$

B - PRESSÃO DE SATURAÇÃO

A pressão de saturação do vapor de água-ar pode ser determinada em função da temperatura pelas equações seguintes apresentadas por Levy (1972a):

$$\log P_s = \log (t + 140).10,08 - 20,8471 \text{(mb)} \qquad (53)$$

Para temperaturas de 0 a -40°C:

$$\log P_s = \log(t + 140).11,53 - 23,9591 \text{ (mb)} \qquad (54)$$

C - CALOR LATENTE DE VAPORIZAÇÃO

Brooker (1967) desenvolveu a seguinte expressão para o cálculo do calor latente de vaporização:

$$\lambda = (1076 - 0,570 (1,8 . t)) 0,5556 \text{ (kcal/kg)} \qquad (55)$$

Uma equação quase igual a apresentada acima é citada por Känzig (1976):

$$\lambda = (1080 - 0,612(1,8 . t)) 0,5556 \qquad (55a)$$

D - PROPRIEDADES AERODINÂMICAS E TERMODINÂMICAS DO AR

No Apêndice E encontra-se a Tabela E.1 com as propriedades aerodinâmicas e termodinâmicas do ar na faixa de -100 a 1500°F.

2.2.6 - PERDAS DE PESO DE MEIAS-CARCAÇAS DE BOVINOS

Durante o resfriamento ocorre uma desidratação das meias-carcaças, especialmente na superfície. Segundo Hodgson (1964), Gac (1970), Bailey (1972) e Cutting (1973), a taxa de difusão de água da superfície será:

- Diretamente proporcional à área exposta, à velocidade do ar, à força motriz para a evaporação.

- Inversamente proporcional à umidade relativa do ar e à espessura da gordura de cobertura.

No início do resfriamento, imediatamente após o abate, as meias-carcaças apresentam uma grande quantidade de água livre sobre a superfície, sendo, portanto, elevada a taxa de evaporação.

No resfriamento lento a força motriz de evaporação é mantida elevada por um longo tempo, motivando grandes perdas de peso.

No resfriamento rápido, embora no início se tenha uma taxa elevada de evaporação, há uma diminuição rápida da força motriz, resultando em perdas totais menores.

A - EFEITO DA VELOCIDADE DO AR

De acordo com a opinião de Swenson (1969)há muita incerteza na literatura com relação aos efeitos da velocidade do ar sobre as perdas de peso. Hodgson (1964) e (1966), Kuprianoff (1955) e (1956) recomendam altas velocidades no início do resfriamento e baixas velocidades quando a superfície alcançou baixas temperaturas. Saacke (1969), por outro lado, aponta baixas velocidades e muito baixas temperaturas como mais vantajosas.

Considerando as equações (27) e (38) é evidente que quanto maior a velocidade do ar mais rápido será o resfriamento da superfície, o que reduzirá mais rapidamente a diferença de pressão de vapor entre a superfície e o ar. De acordo com Hodgson (1964) pode ser dito de uma maneira muito aproximada que a perda de peso mínima ocorre quando a integração de $(p_s - p_a)$ em relação ao tempo é a menor possível.

Hicks e colaboradores (1956) afirmam que a velocidade do ar quase não tem efeito sobre as perdas de peso totais do resfriamento porque o efeito da variação do coeficiente de transferência de massa é compensado pela variação da integração de $(p_s - p_a)$ em relação ao tempo.

B - EFEITO DA TEMPERATURA

Com respeito à temperatura há muito maior concordância quanto a seus efeitos sobre as perdas de peso, isto é, deve ser mantida a mais baixa possível durante todo o processo. A única limitação é que a superfície da carne não deve congelar (Hodgson, 1964 e 1966) (Kuprianoff, 1955 e 1956), (Hicks, 1956) e (Saacke, 1969). Pela eq. (19) pode ser observado que quanto menor a temperatura do ar maiores serão as trocas de calor sensível e, portanto, mais rápido será o resfriamento. Embora as perdas de peso sejam

maiores nos estágios iniciais, o menor tempo de resfriamento faz com que as perdas de peso totais sejam menores.

C - EFEITO DA UMIDADE RELATIVA

É universalmente conhecido que a umidade relativa do ar no início do resfriamento deve ser a mais alta possível para minimizar as perdas de peso e qualquer redução na umidade relativa aumentará as perdas de peso. Uma redução da umidade relativa reduz a pressão de vapor do ar p_a aumentando a diferença $(p_s - p_a)$, o que aumenta as perdas de peso.

2.2.7 - CONCENTRAÇÃO DE ÁGUA

Radford e colaboradores (1976) desenvolveram um extenso estudo experimental das perdas de peso em placas de carne resfriadas em túneis com um rigoroso controle da velocidade do ar, umidade relativa e temperatura. Os resultados demonstraram claramente os efeitos da secagem superficial sobre a taxa de evaporação de água. Segundo os autores, a secagem superficial durante o resfriamento pode ser descrita como:

"Inicialmente, a taxa de evaporação é idêntica à de uma superfície úmida mas esta seca muito rapidamente. A taxa de evaporação diminui progressivamente a um valor equivalente a 1/3 da superfície úmida, até que o equilíbrio é alcançado entre a taxa de evaporação e a taxa de transferência de água por difusão, das camadas interiores para a superfície. A medida que prossegue o resfriamento a força motriz para a evaporação diminui, até que a taxa de transporte por difusão excede a de evaporação. A superfície progressivamente se reumedece e a taxa de evaporação se aproxima daquela de uma superfície úmida".

O teor de água da superfície, de acordo com estes mesmos autores, pode ser determinado através de um balanço de massa sobre a primeira camada, admitindo que a transferência de massa da superfície para o meio ambiente se dá por convecção e a transferência das camadas interiores até a superfície ocorre por difusão, segundo a lei de Fick, conforme ilustrado na Fig. 4:

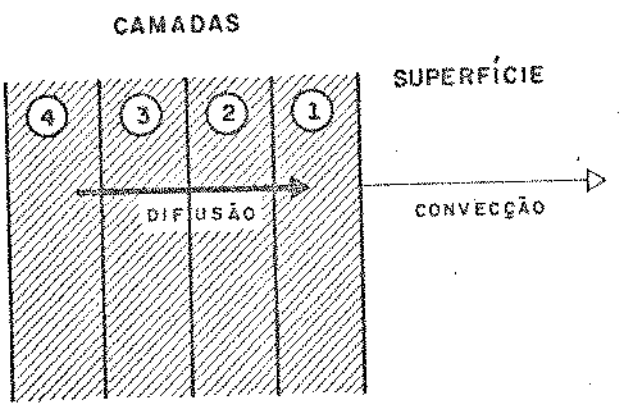


Fig. 4 - Transferência de massa em uma amostra de carne dividida em um número finito de camadas

BALANÇO DE MASSA

a - Quantidade de água perdida por convecção é determinada pela eq. (17)

$$W_1 = \frac{\beta A \bar{M}}{RT} (P_s \, a_w - p_a) \qquad (17)$$

b - Quantidade de água transferida da camada 2 para a camada 1 no mesmo intervalo de tempo:

$$W_2 = \frac{A \, D}{\Delta x} (C_{2,0} - C_{1,0}) \qquad (56)$$

c - A variação da quantidade de água na camada 1 no intervalo de tempo ΔT:

$$W_3 = (C_{1,1} - C_{1,0}) \frac{A\ \Delta x}{\Delta \tau} \qquad (57)$$

d - Quantidade de água acumulada na camada um no intervalo de tempo $\Delta\tau$:

$$W_3 = W_2 - W_1 \qquad (58)$$

Substituindo os valores na eq. (58) e rearranjando os termos tem-se:

$$C_{1,1} = C_{1,0} + \frac{\Delta\tau}{\Delta x} \left(\frac{D}{\Delta x} (C_{2,0} - C_{1,0}) - (P_s\ a_w - p_a) \right) \qquad (59)$$

Para as camadas interiores a transferência de água ocorre somente por difusão. Um balanço de massa semelhante ao anterior conduz à seguinte expressão:

$$C_{n,1} = C_{n,0} - \frac{D\ \Delta\tau}{(\Delta x)^2} (2C_{n,0} - C_{n+1,0} - C_{n-1,0}) \qquad (60)$$

As equações (59) e (60) possibilitam o cálculo da concentração de água em qualquer ponto da carne em função do tempo.

2.2.8 - DIFUSIVIDADE DE ÁGUA

De acordo com as experiências de Radford (1976) a difusividade de água dentro da carne de ovelha livre de gordura e a temperatura absoluta estão relacionadas pela seguinte equação:

$$D = 3{,}96.10^{-3}.\mathrm{EXp}(-2300/Ts) \qquad (61)$$

2.2.9 - APLICAÇÃO DE MÉTODOS NUMÉRICOS PARA O CÁLCULO DO RESFRIAMENTO DA CARNE BOVINA

Loginov (1967) estudou o resfriamento da carne pelo método das diferenças finitas. Apresentou a solução

da equação geral da transferência de calor sobre a forma de números adimensionais e deduziu fórmulas para o cálculo da temperatura em diferentes pontos internos de uma esfera, cujos resultados foram utilizados para o estudo do resfriamento da carne.

Fleming (1970) utilizou métodos numéricos para o cálculo da velocidade de transferência de calor em regime variável de um produto de forma complexa.

Radford e colaboradores (1976) consideraram amostras de carne dividida em um número finito de camadas na forma de uma placa e, através de balanços de calor e massa na superfície e nas camadas interiores, obtiveram um bom método de cálculo para as temperaturas em qualquer ponto e para as perdas por evaporação.

III OBJETIVOS

Este trabalho tem por finalidade a elaboração e simulação de um modelo matemático para o cálculo das temperaturas da superfície, centro e temperatura média de uma meia-carcaça de bovino, bem como as perdas de peso, visando a comparação dos processos de resfriamento de choque e convencional, atualmente em uso no Brasil, sob o ponto de vista econômico.

IV TEORIA

4.1 - MÉTODOS NUMÉRICOS NA TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Soluções analíticas da equação geral da transferência de calor têm sido utilizadas apenas para descrever os processos de resfriamento e congelamento de formas geométricas simples.

Para formas complexas, grande precisão e melhor compreensão da transferência de calor podem ser obtidas utilizando os métodos modernos de análise numérica combinado com as técnicas de computação. Desta maneira é possível investigar qualquer forma irregular provavelmente com propriedades térmicas não lineares e condições de contorno variáveis.

Em coordenadas cartesianas, em três direções a equação de Fourier, sem geração interna de calor, é dada por:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) \qquad (62)$$

A solução desta equação dá a temperatura t no ponto (x, y, z), após o tempo τ de um corpo de densidade ρ, calor específico C_p e condutibilidade térmica k.

A eq. (62) para fluxo de calor em regime transiente através de uma placa plana em uma direção é:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} \qquad (63)$$

Os métodos de solução gráfica e numérica que serão apresentados a seguir são descritos por Jakob (1956) e por Rohsenow & Hartnett (1972).

4.1.1 - SOLUÇÃO GRÁFICA DA CONDUÇÃO DE CALOR EM REGIME TRANSIENTE

A solução da eq. (63) em muitos casos é extremamen

te difícil e em alguns casos é impossível.

Um método, empregando diferenças finitas, desenvolvido graficamente, foi sugerido por Binder (1911) e por Schmidt (1924)e descrito por Jakob (1957) como segue:

MÉTODO DE BINDER-SCHMIDT

Considerando uma placa de espessura infinita na qual o calor flui, por condução, paralelo ao eixo x, a mesma pode ser dividida em um número qualquer de camadas de igual espessura x, nas quais a temperatura permanece constante, Fig. 5.

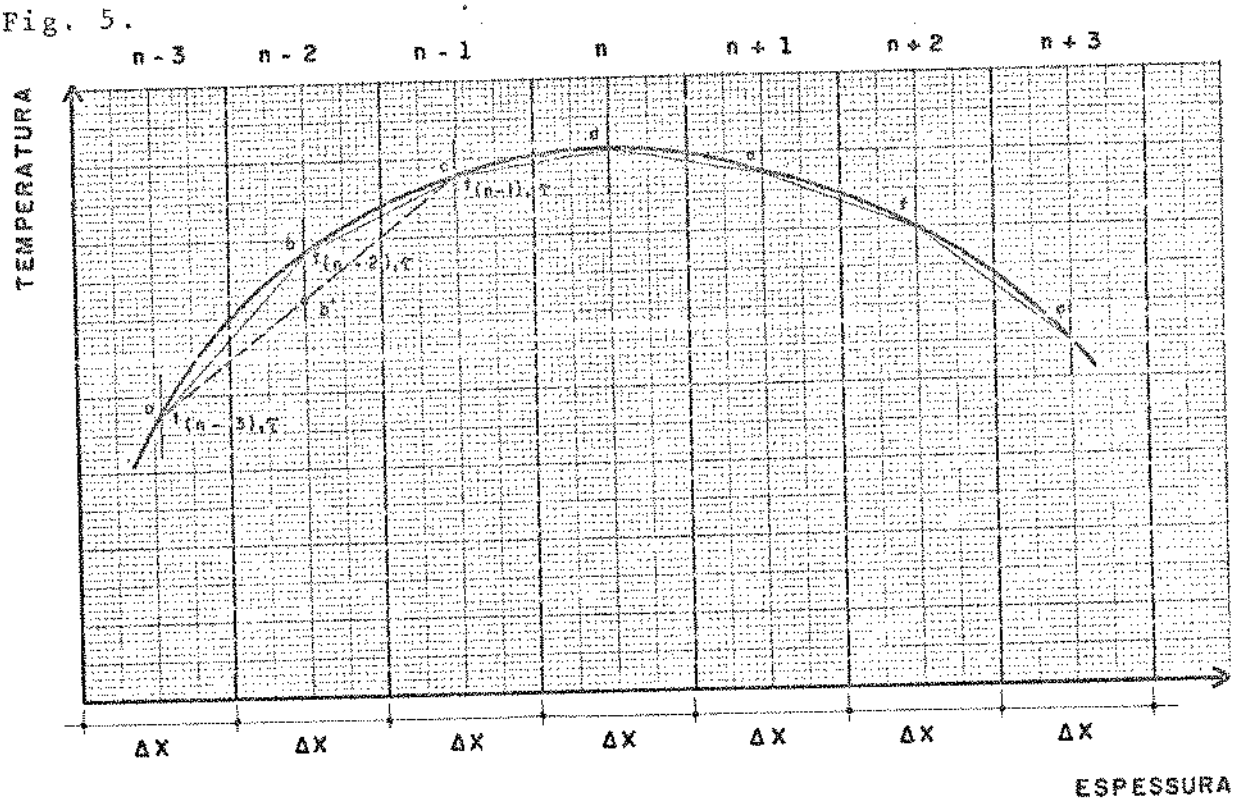


FIG. 5

Para regime transiente, a temperatura do material é uma função do tempo e da posição. Em uma dada posição dentro do corpo a temperatura é uma função somente do tempo. A curva "abcdefg" é assumida como a distribuição de temperatura no corpo em um tempo τ. Com o aumento do tempo a distribuição de temperatura mudará.

. Este método, em lugar de uma contínua variação, supõe mudanças em intervalos de tempo pequenos. O tempo, em uma camada qualquer, por exemplo "n", é designado por: $(\tau^n - 2), (\tau^n - 1), (\tau^n), (\tau^n + 1)$. A curva contínua é substituída por uma série de linhas quebradas ab, bc, cd, de, ef, fg. A temperatura em uma posição qualquer é designada por subscritos em que a primeira letra indica a posição e a segunda o tempo.

A linha ab tem o seguinte coeficiente angular:

$$\left(\frac{\Delta t}{\Delta x}\right)_{ab} = \frac{t_{(n-2),\tau} - t_{(n-3)\tau}}{\Delta x} \qquad (64)$$

e a linha bc:

$$\left(\frac{\Delta t}{\Delta x}\right)_{bc} = \frac{t_{(n-1),\tau} - t_{(n-2),\tau}}{\Delta x} \qquad (65)$$

A diferença entre estes dois coeficientes, por espessura de camada, pode ser expressa, se $\Delta x \to 0$, como a segunda derivada, na forma:

$$\frac{\Delta^2 t}{(\Delta x)^2} = \frac{\left(\frac{\Delta t}{\Delta x}\right)_{bc} - \left(\frac{\Delta t}{\Delta x}\right)_{ab}}{\Delta x} \qquad (66)$$

Substituindo as equações (64) e (65) na eq. (66) obtém-se:

$$\frac{\Delta^2 t}{(\Delta x)^2} = \frac{t_{(n-1),\tau} + t_{(n-3),\tau} - 2t_{(n-2),\tau}}{\Delta x^2} \qquad (67)$$

A mudança de temperatura com o tempo para a camada (n - 2) entre o tempo τ e $(\tau + 1)$ é igual:

$$\frac{\Delta t}{\Delta \tau} = \frac{t_{(n-2),(\tau+1)} - t_{(n-2),\tau}}{\Delta \tau} \qquad (68)$$

Substituindo as diferenciais da eq. (63)

por diferenças finitas, tem-se a equação:

$$\frac{\Delta t}{\Delta \tau} = a \frac{\Delta^2 t}{(\Delta x)^2} \qquad (69)$$

Substituindo (67) e (68) em (69) e rearranjando obtém-se:

$$t_{(n-2),(\tau+1)} - t_{(n-2),\tau} = \frac{2a\Delta\tau}{(\Delta x)^2}\left(\frac{t_{(n-1),\tau} + t_{(n-3),\tau}}{2} - t_{(n-2,\tau)}\right) \qquad (70)$$

O termo

$$\frac{t_{(n-1),\tau} + t_{(n-3),\tau}}{2}$$

representa a temperatura média que é indicada pelo ponto b' e o termo entre parêntesis na direita da eq. (70) indica a distância bb', fig. 5.

O primeiro membro da eq. (70) representa a mudança de temperatura na camada (n-2) no intervalo de tempo τ e $\tau+1$. Desde que $\Delta\tau$, Δx e "a" sejam constantes, a mudança de temperatura é proporcional à distância bb'. Se o fator $2a\Delta\tau/(\Delta x)^2$ é feito igual à unidade, através da escolha de valores adequados para o intervalo de tempo $\Delta\tau$ e para a espessura Δx, a mudança de temperatura é representada pela distância bb'. Para a determinação da temperatura na camada (n-2) no tempo $(\tau+1)$ é somente necessário conectar os pontos "a" e "c" correspondentes às temperaturas $t_{(n-3),\tau}$ e $t_{(n-1),\tau}$ e localizar a intersecção desta linha com o centro da camada (n-2). Contudo, é necessário ter em mente que isto é verdadeiro somente quando:

$$\Delta\tau = \frac{(\Delta x)^2}{2a} \qquad (71)$$

que é a condição fundamental do Método de Binder-Schmidt.

4.1.2 - SOLUÇÃO GRÁFICA PARA FLUXOS COMBINADOS POR CONDUÇÃO E CONVECÇÃO

O método gráfico pode ser facilmente aplicado para casos em que ocorre fluxo de calor por convecção.

A presença de um coeficiente de película finito indica que ocorre uma queda de temperatura entre o meio ambiente e a superfície (Kern, 1950).

Observando a Fig. 6, um balanço de calor na superfície pode ser descrito como: calor que flui por convecção da superfície para o meio ambiente deve ser igual ao fluxo de calor por condução do interior do corpo para a superfície. Assim, o fluxo de calor para o ambiente será o definido pela equação (1)

$$\dot{q} = h\ (t_s - t_a) \qquad (1)$$

A mesma quantidade de calor flui do interior para a superfície do corpo (Kern, 1950):

$$\dot{q} = k\ \left(-\frac{\partial t}{\partial x}\right)_\tau \qquad (72)$$

onde:

$\left(-\frac{\partial t}{\partial x}\right)_\tau$ - gradiente de temperatura na superfície no tempo τ

Pode-se imaginar, agora, que o sólido se estende para a esquerda sendo o mesmo fluxo de calor. Neste caso, a velocidade de mudança de temperatura na superfície será a mesma tanto à direita como à esquerda da superfície e a distribuição de temperatura no sólido imaginário à esquerda será a linha reta $\overline{ea}$ traçada tangencialmente à curva de distribuição de temperatura a-2-3 no ponto a. Fazendo a tangente se estender até o ponto "e" tem-se:

$$t = t_e$$

Das equações (1) e (72)

$$(t_s - t_a) = \frac{h}{k} \left(\frac{\partial t}{\partial x}\right)_\tau \qquad (73)$$

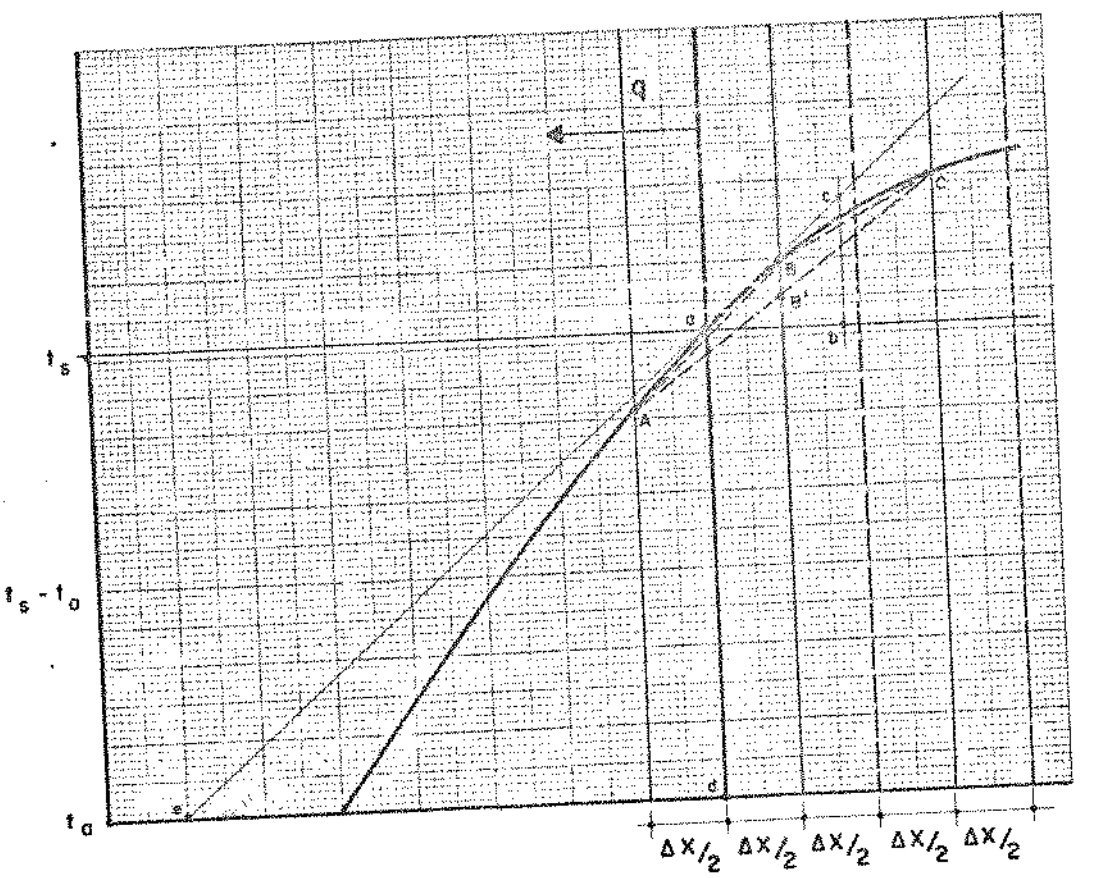


FIG. 6

Desde que os triângulos "eda" e "abc" sejam semelhantes, introduzindo "d" para a distância "ed", a eq. (73) fica:

$$\frac{t_s - t_a}{d} = \left(\frac{\partial t}{\partial x}\right)_\tau \qquad (74)$$

Onde:

$$d = \frac{k}{h} \qquad (75)$$

A localização do ponto "e" pode ser obtida se forem conhecidos os valores de k e h. Os pontos sobre a linha "ea" representam a temperatura média do sólido imaginário no tempo em questão. Por isso, o ponto A indica a temperatura na distância $\Delta x/2$ da parede no tempo τ. As linhas AB e BC representam a distribuição aproximada de temperatura. Para a determinação da temperatura no ponto B' depois do próximo intervalo de tempo $\Delta\tau+1$ é necessário apenas conectar os pontos A e C.

A Fig. 7 apresenta um corpo que tem a temperatura inicial uniforme conforme indicado pela linha j.

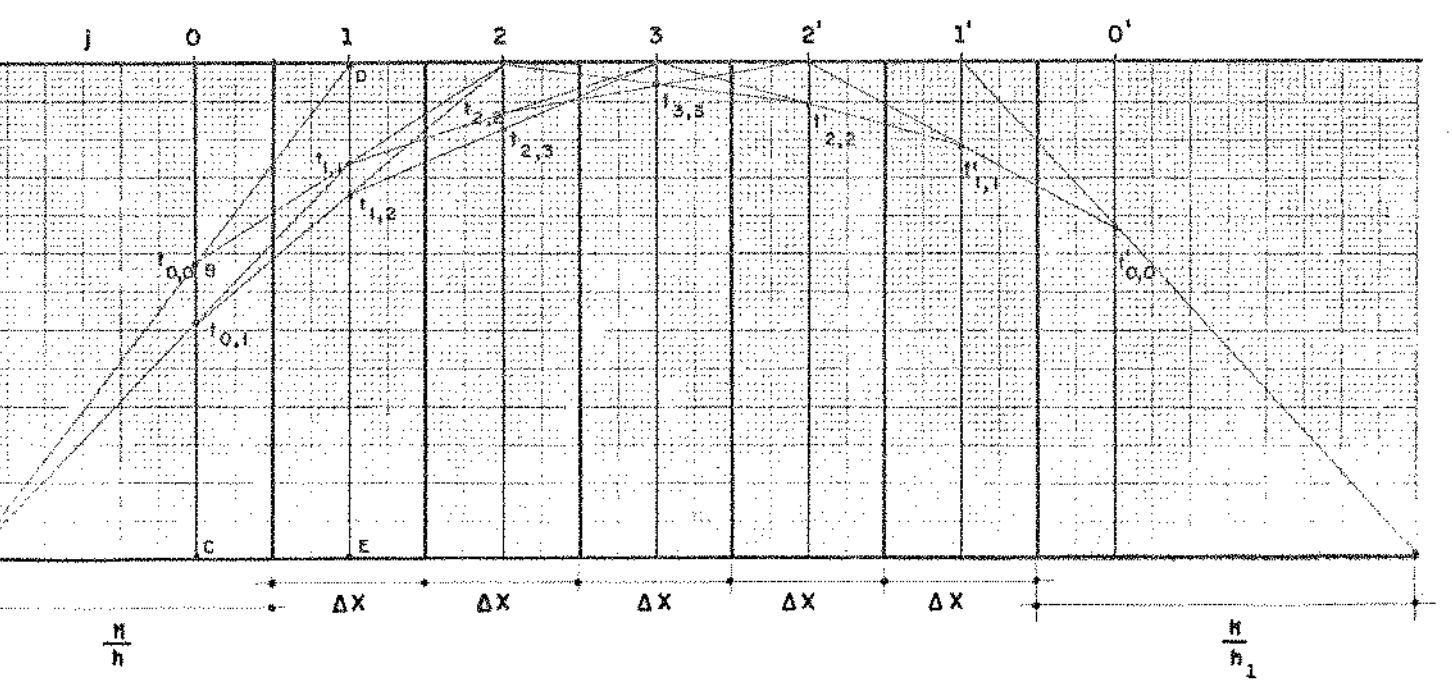


FIG. 7

Diferentes coeficientes de transferência de calor h e h_1 são assumidos para as duas faces. É óbvio que um grande número de linhas serão necessárias para determinar a temperatura depois de um longo intervalo de tempo. Para reduzir o tempo de construção, o intervalo de tempo pode ser aumentado por um fator 4, dobrando, ao mesmo tempo, a espessura Δx. Pela eq. (71) pode ser verificado que isto é correto. Todavia, a redução do número de camadas reduz a precisão do método.

A temperatura da camada imaginária "0" no tempo τ é facilmente obtida da semelhança dos triângulos ABC e ADE, Fig. 7:

$$t_{0,\tau} = \frac{k/h - x/2}{k/h + x/2} t_{1,\tau} \qquad (76)$$

4.1.3 - SOLUÇÃO NUMÉRICA PARA A CONDUÇÃO DE CALOR EM REGIME TRANSIENTE

O método gráfico é bastante utilizado para a solução de problemas de condução de calor em regime variável, permitindo uma boa visão da distribuição de temperaturas. Entretanto, para cálculos mais precisos, especialmente quando a variação das propriedades físicas tem papel importante, deve ser utilizado o método numérico, especialmente quando se dispõe de um computador de alta velocidade, pois as etapas da solução numérica são facilmente programáveis.

Da teoria do método de relaxação descrito por Jakob (1957) e do tratamento numérico de fluxos de calor em regime variável, chega-se à seguinte equação geral:

$$t_{n,\tau} = \frac{t_{n+1,\ -1} + t_{n-1,\tau-1} + (m-2)\, t_{n,\tau-1}}{m} \qquad (77)$$

que permite determinar a temperatura em qualquer ponto no tempo τ, em função das temperaturas das camadas adjacentes, no tempo $\tau-1$.

m - Módulo de Fourier (Rohsenow & Hartnett, 1973), que é definido pela seguinte expressão:

$$m = \frac{(\Delta x)^2}{a\Delta\tau} \qquad (78)$$

A escolha do parâmetro "m" não pode ser qualquer. Se "m" for menor do que 2 obtém-se um coeficiente negativo para $t_{n,\tau-1}$ na eq. (77) criando uma condição que contraria os princípios da termodinâmica, isto é, quanto maior a $t_{n,\tau-1}$ no tempo $\Delta\tau$ tanto menor seria no instante posterior. Do ponto de vista matemático, se o coeficiente de $t_{n,\tau-1}$ for negativo, a solução das diferenças finitas não irá convergir.

Assim, os valores de Δx e $\Delta\tau$ devem ser escolhidos de tal forma que sejam evitados coeficientes negativos. Esta regra simples indica que, para pontos internos de uma rede de condução de calor em regime variável, a solução numérica é convergente se:

$m \geq 2$ para sistemas unidimensionais
$m \geq 4$ para sistemas bidimensionais
$m \geq 6$ para sistemas tridimensionais

Se m = 2 na eq. (77) observa-se que a temperatura na camada "n" no tempo τ é igual à média aritmética das temperaturas adjacentes no tempo anterior e o método numérico é idêntico ao método gráfico.

Se m = 2, os resultados são aproximados, a menos que as camadas sejam muito finas. Para uma dada espessura Δx, os resultados são mais exatos se m = 3, (Kreith, 1969).

4.2 - MODELO MATEMÁTICO PARA A TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MASSA DE MEIAS-CARCAÇAS DE BOVINOS

Muitos dos trabalhos sobre resfriamento têm tentado desenvolver um modelo matemático que demonstre, através do cálculo, os perfis de temperatura e as perdas por evaporação que ocorrem durante o resfriamento de meias-carcaças de bovinos.

A maioria destes trabalhos equiparam a meia-carcaça, ou parte, a formas geométricas simples como placa (Fikiin, 1967), (Murthy e colaboradores, 1974), (Radford e colaboradores, 1976); esfera (Fikiin, 1967); e cilindro, e são na maioria dos casos derivados da teoria do resfriamento de placa e esfera.

Earle e Fleming (1967), Fleming e Earle (1968) equipararam a carcaça de cordeiro a um cilindro de pequeno diâmetro, tendo obtido boa concordância entre os dados teóricos e experimentais, para o resfriamento e perdas de peso. Entretanto, a analogia é criticamente dependente da escolha correta do diâmetro do cilindro.

A análise desenvolvida por Hodgson (1964) habilmente demonstra a grande importância da temperatura comparada com a velocidade do ar sobre o resfriamento de meias-carcaças. Mas o cálculo de valores particulares destas variáveis, para que o resfriamento se processe em um tempo determinado, é complexo e requer inúmeras estimativas.

Nestes trabalhos não são encontradas maiores referências com relação à cobertura de gordura e não é indicado um método de cálculo para as perdas de peso.

O modelo matemático que será proposto descreve um método para o cálculo das temperaturas da superfície e do centro, temperatura média e perdas de peso. Todas estas variáveis serão determinadas em função do tempo.

Para o cálculo das temperaturas será aplicado o método de Binder-Schmidt e as perdas de peso serão calculadas em função do coeficiente de transferência de massa e da força motriz para a evaporação.

Em virtude da grande complexidade do produto, um grande número de variáveis estão envolvidas. Em vista disto, a aplicação do modelo matemático apresentado na Fig. 8 exigiu a introdução das seguintes simplificações:

a - A meia-carcaça foi considerada como um corpo

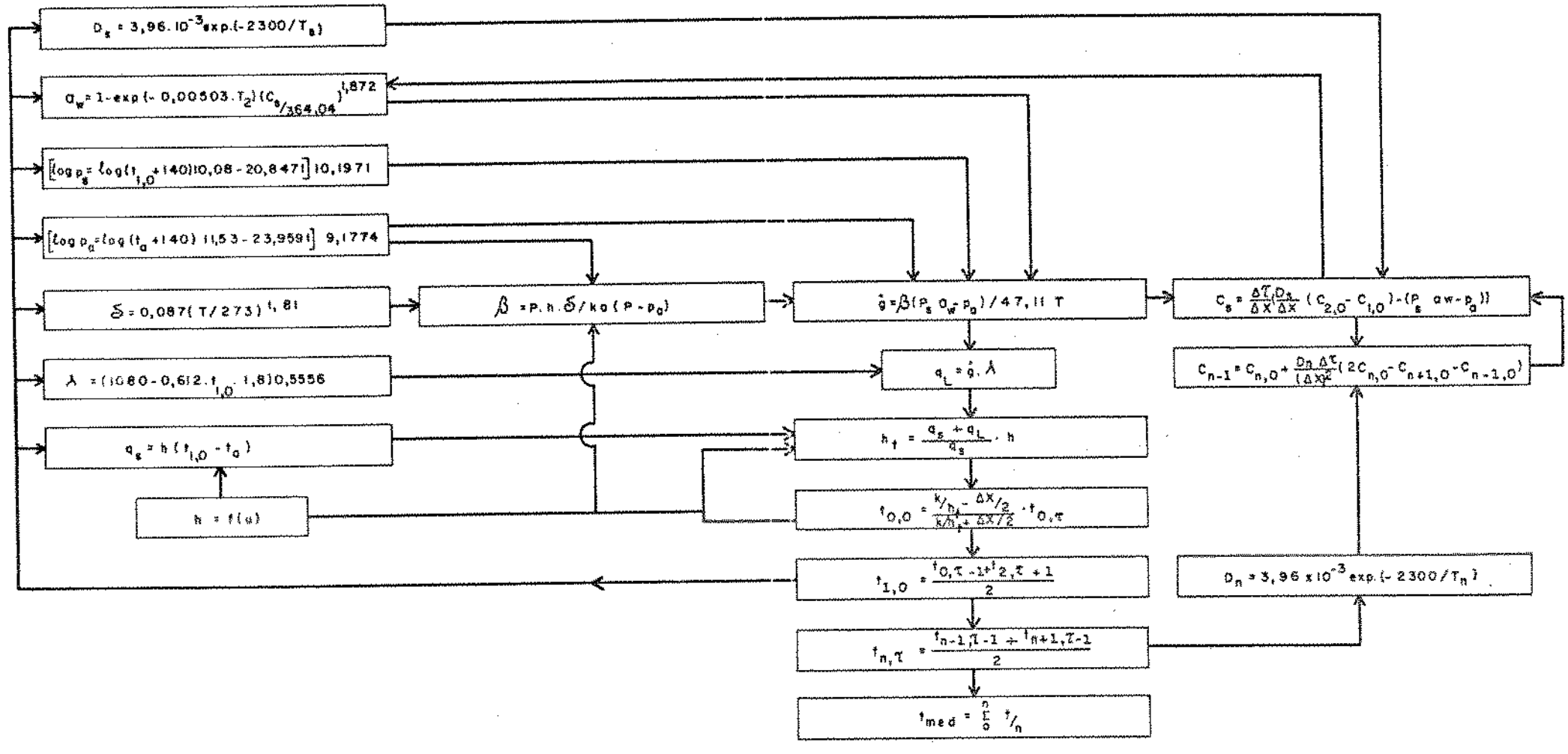


FIG. 8 - MODELO MATEMÁTICO

homogêneo de espessura uniforme e equivalente à parte mais espessa;

b - Transferência de calor e massa ocorrendo somente na direção de menor espessura;

c - Taxa de evaporação uniforme ao longo de toda a superfície. A falta de informações na literatura não permitiu que fosse levado em consideração a influência da camada de gordura superficial sobre a taxa de evaporação;

d - Propriedades constantes do ar ambiente no resfriamento de choque. No resfriamento convencional, após as primeiras horas, a temperatura é também suposta constante;

e - As propriedades físicas e termodinâmicas da carne foram consideradas constantes.

4.2.1 - MODELO DA MEIA-CARCAÇA

Enquanto uma carcaça pode ser diferenciada de outra pela espécie, raça, idade, peso, tamanho, forma, conteúdo de gordura e outros constituintes da carne e osso, há, por outro lado, um grande número de propriedades comuns, através das quais um modelo de meia-carcaça pode ser estabelecido, com a finalidade de calcular certos dados essenciais como tempo de resfriamento, distribuição de temperatura, taxa de dissipação de calor e perdas de peso.

O modelo de meia-carcaça que será utilizado é o apresentado por Levy (1972), cuja forma é o de uma placa de seção transversal retangular de espessura "e" que será função do peso da meia-carcaça. A área total exposta ao meio ambiente compreende o lado da carne ou lado externo e o lado do osso ou interno.

Em qualquer espécie de carcaça o tempo de resfriamento é entendido como o período necessário para que a temperatura do centro da parte mais espessa seja reduzida a um nível tal que possibilite uma boa conservação.

Para o cálculo da espessura de uma superfície irregular, Plank (1963) sugere a seguinte relação:

$$e = 0,047\ G^{1/3} \qquad (79)$$

A aplicação desta equação, sendo G o peso da meia-carcaça, dá a espessura bem aproximada do quarto, justamente a parte mais grossa.

No modelo matemático considerou-se um prisma de seção transversal retangular, cuja espessura é a determinada pela eq. (79).

4.2.2 - PROPRIEDADES FÍSICAS E TERMODINÂMICAS DA CARNE

As propriedades físicas e termodinâmicas da carne variam com o teor de umidade. Levy (1972) apresenta as seguintes equações para o cálculo destas propriedades em função do teor de água:

$$\rho = 1000\psi + (1 - \psi) = 890 + 110\psi \qquad (80)$$

$$C_p = 1\psi + 0,2(1-\psi) = 0,2 + 0,80\psi \qquad (81)$$

$$k = 0,51\psi + 0,22\ (1-\psi) = 0,22 + 0,29\psi \qquad (82)$$

$$a = k/\rho C_p \qquad (83)$$

Supondo que a meia-carcaça de bovino tenha um teor aproximado de gordura de 20% e um conteúdo médio de água de 0,62 kg de água/kg de produto, aplicando as eqs. (80), (81), (82) e (83), tem-se:

$$\rho = 958\ kg/m^3$$

$$C_p = 0,70\ kcal/kg\ ^oC$$

$$k = 0,40\ kcal/h\ m\ ^oC$$

$$a = 5,96.10^{-4}\ m^2/h$$

4.2.3 - PROGRAMAÇÃO E SIMULAÇÃO POR COMPUTADOR

O programa apresentado no Apêndice A desenvolvido segundo a linguagem FORTRAN IV(Pacitti, 1969) simula em cada instante o cálculo das perdas de peso, das quantidades de calor sensíveis e latente, e das temperaturas em qualquer lugar da meia-carcaça, durante o processo de resfriamento de choque com três estágios.

As condições ambientes dos dois processos, dimensões dos túneis, capacidade dos túneis e equipamentos foram baseados em dados de dois projetos de abatedouros frigoríficos recentemente implantados, gentilmente cedidos pela direção da FRIO S/A - SP.

4.2.3.1 - Programa para Simulação do Resfriamento

A Fig. 9 mostra através de um diagrama de bloco, o programa para simulação de resfriamento pelo processo de choque com pré-resfriamento dividido em dois estágios, no qual o final desta fase é indicado quando a temperatura da superfície atinge $0^{\circ}C$.

A Fig. 10 mostra as modificações que devem ser feitas no Fluxograma I para simulação do resfriamento pelo processo de choque, com pré-resfriamento dividido em três estágios, no qual é especificado o tempo de permanência em cada estágio.

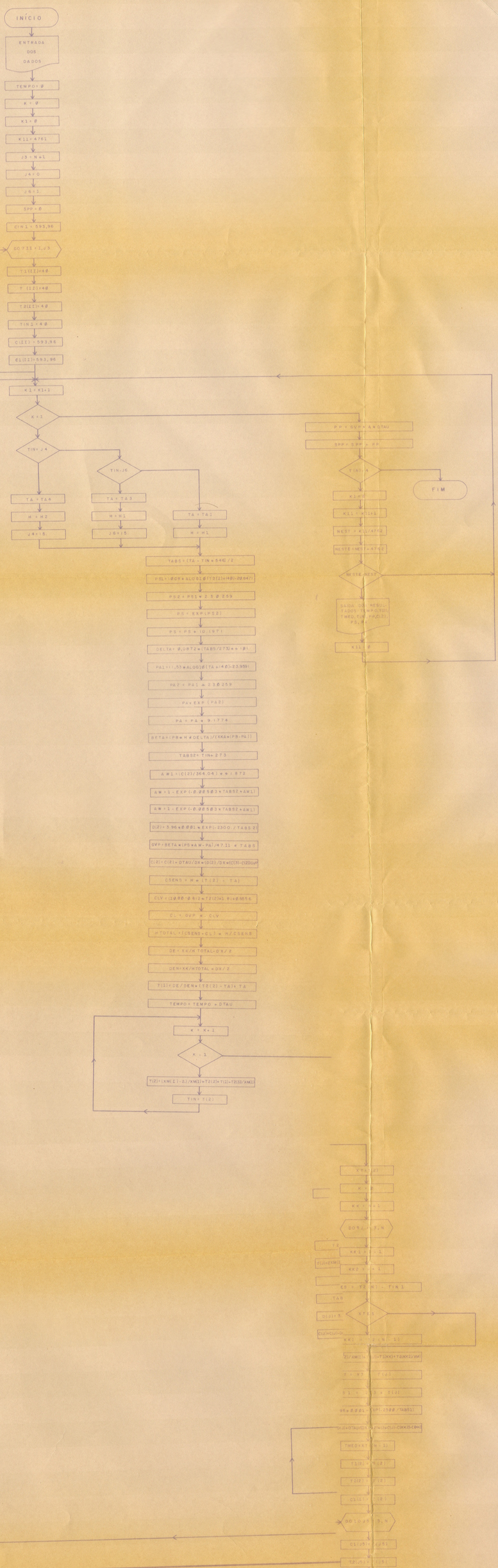
A Fig. 11 mostra as modificações do Fluxograma I para resfriamento em túnel convencional com grande capacidade frigorífica, apresentando a variação da temperatura ambiente nas primeiras horas de resfriamento.

4.2.3.2 - Escolha da Espessura da Camada para Aplicação do Método de Binder-Schmidt

De acordo com o método de Binder-Schmidt descrito em 4.1.1 a precisão do cálculo será tanto maior quanto menor for a espessura da camada. A aplicação da linguagem FORTRAN,

FIG. 9 - FLUXOGRAMA I

RESFRIAMENTO DE CHOQUE
PRÉ-RESFRIAMENTO COM DOIS ESTÁGIOS



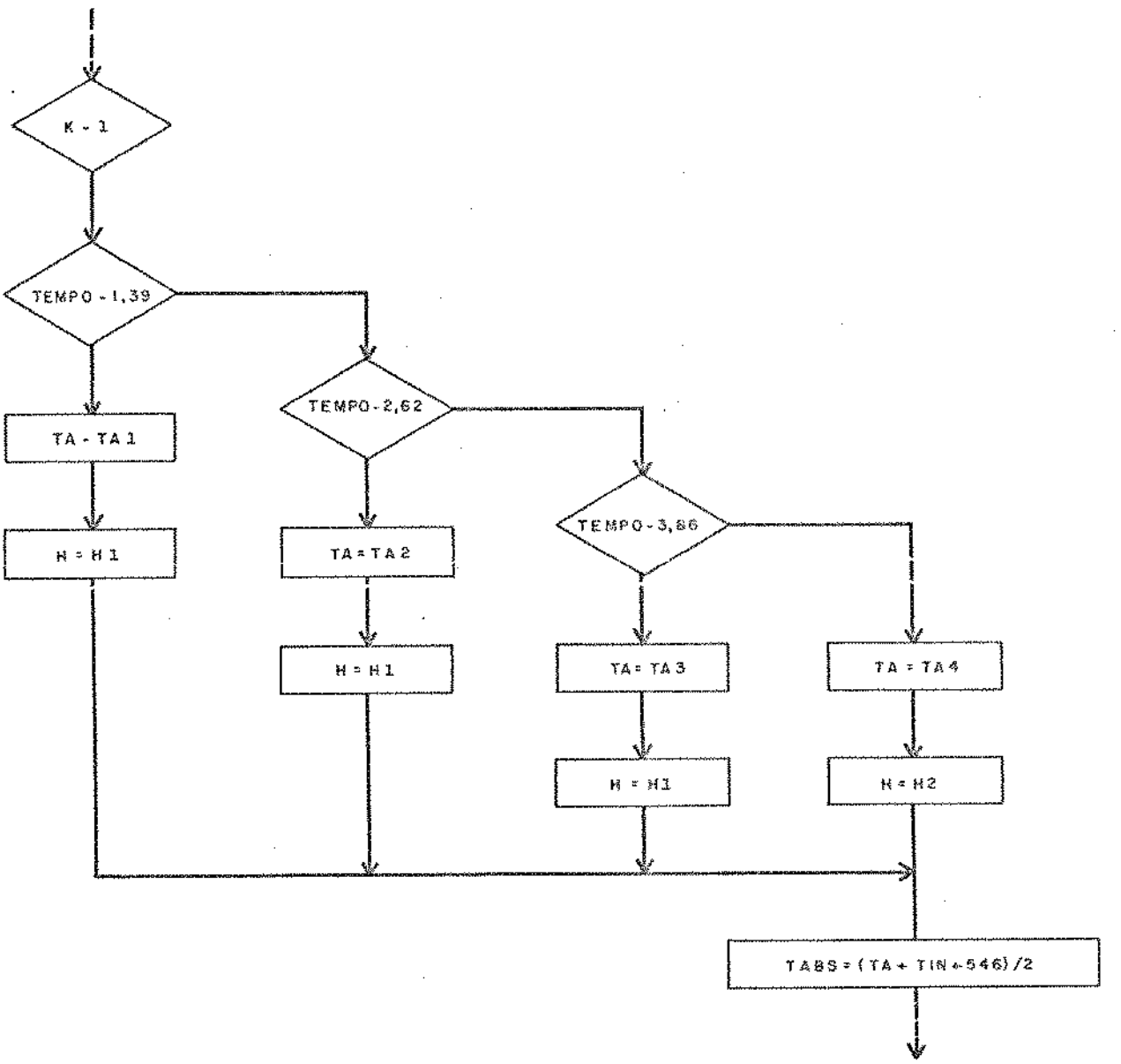


FIG.10 - FLUXOGRAMA II

PROCESSO DE CHOQUE
COM PRÉ-RESFRIAMENTO EM TRES
ESTÁGIOS

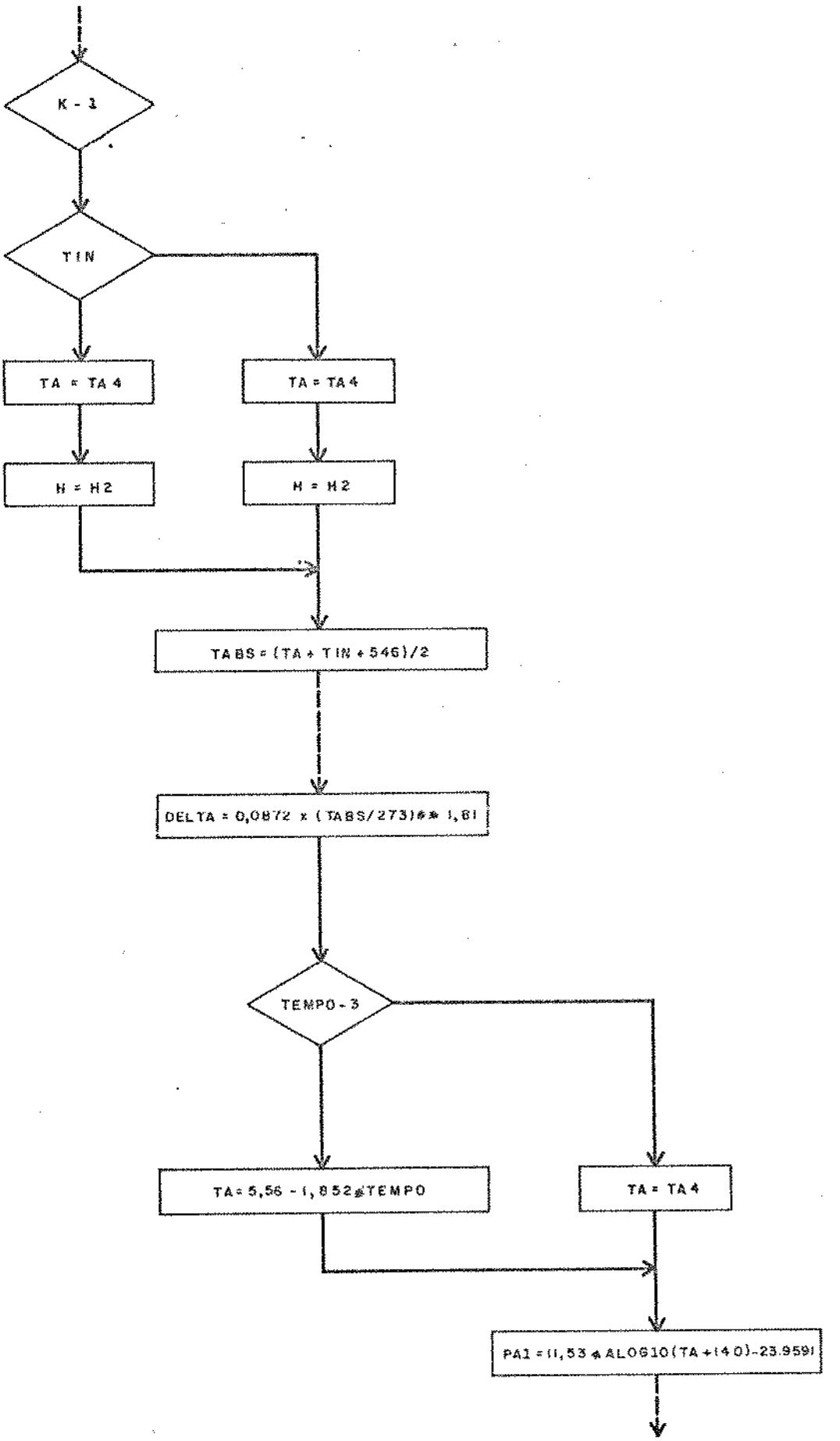


FIG. 11 - FLUXOGRAMA III

PROCESSO CONVENCIONAL

GRANDE CAPACIDADE FRIGORÍFICA

entretanto, limitou a utilização de uma espessura inferior a $5 \cdot 10^{-4}$ m, por exigir um tempo de computação extremamente longo.

4.2.3.3 - Número de Camadas

Como se supõe que a dissipação de calor da meia-carcaça se dá pelas duas faces correspondentes à menor espessura, para o cálculo da quantidade de calor transferida deve ser considerada a metade do valor determinado pela eq. (79), isto é:

$$x = e/2$$

Uma vez estabelecida a espessura da camada, e conhecendo a espessura total x, o número de camadas fica determinado pela relação:

$$n = x/\Delta x \qquad (84)$$

4.2.3.4 - Intervalo de Tempo

A condição fundamental do método de Binder-Schmidt é que "m", módulo de Fourier definido pela eq. (78), seja maior ou igual a 2 para o caso de um sistema unidimensional. A relação seguinte deve ser obedecida:

$$\Delta\tau = \frac{(\Delta x)^2}{m \cdot a} \qquad (85)$$

onde:

$$m \geqslant 2$$

Esta relação possibilita a determinação do intervalo de tempo no qual a temperatura permanece constante.

4.2.3.5 - Perdas de Peso

As perdas de peso serão determinadas utilizando-se a eq. (4) expressa na forma:

$$\dot{g} = W/A = \frac{\beta}{RT} (P_s \, a_w - p_a) \quad (kg/h\ m^2) \qquad (86)$$

O déficit de umidade, a cada instante, no intervalo de tempo $\Delta\tau$, é expresso em kg e é dado pela expressão:

$$m_c = \dot{g} \; A \; \Delta\tau \qquad (87)$$

4.2.3.6 - Temperatura da Película

Quando há uma apreciável diferença entre a temperatura da superfície do produto e o ar é recomendável que a temperatura da película seja definida como a média aritmética das temperaturas absolutas da superfície e meio (Holman,1972):

$$T = \frac{T_s + T_a}{2} \qquad (88)$$

4.2.3.7 - Coeficiente de Transferência de Calor

Assumindo diferentes valores para a velocidade do ar na câmara com produto e aplicando as equações (32), (33), (34), (35) e (36) obtêm-se os seguintes resultados para o coeficiente de transferência de calor, apresentados na Tabela 3.

Para a equação (32) o número de Pr é obtido da Tabela E.1 e o número de Re da equação:

$$Re = d_h \cdot u \cdot \rho_a / \mu_a \qquad (91)$$

Onde: d_h = Diâmetro hidráulico, Apêndice D-A.13

ρ_a = 1,175 kg/m^3 (ar a 0°C e 90% u r) (Silva, 1973)

μ_a = 0,17 x 10^{-4} kg/ms (ar seco a 0°C) Tabela E.1

TABELA 3: Coeficiente de transferência de calor calculado por diferentes equações em função da velocidade do ar.

		Kcal/ h m^2 ^oC				
u	$\bar{Nu}$	$\bar{h}$	h	h	h	h
m/s			Hodgson	Earle	Plank	Collin
0,2	41,00	2,44	3,98	6,60	2,07	5,68
0,3	50,21	2,98	4,88	6,98	2,86	6,02
0,4	57,98	3,44	5,63	7,35	3,60	6,36
0,5	64,82	3,85	6,29	7,73	4,41	6,70
0,6	71,01	4,22	6,89	8,10	4,98	7,04
0,7	76,70	4,55	7,45	8,48	5,64	7,38
0,8	81,99	4,87	7,96	8,86	6,27	7,72
0,9	86,97	5,16	8,44	9,23	6,89	8,06
1,0	91,67	5,44	8,90	9,60	7,50	8,40
2,0	129,64	7,70	12,58	13,34	13,06	11,80
3,0	158,78	9,43	15,41	17,09	18,06	15,20
4,0	183,34	10,89	17,80	20,83	22,74	17,80
5,0	205,19	12,31	19,92	24,58	27,18	22,00

Observa-se que a determinação do coeficiente de transferência de calor através do número de Nusselt, eq.(32), fornece resultados muito baixos. A eq. (33) de Hodgson, conforme já foi descrito, só dá resultados aceitáveis para velocidades de ar superiores a 1m/s. Também a equação (35) de Plank e a equação (36) de Collin dão resultados que não satisfazem para velocidades inferiores a 1 m/s. A eq. (34) de Earle foi a que melhores resultados apresentou na faixa de 0,2 até 2m/s. Para velocidades superiores a 2 m/s, os melhores resultados foram obtidos pela eq. de Plank. Em vista disto, estas duas últimas equações foram utilizadas para o cálculo do coeficiente de transferência de calor.

As equações (34) de Earle e (36) de Collin podem ser consideradas como derivadas da equação (36a) a longo tempo aceita pela ASTM. Esta última equação se passada para unidades métricas dá extamente a equação de Collin que será tomada como base para a avaliação das demais, desprezando a contribuição devida à radiação. Como pode ser observado na equação de Earle, o primeiro termo do segundo membro, devido à convecção natural, é 20% superior ao da equação de Collin. Este fato poderia ser atribuido à geometria da meia-carcaça, comparável a uma parede plana não muito grande ou ainda, a uma estimativa da influência da radiação.

Pode-se observar ainda que em velocidades elevadas do ar as contribuições da convecção forçada e natural são da mesma ordem de grandeza. Entretanto, nas velocidades de 0,2 a 0,3 m/s do chamado processo normal (Tabela 1), a transferência se realiza predominantemente por convecção natural.Dentro da faixa dos valores envolvidos os coeficientes de convecção podem ser considerados indepententes das temperaturas sem erro apreciável.

Nota-se também, que no segundo termo da equação de Earle, se a velocidade é expressa em ft/sec, tem-se exatamente o segundo termo da equação da ASTM.

Com respeito à radiação, este transporte existirá sempre que haja diferença de temperatura entre as meias-carcaças com respeito ao piso, teto e paredes da câmara. O coeficiente fictício de radiação é função das temperaturas e das diferenças de temperaturas, ou seja, o mecanismo da radiação pode ter uma influência apreciável sobre a transmissão de calor no início do resfriamento quando as temperaturas da meia-carcaça são altas. Sua influência vai desaparecendo à medida que a temperatura da superfície vai baixando.

4.2.3.8 - Coeficiente de Transferência de Massa

O valor real do coeficiente de transferência de massa é difícil de ser avaliado, pois, certos fatores, como a área úmida, que sofre uma grande variação, particularmente nos estágios finais do resfriamento, e a superfície coberta com gordura, que funciona como uma barreira à difusão de água, tornam os resultados bastante incertos.

No modelo de cálculo optou-se pela eq. (44)sugerida por Krischer, para o cálculo do coeficiente de transferência de massa.

4.2.3.9 - Coeficiente Total de Transferência de Calor

Os coeficientes de transferência de calor e massa podem ser combinados através de uma única expressão que fornece o coeficiente total de transferência de calor.

Pelas equações (18) e (19) e sabendo que ΔQ_t pode também ser expresso por:

$$\Delta Q_t = h_{tot} . A . \Delta t \qquad (92)$$

Obtém-se a seguinte relação que dá o coeficiente total de transferência de calor:

$$h_{tot} = \frac{\Delta Q_s + \Delta Q_L}{\Delta Q_s} . h \qquad (93)$$

4.2.3.10 - Temperatura do Centro

No início do resfriamento a temperatura do centro t_n permanece constante e igual à temperatura inicial do produto, sendo determinada pela média das temperaturas vizinhas:

$$t_{n,\tau} = (t_{(n-1),\tau-1} + t_{(n+1),\tau-1})/2 \qquad (94)$$

Entretanto, no momento em que t_n sofre qualquer abaixamento, a temperatura t_{n+1} não é conhecida. Como o resfriamento se dá pelos dois lados correspondentes à menor espes

sura, as camadas são simétricas. A temperatura na camada n + 1, isto é, t_{n+1} no tempo τ é igual a t_{n-1}, no tempo τ.

$$t_{n+1,\tau} = t_{n-1,\tau} \qquad (95)$$

4.2.3.11 - Temperatura Média

A temperatura média é determinada pela média aritmética das temperaturas de todas as camadas:

$$t_{med} = \frac{\sum_{1}^{n} t}{n} \qquad (96)$$

4.2.3.12 - Temperatura do Ar

No resfriamento convencional, durante o carregamento da câmara, a carga térmica é muito elevada, causando uma elevação de temperatura do ar ambiente.

Hodgson (1964) apresenta uma curva da variação da temperatura do ar em função do tempo.

Como o restabelecimento da temperatura à sua condição original segue aproximadamente uma linha reta, no programa que está sendo descrito será considerado esta variação de temperatura como linear e duas suposições são feitas:

A - GRANDE CAPACIDADE FRIGORÍFICA

Supõe-se que, com uma grande capacidade frigorífica, a temperatura do ar que, segundo Hodgson (1964), eleva-se a 5,56°C, retorna à condição de 0°C em 3h. Neste caso a tempera

tura do ar é expressa por:

$$t_a = 5,56 - 1,852 \cdot \tau \qquad (89)$$

B - PEQUENA CAPACIDADE FRIGORÍFICA

Com uma pequena capacidade frigorífica supõe-se que a temperatura do ar demanda 9h para retornar a 0°C. A temperatura do ar será expressa por:

$$t_a = 5,56 - 0,6178 \cdot \tau \qquad (90)$$

4.2.3.13 - Descrição dos Projetos Fornecidos Pela Frio S/A

A - RESFRIAMENTO CONVENCIONAL

Câmaras:

- Quantidade: 6
- Dimensões: Comprimento: 15,00 m
  Largura: 6,00 m
  Altura: 6,85 m
  Altura do teto falso: 4,10 m
  Área: 90 m^2
- Trilhos: Número de unidades:

- Seis - considerando as meias-carcaças dispostas em posição transversal em relação aos trilhos;
- Dezoito - considerando as meias-carcaças em posição longitudinal em relação aos trilhos.

  Comprimento dos trilhos: 12 m
  Distância entre os trilhos: 0,80 m
  Distância dos trilhos às paredes: 1 m
  Comprimento total: 72 m

- Capacidade de cada câmara: 144 meias-carcaças (2 meias-carcaças por metro linear de trilho DIPOA)

- Circulação do ar em relação ao trilho: sentido longitudinal.

Condições do Resfriamento

Temperatura do ar: $0^{o}C$
Velocidade do ar na câmara sem produto: 1m/s
Velocidade do ar calculada: 0,95 m/s (Apêndice D-A.12)

Evaporadores das Câmaras de Resfriamento

Área: 570 m^2
Distância de aleta: 10 mm
Capacidade frigorífica: 63.500 kcal/h
Número de evaporadores por câmara: 1
Número de Ventiladores por evaporador: 4
Potência dos motores: 5 HP.

Compressores Tipo Parafuso

Condições de operação e dados técnicos para o tipo SKK 204/1,5G "Natkal 2"

- Meio refrigerante: Amônia
- Capacidade frigorífica: 877.000 kcal/h
- Temperatura de evaporação: $-10^{o}C$
- Temperatura de condensação: $-35^{o}C$
- Pressão de evaporação: 2,967 kg/cm^2 abs
- Pressão de condensação: 13,76 kg/cm^2 abs
- Temperatura antes do compressor: $-10^{o}C$
- Temperatura depois do compressor: $85^{o}C$
- Perda de carga na sucção: Zero
- Perda de carga na descarga: Zero
- Pressão antes do compressor: 2,967 kg/cm^2 abs
- Pressão depois do compressor: 13,76 kg/cm^2 abs
- Volume de sucção efetivo (sem super-aquecimento) com 5% de tolerância: 1.430 m^3/h
- Velocidade do compressor, aprox. 4.617 rpm
- Potência com 5% de tolerância: 300 kw

- Potência recomendada: 330 kw
- Velocidade nominal do motor: 1770 rpm
- Calor transferido no resfriamento do óleo: 111.000 kcal/h
- Temperatura de entrada do óleo: 75°C
- Temperatura de saída do óleo: 45°C
- Vazão de bomba de óleo: 9,6 m^3/h.

Bomba de Amônia

- Potência do motor: 3 HP
- Vazão: 166,7 ℓ/min
- Número de unidades: 2

B - RESFRIAMENTO DE CHOQUE

Pré-Resfriamento

TABELA 4.

	1º Estágio	2º Estágio	3º Estágio
Dimensões, m	10,8x12,9	6,6x5,2+8,2x9,1	8,2x16
Área, m^2	139,32	108,94	131,20
Comprimento dos trilhos, m	111	98	99
Velocidade da nória, m/h	80	80	80
Temperatura do ar, °C	-15	-8	-1
Evaporadores:			
- nº de unidades	4	4	4
- Área por unidade, m^3	300	250	207
- Distância da aleta, mm	15	15	15
- Ventiladores (3 por evaporador)	12	12	12
- Potência dos motores, HP	5	5	5

Motores da Nória Transportadora: 2 de 9 HP
Posição das meias-carcaças em relação aos trilhos: transversal
Circulação do ar em relação ao trilho: transversal
Velocidade do ar calculada: 0,49 m/s (Apêndice D-B.1.4)
Todos os evaporadores do pré-resfriamento estão ligados no circuito de -35°C.

Igualização:

- Câmaras:

  Número de câmaras: 6
  Dimensões: 6 x 26 m
  Área por câmara: 156 m^2
  Área total: 936 m^2

- Trilhos:

  Nº de unidades: 4
  Comprimento de cada trilho: 23,4 m
  Comprimento total: 140 m
  Distância entre os trilhos: 0,80 m
  Distância dos trilhos às paredes: 1m

- Capacidade de cada câmara: 280 meias-carcaças (2 meias-carcaças por metro linear de trilho DIPOA).
- Circulação do ar em relação aos trilhos: sentido longitudinal.
- Posição das meias-carcaças em relação aos trilhos: transversal.

Condições do Ambiente

Temperatura do ar: $0^{o}C$
Velocidade do ar calculada: 0,20 m/s (Apêndice D-B 2.3)

Evaporadores

Número de unidades: 2 por câmara
Área: 483 m^2
Distância de aleta: 10 mm
Número dos motores: 5 HP
Os evaporadores estão ligados no circuito de $-10^{o}C$.

Compressores Tipo Parafuso SKK 204/1,65 D

Meio refrigerante: amônia

Capacidade frigorífica do compressor: -35/-10°C: 314.000 kcal/h

Potência absorvida: 84 BHP

Número de Compressores: -35/-10°C: 2

Capacidade frigorífica do Compressor: -10/+35°C: 797.800 kcal/h

Potência absorvida pelo Compressor: 320 BHP

Número de Compressores: -10/35°C :2

Bombas de Amônia

Potência dos motores: 5 HP

Vazão: 166,7 ℓ/min

Número de unidades: 2 para o pré-resfriamento e 2 para a igualização.

V RESULTADOS E DISCUSSÃO

5.1 - CONSIDERAÇÕES GERAIS

As diferenças entres os músculos de uma carcaça de bovino são caracterizadas por problemas químicos e bioquímicos sumamente complexos.

Conforme já referido, as diferenças se devem a fatores intrínsecos como: espécie, raça, sexo, idade, localização do músculo e tipo de exercício feito pelo animal; e a fatores extrínsecos como: tipo de alimentação, fadiga, medo e manipulação antes do abate.

Estes fatores todos contribuem em maior ou menor escala fazendo com que as propriedades térmicas da carne não sejam constantes.

Seria impossível considerar todas essas variáveis em um modelo matemático. Além disto, para facilidade de simulação, não foram consideradas as variações de tamanho do animal e a camada de gordura externa.

Para efeito de cálculo foi considerado: 115 kg como peso médio bastante aproximado de uma meia-carcaça de bovino no período de safra no Brasil; 20% de gorduras e 62% de água com base no trabalho desenvolvido por Levy (1972).

As propriedades térmicas utilizadas foram as apresentadas em 4.2.2, calculadas pelas equações (80), (81), (82) e (83).

A espessura "e" da meia-carcaça determinada pela eq. (79) para o peso de 115 kg foi de 0,22 m. A espessura até o centro, a metade deste valor, isto é: 0,11 m.

O valor mínimo para espessura de camada Δx, que foi viável desenvolver a simulação, foi de 5.10^{-4} m.

Com os valores de $x = 0,11$ m e $\Delta x = 5.10^{-4}$ m determinou-se o número de camadas: $n = 220$.

Utilizando a eq. (85) e considerando o módulo de Fourier m = 2 determinou-se o intervalo de tempo $\Delta\tau$ satisfazendo a condição fundamental do método de Binder-Schmidt:

$$\Delta\tau = \frac{(\Delta x)^2}{2 \cdot a} = 2{,}1 \cdot 10^{-4} \text{ h ou } 0{,}756 \text{ s.}$$

5.2 - SIMULAÇÃO DO PROCESSO DE RESFRIAMENTO

A simulação do processo de resfriamento através do modelo matemático proposto foi desenvolvido em linguagem FORTRAN e executado em Computador PDP - 10 - Digital Equipment Corporation System.

A simulação do processo de resfriamento é um método que pode ser utilizado para avaliar as mudanças de temperatura e concentração de água em qualquer ponto da carne, as perdas de peso e a quantidade de calor transferido em função do tempo.

O conhecimento destas variáveis é de fundamental importância na otimização dos processos de resfriamento visando a obter melhor qualidade, menores perdas e menor tempo de resfriamento.

As tabelas 5 e 6 mostram as condições ambientes assumidas para o resfriamento convencional e de choque para o desenvolvimento de algumas simulações.

TABELA 5: Resfriamento Convencional

	u	t_{ai}	t_a	UR
	m/s	°C	°C	%
Grande capacidade frigorífica	0,95	5,56	Após 3 h: t_a=0	90
Grande capacidade frigorífica	0,95	5,56	Após 3 h: t_a=0	85
Pequena capacidade frigorífica	0,95	5,56	Após 9 h: t_a=0	90

A velocidade do ar u em m/s é entendida como a velocidade desenvolvida pelo ar junto ao produto percorrendo a câmara no sentido longitudinal conforme descrito no Apêndice D-A.12.

No item 4.2.3.7 foi discutido o comportamento da temperatura do ar para o resfriamento convencional. Durante o carregamento da câmara tem-se uma elevada carga térmica devida ao produto e ao longo tempo que a porta permanece aberta.A elevação da temperatura do ar alcança um máximo de 5,56°C.

Como a câmara, de acordo com os dados do projeto, item 4.2.3.13.A, deve operar a 0°C, o tempo necessário para que a temperatura do ar retorne a 0°C depende da capacidade frigorífica. Para tanto foram estabelecidas duas posições extremas:

Com grande capacidade frigorífica são necessárias 3 h para que a temperatura do ar retorne a 0°C.

Com uma pequena capacidade frigorífica, 9 h são necessárias para que o equilíbrio se restabeleça em 0°C.

TABELA 6: Resfriamento de Choque

	Pré-resfriamento					Igualização		
	u	t_{a1}	t_{a2}	t_{a3}	U.R.	u	t_a	U.R.
	m/s	°C	°C	°C	%	m/s	°C	%
Condição 1	0,49	-15	-8	-1	90	0,21	0	90
Condição 2	3,00	-15	-	-	90	0,30	-1	90
Condição 3	3,00	-15	-	-	90	3,00	-1	90
Condição 4	5,66	-15	-	-	90	5,66	-1	90

A velocidade do ar no resfriamento é entendida como a velocidade desenvolvida pelo ar próximo ao produto. O ar circula no sentido da maior dimensão da carcaça uma vez que o evaporador está colocado na parte superior da parede lateral.

A condição 1 está baseada nos dados do projeto e as velocidades do ar foram calculadas: Apêndice C-B.1.3 e C-B.2.3.

As condições 2,3 e 4 foram supostas com base em informações da literatura.

Em todas as simulações foi considerada a temperatura inicial da superfície e do centro como igual a $40^{o}C$ e a temperatura final do centro como sendo igual a $4^{o}C$.

5.3 - RESFRIAMENTO

5.3.1 - INFLUÊNCIA DA VELOCIDADE DO AR

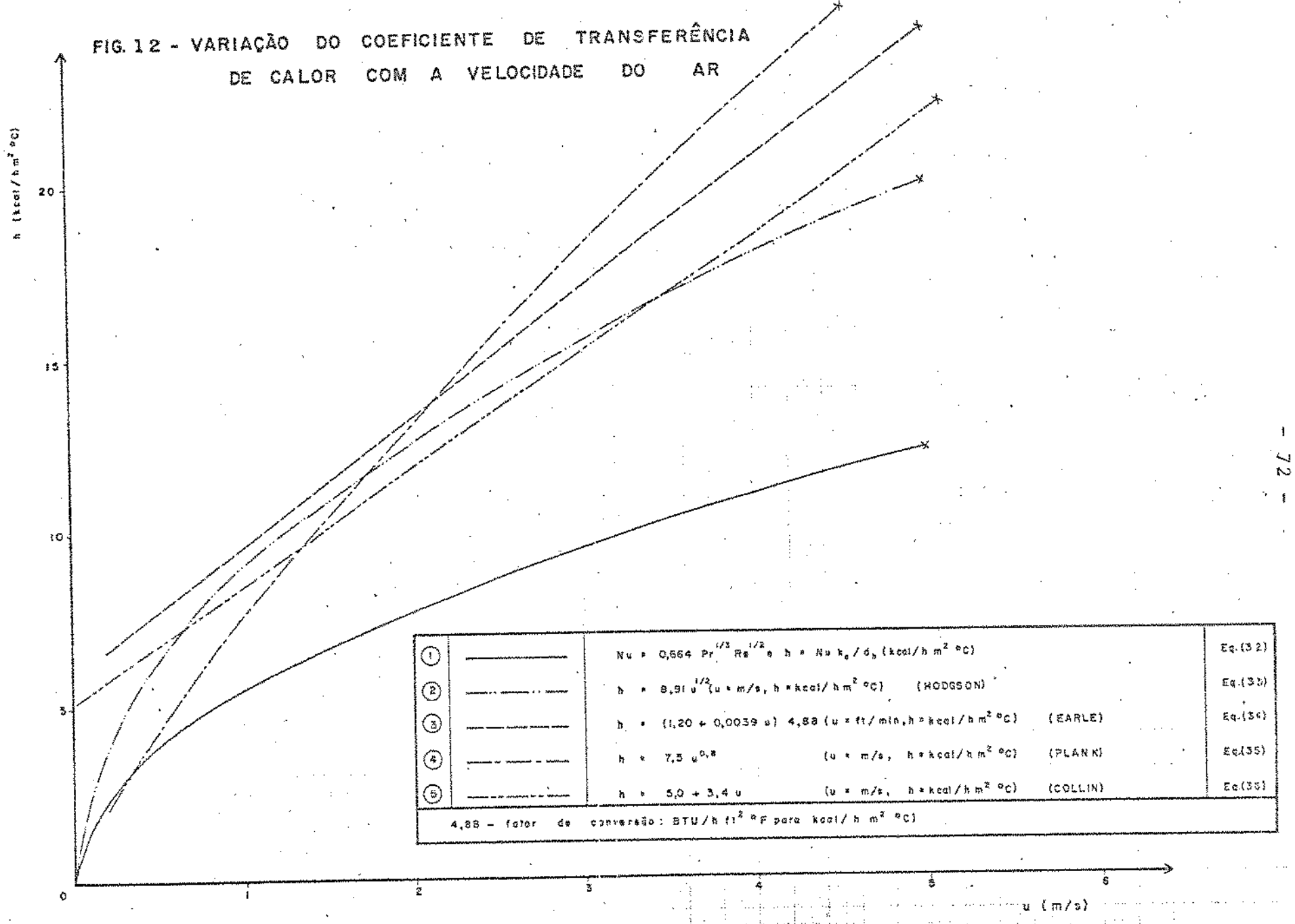
A Fig. 12 mostra a influência da velocidade do ar sobre o coeficiente de transferência de calor calculado pelas eq. (32), (33), (34) e (35).

Observa-se que os valores de h calculados pela eq. (32) e representados pela curva 1 são bem inferiores aos calculados pelas equações empíricas. A explicação pode ser dada com base nas simplificações para fluxo através de uma superfície plana e ao modelo de meia-carcaça proposto. No Apêndice D-A.13 pode ser observado que para o cálculo do Re foi utilizado um diâmetro hidráulico d_h = 0,33m calculado para um prisma.

Em vista disto, para velocidades de ar de até dois metros por segundo, o coeficiente h deve ser calculado pela eq. (34) de Earle e acima de 2 m/s pela eq. (35) de Plank.

Entretanto, deve ser observado que no resfriamento convencional, Tabelas B.1, B.2 e B.3, por não se dispor ainda dos dados comparativos da fig. 12, foi utilizada a eq. (33)de Hodgson para o cálculo de h, (h = 8,67 kcal /h m^2 ^{o}C).

FIG. 12 - VARIAÇÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR COM A VELOCIDADE DO AR



Se h tivesse sido determinado pela eq. de Earle ter-se-ia encontrado 9,41 kcal / h m^2 ^oC, o que teria sido um dado bem mais favorável para a redução do tempo de resfriamento.

As Fig. 13, 14 e 15 mostram que o tempo de resfriamento diminui à medida que se eleva a velocidade do ar. Na prática, todavia, não é viável a utilização de grandes velocidades de ar porque o consumo de energia aumenta com o cubo da velocidade (Kerens, 1976).

Constata-se que a operação da câmara com velocidade de 0,49 m/s calculada com base nos dados do projeto, Apêndice D-B.1.3, e nas temperaturas de ar indicadas pelo projeto, Tabela 4, não apresenta nenhuma vantagem em relação ao processo convencional, mesmo com pequena capacidade frigorífica.

Na condição 2 foi suposto que a velocidade do ar no 1º estágio seria de 3 m/s.

Comparando a condição 1 com a condição 2, Fig. 13, 14 e 15 constata-se que a seqüência de três estágios, de acordo com o projeto, não é boa. A utilização de apenas um estágio com temperatura ambiente de -15^oC e velocidade de 3 m/s no pré-resfriamento, e temperatura ambiente de -1^oC com velocidade de 0,3 m/s na igualização, representa uma situação muito mais favorável. Tem-se um menor tempo de resfriamento e menores perdas de peso.

5.3.2 - INFLUÊNCIA DA TEMPERATURA DO AR

A influência da temperatura do ar sobre o tempo de resfriamento foi amplamente estudada por Hodgson (1964), que demonstrou, através de um cálculo simples, que a velocidade do ar é aproximadamente o dobro, para completar o resfriamento no mesmo tempo, se a temperatura do ar é elevada de -1 para $1,7^oC$.

Não foi feito um estudo mais detalhado abrangendo somente a influência da temperatura do ar, mas as fig. 13, 14 e 15 mostram uma grande diminuição no tempo de resfriamento à medi

FIG. 13 - TEMPERATURA DA SUPERFÍCIE - TEMPO

RESFRIAMENTO CONVENCIONAL

	v	t_{gi}	t_g	U.R.
	m/s	°C	°C	%
—·—·— GRANDE CAPACIDADE FRIGORÍFICA	0,95	5,56	APÓS 3 h: t_g = 0°C	90
——— PEQUENA CAPACIDADE FRIGORÍFICA	0,95	5,56	APÓS 9 h: t_g = 0°C	90

RESFRIAMENTO DE CHOQUE

	PRÉ-RESFRIAMENTO					IGUALIZAÇÃO		
	v	t_{g1}	t_{g2}	t_{g3}	U.R.	v	t_g	U.R.
	m/s	°C	°C	°C	%	m/s	°C	%
——— CONDIÇÃO 1	0,49	-15	-8	-1	90	0,21	0	90
— — — CONDIÇÃO 2	3,00	-15	—x—	—x—	90	0,30	-1	90
—·—·— CONDIÇÃO 3	3,00	-15	—x—	—x—	90	3,00	-1	90
———·—·— CONDIÇÃO 4	5,66	-15	—x—	—x—	90	5,66	-1	90

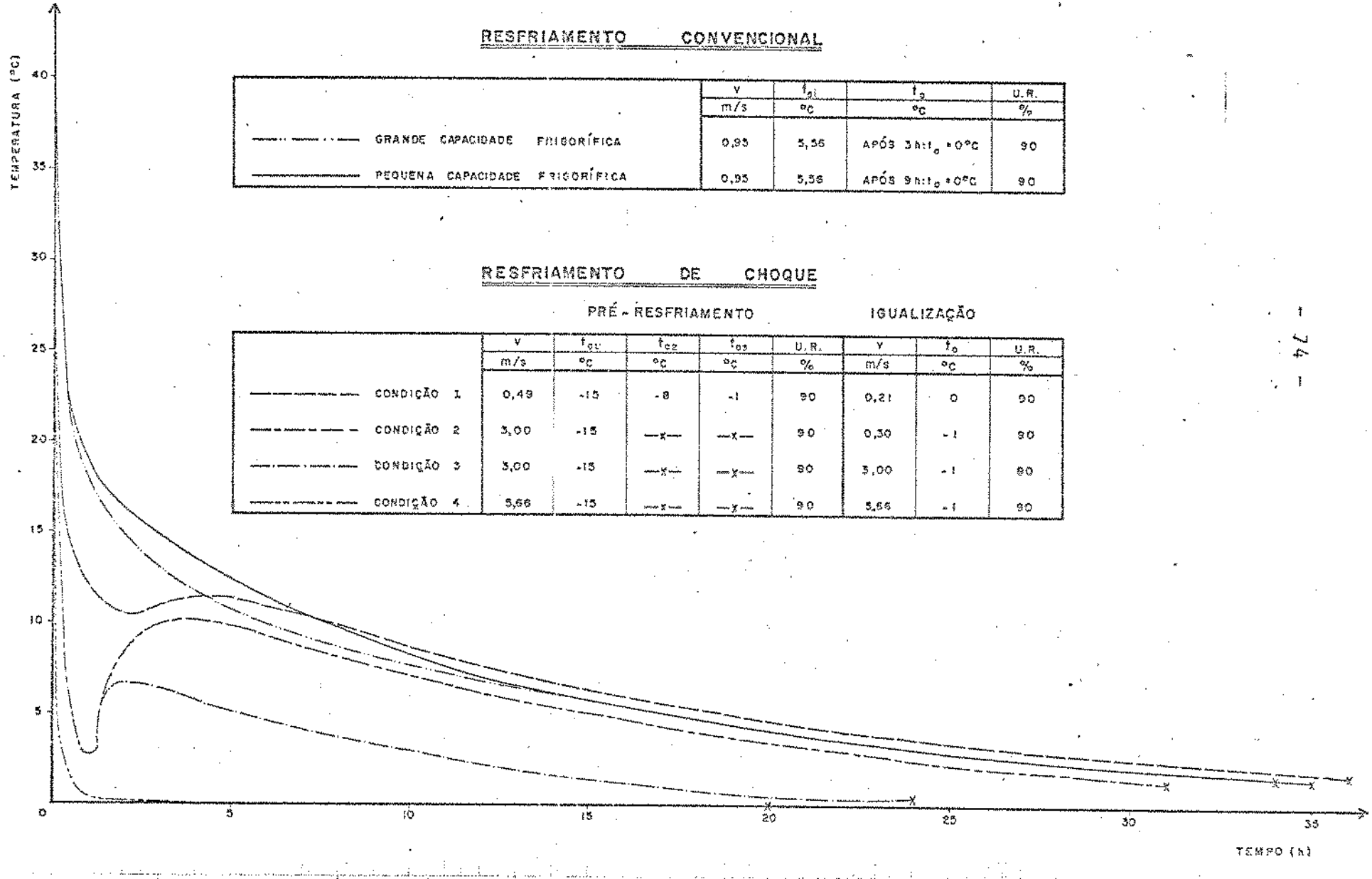


FIG. 14 - TEMPERATURA DO CENTRO - TEMPO

RESFRIAMENTO CONVENCIONAL

	v	t_{a1}	t_a	U.R.
	m/s	°C	°C	%
GRANDE CAPACIDADE FRIGORÍFICA	0,95	5,56	APÓS 3 h: t_a = 0°C	90
PEQUENA CAPACIDADE FRIGORÍFICA	0,95	5,56	APÓS 3 h: t_a = 0°C	90

RESFRIAMENTO DE CHOQUE

	PRÉ-RESFRIAMENTO					IGUALIZAÇÃO		
	v	t_{a1}	t_{a2}	t_{a3}	U.R.	v	t_a	U.R.
	m/s	°C	°C	°C	%	m/s	°C	%
CONDIÇÃO 1	0,49	-15	-8	-1	90	0,21	0	90
CONDIÇÃO 2	3,00	-15	—X—	—X—	90	0,30	-1	90
CONDIÇÃO 3	3,00	-15	—X—	—X—	90	3,00	-1	90
CONDIÇÃO 4	5,66	-15	—X—	—X—	90	5,56	-1	90

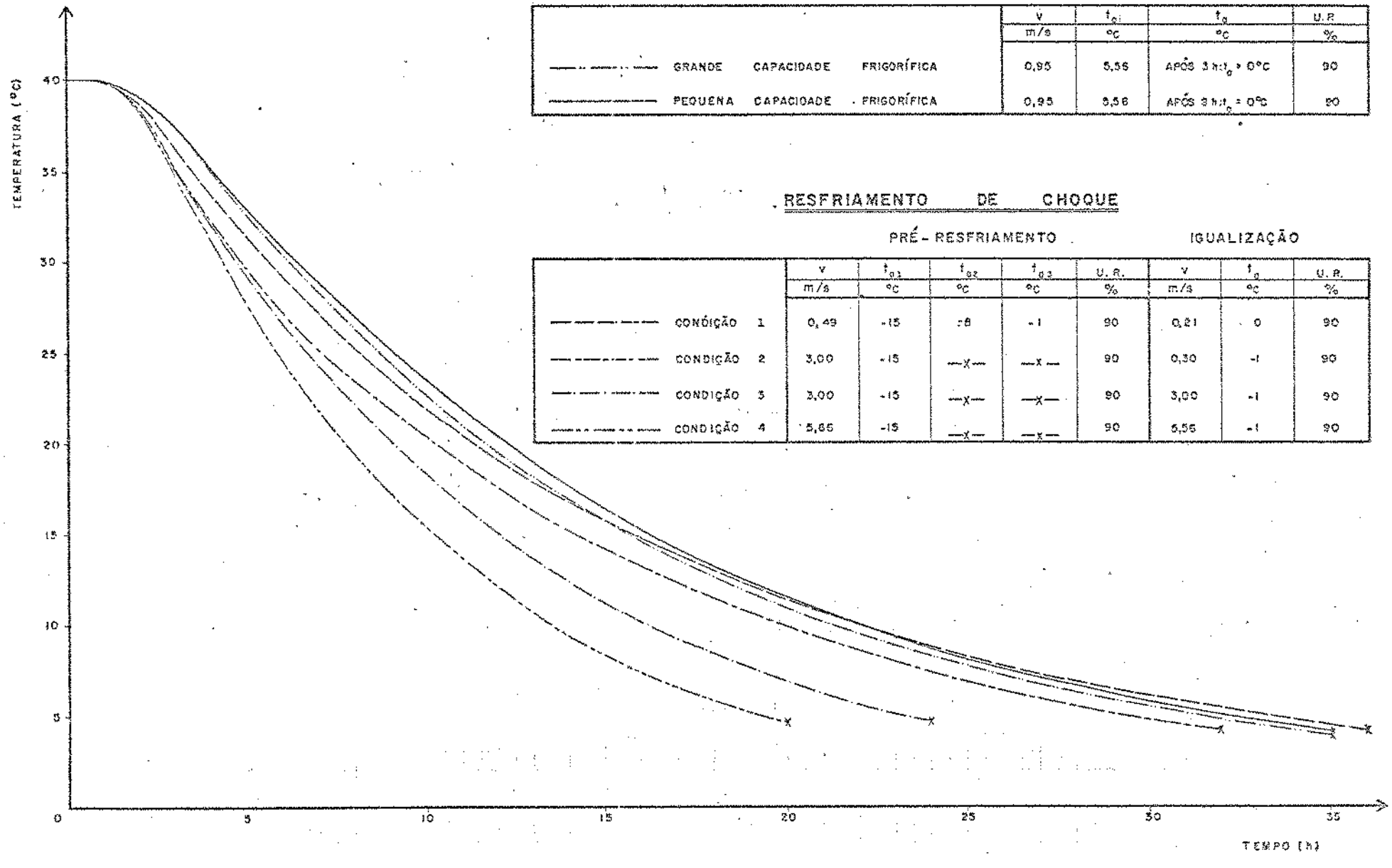


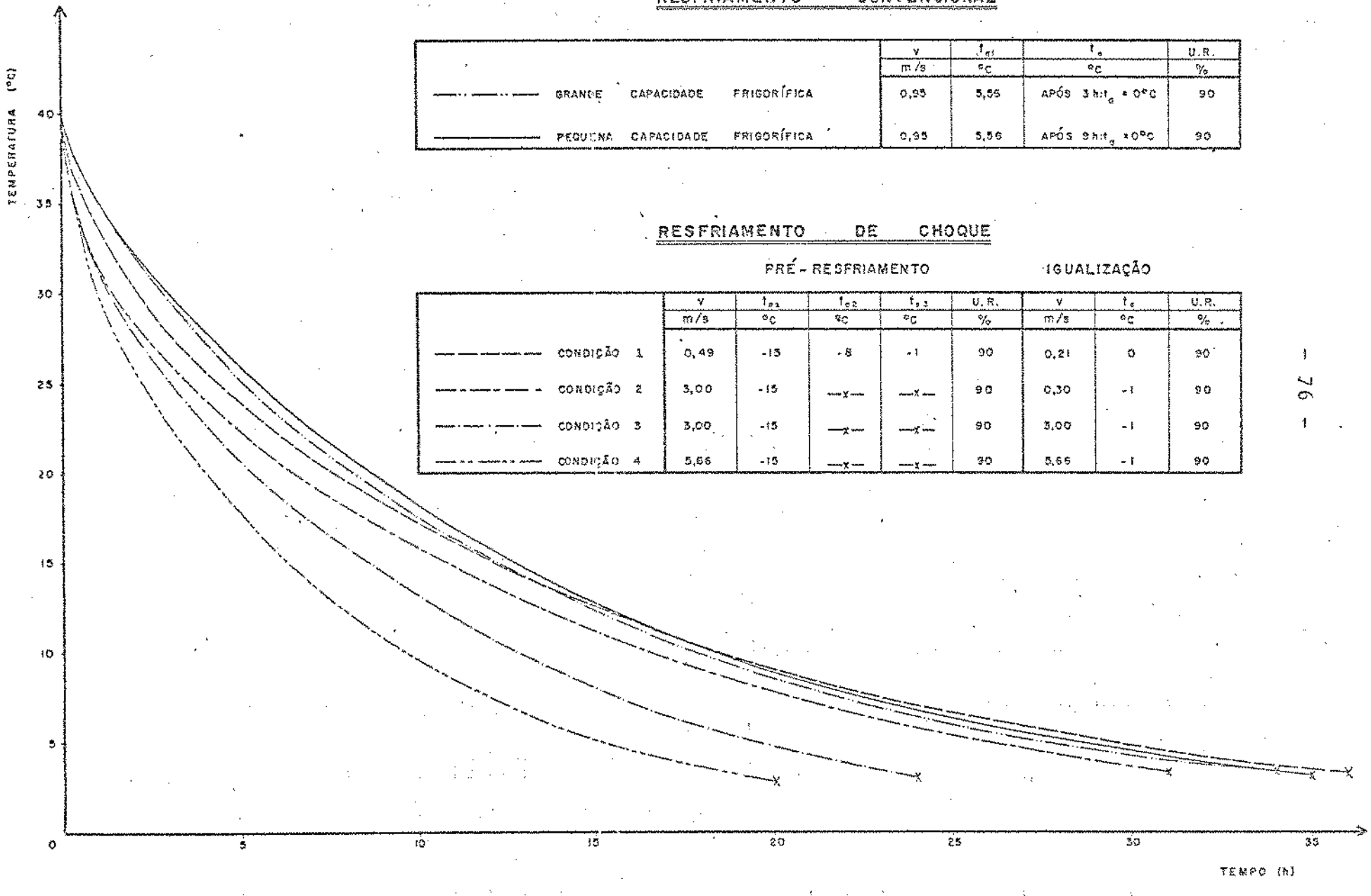
FIG. 15 - TEMPERATURA MÉDIA - TEMPO

RESFRIAMENTO CONVENCIONAL

	v	t_{a1}	t_a	U.R.
	m/s	°C	°C	%
—·—·— GRANDE CAPACIDADE FRIGORÍFICA	0,95	5,56	APÓS 3 h t_a = 0°C	90
——— PEQUENA CAPACIDADE FRIGORÍFICA	0,95	5,56	APÓS 3 h t_a = 0°C	90

RESFRIAMENTO DE CHOQUE

	PRÉ-RESFRIAMENTO					IGUALIZAÇÃO		
	v	t_{a2}	t_{s2}	t_{s3}	U.R.	v	t_a	U.R.
	m/s	°C	°C	°C	%	m/s	°C	%
——— CONDIÇÃO 1	0,49	-15	-8	-1	90	0,21	0	90
— — — — CONDIÇÃO 2	3,00	-15	—x—	—x—	90	0,30	-1	90
—·—·—·— CONDIÇÃO 3	3,00	-15	—x—	—x—	90	3,00	-1	90
—··—··—··— CONDIÇÃO 4	5,66	-15	—x—	—x—	90	5,66	-1	90



da que foi baixada a temperatura, porém combinada com o aumento de velocidade.

Pela condição 1 do resfriamento de choque, Fig. 13, 14 e 15 constata-se que, com velocidade de 0,49 m/s e $-15^{o}C$, a temperatura de resfriamento é maior do que no resfriamento convencional com velocidade de ar de 0,95 m/s e $0^{o}C$.

5.4 - PERDAS DE PESO

As Fig. 16 a 20 mostram a variação da percentagem de perda de peso em relação ao tempo, resultantes do cálculo teórico. Observa-se resultados muito altos que ultrapassam em muito as perdas de peso citadas na literatura, (Sheffer e Rutov. 1970), (Cutting, 1973), de 2,5 a 3,0%, para o resfriamento convencional, e de aproximadamente 1%, para o resfriamento de choque.

Estes resultados, tendo em vista as simplificações impostas ao modelo de cálculo, eram até certo ponto esperados. Ao se considerar a meia-carcaça como um material homogêneo contendo 20% de gorduras, ao se desprezar a influência da camada de gordura externa como uma barreira à difusão, e, ao se considerar a área externa como constante, foram introduzidas simplificações que fatalmente refletiriam sobre os resultados finais das perdas de peso.

O déficit de umidade a cada instante, por exemplo, é determinado pela eq. (87) em função da área externa da meia-carcaça. Neste cálculo foi considerada uma taxa de evaporação constante ao longo de toda a superfície externa, fato que deve ter um comportamento bem diferente tendo em vista a camada de gordura exterior.

Embora as perdas de peso tenham sido muito elevadas, os cálculos revelaram que o aumento da velocidade do ar reduz as perdas de peso e esta constatação possibilitou o desenvolvimento da comparação dos dois processos sob o ponto de vista econômico.

FIG. 16 - PERDA DE PESO - TEMPO

RESFRIAMENTO CONVENCIONAL

	v	t_{ar}	t_{π}	U.R.
	m/s	°C	°C	%
——— GRANDE CAPACIDADE FRIGORÍFICA	0,95	5,56	APÓS 3 h 0°C	90
—·—·— GRANDE CAPACIDADE FRIGORÍFICA	0,95	5,56	APÓS 3 h 0°C	85

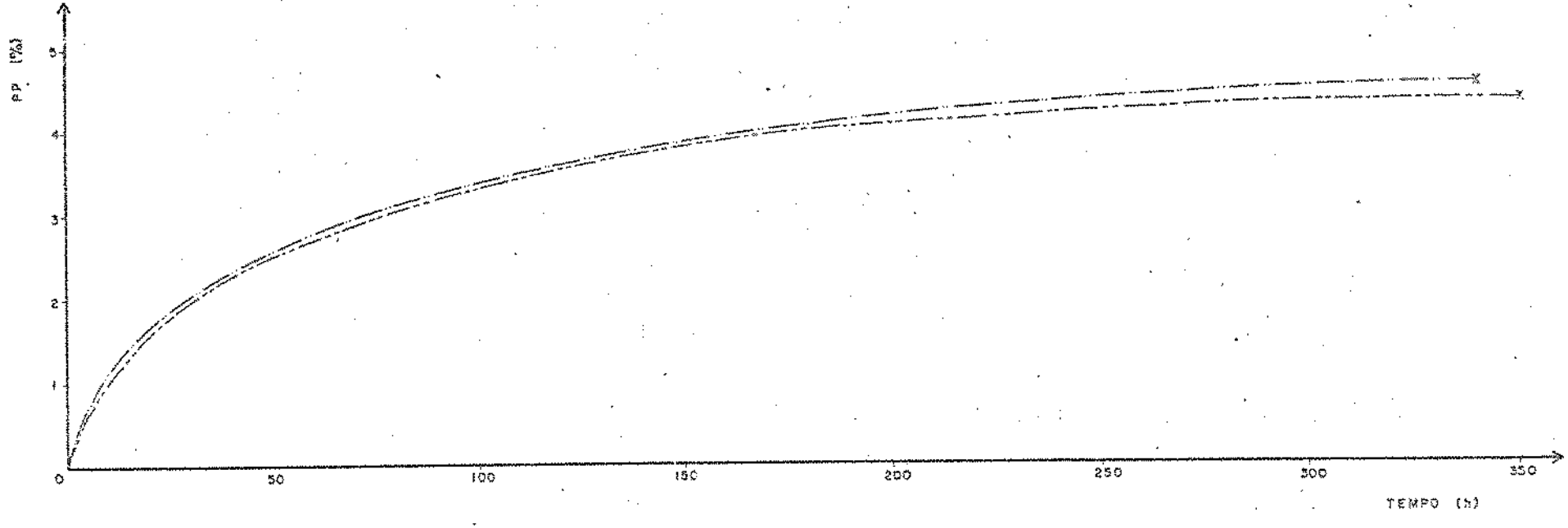


FIG.17 - PERDA DE PESO - TEMPO

RESFRIAMENTO CONVENCIONAL

PEQUENA CAPACIDADE FRIGORÍFICA U.R. 90%

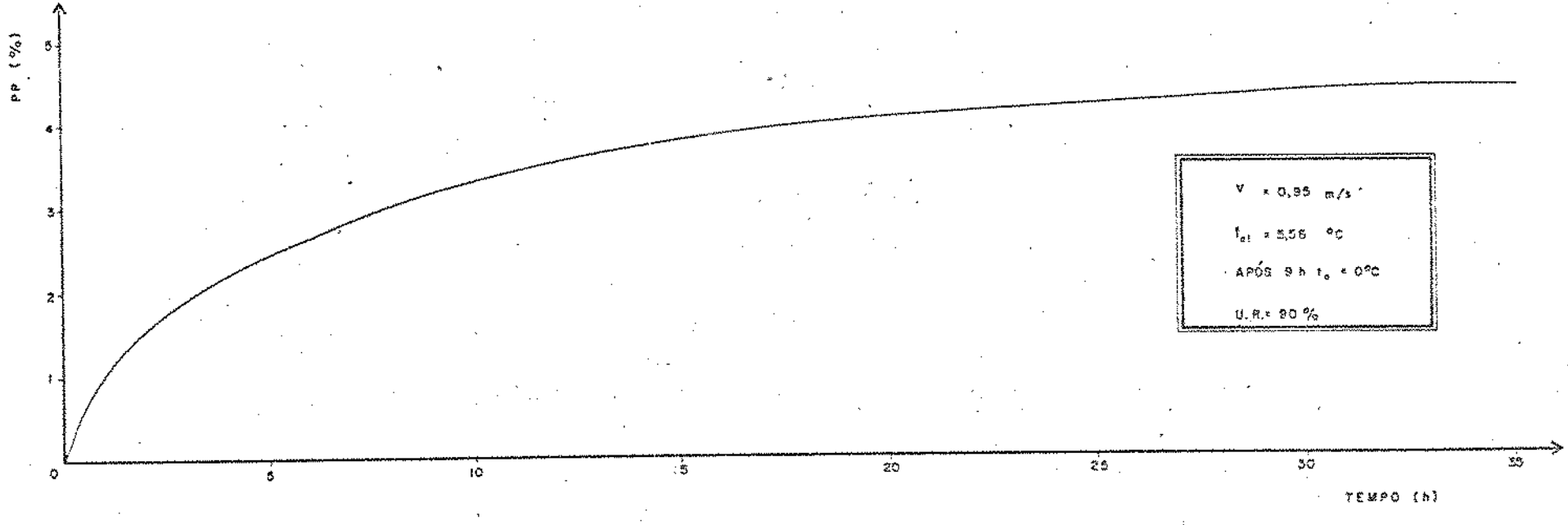


FIG.18 - PERDA DE PESO - TEMPO

RESFRIAMENTO CONVENCIONAL

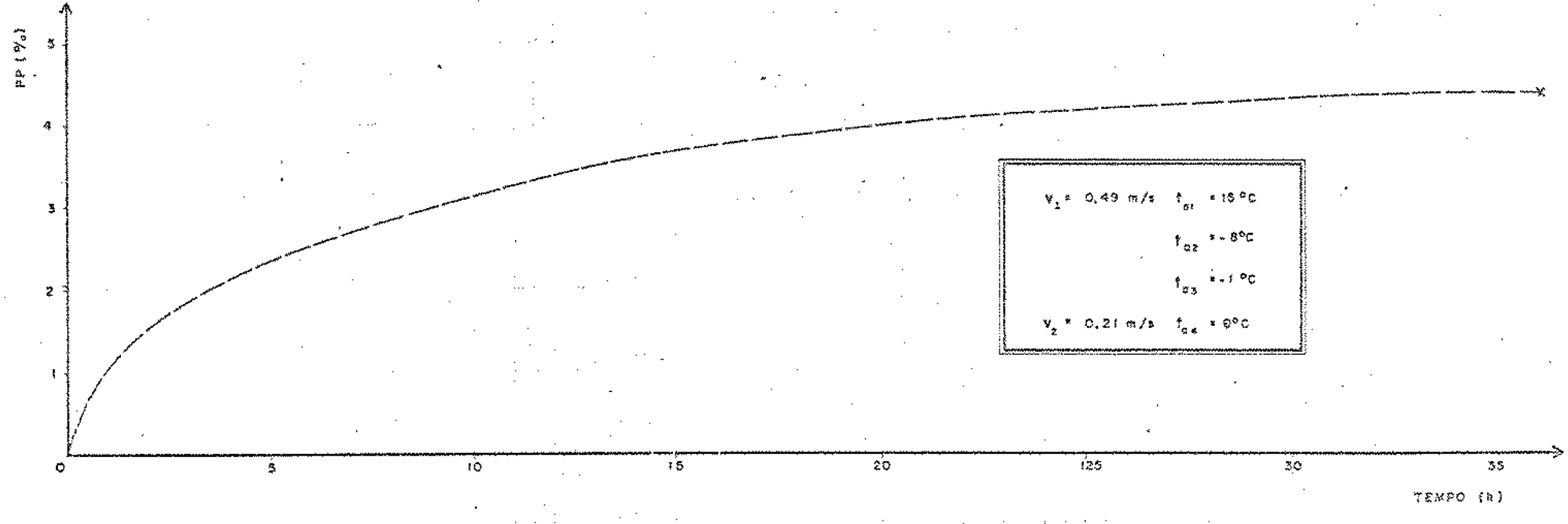


FIG.19 - PERDA DE PESO - TEMPO

RESFRIAMENTO DE CHOQUE

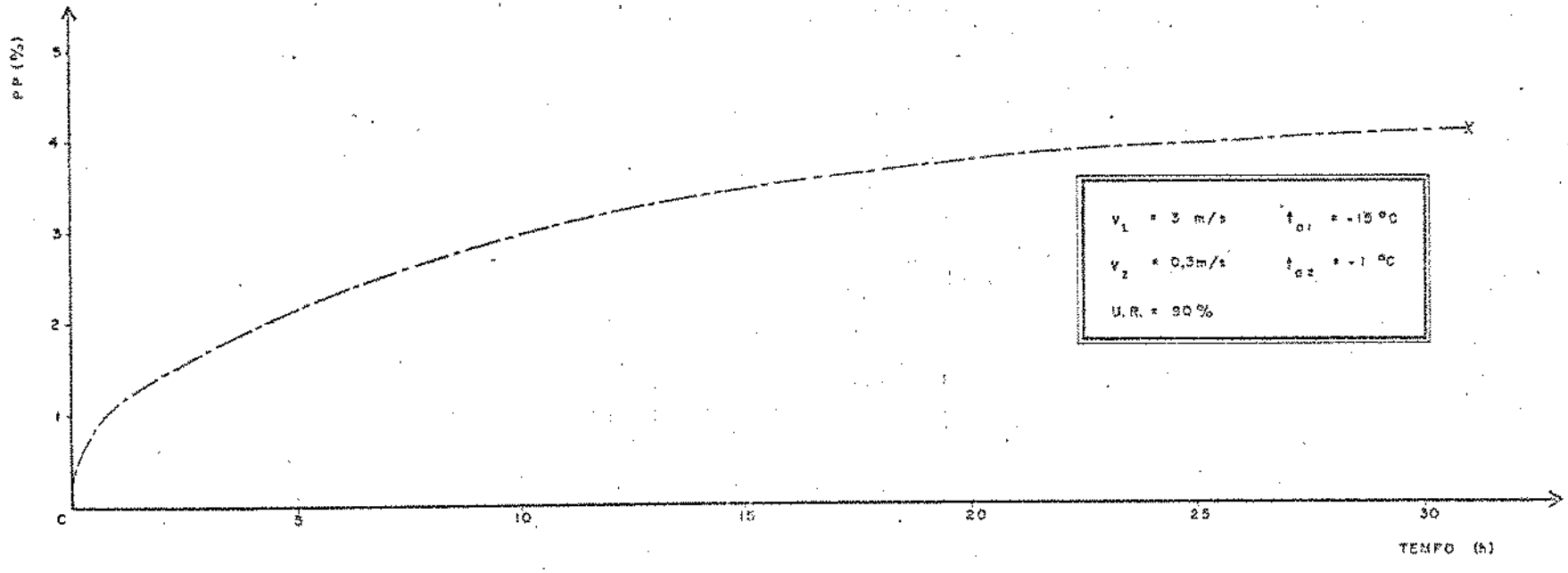
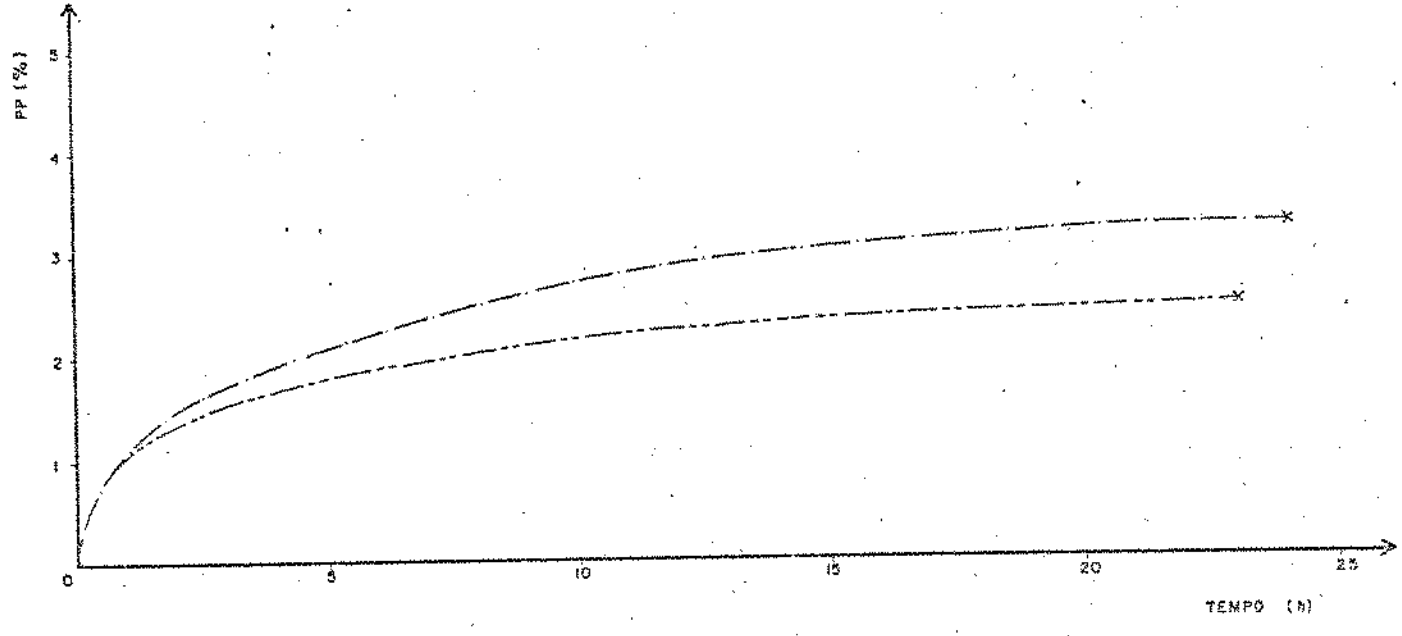


FIG. 20 - PERDA DE PESO - TEMPO

RESFRIAMENTO DE CHOQUE

	PRE - RESFRIAMENTO					IGUALIZAÇÃO		
	v	t_{01}	t_{02}	t_{03}	U.R.	v	t_0	U.R
	m/s	°C	°C	°C	%	m/s	°C	%
—·—·— CONDIÇÃO 3	3,00	-15	—x—	—x—	90	3,00	-1	90
—·—·—·— CONDIÇÃO 4	5,66	-15	—x—	—x—	90	5,66	-1	90



Conforme descrito em 2.2.6, para o cálculo das perdas de peso é necessário conhecer a pressão de vapor de água da superfície e do ar, as quais podem ser determinadas pelas eq. (53) e (54).

Mas, durante o resfriamento, há uma secagem da superfície da meia-carcaça, significando que há uma variação da concentração de água, o que implica na variação da atividade de água como mostra a eq. (23). Através da simulação foi possível determinar a atividade de água na superfície, a qual variou de 0,982, no início do resfriamento, para 0,647, quando a concentração de água atingiu um valor mínimo elevando-se no final do resfriamento para 0,821, Fig. 22, Condição 1.

Conforme já foi visto em 2.2.2.2 e 2.2.2.3, os coeficientes de transferência de calor e massa são diretamente proporcionais à velocidade do ar, e, portanto, mais rápido será o resfriamento.

O resfriamento rápido provoca uma redução rápida da temperatura superficial, o que significa uma rápida diminuição da força motriz de evaporação. Pela eq. (86) as perdas de peso são diretamente proporcionais ao coeficiente de transferência de massa e à força motriz de evaporação. A utilização de altas velocidades no início do resfriamento, quando a diferença de pressão é elevada, permite concluir que, no início, as perdas de peso são elevadas, mas decrescem com grande rapidez à medida que diminui a diferença de pressões. De uma maneira bem aproximada pode ser dito que a mínima perda de peso ocorre quando a área compreendida entre as curvas representadas pelas fig. 24 a 28 é mínima, o que quer dizer que a integração de $(p_s - p_a)$ em relação ao tempo é a menor possível.

De acordo com os cálculos teóricos, a área mínima é a mostrada na fig. 28, correspondendo à menor perda de peso, fig. 20, Condição 4.

Esta constatação contraria as indicações de Hodgson (1964) e (1966) e Kuprianoff (1955) e (1956) quanto ao uso de

altas velocidades no início do resfriamento, caso de resfriamento de choque, e baixas velocidades, para completar o processo.

Segundo estes autores, a utilização de altas velocidades durante todo o resfriamento causaria uma acentuada evaporação de água, fato este que não foi verificado através dos cálculos teóricos desenvolvidos segundo as condições das tabelas 5 e 6.

Por outro lado, os resultados do modelo matemático concordam com o ponto de vista de Hicks e colaboradores (1956), segundo os quais a velocidade do ar quase não tem efeito sobre as perdas de peso totais, uma vez que as variações do coeficiente de transferência de massa são compensadas pelas variações da diferença de pressão do vapor.

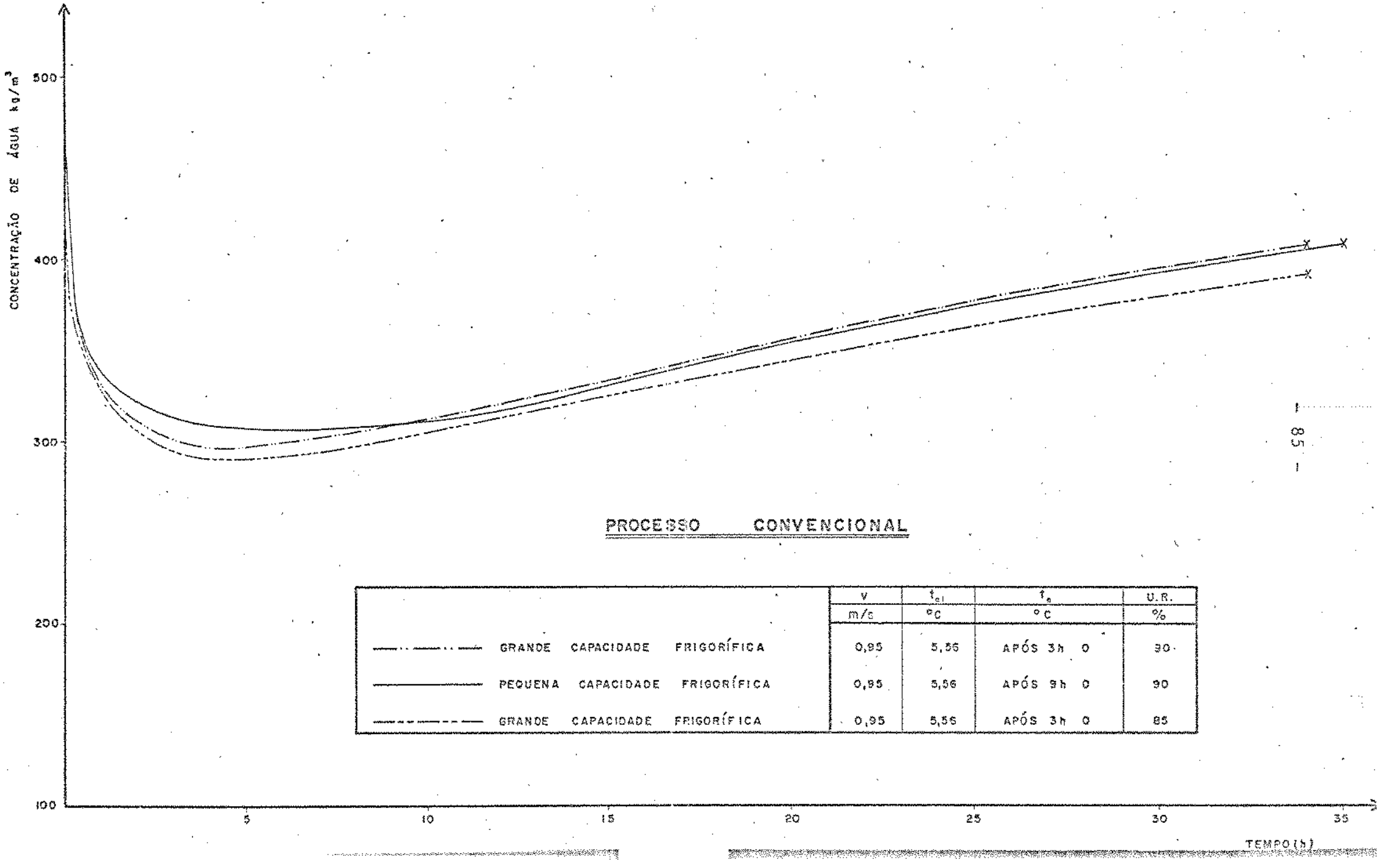
Da Fig. 16 pode-se ainda inferir a influência da umidade relativa sobre as perdas de peso. Uma redução de 5% na umidade relativa do ar durante todo o processo de resfriamento causa um aumento de 0,5%, aproximadamente, nas perdas de peso.

Na visita realizada em dois estabelecimentos frigoríficos, um utilizando resfriamento convencional, e, o outro, resfriamento de choque, não foi possível medir a umidade relativa e as informações prestadas sobre alguns dados foram muito incertas. Entretanto, segundo os técnicos destas empresas, a umidade relativa no final do resfriamento chega a atingir 65 a 70% e as perdas de peso estimadas em 3% para o processo convencional e em torno de 1% para o processo de choque.

5.5 - PERFIS DA CONCENTRAÇÃO DE ÁGUA

A concentração inicial de água foi determinada considerando-se a densidade da carne (958 kg/m^3) e 62% de água.

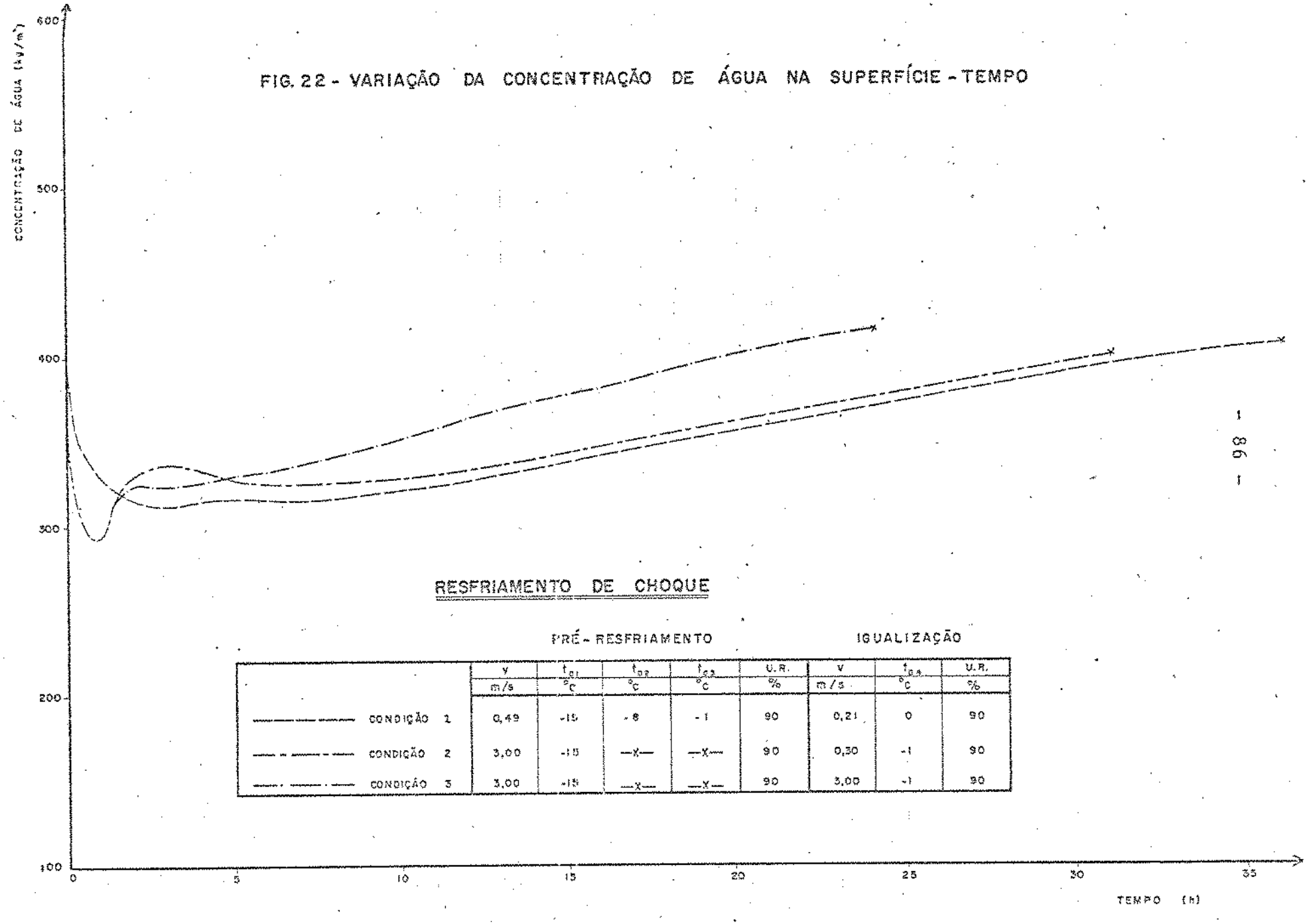
As Fig. 21 e 22 mostram a variação da concentração de água na superfície da meia-carcaça em relação ao tempo para o processo convencional e de choque.



PROCESSO CONVENCIONAL

	v	t_{el}	t_a	U.R.
	m/s	°C	°C	%
—·—·— GRANDE CAPACIDADE FRIGORÍFICA	0,95	5,56	APÓS 3h 0	90
——— PEQUENA CAPACIDADE FRIGORÍFICA	0,95	5,56	APÓS 9h 0	90
— — — GRANDE CAPACIDADE FRIGORÍFICA	0,95	5,56	APÓS 3h 0	85

FIG. 22 - VARIAÇÃO DA CONCENTRAÇÃO DE ÁGUA NA SUPERFÍCIE - TEMPO



RESFRIAMENTO DE CHOQUE

		PRÉ - RESFRIAMENTO					IGUALIZAÇÃO		
		v	t_{g1}	t_{p2}	t_{g2}	U.R.	v	$t_{g,s}$	U.R.
		m/s	°C	°C	°C	%	m/s	°C	%
———	CONDIÇÃO 1	0,49	-15	-8	-1	90	0,21	0	90
— — —	CONDIÇÃO 2	3,00	-15	—X—	—X—	90	0,30	-1	90
— · — · —	CONDIÇÃO 3	3,00	-15	—X—	—X—	90	3,00	-1	90

Para cada uma das condições ambientes das Tabelas 5 e 6 foi constatado o fenômeno descrito por Radford e colaboradores (1976) no qual a concentração de água no início declina rapidamente até que seja alcançado o equilíbrio entre a taxa de evaporação da superfície e a taxa da difusão das camadas interiores para a superfície. Após ter alcançado um valor mínimo, o transporte por difusão é maior do que a taxa de evaporação e a concentração de água na superfície aumenta progressivamente.

Nota-se nas Fig. 21 e 22 que quanto mais drásticas forem as condições ambientes maior é a concentração de água na superfície, porém menores são as perdas de peso (fig. 16 a 20).

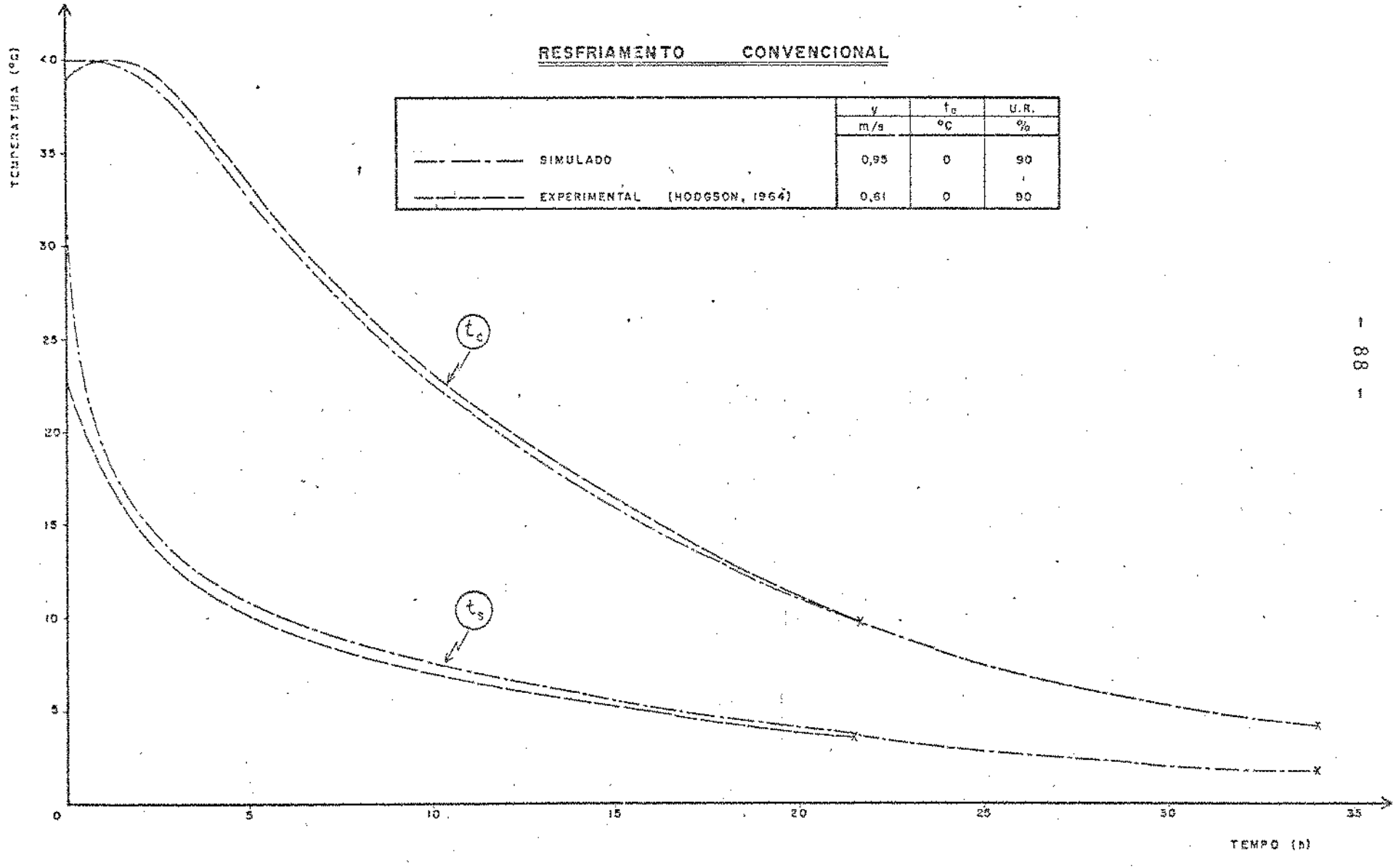
5.6 - COMPARAÇÃO ENTRE OS RESULTADOS TEÓRICOS OBTIDOS POR CÁLCULO E DADOS EXPERIMENTAIS

A Fig. 23 mostra a variação da temperatura na superfície e no centro para os resultados obtidos por simulação e os resultados experimentais apresentados por Hodgson (1964) no caso do resfriamento convencional.

O perfil de temperatura da superfície, para os dados experimentais, com velocidade de ar menor, é melhor do que o obtido por cálculo com velocidade de ar de 0,95 m/s. A explicação para este fato é bastante simples: a temperatura da superfície nos cálculos foi considerada como 40°C enquanto que nos resultados experimentais a temperatura da superfície, ao entrar na câmara, já era de 22,4°C, abaixamento este causado pela forte ducha de água fria aplicada na lavagem da meia-carcaça no final do abate.

Para a temperatura do centro, os perfis da fig. 23 são normais. Nos dados experimentais obtidos com velocidade de ar de 0,61 m/s a dissipação do calor é naturalmente mais lenta e as temperaturas do centro nos mesmos intervalos de tempo são mais elevadas. A comparação não pode ser estendida até 4°C, uma vez que os resultados de Hodgson são mostrados até um pouco abaixo de 10°C. Embora as condições sejam diferentes, os

FIG. 23 - RESULTADOS DO RESFRIAMENTO CONVENCIONAL SIMULADO E EXPERIMENTAL (HODGSON, 1964) - TEMPO



perfis podem ser comparados, apresentando uma concordância relativa bastante boa.

Cutting (1974), realizando medidas de temperatura em meias-carcaças de bovinos, encontrou os seguintes resultados, que podem ser resumidos na Tabela 7.

Tabela 7: Resultados experimentais segundo Cutting (1974)

t_a	u	Nº de Amostras	Peso médio da 1/2 carcaça	Tempo p/alcançar 10°C no centro
°C	m/s		kg	h
0	0,5	22	145	26
0	1,0	21	145	24
0	2,0	22	150	23
0	3,0	22	154	22

Nestas experiências as condições próximas daquelas utilizadas na simulação, para o caso do resfriamento convencional são: a velocidade de 1,0 m/s e 0°C para a temperatura do ar. Não obstante ser o peso médio da meia-carcaça bem maior do que o utilizado na simulação, comparando os resultados de Cutting com os obtidos por cálculo, fig. 14, observa-se que há uma nítida correlação para a temperatura de 10°C no centro e 24 h de resfriamento.

5.7 - CUSTOS

No Apêndice C é apresentada toda a seqüência para a determinação dos custos de investimentos e operacionais.

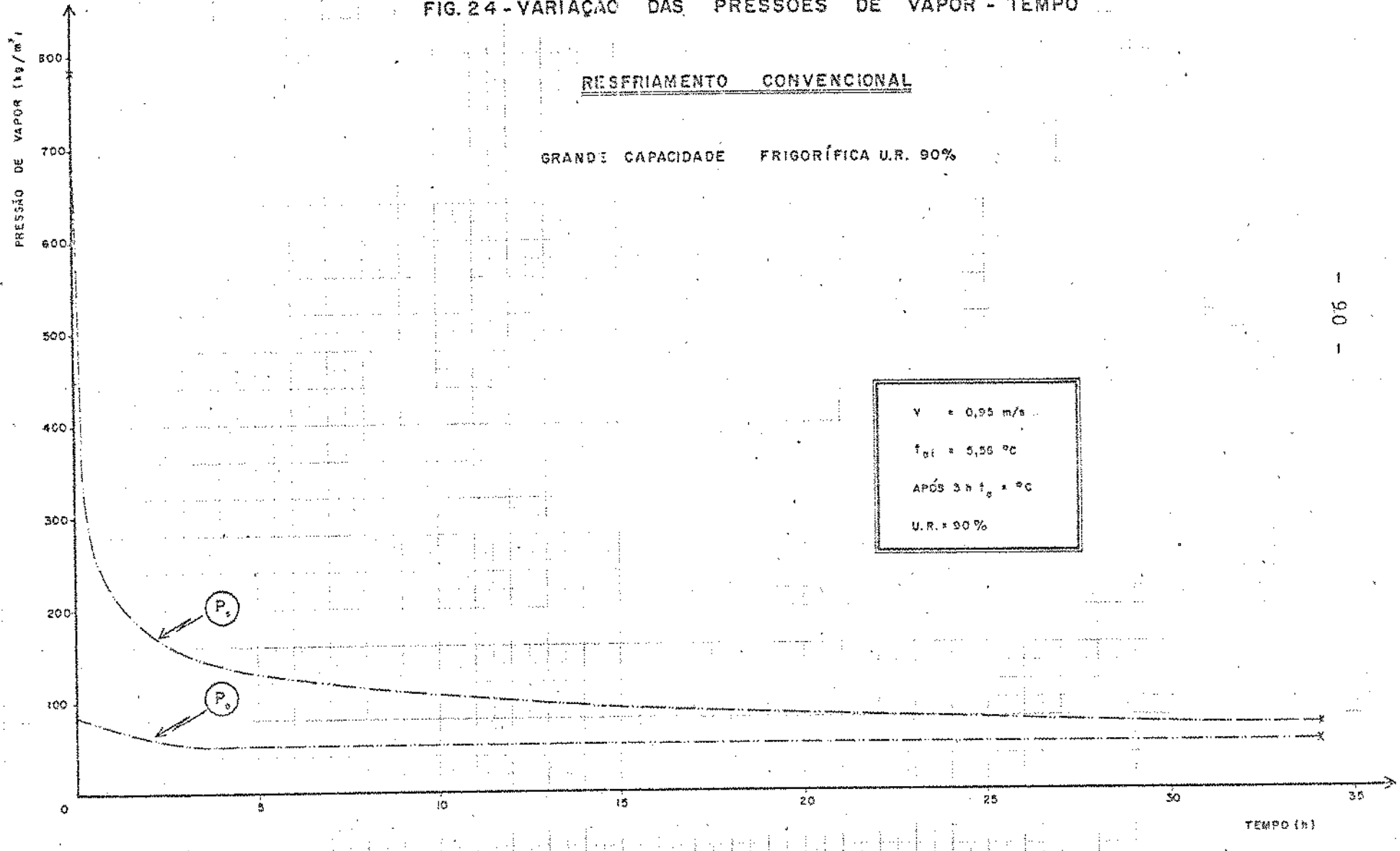
No cálculo dos custos foram considerados três casos:

- Processo Convencional utilizando grande potência frigorífica e cujos dados foram os constantes no projeto de uma planta existente e fornecida pela Frio S/A.
- Processo de Choque - Alternativa I, também basea-

FIG. 24 - VARIAÇÃO DAS PRESSÕES DE VAPOR - TEMPO

RESFRIAMENTO CONVENCIONAL

GRANDE CAPACIDADE FRIGORÍFICA U.R. 90%



106

FIG. 25 - VARIAÇÃO DAS PRESSÕES DE VAPOR - TEMPO

RESFRIAMENTO CONVENCIONAL

PEQUENA CAPACIDADE FRIGORÍFICA U.R. 90%

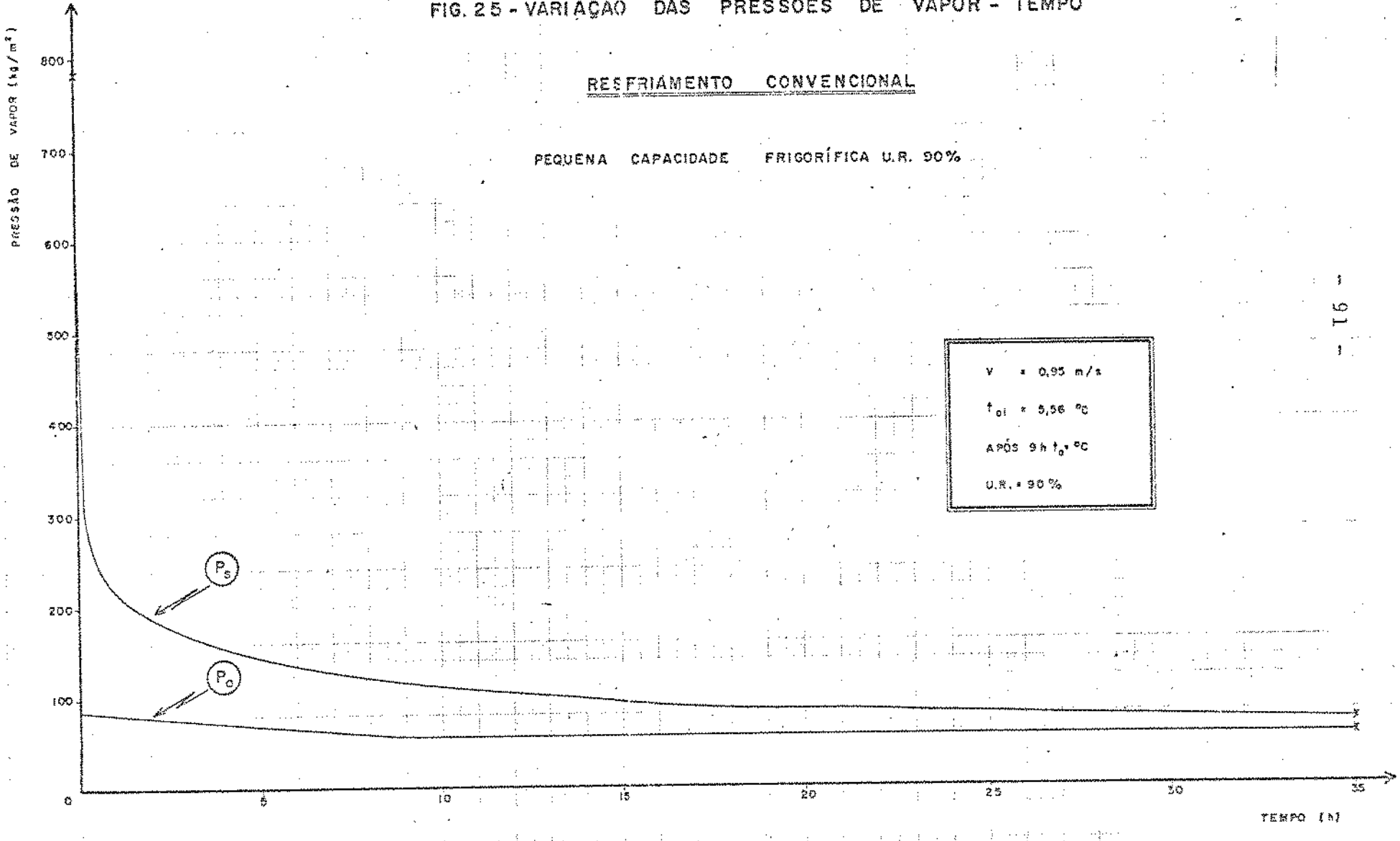


FIG.26 - VARIAÇÃO DAS PRESSÕES DE VAPOR - TEMPO

RESFRIAMENTO DE CHOQUE

CONDIÇÃO 1

CONDIÇÃO 1 :	$v_1 = 0,49$ m/s	$t_{a1} = -15°C$
		$t_{a2} = -8°C$
		$t_{a3} = -1°C$
	$v_2 = 0,21$ m/s	$t_{a4} = 0°C$
	U.R. = 90%	

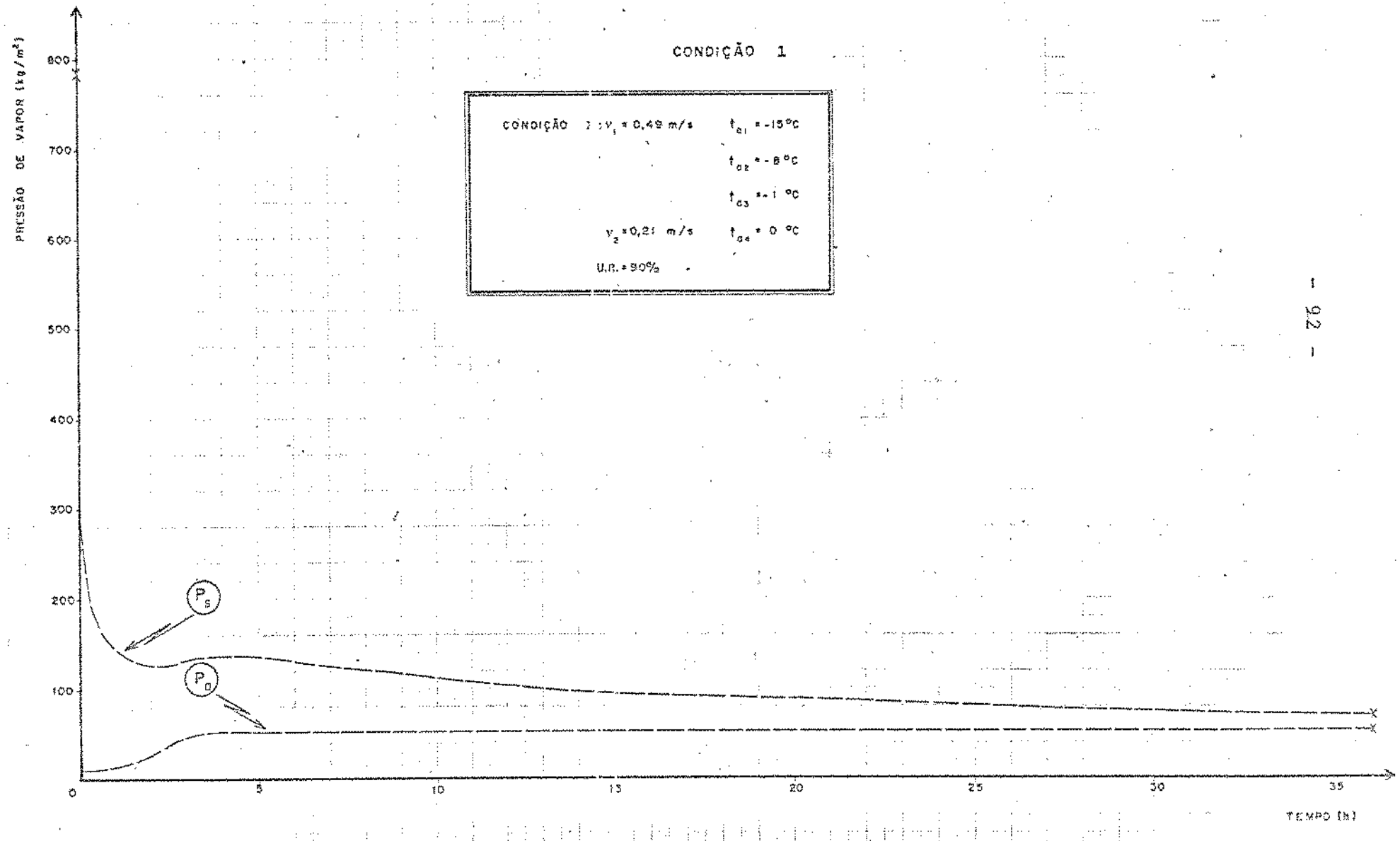


FIG. 27 - VARIAÇÃO DAS PRESSÕES DE VAPOR - TEMPO

RESFRIAMENTO DE CHOQUE

CONDIÇÃO 2

CONDIÇÃO 2 : V_1 = 3,00 m/s ; t_{01} = -15°C

V_2 = 0,30 m/s ; t_{02} = 1 °C

U.R. = 90%

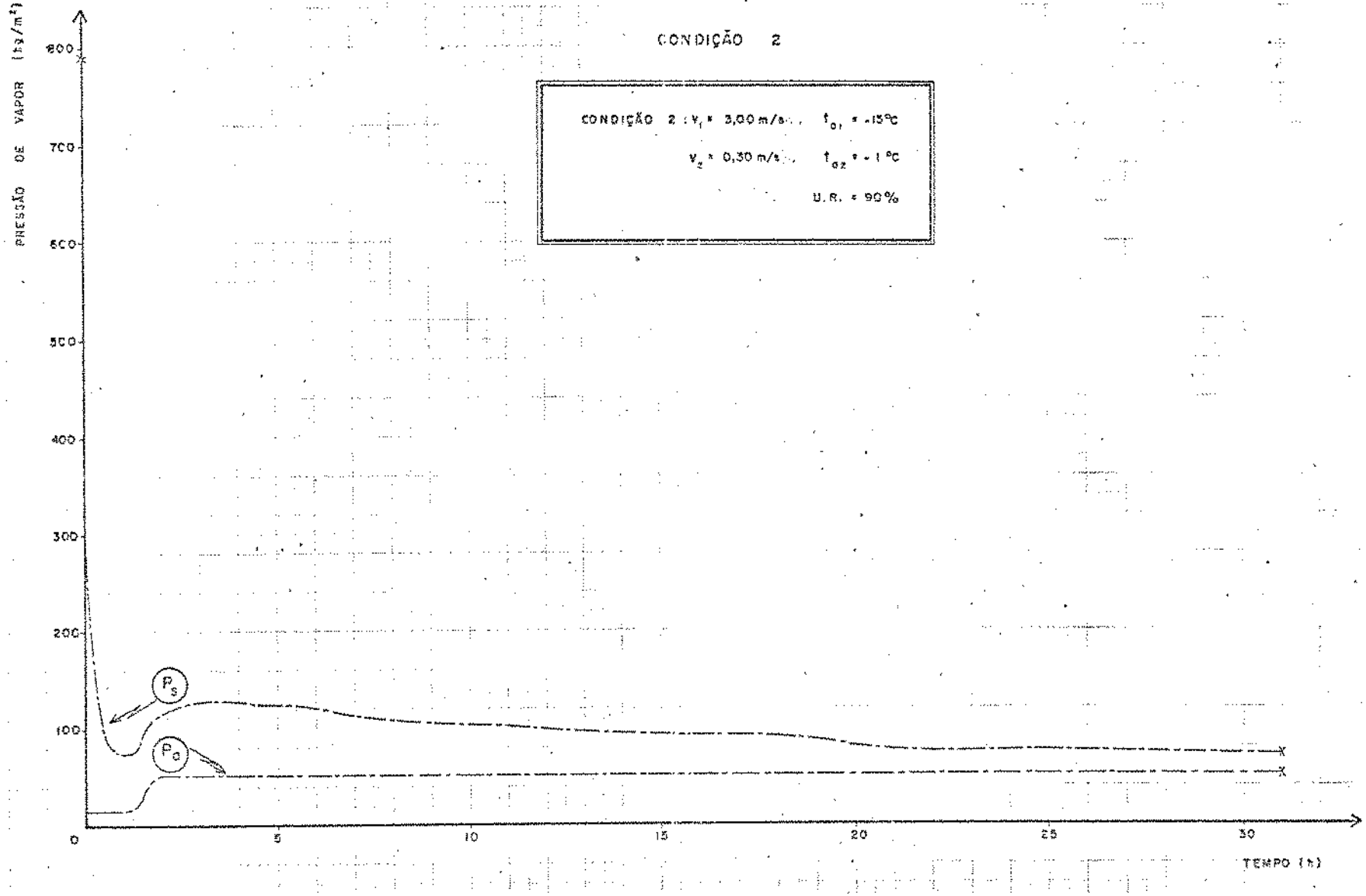


FIG. 28 - VARIAÇÃO DAS PRESSÕES DE VAPOR - TEMPO

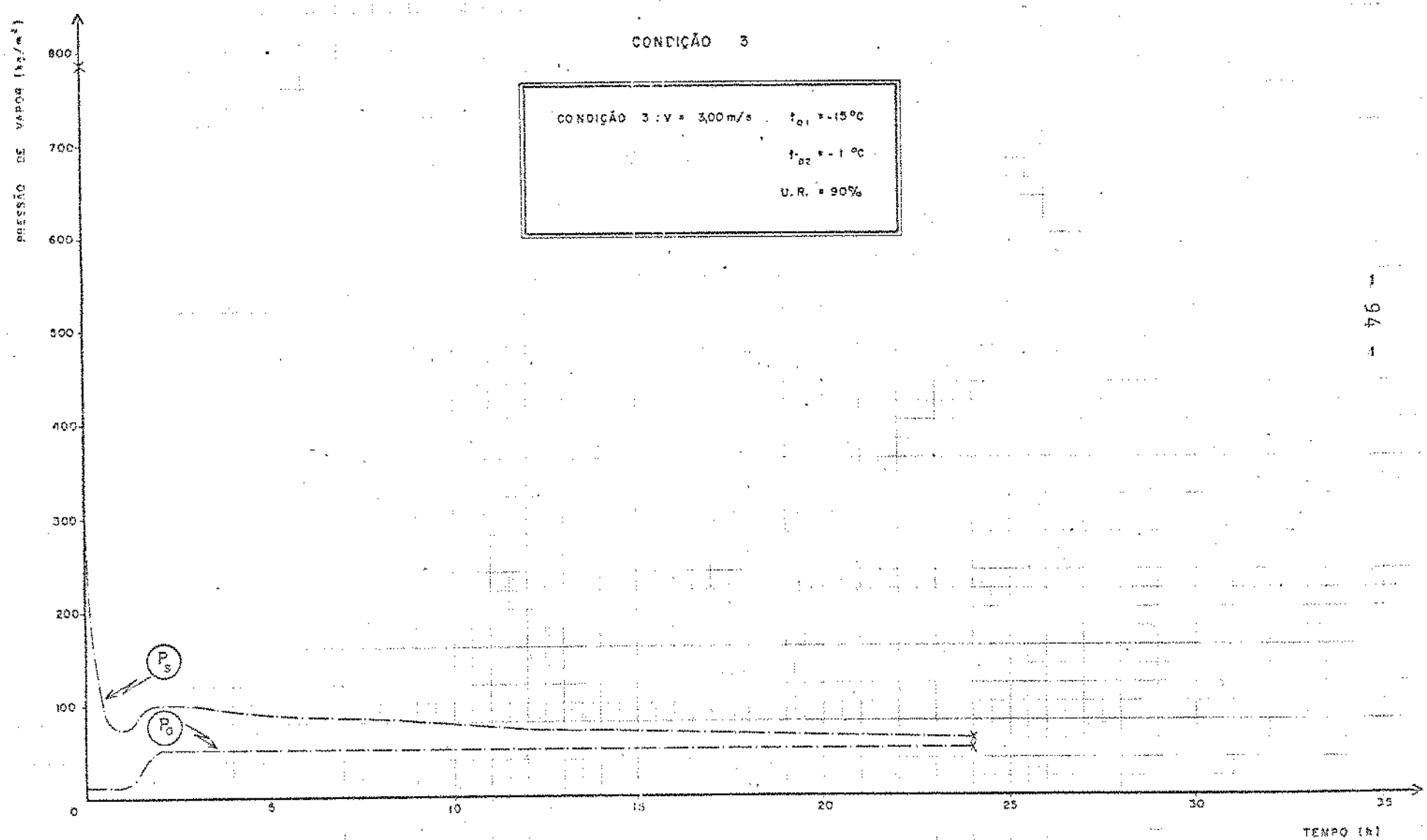
RESFRIAMENTO DE CHOQUE

CONDIÇÃO 3

CONDIÇÃO 3 : V = 3,00 m/s t_{a1} = -15 °C

t_{a2} = -1 °C

U.R. = 90%



do em dados de projeto de uma planta existente;

- Processo de Choque - Alternativa II, modificando as condições de operação da Alternativa I.

No desenvolvimento do cálculo dos custos não foram considerados aqueles custos que seriam os mesmos para ambos os processos como por exemplo: mão-de-obra empregada nas câmaras, trilhos das câmaras, etc.

Os resultados finais podem ser resumidos na Tabela 8.

Tabela 8: Custos de Investimento e Operacionais

	Resfriamento Convencional	Resfriamento de Choque			
		Alternativa I		Alternativa II	
	Cr$/kg	Cr$/kg	%	Cr$/kg	%
Custos Fixos:					
Equipamentos e obras civis	0,0391	0,0494	26,3	0,0412	5,4
Custos variáveis:					
Água	0,0183	0,0169	7,7	0,0169	7,7
Energia	0,0429	0,1002	133,6	0,0621	44,7
Matéria-prima	13,9033	13,8990		13,7570	
Custos totais	14,0036	14,0655		13,8772	

Com base nos custos para o resfriamento convencional constatou-se que os custos fixos no resfriamento de choque são 26,3% mais elevados no caso da Alternativa I e 5,4% mais elevados no caso da Alternativa II.

Quanto aos custos variáveis, há uma redução nos custos de água de 7,7%,mas ocorre um aumento de 133,6% no consumo de energia,para o caso da Alternativa I,e de 44,7% no caso da Alternativa II. A elevação dos custos na Alternativa I não é compensada pela redução do custo da matéria-prima,motivado por uma menor perda de peso, resultando em custos totais mais elevados do que no resfriamento convencional. Isto significa que a operação do frigorífico com as condições indicadas no projeto não é nada vantajosa.

Já no caso da Alternativa II, os custos de energia sofrem um incremento de 44,7%,mas a redução nas perdas de peso permitem chegar a custos totais menores, tornando, portanto, o processo de choque mais econômico do que o convencional.

CONCLUSÕES

Os resultados deste trabalho permitiram chegar às seguintes conclusões:

1 - O modelo matemático formulado para simular o processo de resfriamento de meias-carcaças de bovinos fornece uma excelente visão do comportamento da temperatura em função do tempo e além disto permite determinar a temperatura em qualquer ponto do produto, no tempo que se desejar.

2 - O modelo revelou pouca precisão no cálculo das perdas de peso. A medida experimental de parâmetros como difusividade de água e área externa da meia-carcaça recoberta com gordura seguramente fornecerão uma resposta mais precisa para as perdas de peso.

3 - A linguagem FORTRAN utilizada nos programas limitou a redução da espessura da camada para a aplicação do método de Binder-Schmidt, o que evidentemente refletiu sobre a precisão dos resultados.

4 - O processo de choque, na fase de pré-resfriamento, aplicado segundo as condições indicadas no projeto, não é economicamente vantajoso. O tempo de resfriamento é um pouco superior ao convencional e os custos totais são também mais elevados. Uma modificação nas condições ambientes já o tornam economicamente viável.

SUGESTÕES PARA FUTUROS TRABALHOS

As seguintes sugestões podem ser feitas para futuros trabalhos:

1 - Realização de um amplo programa experimental em instalações frigoríficas apropriadas com a finalidade de determinar as temperaturas e as perdas de peso durante todo o processo de resfriamento. Estes resultados propiciariam executar os reajustes necessários no modelo matemático, tornando viável a sua utilização na prática, para uma resposta rápida aos problemas de engenharia de projeto.

2 - Utilizar outros métodos de computação que permitam cálculos rápidos para espessura de camada bem menor.

3 - Desenvolver estudos experimentais no sentido de agregar maiores informações aos cálculos dos coeficientes de transferência de calor e massa por convecção, para diferentes velocidades de ar.

4 - Desenvolver estudos para o cálculo da difusividade de água durante o resfriamento da carne pura e a influência da camada de gordura externa sobre a velocidade de difusão.

5 - Fazer um estudo comparativo da qualidade da carne resfriada pelo processo convencional e de choque, especialmente no que diz respeito à retração pelo frio e à exudação.

APÊNDICES

APÊNDICE A

RESFRIAMENTO DE CHOQUE COM TRÊS ESTÁGIOS

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL

```
      DIMENSION T(222),XM(2),T1(222),T2(222),C(222),C1(222),D(222)
      CALL IFILE(1,'CARNE3.DAT')
      DATA ITA,JTA/1,3/
      READ(ITA,50)I,N,TIN,TA1,TA2,TA3,TA4,H1,H2,PB,XKA,XK,A,XM(1)
      READ(ITA,55)DX,DTAU
      WRITE(JTA,51)I,TIN,N,TA1,H1,TA2,H2,TA3,PB,TA4,XKA,XK,A,XM(1)
51    FORMAT(25X,'DADOS DE ENTRADA',///,16X,'I=',I3,16X,'TIN=',F4.0,/,
     1  16X,'N=',I4,15X,'TA1=',F4.0,/,15X,'H1=',F5.2,14X,'TA2=',F4.0,/,1
     2  5X,'H2=',F5.2,14X,'TA3=',F4.0,/,15X,'PB=',F8.2,11X,'TA4=',F4.0,/
     3  ,14X,'XKA=',F6.3,14X,'XK=',F5.2,/,16X,'A=',F5.2,12X,'XM(1)=',F5.
     4  2)
      WRITE(JTA,56)DX,DTAU
56    FORMAT(15X,'DX=',F7.4,11X,'DTAU=',F8.5)
      WRITE(JTA,52)
52    FORMAT(8X,'TEMPO',5X,'T(1)',3X,'TMED',5X,'T(N)',7X,'SPP',6X,'C(2
     1)',5X,'PS',6X,'PA')
      SIMBOLOS
      A=AREA (METROS QUADRADOS)
      AM=ATIVIDADE DE AGUA
      D=DIFUSIVIDADE (METROS QUADRADOS POR HORA)
      C=CONCENTRACAO DE AGUA (KG POR METRO CUBICO)
      DX=ESPESSURA DA CAMADA (METROS)
      DTAU=INTERVALO DE TEMPO(HORAS)
      N= NUMERO DE CAMADAS
      TIN=TEMPERATURA INICIAL
      TA=TEMPERATURA DO AR
      T(1)=TEMPERATURA NA CAMADA IMAGINARIA ZERO
      T(2)= TEMPERATURA NA CAMADA UM
      DELTA=FATOR DE DIFUSAO (METROS QUADRADOS POR HORA)
      TMED= TEMPERATURA MEDIA DAS CAMADAS
      T(N)= TEMPERATURA NA ULTIMA CAMADA (CENTRO)
      T=SOMA DE TODAS AS TEMPERATURAS
      TABS=TEMPERATURA ABSOLUTA (GRAUS KELVIN)
      PA=PRESSAO PARCIAL DO VAPOR NO AR (KG  POR METRO QUADRADO)
      PS=PRESSAO PARCIAL DO VAPOR DE AGUA NA SUPERFICIE (KG POR METRO QU
      ADRADO)
      H=COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR (KCAL POR HORA METRO QUADR
      ADO GRAU)
      BETA=COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE MASSA(METRO POR HORA)
      XK=CONDUTIVIDADE TERMICA DA CARNE (KCAL POR HORA METRO GRAU)
      XKA=CONDUTIVIDADE TERMICA DO AR ( KCAL POR HORA METRO GRAU)
      CSENS=CALOR SENSIVEL (KCAL POR HORA METRO QUADRADO)
      CLV=CALOR LATENTE DE VAPORIZACAO (KCAL POR KG)
      CL= CALOR LATENTE (KCAL POR HORA METRO QUADRADO)
      XM=VALOR DO COEFICIENTE M
      GVP=PERDA DE PESO PARA TIN (KG  POR HORA METRO QUADRADO)
      PP=PERDA DE PESO NO INTERVALO DE TEMPO DELTA TAU (KG)
      SPP=SOMA DAS PERDAS DE PESO NO TEMPO DELTA TAU (KG)
      TEMPO=0
      K=0
      K1=0
      K11=4761
      J3=N+1
      J4=0
      J5=1.
      SPP=0
      C(1)=543.75
      DO 7 II=1,J3
      T1(II)=40.
      T(II)=40.
```

```
      T2(II)=40
      TIN1=40.
      C(II)=593.96
      C1(II)=593.96
    7 CONTINUE
      WRITE(JIA,54)TEMPO,T(1),T1(1),T(N),GPP,C(2),PS,PA
   54 FORMAT(6X,F8.5,3X,F5.2,3X,F5.2,3X,F7.4,3X,F7.4,3X,F6.2,3X,F6.2,3
     1X,F6.2)
    8 K1=K1+1
      IF(K1-1)30,30,31
   30 IF(TIN-J4)48,48,49
   48 TA=TA4
      H=H2
      J4=15.
      GO TO 32
   49 IF(TIN-J6)64,64,65
   64 TA=TA3
      H=H1
      J6=15.
      GO TO 32
   65 TA=TA1
      H=H1
CALCULO DA TEMPERATURA ABSOLUTA
   32 TABS=(TA+TIN+546)/2.
CALCULO DA PRESSAO PARCIAL DO VAPOR DE AGUA NA SUPERFICIE
      PS1=10.08*ALOG10(T2(2)+140)-20.8471
      PS2=PS1*2.30259
      PS=EXP(PS2)
      PS=PS*10.1971
CALCULO DO FATOR DE DIFUSAO
      DELTA=0.0872*(TABS/273.)**1.81
CALCULO DA TEMPERATURA DO AR
      IF(TEMPO-9.0)62,62,63
   62 TA=5.56-0.61778*TEMPO
      GO TO 11
   63 TA=TA1
CALCULO DA PRESSAO PARCIAL DE VAPOR
      PA1=11.53*ALOG10(TA+140)-23.9591
      PA2=PA1*2.30259
      PA=EXP(PA2)
CALCULO   PARA UMIDADE RELATIVA DE 90%
      PA=PA*9.1774
CALCULO DE BETA
      BETA=(PS*H*DELTA)/(XKA*(PS-PA))
      TABS2=TIN+273
CALCULO DA ATIVIDADE DE AGUA
      AW1=(C(2)/364.04)**1.872
      AW=1-EXP(-0.00503*TABS2*AW1)
CALCULO DA DIFUSIVIDADE
      D(2)=3.96*0.001*EXP(-2300./TABS2)
CALCULO DA PERDA DE PESO
      GVP=BETA*(PS*AW-PA)/(17.11*TABS)
CALCULO DA CONCENTRACAO DE AGUA NA CAMADA 04
      C(2)=C(2)+DTAU/DX*(D(2)/DX*(C(3)-C(2))-GVP)
CALCULO DO CALOR SENSIVEL
    9 CSENS=H*(T2(2)-TA)
CALCULO DO CALOR LATENTE DE VAPORIZACAO
      CLV=(1090-0.612*(T2(2)*9./5.))*0.5556
CALCULO DO CALOR LATENTE
      CL=GVP*CLV
```

```
ALCULO DO HTOTAL
      HTOTAL=(CSENS+CL)*H/CSENS
ALCULO DA TEMPERATURA NA CAMADA ZERO
      DE=XK/HTOTAL-DX/2.
      DEN=XK/HTOTAL+DX/2.
      T(1)=DE/DEN*(T2(2)-TA)+TA
      TEMPO=TEMPO+DTAU
    3 K=K+1
      IF(K-1)34,34,35
   34 CONTINUE
ALCULO DA TEMPERATURA NA CAMADA UM
      T(2)=((XM(1)-2.)/XM(I)*T2(2)+(T(1)+T2(3))/XM(I)
      TIN=T(2)
      GO TO 3
   35 XT=T(2)
      K=0
      KK=N+1
      DO 5 J=3,N
      KK1=J-1
      KK2=J+1
      XTES=T2(N)-TIN1
      IF(XTES)44,45,45
   44 T2(KK)=T2(N-1)
ALCULO DA TEMPERATURA EM TODAS AS CAMADAS
   45 T(J)=((XM(I)-2.)/XM(I))*T2(J)+(T1(KK1)+T2(KK2))/XM(I)
ALCULO DA SOMA DAS TEMPERATURAS
      XT=XT+T(J)
      TABS1=273+T(J)
ALCULO DA DIFUSIVIDADE EM TODAS AS CAMADAS
      D(J)=3.96*0.001*EXP(-2300./TABS1)
ALCULO DA CONCENTRACAO EM TODAS AS CAMADAS
    5 C(J)=C(J)-D(J)*DTAU/(DX**2)*(2*C(J)-C(KK2)-C1(KK1))
ALCULO DA TEMPERATURA MEDIA
      TMED=XT/(N-1)
      T1(2)=T(2)
      T2(2)=T(2)
      C1(2)=C(2)
      DO 10 J5=3,N
      C1(J5)=C(J5)
      T2(J5)=T(J5)
   10 T1(J5)=T(J5)
      T(222)=40.
      GO TO 8
ALCULO DA PERDA DE PESO NO INTERVALO DELTATAU
   31 PP=GVP*A*DTAU
ALCULO DA SOMA DAS PERDAS DE PESO NO TEMPO DELTATAU
      SPP=SPP+PP
      IF(T(N)-38.4612)40,40,41
   40 GO TO 6
   41 K1=0
      K11=K11+1
      NEST=K11/159
      NESTE=NEST*159
      IF(NESTE-NEST)42,43,42
   43 GO TO 8
   50 FORMAT(I3,I1,5F4.0,2F6.2,F8.2,F6.3,3F6.2)
   55 FORMAT(F7.1,F6.5)
      SAIDA DOS RESULTADOS
   42 WRITE(JIA,53)TEMPO,T(2),TMED,T(N),SPP,C(2),PS,PA
      K11=0
```

```
      GO TO 8
53    FORMAT(6X,F8.5,3X,F5.2,3X,F5.2,3X,F7.4,3X,F7.4,3X,F6.2,3X,F6.2,3
     1  X,F6.2)
 6    CONTINUE
      END
```

NOMENCLARURA UTILIZADA NOS PROGRAMAS

A	Área da meia-carcaça, m^2
AW	Atividade de água
C	Concentração de água, kg/m^3
CIN	Concentração inicial, kg/m^3
C(J)	Concentração de água nas camadas: 2,3....N, kg/m^3
C(KK1)	Concentração de água na camada(J-1), kg/m^3
C(KK2)	Concentração de água na camada (J+1), kg/m^3
C(2)	Concentração de água na superfície, kg/m^3
BETA	Coeficiente de transferência de massa, m/h
CL	Fluxo de calor latente, kcal/h m^2
CLV	Calor latente de vaporização, kcal/kg
CSENS	Fluxo de calor sensível, kcal/h m^2
D	Difusividade, m^2/h
D(J)	Difusividade nas camadas: 2,3...N, m^2/h
D(2)	Difusividade na superfície, m^2/h
DELTA	Fator de difusão, m^2/h
DTAU	Intervalo de tempo, h
DX	Espessura da camada, m
GVP	Perda de peso, kg/h m^2
H	Coeficiente de transferência de calor, kcal/h m^2 ^oC
HTOTAL	Coeficiente total de transferência de calor, kcal/h m^2 ^oC
N	Número de camadas
PA	Pressão parcial do vapor de água no ar, kg^*/m^2
PS	Pressão parcial do vapor de água saturado na superfície, kg^*/m^2
PP	Perda de peso no intervalo de tempo DTAU,kg
SPP	Soma das perdas de peso no intervalo de tempo DTAU , kg.

T — Soma de todas as temperaturas, ^{o}C

TA — Temperatura do ar, ^{o}C

TABS — Média das temperaturas absolutas, TABS = (TA+TIN+546) /2. ^{o}K

TABS2 — Temperatura absoluta da superfície, TABS2 = TIN+273 ^{o}K

TABS1 — Temperatura absoluta em qualquer camada, TABS1 = T(J)+ 273 ^{o}K

TIN — Temperatura inicial, ^{o}C

TMED — Temperatura média, ^{o}C

T(N) — Temperatura no centro, ^{o}C

T(1) — Temperatura na camada imaginária zero, ^{o}C

T(2) — Temperatura na camada um, ^{o}C

T(J) — Temperatura das camadas, 2,3...N

XK — Condutividade térmica da carne, kcal/h m ^{o}C

XKA — Condutividade térmica do ar, kcal/h m ^{o}C

XM — Coeficiente m, módulo de Fourier.

APÊNDICE B

TABELAS DE RESULTADOS

DADOS DE ENTRADA

I= 1 TIN= 40.
N= 221 TA1= 0.

H= 8.67 XM(1)= 2.00
A= 3.20 XM(2)=17.01
XK= 0.40 TA2= 0.
XKA= 0.021 PB= 9517.24

DX= 0.0005 DTAU= 0.00021

TEMPO	T(1)	TMED	T(N)	SPP	C(2)
0.00000	40.00	40.00	40.0000000	0.0000	593.96
0.00021	39.10	40.00	40.0000000	0.0014	593.10
1.00023	18.03	34.98	39.9590011	1.2589	334.19
2.00026	15.17	32.00	39.1153431	1.8228	312.47
3.00022	13.03	29.42	37.2963977	2.2432	301.54
4.00018	11.82	27.15	35.0521541	2.5761	298.92
5.00014	10.96	25.14	32.6982148	2.8507	299.39
6.00010	10.23	23.32	30.3959777	3.0863	301.03
7.00006	9.57	21.65	28.2186663	3.2921	303.45
8.00002	8.97	20.11	26.1894536	3.4738	306.45
9.00026	8.40	18.70	24.3097057	3.6353	309.91
10.00050	7.87	17.39	22.5722623	3.7794	313.70
11.00074	7.37	16.17	20.9671049	3.9085	317.75
12.00099	6.90	15.05	19.4837453	4.0245	321.99
13.00123	6.46	14.01	18.1121364	4.1289	326.35
14.00147	6.05	13.04	16.8430002	4.2231	330.80
15.00172	5.66	12.14	15.6678200	4.3081	335.29
16.00196	5.29	11.31	14.5790200	4.3850	339.79
17.00220	4.95	10.54	13.5697399	4.4546	344.28
18.00244	4.63	9.82	12.6336887	4.5175	348.74
19.00269	4.34	9.15	11.7651510	4.5746	353.15
20.00293	4.06	8.53	10.9589289	4.6264	357.50
21.00317	3.80	7.96	10.2102696	4.6733	361.78
22.00341	3.55	7.42	9.5148250	4.7158	365.99
23.00366	3.33	6.92	8.8686090	4.7544	370.10
24.00390	3.11	6.46	8.2679602	4.7894	374.13
25.00414	2.91	6.03	7.7094670	4.8211	378.06
26.00438	2.73	5.62	7.1901011	4.8498	381.89
27.00463	2.56	5.25	6.7070199	4.8759	385.63
28.00487	2.39	4.90	6.2575918	4.8994	389.26
29.00511	2.24	4.58	5.8393555	4.9208	392.79
30.00536	2.10	4.27	5.4500927	4.9401	396.23
31.00560	1.97	3.99	5.0877143	4.9575	399.56
32.00583	1.84	3.73	4.7502970	4.9732	402.79
33.00644	1.73	3.49	4.4360608	4.9875	405.92
34.00605	1.62	3.26	4.1433548	5.0003	408.96

TABELA B.1 - Resfriamento Convencional. Grande Capacidade Frigorífica (Conforme projeto fornecido pela FRIO S.A.). u = 0,95 m/s, t_a = 0°C após 3 h. h = 8,67 kcal/h m^2 °C (Eq. Hodgson)

DADOS DE ENTRADA

I= 1 TIN= 40.
N= 221 TA1= 0.

H= 8.67 XM(1)= 2.00
A= 3.20
XK= 0.40 TA2= 0.
XKA= 0.021 PB= 9517.24
DX= 0.0005 DTAU= 0.00021

TEMPO	T(1)	TMED	T(N)	SPP	C(2)	PS	PA
0.00000	40.00	40.00	40.0000	0.0000	593.96	0.00	0.00
0.00021	39.10	40.00	40.0000	0.0014	593.10	784.38	87.80
1.00023	18.49	35.05	39.9591	1.2493	337.72	217.52	83.60
2.00026	16.25	32.24	39.1241	1.7957	320.66	188.46	79.58
3.00022	14.80	29.91	37.3490	2.1959	314.27	171.54	75.74
4.00018	13.64	27.84	35.2030	2.5221	310.95	158.98	72.07
5.00014	12.60	25.94	32.9963	2.8013	309.05	148.49	68.56
6.00010	11.63	24.17	30.8509	3.0463	308.05	139.20	65.21
7.00006	10.68	22.51	28.8088	3.2646	307.71	130.71	62.01
8.00002	9.76	20.93	26.8791	3.4611	307.87	122.85	58.96
9.00026	8.85	19.44	25.0585	3.6394	308.39	115.55	56.04
10.00050	8.20	18.05	23.3391	3.7962	311.18	110.56	56.04
11.00074	7.66	16.78	21.7164	3.9335	314.97	106.52	56.04
12.00099	7.16	15.61	20.1961	4.0557	319.07	102.95	56.04
13.00123	6.70	14.53	18.7807	4.1651	323.36	99.75	56.04
14.00147	6.27	13.52	17.4659	4.2635	327.75	96.84	56.04
15.00172	5.86	12.59	16.2487	4.3521	332.20	94.18	56.04
16.00196	5.49	11.73	15.1194	4.4321	336.69	91.76	56.04
17.00220	5.13	10.93	14.0723	4.5044	341.18	89.54	56.04
18.00244	4.81	10.18	13.1013	4.5698	345.65	87.51	56.04
19.00269	4.50	9.49	12.2003	4.6290	350.09	85.65	56.04
20.00293	4.21	8.85	11.3641	4.6827	354.47	83.94	56.04
21.00317	3.94	8.25	10.5877	4.7312	358.78	82.37	56.04
22.00341	3.69	7.70	9.8665	4.7753	363.02	80.93	56.04
23.00366	3.45	7.18	9.1965	4.8152	367.18	79.60	56.04
24.00390	3.23	6.70	8.5737	4.8513	371.26	78.38	56.04
25.00414	3.02	6.25	7.9947	4.8840	375.24	77.25	56.04
26.00438	2.83	5.83	7.4563	4.9137	379.12	76.21	56.04
27.00463	2.65	5.44	6.9555	4.9405	382.91	75.25	56.04
28.00487	2.48	5.08	6.4896	4.9648	386.60	74.36	56.04
29.00511	2.33	4.75	6.0561	4.9867	390.18	73.54	56.04
30.00536	2.18	4.43	5.6526	5.0065	393.67	72.78	56.04
31.00560	2.04	4.14	5.2770	5.0244	397.06	72.07	56.04
32.00583	1.91	3.87	4.9272	5.0406	400.34	71.42	56.04
33.00494	1.79	3.62	4.6015	5.0551	403.53	70.81	56.04
34.00405	1.68	3.38	4.2982	5.0682	406.62	70.25	56.04
35.00316	1.58	3.16	4.0155	5.0800	409.61	69.73	56.04

TABELA B.2 - Resfriamento Convencional. Pequena Capacidade Frigorífica. (Conforme projeto fornecido pela FRIO S. A). u = 0,95 m/s, t_a =0°C, h = 8,67 kcal/h m^2 °C (Eq. Hodgson).

DADOS DE ENTRADA

I= 1
N= 221

TIN= 40.

H2= 8.67
PB= 9517.24
XKA= 0.021
A= 3.20
DX= 0.0005

TA4= 0.
XK= 0.40
XM(1)= 2.00
DTAU= 0.00021

TEMPO	T(1)	TMED	T(N)	SPP	C(2)	PS	PA
0.00000	40.00	40.00	40.0000	0.0000	593.96	0.00	0.00
0.00021	39.10	40.00	40.0000	0.0014	593.10	784.38	82.92
1.00023	17.91	34.95	39.9587	1.2759	330.11	209.65	71.54
2.00026	15.06	31.96	39.1101	1.8497	307.68	174.42	61.60
3.00022	12.93	29.38	37.2817	2.2774	296.49	151.74	52.92
4.00018	11.72	27.10	35.0276	2.6170	293.48	140.09	52.92
5.00014	10.86	25.09	32.6651	2.8984	293.53	132.24	52.92
6.00010	10.13	23.26	30.3554	3.1407	294.77	125.92	52.92
7.00006	9.47	21.58	28.1715	3.3532	296.81	120.47	52.92
8.00002	8.86	20.04	26.1363	3.5415	299.44	115.63	52.92
9.00026	8.30	18.62	24.2510	3.7096	302.53	111.27	52.92
10.00050	7.76	17.31	22.5085	3.8603	305.96	107.30	52.92
11.00074	7.26	16.09	20.8986	3.9961	309.66	103.69	52.92
12.00099	6.79	14.96	19.4108	4.1188	313.54	100.38	52.92
13.00123	6.35	13.92	18.0350	4.2299	317.55	97.37	52.92
14.00147	5.93	12.95	16.7619	4.3309	321.64	94.61	52.92
15.00172	5.54	12.05	15.5830	4.4227	325.77	92.09	52.92
16.00196	5.17	11.21	14.4905	4.5065	329.92	89.78	52.92
17.00220	4.83	10.44	13.4778	4.5830	334.06	87.66	52.92
18.00244	4.51	9.72	12.5384	4.6531	338.17	85.72	52.92
19.00269	4.21	9.05	11.6667	4.7173	342.23	83.95	52.92
20.00293	3.93	8.42	10.8574	4.7762	346.24	82.31	52.92
21.00317	3.66	7.84	10.1057	4.8303	350.17	80.81	52.92
22.00341	3.42	7.30	9.4074	4.9801	354.03	79.43	52.92
23.00366	3.19	6.80	8.7584	4.9260	357.81	78.16	52.92
24.00390	2.97	6.34	8.1550	4.9684	361.50	76.98	52.92
25.00414	2.77	5.90	7.5939	5.0075	365.10	75.90	52.92
26.00438	2.59	5.50	7.0720	5.0437	368.60	74.90	52.92
27.00463	2.41	5.12	6.5865	5.0773	372.01	73.98	52.92
28.00487	2.25	4.77	6.1347	5.1084	375.32	73.13	52.92
29.00511	2.09	4.44	5.7142	5.1374	378.53	72.34	52.92
30.00536	1.95	4.14	5.3227	5.1643	381.64	71.61	52.92
31.00560	1.82	3.86	4.9582	5.1895	384.66	70.93	52.92
32.00583	1.69	3.59	4.6187	5.2129	387.59	70.30	52.92
33.00494	1.58	3.35	4.3025	5.2349	390.41	69.72	52.92
34.00405	1.47	3.12	4.0079	5.2555	393.15	69.18	52.92

TABELA B. 3 - Resfriamento Convencional (Conforme projeto fornecido pela FRIO S.A.) U.R. 85%, u = 0,95 m/s, $t_a = 0^oC$, h = 8,67 kcal/h m^2 oC (Eq. Hodgson)

DADOS DE ENTRADA

I= 1 TIN= 40.
N= 221 TA1= -1.

H=10.00 XM(1)= 2.00
A= 3.20 XM(2)=17.01
XA= 0.40 TA2= 0.
XKA= 0.021 PB= 9517.24

DX= 0.0005 DTAU= 0.00021

TEMPO	T(1)	TMED	T(M)	SPP	C(2)
0.00000	40.00	40.00	40.0000000	0.0000	593.96
0.00021	38.90	39.99	40.0000000	0.0016	592.93
1.00023	15.25	34.30	39.9523850	1.3063	319.00
2.00026	12.90	31.10	38.9872866	1.8438	305.20
3.00022	11.56	28.51	36.9466643	2.2281	302.16
4.00018	10.60	26.26	34.4990578	2.5350	302.17
5.00014	9.83	24.24	32.0106182	2.7926	303.60
6.00010	9.16	22.41	29.6270986	3.0143	305.94
7.00006	8.55	20.74	27.3986983	3.2079	308.96
8.00002	7.99	19.20	25.3358851	3.3785	312.50
9.00026	7.46	17.78	23.4337651	3.5296	316.43
10.00050	6.96	16.48	21.6819634	3.6640	320.67
11.00074	6.50	15.27	20.0696729	3.7839	325.12
12.00099	6.06	14.16	18.5822921	3.8912	329.71
13.00123	5.65	13.13	17.2113956	3.9874	334.39
14.00147	5.27	12.18	15.9478613	4.0737	339.12
15.00172	4.91	11.30	14.7809179	4.1514	343.87
16.00196	4.58	10.49	13.7032219	4.2212	348.59
17.00220	4.27	9.73	12.7074255	4.2842	353.27
18.00244	3.98	9.03	11.7868900	4.3409	357.90
19.00269	3.71	8.39	10.9355929	4.3920	362.45
20.00293	3.46	7.79	10.1480131	4.4381	366.93
21.00317	3.22	7.24	9.4191657	4.4796	371.30
22.00341	3.01	6.72	8.7444535	4.5171	375.58
23.00366	2.80	6.25	8.1195715	4.5509	379.76
24.00390	2.61	5.81	7.5409272	4.5814	383.83
25.00414	2.44	5.40	7.0047775	4.6088	387.78
26.00438	2.27	5.02	6.5079659	4.6335	391.62
27.00463	2.12	4.67	6.0475053	4.655	

TABELA B.4 - Resfriamento Convencional. u = 1,43 m/s, t_a = -1°C, h = 10 kcal/h m^2 °C (Eq. de Plank).

DADOS DE ENTRADA

I= 1 TIN= 40.
N= 221 TA1= 0.

H=30.00 XM(1)= 2.00
A= 3.20 XM(2)=17.01
XK= 0.40 TA2= 0.
XKA= 0.021 PB= 9517.24

DX= 0.0005 DTAU= 0.00021

TEMPO	T(1)	TMED	T(N)	SPP	C(2)
0.00000	40.00	40.00	40.0000000	0.0000	593.96
0.00021	36.87	39.99	40.0000000	0.0049	590.87
1.00023	8.22	32.43	39.9275703	1.3157	310.42
2.00026	6.42	28.63	38.6034946	1.6998	321.56
3.00022	5.48	25.64	35.9662638	1.9622	330.98
4.00018	4.85	23.08	32.9220266	2.1669	338.77
5.00014	4.37	20.84	29.9130008	2.3354	345.70
6.00010	3.96	18.83	27.0969305	2.4777	352.24
7.00006	3.60	17.03	24.5169969	2.5994	358.62
8.00002	3.27	15.40	22.1737306	2.7041	364.90
9.00026	2.98	13.93	20.0528257	2.7947	371.08
10.00050	2.71	12.60	18.1357019	2.8733	377.16
11.00074	2.46	11.41	16.4034729	2.9417	383.09
12.00099	2.24	10.32	14.8382564	3.0014	388.86
13.00123	2.03	9.34	13.4239521	3.0535	394.45
14.00147	1.85	8.46	12.1457927	3.0991	399.84
15.00172	1.68	7.65	10.9904653	3.1390	405.03
16.00196	1.52	6.93	9.9459887	3.1741	410.00
17.00220	1.38	6.27	9.0015653	3.2049	414.75
18.00244	1.26	5.68	8.1474724	3.2320	419.29
19.00269	1.14	5.14	7.3749067	3.2560	423.61
20.00293	1.03	4.66	6.6760702	3.2773	427.72
21.00317	0.94	4.22	6.0438362	3.2961	431.62
22.00341	0.85	3.82	5.4717767	3.3130	435.32
23.00366	0.77	3.46	4.9540973	3.3280	438.81
24.00390	0.70	3.13	4.4855626	3.3416	442.12
25.00414	0.63	2.83	4.0614475	3.3539	445.24

TABELA B.5 - Resfriamento Convencional. u = 5,66 m/s, t_a 0°C, h = 30 kcal/h m^2 °C (Eq. de Plank).

DADOS DE ENTRADA

I= 1		TIN= 40.	
N= 221 .		TA1=-15.	
R1= 7.69		TA2= -8.	
R2= 6.64		TA3= -1.	
PB= 9517.24		TA4= 0.	
XKA= 0.021		XK= 0.49	
A= 3.20		XM(1)= 2.00	
DX= 0.0005		DTAU= 0.00021	

TEMPO	T(1)	TMED	T(N)	SPP	C(2)	PS	PA
0.00000	40.00	40.00	40.0000	0.0000	593.96	0.00	0.00
0.00021	39.05	40.00	40.0000	0.0013	593.14	784.38	15.17
1.00023	11.97	33.70	39.9516	1.2175	327.09	142.40	15.17
2.00026	10.38	30.18	38.9101	1.7348	309.69	128.08	28.43
3.00022	11.07	27.67	36.6424	2.0946	313.91	134.10	51.59
4.00018	11.35	25.74	33.9690	2.3838	316.12	136.61	56.04
5.00014	11.25	24.10	31.3998	2.6338	317.36	135.72	56.04
6.00010	10.77	22.53	29.0914	2.8668	316.53	131.48	56.04
7.00006	10.24	21.06	27.0321	3.0773	316.61	126.89	56.04
8.00002	9.70	19.70	25.1705	3.2667	317.60	122.38	56.04
9.00026	9.17	18.42	23.4700	3.4373	319.35	118.08	56.04
10.00050	8.66	17.24	21.9065	3.5912	321.62	114.05	56.04
11.00074	8.17	16.14	20.4630	3.7305	324.32	110.30	56.04
12.00099	7.70	15.11	19.1267	3.8567	327.35	106.84	56.04
13.00123	7.26	14.15	17.8871	3.9714	330.65	103.64	56.04
14.00147	6.83	13.26	16.7354	4.0757	334.16	100.69	56.04
15.00172	6.44	12.43	15.6642	4.1709	337.87	97.98	56.04
16.00196	6.06	11.65	14.6668	4.2578	341.75	95.47	56.04
17.00220	5.71	10.92	13.7374	4.3372	345.81	93.17	56.04
18.00244	5.37	10.25	12.8709	4.4099	348.77	91.04	56.04
19.00269	5.06	9.61	12.0624	4.4765	352.51	89.07	56.04
20.00293	4.76	9.02	11.3077	4.5375	356.24	87.26	56.04
21.00317	4.48	8.46	10.6028	4.5936	359.94	85.58	56.04
22.00341	4.22	7.94	9.9442	4.6450	363.61	84.03	56.04
23.00366	3.98	7.46	9.3285	4.6922	367.25	82.60	56.04
24.00390	3.74	7.00	8.7529	4.7356	370.81	81.27	56.04
25.00414	3.53	6.58	8.2144	4.7754	374.32	80.03	56.04
26.00438	3.32	6.18	7.7105	4.8121	377.75	78.89	56.04
27.00463	3.13	5.80	7.2389	4.8458	381.17	77.83	56.04
28.00487	2.95	5.45	6.7974	4.8768	384.49	76.84	56.04
29.00511	2.78	5.12	6.3840	4.9053	387.75	75.92	56.04
30.00536	2.62	4.82	5.9968	4.9315	390.91	75.06	56.04
31.00560	2.47	4.53	5.6341	4.9556	394.01	74.27	56.04
32.00583	2.32	4.26	5.2942	4.9778	397.04	73.53	56.04
33.00607	2.19	4.00	4.9757	4.9982	399.99	72.84	56.04
34.00605	2.07	3.77	4.6771	5.0169	402.85	72.19	56.04
35.00516	1.95	3.54	4.3971	5.0342	405.63	71.59	56.04
36.00226	1.84	3.33	4.1346	5.0501	408.33	71.03	56.04

TABELA B.6 - Resfriamento de Choque. (Conforme projeto fornecido pela FRIO S. A.)

Pré-resfriamento: u = 0,49 m/s, t_a = -15°C, -8 e -1 °C

Igualização: u = 0,20 m/s, t_a = 0°C, h- kcal/h m^2 oC (Eq. Earle)

DADOS DE ENTRADA

I= 1		TIN= 40.	
N= 221		TA1=-15.	
H1=18.06			
H2= 6.98			
PS= 9517.24		TA4= 0.	
XKA= 0.021		XK= 0.40	
A= 3.20		XM(1)= 2.00	
DX= 0.0005		DTAU= 0.00021	

TEMPO	T(1)	TMED	T(N)	SPP	C(2)	PS	PA
0.00000	40.00	40.00	40.0000	0.0000	593.96	0.00	0.00
0.00021	37.83	39.99	40.0000	0.0031	592.04	784.38	15.17
1.00023	2.57	31.36	39.9263	1.2811	294.45	74.84	15.17
2.00026	8.94	27.78	38.4606	1.6125	335.82	116.23	56.04
3.00022	10.77	26.16	35.4703	1.8733	342.64	131.45	56.04
4.00018	10.70	24.45	32.4667	2.1529	336.71	130.81	56.04
5.00014	10.33	22.81	29.8905	2.4104	332.26	127.62	56.04
6.00010	9.86	21.28	27.6492	2.6419	329.83	123.69	56.04
7.00006	9.36	19.86	25.6526	2.8492	329.05	119.61	56.04
8.00002	8.86	18.54	23.8461	3.0349	329.49	115.61	56.04
9.00026	8.37	17.31	22.1965	3.2016	330.84	111.79	56.04
10.00050	7.89	16.17	20.6814	3.3516	332.86	108.21	56.04
11.00074	7.43	15.11	19.2845	3.4871	335.37	104.88	56.04
12.00099	6.99	14.12	17.9934	3.6098	338.23	101.80	56.04
13.00123	6.58	13.21	16.7976	3.7210	341.37	98.94	56.04
14.00147	6.19	12.35	15.6884	3.8221	344.69	96.31	56.04
15.00172	5.82	11.55	14.6584	3.9142	348.16	93.89	56.04
16.00196	5.47	10.81	13.7010	3.9981	351.71	91.65	56.04
17.00220	5.14	10.12	12.8104	4.0748	355.33	89.59	56.04
18.00244	4.83	9.48	11.9813	4.1449	358.97	87.69	56.04
19.00269	4.54	8.87	11.2091	4.2090	362.62	85.93	56.04
20.00293	4.27	8.31	10.4893	4.2678	366.26	84.31	56.04
21.00317	4.01	7.78	9.8181	4.3216	369.88	82.81	56.04
22.00341	3.77	7.29	9.1920	4.3710	373.46	81.42	56.04
23.00366	3.55	6.84	8.6077	4.4164	377.00	80.14	56.04
24.00390	3.33	6.41	8.0622	4.4580	380.49	78.95	56.04
25.00414	3.13	6.01	7.5527	4.4962	383.91	77.85	56.04
26.00438	2.95	5.63	7.0767	4.5314	387.27	76.83	56.04
27.00463	2.77	5.28	6.6320	4.5637	390.57	75.88	56.04
28.00487	2.60	4.95	6.2164	4.5934	393.79	75.00	56.04
29.00511	2.45	4.65	5.8278	4.6207	396.94	74.18	56.04
30.00536	2.30	4.36	5.4644	4.6458	400.02	73.42	56.04
31.00560	2.17	4.09	5.1246	4.6689	403.02	72.71	56.04
32.00583	2.04	3.84	4.8066	4.6902	405.95	72.05	56.04
33.00494	1.92	3.60	4.5091	4.7098	408.80	71.43	56.04
34.00405	1.80	3.38	4.2306	4.7278	411.57	70.86	56.04

TABELA B.7 - Resfriamento de Choque.

Pré-resfriamento : u = 3m/s, t_a = -15°C

h_1 = 18,06 kcal/h m² °C(Eq. Plank)

Igualização: u = 0,3 m/s, t_a = 0°C

h_2 = 6,98 kcal/h m² °C (Eq. de Earle)

DADOS DE ENTRADA

I= 1 TIS= 40.
G= 221 TA1=-15.
H1=18.06 TA3= -1.
H2= 6.98 XS= 0.40
PS= 9517.24 XO(1)= 2.00
XKA= 0.021 DTAU= 0.000021
A= 3.20
DX= 0.0005

TEMPO	T(1)	T.ES	T(F)	SPP	C(2)	PS	PA
0.00000	40.00	40.00	40.0000	0.0000	593.96	0.00	0.00
0.00021	37.83	39.99	40.0000	0.0031	592.04	784.38	15.17
1.00023	2.57	31.36	39.9263	1.2811	294.45	74.84	15.17
2.00026	8.61	27.73	38.4606	1.0196	332.46	113.64	51.55
3.00022	10.32	26.04	35.4670	1.5976	338.96	127.54	51.54
4.00018	10.14	24.27	32.4403	2.1699	333.04	126.48	51.55
5.00014	9.79	22.59	29.8250	2.4289	328.60	123.07	51.54
6.00010	9.29	21.02	27.5405	2.6615	325.16	119.02	51.55
7.00006	8.77	19.55	25.4952	2.8697	325.34	114.07	51.55
8.00002	8.24	18.19	23.6130	3.0563	325.74	110.62	51.54
9.00026	7.72	16.93	21.9494	3.2238	327.03	105.99	51.54
10.00050	7.22	15.75	20.3923	3.3748	328.98	103.60	51.54
11.00074	6.74	14.66	18.9556	3.5111	331.42	100.07	51.54
12.00099	6.29	13.64	17.6206	3.6347	334.22	96.98	51.54
13.00123	5.86	12.69	16.3850	3.7468	337.29	94.14	51.54
14.00147	5.45	11.81	15.2519	3.8489	340.56	91.52	51.55
15.00172	5.06	10.99	14.1898	3.9419	343.96	89.10	51.55
16.00196	4.70	10.22	13.2020	4.0269	347.46	86.78	51.55
17.00220	4.36	9.50	12.2027	4.1045	351.03	84.63	51.55
18.00244	4.04	8.84	11.3269	4.1756	354.64	82.44	51.55
19.00269	3.73	8.21	10.6284	4.2409	358.22	81.20	51.54
20.00293	3.45	7.63	9.9842	4.3006	361.82	79.59	51.55
21.00317	3.18	7.07	9.1990	4.3555	365.40	78.18	51.54
22.00341	2.93	6.56	8.5421	4.4060	368.96	76.78	51.55
23.00365	2.69	6.10	7.9372	4.4523	372.49	75.46	51.55
24.00390	2.47	5.66	7.3721	4.4950	375.99	74.29	51.55
25.00414	2.27	5.24	6.8442	4.5343	379.29	73.20	51.54
26.00439	2.09	4.85	6.3509	4.5705	382.89	72.19	51.55
27.00463	1.93	4.49	5.8896	4.6039	386.29	71.25	51.55
28.00487	1.78	4.15	5.4583	4.6347	389.49	70.38	51.55
29.00511	1.65	3.83	5.0550	4.6631	392.21	69.67	51.54
30.00536	1.53	3.53	4.6776	4.6893	395.27	69.02	51.55
31.00560	1.42	3.25	4.3245	4.7135	398.25	68.42	51.55

TABELA B.8 - Resfriamento de Choque.
Pré-resfriamento: u = 3m/s, t_a = -15°C
h_1 = 18,06 kcal/h m^2 °C (Eq. de Plank)

Igualização: u = 0,3 m/s, t_a = -1°C
h_2 = 6,98 kcal/h m^2 °C. (Eq. de Earle)

DADOS DE ENTRADA

I= 1 TIN= 40.
N= 221 TA1=-15.
H1=18.06 TA3= -1.
PB= 9517.24
XKA= 0.021 XK= 0.40
A= 3.20 XM(1)= 2.00
DX= 0.0005 DTAU= 0.000021

TEMPO	T(1)	TMED	T(N)	SPP	C(2)	PS	PA
0.00000	40.00	40.00	40.0000	0.0000	593.96	0.00	0.00
0.00021	37.83	39.99	40.0000	0.0031	592.04	784.38	15.17
1.00023	2.57	31.36	39.9263	1.2811	294.45	74.84	15.17
2.00026	6.88	27.94	38.4612	1.6236	325.94	100.99	51.59
3.00022	6.39	25.33	35.5383	1.9283	324.92	97.66	51.59
4.00018	5.81	22.99	32.4297	2.1822	325.99	93.86	51.59
5.00014	5.29	20.88	29.5039	2.3956	328.61	90.50	51.59
6.00010	4.80	18.96	26.8166	2.5779	332.21	87.50	51.59
7.00006	4.35	17.22	24.3662	2.7351	336.48	84.79	51.59
8.00002	3.93	15.64	22.1369	2.8717	341.20	82.33	51.59
9.00026	3.54	14.20	20.1096	2.9910	346.21	80.10	51.59
10.00050	3.17	12.89	18.2656	3.0957	351.39	78.08	51.59
11.00074	2.84	11.69	16.5875	3.1878	356.66	76.24	51.59
12.00099	2.53	10.59	15.0594	3.2690	361.95	74.59	51.59
13.00123	2.24	9.60	13.6673	3.3409	367.20	73.08	51.59
14.00147	1.97	8.69	12.3986	3.4046	372.38	71.72	51.59
15.00172	1.73	7.86	11.2418	3.4611	377.47	70.49	51.59
16.00196	1.51	7.10	10.1868	3.5114	382.44	69.38	51.59
17.00220	1.30	6.40	9.2243	3.5561	387.27	68.36	51.59
18.00244	1.11	5.77	8.3459	3.5959	391.95	67.44	51.59
19.00269	0.94	5.19	7.5440	3.6315	396.48	66.61	51.59
20.00293	0.78	4.67	6.8119	3.6633	400.85	65.85	51.59
21.00317	0.63	4.18	6.1433	3.6917	405.06	65.16	51.59
22.00341	0.49	3.74	5.5326	3.7172	409.11	64.53	51.59
23.00366	0.37	3.34	4.9747	3.7400	413.00	63.96	51.59
24.00390	0.26	2.97	4.4650	3.7606	416.72	63.44	51.59

TABELA B.9 - Resfriamento de Choque.
Pré-resfriamento: u = 3 m/s, t_a = -15°C
Igualização: u = 3 m/s, t_a = -1°C

h_1 = 18,06 kcal/h m^2 °C (Eq. Plank)

DADOS DE ENTRADA

I= 1 TIN= 40.
N= 221 TA1= -1.

H=30.00 XM(1)= 2.00
A= 3.20 XM(2)=17.01
XK= 0.40 TA2= -15.
XKA= 0.021 PB= 9517.24

DX= 0.0005 DTAU= 0.00021

TEMPO	T(1)	TMED	T(N)	SPP	C(2)
0.00000	40.00	40.00	40.0000000	0.0000	593.96
0.00021	36.48	39.98	40.0000000	0.0051	590.77
1.00023	0.30	30.33	39.9099722	1.2146	306.94
2.00026	0.07	26.05	38.2168937	1.5203	329.60
3.00022	0.15	22.77	34.9201531	1.7327	343.69
4.00016	-0.04	20.06	31.2538002	1.9004	353.59
5.00014	0.10	17.71	27.7516022	2.0395	362.00
6.00010	-0.00	15.64	24.5592206	2.1588	369.06
7.00006	-0.00	13.73	21.7277584	2.2603	376.21
8.00002	0.05	12.22	19.2046185	2.3480	382.91
9.00026	0.01	10.80	16.9706688	2.4248	389.15
10.00050	-0.04	9.54	14.9945451	2.4920	395.03
11.00074	-0.05	8.43	13.2474846	2.5511	400.73
12.00099	-0.04	7.45	11.7031500	2.6037	406.10
13.00123	-0.03	6.58	10.3393760	2.6508	411.08
14.00147	-0.02	5.82	9.1325302	2.6933	415.77
15.00172	-0.03	5.14	8.0673351	2.7320	420.09
16.00196	-0.03	4.54	7.1266383	2.7677	424.07
17.00220	-0.00	4.02	6.2963264	2.8000	427.01
18.00244	-0.06	3.55	5.5640606	2.8321	430.95
19.00269	-0.14	3.12	4.9184502	2.8617	434.04
20.00293	-0.22	2.73	4.3446615	2.8888	437.14

TABELA B.10 - Resfriamento de Choque.

Pré-resfriamento : u = 5,66 m/s, t_a = -15°C
Igualização: u=5,66 m/s, t_a = -1°C

h = 30 kcal/h m^2 °C (Eq. Plank)

APÊNDICE C

CUSTOS

A -PROCESSO CONVENCIONAL - GRANDE CAPACIDADE FRIGORÍFICA

1 - CUSTOS DE INVESTIMENTO

a - Dados do projeto (1) (Item 4.2.3.13 -A)

b - Custos aproximados

- Construção civil (2):

	Cr$
Custo do m^2 de câmara:	3.300,00
Custo por câmara:	297.000,00
Custo para 6 câmara:	1.782.000,00

- Equipamentos (3):

	Cr$	Cr$
Compressor	1.300,000,00	
Montagem 20%	260.000,00	
Sub-total I	1.560.000,00	1.560.000,00
Condensador evaporativo	220.000,00	
Reservatório	28.000,00	
Separador de líquido	32.000,00	
Bombas de amônia	40.000,00	
Registro e tubulações	300.000,00	
Evaporadores (150.000x6)	900.000,00	
Sub-total II	1.520.000,00	
Montagem 20%	304.000,00	
Sub-total III	1.824.000,00	1.824.000,00
Construção civil		1.782.000,00
Sub-total IV (Sub-total III + construção civil)		3.606.000,00

Supondo um financiamento de 100% por 14 anos a 10% ao ano, o fator de retorno do capital (CRF) será:

CRF = 0,13575 (ASHRAE, 1976)

c - Prestação anual

Compressor: P_1= 0,13575x1.560.000=211.770 Cr$/ano
Outros equipamentos e obras civis:
P_2= 0,13575x3.606.000=489.514 "

d - Abate

Supondo 300 dias de abate por ano e um grau de utilização de 60% da capacidade instalada, tem-se:

Capacidade nominal de abate com base nas câmaras de resfriamento:

$$C_{ab} = \frac{144 \times 6}{2} = 432 \text{ cabeças/dia}$$

Capacidade efetiva de abate:

C_{ef} = 432 x 0,60 = 260 cabeças /dia ou
= 78.000 cabeças/ano

Para um peso médio de 115 kg a meia-carcaça:

C_{ef} = 2x115x78.000 = 17.940.000 kg/ano

Por câmara a capacidade em peso será: 115x144 =16.560 kg

2 - CUSTO DA MATÉRIA-PRIMA

Preço da arroba do boi vivo para um rendimento de 54%: Cr$ 200,00 (4).

Preço do kg: 200/15 = 13,3333 Cr$/kg

Para uma grande capacidade frigorífica e supondo que a temperatura do centro foi baixada para 9,5°C em 22h,

Tabela B.1, tem-se uma perda de peso para a meia-carcaça de:

$$m_c = 4,7158 \times 100/115 = 4,10\ \%$$

Custo do kg após a perda de 4,10%:

$$C_t = 13,3333/(1 - 0,041) = 13,9033\ Cr\$/kg$$

3 - CUSTOS OPERACIONAIS

3.1 - CARGA TÉRMICA

3.1.1 - CALOR RETIRADO ÚTIL

$$Q_u = (t_i - \bar{t}_f)C_p$$

$t_i = 40^oC$
$\bar{t}_f = 7,42\ ^oC$ (Tabela B.1)
$C_p = 0,70\ kcal/kg^oC$

$$Q_u = (40 - 7,42)\ 0,70 = 22,81\ kcal/kg$$

3.1.2 - TRANSMISSÃO PELAS PAREDES(FIG. C.2)

$$Q_{tr} = U\ A\ \Delta t$$

$U = 0,32\ kcal/hm^{2o}C$ (1)
$Q_1 = 14,55x6,65x0,32(20 - 0) = 619,25\ kcal/h$
$Q_2 = 2(5,8x6,65)x0,32(15 - 0) = 370,27$ "
$Q_3 = 2(5,8x14,55)x0,32(25 - 0) = 1350,24$ "

$$Q_{tr} = 2.329,76\ kcal/h$$

De acordo com a Tabela B.1, o tempo de resfriamento é de 22h para que a temperatura do centro atinja 9,5°C. Então:

$$Q_{tr} = 51.474,72\ kcal/22\ h$$

3.1.3 - PERDAS DE CALOR PELAS PORTAS

Tamm (1966) fornece a seguinte expressão para o cálculo das perdas de calor através das portas de câmaras frigoríficas:

$$Q_P = \tau \cdot \rho_{ai} \cdot F \cdot \sqrt{B} \cdot \sqrt{1 - \rho_{ae}/\rho_{ai}} \cdot (H_e - H_i)$$

τ = 3.600 s
ρ_{ai} = 1,175 kg/m^3 (ar a 0°C e 90% de U.R)
ρ_{ae} = 1,101 kg/m^3 (ar a 15°C e 95% de U. R.)
H_i = 6,27 kcal/kg (ar a 0°C e 90% de U.R.)
H_e = 14,02 kcal/kg (ar a 15°C e 95% de U.R.)
F = B.L
B = 3,5 m
L = 1,2 m

Q_P = 64,643,12 kcal/22 h

Considerando a metade (Halász, 1977):

Q_P = 32.321,56 kcal/ 22 h

3.1.4 - CARGAS ADICIONAIS

a - Lâmpadas: 100 w/30m^2, permanecendo ligadas por 1 h.

Q_1 = 90x100x0,86x1/30 = 258,00 kcal/22 h

b - Operários: 300 kcal/h por operário (ASHRAE, 1972F).

Considerou-se 2 operários que permanecem na câmara por 1 h.

Q_{op} = 2x300x1 = 600 kcal/22 h

Q_A = 258 + 600 = 858,00 kcal/22 h

3.1.5 - TRABALHO DOS VENTILADORES

- Eficiência do ventilador: 70% (Suposição)
- Eficência do motor de 5 HP: 84% (ASHRAE, 1972E)
- Vazão do ventilador no equilíbrio: 14,8 m^3/s
- ΔP_{Est} no equilíbrio: 33 kg/m^2

Os valores da vazão do ventilador no equilíbrio e da presão estática no equilíbrio foram obtidos da Fig.D.2.

Cálculo da potência do motor:

$$P_m = V_e \cdot P_e \ (kg\ m/s)$$

$$P_m = 14,8 \times 33 = 488,4\ kgm/s \text{ ou } 4,79\ kw$$

Potência da rede:

$$P_{rede} = 4,79/0,70x0,84 = 8,15\ kw/ventilador$$

De acordo com o projeto o motor tem uma potência de 5 HP e pelos cálculos baseados também em dados do projeto foi encontrada uma potência da rede de 8,15 kw, diferença essa provavelmente motivada pela não correspondência do gráfico das características dos ventiladores, às características dos ventiladores utilizados no projeto.

Para 4 ventiladores:

Potência da rede = 4x8,15 = 32,5 kw

Q_v = 32,6 x 860 =28.036 kcal/h ou

Q_v = 616.692 kcal/22 h

$$Q_{tot} = Q_{tr} + Q_P + Q_A + Q_v$$

$$Q_{tot} = 701.446,28\ kcal/22\ h$$

3.2 - CONSUMO DE ENERGIA

- Eficiência do motor do compressor:95% (suposição)

- Potência no eixo do compressor: P_e=300kw (Item 4.2.3.13-A)
- Capacidade frigorífica do compressor:

Q_o = 877.000 kcal/h

P_e/Q_o = 300/877.000 = $3,42.10^{-4}$kw.h/kcal

Potência da rede = $3,42.1o^{-4}/0,95$ =
= $3,60.10^{-4}$kw.h/kcal

O compressor tem controle de capacidade mas o seu rendimento não fica constante quando a capacidade é reduzida. Em razão disto deve ser incluido um acréscimo de 20% no consumo de energia:

Potência da rede =$3,60.10^{-4}$.1,20 = $4,32.10^{-4}$kw.h/ /kcal.

3.2.2 - TRABALHO DOS VENTILADORES

Calculado em 3.1.5
Potência da rede = 32,6 kw ou
= 32,6x22 = 717,20 kw.h

3.2.3 - BOMBAS DE AMÔNIA

- Eficiência do motor: 85% (suposição)
- Vazão da bomba = 166,7 litros/min

Com a vazão da bomba se obtém do gráfico das características, Fig C.5, a potência:

Potência da bomba = 2,17 HP ou 1,61 kw
Potência da rede =1,61/0,85 = 1,89 kw

Para duas bombas de amônia:

Potência da rede = 1,89x2 = 3,79 kw

Como é um valor muito pequeno, não será considerado.

3.3 - CONSUMO DE ÁGUA DE RESFRIAMENTO

a - Carga térmica a ser retirada pelo condensador

A carga térmica será a capacidade frigorífica do compressor Q_o, mais o equivalente do trabalho que o compressor consome.

$$Q = Q_o + 860\ P_{ab}$$

Onde: 860 - fator de conversão de kw em kcal/h

P_{ab} = potência absorvida pelo compressor

$$Q = 877.000 + 860 \times 300 = 1.135.000 \text{ kcal/h}$$

b - Água de resfriamento

Geralmente as torres de resfriamento são dimensionadas para baixar a temperatura da água em 5^oC. Logo, a água que circula no condensador deve ser aquecida no máximo de 5^oC.

A quantidade de água que deverá circular será:

$$m_{H_2O} = \frac{Q}{C_{P_{H_2O}} \Delta t} = \frac{1.135.000}{1 \times 5} = 227.000 \text{ kg/h}$$

ou $V_{H_2O} = 227\ m^3/h$

As perdas na torre de resfriamento variam de 5 a 10% (Halász,1977). Considerando a perda mínima de 5%, a quantidade de água a ser reposta será:

Água de reposição = $227 \times 0,05 = 11,35\ m^3/h$ ou

$= 249,70\ m^3/22\ h$

Como a Tabela C.5 é apresentada para consumo mensal, a água de reposição em 25 dias de trabalho será:

Água de reposição = 6.242,5 m^3/mês

Como o consumo é superior a 1000 m^3/mês, de acordo com a tabela C.5, o custo será:

$$C'_{H_2O} = 2.200x1,85 + 2,4x1,85x(6.242,5 - 1000) =$$

$$= 27.346,70 \text{ Cr\$/mês}$$

3.4 - CONVERSÃO PARA 1 kg DE PRODUTO

3.4.1 - CUSTO DOS EQUIPAMENTOS E OBRAS CIVIS

- Compressor

$$C_{comp} = 211.770/17.940.000 = 0.0118 \text{ Cr\$/kg}$$

- Outros equipamentos e obras civis

$$C_{obr} = 489.514/17.940.000 = 0,0273 \text{ Cr\$/kg}$$

3.4.2 - CARGA TÉRMICA Q_T

$$Q_t = 701.446,28/16.560 = 42,36 \text{ kcal/kg}$$

$$Q_T = Q_u + Q_t = 22,81 + 42,36 = 65,17 \text{ kcal/kg}$$

3.4.3 - CUSTO DE ÁGUA

Abate mensal = 260x2x115x25 = 1.495.000 kg/mês

$$C_{H_2O} = \frac{C'_{H_2O}}{\text{Abate mensal}} = \frac{27.346,70}{1.495.000} = 0,0183 \text{ Cr\$/kg}$$

3.4.4 - CONSUMO DE ENERGIA

- Ventiladores

Potência da rede = 717,20/16560 = 0,0433 kw.h/kg

Consumo de energia = Energia para compressor + energia para ventiladores

Consumo de energia = 0,0282 + 0,0433 = 0,0715 kw.h/kg

Deve ser considerado ainda o consumo de energia pelas bombas de água e ventiladores da torre de refrigeração- Considerou-se um acréscimo de 20%.

Consumo de energia total = 0,0715x1,20 =
= 0,0858 kw.h/kg

Considerando um consumidor industrial Grupo A na região de Campinas, segundo a Companhia Paulista de Força e Luz (1975), a tarifa era:

Demanda	47,50 Cr$/kw mês
Consumo	66,00 Cr$/kw.h

Supondo uma baixa utilização de 50% da potência máxima de 1000 kw, tem-se (Halász, 1977a):

Demanda = 1000x47,50 = 47.500,00 Cr$/mês
Consumo contínuo 30x24x(1000x0,50) = 360.000 kw.h/mês

O valor do consumo será:

$$\text{Consumo} = \frac{360.000 \times 66,00}{1000} = 23.700,00 \text{Cr\$/mês}$$

Total = 47.500 + 23.700 = 71.260,00 Cr$/mês

$$\text{Preço da unidade} = \frac{71.260}{360.000} = 0,20 \text{ Cr\$/kw.h}$$

Se a utilização é menor que 50% o preço da unidade será maior do que 0,20 Cr$/kw.h

Considerando agora um pequeno consumidor, correspondendo à refrigeração comercial, Grupo B, de acordo com a tarifa, o preço da unidade será: 0,48 Cr$/ kw.h.

Assim, o preço do kw.h variará de um valor mínimo de 0,20 Cr$/kw.h a um valor máximo de 0,48 Cr$/kw.h.

Atualmente considerando o dobro, tem-se:

Valor mínimo : 0,40 Cr$/kw.h

Valor máximo : 0,96 Cr$/kw.h

No caso de um frigorífico com grande capacidade frigorífica, considerar-se-á o custo do kw.h de Cr$ 0,50.

O custo de energia será:

C_{energ}=0,0858x0,50 = 0,0429 Cr$/kg

4 - CUSTOS TOTAIS

		Cr$/kg	Cr$/kg
Custos fixos:	Compressor	0,118	
	Outros Equip. e obras Civis	0,0273	
	Sub-Total	0,0391	0,0391
Custos Variáveis:			
	Água	0,0183	
	Energia	0,0429	
	Matéria-prima	13,9033	
	Sub-Total	13,9645	13,9645
	Total		14,0036

5 - Tabela da SUNAB para a venda de carne pelos frigoríficos, (agosto de 1977):

Dianteiro (52% incluindo ponta de agulha): 12,50 Cr$/kg

Traseiro (48%) 18,75 Cr$/kg

$$\text{Preço médio} = \frac{12,50x0,52 + 18,75x0,48}{0,52 + 0,48} = 15,50 \text{ Cr\$/kg}$$

Esta tabela é apresentada somente a título de ilustração. A diferença entre o preço médio e os custos totais, não significa o lucro da empresa pois foram calculados somente para o resfriamento sem considerar a mão-de-obra e equipamentos de igual custo independente do tamanho da câmara e do processo de resfriamento.

B - PROCESSO DE CHOQUE

ALTERNATIVA I

1 - CUSTOS DE INVESTIMENTO

a - Dados do projeto Item 4.2.3.13-B Tabela 4

b - Custos aproximados

Construção civil (2)	Cr$
- Custo do m^2 de câmara:	3.300,00
- Custo do túnel de pré-resfriamento	1.254.000,00
- Custo de uma câmara de igualização	514.800,00
- Custo de 6 câmaras	3.088.800,00

Equipamentos (3), Tabela C.1:

Supondo um financiamento de 100% por 14 anos a 10% ao ano, o fator de retorno do capital será:

CRF = 0,13575 (ASHRAE, 1976)

c - Prestação anual

Tabela C.2

	Pré-resfr.	Igualização
Compressores: P_1 = 0,13575x3.120.00	423.140	423.140
Outros equipamentos e obras civis: P_2	744.950	602.567

d - Abate

Supondo 300 dias de abate por ano e um grau de utilização de 60% da capaciadade instalada, tem-se:

Capacidade nominal de abate com base nas câmaras de igualização:

Tabela C.1

	Pré-Resfr.		Igualização	
	Unitário	Total	Unitário	Total
	Cr$	Cr$	Cr$	Cr$
01.Compressores	1.300.000	2.600.000	1.300.000	2.600.000
02.Montagem 20%		520.000		520.000
03.Sub-total I		3.120.000		3.120.000
04.Condensador evaporativo	270.000	270.000	300.000	300.000
05.Reservatório	35.000	35.000	35.000	35.000
06.Separador de líquido	50.000	50.000	50.000	50.000
06.Bombas de amônia	20.000	40.000	20.000	40.000
08.Registros e tubulações	450.000	450.000	450.000	450.000
09.Evaporadores:1ºEstágio	130.000	520.000	---	---
10. 2ºEstágio	100.000	400.000	---	---
11. 3ºEstágio	90.000	360.000	----	---
12. Igualização	---	---	125.000	250.000
13.Trilhos e nórias:pré-resfriamento	1.403.055	1.403.055	---	---
14.Sub-total II (4+5+..+13)		3.528.055		1.125.000
15.Montagem 20%		705.611		225.000
16.Sub-total III (14+15)		4.233.666		1.350.000
17.Obras civis		1.254.000		3.088.800
18.Sub-total IV (16+17)		5.487.666		4.438.800

C_{ab} = 280x6/2 = 840 cabeças/dia

Abate efetivo:

C_{ef} = 840x0,60 = 504 cabeças/dia ou
= 151.200 cabeças/ano

Para um peso médio de 115 kg a meia-carcaça, tem-se:

- Capacidade em peso por câmara: 32.200 kg
- Capacidade efetiva em peso/mês: 2.989.000 kg/mês
- Capacidade efetiva em peso/ano: 34.776.000 kg/ano

2 - CUSTO DA MATÉRIA-PRIMA

Preço da arroba do boi vivo para um rendimento de 54%: Cr$ 200,00 (4).

Preço do kg: 200/15 = 13,3333 Cr$/kg

Supondo que a temperatura do centro foi baixada para 9,5°C em 22.16 h Tabela B.6, tem-se uma perda de peso de 4,6791kg para uma meia-carcaça de 115 kg. A percentagem será:

m_c = 4,6791x100/115 = 4,07%
Custo do kg após a perda de 4,07%:

C_t = 13,3333/(1 - 0,0407) = 13,8990 Cr$/kg

3 - CUSTOS OPERACIONAIS

3.1 - CARGA TÉRMICA

3.1.1 - CALOR RETIRADO ÚTIL

$$Q_u = (t_i - \bar{t}_f)C_p$$

Onde: $t_i = 40^{\circ}C$

$\bar{t}_f = 26,0^{\circ}C$ (final do pré-resfriamento, 3,86h Fig.15)

$\bar{t}'_f = 7,70^{\circ}C$ (final do resfriamento, temperatura no centro de $9,5^{\circ}C$ Fig. 14 e 15)

$C_p = 0,70$ kcal/kg $^{\circ}C$

Pré-resfriamento:

$$Q_u = (40 - 26,0)x0,70 = 9,80 \text{ kcal/kg}$$

Igualização:

$$Q'_u = (26,0 - 7,70)x0,70 = 12,81 \text{ kcal/kg}$$

3.1.2 - TRANSMISSÃO PELAS PAREDES

$$Q = U\ A\ \Delta t$$

Onde: $U = 0,24$ kcal/h m^2 $^{\circ}C$ (paredes externas) (1)

$U = 0,20$ kcal/h m^2 $^{\circ}C$ (paredes internas) (1)

- Pré-Resfriamento: Fig. C.3

1º Estágio:

$Q_1 = 0,20x(10,8x4)x(27-(-15)) = 362,8_8$ kcal/h

$Q_2 = 0,20x(10,8x4)x(25-(-15)) = 345,60$ "

$Q_3 = 0,20x(12,9x4)x(27-(-15)) = 433,49$ "

$Q_4 = 0,24x(12,9x4)x(-8-(-15)) = 86,69$ "

$Q_5 = 0,20x(10,8x12,9)x(25-(-15)) = 1.114,56$ "

$Q_6 = 0,20x(10,8x12,9)x(0-(-15)) = 417,13$ "

$Q_I = 2.761,13$ "

2º Estágio:

$Q_1 = 0,20x(9,1x4)x(27-(-8)) = 254,80$ kcal/h

$Q_2 = 0,20x(6,6x4)x(25-(-8)) = 174,24$ "

$Q_3 = 0,24x(2,5x4)x(-15-(-8)) = -15,12$ "

$Q_4 = 0,24x(16x4)x(-1-(-8)) = 107,52$ "

$Q_5 = 0,24x(16x4)x(-15-(-8)) = -107,52$ "

$Q_6 = 0,20x(6,6x5,2+8,2x9,1)x(25-(-8)) = 719,00kcal/h$
$Q_7 = 0,20x(6,6x5,2+8,2x9,1)x(0-(-8)) = 174,30$ "

$Q_{II} = 1.307,15$ "

3º Estágio:

$Q_1 = 0,20x(8,2x4)x(27-(-1)) = 183,68$ kcal/h
$Q_2 = 0,20x(8,2x4)x(25-(-1)) = 170,56$ "
$Q_3 = 0,20x(16x4)x(15-(-1)) = 204,80$ "
$Q_4 = 0,24x(16x4)x(-8-(-1)) = -107,52$ "
$Q_5 = 0,20x(8,2x16)x(25-(-1)) = 682,24$ "
$Q_6 = 0,20x(8,2x16)x(0-(-1)) = 26,24$ "

$Q_{III} = 1.160,00$ "

$$Q_{tr} = Q_I + Q_{II} + Q_{III}$$

$$Q_{tr} = 5.228,28 \text{ kcal/h}$$

De acordo com a fig. 14 o tempo de permanência de 160 meias-carcaças no túnel de pré-resfriamento é de 3,86 h. Então:

$$Q_{tr} = 20.181,16 \text{ kcal/3,86 h}$$

- Igualização Fig. C.4

$Q_1 = 2x0,24x(6x4)x(15-0) = 172,80$ kcal/h
$Q_2 = 2x0,24x(6x45,8)x(25-0) = 1.857,60$ "

$Q_{Iq} = 2.030,40$ "

De acordo com a Fig. 14 o tempo de permanência na câmara para que a temperatura do centro alcance 9,5°C é 18,30 h. Então:

Q_{Iq} = 37.156,32 kcal/18,30 h (280 meias-carcaças)

3.1.3 - PERDAS DE CALOR PELAS PORTAS

Determinado pela mesma equação do item A-3.1.3

- Pré-resfriamento:

1º Estágio:

τ = 3.600 s

ρ_{ai} = 1,369 kg/m^3 (ar a -15°C e 90% de U. R.)

ρ_{ae} = 0,955 kg/m^3 (ar a 25°C e 95% de U.R.)

H_i = 1,19 kcal/kg (ar a -15°C e 90% de U.R.)

H_e = 24,14 kcal/kg (ar a 25°C e 95% de U.R.)

B = 3,5 m

L = 1,2 m

Q_{P1} = 488.731,57 kcal/h (160 meias-carcaças)

Considerando a metade (Halász,1977):

Q_{P1} = 244.365,79 kcal/h (160 meias-carcaças)

3º Estágio:

τ = 3.600 s

ρ_{ai} = 1,294 kg/m^3 (ar a -1°C e 90% de U.R.)

ρ_{ae} = 1,oo3 kg/m^2 (ar a 15°C e 90% de U.R.)

H_i = 5,22 kcal/kg (ar a -1°C e 90% de U.R.)

H_e = 14,89 kcal/kg(ar a 15°C e 90% de U.R.)

B = 3,5 m

L = 1,2 m

Q_{P3} = 167.851,77 kcal/h (160 meias-carcaças)

Condiderando a metade:

Q_{P3} = 83.925,88 kcal/h

$Q_p = Q_{P1} + Q_{P3}$ = 328.291,67 kcal/h (160 meias - carcaças)

- Igualização:

$$\text{Tempo de carregamento} = \frac{\text{Capacidade da câmara}}{\text{Velocidade de abate}}$$

Tempo de carregamento = 280/2x80 = 1,75h ou
= 6.300 s

ρ_{ai} = 1,175 kg/m^3 (ar a 0°C e 90% de U.R.)
ρ_{ae} = 1,oo3 kg/m^3 (ar a 15°C e 90% de U.R.)
H_i = 6,27 kcal/kg (ar a 0°C e 90% de U.R.)
H_e = 14,89 kcal/kg(ar a 15°C e 90% de U.R.)

Q_{pi}= 191.829,01 kcal/18,30 h (280 meias-carcaças)

Considerando a metade (Halász,1977):

Q_{Pi} = 95.914,50 kcal/18,30 h (280 meias-carcaças)

3.1.4 - CARGAS ADICIONAIS

- Prê-resfriamento

a - Lâmpadas:100w/30 m^2 permanecendo ligadas por 3,86 h
Área do túnel: 380 m^2

Q_1 = 380x100x0,86x3,86/30 = 4.204,83 kcal/3,86h

b - Motores da nória transportadora:2 motores de 9 HP com eficiência assumida de 85%.

Potência da rede = 2x9x0,735/0,85 = 15,56 kw

Q_M = 15,56x860 = 13.831,60 kcal/h ou

Q_M = 53.389,98 kcal/3,86 h(160 meias-carcaças)

Q_{Al}= 4.204,83 + 53.389,98 = 57.594,81 kcal/3,86 h

- Igualização

Tempo total de permanência para que a temperatura do centro atinja 9,5°C: 18,30 h Fig. 14.

a - Lâmpadas: 100w/30m^2 permanecendo ligadas por 1,75 h.
Área da câmara: 156 m^2

Q_{li} = 156x100x0,86x1,75/30 = 782,60 kcal/1,75 h

ou = 782,60 kcal/18,30 h

b - Operários: 300 kcal/h por operário (ASHRAE, 1972F)

Considerou-se 2 operários que permanecem na câmara por 1,75 h.

Q_{op} = 2x300x1,75 = 1050 kcal/1,75 h

ou = 1050 kcal/18,30 h

Q_{Ai} = 782,60 + 1.050 = 1.832,60 kcal/18,30 h

3.1.5 - TRABALHO DOS VENTILADORES

- Pré-resfriamento

Eficiência dos ventiladores: 70% (suposição)
Vazão do ventilador no equilíbrio: 15,6m^3/s
Eficiência do motor de 5 HP: 84% (ASHRAE, 1972E)
Pressão estática no equilíbrio: 36 kg/m^2

Os valores da vazão do ventilador e da pressão estática no equilíbrio foram obtidos da Fig D.2.

Potência do motor:

$$P_m = V_e \cdot P_e \quad kgm/s$$

$$P_m = 15,6 \times 36/102 = 5,5 \text{ kw}$$

Potência da rede = 5,5/0,7x0,84 = 9,37 kw por ventilador

Da mesma forma que no Apêndice A.3.1.5, há uma grande discordância entre a potência do motor indicada no projeto 5 HP, e a calculada 9,37 kw, provavelmente, pela razão já mencionada.

Para 36 ventiladores:

Potência da rede = 9,37x36 = 337,32 kw ou
= 337,32x3,86 = 1.302,06 kw.h

Q_v = 337,32x860x3,86 = 1.119.767,47 kcal/3,86 h
(160 meias-carcaças)

- Igualização

Eficiência dos ventiladores: a mesma do pré-resfriamento.
Vazão do ventilador no equilíbrio: 12,2 m^3/s
Pressão estática no equilíbrio: 23 kg/m^2
Os valores da vazão do ventilador no equilíbrio e a pressão estática foram obtidos da Fig. D.2

P_m = 12,2x23/102 = 2,75 kw/ventilador

Potência da rede = 2,75/0,7x0,84 = 4,68 kw

Neste caso também é válida a observação feita acima, quanto à discordância da potência dos motores indicada pelo projeto e a calculada.

Para 4 ventiladores:

Potência da rede = 4x4,68 = 18,72 kw ou
= 18,72x18,30 = 342,58 kw.h

Q_v = 18,72x860x18,30 = 294.615,36 kcal/18,30 h
(280 meias-carcaças)

$Q_{tot} = Q_{tr} + Q_P + Q_A + Q_v$

Tabela C.3

	Pré-resfriamento	Igualização
	kcal/3,86h (160 meias-carcaças)	kcal/18,30h(280 meias-carcaças)
Transmissão Q_{tr}	20.181,16	37.156,32
Portas Q_P	328.291,67	95.914,50
Cargas adicionais Q_A	57.594,81	1.832,60
Ventiladores Q_v	1.119.767,47	294.615,36
Q_{tot}	1.525.835,11	429.518,78

3.2 - CONSUMO DE ENERGIA

3.2.1 - COMPRESSORES

1º Estágio de compressão: -35/-10°C

Capacidade frigorífica do compressor:

Q_o = 314.000 kcal/h

Potência absorvida: P_{ab} = 84 HP ou 63 kw

Eficiência do motor: 95 % (suposição)

$P_{ab} / Q_o = 63/314.000 = 2,0 \times 10^{-4}$ kw.h/kcal

2º Estágio da compressão: -10/35°C

Capacidade frigorífica do compressor:

Q'_o = 797.800 kcal/h

Potência absorvida: P_{ab} = 320 BHP ou 240 kw

Eficiência do motor:95% (suposição)

Calor retirado no resfriador intermediário:

$Q_{RI} = Q_o + 860 \times P_{ab}$

$Q_{RI} = 314.000 + 860 \times 63 = 368.180$ kcal/h

Perdas no resfriador intermediário: 5%

Calor total retirado no resfriador intermediário:

$$Q'_{RI} = 368.180 \times 1,05 = 386.589,00 \text{ kcal/h}$$

Fator de acréscimo de energia no 2º estágio:

$$f = 386.589,00/314.000 = 1,23$$

Potência consumida no 2º estágio de compressão:

$$P_{ab} \times f/Q'_o = 240 \times 1,23/797.800 = 3,7 \times 10^{-4} \text{ kw,h/kcal}$$

$$\text{Potência total} = 2,0 \times 10^{-4} + 3,7 \times 10^{-4} = 5,7 \times 10^{-4} \text{ kw.h/kcal}$$

$$\text{Potência total da rede} = 5,7 \times 10^{-4}/0,95 = 6,0 \times 10^{-4} \text{ kw.h/kcal}$$

Incluindo 20% devido ao controle de capacidade conforme observação já feita no Apêndice A.3.2.1, tem-se:

$$\text{Potência da rede} = 6,0 \times 10^{-4} \times 1,20 = 7,20 \times 10^{-4} \text{ kw.h/kcal}$$

3.2.2 - TRABALHO DOS VENTILADORES

Calculado em 3.1.5:

	Pré-resfriamento	Igualização
Potência da rede,kw.h	1.302,06	342,58

3.2.3 - BOMBAS DE AMÔNIA

Eficiência do motor. 85% (suposição)
Vazão da bomba: 166,7 litros/min (1)

O cálculo foi desenvolvido da mesma forma que no Apêndice A.3.2.3

Tanto no pré-resfriamento como na igualização são utilizadas duas bombas com as mesmas características e sendo a potência da rede muito pequena, não será considerada.

3.3 - CONSUMO DE ÁGUA DE RESFRIAMENTO

a - Carga térmica a ser retirada pelo condensador

A carga térmica a ser retirada pelo condensador será a capacidade frigorífica Q_o' dos compressores -10/+35°C mais o equivalente do trabalho que os compressores consomem. Estes compresssores fazem o 2º estágio dos compressores de -35/-10°C.

$$Q = 2(Q_o' + 860\ P_{ab})$$

$Q_o' = 797.800$ k al/h

$P_{ab} = 240$ kw

$Q = 2.008.400$ kcal/h

b - Água de resfriamento

As torres de resfriamento geralmente são dimensionadas para baixar a temperatura da água em 5°C. Logo, a água que circula pelo condensador deve ser aquecida no máximo de 5°C. A quantidade de água que deverá circular, será:

$$m_{H_2O} = \frac{Q}{C_{P_{H_2O}}\ \Delta t} = \frac{2.008.400}{1 \times 5} = 401.680 \text{ kg/h} \quad \text{ou}$$

$$V_{H_2O} = 402\ m^3/h$$

As perdas na torre de resfriamento variam de 5 a 10% (Halász,1977). Considerando a perda mínima de 5%, a quantidade de água a ser reposta será:

Água de reposição = 402x0,05 = 20,10 m^3/h ou

Água de reposição = 20,10x22,16 = 445,42 m^3/22,16h

Como a tabela C.5 é apresentada para um consumo mensal, a água de reposição em 25 dias de trabalho por mês será: 1.135,40 m^3/mês.

De acordo com a tabela C.5, o custo de água será:

$$C'_{H_2O} = 2.200x1,85 + 2,4x1,85x(11.135,40 - 1000) =$$
$$= 49.071,00 \text{ Cr\$/mês.}$$

3.4 - CONVERSÃO PARA 1k de PRODUTO

3.4.1 - CARGA TÉRMICA

Tabela C.4

	Pré-resfr.	Igualização
Q_u, kcal/kg	9,80	12,81
Q_{tot}, kcal/kg	$\frac{1.525.835,11}{160x115} = 82,92$	$\frac{429.518,78}{280x115} = 13,34$
Total, kcal/kg	92,71	26,15

3.4.2 - CUSTO DOS EQUIPAMENTOS E OBRAS CIVIS

Da tabela C.4 pode ser determinada a carga térmica em kcal/h:

	Pré-resfriamento	Igualização
Q_{tot}, kcal/h	441.933	276.075
Capacidade frigorífica dos compressores kcal/h	628.000	195.600
Taxa de utilização dos compressores no resfriamento, %	70,4	17,3

$$C = \frac{\text{Prestação anual (Item B.1.c) x Taxa de utilização}}{\text{Abate efetivo por ano (Item B.1.d)}}$$

	Pré-resfriamento Cr$/kg	Igualização Cr$/kg
Compressores	0,0086	0,0021
Outros equipamentos e obras civis	0,0214	0,173

3.4.3 - CUSTO DA ÁGUA

$$C_{H_2O} = \frac{C'_{H_2O} \text{ (Item B.3.3.b)}}{\text{Abate mensal (Item B.1.d)}}$$

$$C_{H_2O} = \frac{49.071,00}{2.898.000} = 0,0169 \text{ Cr\$/kg}$$

3.4.4 - CONSUMO DE ENERGIA

- Compressores:

$$\text{Potência da rede} = 7,2\text{x}10^{-4}\text{x}(92,71+26,15)$$

$$= 0,0856 \text{kw.h/kg}$$

- Ventiladores:

	Pré-resfriamento	Igualização
Potência da rede, kw.h/kg	$\frac{1\ 302,60}{160\text{x}115} = 0,0708$	$\frac{342,58}{280\text{x}115} = 0,0106$

$$\text{Potência total consumida} = \text{Potência dos compressores} + \text{Potência pré-res.} + \text{Potência Igualiza.}$$

$$P'_T = 0,0856 + 0,0708 + 0,0106 = 0,1670 \text{ kw.h/kg}$$

Deve ser considerado ainda um acréscimo de consumo de energia devido às bombas de água e aos ventiladores da torre de resfriamento.

A potência total consumida será:

$$P_T = 0,1670\text{x}1,20 = 0,2004 \text{ kw.h/kg}$$

Seguindo as mesmas considerações do Item A.3.4.4 para tarifas de energia elétrica e considerando a custo do kw.h de Cr$ 0,50, tem-se:

$$C_{enrg.} = 0,2004\text{x}0,5 = 0,1002 \text{ Cr\$/kg}$$

4 - CUSTOS TOTAIS

Custos fixos:

		Cr$/kg	Cr$/kg
Compressores:	Pré-resfriamento	0,0086	
	Igualização	0,0021	
Outros equipamentos e obras civis:			
	Pré-resfriamento	0,0214	
	Igualização	0,0173	
	Sub-total	0,0496	0,0494
Custos variáveis:			
	Água	0,0169	
	Energia	0,1002	
	Matéria-prima	13,8990	
	Sub-total	14,0161	14,0161
	Custo total		14,0655

(1) Dados dos projetos fornecidos pela Frio S.A. S.Paulo

(2)Dados fornecidos pela COTECA, Porto Alegre.

(3) Dados fornecidos pela ENGEMIN - Engenharia e Montagens Industriais S.A., S. Paulo.

(4) Informações obtidas na Fazenda N.S. Aparecida, S. Tomé Paraná em julho de 1977.

ALTERNATIVA II

Utilizando apenas o 1º estágio do pré-resfriamento da ALTERNATIVA I, porém, com as condições da Tabela B.7 e Figs. 14 e 15, tem-se:

Condições ambientes:

	Pré-resfriamento	Igualização
Temperatura do ar, ^{o}C	-15	-1
Velocidade do ar, m/s	3	3
Coeficiente de transferência de calor, kcal/h m^2 ^{o}C	18,06	18,06

Seguindo o mesmo método de cálculo da ALTERNATIVA I encontrou-se os seguintes resultados para os custos totais:

Custos fixos:

		Cr$/kg	Cr$/kg
Compressores:	Pré-resfriamento	0,0109	
	Igualização	0,0025	
Outros equipamentos e obras civis:	Pré-resfraamento	0,0106	
	Igualização	0,0172	
	Sub-total	0,0412	0,0412

Custos variáveis:

Água	0,0169	
Energia	0,0621	
Matéria-prima	13,7570	
Sub-total	13,8360	13,8360
Custo total		13,8772

Tabela C.5 - Custo da água potável (Departamento Municipal de Água e Esgoto, Porto Alegre, setembro de 1977)

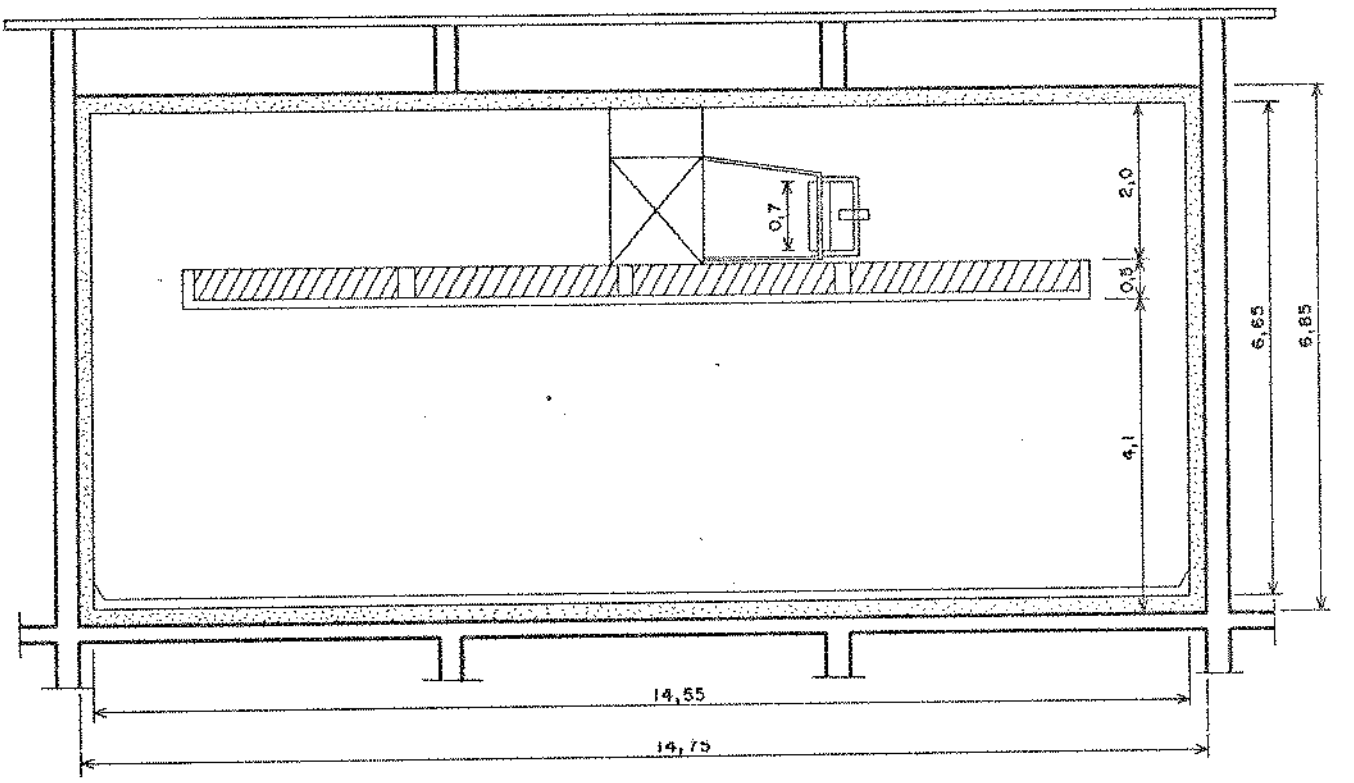
Preço básico: Cr$ 1,85 por m^3

Até 20 m^3/mês	C=20x1,85
De 21 a 30m^3/mês	C=20x1,85+1, 2x1,85xExcesso de 20m^3
De31 a 50 m^3/mês	C=32x1,85+1,4x1,85xExcesso de 30m^3
De51 a 100 m^3/mês	C=60x1,85+1,6x1,85xExcesso de 50m^3
De 101 a 200 m^3/mês	C=140x1,85+1,8x1,85xExcesso de 100m^3
De 201 a 500 m^3/mês	C=320x1,85+2,0x1,85xExcesso de200 m^3
De 501 a 1000 m^3/mês	C=920x1,85+2,2x1,85xExcesso de 500m^3
Superior a 1000 m^3/mês	C=2.200x1,85+2,4x1,85xExcesso de 1000 m^3

CIENTEC

TÍTULO
LOCALIZAÇÃO DO EVAPORADOR NAS CÂMARAS DE RESFRIAMENTOS

depto./núcleo	resp.	data	escala	ident.
DITEC/DEBA	GUIDO S. MELO	18/10/77	1:100	



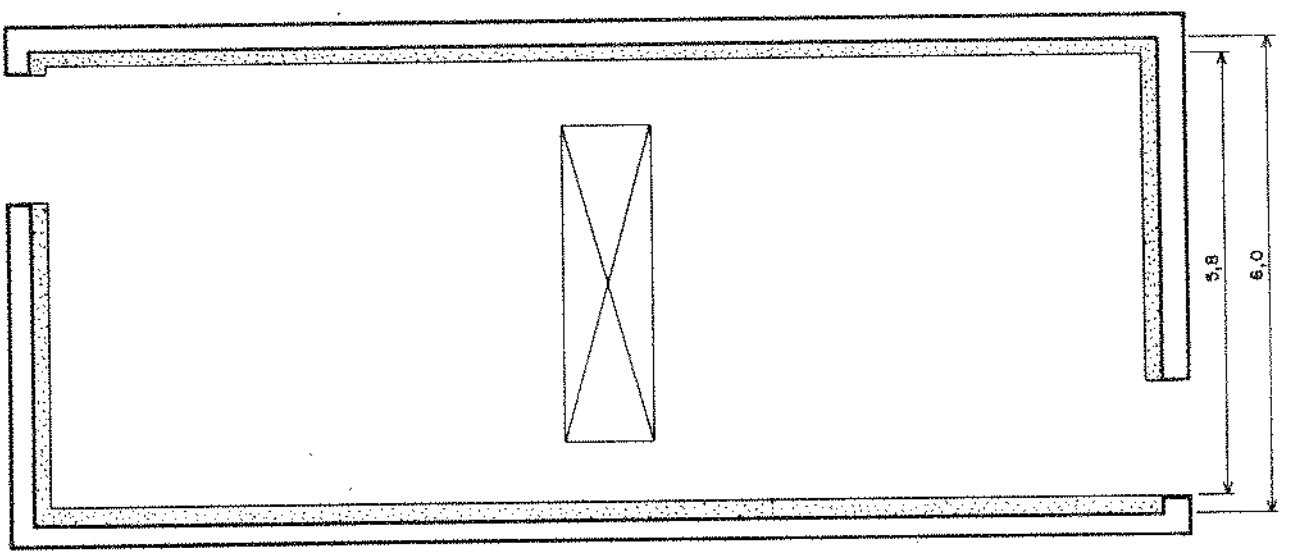


FIG. C.1

TITULO	CÂMARAS DE RESFRIAMENTO – PROCESSO CONVENCIONAL			nº
depto./núcleo DITEC/DEBA	resp. GUIDO S. MELO	data 17/10/77	escala 1:125	ident.

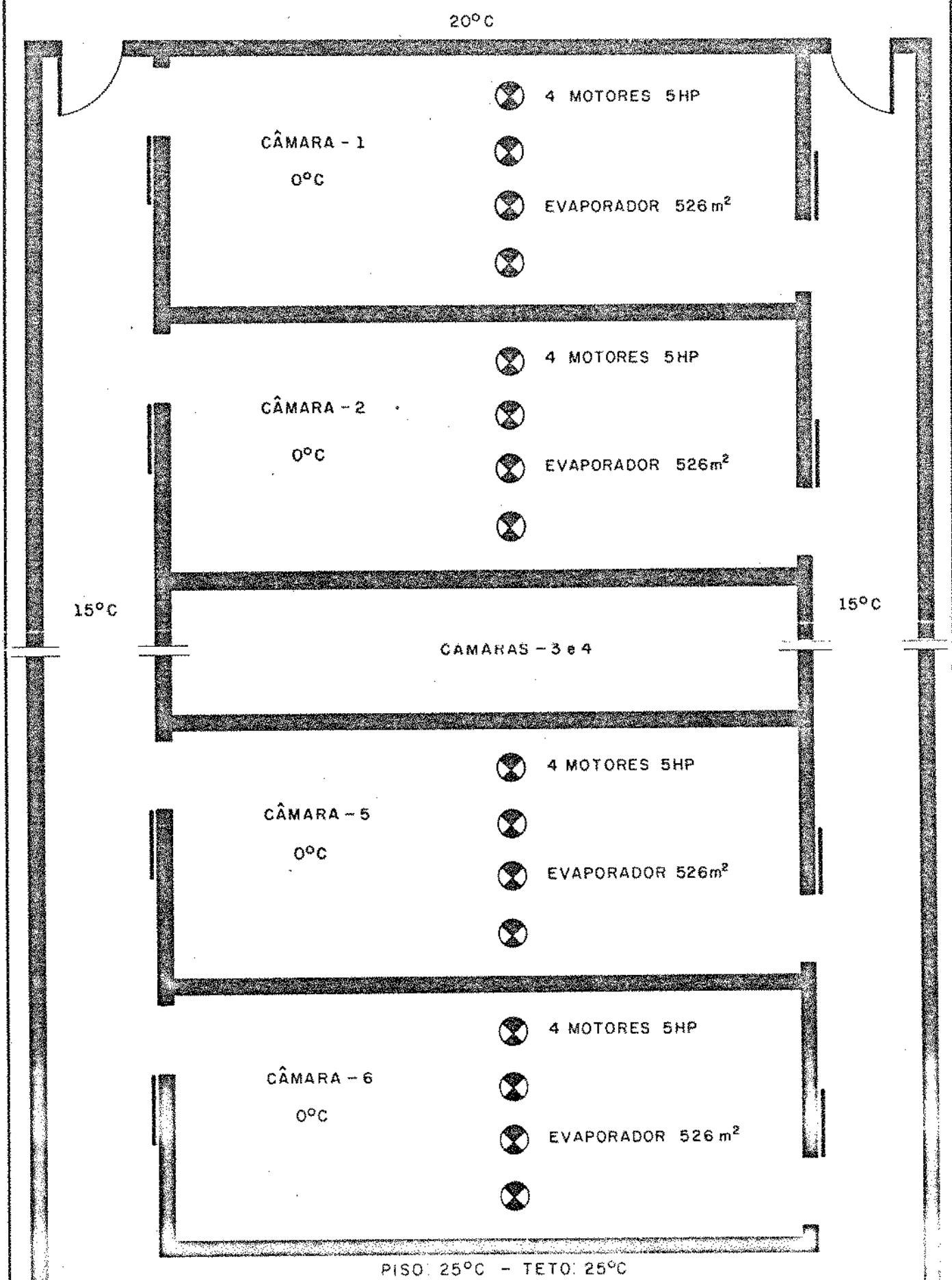
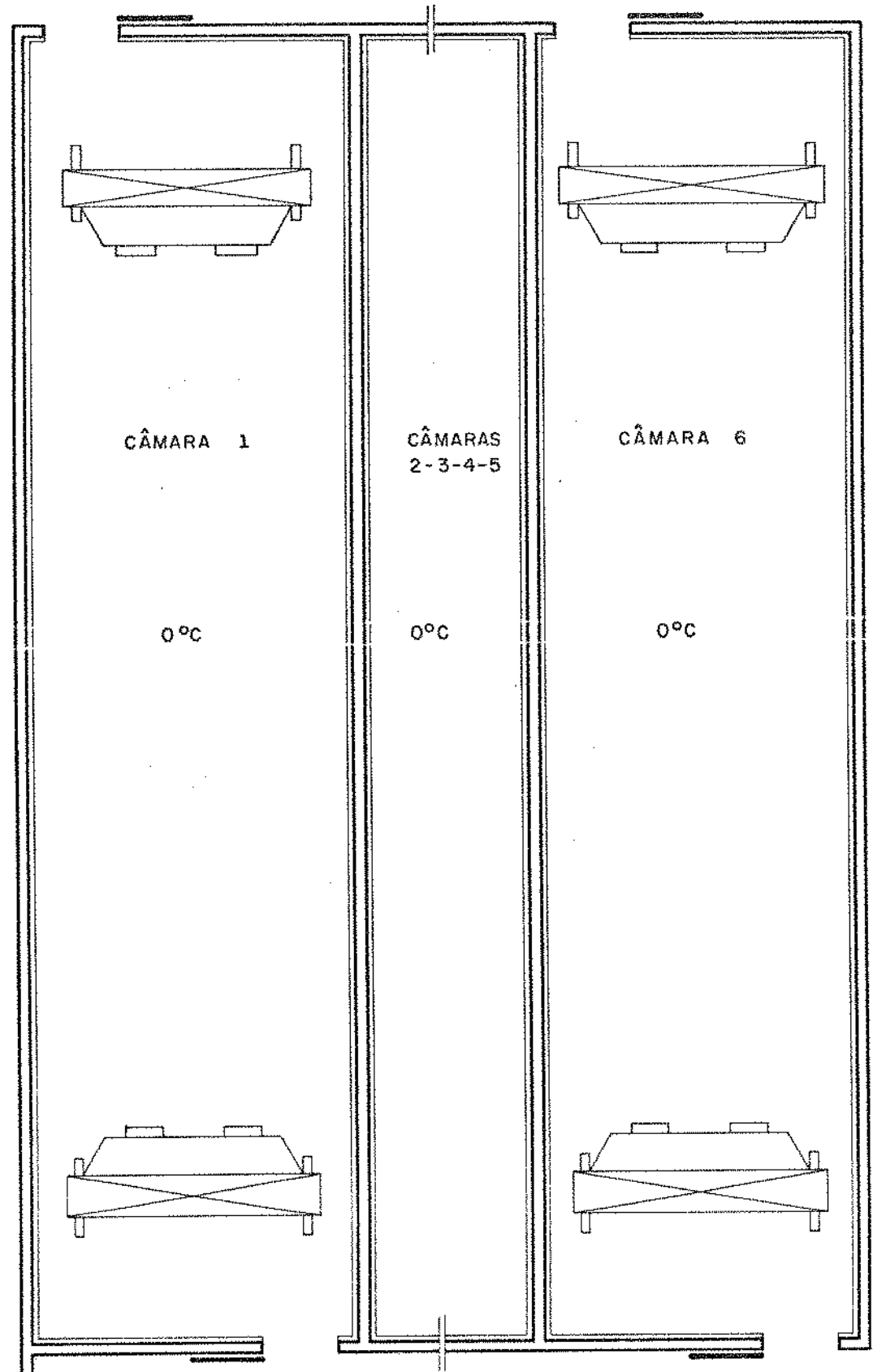


FIG. C.2

CIENTEC

TITULO				
CÂMARAS DE IGUALIZAÇÃO				
depto./núcleo: DITEC/DEBA	resp.: GUIDO S. MELO	data: 17/10/77	escala: 1:125	ident.

15 °C



TEMPERATURA: TETO: 25 °C
PISO : 25 °C

FIG. C.4

CIENTEC	TÍTULO: TUNEL DE PRÉ-RESFRIAMENTO				nº:
	depto./núcleo: DITEC/DEBA	resp.: GUIDO S. MELLO	data: 17/10/77	escala: 1:100	ident.

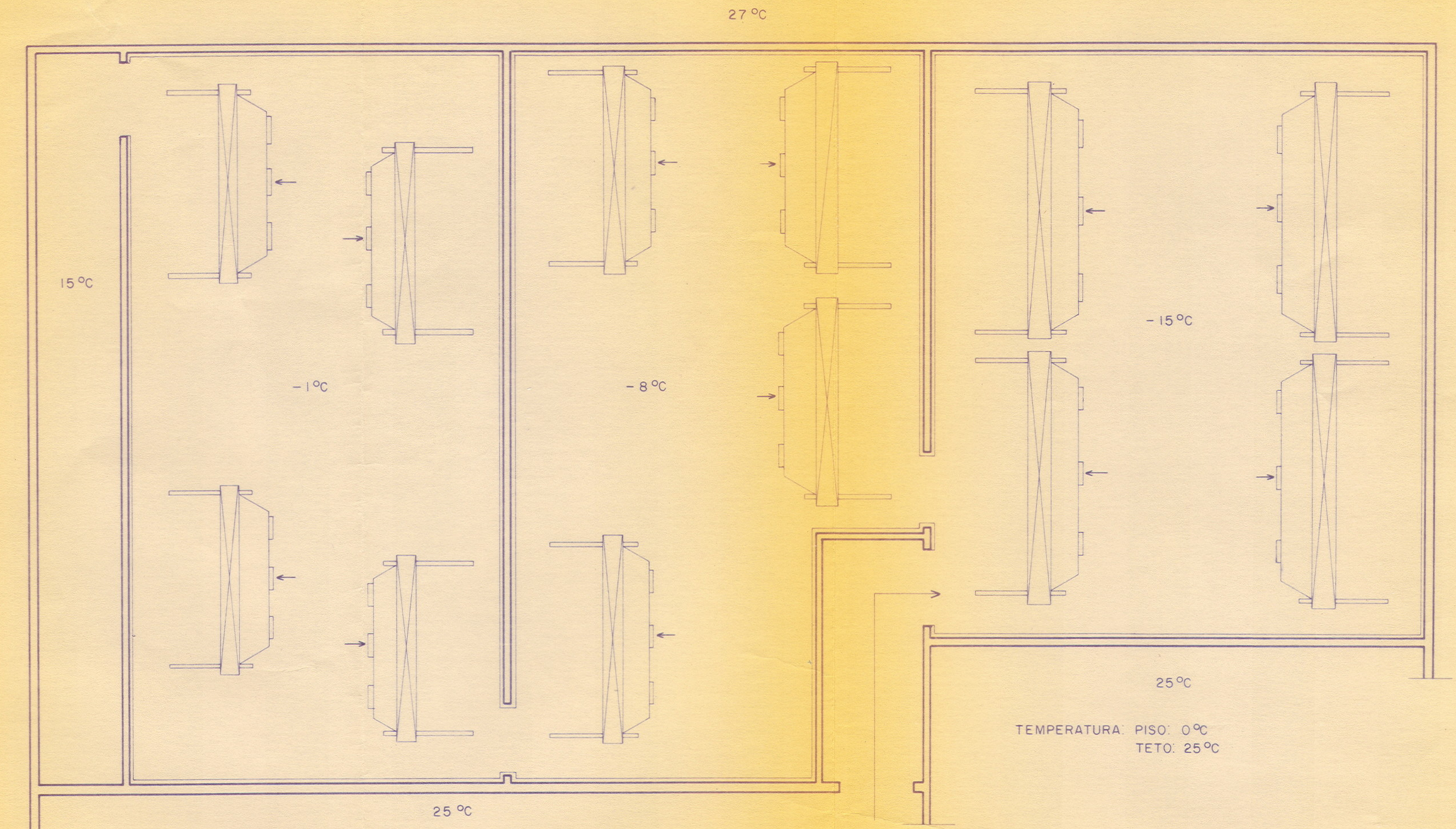
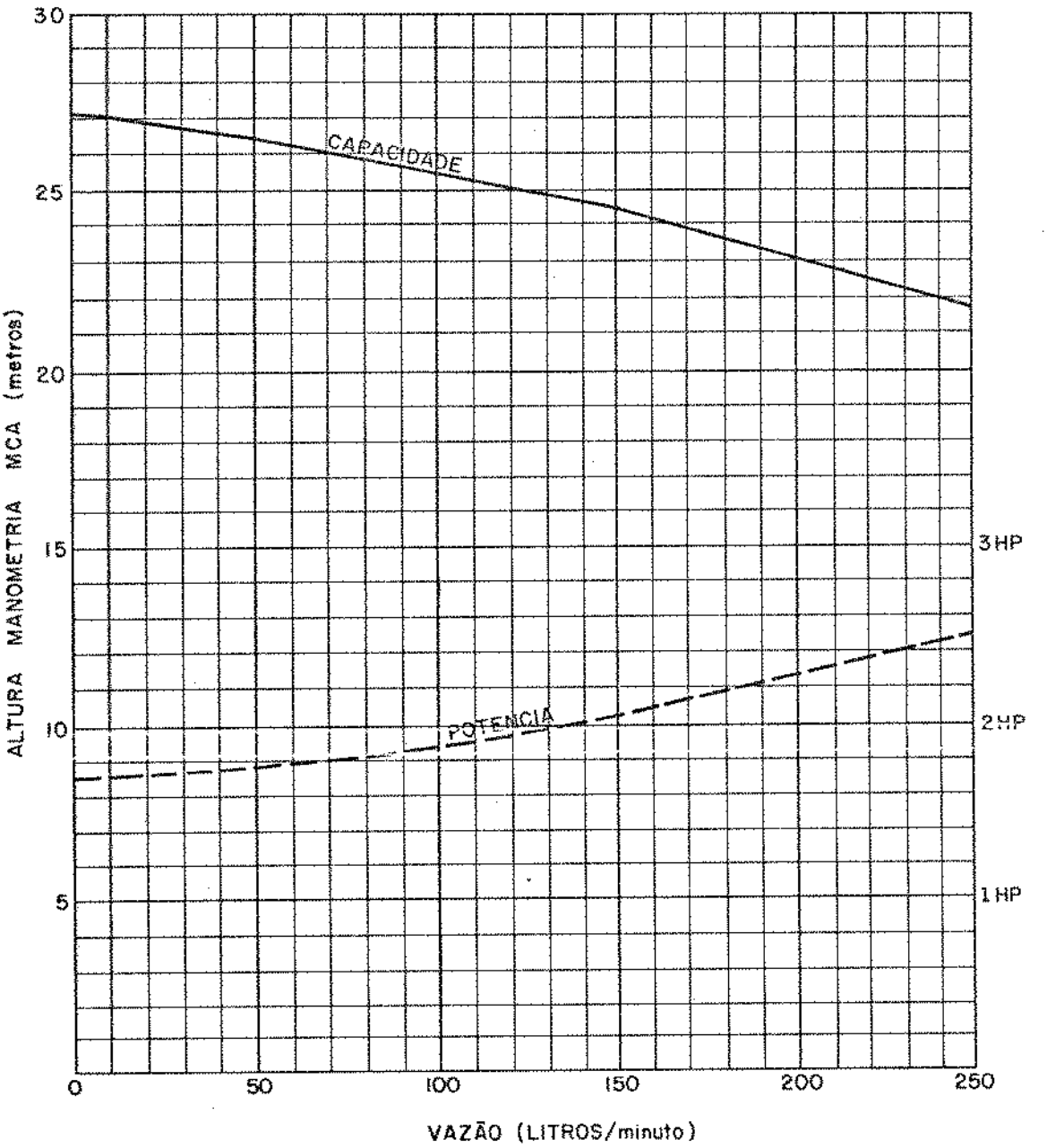


FIG. C.3 PRÉ-RESFRIAMENTO

CIENTEC

TÍTULO				nº:
BOMBA DE AMÔNIA N.F.C.				
depto./núcleo: DITEC/DEGA	resp.: GUIDO S. MELO	data: 17/10/77	escala: 1:200	ident.



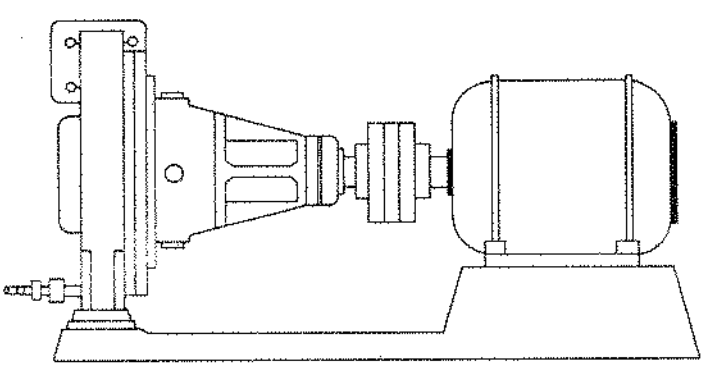


FIG. C.5

APÊNDICE D

CÁLCULO DA VELOCIDADE DO AR EM UMA CÂMARA COM PRODUTO

A - RESFRIAMENTO CONVENIONAL

1 . CÁLCULO DA ÁREA TOTAL DE UM EVAPORADOR FIG. D.1 (1)

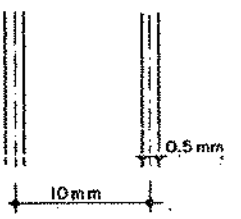
Distância de aleta: 10 mm

Espessura de aleta: 0,5 mm

Tubos DIN 1" (2448): D_e = 33,7 mm

e_a = 2,6 mm

1.1 - NÚMERO DE ALETAS POR METRO



$$n_a = \frac{1000 - n_a x\ 0,5}{9,5} = 100 \text{ aletas/m}$$

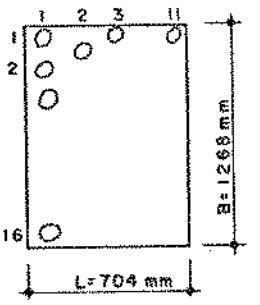
Dado do fabricante: 98 aletas por metro

1.2 - NÚMERO TOTAL DE ALETAS

$$n_{ta} = 98x3,25 = 318,5 \text{ aletas}$$

1.3 - ÁREA DAS ALETAS

$$S_A = (BxL - (nº fios)x(nº planos)x\frac{D_e^2}{4} x\ \pi)n_{ta}x2 \quad \text{eq.(D.1)}$$



$$S_A = (704x1.268 - 16x11x\frac{33,7^2}{4}x3,14)x318,5x2x10^{-6}$$

$$S_A = 468,63\ m^2$$

1.4 - ÁREA DOS TUBOS

$$S_T = (b - Nxe/1000)x(nºfios)x(nºplanos)xD_e x\ \pi/1000 \quad eq.D.2$$

$$S_T = (3,25 - 318,5x0,5/1000)x16x11x33,7x3,14/1000$$

$$S_T = 57,58\ m^2$$

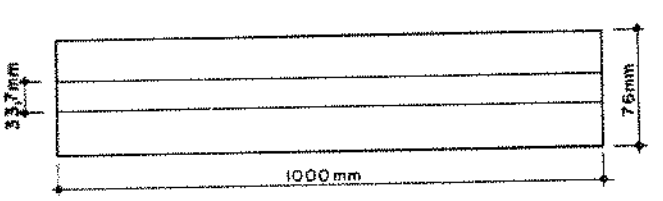
1.5 - ÁREA DO EVAPORADOR

$$S_E = S_A + S_T = 526,21\ m^2$$

2 - ÁREA FRONTAL DO EVAPORADOR

$$S_{fr} = 3,25x1,268 = 4,12\ m^2$$

3 - ÁREA LIVRE DO EVAPORADOR



Área livre por metro:

$$S'_l = 1000x76 - 1000x33,7 - 98x(76 - 33,7)x0,5 =$$
$$S'_l = 40.227,3 \text{ mm}^2/\text{m}$$

Área frontal por metro:

$$S'_{fr} = 1000x76 = 76.000 \text{ mm}^2$$

Relação entre a área livre e frontal:

$$S'_l/S'_{fr} = 0,53 \quad \text{eq. (D.3)}$$

$$S_l = 0,53xS_{fr} \quad \text{eq. (D.4)}$$

que seria a área livre máxima

$$S_l = 0,53 \text{ x}4,12 = 2,18 \text{ m}^2$$

4 - RAIO HIDRÁULICO (Kays, 1964)

$$r_h = L\ S_l/S_E \qquad \text{eq. (D.5)}$$
$$r_h = 0,704x2,18/526,21 = 2,92x10^{-3} \text{ m}$$

5 - DETERMINAÇÃO DA ÁREA LIVRE PARA UMA PERDA DE PESO DO PRODUTO DE 1,8%

Número de meias-carcaças:216
Peso médio da meia-carcaça: 125 kg
Peso total = 216x125 = 27.000 kg
Perda de peso: $m_c = 27.000x0,018 = 486$ kg
Densidade do gelo: $\rho_g = 200 \text{ kg/m}^3$ (Plank,1959)

5.1 - CÁLCULO DA ESPESSURA DO GELO NO FIM DO RESFRIAMENTO

$$e_g = \frac{\text{Volume de gelo}}{\text{Área do evaporador}} = \frac{V_g}{S_E} = \frac{m_c}{\rho_g\ S_E} \qquad \text{eq. (D.6)}$$

$$e_g = 486/200x526,21 = 4,6x10^{-3}\ m$$

5.2 - CÁLCULO DA ÁREA LIVRE S_1'' CONSIDERANDO A ESPESSURA DE GELO de $4,6x10^{-3}m$

$$S_1'' = 1000x76 - 1000x(33,7 + 2x4,6x10^{-3}) - 98((76-2x4,6x10^{-3} - (33,7 + 2x4,6x10^{-3}))\ x(0,5 + 2x4,6x10^{-3})$$

$$S_1'' = 10409,56\ mm^2$$

$$S_1''/S_{fr}' = 10.409,56/76.000 = 0,14$$

$$S_1''' = 0,14xS_{fr} = 0,14x4,12 = 0,56\ m^2$$

que seria a área livre mínima para uma perda de 1,8%.

6 - ÁREA LIVRE MÉDIA

É a média entre a área livre máxima e mínima:

$$\bar{S}_1 = \frac{S_1 + S_1'''}{2} = \frac{2,18 + 0,56}{2} = 1,37\ m^2$$

7 - CÁLCULO DA PERDA DE PRESSÃO MÉDIA NO EVAPORADOR (Kays, 1964)

$$P_{Est} = \frac{G^2 v_1}{2 g_c}(1 + \sigma^2)(\frac{v_2}{v_1} - 1) + f\frac{S}{\bar{S}_1}E.\frac{v_m}{v_1}) \qquad \text{eq. (D.7)}$$

onde: $G = \frac{\text{fluxo de massa}}{\text{área livre média}} = \frac{W}{\bar{S}_1} = \frac{V_E}{\bar{S}_1 v_2}$ eq. (D.8)

$$W = V_E/v_2 \qquad e \qquad V_E = S_{fr}\ u_E$$

$u_E = 2$ m/s (assumido)

$V_E = 4,12x2 = 8,24\ m^3/s$

$v_1 = 0,860\ m^3/kg$ (ar a 2,5°C e 95% de U.R.)

$v_2 = 0,851\ m^3/kg$ (ar a 0°C e 90% de U.R.) (Silva, 1973)

$$v_m = \frac{0,860 + 0,851}{2} = 0,856\ m^3/kg$$

$$W = 8,24/0,851 = 9,68 \text{ kg/s}$$
$$g = 9,68/1,37 = 7,07 \text{ kg/s m}^2$$
$$\sigma = \bar{S}_l/S_{fr} = 1,37/4,12 = 0,33$$

8 - CÁLCULO DE Re (Kays, 1964)

Da Eq. 91 sabe-se que:

$$Re = \frac{4\, r_h\, \bar{g}}{\mu}$$

onde:

$$r_h = \frac{L\, \bar{S}_l}{S_E} = 0,704 \times 1,37/529,17 = 1,82 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$\mu = 0,17 \times 10^{-4}$ kg/m s (ar seco a 0^oC, Tabela E.1)

$$Re = \frac{4 \times 182 \times 10^{-3} \times 7,07}{0,17 \times 10^{-4}} = 3.027$$

Como o valor de Re é tabulado na Fig. 10.84 pag. 224 (Kays, 1964), desta figura tira-se o valor de f:

$$f = 0,016$$

$$P_E = 13,41 \text{ kg/m}^2$$

9 - PERDA DE PRESSÃO NA CÂMARA SEM PRODUTO

Não será considerada por ser muito pequena.

10 - PERDA DE PRESSÃO MÉDIA NO EVAPORADOR CONSIDERANDO PERDAS PESO de 1,5 - 1,8 e 2,1%

Para $u_E = 2$ m/s

$u' = 1$ m/s

Tem-se:

Tabela D.1

	1,5%	1,8%	2,1%
m_c, kg	405	486	567
$e_g = m_c / \rho_g S_E$, mm	3,86	4,60	5,40
S_1''', m^2	0,72	0,56	0,46
$\bar{S}_1$, m^2	1,45	1,37	1,32
$V_E = u_E S_{fr}$, m^3/s	8,24	8,24	8,24
$W = V_E / v_2$, kg/s	9,69	9,69	9,69
$\dot{g} = W/\bar{S}_1$, kg/s m^2	6,69	7,07	7,34
$\sigma = \bar{S}_1 / S_{fr}$	0,35	0,33	0,33
$r_h = L\ \bar{S}_1 / S_E$, mm	1,93	1,82	1,76
$Re = \frac{4\ r_h\ \dot{g}}{\mu}$	3.038	3.027	3.o39
f (Fig. 10.84, Kays,1964)	0,o16	0,016	0,016
ΔP_{Est} eq(D.7)	12,73	13,41	16,80

Para velocidades de ar no evaporador conforme tabela a seguir, mantendo a velocidade do ar na câmara sem produto em 1 m/s, para as três perdas de peso tem-se:

Tabela D.2

U_E	V_E	1,5%	1,8%	2,1%
m/s	m^3/s	ΔP_{Est} kg/m^2		
2,0	8,24	12,73	13,41	16,80
2,5	10,20	16,42	19,50	21,77
3,0	12,36	22,56	26,72	29,91
3,5	14,42	30,05	35,61	39,82

11 - CONSTRUÇÃO DE UM GRÁFICO: VAZÃO-ΔP_{Est}

Das curvas características de ventiladores RAS-700 GEMA, obtem-se:

Tabela D.3

Vazão (m^3/s)	ΔP_{total} (kg/m^2)
4,0	38,4
5,0	38,4
5,5	38,3
6,5	36,7
7,5	32,8
8,0	28,8

$$\Delta P_{total} = \Delta P_{Est} + \Delta P_{dinâmico} \text{ (ASHRAE,1972E) eq. (D.9)}$$

Onde:

$$\Delta P_D = \frac{1}{v_2} \frac{u_v^2}{2g} \qquad \text{eq. (D.10)}$$

$$u_v = \frac{4\ V_v}{D_v^2\ \pi} \qquad \text{eq. (D.11)}$$

$D_v = 700$ mm (1)

$v_2 = 0,851\ m^3/kg$

Tabela D.4

V_v	u_v	ΔP_D	ΔP_{tot}	ΔP_{Est}	V_{v2}	V_{v4}	V_{v6}
m^3/s	m/s	kg/m^2	kg/m^2	kg/m^2	m^3/s	m^3/s	m^3/s
4,0	10,4	6,5	38,4	31,9	8	16	24
5,0	13,0	10,1	38,4	28,3	10	20	30
5,5	14,3	12,3	38,3	26,1	11	22	33
6,5	16,9	17,1	36,7	19,6	13	26	39
7,5	19,5	22,8	32,8	10,0	15	30	45
8,0	20,8	25,9	28,8	2,9	16	32	48

11.1 - DETERMINAÇÃO DA VAZÃO DE EQUILÍBRIO

Com os valores de ΔP_{Est} e vazão do evaporador V_E Tabela D.2, obtém-se curvas do sistema para cada uma das perdas de peso consideradas, Fig. D.2.

Com os valores de ΔP_{Est} e vazão para 4 ventilado-

res, Tabela D.4, obtém-se a curva Vazão-Pressão estática dos ventiladores, Fig D.2.

O ponto de equilíbrio é obtido pela intersecção das duas curvas.

Da Fig. D.2, tem-se:

Tabela D.5

	1,5%	1,8%	2,1%
P_e, kg/m^2	33,0	33,4	33,9
V_e, m^3/s	14,8	14,0	13,2
$u_E = V_e/S_{fr}$, m/s	3,6	3,4	3,2

12 - CÁLCULO DA VELOCIDADE DO AR NA CÂMARA COM E SEM PRODUTO PARA PERDAS DE PESO DE 1,5 - 1,8 e 2,1%

$$u' = V_e/A_{tr}$$

$$u = V_e/A_l$$

$$A_l = A_{tr} - A_p$$

$A_{tr} = 5,8 \times 4 = 23,20$ m^2

$A_p = n.e.l$ eq. (D.12)

n - número de trilhos

l - comprimento da meia-carcaça

$n_{tr} = 18$ trilhos (Imaginando que a meia-carcaça está disposta no sentido longitudinal em relação ao trilho).

e = 0,22 m (calculada pela eq.(79)

l = 1,90 m (Hodgson,1964)

$A_p = 18 \times 0,22 \times 1,90 = 7,52$ m^2

$A_l = 23,20 - 7,52 = 15,68$ m^2

Tabela D.6

	1,5%	1,8%	2,1%
V_e, m^3/s	14,8	14,0	13,2
$u' = V_e/A_{tr}$, m/s	0,65	0,62	0,58
$u = V_e/A_l$, m/s	0,95	0,90	0,85

13 - DIÂMETRO HIDRÁULICO DA MEIA CARCAÇA

$$d_h = \frac{4\ e\ L}{2e + 2L}$$ (Perry, 1963) eq. (D.13)

Onde:

e - espessura da meia-carcaça

L - largura da meia-carcaça. (L=0,68 m, Hodgson, 1964)

$$d_h = \frac{4x(0,22 \times 0,68)}{2(0,22 + 0,68)} = 0,33 \text{ m}$$

B - RESFRIAMENTO DE CHOQUE

1 - PRÉ-RESFRIAMENTO

1.1 - CONSTRUÇÃO DO GRÁFICO VAZÃO-PRESSÃO ESTÁTICA PARA 6 VENTILADORES

Fazendo uso dos mesmos dados da Tabela D.4 e considerando 6 ventiladores pode ser construido a curva B, Fig. D.2. A intersecção da curva B com as curvas do sistema, fornece o ponto de equilíbrio para cada perda de peso. Por exemplo, para a perda de peso de 1,5% obtém-se:

$V_e = 15,6\ m^3/s$

$P_e = 33\ kg/m^2$

1.2 - CÁLCULO DA ESPESSURA MÉDIA DA MEIA-CARCAÇA

$G = v_c \rho$ eq. (D.14)

$V_c = 1.L.e_m$ eq. (D.15)

$G = 115 kg$

$\rho = 958\ kg/m^3$

$1 = 1,90$ m (Hodgson, 1964)

$L = 0,68$ m (Hodgson, 1964)

$e_m \cong 0,10$ m

1.3 - ÁREA TOTAL OCUPADA PELAS MEIAS-CACAÇAS

Comprimento do trilho no 1º estágio do pré-resfriamento : 111 m (Tabela 4)

Número de meias-carcaças: 222

Área da seção transversal da meia-carcaça= largura x espessura média = 0,68 x 0,10 = 0,068 m^2

Área ocupada pelas meias-carcaças:

$$A_p = 0,068 \times 222 = 15,10 \ m^2$$

Área do 1º estágio do pré-resfriamento: 139,32 m^2 Tabela 4.

Área ocupada pelo produto no 1º estágio:

15,10/139,32 = 0,11

$$A_1 = A_s \times (1 - 0,11) \quad \text{eq. (D.16)}$$

Para o cálculo de A_s considera-se que as baterias de evaporadores tem ação imediata sobre 1/4 da largura do 1º estágio, Fig C.3.

Largura do 1º estágio: 11 m

1/4 x 11 = 2,75 m

$$A_s = 2,75 \times 13 = 35,75 \ m^2$$

$$A_1 = 35,75 \times (1 - 0,11) = 31,82 \ m^2$$

1.4 - VELOCIDADE DO AR PRÓXIMO Á MEIA-CARCAÇA

$$u = V_e / A_1 = 15,6/31,82 = 0,49 \ m/s$$

2 - IGUALIZAÇÃO

2.1 - CONSTRUÇÃO DO GRÁFICO VAZÃO-PRESSÃO ESTÁTICA PARA 2 VENTILADORES

Considerando 2 ventiladores e utilizando os dados da Tabela D.4 pode ser construida a curva C, Fig. D.2. A intersecção da curva C com as curvas do sistema para as três perdas de peso, obtém-se o ponto de equilíbrio para 2 venti-

ladores.

Para uma perda de peso de 1,5 % obtém-se:

$V_e = 12,3\ m^3/s$

$\Delta P_e = 23\ kg/m^2$

2.2 - ÁREA OCUPADA PELO PRODUTO CONSIDERANDO A ESPESSURA MÉDIA DA MEIA-CARCAÇA DE 0,10 m.

Dimensões da câmara: 6 x 25,6 m

Número de meias-carcaças: 280

Área refrigerada por cada evaporador:

$A_s = 1/2 \times 25,6 \times 6 = 76,8\ m^2$

Área da metade da câmara ocupada pelo produto:

$A_p = 1/2 \times 280 \times 0,68 \times 0,10 = 9,52\ m^2$

Área livre:

$A_1 = A_s - A_p = 76,8 - 9,52 = 67,28\ m^2$

2.3 - VELOCIDADE DO AR PRÓXIMO AO PRODUTO

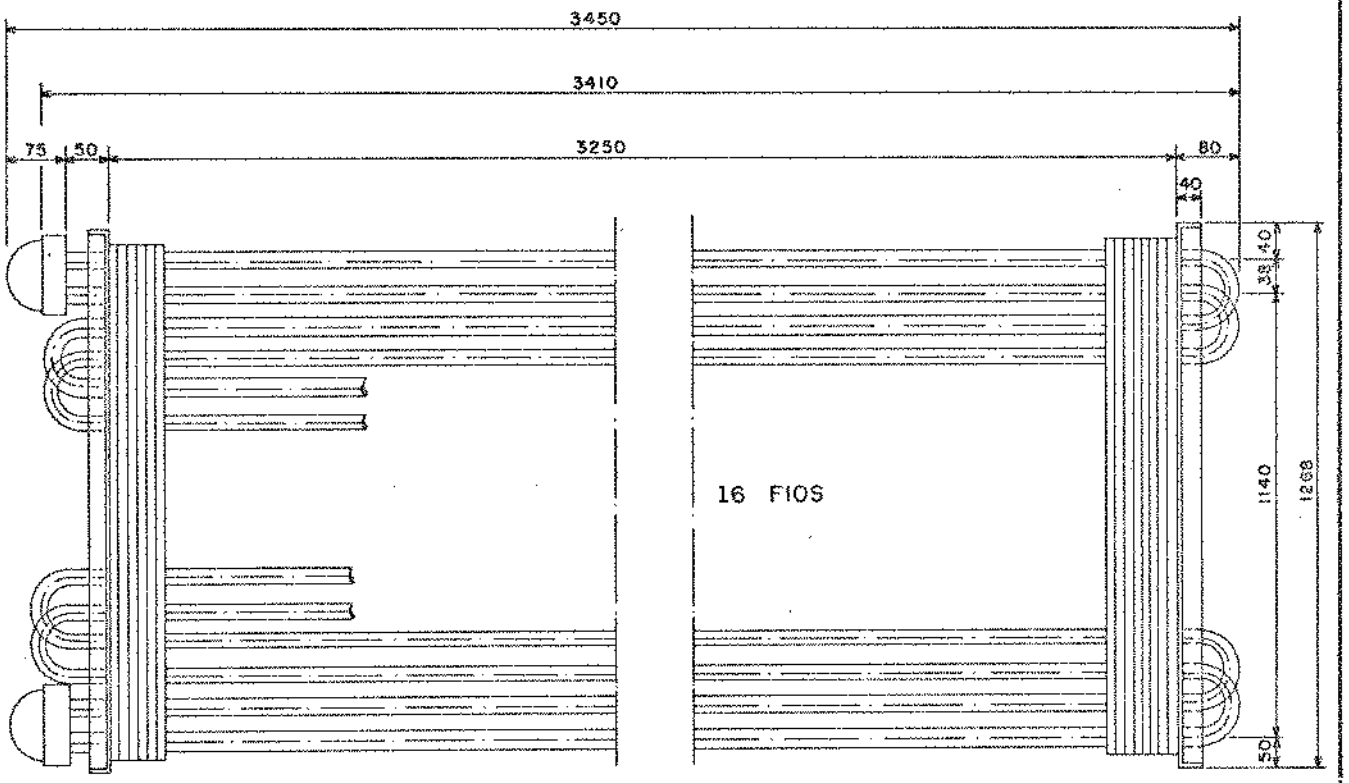
$u = V_e / A_1 = 12,3/67,28 = 0,20\ m/s$

CIENTEC

TÍTULO: CARACTERISTÍCAS DE UM EVAPORADOR F.N.C.

nº:

depto./núcleo: DITEC/DEBA | resp.: GUIDO S. MELO | data: 17/10/77 | escala: 1:25 | ident.:



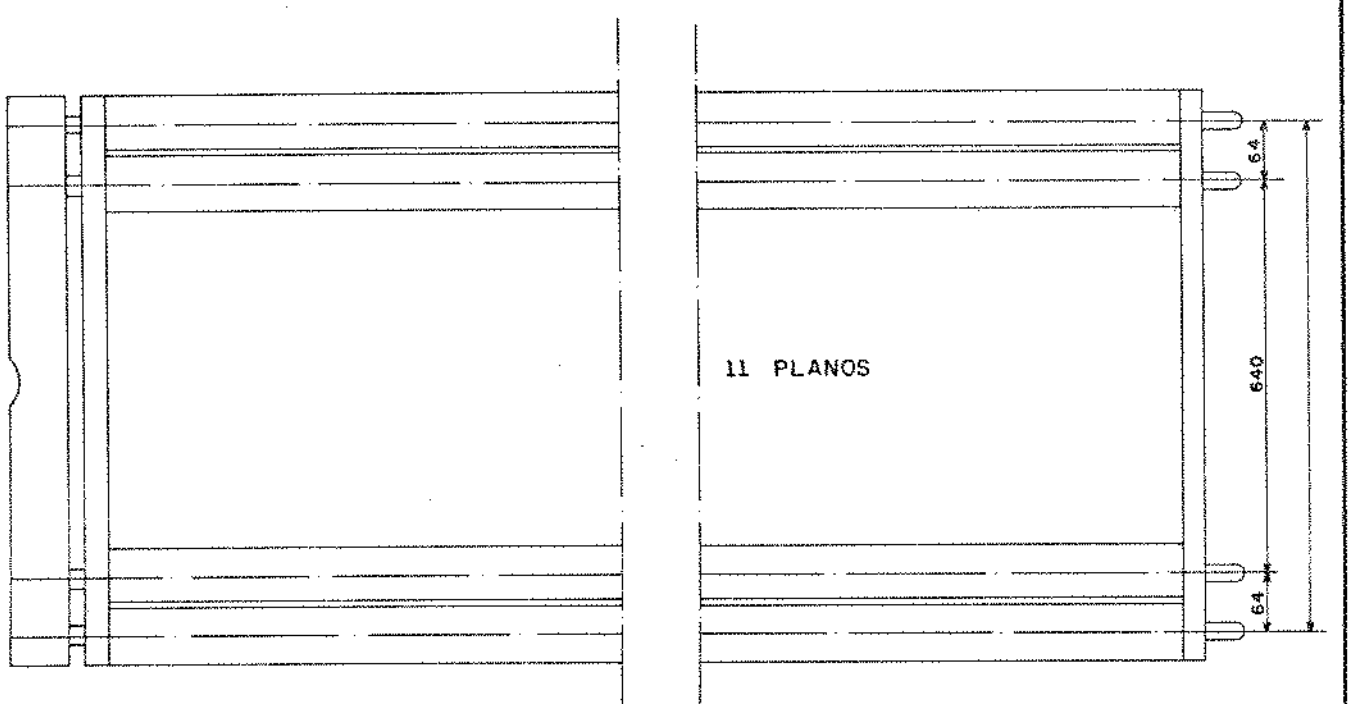


FIG. 01

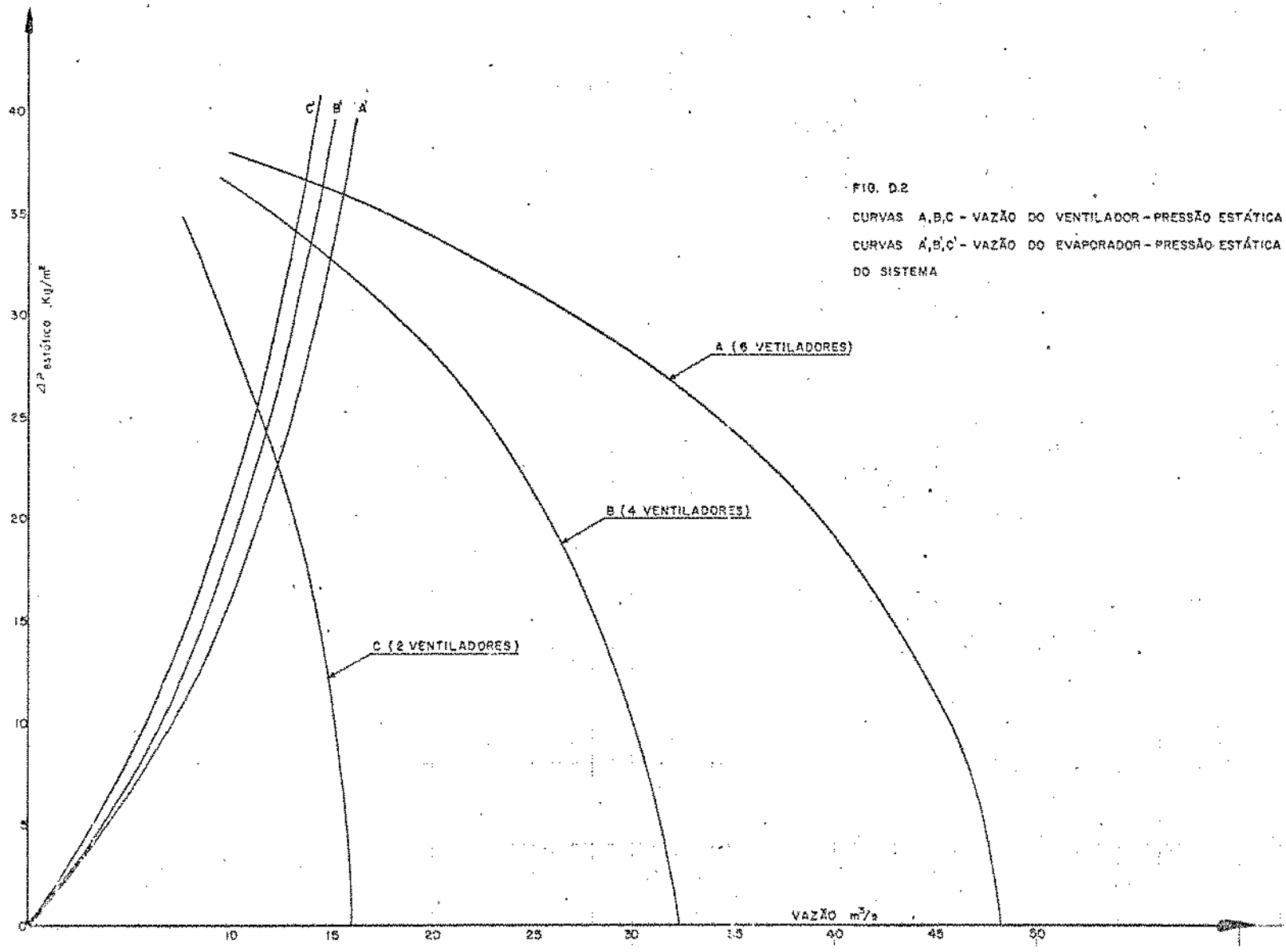


FIG. D.2

CURVAS A,B,C - VAZÃO DO VENTILADOR - PRESSÃO ESTÁTICA

CURVAS A',B',C' - VAZÃO DO EVAPORADOR - PRESSÃO ESTÁTICA DO SISTEMA

Tabela E.1: Propriedades do ar seco à pressão atmosférica

t °F	ρ lb_m/ft^3	μ $lb_m/ft\text{-}hr$	k Btu/hr-ft-°F	c_p Btu/lb-°F	ν ft^2/hr	α ft^2/hr	N_{Pr}
-100	0.11028	0.03214	0.01045	0.2405	0.2914	0.3940	0.739
-80	0.10447	0.03365	0.01099	0.2404	0.3221	0.4377	0.736
-60	0.09924	0.03513	0.01153	0.2404	0.3540	0.4832	0.733
-40	0.09451	0.03658	0.01207	0.2403	0.3870	0.5315	0.728
-20	0.09021	0.03800	0.01260	0.2403	0.4212	0.5812	0.725
0	0.08629	0.03939	0.01312	0.2403	0.4565	0.6326	0.722
20	0.08269	0.04075	0.01364	0.2403	0.4928	0.6865	0.718
40	0.07938	0.04208	0.01416	0.2404	0.5301	0.7421	0.714
60	0.07633	0.04339	0.01466	0.2404	0.5685	0.7989	0.712
80	0.07350	0.04467	0.01516	0.2405	0.6078	0.8575	0.709
100	0.07087	0.04594	0.01566	0.2406	0.6482	0.9185	0.706
120	0.06843	0.04718	0.01615	0.2407	0.6895	0.9806	0.703
140	0.06614	0.04839	0.01664	0.2409	0.7316	1.0446	0.700
160	0.06401	0.04959	0.01712	0.2411	0.7747	1.1095	0.698
180	0.06201	0.05077	0.01759	0.2413	0.8187	1.1758	0.696
200	0.06013	0.05193	0.01806	0.2415	0.8636	1.2438	0.694
220	0.05836	0.05308	0.01853	0.2418	0.9095	1.3133	0.693
240	0.05669	0.05420	0.01899	0.2421	0.9561	1.3841	0.691
260	0.05512	0.05531	0.01945	0.2424	1.0034	1.4558	0.689
280	0.05363	0.05640	0.01990	0.2427	1.0517	1.5284	0.688
300	0.05221	0.05748	0.02034	0.2431	1.1009	1.6028	0.687
320	0.05087	0.05854	0.02079	0.2435	1.1508	1.6780	0.686
340	0.04960	0.05959	0.02122	0.2439	1.2014	1.7537	0.685
360	0.04839	0.06063	0.02166	0.2443	1.2529	1.8325	0.684
380	0.04724	0.06165	0.02208	0.2447	1.3050	1.9100	0.683
400	0.04614	0.06266	0.02251	0.2452	1.3580	1.9902	0.682
420	0.04509	0.06366	0.02293	0.2457	1.4118	2.0695	0.682
440	0.04409	0.06464	0.02335	0.2462	1.4660	2.1521	0.681
460	0.04313	0.06561	0.02376	0.2467	1.5212	2.2331	0.681
480	0.04221	0.06657	0.02417	0.2472	1.5771	2.3174	0.680
500	0.04133	0.06752	0.02458	0.2478	1.6337	2.4004	0.680
520	0.04049	0.06846	0.02498	0.2483	1.6908	2.4856	0.680
540	0.03968	0.06939	0.02538	0.2489	1.7487	2.5688	0.680
560	0.03890	0.07031	0.02577	0.2495	1.8075	2.6540	0.681
580	0.03815	0.07122	0.02616	0.2501	1.8668	2.7421	0.681

Tabela E.1 (continuação)

t °F	ρ lb_m/ft^3	μ $lb_m/ft\text{-}hr$	k Btu/hr-ft-°F	c_p Btu/lb-°F	ν ft^2/hr	α ft^2/hr	N_{Pr}
600	0.03743	0.07212	0.02655	0.2507	1.9268	2.8305	0.681
620	0.03673	0.07301	0.02694	0.2513	1.9878	2.9187	0.681
640	0.03607	0.07389	0.02732	0.2519	2.0485	3.0055	0.682
660	0.03543	0.07477	0.02770	0.2525	2.1104	3.0950	0.682
680	0.03481	0.07563	0.02807	0.2531	2.1727	3.1862	0.682
700	0.03420	0.07649	0.02844	0.2538	2.2365	3.2765	0.683
720	0.03362	0.07734	0.02881	0.2544	2.3004	3.3696	0.683
740	0.03306	0.07818	0.02918	0.2550	2.3648	3.4615	0.683
760	0.03252	0.07901	0.02954	0.2557	2.4296	3.5505	0.684
780	0.03200	0.07984	0.02990	0.2563	2.4950	3.6463	0.684
800	0.03149	0.08066	0.03026	0.2570	2.5614	3.7404	0.685
820	0.03100	0.08147	0.03062	0.2576	2.6281	3.8323	0.686
840	0.03052	0.08227	0.03097	0.2582	2.6956	3.9302	0.686
860	0.03006	0.08307	0.03132	0.2589	2.7635	4.0257	0.686
880	0.02961	0.08386	0.03167	0.2595	2.8322	4.1237	0.687
900	0.02917	0.08464	0.03201	0.2601	2.9016	4.2174	0.688
920	0.02875	0.08542	0.03235	0.2608	2.9711	4.3133	0.689
940	0.02834	0.08620	0.03269	0.2614	3.0416	4.4116	0.690
960	0.02794	0.08696	0.03303	0.2620	3.1124	4.5123	0.690
980	0.02755	0.08772	0.03337	0.2626	3.1840	4.6155	0.690
1000	0.02717	0.08847	0.03370	0.2632	3.2562	4.7133	0.691
1050	0.02627	0.09034	0.03452	0.2648	3.4389	4.9598	0.693
1100	0.02543	0.09216	0.03533	0.2663	3.6241	5.2186	0.695
1150	0.02464	0.09396	0.03613	0.2677	3.8133	5.4742	0.697
1200	0.02390	0.09572	0.03691	0.2691	4.0050	5.7403	0.698
1250	0.02320	0.09746	0.03768	0.2706	4.2009	6.0000	0.700
1300	0.02254	0.09917	0.03844	0.2719	4.3997	6.2708	0.702
1350	0.02192	0.10085	0.03919	0.2732	4.6008	6.5426	0.703
1400	0.02133	0.10250	0.03993	0.2745	4.8054	6.8140	0.705
1450	0.02077	0.10414	0.04066	0.2758	5.0140	7.0960	0.707
1500	0.02024	0.10575	0.04137	0.2771	5.2248	7.3743	0.709

REFERÊNCIAS

ARNOLD, N., E. WIERBIKI, E. E. DEATHERAGE (1956). Post Mortem Changes in the Interaction of Cations and Proteins of Beef an their Relation to Sex and Diethylstilbestrol Treatment. Food Tech. 10, 245.

ASHRAE - Guide and Data Book, Equipment (1972), 20.

ASHRAE - Handbook, Systems (1976) 44.2 e 44.3

ASHRAE - Guide and Data Book, Handbook of Fundamentals (1973).

ASTM (1952). Manual of ASTM Standards on Refractory Materials.

BAILEY, C. (1972). Factors Affecting Rate of Cooling and Evaporation. Meat Chilling - Why and How? Meat Research Institute. Langford.Bristol.

BATE-SMITH, E. C. (1948). The Physiology and Chemistry of Rigor Mortis Special Reference to the Ageing of Beef. Advances in Food Research 1, 1.

BENDALL, J. R. (1972). The Influence of Rate of Chilling on the Development of Rigor and Cold-Shortening. Meat Chilling - Why and How? Paper nº 3. Meat Research Institute. Langford. Bristol.

BENDALL, J. R. (1972a). Calculated Post-Mortem Heating. Meat Chilling - Why and How? paper nº 12. Meat Research Institute. Langford. Bristol.

BENDALL, J. R. (1973). A Hypothesis to Account for the Heat Production in Muscles During Rigor Mortis. Paper nº 10. Meat Research Institute. Langford. Bristol.

BINDER, L. (1911). Aussere Wärmeleitung und Erwärmung Electrischer Machinen, Dissertation. Tech. Hochschule,München,

Wilhelm Knapp, Halle, 20 - 26. Citado por Rohsenow & Hartnett.

BLOOM, S. C. (1924). The National Provisioner. 2, 9, 17 e 24.

BROOKER, D. B. (1967). Mathematical Model of the Psychrometric Chart. Transactions of the ASAE. 10, 4, 558 - 560 e 563.

COLLIN, D. (1975). Applications Frigorifiques. Tome 1 - Industries Agricoles et Alimentaires. PYC - Édition. Paris.

COOPER, T. J. R. (1968). Chilling of Pig Carcasses, Economic and Practical Considerations. ASHRAE Journal. 12, 79 - 85.

CUTTING, C. L. (1972). Rapid Chilling Procedure. Meat Chilling - Why and How? Meat Research Institute. Langford. Bristol.

CUTTING, C. L. (1973) Weight Losses in Meat. Some Significant Factors. Meat Research Institute. Langford. Bristol.

CUTTING, C. L. (1974). The Basic Principles of Meat Refrigeration. Institute of Meat Bull. 84, 8 - 12. Meat Research Institute. Langford. Bristol.

EARLE, R. L., A. K. FLEMING (1967). Cooling and Freezing of Lamb and Mutton Carcasses. I - Cooling and Freezing Rates in Legs. F. Tech. 21, 1, 79 - 84.

FIKIIN, A. (1967). Determination de la Dureé de Refrigération des Produits Alimentaires. Proceedings of the XII th Int. Congress. of Refrig. (1967). Madrid.

FLEMING, A. K., R. L. EARLE, (1968). Cooling and Freezing of Lamb and Mutton Carcasses. II - Weight Loss During Cooling.

F. Tech. 22, 1, 100 - 104.

FLEMING, A. K. (1970). Physycal Aspects os Meat Cooling. Bull. I. I. R. Annexe 1970-3, 151 - 160.

GAC, A. e P. Zert, (1961). Le Froid dans L'Industrie de la Viande. Revue Générale de Froid, 4, 5 e 7.

GAC. A. (1970). Les Pertes Massiques de Denrées en Entreposage Frigorifique. Annexe 1970-3. I. I. R. 21-28.

GAC, A. (1972). Analyse des Phenomenes de Perte de Masse en Entreposage Frigorifique. Symposium of Heat and Mass Tranfer Problems. 10, 1972.

GOLOVKIN, N. A., I. G. ALIMOWSKY, L. I. PERSHINA, E O. S. SHAGAN (1958). Annexe 1958-2. Bull. I. I. R. 441.

GÖRLING, P. (1958). Physical Phenomena During the Drying of Foodstuffs. In Fundamental Aspects of the Dehydration of Foodstuffs. Macmillan Co, N.Y.

GRIMLEY, S. S. (1945) Trans. Inst. Chem Engr. 23, 228-235.

HALÁSZ, L. (1977). Comunicação verbal.

HALÁSZ, L. (1977a). Problemas Atuais no Ramo da Refrigeração. Fundação Tropical de Pesquisas e Tecnologia. Campinas - SP.

HICKS, E. W., W. J. SCOTT, J. R. VICKERI (1956). Influence of Water in Surface Tissues on Storage of Meat. Food Preservation Quarterly, 16, 4, 72 - 76.

HODGSON, T. (1964). The Rapid Chilling of Meat. - Theoretical and Practical Considerations. Food Industries in South Africa. 16, nº 2, 41 - 45; nº 3, 36 - 39; nº 4, 36 - 43.

HODGSON, T. (1966), The Effect of the Environmental Conditions on the Chilling Rates of Meat. Annexe. 1966 - 1. Bull. L. I. R. 635 - 645.

HODGSON, T. (1970). The Effect of Air Velocity and Evaporator Size on Product Weight Losses in Carcass-Chilling Rooms. Annexe 1970-3. Bull. I. I. R. 161 - 167.

HOLMAN, J. P. (1972). Heat Transfer. McGraw-Hill Book Company. N.Y.

IGLESIAS, H. A., J. CHIRIFE e J. L. LOMBARDI, (1975). An Equation For Correlating Equilibrium Moisture Content in Foods. J. Food Tech. 10, 289.

IGLESIAS, H. H. and J. CHIRIFE, (1976). A Model for Describing the Water Sorption Behaviour of Foods. J. Food Science, 41, 5, 984 - 992.

JAKOB, M., G. A. HAWKINS, (1975). Elements of Heat Transfer 3rd Ed. John Willey & Sons, Inc. N.Y.

JARVIS, H. F. T. (1970). Spontaneous Heating of Meat. J. Food Tech. 5, 47 - 63.

KANZIG, R. G. (1976). Efeitos Térmicos da Secagem em Spray. Tese de Mestrado. Faculdade de Engenharia de Alimentos e Agrícola.UNICAMP.

KAYS, W. M. and A. L. LONDON (1964). Compact Heat Exangers. McGraw-Hill Book Company, N. Y.

KAYS, W. M. (1966).Convective Heat and Mass Transfer. McGraw-Hill Book Company.

KERENS, (1976). The Effect of Environmental Conditions on the Chilling Time and Moisture Losses of Beef Carcasses. Annexe 1976-1. I. Institute of Refr. 331-338.

KERN, D. Q. (1950) Process Heat Transfer. McGraw-Hill Book Company, Inc. N. Y. kogakusha Company, Ltd. Tokyo.

KREITH, F. (1969). Princípios de Transmissão de Calor. Editora da Universidade de São Paulo.

KRISCHER, O., (1956). Drying Technology. The Scientific Fundamentals of Drying Technology. Springer-Verlag, Berlin. (Die wissenschaftlichen Grundlagen der Trocknugstechnik).

KUPRIANOFF, J. (1955). Refrigeration of Fresh Meat. Int. Inst. Refrigeration. Proceedings, Ninth International Congress, Paris 42, 124-132.

KUPRIANOFF, J. (1956). Rapid Cooling of Meat In Germany. Int. Inst. Refr. Proceedings. 53, 129-142.

LANG, O. (1972). The Chilling of Meat in Germany. Meat Chilling - Why and How? Paper 34. Meat Research Institute. Langford, Bristol.

LAWRIE, R. A., (1966) Meat Science. Pergamon Press Ltd. Oxford, England.

LEVY, F. L. (1972). Energy, Time - Temperature and Weight Loss During Meat Chilling. Meat Chilling - Why and How? Paper nº 14. Meat Research Institute, Langford. Bristol.

LEVY, F. L. (1972a). Zur Theorie der Fleischkühlung. (The Theorie of Meat Chilling. Kältetechnik Klimatisierung, 24, 85-89.

LOCKER, R. H. (1960). Degree of Muscular Contraction as Factor in Terderness. Food Research 25, 304 - 306.

LOCKER, R. H. and C. J. HAGYARD, (1963). A Cold Shortening Effect in Beef Muscles. J. Science Food Agr. 14, 11, 787-793.

LOGINOV, L. I. (1967). Applying Numerical Methods for Process Calculation. Proceedings of the XII th Int. Congress of Refrig. Madrid, 717.

MARSH, B. B., and N. G. LEET (1966). Studies in Meat Tenderness III. The Effects of Cold Shortening and Tenderness. J. Food Sci. 31, 450 - 459.

MURTHY, S. S., M.V.K. MURTHY, A. RAMACHANDRAN (1974). Heat Transfer During Air Cooling and Storing of Moist Food Products. Transactions of the ASAE, 4, 763 - 773.

PACITTI, T. (1969). Fortran - Monitor. Princípios 2a.Ed. Ao Livro Técnico. Rio de Janeiro.

PLANK, R. (1959). Handbuch der Kältetechnik. Vol III. Springer Verlag. Berlin.

PLANK, R. (1963). El Empleo del Frío en la Indústria de la Alimentación. Editorial Reverté, S/A. Barcelona.

PERRY, J. H., (1963). Handbook of Chemical Engineer. 4th Ed. McGraw-Hill Book Company N. Y.

POWELL, R. W. (1940). Further Experiments on the Evaporation of Water from Saturated Surfaces. Trans. Inst. Chem. Eng. 18, 36.

RADFORD, R. D. (1976). Water Transport in Meat. Annexe 1976-1. Bull. I. I. R. 315 - 321.

RADFORD, R. D., L. S. HERBERT and D. A. LOVETT (1976). Chilling of Meat. A Mathematical Model for Heat and Mass Transfer. Annexe 1976-1, Bull. I. I. R., 323 - 331.

RAMSBOTTON. J. M., E. J. STRADINE and C. H. KOONZ (1945). Comparative Tenderness of Representative Beef Muscles. Food Research 10, 497.

ROHSENOW, W. M. and J. P. P. HARTNETT (1973). Handbook of Heat Transfer. McGraw-Hill Book Company. N. Y.

SAACKE, H. R. (1969). Rapid Cooling of Meat and Weight Losses in Slaughter - Houses. Australian Refr. Air Cond. 28 - 29.

SCHILLING, A. (1950). Kältetechnik, vol. 2, 88. (Citado por Plank, 1963).

SCHMIDT, E. (1924). Über die Auzwendung der Differenzenrechung auf Abkühlungsprobleme, Beitr. Tech. Mechanik und Tech.Physyk, August Föppl Festschrit, Berlin. Citado por Rohsenow & Hartnett.

SHAW, B. C. (1972). The Effect of Temperature and Relative Humidity on the Microbiological Quality of Carcass Meat.Meat chilling-Why and How? M.R.I. Longford. Bristol.

SHEFFER, A. P. e D. G. RUTOV (1970). Diminution des Pertes de Poids de la Viande au Cours de La Refrigération, de la Congélation et du Stockage. Annexe 1970-3. Bull. I. I. R. 143 - 150.

SILVA. R. B. (1973). Manual de Refrigeração e Ar Condicionado. Escola Politécnica da USP.

SWENSON, G. G., F. H. GRAU, H. G. BATE (1969). Some Aspects of the Chilling of Carcass Meat. Australian Refrig. Air Conditioning and Heating, 11, 32 - 36 e 45 - 58.

TAMM, W. (1930). La Refrigeracion de la Carne. Kälte Reihe.3,H.4 Berlin. (Citado por Bailey, 1972).

TAMM, W.(1966). Cold Losses Through Opening in Cold Door. (Kälteverluste Durch Kühlraumöffnungen). Kältetechnik Klimatisierung, 18, 4, 142 - 144.

TAYLOR, A. A. (1972). Influence of Carcass Chilling Rate on Drip Meat. Meat Chilling - Why and How? Paper nº 5. Meat Research Institute. Langford. Bristol.

TREYBAL,R. E. (1968). Mass Transfer Operations. 2nd Ed. McGraw-Hill Book Company. N. Y.