

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA DE ALIMENTOS E AGRÍCOLA

ESTUDO DE UM NOVO MÉTODO DE CONTROLE
DE TEMPERATURA E UMIDADE RELATIVA EM
CÂMARAS FRIGORÍFICAS

Gerardo Telis Romero
Eng. Químico

Orientador

Prof. Dr. László Halász

Tese apresentada à Faculdade de Engenharia de Alimentos e Agrí-
cola da Universidade Estadual de Campinas para obtenção do Títu-
lo de Mestre em Engenharia de Alimentos.

1978

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL

A MEUS PAIS

GONZALO e ALICIA

A MEUS IRMÃOS

GONZALO, ALICIA e JAVIER

A MINHA ESPOSA

CÉLIA MARIA

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. László Halász pelos ensinamentos, orientação e amizade.

Ao Conselho Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACyT) do México pela oportunidade oferecida para a realização deste trabalho e pelo suporte financeiro.

À Universidad Veracruzana do México pelo incentivo e complemento financeiro.

À Faculdade de Engenharia de Alimentos e Agrícola da Universidade Estadual de Campinas pela oportunidade oferecida.

Ao Técnico em Refrigeração Michael Audie Ojoe pela colaboração efetiva neste trabalho.

À colega Maria Lúcia Setina pela colaboração no desenvolvimento do modelo matemático.

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

ÍNDICE GERAL

	Página
RESUMO.....	vii
SUMMARY.....	ix
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xi
ÍNDICE DE TABELAS.....	xiv
ÍNDICE DE APÊNDICES.....	xiv
NOMENCLATURA.....	xv
I INTRODUÇÃO.....	1
II REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	3
2.1. Importância da Refrigeração na Preservação dos Alimentos.....	3
2.2. Tipos de Estocagem a Baixas Temperaturas.....	3
2.3. Causas de Decomposição dos Alimentos.....	4
2.3.1. Processos Físicos.....	4
2.3.2. Processos Químicos e Bioquímicos.....	4
2.3.3. Ação dos Microorganismos.....	5
2.4. Influência da Temperatura na Estocagem.....	5
2.4.1. Nos Processos Físicos.....	5
2.4.2. Nos Processos Químicos e Bioquímicos....	6
2.4.3. Na Ação dos Microorganismos.....	7
2.5. Influência da Umidade Relativa na Estocagem....	7
2.5.1. Na Ação dos Microorganismos.....	7
2.5.2. Na Perda de Peso.....	8
2.5.2.1. Leis Básicas.....	8

	Página
2.5.2.2. Alguns Dados para Cálculos de Perda de Peso.....	12
2.5.2.3. Perda de Peso em Carnes.....	13
2.5.2.4. Perda de Peso em Frutas.....	14
2.6. Umidade Relativa do Ar em uma Câmara Frigorí- fica sem Controle de Umidade.....	16
2.7. Condicionamento do Ar em Câmaras Frigoríficas...	21
2.8. Controle da Temperatura em Câmaras Frigorífi- cas.....	23
2.8.1. Controle de Dois Pontos.....	23
2.8.2. Controle Modulador.....	26
2.9. Controle da Umidade em Câmaras Frigoríficas.....	28
2.9.1. Umidificação.....	28
A) Métodos de Umidificação.....	28
2.9.1.1. Umidificação por Lavador de Ar.....	28
2.9.1.2. Umidificação por Pulveriza- ção de Água.....	30
2.9.1.3. Umidificação por Introdução de Vapor d'Água.....	31
B) Métodos de Controle.....	32
2.9.1.4. Controle de Dois Pontos.....	32
2.9.1.5. Controle Modulador.....	33
2.9.2. Aquecimento	
2.9.2.1. Controle de Dois Pontos.....	35
2.9.2.2. Controle Modulador.....	35

	Página
2.10. Instrumentos Medidores da Umidade Relativa.....	35
2.10.1. Psicrômetro.....	36
2.10.2. Higrômetro.....	37
III MATERIAL E MÉTODOS.....	39
3.1. Material.....	39
3.2. Método.....	43
3.2.1. Reconhecimento do Material Usado.....	43
3.2.2. Desenvolvimento do Método.....	46
3.2.3. Cálculos.....	50
3.2.3.1. Modelo Matemático.....	50
PARTE A) Desenvolvimento.....	50
PARTE B) Elaboração do Modelo Matemático.....	68
PARTE C) Solução do Modelo Matemático.....	71
IV RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	87
V CONCLUSÕES.....	96
VI REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	113

RESUMO

Nos últimos anos, tem existido uma grande preocupação em dotar as câmaras frigoríficas com perfeitos controles de umida de relativa e temperatura, a fim de manter ótimas condições de conservação dos produtos estocados.

Nas câmaras frigoríficas, as elevadas umidades relativas necessárias para a preservação dos produtos alimentícios são ob tidas através de umidificação do ar. Com este objetivo, as in dústrias de equipamentos frigoríficos desenvolveram estudos de projetos de umidificadores e geradores de vapor de água e seus respectivos controles.

Estes equipamentos, especialmente quando dimensionados para câmaras frigoríficas menores, são relativamente caros; além disso, o vapor introduzido aumenta a carga térmica, requerendo-se maior capacidade frigorífica do equipamento. Como resultado final, os custos de investimento e de operação aumentam conside ravelmente.

Neste trabalho verificou-se experimental e teoricamente um método para o controle de temperatura e umidade relativa de câmaras frigoríficas que não necessita umidificação, tentando assegurar sempre um equilíbrio entre a umidade gerada pelo pro duto (perda de peso) e a retirada de umidade do ar pelo equipa mento frigorífico.

O controle de temperatura atua sobre a válvula de expan

são e o controle de umidade sobre uma válvula reguladora na sucção do compressor.

Como o equipamento experimental, devido às fontes disponíveis, não possibilitou a verificação do método em toda faixa de operação interessante para a prática, elaborou-se um modelo matemático para simular o comportamento do sistema e, o mesmo modelo matemático foi aplicado para cálculos por computador, para poder tirar-se resultados práticos.

Os resultados mostram que o sistema de controle tem limitações, porém vale a pena desenvolvê-lo em trabalhos futuros.

SUMMARY

In recent years, there is a big concern to equip cold rooms with perfect relative humidity and temperature controls, in order to maintain excellent conditions of conservation of the stocked products.

In cold rooms, the high relative humidities necessary for the preservation of food products are obtained, through the humidification of the air. With this objective, the industries of refrigeration equipments developed study projects of humidifiers and water vapor generators and their respective controls.

These equipments, especially when dimensioned for smaller cold rooms, are relatively expensive, besides, the introduced vapor increases the thermal load, requiring bigger refrigeration capacity of equipment. As a final result, the costs of investment and of operation increase considerably.

In this work, it was verified experimentally and theoretically, one method for the control of temperature and relative humidity of cold rooms which do not require humidification, trying always to maintain an equilibrium between the humidity generated by the product (loss of weight) and the removal of humidity of the air by the refrigeration equipment.

The control of temperature depends on the actuation of

an expansion valve and, the control of humidity on a regulating valve at the suction of the compressor.

As an experimental equipment, due to the sources available, it did not facilitate the verification of the method in all area of operation which is of practical interest, a mathematical model was worked out to simulate the behavior of the system and, the same mathematical model was applied for estimations by computer in order to obtain practical results.

The results show that the control systems has limitations, however, it is worthwhile to develop it in future works.

ÍNDICE DE FIGURAS

	Página
Fig. 1 Aumento de bactérias em carnes, dependendo do tempo, da temperatura de armazenagem e da umidade relativa.....	8
Fig. 2 Esquema do estado de ar e temperatura do produto em diagrama psicrométrico.....	17
Fig. 3 Água evaporada do produto (Mp) em função da umidade relativa do ar (FI).....	17
Fig. 4 Esquema mostrando o resfriamento de ar por evaporador.....	18
Fig. 5 Relação entre a umidade perdida do produto, umidade condensada no evaporador e umidade relativa do ar da câmara	19
Fig. 6 Relação entre os máximos e mínimos valores de umidade.....	20
Fig. 7 Esquema de um condicionador de ar.....	22
Fig. 8 Esquema de um sistema frigorífico com controle de temperatura de dois pontos.....	23
Fig. 9 Operação de um controle de dois pontos em função do tempo.....	25
Fig. 10 Esquema de um sistema frigorífico com controle modulador de temperatura.....	26
Fig. 11 Esquema de blocos de um controle modulador.....	27
Fig. 12 Umidificação por lavador de ar.....	29
Fig. 13 Umidificação por pulverização de água.....	30
Fig. 14 Esquema de controle de umidificação por dois pontos em câmaras frigoríficas.....	32

	Página
Fig. 15 Esquema de um controle modulador de umidificação em câmaras frigoríficas.....	34
Fig. 16 Unidade condensadora e câmara de resfriamento no ar.....	39
Fig. 17 Esquema de uma válvula de expansão termostática.	40
Fig. 18 Gerador de vapor elétrico.....	42
Fig. 19 Determinação da queda de pressão antes e depois do evaporador na câmara de resfriamento.....	43
Fig. 20 Esquema do sistema frigorífico e equipamento usado no estudo experimental do controle de temperatura e umidade relativa em câmaras frigoríficas.....	49
Fig. 21 Consideração do estado do ar após o evaporador em função da área útil.....	52
Fig. 22 Resfriamento do ar por trocador de calor.....	54
Fig. 23 Efeito da camada de geada sobre a capacidade frigorífica.....	60
Fig. 24 Transformação da aleta retangular para circular.	61
Fig. 25 Determinação do fator de área.....	63
Fig. 26 Diagrama entalpia do refrigerante na saída do evaporador em função da temperatura de evaporação.....	66
Fig. 27 Ajuste da melhor curva esperada para a característica $Q = f(T_0)$ da unidade condensadora.....	69
Fig. 28 Diagrama de blocos.....	76
Fig. 29 Programa em linguagem FORTRAN.....	82

	Página
Figs 30 a 35 Gráficos relacionando carga térmica, carga de umidade, temperatura e umidade relativa obtidos dos resultados do computador.....	90
Fig. 36 Curva de ajuste pelo método dos mínimos quadrados.....	107

ÍNDICE DE TABELAS

	Página
Tabela I Resultados obtidos experimentalmente.....	88
Tabela II Resultados obtidos por simulação com computador.....	89

ÍNDICE DE APÊNDICES

Apêndice I	Determinação da Vazão e Fluxo Mássico do Ar Através do Evaporador.....	99
Apêndice II	Cálculo da Transferência de Calor Através das Paredes da Câmara.....	101
Apêndice III	Determinação da Capacidade Frigorífica da Unidade Condensadora.....	102
Apêndice IV	Características do Equipamento Frigorífico Usado.....	103
	A) Evaporador.....	103
	B) Unidade Condensadora.....	105
Apêndice V	Curva de Ajuste pelo Método dos Mínimos Quadrados.....	107
Apêndice VI	Determinação do Coeficiente de Transferência de Calor por Convecção entre o Ar e a Superfície do Evaporador.....	109

NOMENCLATURA

A	área total de troca de calor, m^2
A'	área total do produto, m^2
A*	parâmetro para calcular a eficiência da aleta
Aal	área das aletas, m^2
A _f	área frontal do evaporador, m^2
Ai	área interna dos tubos do evaporador, m^2
AMU	água de umidificação, kg/h
At	área dos tubos, m^2
AU	área útil de troca de calor, m^2
(AU)c	coeficiente de transferência de calor por diferença de grau por hora, kcal/h °C
a	largura dos tubos, mm
a _w	atividade de água
BPF	fator de "by-pass"
b	comprimento da aleta, mm
C	constante (eq. 7)
C _p	calor específico, kcal/kg °C
C _{wa}	concentração de vapor de água no ar, kg/m ³
C _{ws}	concentração de vapor de água na superfície do corpo, kg/m ³
c	largura da aleta, mm
D	diâmetro equivalente da aleta retangular (eq. 49), mm
Da	difusibilidade no ar, m ² /h

De	diâmetro externo dos tubos, mm
Di	diâmetro interno dos tubos, mm
Dw	difusibilidade molecular, m^2/h
d_g	espessura da camada de geada, m
ETA	eficiência da aleta
ETAL	eficiência dos tubos aletados
FI	umidade relativa do ar
Fo	fator de incrustação na superfície interna, $h m^2 \text{ } ^\circ C/kcal$
FR	fluxo de refrigerante, kg/h
G	vazão de ar, m^3/h
HE	coeficiente de transferência de calor por convecção entre o ar e a superfície do evaporador, $kcal/h m^2 \text{ } ^\circ C$
HE1	entalpia do refrigerante na saída do evaporador, kcal/kg
HE2	entalpia do refrigerante na entrada do evaporador, kcal/kg
HETOT	coeficiente de transferência de calor por convecção entre o ar e a superfície do resfriador considerando também o calor latente transferido, $kcal/h m^2 \text{ } ^\circ C$
HETOT*	coeficiente de transferência de calor por convecção entre o ar e a superfície do resfriador com formação de geada, $kcal/h m^2 \text{ } ^\circ C$
Hi	coeficiente de transferência de calor do lado do refrigerante evaporado, $kcal/h m^2 \text{ } ^\circ C$
HS	entalpia do ar saturado na temperatura de superfície, kcal/kg
HI1	entalpia do ar na entrada do evaporador, kcal/kg
HI2	entalpia do ar na saída do evaporador, kcal/kg

H2L	entalpia do ar após a parte útil do evaporador, kcal/kg
h	coeficiente de transferência de calor por convecção, kcal/h m ² °C
h _d	coeficiente de transferência de massa por convecção, m/h
h _v	entalpia do vapor, kcal/kg
h _w	entalpia da água, kcal/kg
K	condutividade térmica do produto, kcal/h m °C
K'	constante eq. (14)
K _a	condutividade térmica das aletas, kcal/h m °C
L	número de tubos
l	comprimento característico, m
M	peso molecular da água
MAU	massa de água umidificada, kg/h
Matot	fluxo total de ar, kg/h
Mc	umidade condensada, kg/h
Mp	umidade evaporada do produto, kg/h
m	fluxo total de água, kg/h
N	número de aletas
n	constante eqs. (7) e (14)
P _b	pressão barométrica, mm Hg
P _{SL}	pressão parcial do vapor de água no ar saturado, mm Hg
P _{sa}	pressão de saturação do vapor de água, kg/m ²
P _{wa}	pressão parcial de vapor no ar, kg/m ²
P _{ws}	pressão parcial de vapor na superfície do corpo, kg/m ²
Q	fluxo total de calor, kcal/h
QA	calor de aquecimento, kcal/h

QAL	intensidade de transferência de calor, kcal/h m ²
QR	efeito frigorífico, kcal/kg
QS	calor sensível, kcal/h
QV	equivalente de calor da potência do ventilador, kcal/h
q _r	calor de respiração, kcal/kg h
R ₀	constante universal dos gases, kg-m/mol °K
r	raio externo do tubo, mm
rd	parâmetro de superfície (resistividade x espessura da membrana), m
T	temperatura absoluta do ar, °K
TA	temperatura média do ar, °C
Tamb	temperatura do ar ambiente, °C
TS	temperatura de superfície, °C
Ts	temperatura na superfície do produto, °C
Tv	temperatura do vapor, °C
T ₀	temperatura de evaporação, °C
T _{0L}	temperatura de saturação do refrigerante correspondente à pressão de sucção, °C
T1	temperatura do ar na entrada do evaporador, °C
T2	temperatura do ar na saída do evaporador, °C
T2L	temperatura do ar após a parte útil do evaporador, °C
U	coeficiente global de transmissão de calor, kcal/h m ² °C
V	velocidade média do ar, m/h
W	peso do produto, kg
XA	umidade absoluta do ar, kg de vapor de água/kg ar seco
X _p	teor de umidade na superfície do produto, kg de vapor

- de água/kg ar seco
- XS umidade absoluta do ar na temperatura de superfície,
kg de vapor de água/kg ar seco
- X1 umidade absoluta do ar na entrada do evaporador, kg de
vapor de água/kg ar seco
- X2 umidade absoluta do ar na saída do evaporador, kg de
vapor de água/kg ar seco
- X2L umidade absoluta do ar após a parte útil do evaporador,
kg de vapor de água/kg ar seco
- $Y(t)$ intensidade do processo (eq. 1 e 2)
- $Y(o)$ intensidade do processo na temperatura de 0°C

SÍMBOLOS EM LETRAS GREGAS

- δ espessura da aleta, mm
- β coeficiente de transferência de massa (eq. 12), kg/h m^2
- ψ fator de área
- γ fração da área de superfície comportando-se como membrana
porosa, decimal
- η viscosidade dinâmica (absoluta), kg/m h
- λ_{vap} calor latente de vaporização, kcal/kg
- ρ densidade, kg/m^3

GRUPOS ADIMENSIONAIS

- Le número de Lewis, $Le = h/C_p \beta$

Nu número de Nusselt, $Nu = h l/k$
Pr número de Prandlt, $Pr = C_p \eta/k$
Re número de Reynolds, $Re = D V \rho/\eta$
Sc número de Schmidt, $Sc = \eta/Da \rho$
Sh número de Sherwood, $Sh = h_d l/Da$

NOMENCLATURA DO PROGRAMA

Vide página 85.

I INTRODUÇÃO

As estatísticas mostram que aproximadamente 30% da produção nacional de produtos perecíveis (frutas e verduras) é perdida devido à inadequada e/ou carente preservação (35). O uso da refrigeração poderia solucionar em parte este problema.

Uma adequada preservação pelo frio mantém praticamente inalteradas as propriedades fisiológicas e bioquímicas dos produtos perecíveis.

Na estocagem de alimentos perecíveis, os controles de temperatura e umidade relativa são indispensáveis. O tempo de estocagem pelo frio dos produtos perecíveis é maior quando a temperatura e umidade relativa são constantes (26). Em geral, todos os processos biológicos que acontecem nos alimentos são influenciados pela temperatura, tornando-se reduzidos em função das baixas temperaturas.

A umidade relativa é importante para prevenir perdas de água dos produtos. Vários frutos e vegetais tornam-se murchos após perdas pequenas de água (3 a 7%), prejudicando seriamente a sua aparência e a atração para o consumidor. A água do produto é perdida na forma de vapor e esta perda é diretamente proporcional à diferença entre a concentração interna e o meio ambiente. A água evaporada se condensa sobre a superfície fria do evaporador, estabelecendo-se umidades relativas baixas (FI = 60-70%) (34), o que na maioria das vezes torna necessário o uso

de umidificação. Ao contrário, em alguns casos pode acontecer o inverso, ou seja, termos que secar o ar.

Existem várias possibilidades de umidificação. Publicações recentes mostram o grande desenvolvimento de umidificadores por vapor d'água (1), que no entanto têm um alto custo de investimento e, pela introdução de carga térmica, têm alto custo de operação, e por isto, na maioria dos casos, o controle de umidade relativa não é feito.

Pretendeu-se, em função do exposto, estudar e desenvolver um método de controle de temperatura e umidade relativa em câmaras frigoríficas, com a finalidade de simplificar e diminuir os custos dos aparelhos usados no controle atual.

Observou-se que o equipamento frigorífico usado experimentalmente apresentava limitações (baixa capacidade frigorífica), o que não permitiu trabalhar em outras faixas de temperatura.

Na base das limitações experimentais, procedeu-se à elaboração de um programa de computação para a simulação do controle, que permitisse analisar o comportamento do equipamento frigorífico em outras condições não utilizadas experimentalmente e, assim estabelecer as limitações de aplicação do controle.

II REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. Importância da Refrigeração na Preservação dos Alimentos.

Dado o grande crescimento da população mundial, deve-se não somente estudar a possibilidade de se aumentar a produção total de alimentos, como também conservá-los, já que uma grande parte dos produtos alimentícios são limitadamente preservados. A tarefa da indústria de alimentos é aumentar o tempo de conservação mediante tratamento adequado.

Entre os diferentes métodos de preservação dos alimentos, a estocagem a baixas temperaturas oferece algumas vantagens em relação aos outros procedimentos, já que é o único meio que conserva o produto semelhante ao seu estado original, sem alteração na aparência, sabor, odor, cor e valores nutritivos (18).

2.2. Tipos de Estocagem a Baixas Temperaturas

a) Estocagem frigorífica, geralmente para curto prazo, acima de 0 °C.

b) Estocagem congelada, para longo prazo, abaixo de -18 °C (19).

2.3. Causas de Decomposição dos Alimentos

Durante a estocagem, produzem-se modificações dos alimentos, que diminuem seu valor e conduzem finalmente à sua decomposição. Podem-se distinguir os seguintes processos:

2.3.1. Processos Físicos

A maioria dos alimentos de origem animal e vegetal, contém grande quantidade de água, de 60 a 90% do peso, que é o componente causador da alteração rápida dos mesmos. A evaporação da água causa a perda de peso, produz a dessecação e contração da superfície, perda de aroma, sabor e cor (37 e 44).

2.3.2. Processos Químicos e Bioquímicos

Na conservação de alimentos vegetais e animais produzem-se complicados processos químicos com a intervenção de enzimas. De início, estas enzimas podem ser favoráveis, aumentando, por exemplo, o sabor da carne de animais recentemente sacrificados, ou apressando o amadurecimento de algumas frutas colhidas em estado imaturo. Estas mesmas enzimas entretanto propiciam a decomposição dos produtos se a estocagem é prolongada (38).

2.3.3. Ação dos Microorganismos.

Outra causa adicional na decomposição dos alimentos durante a estocagem são os microorganismos: bactérias e fungos. Os frutos são em geral atacados por fungos, enquanto que as carnes e ovos são deteriorados por bactérias (38).

2.4. Influência da Temperatura na Estocagem

A temperatura é o principal fator que afeta a vida útil de estocagem, já que modifica também a umidade relativa das câmaras frigoríficas.

Os processos discutidos dentro do item 2.3, dependem em grande parte da temperatura, tornando-se mais lentos de acordo com a sua redução (38).

2.4.1. Nos Processos físicos

A evaporação da água e a conseqüente perda de peso diminuem com o decréscimo da pressão de vapor, que é menor em temperaturas baixas. Por exemplo, temos que a 0 °C a pressão de vapor é 4,58 mm Hg, mas a 10 °C a pressão de vapor é 9,21 mm Hg. Do mesmo modo diminui a pressão de vapor dos componentes voláteis (38).

2.4.2. Nos Processos Químicos e Bioquímicos

O estudo cinético das reações químicas mostra que a velocidade de reação de todos os processos diminui rapidamente com o abaixamento da temperatura.

Segundo a regra de Van't Hoff, para cada 10 °C de aumento de temperatura, a velocidade de uma reação aumenta 2 a 4 vezes (34); isto é conhecido como Q_{10} e é representado matematicamente pela equação:

$$Q_{10} = \frac{Y(T + 10)}{Y(T)} = 2 \dots 4 \quad (1)$$

$$Y(T) = Y_0 \exp (\ln Q_{10} T/10) \quad (2)$$

No caso de alguns alimentos, o coeficiente de temperatura dos processos químicos (Q_{10}) aumenta muito nas proximidades do ponto de congelamento. Assim, os peixes podem conservar-se a 0 °C por um tempo maior do que a +1 °C e, a -1 °C por mais tempo do que a 0 °C. Em algumas frutas, os coeficientes de temperatura das reações são muito diferentes; quando a temperatura aproxima-se de 0 °C, apresentam-se alterações fisiológicas no produto podendo aparecer os distúrbios causados por excesso de frio (38).

2.4.3. Na Ação de Microorganismos

No que se refere ao crescimento dos microorganismos a diferentes temperaturas, as distintas espécies preferem certos intervalos de temperatura favorável, deixando de se multiplicar abaixo das seguintes temperaturas: (8)

Termófilos: 45 °C

Mesófilos : 10 °C

Criófilos : -7 °C

2.5. Influência da Umidade Relativa na Estocagem

Junto com a temperatura, a umidade relativa exerce uma forte influência sobre a preservação de alimentos estocados a frio.

2.5.1. Na Ação dos Microorganismos

Umidades relativas altas favorecem a multiplicação de microorganismos (Fig. 1), especialmente a altas temperaturas de estocagem (43). Assim, por exemplo, as bactérias reproduzem-se lentamente em FI = 75%, mas as perdas do produto são inevitavelmente altas; ao contrário, para FI = 90 - 95% tem-se pequenas perdas de peso mas a multiplicação de bactérias só se mantém dentro de um limite aceitável se a temperatura é reduzida para

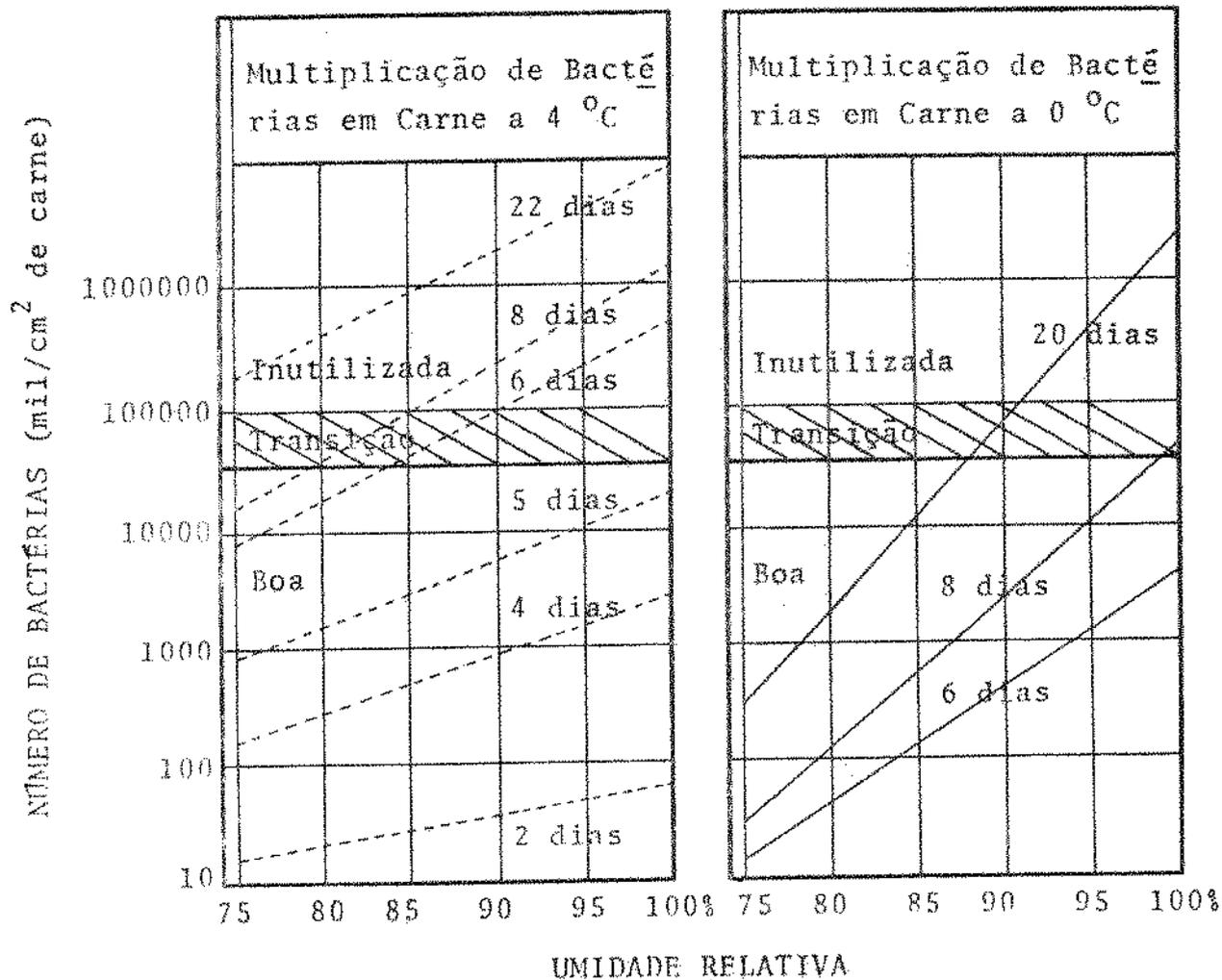


Fig. 1 Aumento de bactérias em carnes, dependendo do tempo, da temperatura de armazenagem e da umidade relativa.

perto de 0 °C. Uma certa dessecação da superfície, que prejudica o aspecto dos produtos e o valor comercial dos mesmos, resulta eficaz para reduzir a multiplicação dos microorganismos (38) (23).

A umidade relativa não tem praticamente influência sobre o desenvolvimento das reações químicas e metabolismo dos alimentos (44).

2.5.2. Na perda de Peso

Para entender o que acontece numa câmara frigorífica, deve-se conhecer quanto um produto perde de umidade. Para este fim é necessário o estudo de perda de peso dos alimentos.

2.5.2.1. Leis Básicas.

A perda de peso por evaporação diminui com a crescente umidade relativa do ar na câmara de estocagem, sendo proporcional à diferença entre as pressões parciais de vapor d'água no ar e na superfície do produto estocado (17).

A perda de umidade dos produtos é basicamente um processo de transferência de massa, estudado pela teoria do transporte de fenômenos físicos (40).

Transferência de massa e transferência de calor são fenômenos bastante semelhantes. Dentro do produto o calor transfere-se por condução de calor, a massa transfere-se por difusão.

As equações que descrevem estes fenômenos são também muito semelhantes.

Para a condução de calor a equação de Fourier é:

$$Q = A' K (dT/dx) \quad (3)$$

e para difusão de massa a 1ª lei de Fick é:

$$m = A' D_w (dC/dx) \quad (4)$$

A condutividade térmica (K) na eq. (3) corresponde à difusividade de massa D_w (m^2/h) na eq. (4) e ambas são propriedades do material.

A força motriz provocando o fluxo de calor (Q) na eq. (3) é a diferença de temperatura (dT); a força motriz provocando o fluxo de massa (m) é a diferença de concentração dC (kg/m^3) na eq. (4). Ambos fluxos (Q e m) são proporcionais à área de secção transversal à direção do fluxo (A') e são inversamente proporcionais à distância que o fluxo deve percorrer (dx).

A semelhança existe ainda na transferência entre a superfície do produto e o ar. Para transferência de calor por convecção a equação de Newton é:

$$Q = A' h (T_s - T_A) \quad (5)$$

e para transferência de massa por convecção a 2ª lei de Fick é:

$$m = A' h_d (C_{ws} - C_{wa}) \quad (6)$$

Ao coeficiente de convecção de calor (h) na eq. (5) corresponde o coeficiente de convecção de massa (h_d) na eq. (6). O efeito da força motriz e o da área de secção sobre o fluxo é o mesmo como nas eqs. (3) e (4).

Há uma outra semelhança: h e h_d são igualmente afetados pelas circunstâncias do escoamento de ar em relação ao produto. Para o cálculo de h em convecção forçada utiliza-se a seguinte equação:

$$Nu = h l/K = C Re^m Pr^n \quad (7)$$

C, m e n são constantes correspondentes a configuração do escoamento.

Para o cálculo de h_d usa-se a seguinte expressão:

$$Sh = h_d/Da = C Re^m Sc^n \quad (8)$$

Nas equações (7) e (8) todas as propriedades referem-se ao ar. A difusividade da umidade no ar calcula-se da seguinte equação:

$$Da = (830/Pb) (T/273)^{1,81} \quad (9)$$

Em vez da equação (6), usa-se na prática a seguinte forma, após aplicação da equação geral do gás ideal:

$$m = \Lambda' h_d / (R_o T) (P_{ws} - P_{wa}) \quad (10)$$

Segundo a eq. (10), a força motriz de transferência de massa é a diferença de pressões do vapor de água.

Uma outra relação é a regra de Lewis, segundo a qual o fluxo de massa é:

$$m = A' \beta (X_S - X_A) \quad (11)$$

O coeficiente de convecção de massa (β) na eq. (11) é:

$$\beta = h / (C_p Le) \quad (12)$$

onde o número de Lewis pode ser considerado como $Le \approx 1$.

A eq. (12) é uma nova prova mostrando a relação estreita entre os coeficientes de transferência de calor e massa.

7.5.2.2. Alguns Dados para Cálculos de Perda de Peso.

Para fazer cálculos a respeito da transferência de massa é necessário conhecer: P_{ws} , D_w e h_d .

Se a superfície do produto fosse coberta por água, P_{ws} seria a pressão de saturação do vapor de água (P_{sa}) na temperatura de superfície. Mas a água no produto encontra-se ligada com outros materiais e por isso P_{ws} é geralmente menor que P_{sa} . A atividade de água (a_w), uma propriedade do material, expressa a relação entre elas: (25)

$$a_w = P_{ws}/P_{sa} \quad (13)$$

A atividade de água é função da medida em que a superfície do produto está seca.

A equação de Henderson (22) é uma relação que determina a atividade de água dos materiais:

$$1 - a_w = \exp(-K' T X_p^n) \quad (14)$$

onde:

$$X_p = 100 X \text{ teor de umidade na superfície, base de material seco, \%}$$

K' e n são constantes do material determinadas experimentalmente. Sobre estas constantes, encontram-se muitos dados na referência (25) para diferentes materiais.

A respeito do valor da difusividade de massa (D_w) dos produtos alimentícios, indicações de fontes internacionais deste valor são dadas por Mefferth (33).

2.5.2.3. Perda de Peso em Carnes

Sendo a carcaça uma peça irregular, a sua área de superfície (Λ') (m^2) pode ser calculada aproximadamente a partir do seu peso (W) (kg). Segundo Plank (38):

Para carcaça de bovino

$$\Lambda' = 0,6 + 0,017 W \quad (15)$$

Para carcaça de carneiro:

$$\Lambda' = 0,619 + 0,038 W \quad (16)$$

Segundo a mesma referência, a área de superfície livre (isto é, através da qual há perda de peso) dos quartos e carcasas congelados colocados em estaca na câmara de estocagem, é só 40% da área total.

A temperatura de superfície da carne durante estocagem é inferior à temperatura do ar na câmara. A carne recebe calor sensível do ar e devolve a mesma quantidade de calor ao ar, em forma de calor latente, evaporando a umidade correspondentemente à perda de peso, expressado na seguinte equação: (17)

$$Q = A' h (T_A - T_s) = m \lambda_{vap} \quad (17)$$

2.5.2.4. Perda de Peso em Frutas

A casca de frutas provoca uma transferência de massa diferente que a carne. Imediatamente abaixo da casca estado de saturação pode ser considerado e a transferência de massa é processo estável, não mostrando diferença de concentração entre diferentes pontos no interior do produto.

A própria casca é considerada como membrana porosa provocando resistência adicional contra o transporte de umidade (54).

Diferenciam-se tres partes da casca:

- a) através de falhas da casca há evaporação livre, mas esta parte de superfície é muito pequena e é desprezível.
- b) a maior parte da superfície é totalmente impermeável pa

ra o vapor de água.

c) fica assim uma pequena parte da superfície ($\gamma A'$) que se considera como membrana porosa. Através da mesma o fluxo de umidade será:

$$m = \frac{M \gamma A'}{R_o T (r_d/Da + 1/h_d)} (P_{ws} - P_{wa}) \quad (18)$$

Segundo Villa (54), para maçã Jonatham:

$$\gamma = 0,01286 \quad \gamma A' = 0,00387 + 0,01805 W \quad (19)$$

$$r_d = 0,00770 + 0,00064 (P_{ws} - P_{wa}) \quad (20)$$

O coeficiente h_d calcula-se (para esfera) da seguinte equação (28):

$$Sh = h_d l/Da = 0,539 Re^{0,504} \quad (21)$$

O comprimento característico (l) é:

$$l = (A'/\pi)^{0,5} \quad (22)$$

Diferentemente da carne, o balanço de calor da maçã durante estocagem é:

$$q_r = m \lambda_{vap} + A' h (T_s - T_A) \quad (23)$$

A temperatura de superfície do produto em dependência da relação entre calor de respiração e perda de peso, pode ser mais baixa, igual ou mais alta que a temperatura de ar na câmara (17).

2.6. Umidade Relativa do Ar em uma Câmara Frigorífica sem Controle de Umidade.

Para se determinar o estado do ar que se estabelecerá dentro de uma câmara onde se tem somente refrigeração, precisa-se saber qual é a carga térmica e a carga de umidade que está entrando na câmara (34).

A umidade em uma câmara frigorífica de estocagem depende do balanço entre a perda e o ganho de água. Quando tem-se estado estável, o produto perde uma certa quantidade de água na forma de vapor e que será a mesma quantidade que se condensa na superfície do evaporador (56), visto que se um ou outro é maior, o equilíbrio não é obtido e a umidade do ar varia rapidamente. Mas felizmente este sistema é estável sempre tendendo para um estado de equilíbrio (18).

Considerando os dois processos separadamente:

a) Ação do produto

O estado do ar no interior da câmara será mostrado pelo ponto 1 (Fig. 2).

Assim, a partir do estado 1 e mediante o uso da eq. 10, determina-se a quantidade de água que se evapora do produto.

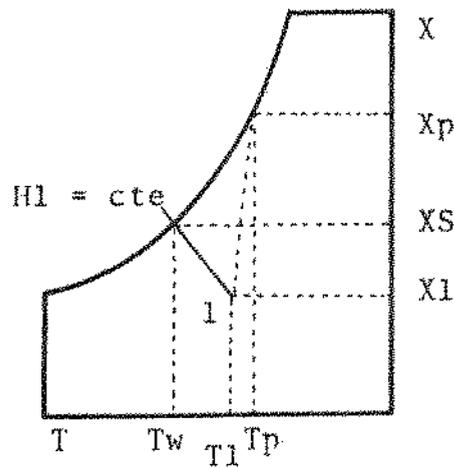


Fig. 2 Esquema do estado de ar e temperatura do produto em diagrama psicrométrico.

Trabalhos realizados citados por Halász (18) permitiram encontrar a Fig. 3, onde os eixos são a água evaporada (M_p) em função da umidade relativa (F_I).

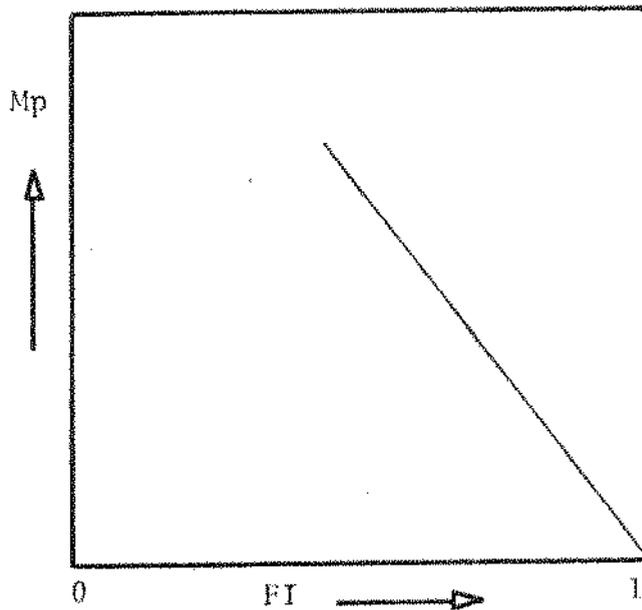


Fig. 3 Água evaporada do produto (M_p) em função da umidade relativa do ar (F_I).

Assim, em função da umidade relativa do ar é possível de terminar-se a perda de água do produto.

b) Ação do evaporador

Tem-se um sistema de refrigeração onde há somente o controle da temperatura e portanto, a temperatura da câmara (TC) é constante (Fig. 4).

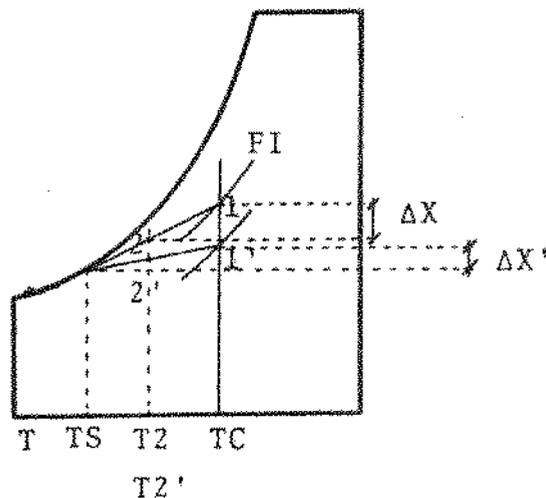


Fig. 4 Esquema mostrando o resfriamento de ar por evaporador

Na Fig. 4 mostra-se que para a mesma quantidade de calor sensível retirado

$$QS = \text{Matot } C_p (T1 - T2) = \text{Matot } C_p (T1' - T2') \quad (24)$$

e mesma temperatura de superfície (TS), o efeito de condensação de água sobre a superfície (secagem do ar) é menor para o ar

mais seco. Assim:

$$M_c = M_{atot} (X_1 - X_2) > M_c = M_{atot} (X_1' - X_2') \quad (25)$$

Com a eq. (25) podemos obter a quantidade de água condensada (M_c) sobre a superfície do evaporador em função da umidade relativa, como se mostra graficamente na Fig. 5.

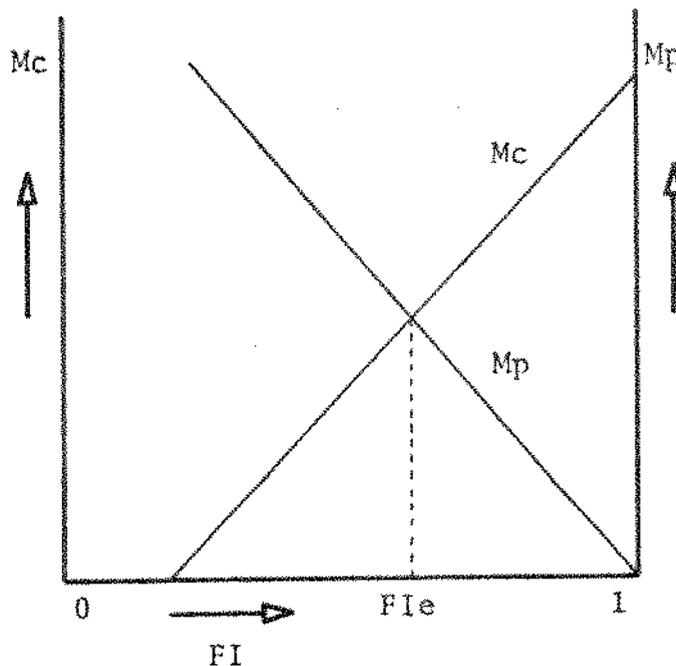


Fig. 5 Relação entre a umidade perdida do produto, umidade condensada no evaporador e umidade relativa do ar da câmara.

A Fig. 5 mostra também a linha de perda de peso (M_p). Na intersecção das duas curvas tem-se um ponto que permite obter a umidade relativa de equilíbrio (FI_e), que representa o estado estável no interior desta câmara.

Durante a operação da câmara as condições não permanecem constantes, a carga térmica altera-se, podendo apresentar um valor máximo ou mínimo e a quantidade do produto no interior da câmara poderá variar também de um valor máximo a um valor mínimo (Fig. 6).

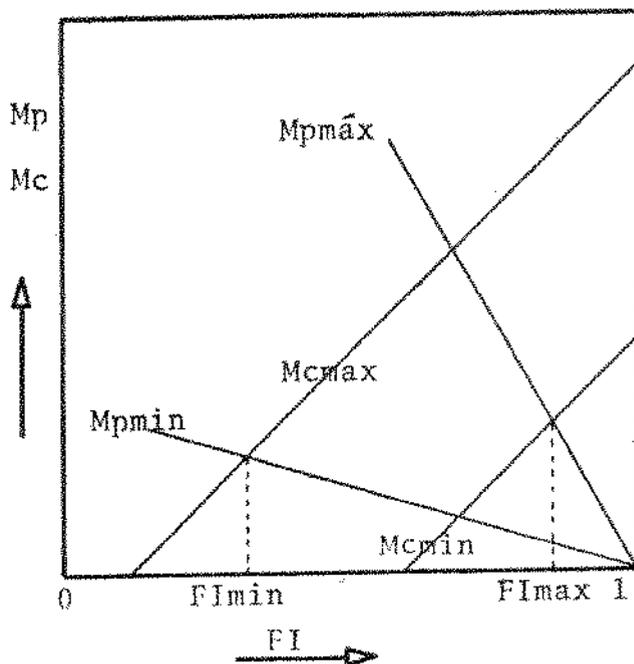


Fig. 6 Relação entre os máximos e mínimos valores de umidade.

Pode-se ver que há diferentes intersecções entre as curvas: umidade relativa máxima (FI_{\max}) e a mínima (FI_{\min}).

Observa-se que durante a operação da câmara, a umidade relativa irá variar entre dois limites. Se do ponto de vista de qualidade do produto ou tecnologia não é permitido tal nível de variação, deve-se pensar na utilização de um sistema que possi

bilite manter constante a temperatura e umidade relativa desejada. Este controle poderá ser feito através de um condicionador de ar (18).

2.7. Condicionamento do Ar em Câmaras Frigoríficas

Como foi estudado no item anterior, quando se tem refrigeração só com controle de temperatura, a umidade relativa do ar ficará estabelecida dentro de uma faixa (Fimáx e Fimín).

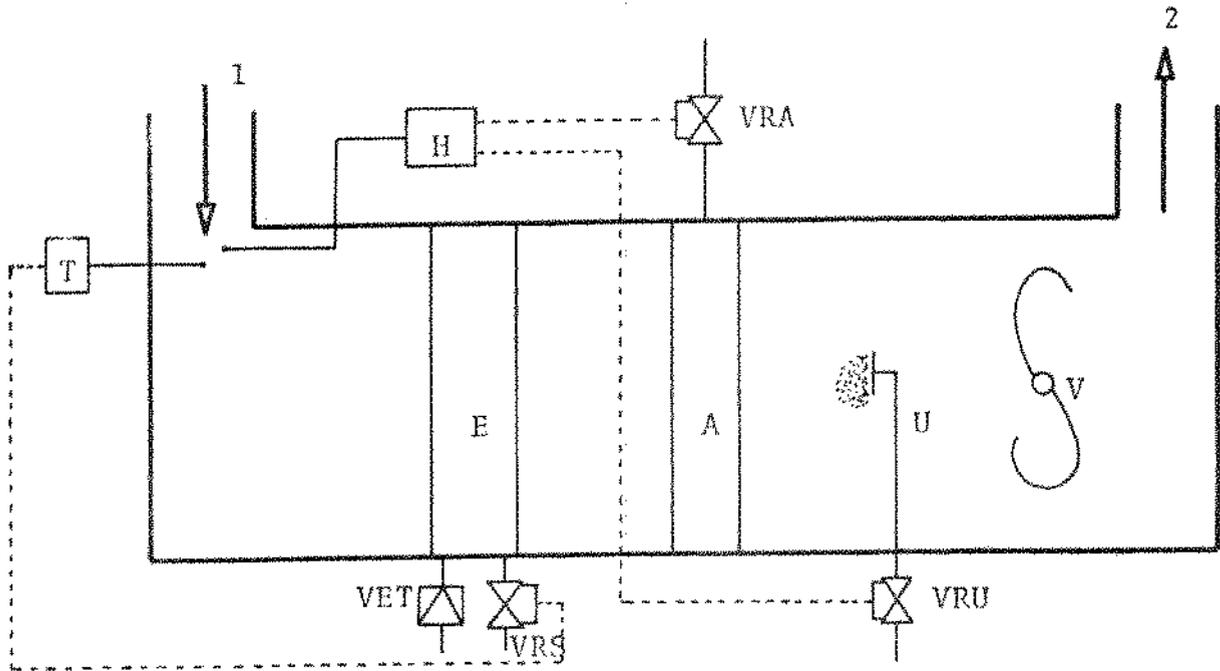
O condicionamento de ar poderá apresentar mais vantagens, como por exemplo, o produto terá um maior valor de venda e o tempo de armazenamento poderá ser mais prolongado, com eventuais consequências de melhores preços.

O condicionador de ar que mantenha qualquer estado do ar desejado, é mostrado na Fig. 7.

Se o sensor do termostato (T) indicar uma temperatura mais baixa que a desejada, a válvula reguladora na sucção (VRS) diminui o fluxo de refrigerante e assim a capacidade refrigerante. Desta forma o controle da temperatura é assegurado.

Mediante o sensor do higrostatato (H) determina-se a umidade de relativa do ar. Se esta é mais baixa que a desejada, o higrostatato atuará eletricamente abrindo a válvula reguladora de umidificação (VRU). Se a umidade relativa for mais alta, o higrostatato atuará sobre a válvula reguladora de aquecimento (VRA), possibilitando um aumento da temperatura do ar e assim, o sensor de temperatura regula a abertura da válvula (VRS) aumentan

do a capacidade frigorífica (maior resfriamento) e obtem-se por tanto, um maior efeito de secagem do ar (20).



- | | | |
|--|------------------|----------------|
| T - Termostato | H - Higrostatato | E - Evaporador |
| A - Aquecedor | U - Umidificador | V - Ventilador |
| VRU - Válvula reguladora de umidificação | | |
| VRA - Válvula reguladora de aquecimento | | |
| VRS - Válvula reguladora na sucção | | |
| VET - Válvula de expansão termostática | | |

Fig. 7 Esquema de um condicionador de ar (20).

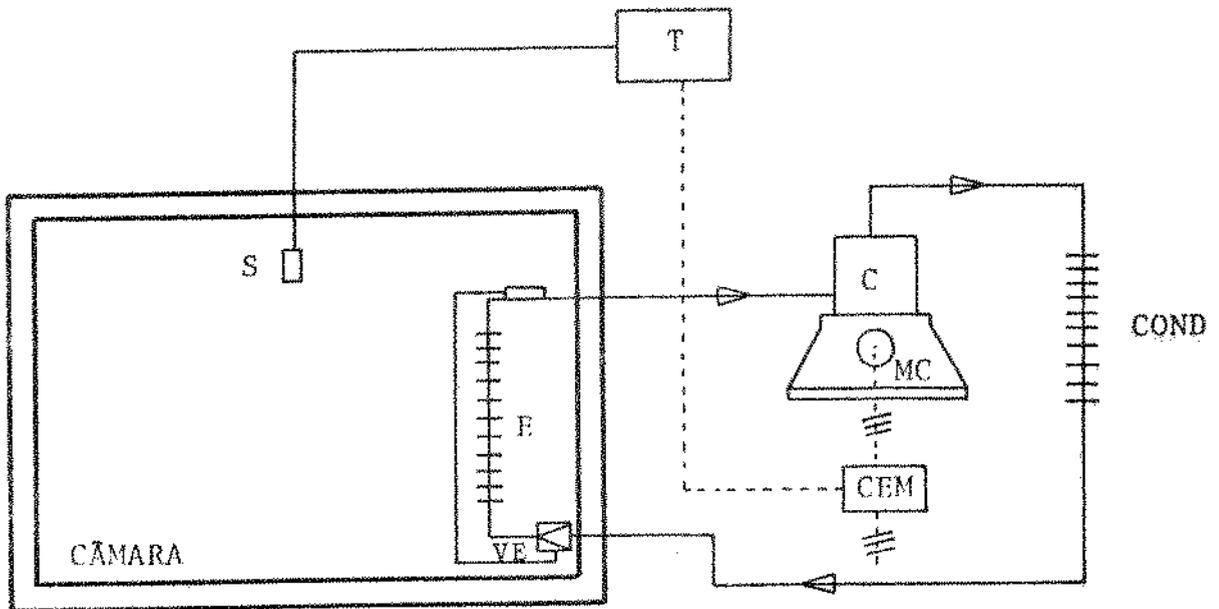
Os controles mostrados na Fig. 7, não são as únicas possibilidades de manter a temperatura e umidade relativa constantes, existem outras alternativas para o controle das mesmas, que são dadas separadamente a seguir.

2.8. Controle da Temperatura em Câmaras Frigoríficas

Para se manter a temperatura constante na câmara, dispoem-se de algumas alternativas, sendo duas as mais usadas (52):

2.8.1. Controle de Dois Pontos

O controle de dois pontos é usado geralmente em equipamentos frigoríficos pequenos (Fig. 8).



S - Sensor C - Compressor MC - Motor do Compressor
T - Termostato de dois pontos E - Evaporador
COND - Condensador VE - Válvula de expansão termostática
CEM - Chave de alimentação elétrica do motor do compressor.

Fig. 8 Esquema de um sistema frigorífico com controle de temperatura de dois pontos.

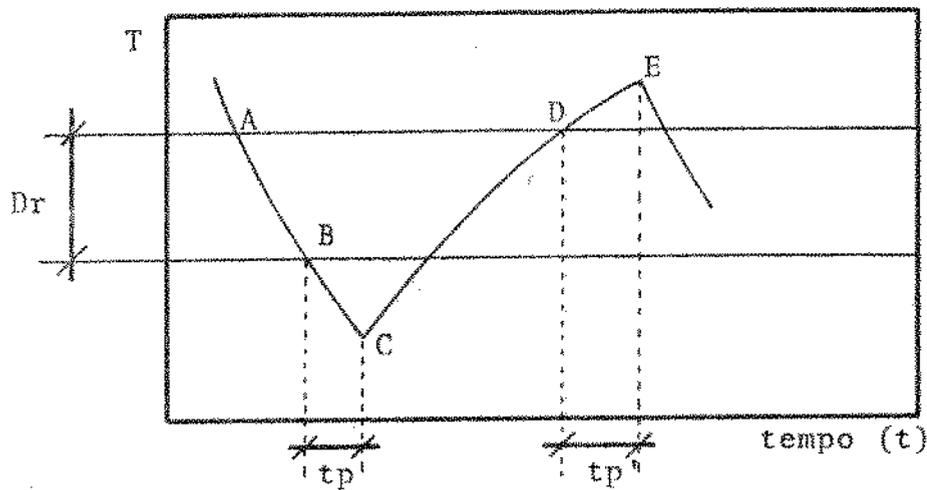
Na Fig. 8 o termostato de dois pontos (T) controla a temperatura ligando ou desligando a chave de alimentação elétrica (CEM) do motor do compressor (MC). Desta forma, somente em uma parte do tempo há refrigeração. Quando a temperatura alcança um valor máximo, o termostato liga o compressor e tem início a refrigeração. A temperatura é reduzida até um valor mínimo, quando então o termostato desliga o compressor e a temperatura começa a subir novamente. Assim, qualquer que seja a carga térmica, a temperatura fica oscilando entre estes dois valores, não conseguindo manter uma temperatura constante.

Evidentemente quando a carga térmica é elevada, maior tempo de refrigeração é necessário e o tempo de parada do sistema frigorífico é menor. Ao contrário, quando a carga térmica é pequena, tem-se menor tempo de refrigeração e o tempo de parada é maior. A diferença entre a temperatura de ligada e desligada, chama-se "diferença" do controle de dois pontos. Mas a flutuação de temperatura na câmara na realidade será maior que esta diferença, desvio provocado por inércias do sistema (Fig. 9)

(18).

A diferença (D_r) para o regulador é relativamente pequena. Se o sensor do regulador tem a temperatura (D) irá permitir a ação deste regulador, iniciando-se assim o resfriamento que segue uma linha exponencial (AB). Quando o sensor acusar a temperatura (B) o regulador é desligado mas tem-se um tempo morto (t_p) continuando a linha até o ponto (C). Aqui a temperatura co

meça a aumentar e no ponto (D) o sensor irá ligar novamente o regulador. No entanto, devido ao novo tempo morto (tp') a temperatura irá a aumentar até (E). Assim continua a trabalhar o controle.

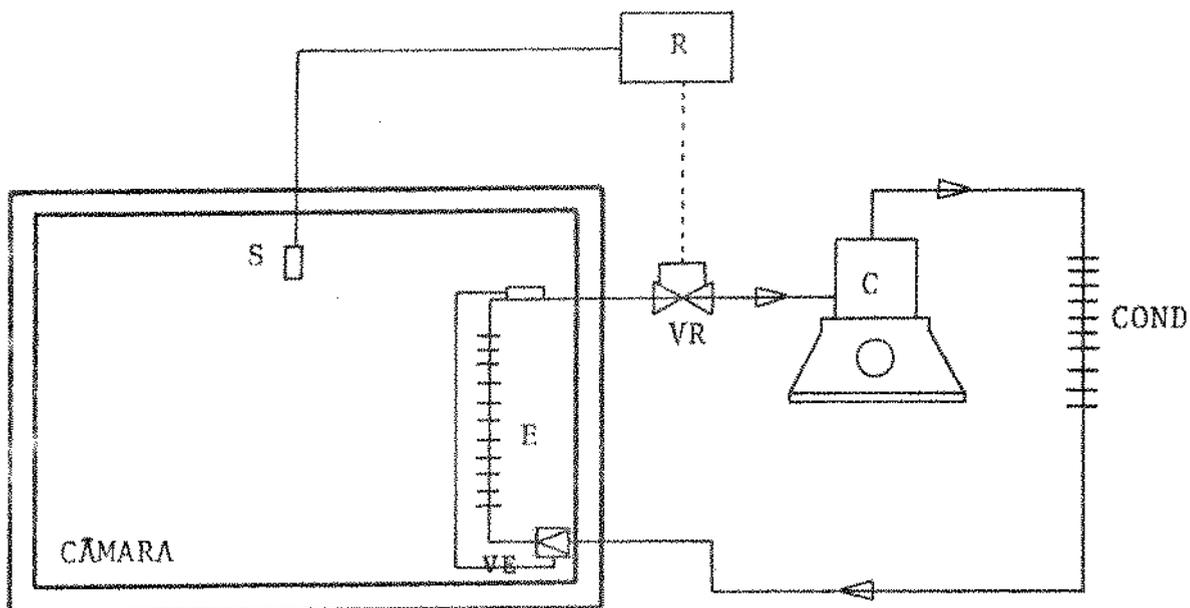


T = temperatura

Fig. 9 Operação de um controle de dois pontos em função do tempo.

É preciso cuidado no controle de dois pontos pois apesar de ligarem e desligarem corretamente segundo valores estipulados haverá a influência do sistema, que poderá provocar uma grande flutuação na temperatura, tendo um efeito desfavorável sobre o produto.

2.8.2. Controle Modular



COND - condensador

VR - válvula reguladora

R - regulador

S - sensor

E - evaporador

C - compressor

VE - válvula de expansão termostática

Fig. 10 Esquema de um sistema frigorífico com controle modular de temperatura.

O controle modular é usado geralmente em equipamentos frigoríficos maiores (industriais).

Numa câmara frigorífica onde se deseja manter uma certa temperatura do ar (Fig.10), existe um sensor (S) que ao ser sen

sibilizado pela temperatura transmite um sinal. Este sinal é recebido por um regulador (R) e comparado com um certo valor previamente ajustado. Caso haja alguma diferença, o regulador envia novo sinal a uma válvula reguladora (VR), até que a diferença na comparação seja nula (18).

Na Fig. 11 apresenta-se o esquema de blocos de um controle modulador.

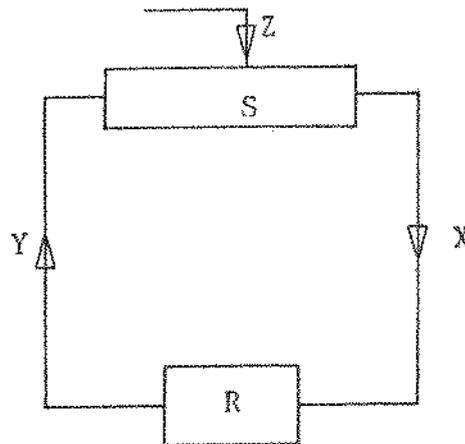


Fig. 11 Esquema de blocos de um controle modulador.

A variável manipulada (Y) é aquela através da qual se corrige a variável controlada (X) do sistema. Neste caso, o sistema (S) é a câmara e a variável controlada (X) a temperatura da mesma. Esta variável controlada é recebida pelo regulador que, no caso de existir um desvio entre o valor atual e o valor ajustado no regulador, envia um sinal através da variável manipulada (Y) para a válvula de regulação (VR), cuja abertura vai mudar de acordo com o desvio, contrabalançando o mesmo.

A perturbação (Z) é a carga térmica que altera a temperatura.

Dispõem-se de controles moduladores que têm o sistema VR-R-S (Fig. 10) em uma mesma peça e que trabalham sem energia auxiliar. Existem também outros controles moduladores mais sofisticados, como o controle modulador eletrônico-elétrico.

2.9. Controle de Umidade em Câmaras Frigoríficas

Como foi estudado no item 2.7 e Fig. (7), para assegurar o controle da umidade relativa em qualquer faixa, é necessário que o sistema compreenda umidificação e aquecimento. Umidificação para aumentar a umidade do ar dentro da câmara e aquecimento, para diminuição da mesma.

2.9.1. Umidificação

A) Métodos de Umidificação

Para a umidificação no condicionador de ar (Fig. 7), três são as opções para o aumento da umidade do ar dentro da câmara.

2.9.1.1. Umidificação por Lavador de Ar.

O processo consiste na passagem em contra-corrente do ar em estado 1, através de uma cortina de água finamente dividida,

obtida por meio dos atomizadores (P), como se mostra na Fig. 12. A água que não alcançar a mistura com a corrente de ar 1, é recolhida na bandeja (T) de onde, após aspirada por uma bomba (B), é novamente bombeada através dos atomizadores (18).

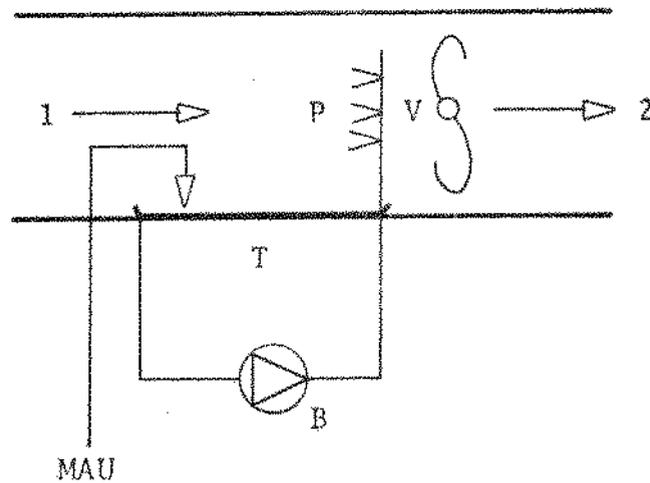


Fig. 12 Umidificação por lavador de ar.

A água (MAU) misturada com o ar 1 deve ser substituída no sistema.

A equação de conservação de energia será:

$$\text{Matot} \times H1 + \text{MAU} \times h_w = \text{Matot} \times H2 \quad (26)$$

A entalpia da água $h_w = \text{cte.}$

Da eq. (26), temos:

$$H2 = H1 + (\text{MAU}/\text{Matot}) \times h_w \approx H1 \quad (27)$$

Visto que a razão MAU/Matot é muito pequena, a eq. (27) indica que o processo de umidificação do ar seguirá em uma li

nha de $H_1 = \text{constante}$. A temperatura de água no lavador será a temperatura do bulbo umido (18).

O lavador de ar é pouco usado, já que apresenta inconvenientes, pois é um equipamento grande que precisa do uso de bomba, pulverizadores que podem entupir, altos custos de operação e a recirculação de água favorece o crescimento de microorganismos que prejudicam, sobretudo, os alimentos (20).

2.9.1.2. Umidificação por Pulverização de Água

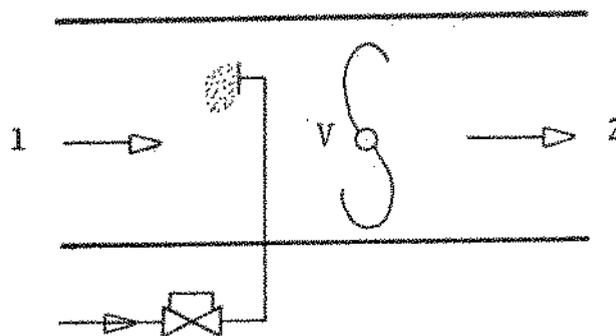


Fig. 13 Umidificação por pulverização de água

O ar aspirado pelo ventilador (V) através de um duto chega no estado 1 ao pulverizador que introduz água em forma de gotas finas, e após a umidificação sairá no estado 2 (Fig. 13) (15) (27). A situação é diferente do lavador de ar, pois o pulverizador fornece só a quantidade de água que fica no ar em forma de vapor. A equação de conservação de energia é a mesma que

a equação (26) e com base na eq. (27) pode afirmar-se, com uma boa aproximação, que o processo será adiabático ($H_2 \approx H_1$) (18).

Este processo do ponto de vista energético é ideal, mas tecnicamente oferece desvantagens, já que, para evaporar as finas gotas pulverizadas dentro do ar l, precisa-se calor e tempo, sendo que se o condicionador não tem o comprimento suficiente, a água deposita-se em lugares indesejáveis.

2.9.1.3. Umidificação por Introdução de Vapor d'Água.

O sistema é semelhante à Fig. 13. O vapor de água a uma pressão de 0,15 ... 4,0 kg/cm² (18) entra no regulador e em seguida chega ao tubo de distribuição. Este tubo é colocado perpendicularmente à corrente do ar e através de orifícios o vapor será introduzido no ar de estado l.

Temos que a equação de conservação de energia é:

$$\text{Matot} \times H_1 + \text{MAU} \times h_v = \text{Matot} \times H_2 \quad (28)$$

e, a conservação de massa:

$$\text{Matot} \times X_1 + \text{MAU} = \text{Matot} \times X_2 \quad (29)$$

Das equações (28) e (29), temos:

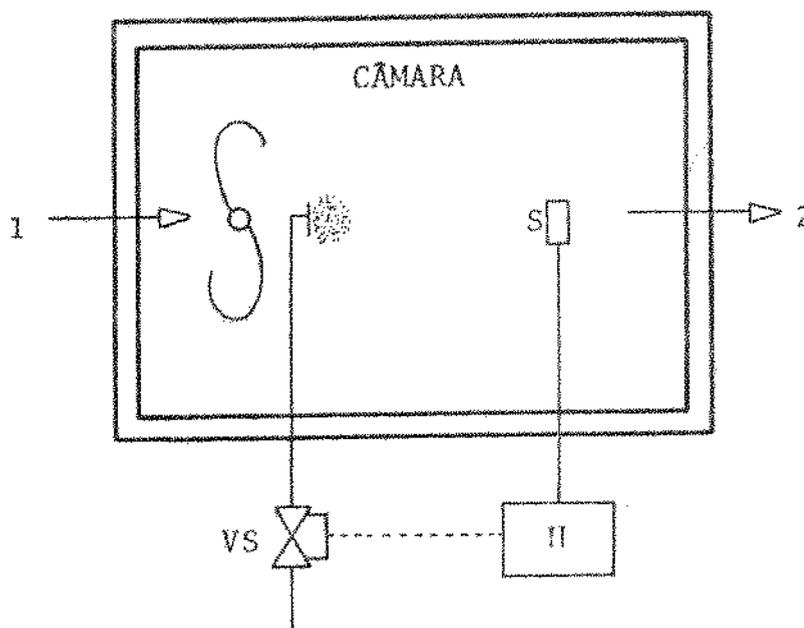
$$\frac{H_2 - H_1}{X_2 - X_1} = \frac{\Delta H}{\Delta X} = h_v = 597 + 0,46 \times T_v \quad (30)$$

O processo praticamente acontece a temperatura constante. A desvantagem deste método é a introdução de carga térmica.

B) Métodos de Controle

Existem algumas alternativas para controlar a umidificação, entre os mais usados são:

2.9.1.4. Controle de Dois Pontos



S = Sensor

H = Higróstato

VS = Válvula solenóide

Fig. 14 Esquema de controle de umidificação por dois pontos em câmaras frigoríficas.

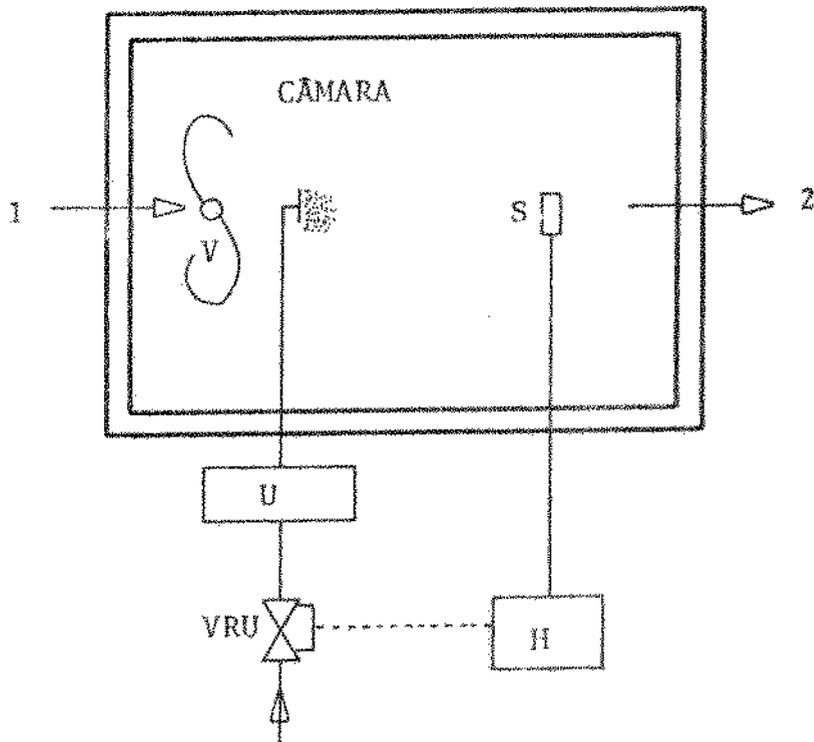
No controle de dois pontos, a umidificação é feita por intervalos de tempo e a umidade do ar irá variar dentro de uma faixa (aprox. $\pm 4\%$) da umidade relativa (10).

Na Fig. 14, mostra-se o esquema de um controle de umidificação de uma câmara frigorífica por dois pontos. Mediante o elemento sensível (S) do higrostatato (H), registra-se a umidade do ar da câmara. Se esta é menor que a desejada, o higrostatato abre a válvula solenóide (VS) e quando atinge a umidade requerida, a VS é fechada completamente.

Existem vários tipos de higrostatatos de dois pontos utilizados para controlar a umidade relativa do ar. Entre eles, por exemplo, existem os higrostatatos cuja faixa de funcionamento é de 45-95% de umidade relativa a 25 °C (9). Existem também higrostatatos de duas posições (Danfoss modelo EKH 30), que podem ser utilizados tanto para umidificação como desumidificação do ar.

2.9.1.5. Controle Modulador

Os sistemas moduladores de umidificação por vapor de água, recentemente tem mostrado um grande desenvolvimento. Citamos, por exemplo, os diferentes modelos construídos pela Armstrong Series EHU 300, que são capazes de modular saídas com capacidades de 0 a 100% (1).



U = Umidificador H = Higrostato S = Sensor
 VRU = Válvula reguladora de umidificação

Fig. 15 Esquema de um controle modulador de umidificação de câmaras frigoríficas

Estas unidades umidificadoras geram seu próprio vapor (Fig. 15). A demanda de umidade é detectada pelo higrostato que determina a quantidade de vapor requerido que por sua vez abre a válvula de água (VRU) e permite o fluxo da fonte externa para o recipiente do gerador (U). A água no fundo do recipiente do gerador de vapor alcança os eletrodos, permitindo o fluxo de corrente elétrica, causando a ebulição da água e produzindo o vapor.

2.9.2. Aquecimento

Como foi dito no item 2.7., o sistema de aquecimento mostrado na Fig. 7, é usado para influenciar a secagem do ar da câmara.

O aquecimento deste ar pode ser feito através de vapor de água, resistências elétricas ou mesmo com gás refrigerante proveniente da compressão (18). O controle de aquecimento pode ser feito de duas maneiras:

2.9.2.1. Controle de Dois Pontos

Neste controle, o aquecimento é controlado mediante uma válvula solenóide que liga e desliga o meio de aquecimento.

2.9.2.2. Controle Modulador

Aqui, o aquecimento é controlado mediante uma válvula reguladora que permite a modulação da capacidade do meio de aquecimento entre 0 e 100% (2).

2.10. Instrumentos Medidores da Umidade Relativa

Foram mencionados os métodos disponíveis de umidificação, assim como também o controle de umidade relativa em câmaras frigoríficas, mas para se saber qual é a umidade no ar precisamos

de um instrumento que registre esta quantidade.

A medição segura da umidade é um problema que foi encarado pelos pesquisadores por muito tempo, e muitos instrumentos e técnicas foram desenvolvidos. Cada um tem vantagens e desvantagens, e cada um tem sua própria faixa limitada de aplicação. Um certo número de princípios de operação estão envolvidos nos vários instrumentos, e eles variam amplamente em segurança, sensibilidade e facilidade de aplicação (21).

É reconhecido geralmente que muitos dos instrumentos e técnicas propostas medem umidade indiretamente, e devem ser calibrados em termos da propriedade termodinâmica desejada (21).

A umidade relativa pode ser medida por:

2.10.1. Psicrômetro

Os psicrômetros consistem de dois termômetros: o termômetro de medição de temperatura de bulbo seco e o termômetro que tem coberto o seu bulbo sensor por um pano úmido e registra temperatura de bulbo úmido. Com estes dois valores é possível determinar a umidade relativa mediante a ajuda de cálculos ou tabelas (12) (55).

Para a determinação correta das temperaturas mediante os termômetros do psicrômetro, é necessário assegurar um movimento do ar. Baseado nisto, existem dois tipos de psicrômetros comumente usados:

1) o psicrômetro giratório, que é amplamente usado onde o movimento de ar é pequeno. A movimentação do ar é obtida pela rotação do psicrômetro.

2) o psicrômetro que usa os dois termômetros estacionários, onde o movimento do ar é obtido mediante seu próprio ventilador (52).

2.10.2. Higrômetro

O higrômetro mede a umidade relativa diretamente; ajustando-o a um certo valor, indica a atuação do sistema de umidificação. O sensor de umidade varia segundo o construtor. É selecionado o cabelo humano, já que é estável e a velocidade de resposta é rápida, mas o problema é que o cabelo responde também às variações de temperatura.

Existem também higrômetros nos quais o sensor é uma substância química (solução saturada de cloreto de lítio). A resistência elétrica da solução varia com a mudança da umidade do ar (47).

2.10.3. Outros Instrumentos

Existem outros instrumentos onde o princípio básico da medição de umidade é o ponto de orvalho mediante a redução da temperatura da superfície de um espelho, até que água líquida,

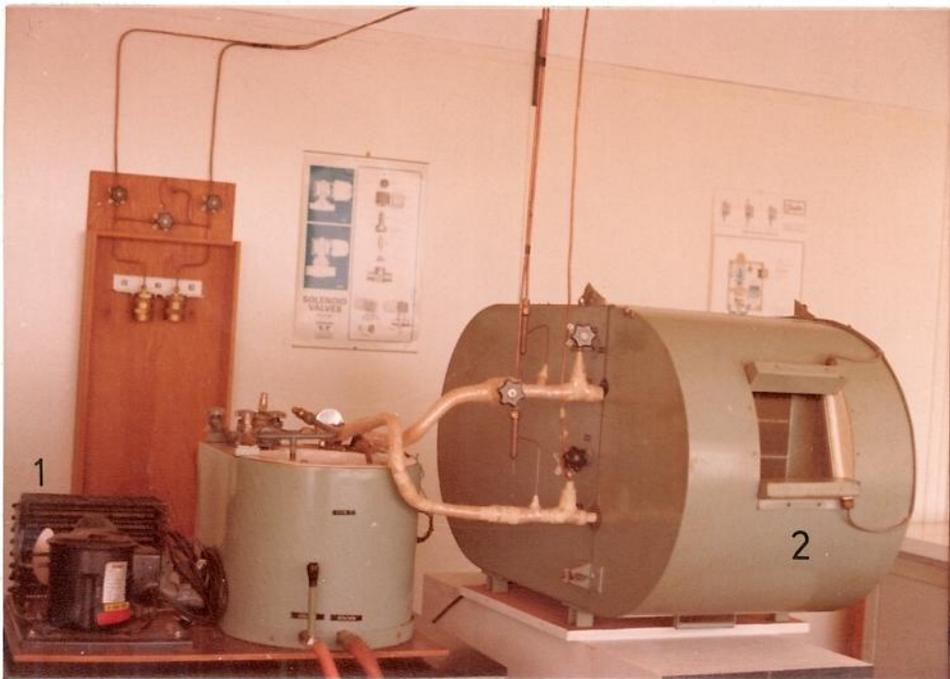
ou mesmo gelo, se forma sobre ela. Um tipo usa um fino recipiente de prata polida contendo éter, com aspiração de ar através do recipiente, causando a evaporação do éter e resfriando a superfície do mesmo. Outros modelos têm empregado gelo seco, ar líquido, e refrigeração mecânica para resfriamento da superfície do espelho. Ainda que a medição do ponto de orvalho possa parecer um método fundamental, resultados confiáveis são difíceis de se obter (52).

III MATERIAL E MÉTODO

3.1. Material

Foi usado o seguinte material disponível no Laboratório do Frio da Faculdade de Engenharia de Alimentos da UNICAMP. Tal material foi acondicionado de tal maneira que permitisse estudar o método de controle:

- 3.1.1. Unidade condensadora Tecunseh, modelo AMH 43/SM de capacidade frigorífica aproximada de 300 kcal/h a -10°C (Fig. 16).



- 1 - Unidade condensadora
2 - Câmara de resfriamento no ar.

Fig. 16 Unidade condensadora e câmara de resfriamento no ar.

3.1.2. Válvula de expansão termostática Danfoss TEF-2
(Fig. 17).

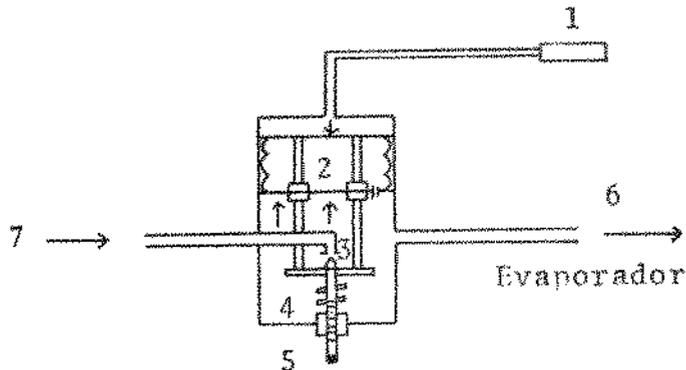


Fig. 17 Esquema de uma válvula de expansão termostática.

3.1.3. Câmara de resfriamento no ar (Fig. 16), contendo em seu interior (Fig. 19):

- a) um evaporador de tubos e aletas (E)
- b) um ventilador trifásico Woods de 3400 rpm (V)
- c) duas placas perfuradas (I e II)
- d) dois termômetros para o registro das temperaturas de bulbo seco e úmido, (a) e (b) respectivamente.
- e) um aquecedor elétrico
- f) um umidificador

3.1.4. Termômetro eletrônico Robinair, modelo 12860, amplitude de -45 a 65 °C com divisões de um grau; usado

para a medição da temperatura do ar no interior da câmara.

3.1.5. Termômetros de vidro:

- a) sensor de mercúrio, amplitude de -10 a 110 °C com divisões de um grau, usado para a determinação da temperatura de bulbo úmido;
- b) sensor de álcool, amplitude de 0 a 150 °C com divisões de um grau, usado para a determinação da temperatura ambiente.

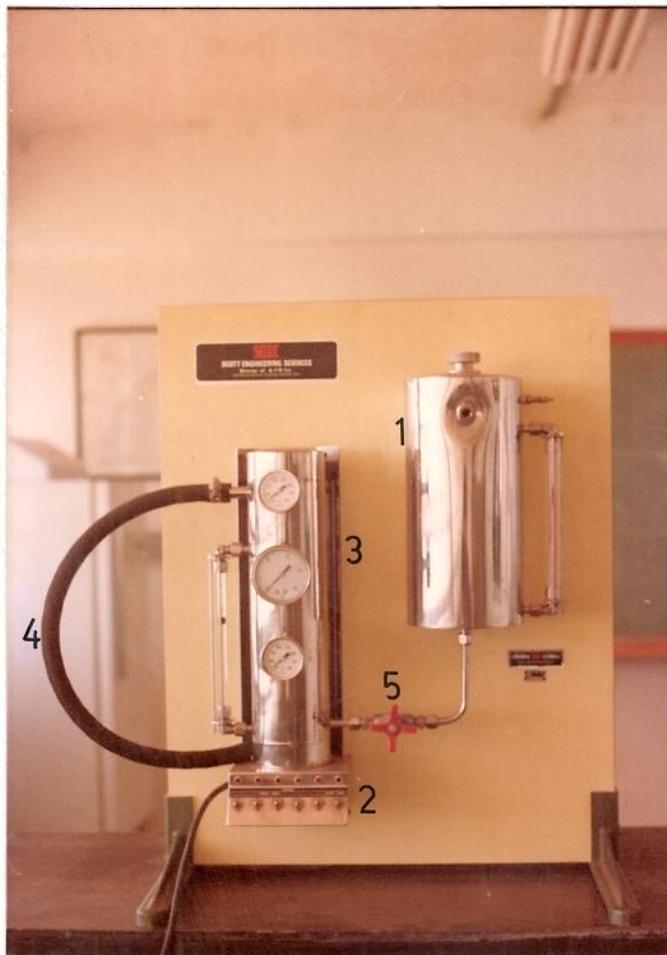
3.1.6. Manômetros Tecquipment (Fig. 20) para determinação das pressões de evaporação (P_{ev}) e descarga (P_{des}) da unidade condensadora.

3.1.7. Manômetro estacionário Dwyer (Fig. 19), amplitude de -5 a 50 mm H_2O com divisões de $0,5$ mm H_2O , usado para a determinação da queda de pressão antes e depois do evaporador.

3.1.8. Anemômetro Georg Rosenmüller tipo ventoinha, amplitude de 0 a 100 m/min, usado para a determinação do fluxo de massa de ar através do evaporador.

3.1.9. Para a modificação das variáveis (carga térmica e carga de umidade), usou-se:

- a) aquecedor elétrico adaptado com um reostato Eletelo 0-700 Ohms para variação da capacidade do aquecedor.
- b) Um gerador de vapor (Fig. 18) Scott Engineering Sciences adaptado com um reostato Cinco 0-22 Ohms para variação da capacidade dos aquecedores, e assim, variação da capacidade de umidificação.



- | | |
|---|-------------------------------|
| 1 - recipiente de água | 2 - aquecedores elétricos |
| 3 - gerador de vapor | 5 - válvula reguladora manual |
| 4 - tubo de borracha para a condução do vapor de umidificação ao interior da câmara | |

Fig. 18 Gerador de vapor elétrico.

3.1.10. Wattímetro monofásico Floton modelo S 200.16, escala em Kilowatts-hora, usado para a determinação do consumo de potência elétrica.

3.1.11. Válvula de estrangulamento manual (VRM) APIS, tipo de diafragma de 1/2 x 1/2 polg. (Fig. 20); usada para realizar estrangulamentos na linha de sucção da unidade condensadora.

3.2. Método

3.2.1. Reconhecimento do Material Usado

Para o estudo experimental do método foi necessário o reconhecimento total do material usado, procedendo-se da seguinte maneira:

a) Calibração dos Manômetros Utilizados

Os manômetros foram calibrados por comparação com um manômetro padrão.

b) Calibração dos Termômetros

A calibração foi feita por comparação com um termômetro de tolerância conhecida, enquanto registrava-se a temperatura de uma solução de água destilada e gelo.

c) Estudo do Movimento e Distribuição do ar Circulado pe

lo ventilador dentro da câmara.

Com a ajuda do manômetro estacionário Dwyer se determinou a queda de pressão antes (AE) e depois do evaporador (DE) em diferentes regiões (1.....6), como se observa na Fig. 19.

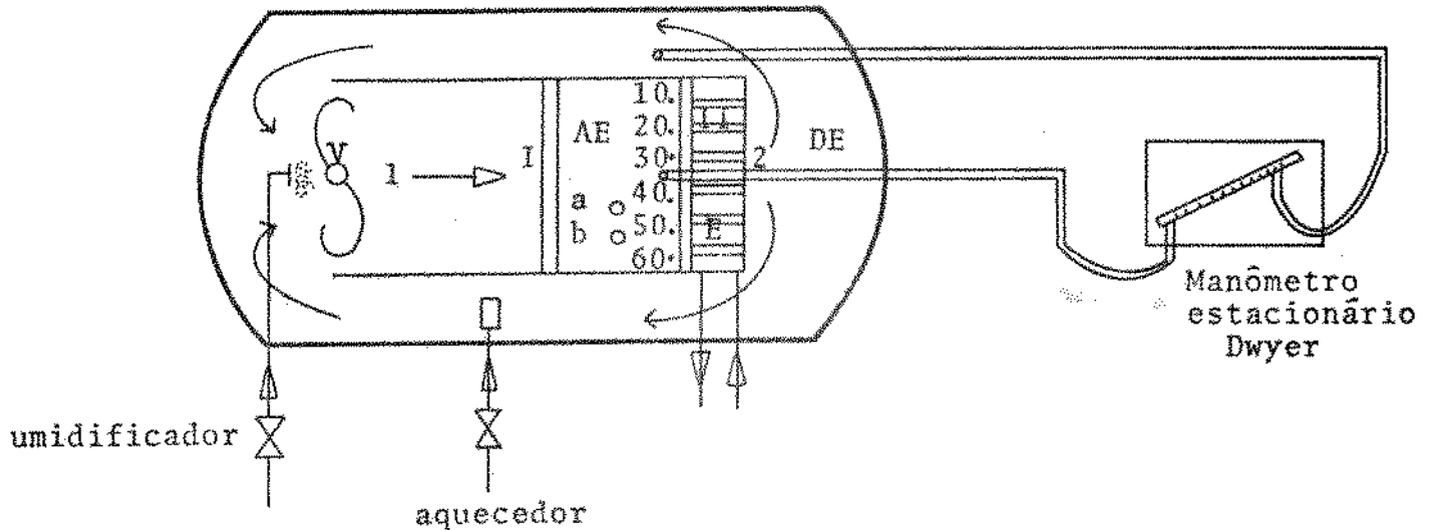


Fig. 19 Determinação da queda de pressão antes e depois do evaporador, na câmara de resfriamento.

O estudo foi realizado com a finalidade de saber se as circulações secundárias afetam a determinação do fluxo de massa de ar através do evaporador e também o método utilizado, já que é necessária uma distribuição uniforme do ar. Foram colocadas resistências (placas) para observar se, com a caixa fechada (já que para este estudo a caixa ficava aberta), o trabalho do ventilador não era afetado. Observou-se que o fluxo de ar nos dife

rentes lugares (1....6) mostrados na Fig. 19 era muito irregular, sendo necessário o estudo para sua melhoria. Foram feitas provas com a ajuda de diferentes placas. Com duas placas perfuradas antes do evaporador (I e II da Fig. 19), foi possível assegurar uma distribuição do ar bastante uniforme dentro da câmara e no evaporador.

d) Determinação da velocidade do ar circulado pelo ventilador através do evaporador.

A determinação foi feita com o anemômetro colocado ao longo da área frontal do evaporador e com este dado foi possível a determinação da vazão e do fluxo de massa de ar no evaporador (Apêndice I).

e) Determinação da transferência de calor através das paredes da caixa.

O cálculo é mostrado no Apêndice II.

f) Determinação da potência do ventilador.

Com a ajuda do wattímetro, determinou-se a potência do motor do ventilador.

g) Determinação da capacidade frigorífica da unidade condensadora.

Esta unidade condensadora antes de ser usada para a pesquisa, foi usada para o resfriamento de um líquido (etileno-gli

col) e nestas circunstâncias foi determinada a sua capacidade frigorífica, o que é mostrado no Apêndice III.

h) Válvula de expansão termostática (Fig. 17)

A operação da válvula de expansão termostática é brevemente explicada a seguir:

1) a pressão sobre a parte exterior do fole (2) é determinada pela temperatura do fluido no bulbo (1) fixado sobre o tubo, na saída do evaporador;

2) a pressão interna sobre o fole (2) é a produzida pela pressão no evaporador (pressão de evaporação);

3) a posição da válvula de agulha (3) é controlada por estas duas pressões junto com a exercida pela mole (4), a qual pode ser ajustada pelo parafuso de ajuste (5).

i) Gerador de vapor elétrico (Fig. 18)

Através da válvula reguladora manual (5), controlou-se o fluxo constante de água do recipiente (1) para o gerador de vapor (3). As fontes de aquecimento foram os aquecedores elétricos (2) produzindo-se o vapor que através do tubo de borracha (4), foi conduzido ao interior da câmara de resfriamento realizando-se assim a umidificação.

3.2.2. Desenvolvimento do Método

Antes de apresentar o método desenvolvido, é necessário

apresentar certas observações.

O estudo consistiu no controle da temperatura e umidade relativa do ar de uma câmara frigorífica ao se fazer uma simulação de estocagem de produtos. Um produto no interior de uma câmara frigorífica proporciona carga térmica e carga de umidade. No caso do experimento, estes fatores foram substituídos por um aquecedor e um umidificador.

Usando o equipamento frigorífico e os instrumentos mostrados na Fig. 20, procedeu-se ao estudo do controle da temperatura e umidade relativa baseado no seguinte:

1) O controle de temperatura significa que a capacidade frigorífica deve estar em equilíbrio com a carga térmica total (calor introduzido) (2). A capacidade frigorífica foi influenciada por diferentes fluxos de massa de refrigerante, mediante diferentes ajustamentos na mola (4) através do parafuso de ajustamento (5) da válvula de expansão termostática (Fig. 17). Estes diferentes fluxos de refrigerante deram como resultado diferentes áreas úteis de troca de calor do evaporador.

2) A umidade relativa do ar é afetada pela temperatura de superfície do evaporador. À menor temperatura corresponde maior secagem do ar. Esta temperatura é o resultado da pressão na sucção da unidade condensadora. Esta pressão foi influenciada mediante o uso da válvula de estrangulamento manual (VRM) na linha de sucção (Fig. 20), para desta forma afetar a umidade do ar.

Assim, temos que o método desenvolvido e usado no controle de temperatura e de umidade relativa de câmaras frigoríficas é o seguinte:

a) Para assegurar que todos os experimentos foram feitos em estado estável, para cada ajustamento na válvula de expansão termostática e válvula de estrangulamento manual na sucção (Fig. 20), primeiramente a temperatura foi controlada em torno de 8,5 °C, mediante o uso de um aquecedor elétrico de potência conhecida (a potência do aquecedor foi determinada com a ajuda do wattímetro). A medição da temperatura de bulbo seco foi feita através do termômetro eletrônico.

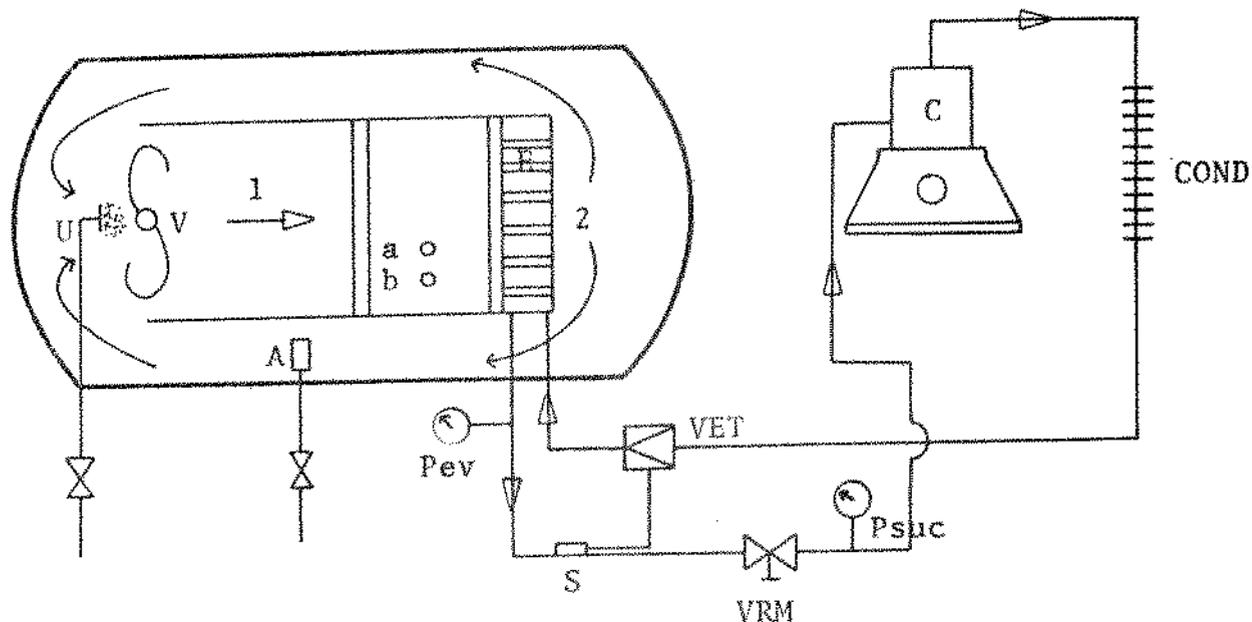
b) Usando o gerador de vapor, foi feita a umidificação constante. Com um dos termômetros (b da Fig. 20), foi registrada a temperatura de bulbo úmido e assim, com as temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido foi possível determinar a umidade relativa do diagrama psicrométrico (ou analiticamente, segundo Brooker e colaboradores (6)).

c) Por causa da umidificação com vapor de água, a carga térmica introduzida na câmara de resfriamento era maior, mudando a temperatura do ar da câmara. Por este motivo, foi necessário realizar novamente o controle da temperatura.

d) Quando o estado do ar da câmara (temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido), assim como também a pressão de evaporação e pressão na sucção não variavam por aproximadamente 90 minutos, considerou-se como o estado de equilíbrio estas condições.

ções de operação.

e) Esta mesma operação foi realizada para diferentes ajustamentos na válvula de expansão termostática e de estrangulamento na sucção para diferentes umidificações.



A - Aquecedor

VRM - válvula de estrangulamento manual

VET - válvula de expansão termostática

V - ventilador

C - Compressor

COND - condensador a e b - termômetro de bulbo seco e úmido

S - sensor da VET

Pev - manômetro para determinação da pressão de evaporação

Psuc - manômetro para determinação da pressão na sucção

Fig. 20 Esquema do sistema frigorífico e equipamento usado no estudo experimental do controle de temperatura e umidade relativa em câmaras frigoríficas.

3.2.3. Cálculos

A pesquisa realizada foi limitada pelo equipamento frigorífico disponível. A unidade condensadora usada era de baixa capacidade frigorífica, e desta forma, não foi possível experimentar o método em uma faixa menor de temperatura do que 8,5 °C, que é a mais adequada para a preservação de produtos perecíveis estocados pelo frio (26).

Por esta razão, precisava-se de um método de cálculo para analisar como se comportaria este sistema com uma maior capacidade frigorífica e, deste modo, poder-se estudar as temperaturas e umidades relativas que realmente precisamos para a preservação de produtos perecíveis. Assim, foi feito um programa para computador destinado a simular o método de controle usado, visando analisar o comportamento e as limitações do mesmo em condições não utilizadas no experimento.

3.2.3.1. Modelo Matemático

PARTE A) Desenvolvimento

Pretendeu-se simular os resultados experimentais, o que significa verificar, através de cálculos para uma certa carga térmica e carga de umidade, o estado de ar que se estabelecerá na câmara (temperatura e umidade relativa), assim como também no equipamento frigorífico (temperatura de evaporação e tempera

tura na sucção).

Os valores usados no programa foram determinados e/ou calculados dos experimentos. Os restantes valores necessários para o cálculo foram retirados da literatura. As características do equipamento frigorífico são mostrados no Apêndice IV.

O estudo do desenvolvimento do modelo matemático para a simulação do processo é dado a seguir:

1. Propriedades físicas e termodinâmicas do ar usado:

Algumas propriedades físicas e termodinâmicas do ar usado variam com as condições estabelecidas, tanto dentro como fora da câmara. São apresentados os valores médios usados no programa.

a) A temperatura e a pressão barométrica foram determinadas durante o período em que foram feitas as experiências.

$$T_{amb} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_b = 713,82 \text{ mmHg}$$

b) Calor específico e calor latente de vaporização do ar

(2).

$$C_p = 0,24 \text{ kcal/kg }^{\circ}\text{C}$$

$$\lambda_{vap} = 597 \text{ kcal/kg}$$

c) Fluxo de massa de ar (Apêndice I)

$$M_{tot} = 712,43 \text{ kg/h}$$

d) Foi considerado que, quando a área útil do evaporador era menor do que a total, o estado de ar após o evaporador (estado 2) é o resultado da mistura das duas correntes, aquela que passou pela área útil (AU) e a outra que passou pela área considerada sem nenhum efeito (Fig. 21).

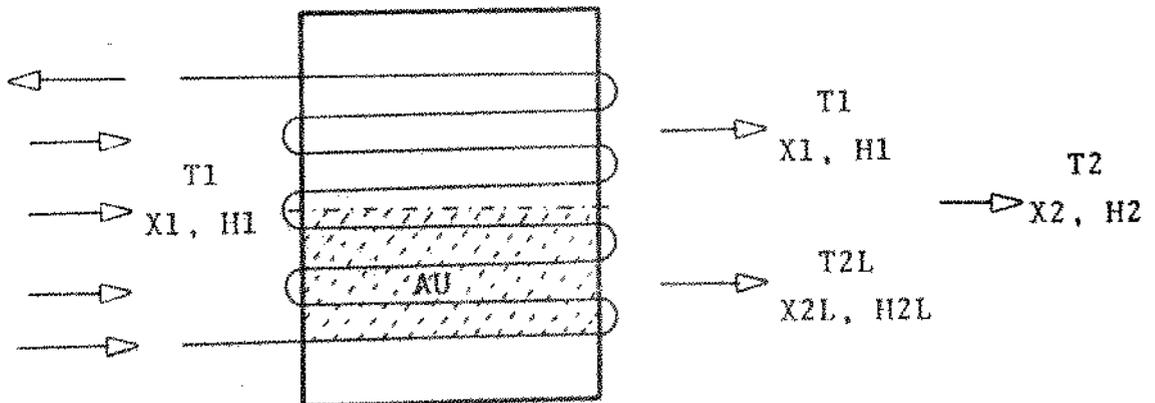


Fig. 21 Consideração do estado do ar após o evaporador em função da área útil.

e) Pressão parcial do vapor de água no ar saturado (PSL).

O cálculo desta pressão foi determinado segundo Levy (31), pela seguinte expressão.

$$PSL = (\text{antilog } (a \log (T1 + 140) - b)) \times 0,75 \quad (31)$$

onde a e b são constantes, dependendo da temperatura do ar. Para PSL em mm Hg, temos que:

se $T1 \geq 0 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$a = 10,08 \text{ e } b = 20,8471$$

se $T1 \leq 0 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$a = 11,53 \text{ e } b = 23,9591$$

f) Umidade absoluta do ar ($X1$), entalpia do ar na entrada do evaporador ($H1$) e a entalpia do ar saturado na temperatura de superfície (HS), foram calculadas das seguintes expressões respectivamente:

$$X1 = \frac{0,622 \times PSL \times FI}{Pb - (PSL \times FI)} \quad (32)$$

$$H1 = 0,24 \times T1 + (597 + 0,46 \times T1) \times X1 \quad (33)$$

$$HS = 0,24 \times TS + (597 + 0,46 \times TS) \times XS \quad (34)$$

g) Cálculo da umidade absoluta do ar após a parte útil do evaporador ($X2L$).

Foi determinada da eq. que determina a quantidade de água condensada.

$$AMU = Matot \times \frac{AU}{A} \times (X1 - X2L)$$

portanto:

$$X2L = X1 - AMU / (Matot \times AU/A) \quad (35)$$

h) Cálculo da umidade absoluta do ar na temperatura de

superfície (XS).

Foi determinada da expressão que define o fator de by-pass (eq. 37).

i) Temperatura média do ar (TA).

A temperatura média do ar da câmara foi considerada como uma mistura do ar antes e depois do evaoorador:

$$TA = \frac{T1 + T2L}{2} \quad (36)$$

2. Fator de "by-pass"

Quando o fluxo de ar de entrada (estado 1) passa através de um evaporador de tubos aletados, uma parte das moléculas entra em contato com a superfície do trocador de calor (estado 3), mas a outra parte, passa através do evaporador mantendo o mesmo estado da entrada. Desta forma, à saída do evaporador obtem-se uma mistura de duas quantidades de ar e o estado de saída fica na linha 1-3 (Fig. 22).

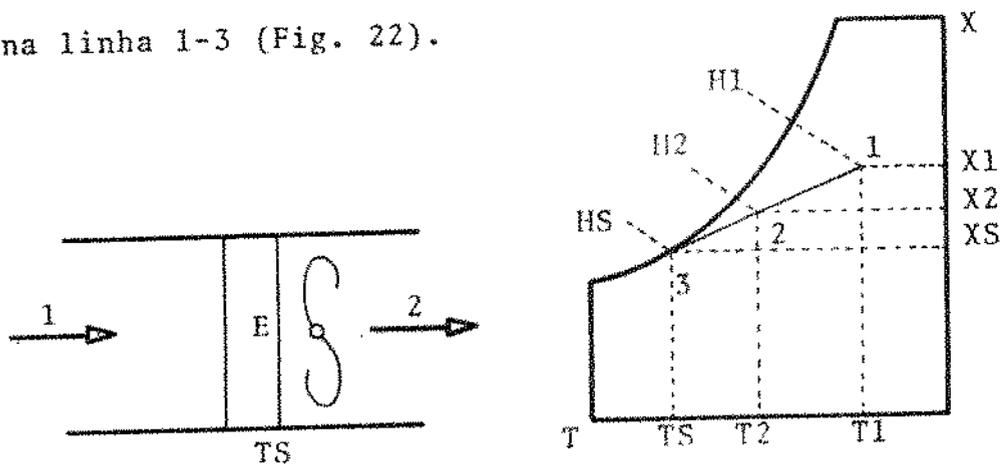


Fig. 22 Resfriamento do ar por trocador de calor.

O fator de by-pass é uma importante característica destes trocadores de calor e representa uma relação entre o fluxo de ar que não entra em contato direto com a superfície e o fluxo total (18):

$$BPF = \frac{T2 - TS}{T1 - TS} = \frac{X2 - XS}{X1 - XS} = \frac{H2 - HS}{H1 - HS} \quad (37)$$

Para a simulação realizada foram determinados 2 fatores de by-pass; o primeiro (BPF = 0,561), quando TS é maior do que 0 °C e, o segundo (BPF = 0,445), quando TS é menor ou igual a 0 °C.

O método de cálculo foi (20):

a) Cálculo de BPF quando TS é maior que 0 °C.

O calor transferido entre ar e superfície do resfriador pode ser escrito como segue:

$$Q = A \text{ HETOT } \Delta T \quad (38)$$

Substituindo HETOT da eq. (46) e ΔT como média logarítmica entre T1, T2 e TS recebemos:

$$Q = A \left(HE \frac{H1 - HS}{C_p (T1 - TS)} \right) \frac{T1 - T2}{\ln \frac{T1 - TS}{T2 - TS}} \quad (39)$$

no lado do ar o mesmo fluxo de calor é:

$$Q = \text{Matot} (H1 - H2) \quad (40)$$

substituindo Q da eq. (40) na eq. (39) tem-se:

$$\frac{A \text{ HE}}{\text{Matot } C_p} \frac{H1 - HS}{H1 - H2} \frac{T1 - T2}{T1 - TS} \frac{1}{\ln \frac{T1 - TS}{T2 - TS}} = 1 \quad (41)$$

da Fig. 22 segue que:

$$\frac{H1 - HS}{H1 - H2} \frac{T1 - T2}{T1 - TS} = 1 \quad (42)$$

e assim:

$$\frac{A \text{ HE}}{\text{Matot } C_p} \frac{1}{\ln \frac{1}{\text{BPF}}} = 1 \quad (43)$$

donde o fator de by-pass será:

$$\text{BPF} = \exp \left(- \frac{A \text{ HE}}{\text{Matot } C_p} \right) \quad (44)$$

portanto, da eq. (44):

$$\text{BPF} = \exp \left(- \frac{3,299 \times 30}{712,43 \times 0,24} \right)$$

$$\text{BPF} = 0,561$$

b) Cálculo de BPF quando TS é menor ou igual a 0 °C

Caso $TS \leq 0$ °C tem-se gelo na superfície do resfriador

de ar. O cálculo do BPF é o mesmo, mas o valor do coeficiente de transferência de calor (HE) vai ser diferente. O mesmo aumenta por causa dos finos cristais de gelo, os quais provocam aumento da área de superfície e rugosidade da mesma (este efeito é mencionado em relação à Fig. 23 também). Este aumento segundo Plank (39), é de aproximadamente 40%. Portanto:

$$HETOT = HE \times 1,40$$

$$HETOT = 30 \times 1,40 = 42 \text{ kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

substituindo este valor na eq. (44), temos:

$$BPF = \exp \left(- \frac{3,299 \times 42}{712,43 \times 0,24} \right)$$

$$BPF = 0,445$$

3. Capacidade Frigorífica (Q).

É o calor total retirado do ar pela área útil do evaporador durante uma hora. É calculado pela expressão:

$$Q = Matot \times \frac{AU}{A} \times (H1 - H2L) \quad (45)$$

4. Coeficiente de transferência de calor por convecção entre o ar e a superfície do resfriador (HE).

O valor real do coeficiente de transferência de calor por convecção entre o ar e a superfície do resfriador é difícil

de ser avaliado mediante cálculos simples. Existe dificuldade na determinação experimental de vários fatores, que influem sobre ele, como por exemplo, a variação de condensação de água, o início de formação de condensado sobre a superfície, diferente densidade da geada formada sobre a superfície, etc.

Inicialmente foi determinado um valor de HE segundo o método mostrado por Silva (46), que é dado no Apêndice VI.

Como foi dito, já que determinação numérica é difícil, incerta e de pouca confiança, procedeu-se a uma solução mediante o programa de computação. Foram utilizados diversos valores de HE (20, 25, 30, 35, 41,17, 50 e 60 kcal/h m² °C), encontrando-se que, com um valor de HE = 30, obtinha-se o melhor resultado da simulação. Foi usado este valor em todas as execuções do programa, que é um valor próximo ao que se obteve numericamente segundo Silva (46) (HE = 41,17 kcal/h m² °C).

5. Coeficiente de transferência de calor por convecção entre o ar e a superfície de evaporador considerando também o calor latente (HETOT).

Neste caso é considerado o fenômeno da superfície úmida do evaporador e a sua influência na transmissão de calor. HETOT é uma consequência da condensação de vapor de água sobre a superfície do resfriador, onde dois tipos de transmissão de calor estão presentes: calor sensível e calor latente (20).

- 5.1. Com formação de condensado (TS > 0 °C).

Assumindo-se que a presença de água diminui a área de secção para o escoamento de ar, aumentando a sua velocidade, em parte por causa disso, em parte por causa da superfície em movimento, o coeficiente de transferência de calor (HETOT) aumenta um pouco, contrabalançando a resistência térmica da camada de água. É calculado assim:

$$HETOT = HE \frac{Hl - HS}{C_p (Tl - TS)} \quad (46)$$

5.2. Com formação de geada ($TS \leq 0 \text{ } ^\circ\text{C}$) (HETOT*)

É calculado da seguinte expressão:

$$\frac{1}{HETOT^*} = \frac{1}{HETOT \times b} + \left(\frac{d}{K \text{ gelo}} \right) \quad (47)$$

onde:

$$b = 1,4 \quad (39)$$

Quando se tem formação de geada, o fenômeno de transmissão de calor é afetado de duas formas:

a) Forma Benéfica

No início da formação de geada sobre os tubos aletados, o gelo formado cria uma superfície maior e rugosa, aumentando o contato do ar com a superfície, aumentando, assim, a capacidade frigorífica (Fig. 23).

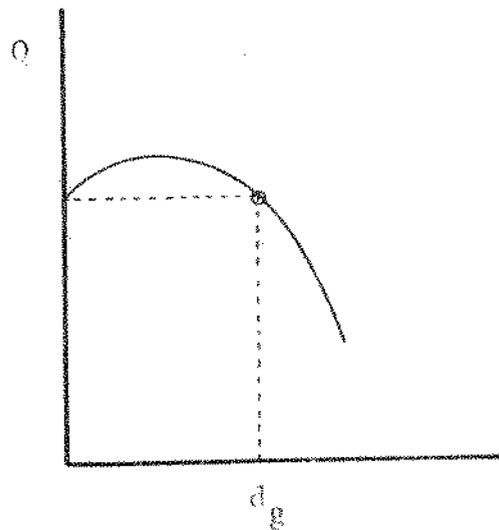


Fig. 23 Efeito da camada de geada sobre a capacidade frigorífica.

b) Forma Prejudicial

O calor deve ser transmitido através da camada de geada formada, diminuindo a transmissão de calor.

A Fig. 23 mostra que o efeito é benéfico até uma determinada espessura de geada, ultrapassada a qual se torna prejudicial. O efeito também possibilita a consideração de uma operação seca, caso o descongelamento ocorra em intervalos bastante curtos, não permitindo a ultrapassagem da espessura de geada d_g (18). Foi considerada uma espessura de geada sobre a superfície de 0,001 m, e nestas condições, os efeitos favoráveis e desfavoráveis foram considerados iguais. Assim:

$$HETOT^* = HE = 30 \text{ kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

A mesma consideração e a concepção da norma Norte-Americana (4) que prescreve uma operação seca para o teste de capacidade frigorífica de um resfriador de ar que será usado com temperatura de superfície abaixo de 0 °C.

6. Eficiência dos Tubos Aletados.

Não é possível obter uma solução matemática exata da eficiência de tubos com aletas retangulares. Carrier e Anderson (7) demonstraram que, tomando-se a área da aleta circular de igual área obtinha-se uma boa aproximação. Foi feita a transformação segundo o método apresentado por Silva (46) Fig. 24.

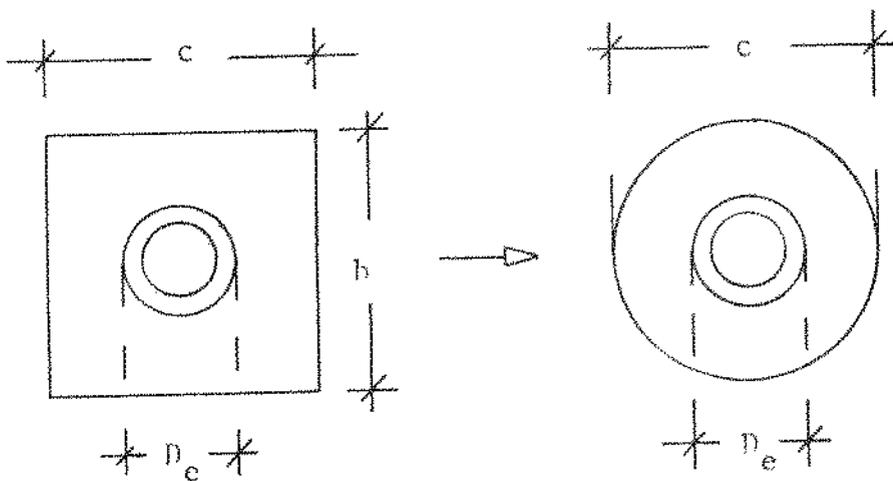


Fig. 24 Transformação da aleta retangular para circular.

$$b = 304 \text{ mm}$$

$$c = 100 \text{ mm}$$

$$D_e = 15,875 \text{ mm}$$

$$\text{Área da aleta para um tubo} = \frac{c b}{N^{\circ} \text{ tubos}} \quad (48)$$

$$\begin{aligned} \text{Área da aleta para um tubo} &= \frac{100 \times 304}{16} \\ &= 1900 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

A aleta circular deverá ter a mesma área e portanto seu diâmetro equivalente (D) será:

$$\frac{D^2 \pi}{4} = 1900 \text{ mm}^2 \quad (49)$$

portanto:

$$D = 49,2 \text{ mm}$$

6.1. Determinação do Parâmetro para Cálculo da Eficiência da Aleta (A^*).

Para o cálculo deste parâmetro os efeitos favoráveis e desfavoráveis na transmissão de calor, quando há geada sobre a superfície da aleta foram considerados iguais. O parâmetro é calculado assim:

a) Temperatura de superfície maior que 0 °C.

$$A^* = r \psi \left(\frac{2 \times \text{HETOT}}{Ka \times \delta} \right)^{0,5} \quad (50)$$

b) Temperatura de superfície menor ou igual que 0 °C.

$$A^* = r \psi \left(\frac{2 \times \text{HE}}{Ka \times \delta} \right)^{0,5} \quad (51)$$

O fator de área ψ é determinado da Fig. 25 (46).

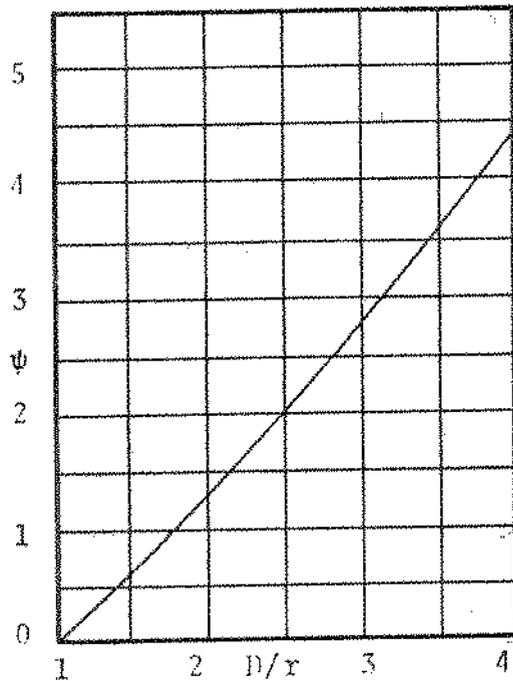


Fig. 25 Determinação do fator de área ψ .

onde:

$$D/r = 2,46/0,794 = 3,1$$

$$K_a = 174,1 \text{ kcal/h m } ^\circ\text{C}$$

$$\delta = 0,2 \text{ mm}$$

6.2. Determinação da Eficiência da Aleta.

$$ETA = \frac{1}{A^*} \frac{e^{A^*} - e^{-A^*}}{e^{A^*} + e^{-A^*}} \quad (52)$$

6.3. Determinação da Eficiência dos Tubos Aletados.

$$ETAL = (1 - \frac{Aa1}{A} (1 - ETA)) \quad (53)$$

7. Coeficiente Global de Transmissão de Calor entre Ar e Refrigerante (U).

Segundo o método de Schmidt (42), a resistência ao fluxo de calor oferecido pelas paredes do evaporador, é a soma de 3 fatores cuja relação é expressa pela equação:

a) Transferência de Calor para TS maior que 0 °C

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{HE_{TOT} \times ETAL} + \frac{A}{A_i} \left(\frac{1}{H_i} + \frac{1}{F_o} \right) \quad (54)$$

b) Transferência de Calor para TS menor ou igual a 0 °C

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{HE \times ETAL} + \frac{A}{A_i} \left(\frac{1}{H_i} + \frac{1}{F_o} \right) \quad (55)$$

Fo é a resistência oferecida pela incrustação depositada na parede interna do resfriador.

Este fator Fo é muito pequeno no caso de refrigerantes evaporando e por esta razão foi desprezado (10).

8. Temperatura de Evaporação (T ϕ)

A temperatura de evaporação foi determinada para cada ca

so, segundo a equação que determina o calor retirado do ar pelo refrigerante, através da área útil do evaporador:

$$Q = A U (T_A - T_0) \quad (56)$$

de onde:

$$T_0 = T_A - \frac{Q}{AU} \quad (57)$$

9. Entalpia do Refrigerante na Saída do Evaporador (HE1).

Para a determinação da entalpia do refrigerante na saída do evaporador como uma função da temperatura de evaporação, foi construída a Fig. 26 (entalpia vs temperatura de evaporação) a partir de dados da literatura (13), e se obteve a equação da reta:

$$HE1 = 136,99 + 0,112 (T_0) \quad (58)$$

10. Efeito Frigorífico (QR).

O efeito frigorífico (calor retirado por um quilograma de refrigerante) foi determinado pela diferença de entalpia do refrigerante na entrada e saída do evaporador:

$$QR = HE1 - HE2 \quad (59)$$

A entalpia HE1 é determinada da eq. (58). Foi considerada uma temperatura constante de condensação de 30 °C e a esta

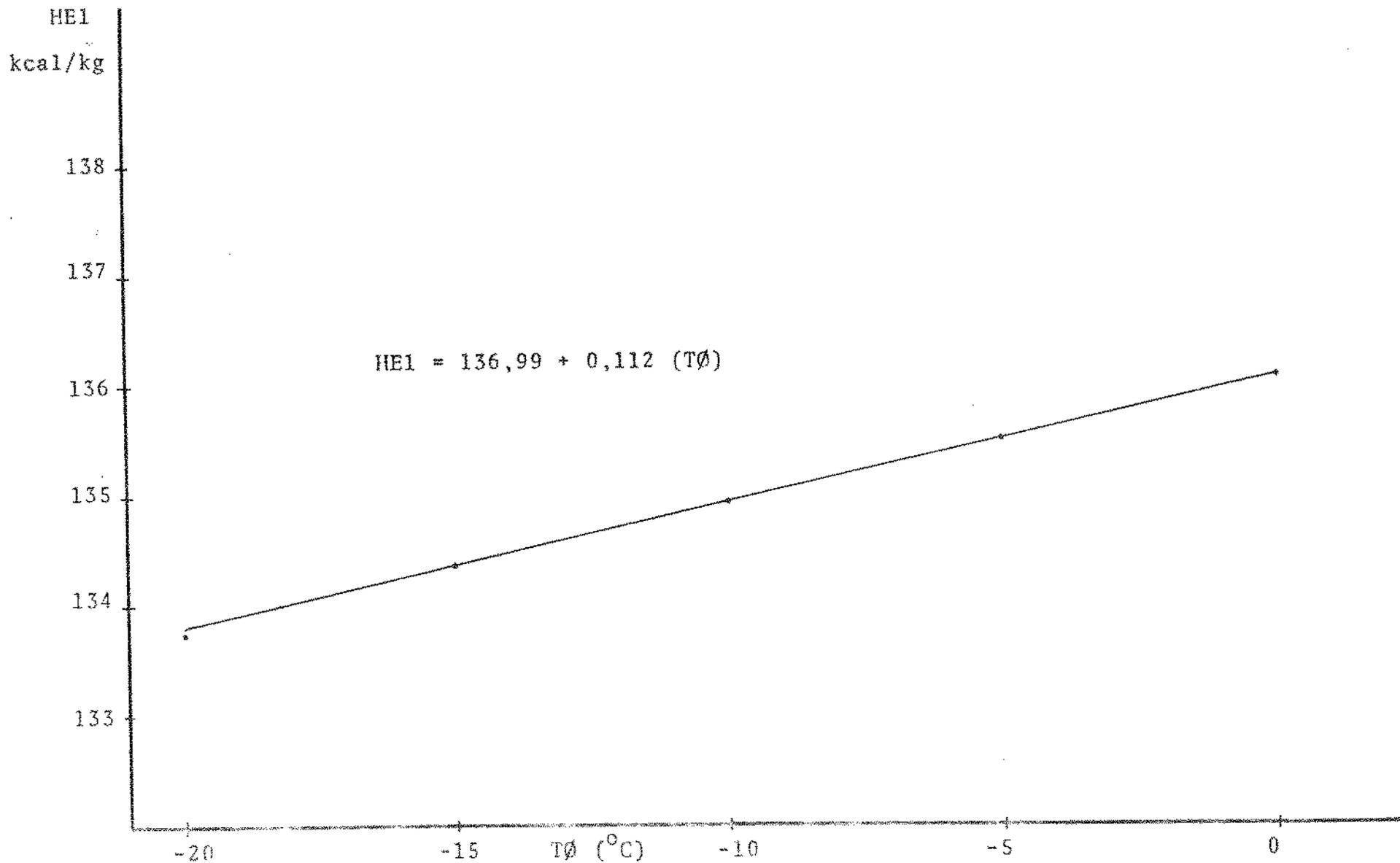


Fig. 26 Diagrama: entalpia do refrigerante na saída do evaporador em função da temperatura de evaporação.

temperatura corresponde uma entalpia HE2 = 107 kcal/kg (13).

11. Fluxo de Refrigerante (FR).

É determinado da expressão:

$$FR = Q/QR \quad (60)$$

12. Intensidade de Transferência de Calor (QAL).

É o calor transferido através da área interna do evaporador quando refrigerante encontra-se evaporando:

$$QAL = \frac{Q}{A_i} \quad (61)$$

13. Coeficiente de Transferência de Calor do Lado do Refrigerante em Evaporação (HI16).

Existe pouca informação na literatura para o cálculo deste coeficiente. A expressão empírica mais usada para o cálculo é a eq. de Bopierre, citada por Komondy-Halász (29):

$$HI16 = \frac{0,0145 \times (FR \times QAL)^{0,4}}{D_i^{1,4}} \quad (62)$$

14. Temperatura de Saturação do Refrigerante correspondente à Pressão de Sucção (TØL).

Uma característica da unidade condensadora é a capacidade frigorífica que como uma função da temperatura de evaporação

($Q = f(T\phi)$), pode ser aproximada a uma eq. de 2º grau (parábola). A partir de dados fornecidos pelo construtor e usando-se o método dos mínimos quadrados para o ajuste da melhor equação esperada (Apêndice V), obteve-se a eq. (63), cuja curva está representada na Fig. 27 (48).

$$T\phi L = (-79,503 + ((2,93365 \times Q - 750,94057)^{0,5})/1,46776 \quad (63)$$

15. Temperatura do Ar após o Evaporador (T2)

Como se mostrou na Fig. 21, foi considerado que esta temperatura é o resultado da mistura das duas correntes de ar através do evaporador; aquela que passou pela área útil e a outra que passou pela área considerada sem nenhum efeito.

$$T2 = \frac{AU \times T2L}{A} + \left(\frac{1 - AU}{A}\right) (T1) \quad (64)$$

16. Calor de Aquecimento (QA).

Na simulação do método de controle estudado, este calor significa a carga térmica sensível que entra na câmara, kcal/h. É calculado da seguinte equação:

$$QA = Q - QV - (AU)c (Tamb - (T1 + T2)/2) - (AMU) (\lambda_{vap}) \quad (65)$$

PARTE B) Elaboração do Modelo Matemático

Após realizado o estudo dos componentes individuais do

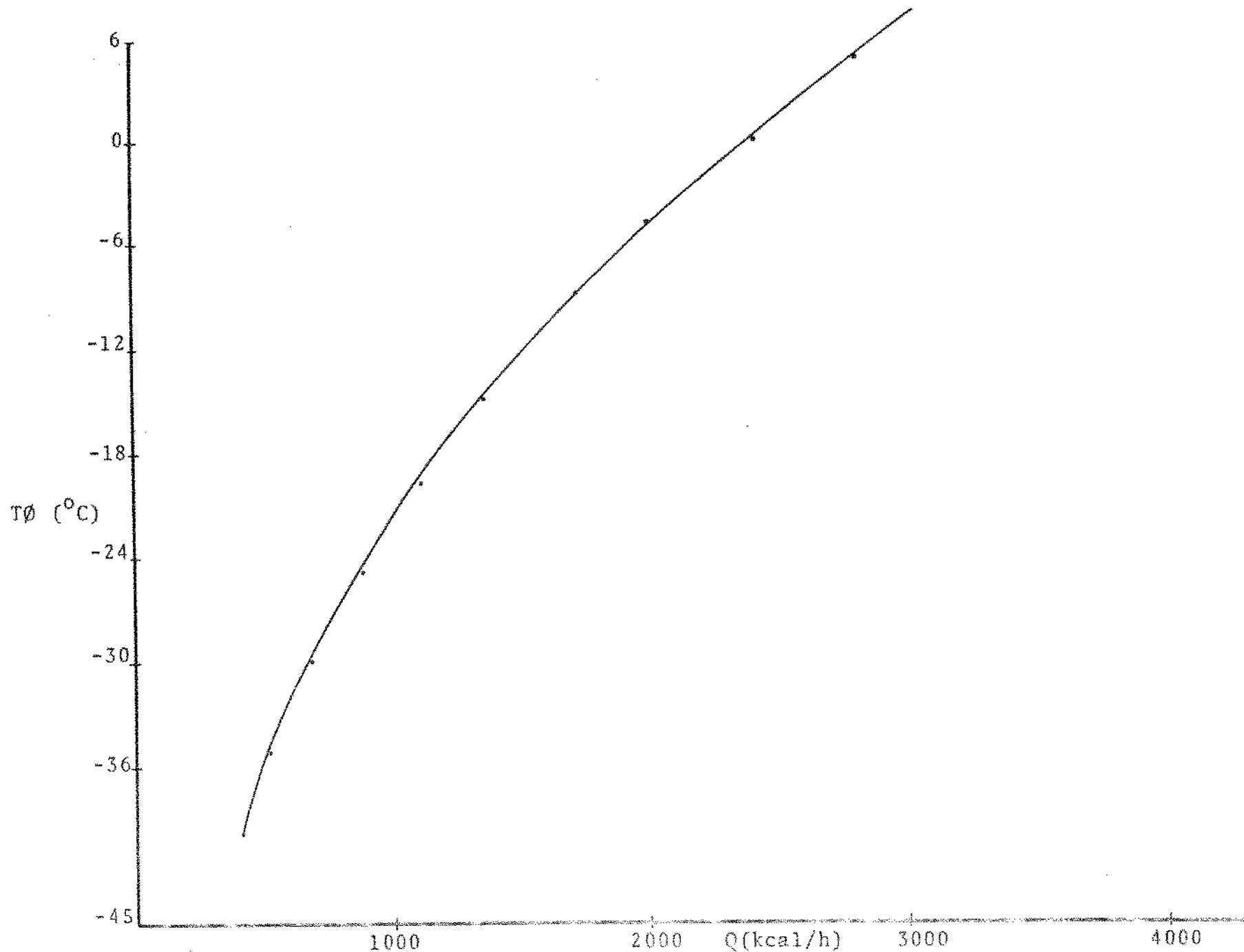


Fig. 27 Ajuste da melhor curva esperada para a característica $Q = f(T\phi)$ da unidade condensadora.

sistema, procedeu-se a elaboração do modelo matemático. É requisito matemático para simulação, que o sistema de equações formado, seja igual ao número de incógnitas.

O modelo matemático para a simulação do método de controle usado é formado de 25 equações com 25 incógnitas. A seguir:

a) incógnitas:

PSL, X1, H1, H2L, XS, TS, HS, H2L, Q, T2L, TA, HETOT, A*, ETA, ETAL, U, TØ, HE1, QR, FR, QAL, HI, TØL, T2, QA.

b) equações:

- 1) $PSL = \{\text{antilog } |10,08 \times \log (T1 + 140) - 20,8471|\} \times 0,75$
- 2) $X1 = 0,622 \times PSL \times FI / (Pb - PSL \times FI)$
- 3) $H1 = 0,24 \times T1 + (597 + 0,46 \times T1) \times X1$
- 4) $X2L = X1 - AMU / (\text{Matot} \times AU/A)$
- 5) $XS = (X2L - BPF \times X1) / (1 - BPF)$
- 6) $TS = \text{antilog } (1/11,53 + \log (Pb / (0,622/XS + 1))) - \log (0,75) + 23,9591) - 140$
- 7) $HS = 0,24 \times TS + (597 + 0,46 \times TS) \times XS$
- 8) $H2L = BPF \times (H1 - HS) + HS$
- 9) $Q = \text{Matot} \times AU/A \times (H1 - H2L)$
- 10) $T2L = BPF \times (T1 - TS) + TS$
- 11) $TA = (T1 + T2L) / 2$
- 12) $HETOT = HE \times (H1 - HS) / (T1 - TS) \times C_p$
- 13) $A^* = r_o \times \psi \times (2 \times HE / (K_a \times \delta))^{0,5}$
- 14) $ETA = (1/A^*) \times (\exp(A^*) - \exp(-A^*)) / (\exp(A^*) + \exp(-A^*))$

- 15) $ETAL = 1 - ((Aa1/A \times (1 - ETA))$
- 16) $U = 1/(1/(HETOT \times ETAL)) + A/Ai \times (1/Hi))$
- 17) $T\emptyset = TA - Q/(AU \times U)$
- 18) $HE1 = 136,99 + 0,112 \times T\emptyset$
- 19) $QR = HE1 - HE2$
- 20) $FR = Q/QR$
- 21) $QAL = Q/(Ai \times AU/A)$
- 22) $Hi = 0,0145 \times ((FR \times QAL)^{0,4})/D_i^{1,4}$
- 23) $T\emptyset L = (-79,503 + ((2,93355 \times Q - 750,94057)^{0,5})/1,46776$
- 24) $T2 = AU \times T2L/A + (1-AU/A) \times T1$
- 25) $QA = Q - QV - (AU)_c \times (Tamb - (T1 + T2)/2) - AMU \times \lambda_{vap}$

c) parâmetros:

$T1, FI, AMU, AU$

d) constantes:

$Pb, Matot, A, BPF, HE, C_p, r_o, \psi, K_a, \delta, Aa1, Ai, HE2, D_i, QV, (AU)_c, Tamb, \lambda_{vap}$.

PARTE C) Solução do Modelo Matemático:

Através da solução de um sistema de simulação é possível prever o valor numérico das variáveis que, operando num sistema, satisfazem as equações de estado (balanço de matéria e energia) e todas as características individuais (controles, etc).

Inicialmente, tentou-se resolver o sistema de equações

mediante um programa generalizado de simulação desenvolvido por Stoecker e colaboradores (49). Neste programa, o método de solução empregado é baseado no método de Newton - Raphson mais eliminação de Gauss.

No método de Newton - Raphson, a solução de um sistema de n equações simultaneas não lineares é convertido a um processo iterativo, onde as n equações são transformadas mediante as derivadas parciais da função, em um sistema linear.

Por este método não foi conseguida a solução do sistema de equações.

Estudando outras fontes da literatura, encontrou-se que para se obter a solução pelo método de Newton-Raphson, é necessário que o sistema cumpra as seguintes condições (32):

- 1) que o valor inicial fique próximo da solução;
- 2) que a primeira derivada da função não esteja próxima de um;
- 3) que a segunda derivada da função não seja excessivamente grande.

Posteriormente foi verificado que o nosso sistema não cumpria as condições 2 e 3.

Assim, foi necessário o estudo de um outro método que solucionasse este sistema de equações. O método de substituições sucessivas foi usado, mostrando boa solução.

Para este método, com o sistema de equações antes estudado, elaborou-se um programa de computação (Fig. 28).

Para a solução de um sistema complexo de equações não lineares pelo método de substituições sucessivas, necessita-se de certos dados iniciais (32). No programa, a temperatura do ar (T1), a umidade relativa (FI), o coeficiente de transferência de calor do lado do refrigerante em evaporação (HI), a área útil (AU) e a massa de água umidificada (AMU), foram os dados de entrada.

No mesmo programa foi necessário introduzir certas condições de cálculo. Isto foi possível pelo uso do comando usado em programação "IF". Estas condições são dadas a seguir:

1) Partiu-se da suposição que a temperatura de superfície (TS) é maior que 0 °C. Foi necessário considerar o efeito desta temperatura quando é maior, igual ou menor que 0 °C (formação ou não de geada), já que afeta a determinação de algumas equações de estado como HETOT e U. Isto no programa foi representado por:

$$\text{IF } TS \leq 0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Também, esta condição pode ser representada pela umidade absoluta do ar na temperatura de superfície de 0 °C. Assim:

$$\text{IF } TS \leq 0 \text{ } ^\circ\text{C} = \text{IF } XS \leq 0,004017 \text{ kg } \text{ \u00e1gua/kg ar seco}$$

2) Para uma temperatura de superfície (TS) menor ou igual que -40 °C ou temperatura de evaporação (TØ) menor ou igual que -45 °C, a capacidade frigorífica foi próxima de zero e representou-se no programa por:

IF $TS \leq -40$ °C ou IF $T\emptyset \leq -45$ °C

3) Igualmente, se a capacidade frigorífica (Q) é pequena, um equilíbrio entre a carga térmica introduzida na câmara e a capacidade frigorífica não será conseguido. Isto foi representado pela condição:

IF $Q \leq 300$ kcal/h

4) Para cada execução foi feito o recálculo de HI. Quando a diferença entre o valor de entrada (HI) e o calculado (HI16) foi menor que a tolerância, o programa continuou a execução. Representa-se por:

IF $HI16 = HI$

5) $T\emptyset$ é a temperatura no evaporador e $T\emptyset L$ é a temperatura na sucção. Por causa da válvula de estrangulamento na sucção, a $T\emptyset L$ é menor que a $T\emptyset$. Quando não existe estrangulamento, $T\emptyset L = T\emptyset$. Assim, no programa temos:

IF $T\emptyset L \leq T\emptyset$

6) As condições:

IF $AU \leq 0,0$

IF $AMU > 0,5$

IF $FI < 0,7$

IF $TI < 0,0$

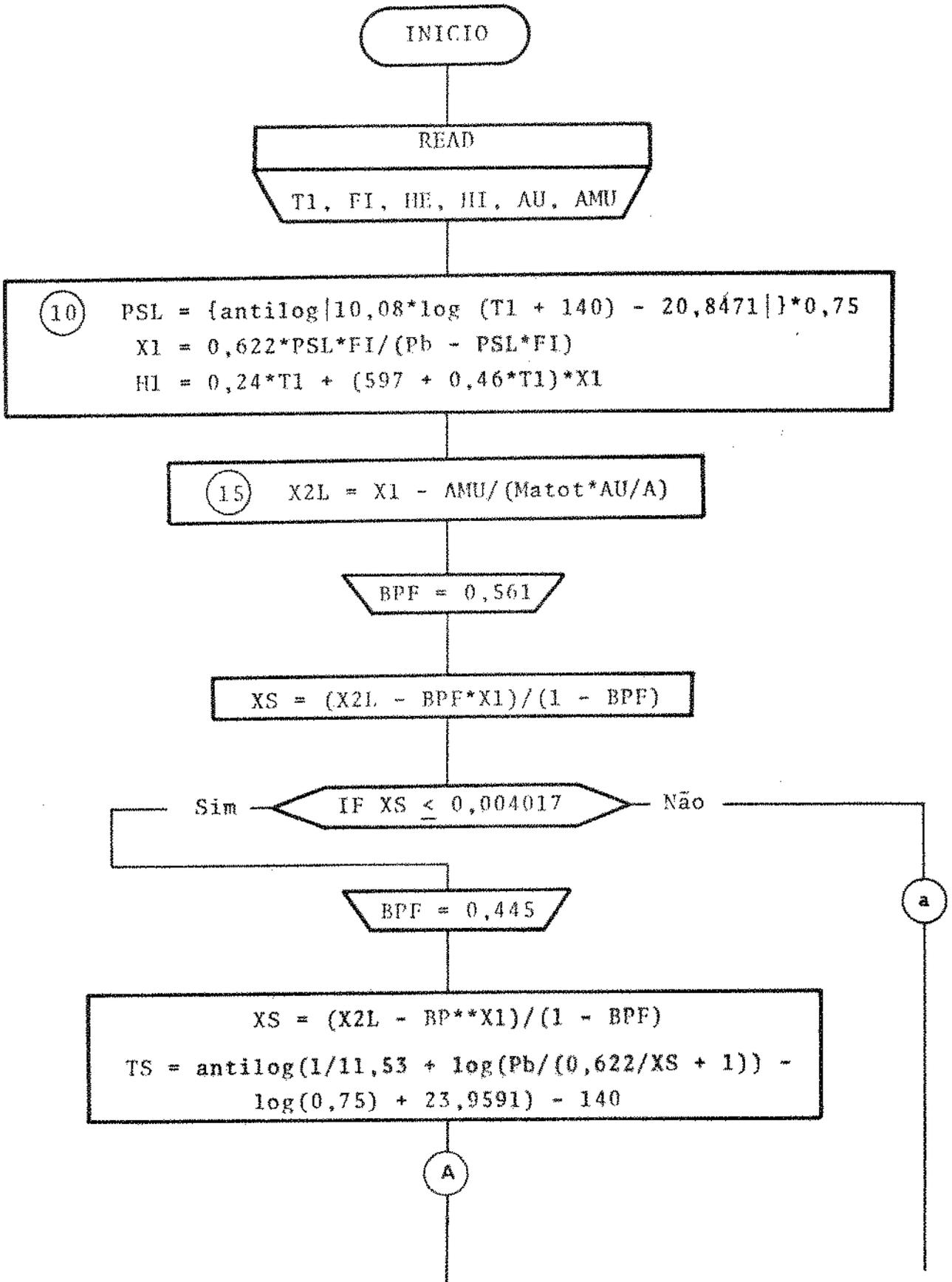
são comandos de controle para a execução do programa, já que es tudou-se o sistema para diferentes temperaturas (T1), umidades relativas (FI) e fluxos de massa de umidificação.

Posteriormente, quando foi verificado que a simulação era boa, foi selecionada outra unidade condensadora de maior ca pacidade frigorífica que a usada experimentalmente e que permi tisse a simulação em uma faixa de temperatura compreendida en tre 0 e 10 °C que é a mais requerida para preservar produtos pe recíveis (26). Foi selecionada uma unidade condensadora semi-hermética de 1 HP construída pela Radio-Frigor (41). Suas carac terísticas são dadas no apêndice IV.

Na Fig. 28 mostra-se o diagrama de blocos do programa.

Na Fig. 29 encontra-se o programa usado na simulação em linguagem FORTAN para computador PDP-10.

Fig. 28 Diagrama de Blocos



B

(80) $ETA = (1/A^*) * (exp(A^*) - exp(-A^*)) / (exp(A^*) + exp(-A^*))$
 $ETAL = 1 - ((Aa1/A^*) * (1 - ETA))$

Não (85) IF TS < 0,0 Sim

$U = 1 / (1 / (HETOT * ETAL)) + A / Ai * (1 / HI)$

$U = 1 / (1 / (HE * ETAL)) + A / Ai * (1 / HI)$

(110) $T\emptyset = TA - Q / (AU * U)$

Não IF T\emptyset < -45 °C Sim

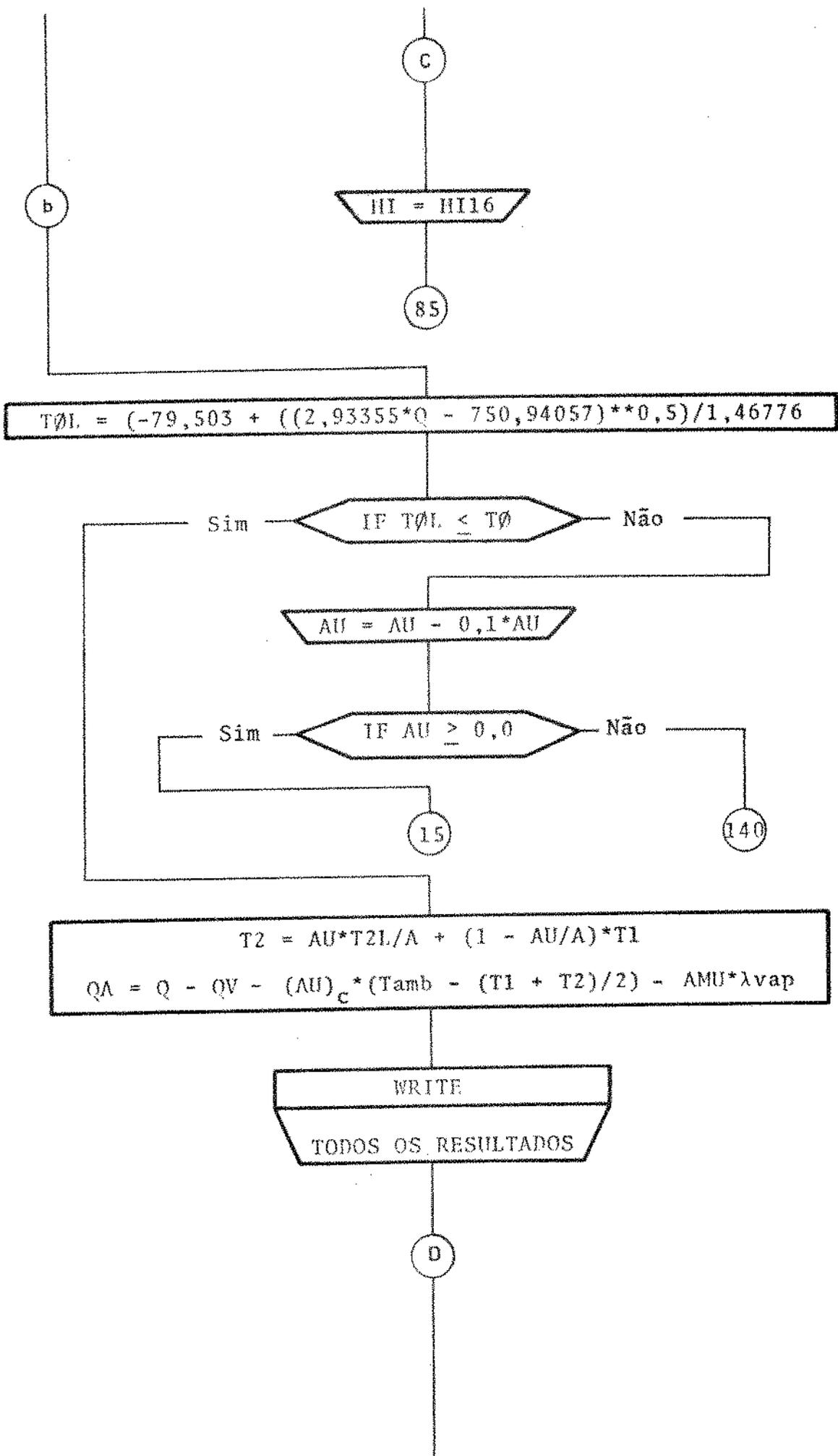
(140)

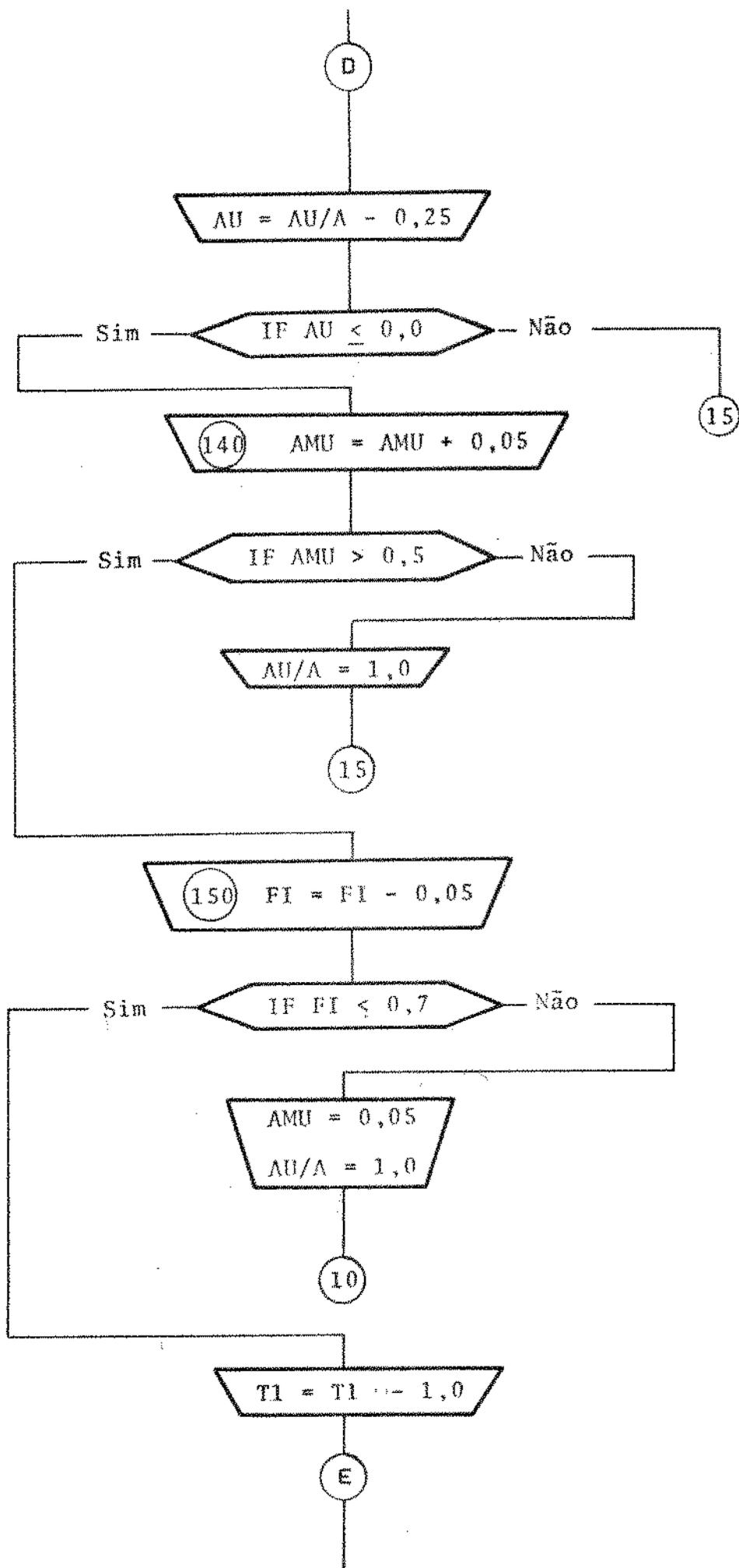
$HE1 = 136,99 + 0,112 * (T\emptyset)$
 $QR = HE1 - HE2$
 $FR = Q / QR$
 $QAL = Q / (Ai * AU / A)$
 $HI16 = 0,0145 * ((FR * QAL) ** 0,4) / (Di ** 1,4)$

Sim IF HI16 = HI Não

b

c





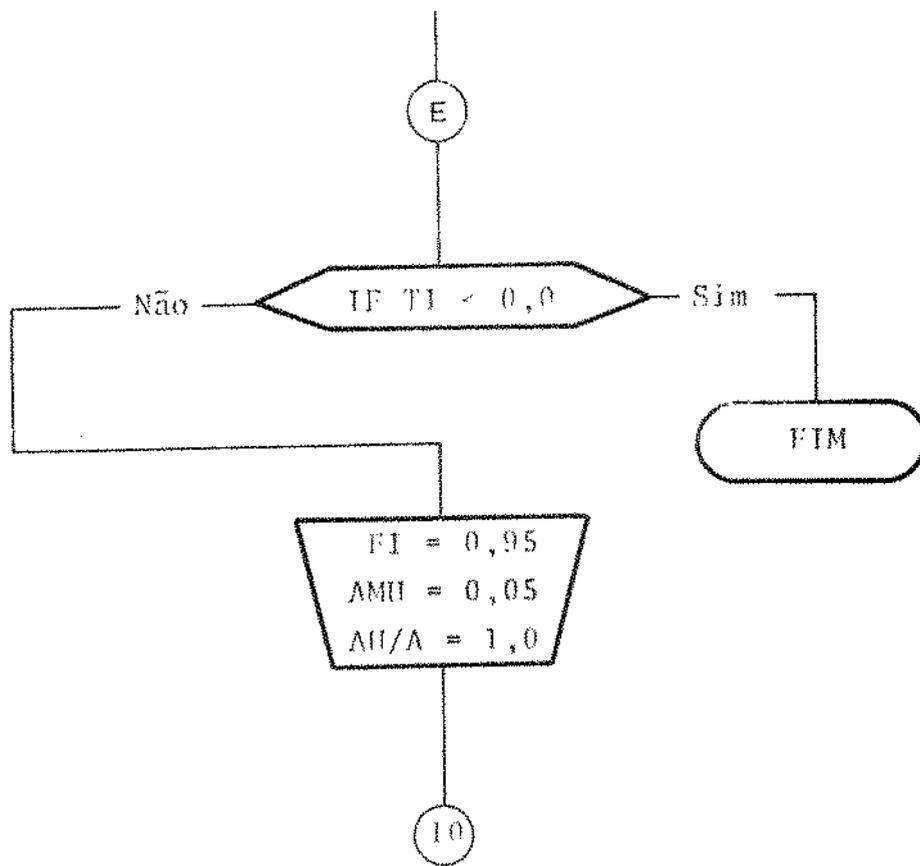


Fig. 29 Programa em Linguagem

FORTRAN

C ESTE PROGRAMA E USADO QUANDO TS E MENOR , IGUAL , OU MAIOR
C QUE ZERO GRAU C

C -----
C -----
C IMPLICIT DOUBLE PRECISION(A-H,O-Y)

CALL OFILE (20,'SAIDAF.DAT')

ACCEPT S,T1,FI,HE,HI,AU,AMU

5 FORMAT(6G)

10 PSL=(10**((10.08*DLOG10(T1+140.))-20.8471))*0.75

X1=0.622*PSL*FI/(713.82-PSL*FI)

H1=0.24*T1+(597+0.46*T1)*X1

15 X2L=X1-(AMU/(215.953*AU))

BPF=0.561

XS=(X2L-BPF*X1)/(1-BPF)

IF(XS.LE.0.004017) GO TO 40

30 TS=(10**((0.099206*(DLOG10(713.82/(0.622/XS+1))+20.9720)))-140

GO TO 50

40 BPF=0.445

XS=(BPF*X1-X2L)/(BPF-1)

TS=(10**((0.08673*(DLOG10(713.82/(0.622/XS+1))+24.0840)))-140

IF(TS.GT.-40) GO TO 50

GO TO 140

50 HS=0.24*TS+(597+0.46*TS)*XS

H2L=BPF*(H1-HS)+HS

Q=215.953*AU*(H1-H2L)

IF(Q.LE.300) GO TO 140

T2L=BPF*(T1-TS)+TS

TA=(T1+T2L)/2

IF(TS.LE.0.0) GO TO 70

60 HETOT=125*(H1-HS)/(T1-TS)

A=0.1685*(HETOT**0.5)

GO TO 80

70 HETOT=125*(H1-HS)/(T1-TS)

A=0.1685*(HE**0.5)

80 ETA=(1./A)*(DEXP(A)-DEXP(-A))/(DEXP(A)+DEXP(-A))

ETAL=0.03922+0.96074*ETA

85 IF(TS.LE.0.0) GO TO 100

90 U=1./(1./(HETOT*ETAL)+34.58/HI)

GO TO 110

100 U=1./(1./(HE*ETAL)+34.58/HI)

110 TQ=TA-Q/(AU*U)

IF(TQ.LE.-45) GO TO 140

HE1=136.99+0.112*TQ

QR=HE1-107.0

FR=Q/QR

QAL=Q/(0.02892*AU)

HI16=8.161*((FR*QAL)**0.4)

IF(DABS(HI16-HI).LE.0.001) GO TO 120

HI=HI16

GO TO 85

C USANDO UMA UNIDADE CONDENSADORA SEMI HERMETICA DE 1 HP CONSTRUIDA
C PELA RADIO FRIGOR PARA R-12, SENDO A SUA CARACTERISTICA:

120 TOL=(-79.503+((2.93355*Q-750.94057)**0.5))/1.46776

IF(TOL.LE.TQ) GO TO 135

130 AU=AU-0.1*AU

IF (AU.GT.0.000001) GO TO 15

GO TO 140

135 T2=AU*T2L/3.299+(1-AU/3.299)*T1

QA=Q+1.65*(T1+T2)-197.74-AMU*636.34

WRITE(20,220),XS,BPF,TS

```

TYPE 220, XS, BPF, TS
220  FORMAT(2X, 'XS=', F10.5, 2X, 'BPF=', F10.5, 2X, 'TS=', F10.5)
      WRITE(20, 230), Q, HETOT, ETAL
      TYPE 230, Q, HETOT, ETAL
230  FORMAT(2X, 'Q=', F10.5, 2X, 'HETOT=', F10.5, 2X, 'ETAL=', F10.5)
      WRITE(20, 240), U, TO, FR
      TYPE 240, U, TO, FR
240  FORMAT(2X, 'U=', F10.5, 2X, 'TO=', F10.5, 2X, 'FR=', F10.5)
      WRITE(20, 250), HI16, TOL, AU
      TYPE 250, HI16, TOL, AU
250  FORMAT(2X, 'HI16=', F10.5, 2X, 'TOL=', F10.5, 2X, 'AU=', F10.5)
      WRITE(20, 260), T2, QA
      TYPE 260, T2, QA
260  FORMAT(2X, 'T2=', F10.5, 2X, 'QA=', F10.5)
      WRITE(20, 270), T1, FI, AMU
      TYPE 270, T1, FI, AMU
270  FORMAT(2X, 'T1=', F10.5, 2X, 'FI=', F10.5, 2X, 'AMU=', F10.5, / / )
      AU=AU-0.82475
      IF(AU.GT.0.000001) GO TO 15
140  AMU=AMU+0.05
      IF(AMU.GT.0.5) GO TO 150
      AU=3.299
      GO TO 15
150  FI=FI-0.05
      IF(FI.LT.0.7) GO TO 160
155  AMU=0.05
      AU=3.299
      GO TO 10
160  T1=T1-1.0
      IF(T1.LT.0.0) GO TO 400
165  FI=0.95
      AMU=0.05
      AU=3.299
      GO TO 10
400  STOP
      END

```

NOMENCLATURA UTILIZADA NO PROGRAMA

A	Parâmetro para calcular a eficiência da aleta;
AMU	Massa de umidificação gerada pelo produto, kg/h
AU	Área útil do evaporador (AU = 3,299 para área total), m^2
BPF	"By-Pass Fator"
ETA	Eficiência da aleta
ETAL	Eficiência dos tubos aletados
FI	Umidade relativa do ar na entrada do evaporador
FR	Fluxo de massa de refrigerante, kg/h
HE	Coefficiente de transferência de calor entre superfície e ar, $kcal/h m^2 ^\circ C$
HETOT	Coefficiente de transferência de calor no lado do ar contendo também o calor latente, $kcal/h m^2 ^\circ C$
HEI	Entalpia do refrigerante na saída do evaporador, $kcal/kg ^\circ C$
HI	Coefficiente de transferência de calor do lado do refrige- rante evaporando (dado de entrada), $kcal/h m^2 ^\circ C$
HI16	Coefficiente de transferência de calor do lado do refrige- rante evaporando (calculado), $kcal/h m^2 ^\circ C$
HS	Entalpia na temperatura de superfície, $kcal/kg ^\circ C$
HI	Entalpia do ar na entrada do evaporador, $kcal/kg ^\circ C$
HI2L	Entalpia do ar após a parte útil do evaporador, $kcal/kg ^\circ C$
PSL	Pressão parcial do vapor de água no ar saturado, kg/cm^2
Q	Capacidade frigorífica da unidade condensadora, kcal/h

QA	Calor de aquecimento, kcal/h
QAL	Intensidade de transferência de calor no interior do tubo, kcal/h m ²
QR	Efeito frigorífico, kcal/kg
TA	Temperatura média do ar, °C
TO	Temperatura de evaporação, °C
TOL	Temperatura de saturação do refrigerante correspondente a pressão de sucção, °C
TS	Temperatura média da superfície, °C
T1	Temperatura do ar na entrada do evaporador, °C
T2	Temperatura do ar após o evaporador, resultado da mistura entre T1 e T2L, °C
T2L	Temperatura do ar após a parte útil do evaporador, °C
U	Coefficiente global de transmissão de calor entre ar e refrigerante, kcal/h m ² °C
XS	Umidade absoluta do ar saturado na temperatura de superfície, kg de vapor de água/kg ar seco
X1	Umidade absoluta do ar na entrada do evaporador, kg de vapor de água/kg ar seco
X2L	Umidade absoluta do ar após a parte útil do evaporador, kg de vapor de água/kg ar seco.

IV RESULTADOS E DISCUSSÃO

Para a apresentação dos resultados obtidos da experiência e pela simulação, foram confeccionadas Tabelas (Tabela I e II) e Gráficos (Figs. 30 a 35) relacionando carga térmica, carga de umidade, temperatura e umidade relativa.

A temperatura em todas as experiências foi controlada em $8,5^{\circ}\text{C}$. O controle de temperatura menor do que $8,5^{\circ}\text{C}$ não foi possível devido à limitação da unidade condensadora usada (baixa capacidade frigorífica).

A umidade relativa controlada foi de 70-95% já que nesta faixa está a umidade relativa exigida pela maioria dos produtos perecíveis, que são preservados a baixas temperaturas.

Inicialmente foram feitas experiências usando-se como meio de umidificação da câmara água finamente pulverizada. Este método de umidificação não deu resultado, já que com todos os fluxos de água usados a água não evaporou depositando-se em lugares indesejáveis, tais como teto, piso e paredes da câmara. Isto não aconteceu quando a umidificação foi feita com vapor de água, obtendo-se portanto bons resultados na umidificação.

Os resultados finais recebidos pelo computador (Tabela II) mostram bastante bom acordo com os obtidos da experiência (Tabela I).

T1	TØ	TØL	QA	AMU	FI	Q	Estrangulamento V.E.T. Sucção
8,44	-3,0	-3,6	106,00	0,255	0,8792	447,507	não não
8,5	-3,6	-4,2	122,80	0,219	0,8560	435,642	não não
8,5	-3,6	-4,0	138,75	0,224	0,8544	444,613	não não
8,5	-4,2	-5,1	169,22	0,088	0,7629	404,692	não não
8,5	-4,0	-4,4	153,08	0,148	0,8092	421,329	não não
8,5	-2,5	-2,5	68,00	0,290	0,9140	435,839	não não
8,5	-6,0	-8,5	126,33	0,092	0,7629	366,398	meio não
8,5	-6,4	-8,7	41,93	0,239	0,8845	397,071	meio não
8,5	-6,0	-8,1	94,32	0,148	0,8057	372,668	meio não
8,5	-0,5	-14,5	20,00	0,072	0,8571	232,497	meio máx
8,5	-0,8	-14,5	102,73	0,036	0,8267	295,516	meio máx
8,5	-0,8	-12,4	105,50	0,089	0,8325	328,564	não máx
8,5	-2,9	-10,8	23,90	0,166	0,8727	300,752	não máx
9,05	-12,8	-16,4	0,00	0,087	0,7872	232,618	máx não

(V.E.T. = válvula de expansão termostática)

TABELA I Resultados obtidos experimentalmente.

TI	TØ	TØL	QA	AMU	FI	Q
8,44	-3,99316	-3,99794	94,73399	0,255	0,8792	429,52732
8,5	-3,09449	-3,40411	124,51694	0,219	0,8560	436,47644
8,5	-3,76259	-3,95074	115,03316	0,224	0,8544	430,08515
8,5	-3,69592	-5,33320	184,19264	0,088	0,7629	413,32396
8,5	-3,31636	-4,93709	151,20605	0,148	0,8092	418,21919
8,5	-2,58458	-3,16402	82,48688	0,290	0,9140	439,24459
8,5	-4,55285	-8,80890	135,21205	0,092	0,7629	366,41808
8,5	-4,58259	-7,32006	63,37336	0,239	0,8845	387,47750
8,5	-4,95129	-9,00516	97,02094	0,148	0,8057	363,51250
8,5	-1,41735	-15,46305	17,63780	0,072	0,8571	234,97325
8,5	-1,13574	-14,62581	63,15078	0,036	0,8267	258,00443
8,5	-1,79909	-12,05819	84,26400	0,089	0,8325	313,06573
8,5	-4,15866	-12,72770	23,00120	0,166	0,8727	300,23779
9,05	-6,41399	-15,68511	3,46006	0,0866	0,7872	228,12382

TABELA II Resultados obtidos por simulação com computador

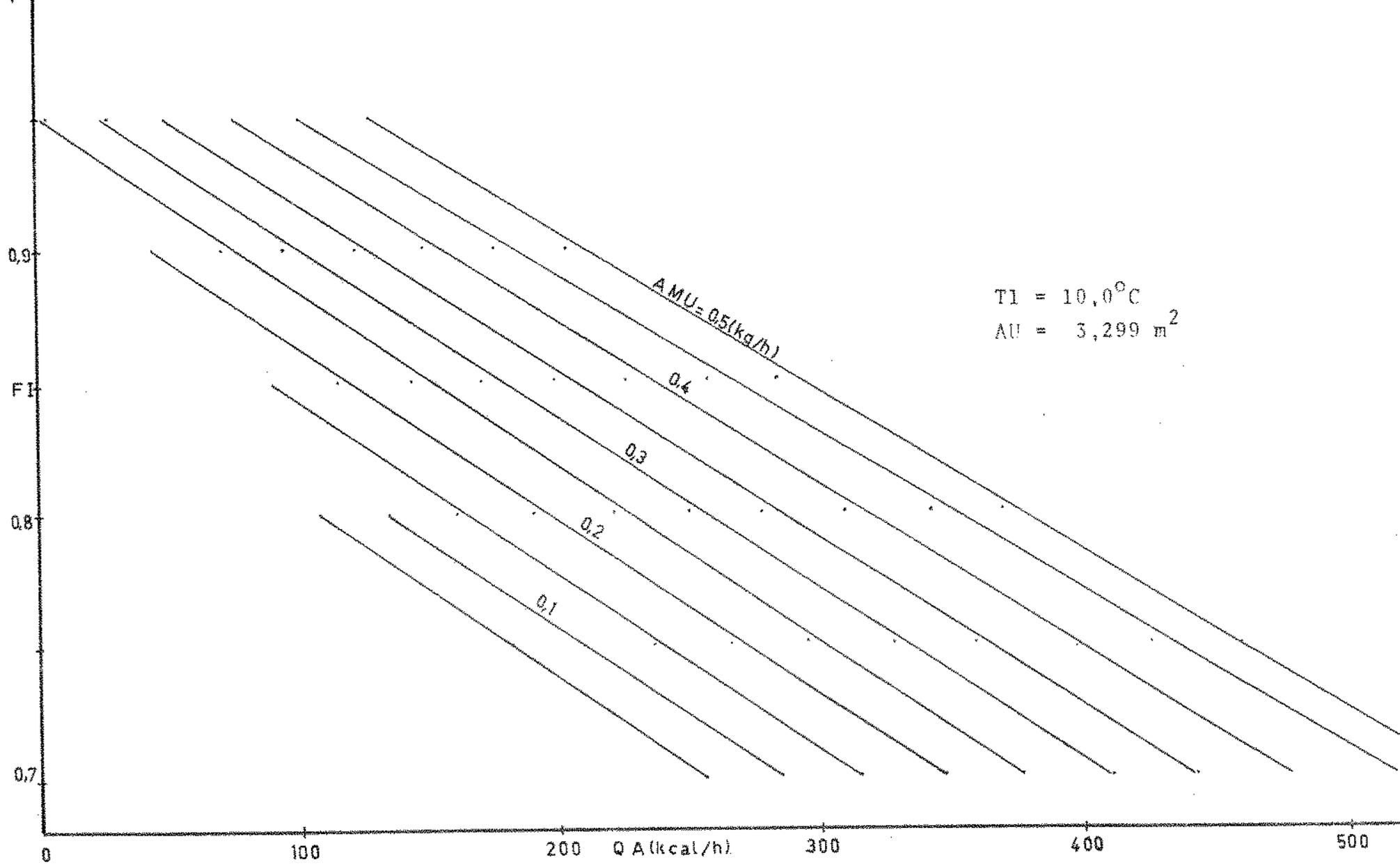


Fig. 30 Relações de carga térmica, carga de umidade, temperatura e umidade relativa obtidos da simulação.

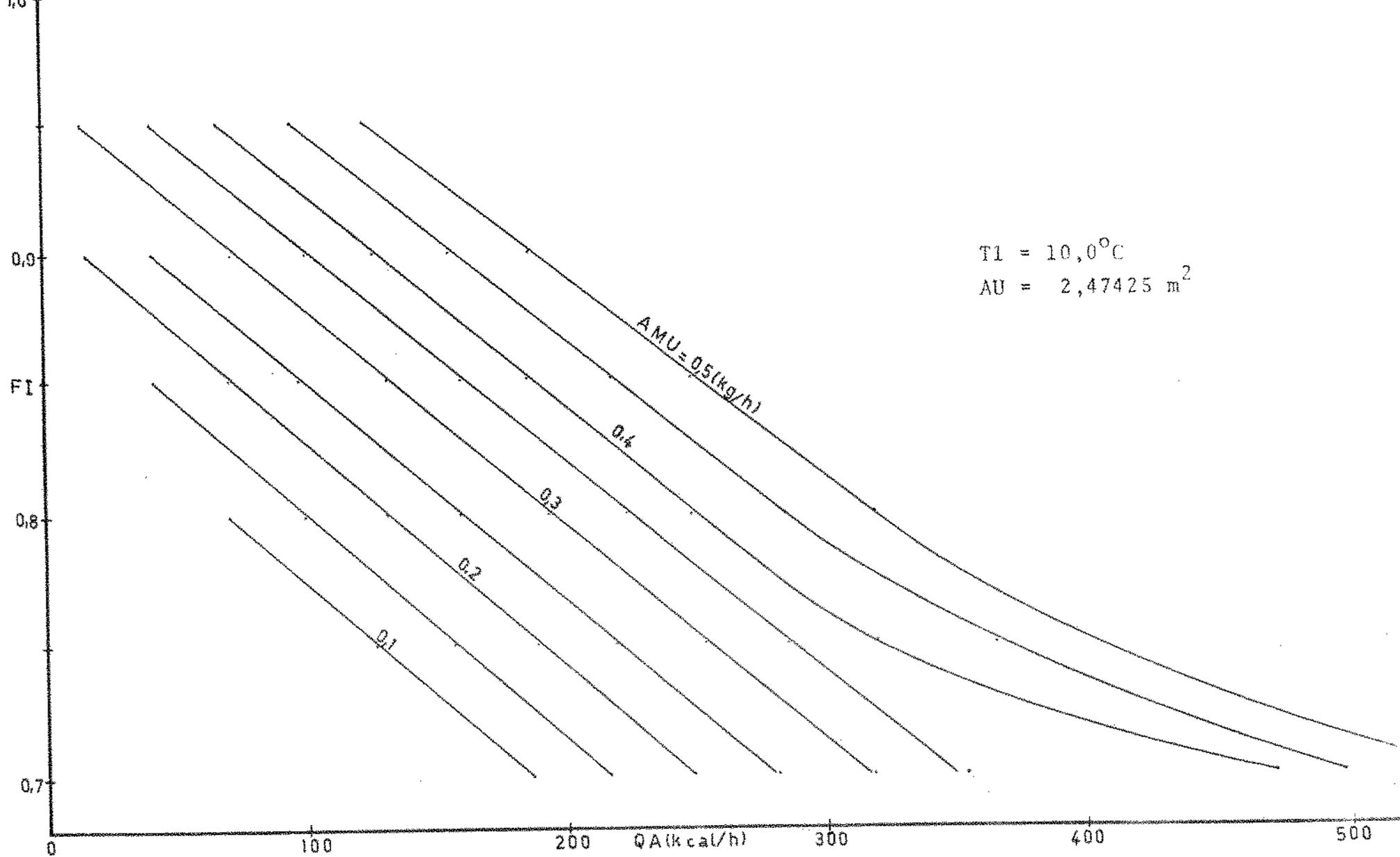


Fig. 31 Relações de carga térmica, carga de unidade, temperatura e umidade relativa obtidos da simulação.

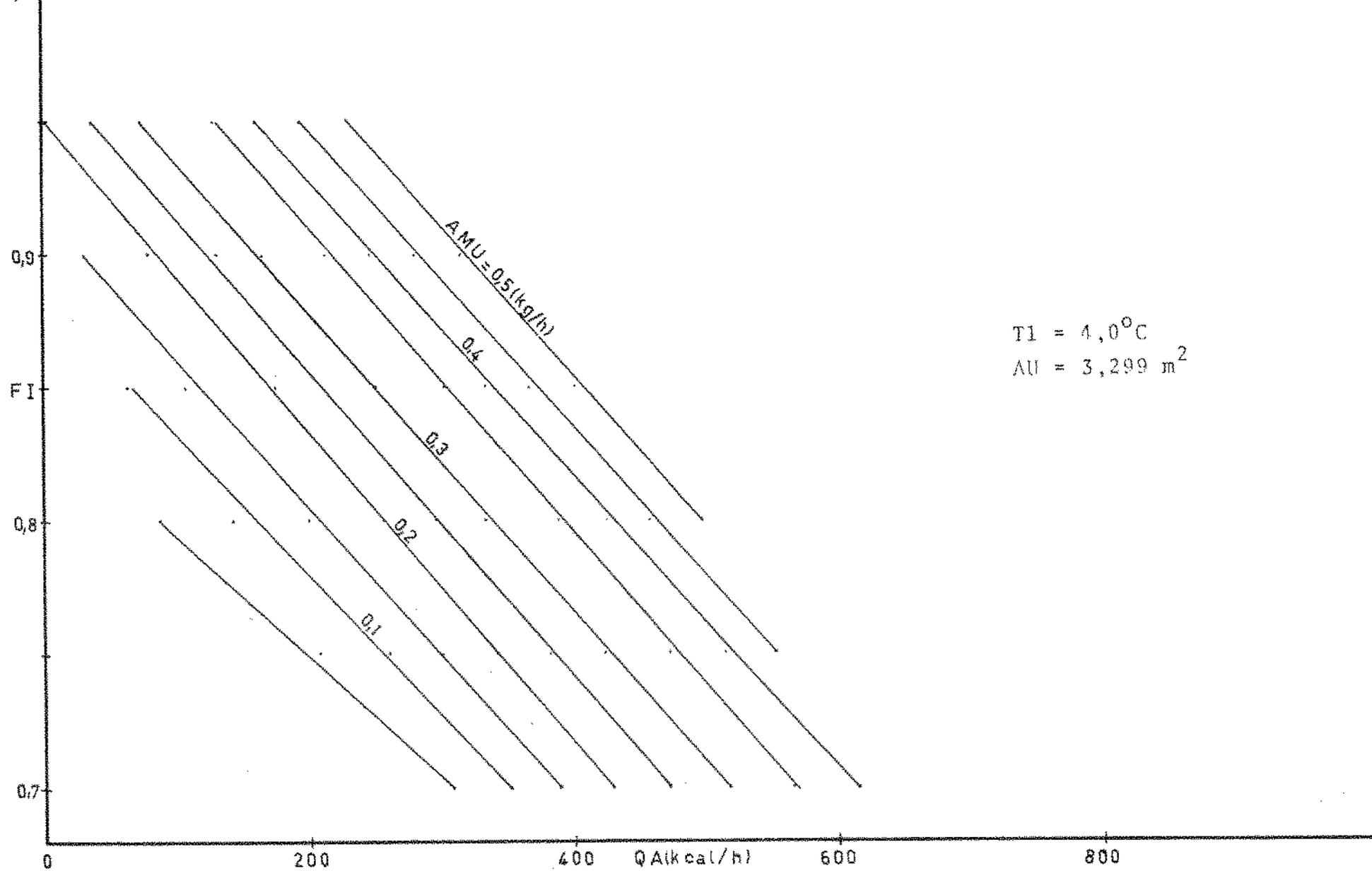


Fig. 32 Relações de carga térmica, carga de umidade, temperatura e umidade relativa obtidos da simulação.

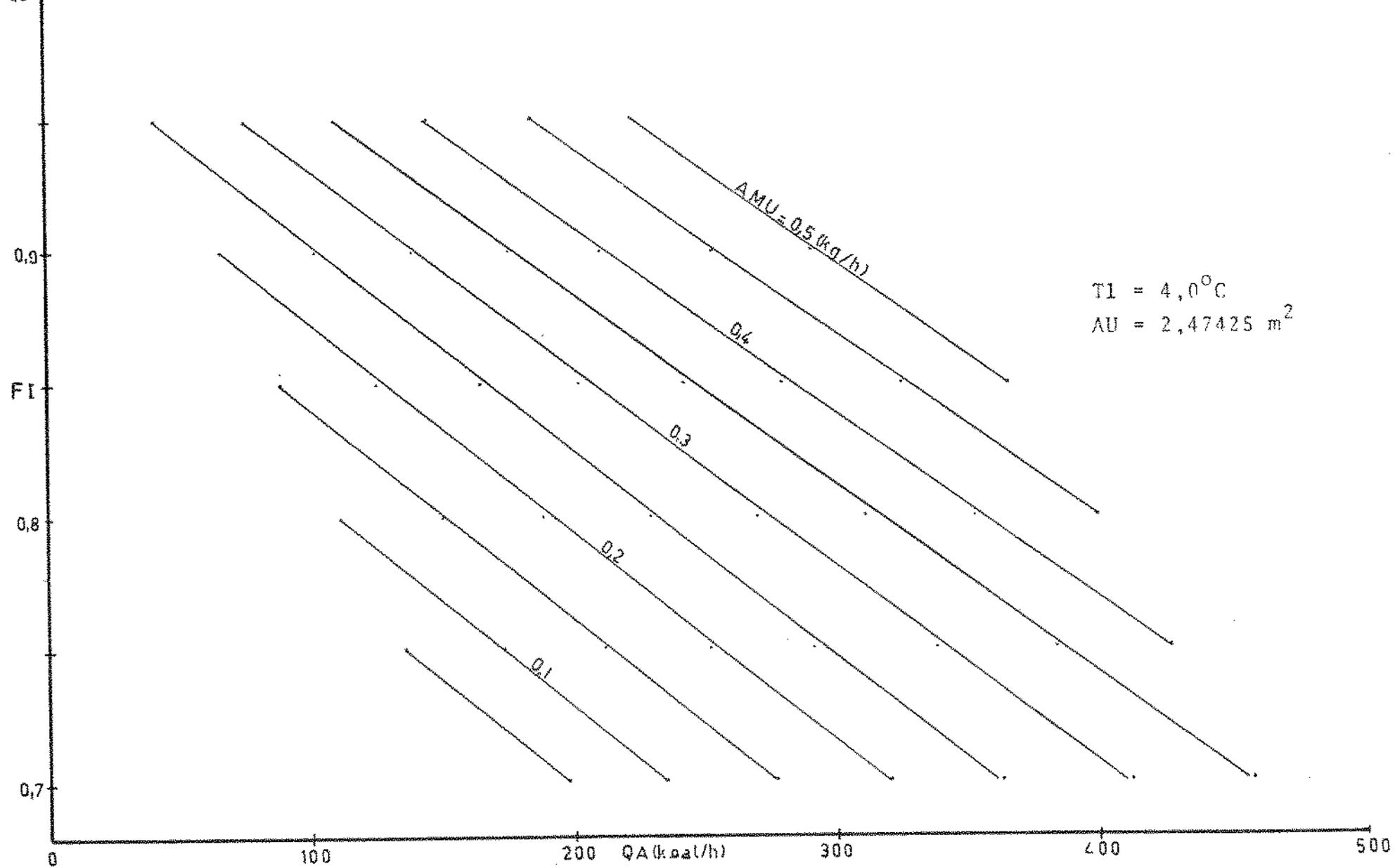


Fig. 33 Relações de carga térmica, carga de umidade, temperatura e umidade relativa obtidos da simulação.

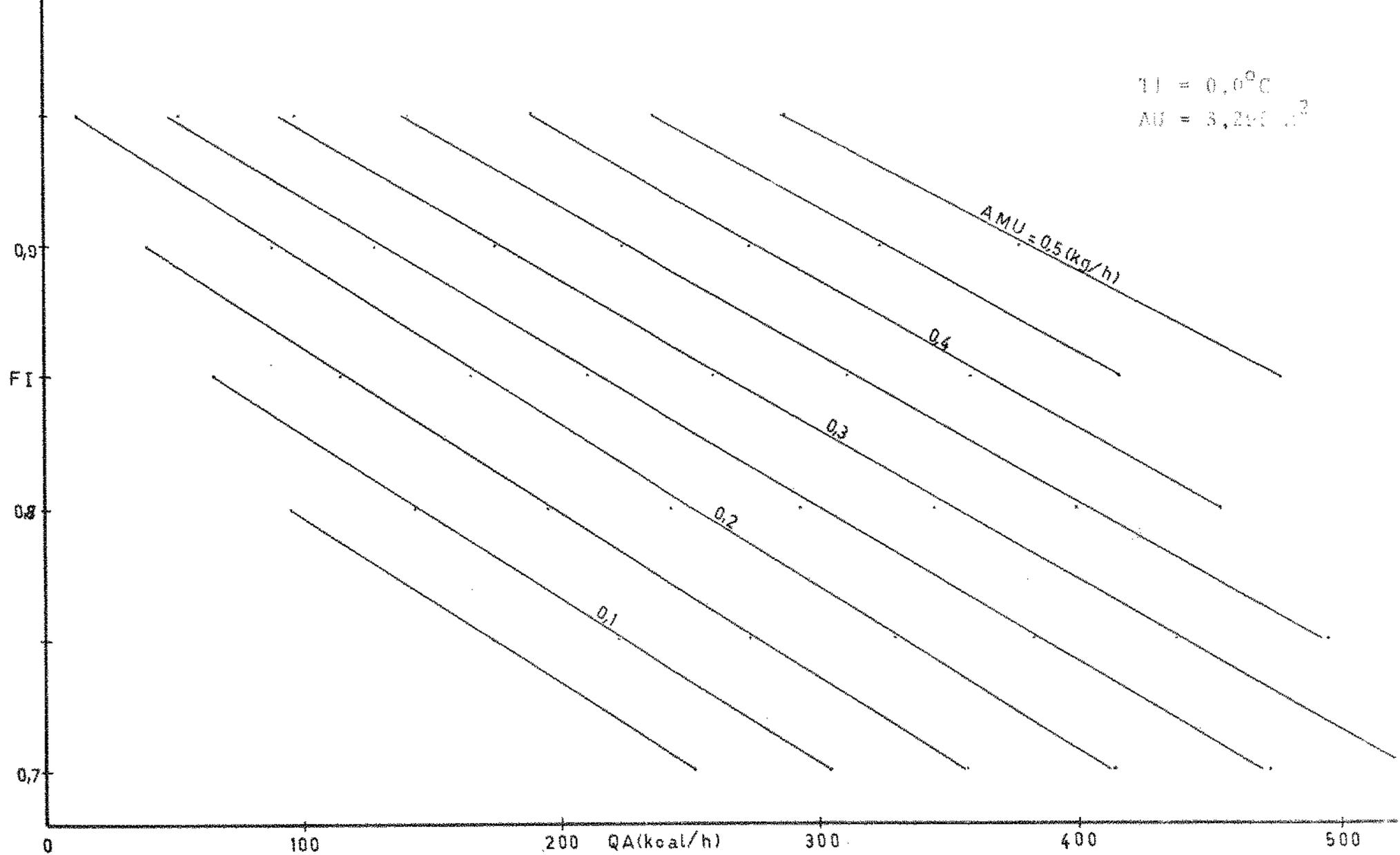


Fig. 34 Relações de carga térmica, carga de umidade, temperatura e umidade relativa obtidos da simulação.

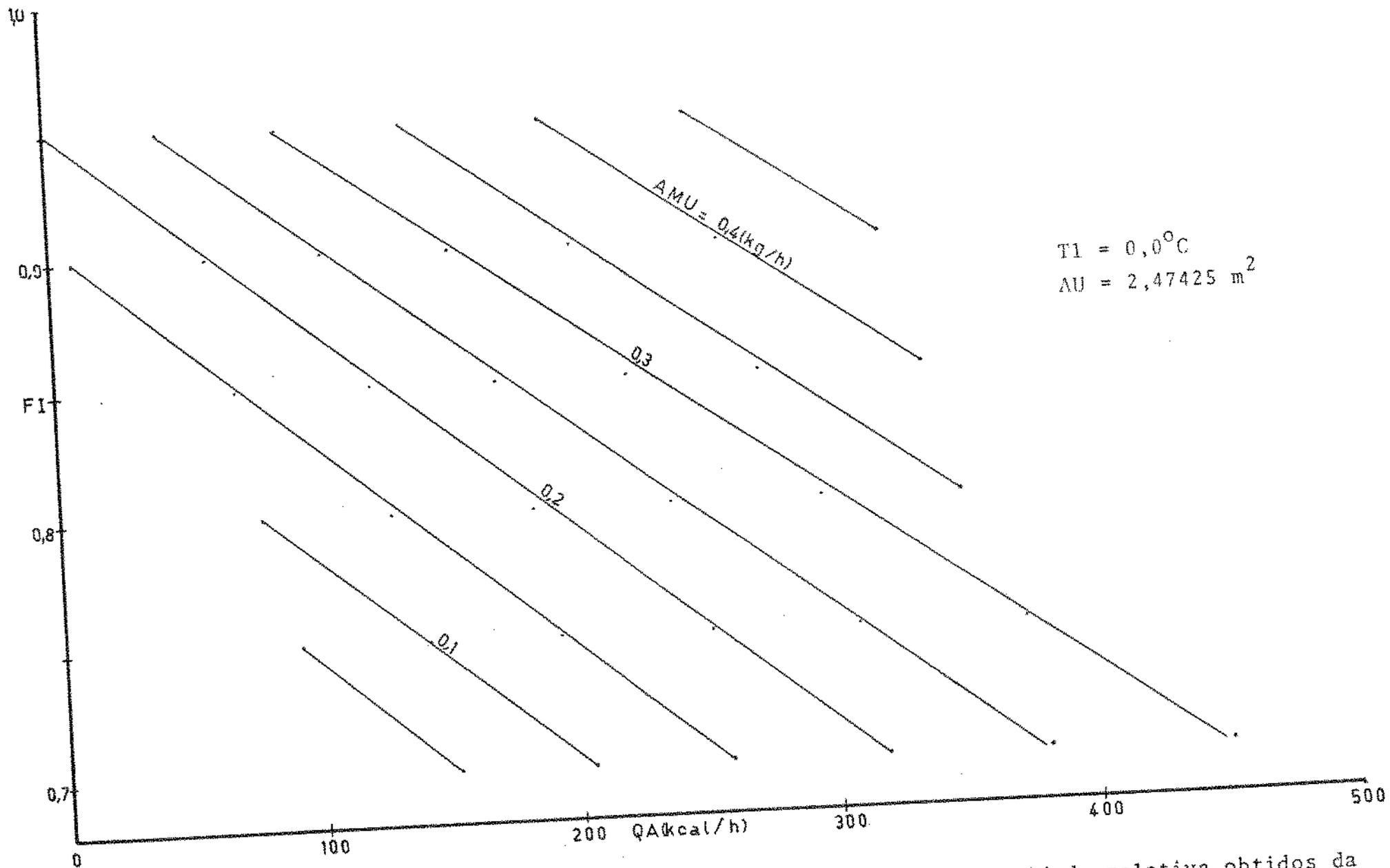


Fig. 35 Relações de carga térmica, carga de umidade, temperatura e umidade relativa obtidos da simulação.

V CONCLUSÕES

- 5.1. Aproveitando as possibilidades do Laboratório do Frio da Faculdade de Engenharia de Alimentos utilizou-se um equipamento frigorífico para desenvolver um novo sistema de controle da temperatura e da umidade relativa do ar resfriado. Os experimentos mostram a aplicabilidade do sistema de controle.
- 5.2. Para estudar o comportamento do sistema de controle em toda faixa de operação de interesse para a prática, um modelo matemático foi desenvolvido; o mesmo deu resultados (Tabela II) de bastante bom acordo com os experimentais (Tabela I).
- 5.3. Os resultados finais recebidos pelo computador na forma de tabelas (Tabela II) e gráficos (Figs. 30 a 35), relacionando carga térmica, carga de umidade, temperatura e umidade relativa, mostram que o sistema de controle tem limitações, isto é, pode assegurar a temperatura e umidade relativa somente dentro de uma certa faixa de carga térmica e carga de umidade.
- 5.4. A verificação do sistema refere-se a uma definida unidade condensadora e um evaporador. Por causa de suas vantagens econômicas vale a pena continuar a pesquisa para descobrir

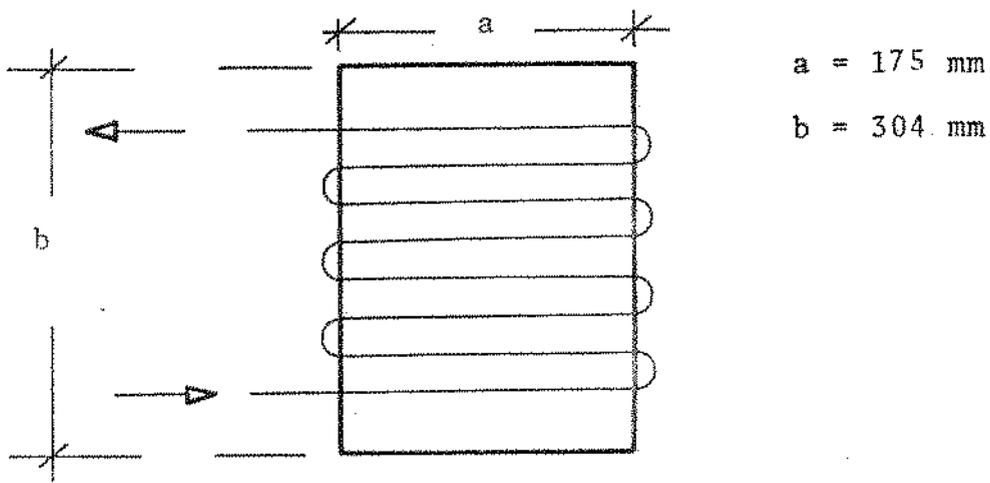
qual dimensionamento do evaporador poderá ampliar a faixa de aplicabilidade deste sistema de controle.

APÊNDICES

APÊNDICE I

Determinação da Vazão e Fluxo de massa do Ar através do Evaporador.

a) Cálculo da Vazão de Ar (G):



Área de secção transversal através da qual passa o ar (área frontal).

$$A_f = a \times b = 175 \times 304 = 53200 \text{ mm}^2 = 0,0532 \text{ m}^2$$

A velocidade média do ar foi determinada experimentalmente com a ajuda do anemômetro.

$$V = 10325 \text{ m/h}$$

$$\begin{aligned} \text{Vazão (G)} &= V \times A_f \\ &= 10325 \times 0,0532 = 549,29 \text{ m}^3/\text{h} \end{aligned}$$

b) Cálculo do fluxo de massa de Ar (Matot).

Densidade média do ar = $1,297 \text{ m}^3/\text{kg}$ (3).

Matot = Vazão x densidade

$$= 549,29 \times 1,297 = 712,43 \text{ kg/h}$$

APÊNDICE II

Cálculo da Transferência de Calor através das Paredes da Câmara.

A experiência consistiu na determinação do parâmetro de transferência de calor (AU)_c através das paredes da câmara para cada diferença de grau entre a temperatura interna e a externa.

O ar da câmara foi aquecido pelo trabalho do ventilador, que ficou trabalhando até que a temperatura interna da câmara permaneceu constante (por 90 min). Isto aconteceu na temperatura de 61,4 °C.

Foi registrada também a temperatura ambiente durante todo o período.

O cálculo foi:

$$QV = 134 \text{ Watts}$$

$$T_{amb} = 26,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_A = 61,4 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$QV \times 0,86 = (AU)_c \times (T_A - T_{amb})$$

$$134 \times 0,86 = (AU)_c \times (61,4 - 26,5)$$

$$(AU)_c = 3,3 \text{ kcal/h }^{\circ}\text{C}$$

APÊNDICE III

Determinação da Capacidade Frigorífica da Unidade Condensadora.

Procedimento:

Usando-se um aquecedor elétrico, foi proporcionado um aquecimento conhecido (344 Watts) para manter a temperatura da solução constante, quando a temperatura de evaporação foi constante em -10°C . Quando isto acontece, o calor retirado pela unidade condensadora é igual ao calor introduzido pelo aquecedor.

Neste caso foram desprezadas as perdas de calor através das paredes do recipiente da solução. Portanto:

Potência de aquecimento = 344 watts

Capacidade frigorífica = $344 \times 0,86 = 295,84 \text{ kcal/h}$

APÊNDICE IV

Características do Equipamento Frigorífico Usado.

A) Evaporador

a) O evaporador usado foi de tubos e aletas, fabricado pela firma Tecquipment.

$L = N^{\circ}$ de tubos = 16

$N = N^{\circ}$ de aletas = 61/175 mm

Tubo: $D_e = 15,875$ mm

$D_i = 10,85$ mm

$\delta =$ espessura da aleta = 0,002 m

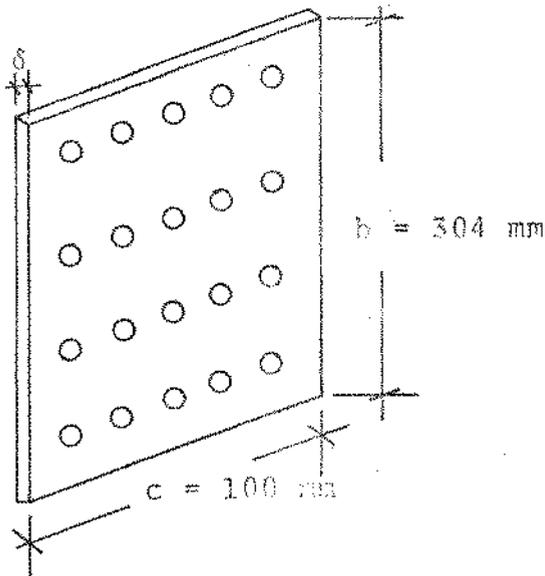
$D_b =$ diâmetro do orifício por onde passa o fio de descongelamento = 10 mm

b) Área das Aletas

Nas aletas, além dos orifícios para os tubos do evaporador, existiam também outros, cuja função era passar através de les fios ou tubos aquecedores para o descongelamento.

A área das aletas é calculada por (2):

$$A_{al} = (c \times b - \frac{L \times \pi}{4} (D_b^2 - D_e^2)) \times 2 \times N$$



Representação esquemática dos tubos aletados.

$$A_{a1} = (100 \times 304 - \frac{16 \times \pi}{4} (10^2 + 15,875^2)) \times 2 \times 61$$

$$= 3,1691 \text{ m}^2$$

c) Área dos tubos:

$$A_t = \pi \times D_i (a - N \times \delta) \times L$$

$$A_t = \pi \times 15,875 \times (175 - 61 \times 0,2) \times 16$$

$$A_t = 0,1299 \text{ m}^2$$

d) Área Interna dos Tubos:

$$A_i = \pi \times D_i \times a \times L$$

$$A_i = \pi \times 10,85 \times 175 \times 16$$

$$A_i = 0,0954 \text{ m}^2$$

e) Área Total do Evaporador

$$A = A_{al} + A_t$$

$$A = 3,1691 + 0,1299$$

$$A = 3,299 \text{ m}^2$$

B) Unidade Condensadora

A unidade condensadora usada mostrou a seguinte característica, determinada experimentalmente:

TØL	-2,5	-3,6	-4,0	-4,2	-4,4	-5,1	-8,1
Q	435,84	422,05	444,61	435,64	413,45	399,98	372,67
TØL	-8,5	-8,7	-10,8	-12,4	-14,5	-14,6	-16,4
Q	366,40	397,07	300,75	328,56	232,50	295,52	232,62

$$TØL = ^\circ\text{C}$$

$$Q = \text{kcal/h}$$

A característica de uma unidade condensadora, isto é, a capacidade frigorífica em função da temperatura de evaporação pode ser aproximada a uma parábola (equação de 2a. ordem) (3), pelo que, a partir destes dados e mediante o uso do método dos mínimos quadrados, obteve-se o ajuste para a melhor equação esperada (Apêndice V):

$$TØL = 0,00013163 \times Q^2 - 0,028538 \times Q - 16,025$$

Como foi indicado anteriormente, com a unidade condensadora utilizada, não foi possível trabalhar a temperaturas menores que 8,5 °C; por isso, foi necessária a escolha de uma nova unidade e realizou-se com ela, a simulação para essas temperaturas. Foi selecionada uma unidade condensadora semi-hermética da firma Radio-Frigor de 1 HP (41), cuja característica é:

TØL (°C)	-40,0	-35,0	-30,0	-25,0	-20,0	-15,0
Q (kcal/h)	385,0	540,0	690,0	890,0	1120,0	1375,0
TØL	-10,0	-5,0	0,0	5,0	7,5	
Q	1670,0	2025,0	2410,0	2830,0	3050,0	

Usando-se o método dos mínimos quadrados para o ajuste da melhor equação esperada, obteve-se a seguinte:

$$TØL = (-79,503 + ((2,93355 \times Q - 750,94057)^{0,5}) / 1,46776$$

cuja curva está representada na Fig. 26.

APÊNDICE V

Curva de Ajuste pelo Método dos Mínimos Quadrados (48).

O problema geral é encontrar a equação da melhor curva de ajuste a um conjunto de dados.

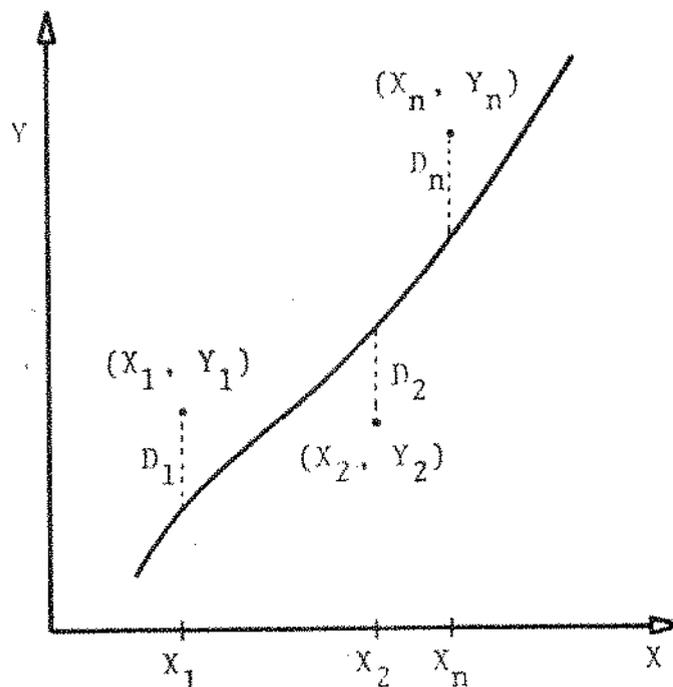


Fig. 36 Curva de ajuste pelo método dos mínimos quadrados.

Para um valor dado de X (por exemplo X_1) tem-se uma diferença entre o valor Y_1 e o correspondente valor da curva como é indicado na Fig. (36). Denota-se esta diferença por D_1 , que é conhecido como o desvio.

Por definição, de todas as curvas de aproximação a uma série de dados particulares, a curva que tem a propriedade de

que $D1^2 + D2^2 + \dots + Dn^2$ é mínimo, conhece-se como a melhor curva de ajuste.

A parábola de aproximação de mínimos quadrados à série de pontos $(X1, Y1), (X2, Y2), \dots, (Xn, Yn)$ tem a equação:

$$Y = a_0 + a_1X + a_2X^2$$

Donde as constantes a_0, a_1, a_2 são determinadas resolvendo-se o sistema de equações:

$$\begin{aligned}\Sigma Y &= a_0 Z + a_1 \Sigma X + a_2 \Sigma X^2 \\ \Sigma XY &= a_0 \Sigma X + a_1 \Sigma X^2 + a_2 \Sigma X^3 \\ \Sigma X^2 Y &= a_0 \Sigma X^2 + a_1 \Sigma X^3 + a_2 \Sigma X^4\end{aligned}$$

$$Z = N^\circ \text{ de dados}$$

APÊNDICE VI

Determinação do Coeficiente de Transferência de Calor por Convecção entre o Ar e a Superfície do Evaporador (HE).

A determinação deste coeficiente é baseada na convecção forçada em escoamento de gases através de feixes tubulares.

O método a seguir é baseado na sequência dada por Silva (46).

Temos que, da eq. de Grimison, podemos determinar o N° de Nusselt (Nu).

$$Nu = c Re^n$$

onde:

c e n são constantes que dependem da geometria e dimensões do evaporador. O evaporador usado mostrou um arranjo de tubos em quicôncio. Assim:

$$c = 0,4664$$

$$n = 0,5642$$

Re é o número de Reynolds, determinado pela seguinte expressão:

$$Re = \frac{De \times V_{max} \times \rho_{ar}}{\mu}$$

onde:

D_e = diâmetro externo dos tubos, m

V_{max} = velocidade máxima, m/h

ρ_{ar} = densidade do ar, kg/m^3

μ = viscosidade do ar, $kg/m \cdot h$

Cálculo de V_{max} :

$$V_{max} = \frac{\text{vazão}}{A_{smin}}$$

onde:

vazão = vazão de ar, m^3/h

A_{smin} = área de secção mínima, m^2

Cálculo de A_{smin} :

$$A_{smin} = (a \times b) - (L \times D_e \times a) - (N \times \delta \times b)$$

onde:

L = N° de tubos

a = largura dos tubos, m

N = N° de aletas

b = comprimento da aleta, m

δ = espessura da aleta, m

$$A_{smin} = 0,175 \times 0,304 - 8 \times 0,015875 \times 0,175 - 61 \times$$

$$0,0002 \times 0,304$$

$$A_{smin} = 0,02726 \text{ m}^2$$

A vazão é conhecida do Apêndice I, portanto:

$$V_{\max} = \frac{549,29}{0,02726} = 20150 \text{ m/h}$$

Assim, podemos determinar o Re:

$$Re = \frac{0,015875 \times 20150 \times 1,295}{0,061352}$$

$$Re = 6752$$

E, da equação de Grimison:

$$Nu = 0,4664 \times (6752)^{0,5642}$$

$$Nu = 67,5$$

Temos que:

$$Nu = \frac{Ho \times De}{Kar}$$

portanto:

$$Ho = \frac{Nu \times Kar}{De}$$

onde:

Kar = condutividade térmica do ar, kcal/h m °C

Ho = coeficiente de transferência de calor por convecção
entre o ar e o tubo sem aleta, kcal/h m² °C

Assim:

$$Ho = \frac{67,5 \times 0,02083}{0,015875}$$

$$H_o = 88,53 \text{ kcal/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

Este H_o calculado é para feixes com 10 ou mais colunas de tubos. Em nosso caso, o evaporador usado tinha duas colunas e portanto, este coeficiente (H_o) foi afetado por um fator de correção (0,75). Assim:

$$H_o = 88,53 \times 0,75$$

$$H_o = 66,4 \text{ kcal/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

Usando-se o gráfico mostrado por Silva (46), temos que:

$$\frac{H_E}{H_o} = 0,62$$

portanto:

$$H_E = 0,62 \times 66,4$$

$$H_E = 41,17 \text{ kcal/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

VI REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- 1 - ARMSTRONG SERIES - The armstrong series; steam humidifier (catálogo industrial EHU - 300). New York, 1978, 11 p.
- 2 - ASHRAE - Guide and data book; equipment. New York, Am. Soc. Heat Refrig. Air Cond. 1970, 635 p.
- 3 - ASHRAE - Handbook of fundamentals. New York, Am. Soc. Heat Refrig. Air Cond. 1971. p. 239-547.
- 4 - ASHRAE - Guide and data book; systems. New York, Am. Soc. Heat Refrig. Air Cond. 1970, 635 p.
- 5 - BAILEY, C. - Factors affecting rate of cooling and evaporation. Langford, Meat Research Institut. 1972, (paper N° 13), 11 p.
- 6 - BROOKER, D.B.; BAKKER-ARKEMA, F.W.; HALL, C.W. - Drying cereal grains. Westport, AVI Publishing. 1974, cap. 2, p. 24-35.
- 7 - CARRIER, W.H.; ANDERSON, S.W. - The resistance to heat flow through finned tubing. ASHVE Transactions. 1944, v.50, p. 117-152.
- 8 - CUTTING, L.L. - Weight losses in meat; some significant factors. Langford, Meat Research Institut. 1973.
- 9 - DANFOSS - Controles automáticos para plantas de refrigeración (catálogo industrial condensado). Dinamarca.

1974, p. 61-62.

- 10 - DOSSAT, R.J. - Principles of refrigeration. New York, Wiley. 1961, 544 p.
- 11 - ECKERT, E.R.G.; DRAKE, R.W. - Heat and mass transfer. 2ed., New York, McGraw-Hill. 1959, p. 201-205.
- 12 - FLANIGAN, F.M. - Humidity measuring instruments. New York, ASHRAE Journal, 1960, v.2 (12) p. 56-59.
- 13 - FRIGEN - Handbook for refrigeration and air conditioning. Frankfurt, Farbwerke Hoechstag. 1970, p. 51.
- 14 - GORLING, P. - Fundamentals aspects of the dehydration of foodstuffs. New York, McMillan. 1958.
- 15 - GUILLOU, R.; GENTRY, J.P. - Fog-spray humidification in cold storage. New York, ASHRAE Journal. 1966, v.8 (10) p. 80-83.
- 16 - HALÁSZ, L. - Anteprojeto para a instalação de câmaras frigoríficas na faculdade de engenharia de alimentos e agrícola. Campinas, FEA-UNICAMP. 1978, 10 p.
- 17 - HALÁSZ, L. - Apostila sobre curso de refrigeração (em preparação). FEA-UNICAMP. 1978.
- 18 - HALÁSZ, L. - Problemas atuais no ramo da refrigeração. Campinas, Fundação Tropical de Pesquisas e Tecnologia. 1977, 205 p.
- 19 - HALÁSZ, L. - Operação e manutenção de equipamentos frigoríficos.

- ficos. Campinas, Fundação Tropical de Pesquisas e Tecnologia. 1978, 117 p.
- 20 - HALÁSZ, L. - Refrigeração e suas aplicações (notas de aulas). Campinas, FEAA-UNICAMP. 1976.
- 21 - HANDEGORD, G.O.; TILL, L.E. - New humidity standard. New York, ASHRAE Journal. 1960, v.2 (6) p. 44-49.
- 22 - HENDERSON, S.W.; PERRY, R.L. - Agricultural process engineering. New York, 1966.
- 23 - HODGSON, T. - The rapid chilling of meat; teorefical and practical considerations. Food Inds. South Africa. 1964, 13 p.
- 24 - HODGSON, T. - The effect of the environmental conditions on the chilling rates of meat. Paris, Bull I.I.R. Annexe 1966-1, p. 635-645.
- 25 - IGLESIAS, H.A.; CHIRIFE, J. - A model for describing the water sorption behavior of food. Journal of Food Sciences. 1976, v.41 p. 984-992.
- 26 - INTERNATIONAL INSTITUT OF REFRIGERATION - Practical guide to refrigerated storage. Paris, I.I.F./I.I.R. 1965, 239 p.
- 27 - JORDAN, C.H. - A method of humidity control using a capillary air washer. New York, ASHRAE Journal. 1968, v.10 (1) p. 68-70.

- 28 - KREITH, F. - Princípios de transferência de calor. São Paulo, Blücher. 1969, 650 p.
- 29 - KOMONDY; HALÁSZ, L. - Hűtőgépek (máquinas frigoríficas). Hungria, livro texto universitário.
- 30 - LENTZ, C.P.; VAN DEN BERG, L.; McCULLOUGH, R.S. - Study of factors affecting temperature, relative humidity and moisture losses in fresh fruit and vegetable storage. J. Inst. Can. Techn. Aliment. 1971, 4 (4) p. 146-153.
- 31 - LEVY, F.L. - Energy, time-temperature and weight loss during meat chilling. Langford, Meat Research Institut. 1972, (paper Nº 14), 15 p.
- 32 - McCracken, D.D.; DORN, W.S. - Numerical methods and fortran programming. New York, Willey. 1966, cap. 5 P. 124-159.
- 33 - MEFFERTH, H.I. - Thermal properties of foodstuffs. Paris, Bull I.I.R. Annexe 1974-3, p. 335-342.
- 34 - MITCHELL, F.G.; GUILLOU, R.; PARSONS, R.A. - Comercial cooling of fruits and vegetables. California, University of California, Division of Agricultural Sciences. 1972, manual 43, 44 p.
- 35 - NEVES FILHO, L.C. - Conservação e perda de qualidade dos produtos perecíveis. São Paulo, Abrava. 1977, 2 (13) p. 7-12.
- 36 - PACITTI, T. - Fortran-monitor; princípios. 3ed. Rio de Janeiro, Livros Técnicos e Científicos. 1974, 377 p.

- 37 - PANTASTICO, E.B. - Postharvest physiology handling and utilization of tropical and subtropical fruits and vegetables. West port, AVI. 1975, 560 p.
- 38 - PLANK, R. - El empleo del frio en la indústria de la alimentación. Barcelona, ed. Reverté. 1963, 805 p-
- 39 - PLANK, R. - Handbuch der Kältetechnik (manual da técnica de refrigeração). Berlin, Springer. 1959, v. 3.
- 40 - RADFORD, R.D. - Water transport in meat. Paris, Bull I.I.R. Annexe 1976-1, p. 315-321.
- 41 - RADIO FRIGOR S.A. - Unidades condensadoras semi-herméticas resfriadas a ar (catálogo industrial). São Paulo, 1978.
- 42 - SCHMIDT, T.F. - Capacidade térmica de superfícies aletadas. Karlsruhe, Alemanha Ocidental, C.F. Müller. 1950.
- 43 - SCHMIDT, N. - Z. ges. Kälteind, beigheft 6, reihe3. Berlin: ges. F. Kältemesen. 1931.
- 44 - SHAW, B.G. - The effect of temperature and relative humidity on the microbiological quality of carcass meat. Langford, Meat Research Institute. 1972 (7) 10 p.
- 45 - SILVA, R.B. - Manual de refrigeração e ar condicionado. 3ed., São Paulo, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. 1973, 380 p.
- 46 - SILVA, R.B. - Manual de termodinâmica e transmissão de calor. 5ed., São Paulo, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. 1972, p. E1-8 - E1-13.

56 - WILE, D.O. - Role of the evaporator in maintaining high humidity. New York, ASHRAE Journal. 1966, v.8 (12) p. 67-70.