

90
W

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROJETO MECÂNICO

BALCÕES FRIGORÍFICOS ABERTOS
- ROTEIRO DE CÁLCULO -

AUTOR: JOSÉ ROBERTO LOURENÇO

ORIENTADOR: JOSÉ MARIA SAIZ JABARDO

1 9 8 3

P R E F Á C I O

Este trabalho de formatura, realizado aqui na Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, visa fornecer subsídios para o projeto de balcões frigoríficos abertos.

Gostaria de agradecer a supervisão, sempre esclarecedora, do Prof. Dr. José Maria Saiz Jabardo, ao apoio de minha noiva Cynthia e de todos os colegas que compartilharam comigo deste trabalho.

São Paulo - Novembro de 1983

José Roberto Lourenço

Í N D I C E

1. Nomenclatura	1
2. Introdução	4
3. Objetivos	4
4. Esclarecimentos sobre balcões	5
5. Roteiro de Cálculo	7
5.1 - A carga térmica	7
5.1.1 - Condições adotadas	7
5.1.2 - A grade que insufla o ar	7
5.1.3 - Condições do ar na boca de entrada...	8
5.1.4 - A mistura de ar antes de atravessar o evaporador	9
5.1.5 - Cálculo da carga térmica	10
5.2 - O Evaporador	11
5.2.1 - O método de escolha e condições de projeto	11
5.2.2 - Formas e dimensões do evaporador	12
5.2.3 - A primeira tentativa	13
5.2.4 - Cálculo do coeficiente de transferên- cia de calor ar-gelo	13
5.2.5 - Cálculo da área frontal	15
5.2.6 - Cálculo da queda de pressão através do evaporador e do tempo entre descon- gelos	16
5.2.7 - Temperatura da mistura na saída do eva- porador	17
5.2.8 - A segunda tentativa	18
5.3 - Indicação para seleção de acessórios	21
5.3.1 - O Ventilador	21
5.3.2 - Unidade compressor-condensador	22
5.3.3 - Válvula de expansão termostática	22
5.3.4 - Sistema de descongelamento	22
6. Conclusões	23
7. Referências	26

N O M E N C L A T U R A

- A = Área total de transferência de calor, ft^2
 A_c = Área de fluxo livre, ft^2
 A_{cn} = Área de troca de calor dos tubos, ft^2
 A_f = Área total de aletas para troca de calor, ft^2
 A_{fr} = Área frontal, ft^2
 C_1, C_2, C_3, C_4 = Constantes arbitrárias
 CF = Fator de correção
 C_p = Calor específico à pressão constante, $BTU/lbm.F$
 CT = Carga Térmica, BTU/h
 D = Coeficiente de difusão para transmissão água-vapor a través do ar, ft^2/h
 D_h = Diâmetro hidráulico, $4 A_c L/A$, ft
 F = Parâmetro adimensional de perda de pressão. $F=f_a/f_{aint}$
 f = Fator de atrito
 G = Vazão do fluxo de massa, mda/A_c , $lbm/ft^2.h$
 gc = Fator de conversão gravitacional, $32,2$, $lbm.ft/lbf.S^2$
 H = Parâmetro adimensional de transferência de calor. Dado pelo gráfico da fig. 4.
 H_o = Altura da grade, m .
 h = Coeficiente de transferência de calor, $BTU/h.ft^2. ^\circ F$
 K = Condutividade Térmica, $BTU/h.ft.^{\circ}F$
 L = Profundidade do evaporador, ft
 L_b = Largura do evaporador, ft
 m = Vazão em massa, lbm/h
 N = Número de filas de tubos
 n_1, n_2 = Constantes arbitrárias
 P = pressão, lbf/ft^2 ou $po1.$ de H_2O
 Pr = Número de Prandtl, $\mu.C_p/K$

- Q = Vazão em volume, ft³/s
 q = Fluxo de calor, BTU/h
 Re = Número de Reynolds, $\frac{\rho V D}{\mu}$
 r_h = Raio hidráulico, ft
 St = Número de Stanton, $\frac{h}{G C_p}$
 S = Número de aletas por polegada, 1/pol.
 T = Temperatura, °F
 t = Espessura, ft.
 U_o = Coeficiente global de transferência de calor, BTU/h.ft².F
 V = Velocidade, ft/s
 W = Parâmetro adimensional de Transferência de massa, $\frac{W_M - W_S}{W_S}$
 W = Umidade absoluta, lbm H₂O/lbm ar seco.
 W_S = Umidade absoluta à temperatura da superfície de transferência de calor.
 X = Distância entre lançamento e recebimento do ar no balcão, m
 y = Altura da face do evaporador, ft.
 Δ = Operador diferença
 η = Eficiência da aleta
 ϕ = Diâmetro do tubo, polegada
 θ = Adimensional de tempo, $\frac{BTU}{lbm^2}$
 μ = Viscosidade, lbm/ft.s
 τ = Tempo, h.
 ρ_m = densidade média, lbm/ft³

Subscritos

- $''$ = polegada
 a = ar úmido
 afr = ar e gelo
 avg = médio
 b = balcão

b_s = bulbo seco
 cn = condução
 d = degêlo
 da = ar sêco
 f = aleta
 ind = induzido
 int = inicial ou descongelado
 max = máximo
 min = mínimo
 o = condição do ar após passar pelo evaporador
 s = superfície
 t = terminal
 x = parametro considerado à uma distancia " x " da saída de ar.

2. INTRODUÇÃO

Hoje em dia, com o grande desenvolvimento das cadeias de supermercados, tornou-se mais comum o uso de balcões frigoríficos de auto-serviço nesses estabelecimentos.

Esses balcões, podem ser de dois tipos:

a) abertos; ou b) fechados; sendo os primeiros mais populares, servindo para exposição de alimentos como carnes, vegetais, frutas, sorvetes, laticínios, etc.

Os balcões abertos podem ser horizontais ou verticais e seu projeto pode variar de acordo com o material que vai ser exposto e armazenado.

3. OBJETIVOS

Este trabalho visa, basicamente, fornecer um roteiro de cálculo para o projeto de um balcão frigorífico aberto horizontal, que armazenará sorvete a uma temperatura a proximada de -20°C . Na primeira parte do roteiro se rá calculada a Carga Térmica, e na segunda parte, o cálculo do evaporador.

A seguir procura-se fornecer indicações para a seleção dos acessórios do balcão.

Por fim, será feita uma análise dos resultados obtidos e serão tiradas conclusões relativas ao projeto.

4. ESCLARECIMENTOS SOBRE BALCÕES

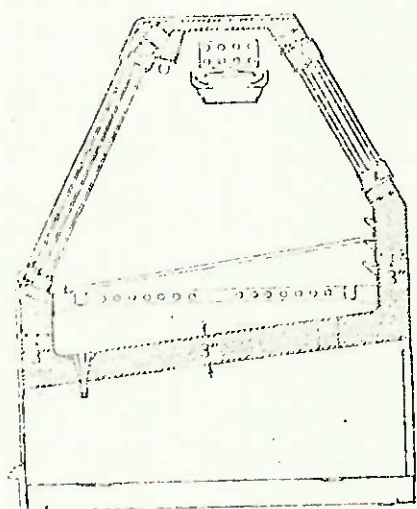
Basicamente, os balcões abertos funcionam da seguinte maneira: uma abertura insufla ar numa determinada condição $(T, \phi, V)^*$. Esta cortina de ar, devido ao atrito, mistura-se com o ar ao redor, sendo recolhida na outra extremidade do balcão. O ar recolhido com nova condição $(T_{ind}, \phi_{ind}, V_{ind})$ é passado através do evaporador que lhe confere a condição esperada na saída (T_o, ϕ_o, V) .

A cortina de ar frio tem a finalidade de isolar o produto do meio externo mantendo-o à baixa temperatura devido à proximidade com o evaporador.

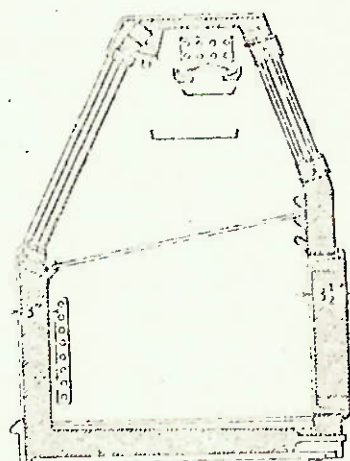
A seguir serão expostas algumas figuras, que fornecerão uma idéia melhor sobre os balcões.

As duas primeiras referem-se à balcões fechados, enquanto que as demais são balcões abertos, sendo que a última figura ilustra o corte de um balcão semelhante àquele que pretende-se projetar.

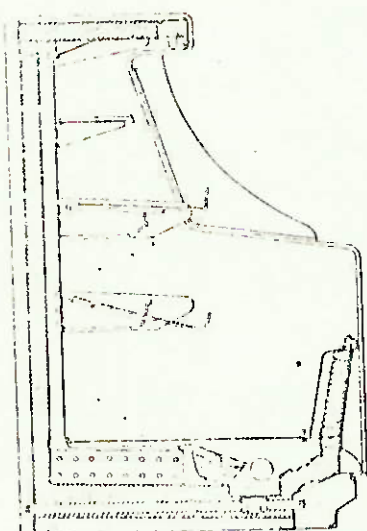
* Veja a Seção Nomenclatura com uma lista de símbolos e subscritos.



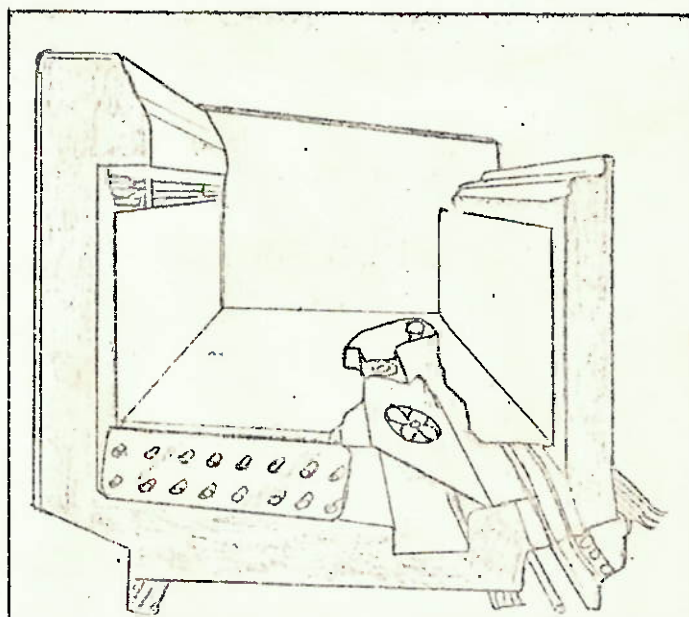
Balcão de serviço convencional de funcionamento simples. (Cortesia da Corporação de Refrigeração Tyler).



Balcão de serviço de funcionamento duplo para exposição de carnes. (Cortesia da Corporação de Refrigeração Tyler).



Balcão alto de prateleiras múltiplas para venda de produtos. (Cortesia da Corporação de Refrigeração Tyler).



Balcão de exposição do tipo aberto para alimentos congelados e sorvete.

Fig. 1 - Tipos de balcões

5. ROTEIRO DE CÁLCULO

5.1 - A CARGA TÉRMICA

5.1.1 - Condições adotadas

Admitiu-se inicialmente que:

- a) A carga térmica deve-se basicamente ao ar externo.
- b) Os balcões são módulos de 2,5m de extensão.
- c) Serão utilizadas grades na saída do ar.
- d) A distância entre a saída do ar e seu recolhimento é de 1m ($X = 1m$).

5.1.2 - A grade que insufla o ar

A grade admitida terá as seguintes dimensões:

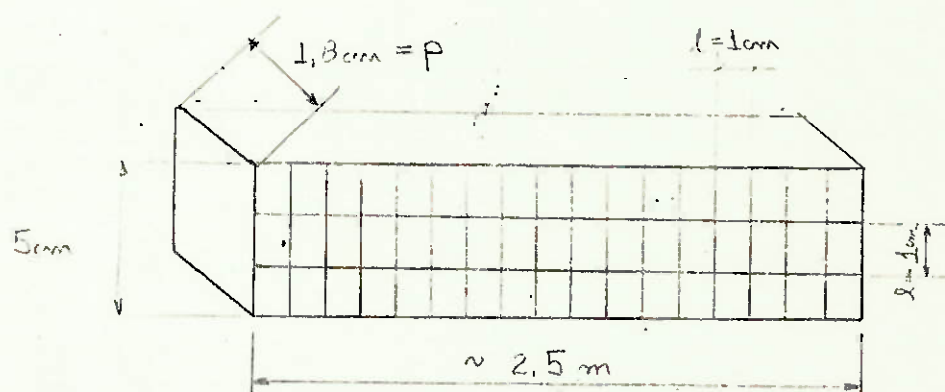


Fig. 2 - Dimensões da grade

De acordo com a ref. 2, para que se consiga o controle sobre a direção do jato por uma grade, deveremos ter $1 < p/l < 2$. No nosso caso, temos $p = 1,8$ cm e $l = 1$ cm. Portanto $p/l = 1,8$, e assim poderemos ter controle sobre o jato. A área efetiva da grade é 60% da área total. Sendo a área total $A = 250 \times 5 = 1250$ cm² e $A_{ef} = 0,6 \times 1250 = 750$ cm². Utilizaremos $A_{ef} = 0,075$ m².

5.1.3 - Condições do ar na boca de entrada

Adotaremos a velocidade de saída do ar $V_0 = 2$ m/s. Assim sendo, $Q_0 = A_{ef} \cdot V_0 = 0,15$ m³/s.

Segundo a ref. 2, temos que:

$$\frac{Q_x}{Q_0} = \sqrt{\frac{2}{K'}} \cdot \sqrt{\frac{X}{H_0}} \quad (1)$$

e

$$\frac{Q_x}{Q_0} = \sqrt{2} \cdot \frac{V_0}{V_x} \quad (2)$$

Com os dados da tabela 2 da ref. 2 (pag. 458), com o alcance $X = 1$ m (projeto), e com $H_0 = 5$ cm, da eq. (1) temos $\frac{Q_x}{Q_0} = 3,14$ e da eq. (2) temos $\frac{V_x}{V_0} = 45\%$. Portanto a vazão que chega a 1 m da saída é $Q_x = 3,14 \cdot Q_0 = 0,47$ m³/s.

5.1.4 - A mistura de ar antes de atravessar o evaporador.

Sabe-se que metade do ar arrastado provém do espaço refrigerado, a vazão proveniente do ar externo é $Q_x/2 = Q_{x_{ind}} \approx 0,24 \text{ m}^3/\text{s}$.

Em termos de vazão em massa temos:

$$\dot{m}_o = 0,202 \text{ Kg/s e } \dot{m}_{x_{ind}} = 0,271 \text{ Kg/s.}$$

Para uma mistura de correntes de ar, com diferentes condições, a ref. 3 nos dá:

$$w_H = w_o + \frac{(\dot{m}_o - \dot{m}_{x_{ind}})}{\dot{m}_{x_{ind}}} (w_{x_{ind}} - w_o) \quad (3)$$

Das condições desejadas, ar na saída da grade:

$$T_{b_{so}} = -20^\circ\text{C}$$

$$\phi_o = 90\%$$

E das condições ambientes admitidas:

$$T_{b_{sx_{ind}}} = 30^\circ\text{C}$$

$$\phi_{x_{ind}} = 60\%$$

Temos, de uma carta psicrométrica, a nível do mar:

$$h_o = -0,22 \text{ K cal/Kg}$$

$$h_{x_{ind}} = 21,28 \text{ K cal/Kg}$$

$$\omega_o = 0,00057$$

$$\omega x_{ind} = 0,016$$

Pela 1ª. lei da termodinâmica, temos:

$$\dot{m}_M \cdot h_M = \dot{m}_o h_o + (\dot{m}_{x_{ind}} - \dot{m}_o) h_{x_{ind}} \quad (4)$$

M - mistura

$$\dot{m}_M = \dot{m}_{x_{ind}} \quad (5)$$

Das eq. (4) e (5), resulta $h_M = 5,25$ Kcal/Kg.

Da eq. (3), $\omega_M = 0,0045$.

Com h_M e ω_M , entramos na carta psicrométrica e tiramos: $T_{bs}_M = -5^\circ\text{C}$ e $\phi_M = 100\%$.

5.1.5 - Cálculo da carga térmica

A carga térmica pode ser dada por:

$$CT = |\Delta h| \cdot \dot{m}_o \cdot 3\,600 \quad (6)$$

onde

$$\Delta h = h_o - h_M$$

Para nós, $|\Delta h| = 5,47$ Kcal/Kg e portanto a carga térmica será:

$$CT \approx 4\,000 \text{ Kcal/h ou } 15.870 \text{ BTU/h.}$$

5.2 - O EVAPORADOR

5.2.1 - O método de escolha e condições de projeto

O cálculo do evaporador envolve um processo iterativo. Devemos selecionar um evaporador com um determinado número de filas de tubos (N) e com um determinado número de aletas por polegada (S). As condições desejadas são:

- a) Temperatura de entrada do ar = -5°C
- b) Temperatura de saída do ar = -20°C

Admitiremos:

- a) Temperatura da superfície dos tubos ;
 $T_s = -20^{\circ}\text{F}$ (refrigerante 502).
- b) Ventilador fornecendo uma vazão de
 $0,15 \text{ m}^3/\text{s}$.
- c) Uma queda tolerável de 25% na vazão.
- d) Um tempo entre descongêlos maior ou igual a 2 horas.

Portanto, as condições a serem respeitadas são:

$$0,113 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \leq Q_0 \leq 0,15 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \text{ e } \tau_d \geq 2\text{h}.$$

5.2.2 - Formas e dimensões do evaporador

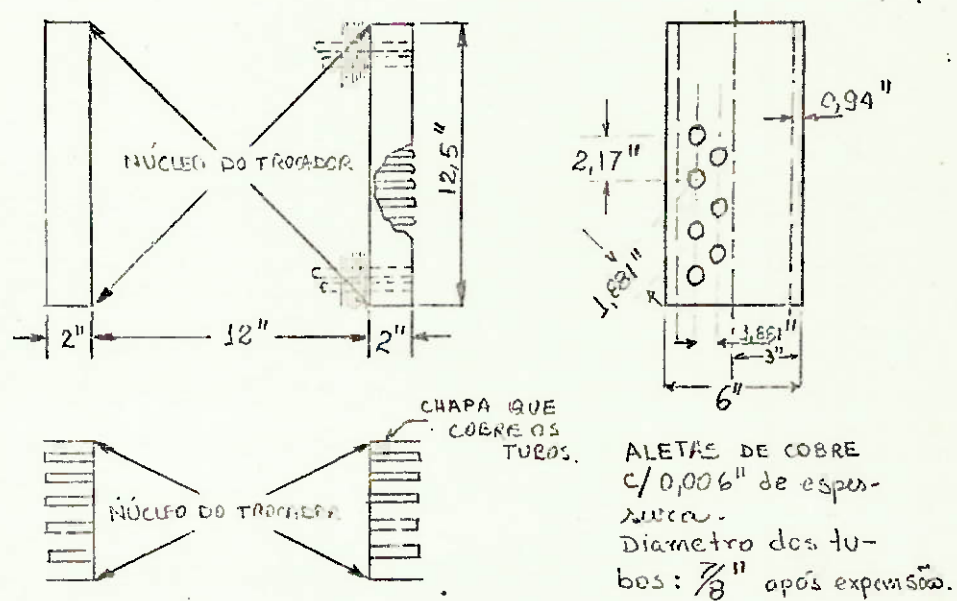


Fig. 3 - Geometria do evaporador.

A ref. 4 sugere vários trocadores de calor (evaporadores). As medidas que lá se encontram são para tubos com $\phi = 0,403$ ". Usaremos tubos com $\phi = 7/8$ " para evitar uma excessiva queda de pressão do refrigerante. As dimensões para esse novo diâmetro encontram-se na fig. 3. As fórmulas para o cálculo das áreas, com $\phi = 7/8$ ",

$$A_c = \frac{1}{144} \left\{ 150 - \left[(0,006 \cdot 11,25 \cdot S \cdot 12) + (12 \cdot \phi \cdot 9) + 15 \right] \right\} \quad (7)$$

$$r_h = \frac{A_c}{A} \cdot 1,881 \cdot N \quad (8)$$

$$A_f = \left[\frac{12 \cdot S \cdot (12,5 \cdot 1,881 \cdot 2 - 9 \cdot \phi)}{144} \right] \cdot N \quad (9)$$

$$A_{cn} = \left[\frac{(12 \cdot \phi \cdot 4)}{144} \cdot \frac{12,5}{1 + \phi} \right] \cdot N \quad (10)$$

$$A = A_f + A_{cn} \quad (11)$$

5.2.3 - A primeira tentativa

Com as dimensões da fig. 3, com os dados da ref. 4 e com a sequência de cálculo do exemplo dado na ref. 5, iniciaremos o roteiro de cálculo do evaporador.

Escolheremos, primeiramente, o trocador nº 12 (ref. 4), com $N = 4$ e $S = 4$. Para facilitar, trabalharemos em um só sistema de unidades, ou seja, o Inglês.

Condições de projeto:

- $T_s = -18^{\circ}\text{F}$
- Temperatura da mistura ao entrar no evaporador, $T_{hse} = 23^{\circ}\text{F}$
- Temperatura da mistura ao deixar o evaporador, $T_{bss} = -4^{\circ}\text{F}$

$$4 \text{ ft}^3/\text{s} \leq Q_0 \leq 5,3 \text{ ft}^3/\text{s}$$

5.2.4 - Cálculo do coeficiente de transferência de Calor ar - gelo

Devemos obter os valores de área em função da área frontal do evaporador. Para isso, calcula-se a área (eqs. 7 a 11) e divide-se pela área frontal (fig.3).

Exemplo:

$$A_c = 0,623 \text{ ft}^2 \quad A_c = \frac{0,623 \cdot \text{ft}^2}{\frac{12 \times 12,5}{144} \text{ ft}^2} \cdot A_{fr}$$

Portanto $A_c = 0,598 A_{fr}$

Assim, $A = 65,81 \text{ ft}^2 \rightarrow A = 63,18 A_{fr}$

$r_h = 0,0059 \text{ ft}$

$W = \frac{0,0045 - 0,0003}{0,0003} = 14$

Da fig. 4, temos $H_{avg} \approx 0,56$

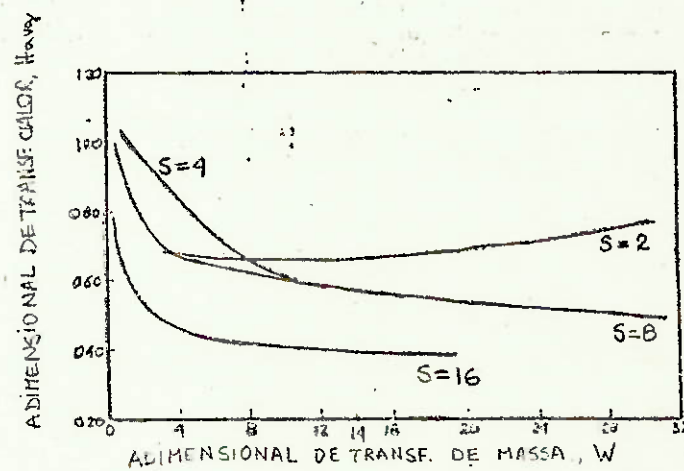


Fig. 4 - $H_{avg} \times W$, para evaporadores com diferentes S .

$$H_{MIN} = \frac{n_2 H_{avg}^2}{1 + (n_2 - 1) H_{avg}} \quad (12)$$

$$n_2 = 0,57 \quad \text{para } 0 \leq N \leq 2 \quad \text{e} \\ n_2 = 3,32 \quad \text{para } 3 \leq N \leq 6 \quad (13)$$

De (12) e (13), temos que $H_{MIN} = 0,453$

$$G_a = \frac{m d a}{A_c} = 505,7 \frac{Q_0}{A_{fr}} \quad (14)$$

$$Re_a = \frac{4 r_h \cdot G_a}{\mu} = 298,4 \frac{Q_0}{A_{fr}} \quad (15)$$

Onde as propriedades do ar são computadas

à temperatura média $\left(\frac{T_{bse} + T_{bss}}{2} \right)$

Utilizando a tabela I, a eq. (15) e a definição do número de Stanton, temos,

$$h_{afr} = 3 \cdot \left(\frac{Q_0}{A_{fr}} \right)^{0,645} \quad (16)$$

Tabela I - Resultado de coeficientes para troca de calor

$f_a = C_1 Re_a^{-C_2}$			$St_a Pr_a^{2/3} = C_3 Re_a^{-C_4}$			
Nº DO TROCADOR	S	N	C ₁	C ₂	C ₃	C ₄
6	12	1	.826	.488	.553	.641
7	12	2	.825	.489	.552	.643
8	12	3	.909	.506	.925	.729
9	12	4	1.323	.550	.348	.579
10	12	6	.621	.442	.220	.534
11	2	4	.275	.193	.185	.388
12	4	4	.127	.141	.150	.355
13	8	4	.274	.288	.296	.502
14	16	4	.780	.513	.160	.488

5.2.5 - Cálculo da área frontal

O calor trocado no evaporador é:

$$q = m_{da} \cdot C_{pda} (T_{bse} - T_{bss}) = h_{afr} \cdot H \cdot A_{fr} \cdot \eta_s \left[\frac{T_{bse} - T_{bss}}{\ln \left[\frac{T_{bse} - T_s}{T_{bss} - T_s} \right]} \right] \cdot CF \quad (17)$$

Admitindo-se $\eta_s \approx 0,9$, $CF \approx 1,11$,

$q = 15.870 \text{ BTU/h}$, temos de (17),

$$15.870 = 3 \left(\frac{Q_0}{A_{fr}} \right)^{0,645} \cdot H \cdot 63,18 A_{fr} \cdot 0,9 \cdot 25 \cdot 1,11$$

$$15.870 = 4738,5 \cdot H \cdot Q_0^{0,645} \cdot A_{fr}^{0,355} \quad (18)$$

Resolvendo para A_{fr} , resulta:

$$A_{fr}^{0,355} = \frac{15870}{4738,5 \cdot H_{MIN} \cdot Q_0^{0,645}}$$

$$A_{fr} \approx 13,54 \text{ ft}^2 \quad (19)$$

5.2.6 - Cálculo da queda de pressão através do evaporador e do tempo entre descongêlos.

A queda de pressa (Δp) através do evapora
dor é dada por:

$$\Delta p = \frac{G_a^2}{2g_c} \cdot F \cdot f_{a_{int}} \cdot \frac{A}{A_c} \cdot \frac{1}{f_m} \quad (20)$$

Da tabela I, podemos calcular $f_{a_{int}}$, e por-
tanto

$$\Delta p = 3,317 \times 10^{-5} \cdot Q_0^{1,859} \cdot F \text{ (polegada de } H_2O) \quad (21)$$

O Parâmetro adimensional de tempo é:

$$\theta = \frac{D \cdot \tau}{D_h^2} \quad (22)$$

$$D_h = \frac{4 A_c L}{A} \quad , \quad L = \frac{1,881 \cdot M}{12} \text{ (ft)} \quad (23)$$

De (22) e (23), temos:

$$\theta = 0,175 \times 10^4 \cdot \tau \quad (24)$$

Fixando-se $p = 3 \text{ pol. de } H_2O$ e $Q_0 = 5,3 \text{ ft}^3/\text{s}$,
temos de (21),

$$F \approx 4073 \quad (25)$$

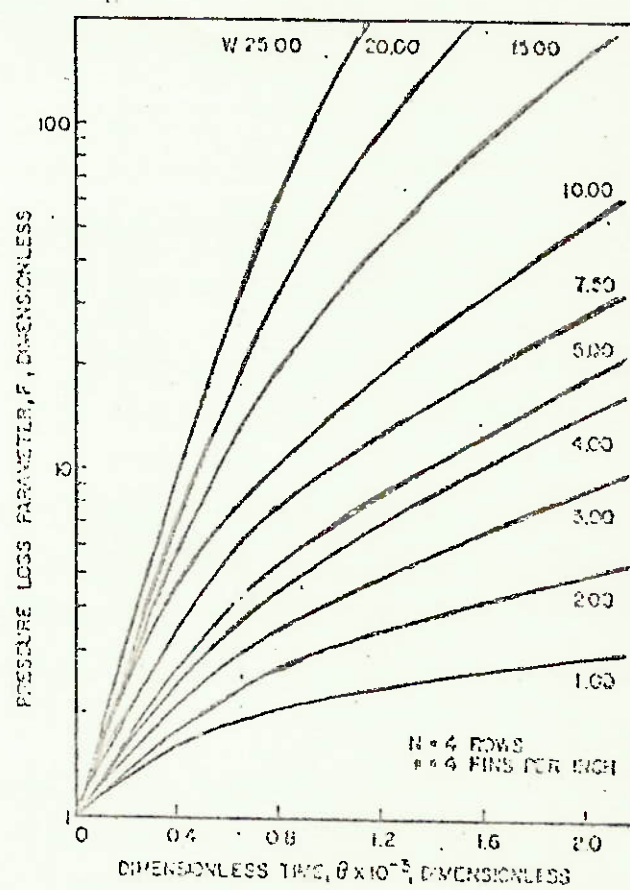


Fig. 5 - $F \times W$ e θ para o evaporador nº 12 (ref.4)*

Extrapolando-se o gráfico da fig. 5,

$$\theta \times 10^{-3} \approx 5,5 \text{ e de (24) } \tau_t \approx 3,13h.$$

5.2.7 - Temperatura da mistura na saída do evaporador

Da equação (17) pode-se determinar a temperatura da mistura real, ao sair do evaporador. Inicialmente considerou-se que T_{bss} seria de $-4^{\circ}F$, mas com o cálculo da área fron

* Pode-se adotar a equação aproximada, $F = 3,55 \times 10^{-5} \theta^2 - 0,0229\theta + 14$, ($W = 14$)

tal, esse valor pode agora ser recalculado, resultando,

$$T_{bss} = 41 e^{(-6,58 \cdot Q_0^{-0,355} \cdot H)} - 18 \quad (26)$$

Substituindo os valores $Q_0 = 5,3 \text{ ft}^3/\text{s}$,

$H = H_{\text{MIN}}$, resulta; $T_{bss} \cong -10^\circ\text{F} \cong -23^\circ\text{C}$

De acordo com os resultados obtidos, notamos que os objetivos foram alcançados. Segundo as conclusões da ref. 5, aumentando o número de filas de tubos (N), conseguiremos um trocador mais compacto, enquanto que a T_{bss} diminuirá ligeiramente.

5.2.8 - A segunda tentativa

As nossas condições nos impõe que o evaporador ocupe aproximadamente 80% do comprimento total do balcão.

$$\text{Assim, } L_b = 2\text{m e } y = \frac{A_{fr}}{L_b} \quad (27)$$

$$\text{Portanto, } y \cong \frac{13,54 \times (0,305)^2}{2} \cong 63 \text{ cm}$$

Devemos ter $y \sim 20 \text{ cm}$, para que o evaporador seja mais compacto.

Tentaremos então, um novo cálculo, mas para $N = 5$ e $S = 4$.

As novas exigências, são:

$$\tau_d \geq 2\text{h e } 4 \text{ ft}^3/\text{s} \leq Q_0 \leq 5,3 \text{ ft}^3/\text{s} \quad (28)$$

Usando as eq. (7), (8), (9), (10) e (11), obtemos,

$$A_c = 0,623 \text{ ft}^2 \rightarrow A_c = 0,598 A_{fr}$$

$$A = 82,26 \text{ ft}^2 \rightarrow A = 78,97 A_{fr}$$

$$r_h = 0,0059 \text{ ft, sendo } W = 14.$$

Analisando-se a fig. 23 (ref. 5), percebe-se que H_{avg} quase não varia com o aumento do nº de tubos. Assim, adota-se $H_{avg} = 0,56$, o mesmo que o do trocador anterior.

De (12) e (13), $H_{MIN} = 0,453$, $G_a = 505,7 Q_o / A_{fr}$ e $Re_a = 298,4 Q_o / A_{fr}$.

Segundo dados geométricos e de escoamento da ref. 6,

$$St_a Pr_a^{2/3} = 0,25 Re_a^{-0,4} \quad (29)$$

$$f_{a,int} = 0,25 Re_a^{-0,18} \quad (30)$$

Da eq. (29), da definição do número de Stanton e da eq. (15), resulta,

$$h_{afr} = 3,87 \left(\frac{Q_o}{A_{fr}} \right)^{0,6} \quad (31)$$

Substituindo (31) em (17), vem,

$$15.870 = 7640 H_{MIN} Q_o^{0,6} A_{fr}^{0,4} \quad (32)$$

que resulta, $A_{fr} = 3,7 \text{ ft}^2$ e superdimensionando, temos $A_{fr} \cong 4,5 \text{ ft}^2$.

Utilizando (30),

$$\Delta p = 5,372 \times 10^{-4} Q_o^{1,82} F (\text{pol. H}_2\text{O}) \quad (33)$$

$$\begin{aligned} \text{De (23), } D_h &= 0,0237431 \text{ ft e} \\ \text{de (24), } \theta &= 0,17 \times 10^4 \end{aligned} \quad (34)$$

Com $\Delta p = 3$ pol. H_2O e $Q_0 = 5,3 \text{ ft}^3/\text{s}$, temos de (24) $F \approx 4073$.

Novamente, extrapolando-se o gráfico da fig. 5 e admitindo-se que, com a variação do número de filas de tubos, é desprezível a variação das curvas F com θ e W , tem-se, $\theta \times 10^{-3} \approx 3,3$, que com (34), resulta,

$$\tau_d \approx 2 \text{ h}$$

Da eq. (17) obtemos:

$$T_{bss} = 41.e^{(-7,685.Q_0^{-0,4}.H)} - 18 \quad (35)$$

Com $Q_0 = 5,3$ e $H = H_{MIN}$, obtem-se:

$$T_{bss} \approx -11^\circ F \approx -23,8^\circ C.$$

Para $\tau = 2h$, da eq. (34), do gráfico da fig. 5 e da eq. (33), para $\Delta p = 3$, temos : $Q_0 = 5,28 \text{ ft}^3/\text{s}$.

Além do mais, de (27), $y \approx 20 \text{ cm}$, estando portanto, todos os valores dentro das condições de projeto.

Se tentássemos $N = 6$ e $S = 4$, teríamos

$A_{fr} < 4,5 \text{ ft}^2$ (trocador mais compacto), porém $\tau_t < 2h$, não cumprindo exigências do projeto.

Portanto, o evaporador selecionado é o com $N = 5$ e $S = 4$.

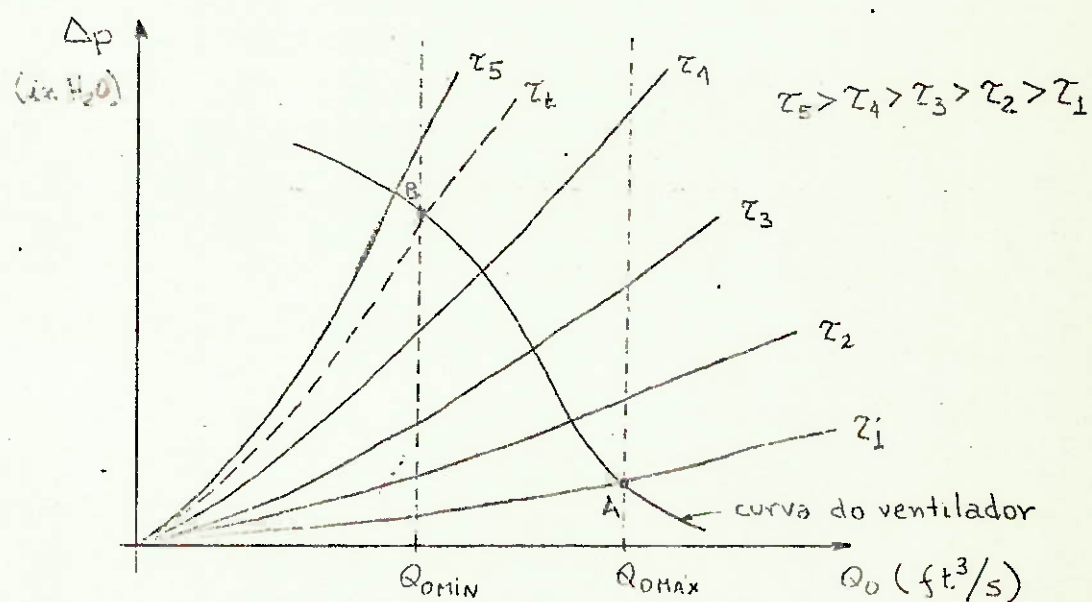
5.3 - INDICAÇÃO PARA SELEÇÃO DE ACESSÓRIOS

5.3.1 - O Ventilador

O ventilador pode ser selecionado conhecendo-se a curva $\Delta p \times Q_0$ do evaporador.

A partir desta, traçam-se curvas de ventiladores que melhor se adaptam às condições de projeto. As curvas dos ventiladores utilizadas são obtidas de catálogos de fabricantes.

A seguir, um exemplo para uma melhor compreensão da seleção.



O escoamento pelo evaporador percorrerá a linha A-B (curva do ventilador). No início temos $\tau_1 \approx 0$ e Q_0 é máxima. A medida que o tempo passa, a vazão de ar através do evaporador diminui, até atingir Q_{0MIN} que corresponde ao tempo terminal de projeto.

5.3.2 - Unidade compressor-condensador

Devemos, primeiramente, decidir se o resfriamento será a ar ou a água.

A partir daí a temperatura de condensação pode ser estimada.

Com os dados de perda de carga do refrigerante ao longo do evaporador e com a temperatura de condensação, entra-se num catálogo e determina-se a unidade. *

5.3.3 - Válvula de expansão termostática

A seleção de uma válvula de expansão termostática depende do conhecimento dos seguintes fatores:

- a) Temperatura do evaporador;
- b) Capacidade do sistema (carga térmica);
- c) Diferença de pressão através da válvula, que na realidade é conhecida através da temperatura de condensação.

Com esses valores obtidos, entra-se num catálogo de fabricante de válvulas selecionando-se o modelo correto. *

5.3.4 - Sistema de descongelo

Existem alguns sistemas de descongelo possíveis. Como exemplo, podemos citar:

- a) Sistema elétrico.
- b) Inversão do ciclo.
- c) Gás quente.

* VIDE ANEXO, NO FIM DO TRABALHO.

Um dos sistemas que aqui podemos utilizar, é o elétrico, visto que torna-se um dos mais baratos. Aparentemente um dos sistemas mais eficientes é o de inversão do ciclo.

No nosso caso, poderemos colocar, entre os tubos de refrigerante no evaporador, tubos finos de cobre.

Esses tubos finos seriam submetidos a uma diferença de potencial, circulando então, através deles, uma corrente elétrica. Essa corrente, por efeito Joule, dissiparia calor para o evaporador, descongelando-o. O sistema apresenta-se eficiente, pois consegue transferir calor sob todas as formas: condução, convecção e irradiação.

6. CONCLUSÕES

Uma das dificuldades do projeto de um balcão frigorífico é o dimensionamento do evaporador. Devido à formação de gelo, com o tempo, nas paredes do evaporador, sua seleção torna-se complexa.

Uma maneira relativamente simples de contornar o problema, é o uso de adimensionais.

Esses adimensionais são: transferência de calor (H), perda de pressão (F), transferência de massa (W) e de tempo (θ).

Juntamente com esses adimensionais, utilizou-se outros , relativos à transferência de calor com escoamento de fluídos através de determinadas superfícies. Como exemplo: Número de Reynolds, de Stanton e de Prandtl.

Esses últimos, permitiriam uma analogia, conseguindo-se alterar o diâmetro do tubo de refrigerante, na sequência dos cálculos.

De acordo com estudos e observações realizadas sobre evaporadores com formação de gelo, percebeu-se que as variações, tanto de N como de S alteram os adimensionais, e a temperatura de saída do ar do evaporador (ref.5), como era de se esperar.

Notou-se, principalmente, que aumentando o número de fileiras de tubos, mantendo-se S constante, a temperatura do ar na saída do evaporador tende a diminuir, o inverso também ocorre. Enquanto que mantendo-se N constante e variando-se o número de aletas por polegada, consegue-se alterar a T_{bss} ; aumentando-se S diminui-se a T_{bss} até certo número de aletas por polegada, quando a temperatura aí, começa a aumentar.

O tempo de descongelo também se altera variando-se N e S ; o tempo aumenta diminuindo-se N com S constante, e diminuindo-se S com N constante.

A camada de gelo sobre os tubos e aletas do evaporador , pode ser estimada, já que sabemos tanto a umidade absoluta na entrada e saída deste, como também sua área total de troca de calor.

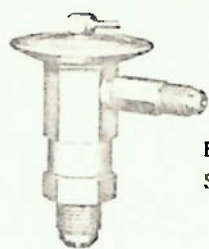
Para finalizar, tentou-se com esse trabalho fornecer da dos teóricos mais precisos para a construção de um bal-cão frigorífico aberto, visto que, hoje em dia no Bra-sil, utilizam-se conhecimentos práticos que tornam o projeto menos econômico.

Pelo desenvolvimento teórico, apesar de ser um processo de tentativa, atinge-se mais rapidamente o objetivo, via bilizando economicamente o projeto.

R E F E R Ê N C I A S

1. Dossat, R.J., "Princípios de refrigeração", Hemus, 1980.
2. ASHRAE - Handbook of Fundamentals, "Space air distribution", Capítulo 24, 1963.
3. Threlkeld, J.L., "Thermal Environmental Engineering" , Englewood Cliffs, N.J., Prentice-Hall, Inc., Capítulo 9, pag. 187, 1962.
4. Gates, R.R., Sepsy, C.F. e Huffman, G.D., "Heat transfer and Pressure in Extended Surface - Heat Exchangers Operating under Frosting condidions", Part. I.
5. Huffman, G.D. e Sepsy, C.F., "Heat transfer and Pressure in Extended Surface - Heat exchangers Operating under Frosting conditions", Part. II.
6. Kays, W.M. e London, A.L., "Compact Heat Exchangers" , Mc Graw-Hill, N.York, 1964.

SPORLAN THERMOSTATIC EXPANSION VALVES SPECIFICATIONS

**TYPE-NI**

ELEMENT — Non-replaceable
Standard Tubing Length 5 Feet

Refrigerant	TYPE & CAPACITY	Thermostatic Charges Available	⑤ STANDARD CONNECTIONS Inches Flare		
	Internal Equalizer Only		Inlet	Outlet	
12	NIF-1/8	C · Z · ZP Only	1/4	② 1/2	
	NIF-1/4				
	NIF-1/2				
	NIF-1				
22	NIV-1/4		1/4		
	NIV-1/2				
	NIV-1				
502	NIR-1/4		1/4		② 3/8
	NIR-1/2				
	NIR-1				

**TYPE-G**

ELEMENT SIZE No. 53, Knife Edge Joint
Standard Tubing Length 5 Feet

Refrigerant	TYPE & CAPACITY Internal Equalizer Only	Thermostatic Charges Available	⑤ STANDARD CONNECTIONS Inches Flare	
			Inlet	Outlet
12	GF-1/2	C - Z - ZP - X Only	② 3/8	② 1/2
	GF-1			
	GF-1 1/2			
22	GV-1/2			
	GV-1			
	GV-1 1/2			
	GV-2 1/2			
502	GR-1/2			
	GR-1			
	GR-1 1/2			

**TYPE-F**

ELEMENT — Non-replaceable
Standard Tubing Length 30 Inches

Refrigerant	TYPE & CAPACITY	Thermostatic Charges Available	⑤ STANDARD CONNECTIONS Inches Flare			
	Internal Equalizer Only		Inlet	Outlet		
12	FF-1/4	C - Z - ZP Only	1/4	② 1/2		
	FF-1/2					
	FF-1		(2) 3/8			
22	FV-1/2					
	FV-1		1/4			
	FR-1/4					
502	FR-1/2				1/4	
	FR-1				(2) 3/8	

② Long taper, on 3/8" connection 1/4" O.D. tubing can be connected by 3/8" x 1/4" reducing flare nut; on 1/2" connection 3/8" O.D. tubing can be connected by using 1/2" x 3/8" reducing flare nut.

④ Capacity Tables are shown in Bulletin 10-10.

⑤ Connections other than standard are available - See Bulletin 10-10.

Tubing lengths other than standard available upon special order at an additional cost.

For complete information see your Sporlan Wholesaler or write Sporlan Valve Company for Bulletin 10-10.

**TYPE-G (PL)**

PRESSURE LIMIT
Thermostatic Expansion Valve
ELEMENT SIZE No. 53(PL)
Standard Tubing Length 5 Feet

Refrigerant	TYPE & ④ CAPACITY	Thermostatic Charges Available	⑤ STANDARD CONNECTIONS Inches Flare	
	Internal Equalizer Only		Inlet	Outlet
12	GF-1/2 (PL)	C - Z Only	② 3/8	② 1/2
	GF-1 (PL)			
	GF 1 1/2 (PL)			
22	GV-1/2 (PL)	Z Only		
	GV 1 (PL)			
	GV-1 1/2 (PL)			
	GV 2 1/2 (PL)			
502	GR-1/2 (PL)			
	GR-1 (PL)			
	GR-1 1/2 (PL)			

STANDARD PRESSURE LIMITS — G (PL)

Refrigerant	Charge	Pressure psig	Refrigerant	Charge	Pressure psig	Refrigerant	Charge	Pressure psig
12	C	30	22	C	Not Available	502	C	Not Available
	Z	10		Z	25		Z	23

SPORLAN THERMOSTATIC EXPANSION VALVES SPECIFICATIONS



TYPE-C

ELEMENT SIZE No. 83, Knife Edge Joint
Standard Tubing Length 5 Feet

Refrigerant	TYPE & CAPACITY		Thermostatic Charges Available	STANDARD CONNECTIONS Inches Flare	
	③ Internal Equalizer	External Equalizer 1/4" SAE		Inlet	Outlet
12	—	CFE-1	Refer to Recommended Thermostatic Charges Page 3	3/8	1/2
	—	CFE-1 1/2			
	CF-2	CFE-2			
	CF-2 1/2	CFE-2 1/2			
	CF-3	CFE-3			
22	—	CVE-1 1/2			
	CV-2	CVE-2			
	CV-3	CVE-3			
	CV-4	CVE-4			
	CV-5	CVE-5			
502	—	CRE-1			
	—	CRE-1 1/2			
	CR-2	CRE-2			
	CR-3	CRE-3			
	CR-4	CRE-4			



TYPE-S

ELEMENT SIZE No. 83, Knife Edge Joint
Standard Tubing Length 5 Feet

Refrigerant	TYPE & CAPACITY		Thermostatic Charges Available	STANDARD CONNECTIONS Inches Solder	
	③ Internal Equalizer	④ External Equalizer 1/4" SAE		Inlet	Outlet
12	SF-1/2	SFE-1/2	Refer to Recommended Thermostatic Charges Page 3	3/8	5/8
	SF-1	SFE-1			
	SF-1 1/2	SFE-1 1/2			
	SF-2	SFE-2		1/2	7/8
	SF-2 1/2	SFE-2 1/2			
	SF-3	SFE-3		3/8	
22	—	SFE-5			
	SV-1/2	—		3/8	5/8
	SV-1	SVE-1			
	SV-1 1/2	SVE-1 1/2			
	SV-2	SVE-2		1/2	7/8
	SV-3	SVE-3			
	SV-4	SVE-4			
	SV-5	SVE-5		3/8	
502	—	SVE-8			
	SR-1/2	SRE-1/2		3/8	5/8
	SR-1	SRE-1			
	SR-1 1/2	SRE-1 1/2			
	SR-2	SRE-2		1/2	7/8
	SR-3	SRE-3			
	SR-4	SRE-4		3/8	
	—	SRE-6			



TYPE-C (PL)

PRESSURE LIMIT
Thermostatic Expansion Valve
ELEMENT SIZE No. 83(PL)
Standard Tubing Length 5 Feet

STANDARD PRESSURE LIMITS — C(PL)

Refrigerant	Charge	Pressure psig	Refrigerant	Charge	Pressure psig	Refrigerant	Charge	Pressure psig
12	C	30	22	C	Not Available	502	C	Not Available
	Z	10		Z	25		Z	23

Refrigerant	① TYPE & CAPACITY		Thermostatic Charges Available	⑤ STANDARD CONNECTIONS Inches Flare	
	③ Internal Equalizer	External Equalizer ¼" SAE		Inlet	Outlet
12	CF-2(PL)	CFE-2(PI)	C - Z Only	¾	½
	CF-2½(PL)	CFE-2½(PL)			
	CF-3(PL)	CFE-3(PI)			
22	CV-3(PL)	CVE-3(PI)	Z Only		
	CV-4(PL)	CVE-4(PI)			
	CV-5(PI)	CVE-5(PI)			
502	CR-2(PL)	CRE-2(PI)			
	CR-3(PI)	CRE-3(PL)			
	CR-4(PL)	CRE-4(PL)			

③ Valves listed in this column NOT AVAILABLE with Type P air conditioning charge.

④ Capacity Tables are shown in Bulletin 10-10.

⑤ Connections other than standard are available - See Bulletin 10-10.

⑥ 1/4" ODF connections available on request.

Tubing lengths other than standard available upon special order at an additional cost.

NOTE: External Equalizer Connection is required whenever valves are used with Sporlan Refrigerant Distributors.

For complete information see your Sporlan Wholesaler or write Sporlan Valve Company for Bulletin 10-10.

SPORLAN THERMOSTATIC EXPANSION VALVES SPECIFICATIONS



TYPE-P

ELEMENT SIZE No. 33, Knife Edge Joint
Standard Tubing Length 5 Feet

Refrigerant	TYPE & CAPACITY (6) External Equalizer 1/4" SAE	Thermostatic Charges Available Refer to Recommended Thermostatic Charges Page 3	(5) STANDARD CONNECTIONS Inches Solder	
			Inlet	Outlet
12	PFE-3		5/8	7/8
	PFE-12		7/8	1 1/8
22	PVE-11		5/8	7/8
	PVE-16		7/8	1 1/8
	PVE-20		7/8	1 1/8
502	PRE-9		5/8	7/8
	PRE-12		7/8	1 1/8



TYPE-U

ELEMENT SIZE No. 33, Knife Edge Joint
Standard Tubing Length 5 Feet

Refrigerant	TYPE & CAPACITY (6) External Equalizer 1/4" SAE	Thermostatic Charges Available Refer to Recommended Thermostatic Charges Page 3	CONNECTIONS — Inches Solder	
			Inlet	Outlet
12	UFE-12		3/8, 1 1/8 ODF Straight or 3/8, 1 1/8 ODF 90° Elbow	7/8, 1 1/8, 1 3/8, 1 5/8 ODF Straight
	UFE-17			
	UFE-23			
22	UVE-22			
	UVE-30			
	UVE-40			
502	URE-16			
	URE-22			
	URE-30			



TYPE-H

ELEMENT SIZE No. 33, Knife Edge Joint
Standard Tubing Length 5 Feet
Flange Ring Size — 1 1/4" OD x 1" ID.

Refrigerant	TYPE & CAPACITY (6) External Equalizer 1/4" SAE	Thermostatic Charges Available Refer to Recommended Thermostatic Charges Page 3	(5) STANDARD CONNECTIONS Inches Solder Flange	
			Inlet	Outlet
12	HFE-1 1/2		1/2	5/8
	HFE-4		5/8	7/8
	HFE-5		5/8	7/8
	HFE-8		7/8	(7) 1 1/8
	HFE-12		1/2	5/8
22	HVE-2 1/2		5/8	7/8
	HVE-5 1/2		7/8	(7) 1 1/8
	HVE-7		7/8	7/8
	HVE-11		7/8	(7) 1 1/8
	HVE-16		7/8	(7) 1 1/8
502	HRE-1 1/2		1/2	5/8
	HRE-4		5/8	7/8
	HRE-6 1/2		5/8	7/8
	HRE-9		7/8	(7) 1 1/8
	HRE-12		7/8	(7) 1 1/8



TYPE-M

ELEMENT SIZE No. 63 — No. 7 for
X Charge — Gasket Joint
Standard Tubing Length 5 Feet
Flange Ring Size — 1 3/4" OD x 1 1/4" ID.

Refrigerant	TYPE & CAPACITY (6) External Equalizer 1/4" SAE	Thermostatic Charges Available Refer to Recommended Thermostatic Charges Page 3	(5) STANDARD CONNECTIONS Inches Solder Flange	
			Inlet	Outlet
12	MFE-15		7/8	1 1/8
	MFE-20		1 1/8	
	MFE-25		1 1/8	
22	MVE-26		7/8	
	MVE-34		1 1/8	
	MVE-42		1 1/8	
502	MRE-15		7/8	
	MRE-20		1 1/8	
	MRE-25		1 1/8	
	MRE-30		1 1/8	

(3) Valves listed in this column NOT AVAILABLE with Type P air conditioning charge.

(4) Connections other than standard are available - See Bulletin 10-10.

(5) 1/4" ODF connections available on request.

(7) Special 1 1/8" ODM Solder Flange Bushing on outlet available at extra cost.

(8) 1/4" ODF or 1/4" SAE 90° angle male flare connections available on request.

Tubing lengths other than standard available upon special order at an additional cost.

NOTE: External Equalizer Connection is required whenever valves are used with Sporlan Refrigerant Distributors.

For complete information see your Sporlan Wholesaler or write Sporlan Valve Company for Bulletin 10-10.

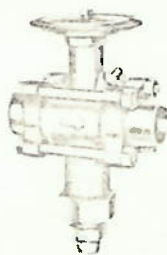
SPORLAN THERMOSTATIC EXPANSION VALVES SPECIFICATIONS



TYPE-V

ELEMENT SIZE No. 63 - No. 7 for
X Charge - Gasket Joint
Standard Tubing Length 5 Feet
Flange Ring Size - 1 3/4" OD x 1 1/4" ID.

Refrigerant	TYPE & CAPACITY ⑥ External Equalizer 1/4" SAE	Thermostatic Charges Available Refer to Recommended Thermostatic Charges Page 3	⑤ STANDARD CONNECTIONS Inches Solder Flange	
			Inlet	Outlet
12	VFE-35		1 3/8	1 3/8
	VFE-45			
	VFE-55			
22	VVE-52			
	VVE-70			
	VVE-100			
502	VRE-38			
	VRE-50			
	VRE-70			



TYPE-W

ELEMENT SIZE No. 63 Small Capacity
No. 7 Large Capacity - Gasket Joint
Standard Tubing Length 5 Feet
Flange Ring Size - 2 3/4" OD x 2 1/8" ID.

Refrigerant	TYPE & CAPACITY ⑥ External Equalizer 1/4" SAE	Thermostatic Charge Available G Only	⑤ STANDARD CONNECTIONS Inches Solder Flange	
			Inlet	Outlet
12	WFF-80		1 3/8	2 1/8
	WFE-110			
22	WVE-135			
	WVE-180			

⑤ Connections other than standard are available -
See Bulletin 10-10.

⑥ 1/4" ODF connections available on request.

⑦ Supplied with XD Strainer only. Strainer optional on 1 and
2 ton valves.

Tubing lengths other than standard available upon special
order at an additional cost.

NOTE: External Equalizer Connection is required whenever
valves are used with Sporlan Refrigerant Distributors.

For complete information see your Sporlan Wholesaler or
write Sporlan Valve Company for Bulletin 10-10.

REFRIGERANT 717 (AMMONIA)

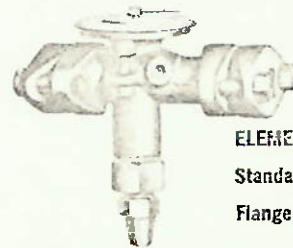
Thermostatic Expansion Valves



TYPE-D

ELEMENT SIZE No. 23 - Gasket Joint
Standard Tubing Length 10 Feet
Flange Ring Size - 1 1/8" OD x 3/4" ID.

Refrigerant	Type & Capacity		Discharge Tube Orifice Inches	Thermostatic Charges Available C-Z-L	⑤ Standard Connections Inches FPT	
	Internal Equalizer	External Equalizer 1/8" FPT			Inlet	Outlet
717	DA-1	DAE-1	1/32		1/2	1/2
	DA-2	DAE-2	1/16			
	⑧ DA-5	⑧ DAE-5	5/64			
	⑨ DA-10	⑨ DAE-10	7/64			
	⑩ DA-15	⑩ DAE-15	5/32			



TYPE-A

ELEMENT SIZE No. 12 - Gasket Joint
Standard Tubing Length 10 Feet
Flange Ring Size - 1 3/4" OD x 1 1/4" ID.

Refrigerant	Type & Capacity		Discharge Tube Orifice Inches	Thermostatic Charge Available L	⑤ Standard Connections Inches FPT	
	Internal Equalizer	External Equalizer 1/8" FPT			Inlet	Outlet
717	AA-20	AAE-20	1/8		1/2	1/2
	AA-30	AAE-30	5/32			
	AA-50	AAE-50	3/16			
	AA-75	AAE-75	None		3/4	3/4
	AA-100	AAE-100	None			

RECOMMENDED THERMOSTATIC CHARGES for Refrigerant 717 (Ammonia)

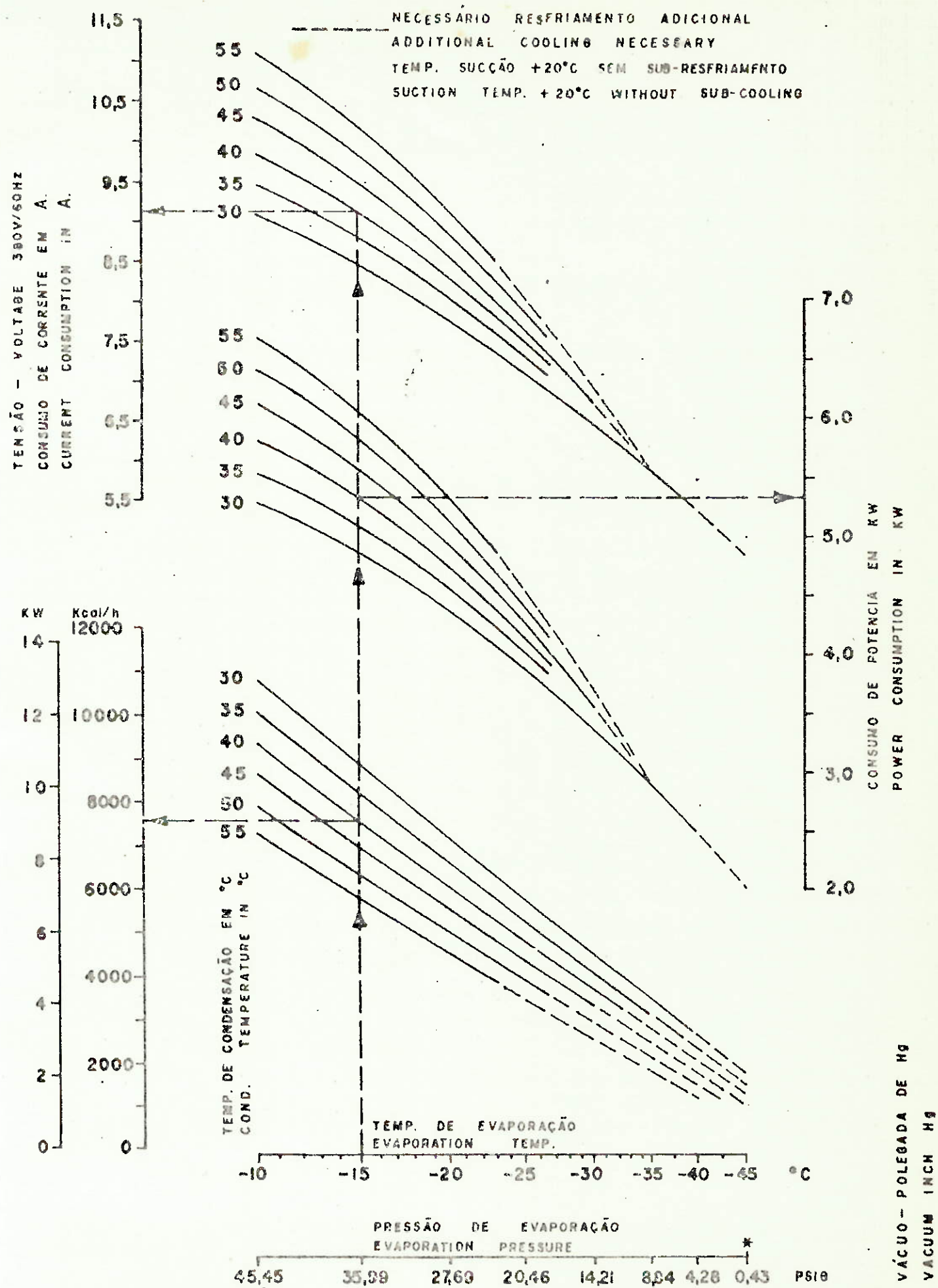
CHARGE	SUCTION TEMPERATURE	TYPICAL APPLICATIONS
C	35° F. to 0° F.	Chill Rooms, Water Chillers, Milk Trucks
Z	0° F. to minus 30° F.	Locker Plants, Hardening Rooms, Ice Cream Trucks

The L charge is suitable for use on ammonia valves at all temperatures
above minus 30° F. when applied to evaporators comprising a multiple
system connected to a central refrigerating plant and when one or more
compressors are used and operated continuously from a common suction
line.

The Type L charge is also preferred on systems equipped with evaporator
pressure regulators.

BHS 500.S

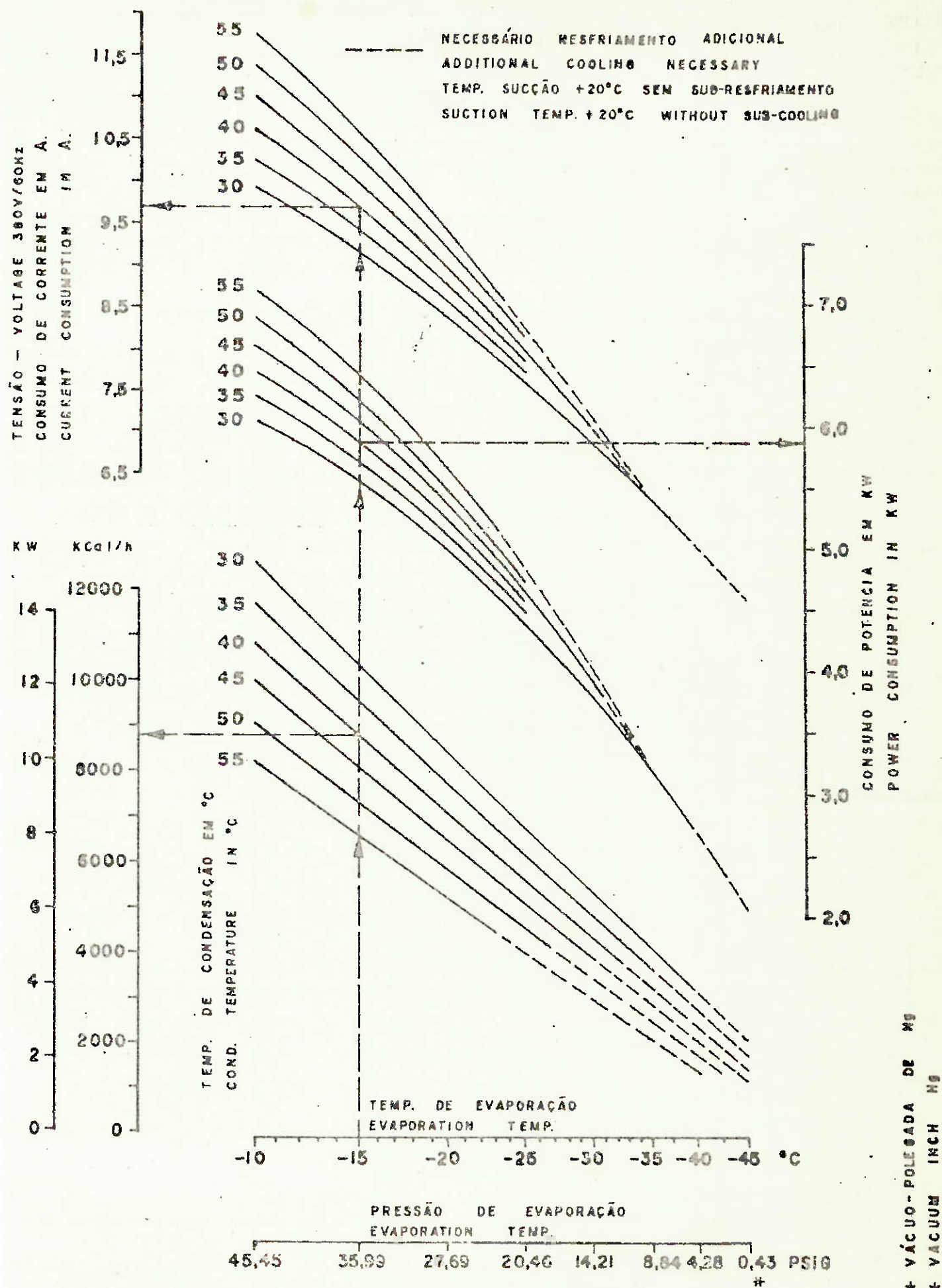
R.502



CONSUMO DE CORRENTE (A) EM 220V * CONSUMO DE CORRENTE (A) EM 380V x 1,73
 CURRENT CONSUMPTION (A) IN 220V * CURRENT CONSUMPTION (A) IN 380V x 1,73

BHS 590 S

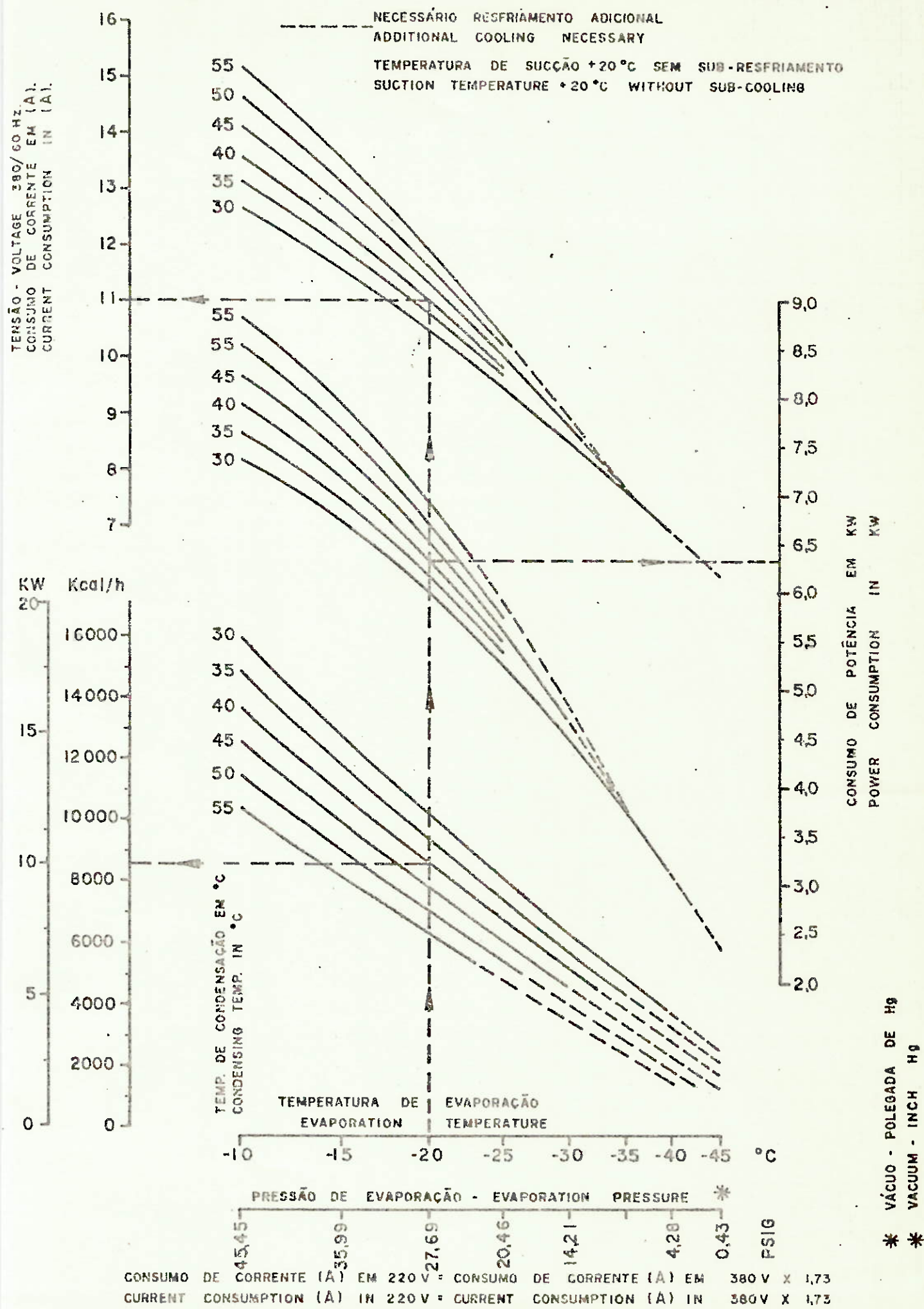
R 502



CONSUMO DE CORRENTE (A) EM 220V * CONSUMO DE CORRENTE (A) EM 380V x 1,73
 CURRENT CONSUMPTION (A) IN 220V * CURRENT CONSUMPTION (A) IN 380V x 1,73

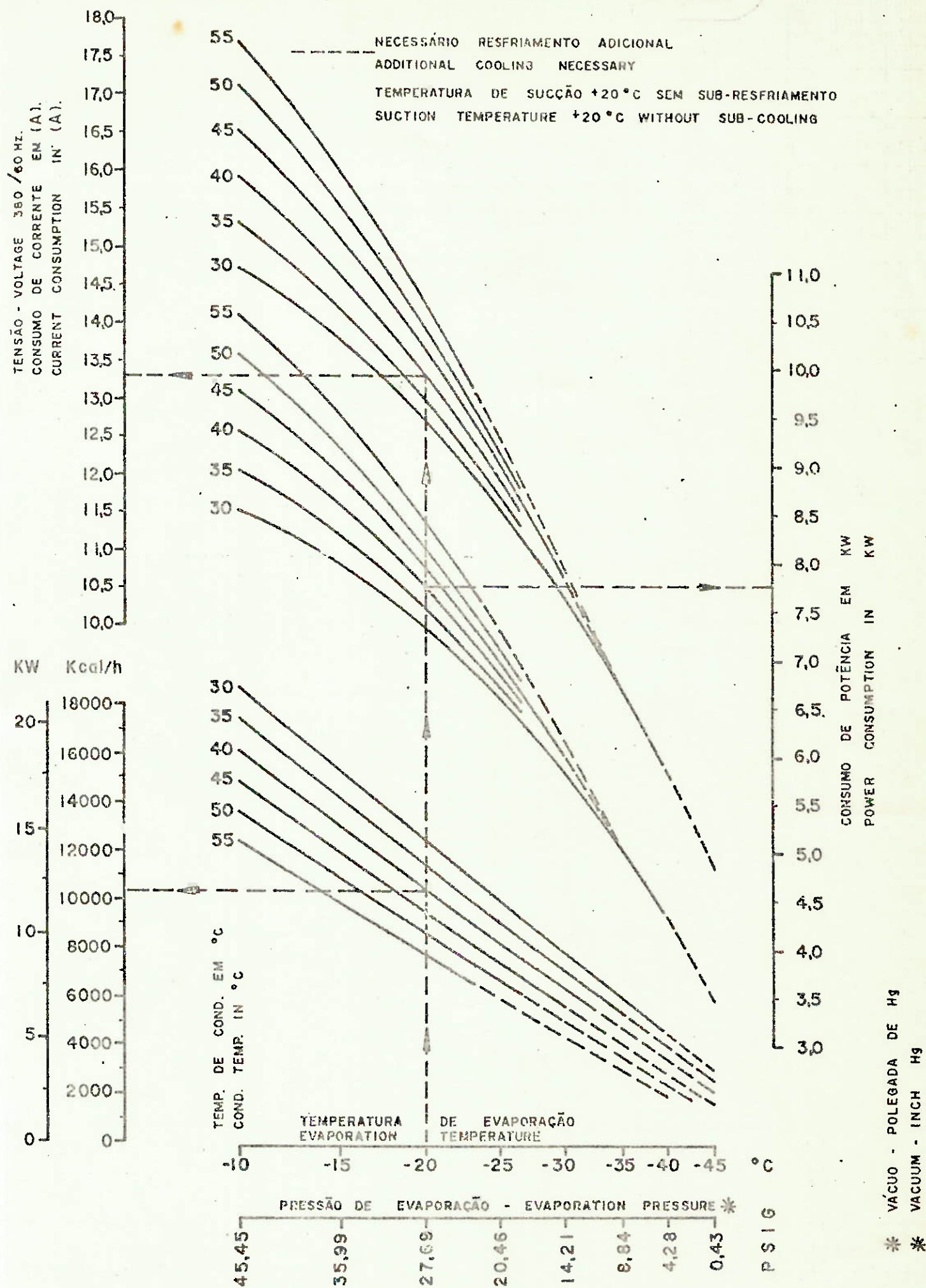
BHS 750 S

R 502



BHS 900 S

R 502



BHS 1100 S

R 502

