

TESE

460

ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ

SISTEMATIZAÇÃO PARA CÁLCULO DE CIRCUITOS

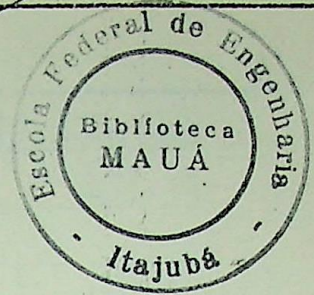
HIDRÁULICOS

Prof. Ulderico Mandolesi

1 9 7 4

M049

ACO 4140



ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ

DEPARTAMENTO DE MECÂNICA

SISTEMATIZAÇÃO PARA CÁLCULO DE CIRCUITOS  
HIDRÁULICOS

Trabalho apresentado para Concurso de Livre Docência

Ulderico Mandolesi

ITAJUBÁ-MINAS

1974

PM04

CLASS. 621.22.011(043.2)

CUT. M 24 S

TOMBO 460

DEPARTAMENTO DE BIBLIOTECA

SISTEMAS PARA OBTENÇÃO DE CÓPIAS

ALFABÉTICAS

Trabalho apresentado para Concurso de Livro de Honra

Universidade Federal de Pernambuco

Recife - PE

1974

SUMÁRIO

- 1 - O desenvolvimento da hidrodinâmica para as máquinas; do século XVII, <sup>devido</sup> as 2 (duas) últimas décadas do presente século. *de mais desenvolvimento.*
- 2 - Análise Hidrodinâmica
- 3 - Cilindros Hidráulicos, onde procura-se mostrar os tipos e a sua montagem, para melhor orientação do projetista. Determinação das dimensões principais pela tabela 1 para a Eficiência Mecânica dos cilindros com óleos Hidráulicos. Gráfico 1 que dá as dimensões principais do cilindro.

Tabela 2 calcula-se a força teórica, considerando a Eficiência = 100%. Pelo gráfico 2 e 3 calcula-se a flambagem.

4 - Resistência Hidráulica nos circuitos hidrodinâmicos. As fórmulas conhecidas da Mecânica dos Fluidos foram mencionadas, para facilitar o projetista no cálculo final do circuito hidráulico.

5 - Válvulas

É o item mais importante do trabalho, porque as curvas apresentadas pelas figuras não são encontradas nos livros, nem em catálogos dos fabricantes.

*Pelo gráfico*

Por elas são tirados os valores das perdas nos diversos tipos de válvulas, para que o projetista possa dimensionar o circuito de uma maneira concreta.

6 - Tabelas ou Gráficos para o cálculo dos circuitos hidráulicos - São dados vários abacos e gráficos para o cálculo do circuito hidráulico.

7 - Exemplo para ilustração da sequência de cálculo.

SINOPSE

Um circuito hidráulico, pelas fórmulas conhecidas da Mecânica dos Fluidos, são relativamente fáceis de serem calculados, mas são dados teóricos, e as respostas encontradas não são as aplicadas nos circuitos. Como exemplo, cita-se que o cálculo de um cilindro na teoria admite a eficiência 100% o que não acontece na prática. As perdas nas válvulas, podem ser calculadas teoricamente, mas nunca encontrará o valor real, porque os perfis das canalizações e a complexidade das aberturas não permitem o cálculo exato da perda de carga, ou seja, dependendo do caso, uma variação relativamente alta, que viria anular todo cálculo teórico.

Não há possibilidade de ser admitida uma porcentagem em relação a pressão do circuito, pois sabe-se que os itens do

circuito não são constantes.

Como as Indústrias no campo da hidráulica, não fornecem a eficiência de seus cilindros e nem as perdas nas válvulas, resolvi pesquisar o assunto.

Esta tese é fruto de vários anos de pesquisa e experiências.

É pois o meu objetivo apresentar um método simples para conseguir o cálculo do circuito hidráulico, usando somente gráficos e tabelas.

SÍMBOLOS EMPREGADOS

<u>Símbolo</u>	<u>Designação</u>	<u>Unidade</u>
A	Área	$\left[ \text{cm}^2 \right]$
a	Coefficiente de descarga	-
c	Coefficiente de resistência	-
d	Diâmetro do diafragma	-
d <sub>e</sub>	Diâmetro externo do cano	$\left[ \text{mm} \right]$
d <sub>i</sub>	Diâmetro interno do cano	$\left[ \text{mm} \right]$
d <sub>c</sub>	Diâmetro do cilindro	$\left[ \text{mm} \right]$
e	Fator de correção	-
E	<del>Eficiencia</del>	
g	Aceleração da gravidade	$\left[ \text{m/seg}^2 \right]$
h	Espaço percorrido	$\left[ \text{mm} \right]$
l	Comprimento	$\left[ \text{m} \right]$
N <sub>1</sub>	Potência	$\left[ \text{CV} \right]$
N <sub>2</sub>	Potência	$\left[ \text{KW} \right]$
P	Força	$\left[ \text{Kp} \right]$
p	Pressão	$\left[ \text{Kp/cm}^2 \right]$
Q	<del>Vazão</del> Volume	$\left[ \text{l/min} \right]$
r <sub>d</sub>	Raio mínimo de dobramento a frio	$\left[ \text{mm} \right]$

<u>Símbolo</u>	<u>Designação</u>	<u>Unidade</u>
S	Seção	$\left[ \text{cm}^2 \right]$
T	Trabalho	$\left[ \text{Kp.m} \right]$
t	Tempo	$\left[ \text{minutos} \right]$
V	Velocidade	$\left[ \text{m/min} \right]$
Z	Coefficiente de estreitamento	
$\eta$	Rendimento	$\left[ \% \right]$
$\gamma$	Pêso específico do óleo	$\left[ \text{Kp/dm}^3 \right]$
$\lambda$	Coefficiente de resistência	
$\epsilon$	Rugosidade	$\left[ \text{mm} \right]$
$\beta$	Ângulo de dobramento dos canos	$\left[ \text{°} \right]$
$\Delta p$	Perda	$\left[ \text{Kp/cm}^2 \right]$
$\Delta p_l$	Perda em regime laminar	$\left[ \text{Kp/cm}^2 \right]$
$\Delta p_t$	Perda em regime turbulento	$\left[ \text{Kp/cm}^2 \right]$

AGRADECIMENTOS

Gratidão

Afeiçãõ

À minha dedicada esposa, Hulda, aos filhos Frederico e Francine, com carinhoso afeto, o muito obrigado pelo incentivo moral que me dão.

Homenagens

À Ítalo Mandolesi e Felícia Lamoglia Mandolesi, meus pais; Em cujas vidas me tenho inspirado para o desempenho de mi nha tarefa aqui na terra.

Minha gratidão a Deus, que me tem conservado com saúde permitindo aumentar meus conhecimentos, dando-me uma vida feliz, ao lado de minha querida família.

## 1- INTRODUÇÃO

### 1.1- Objetivos

A técnica dos componentes "Hidrodinâmicos" para as máquinas de produção, apesar de ser conhecida desde o final do século XVII, onde Torricelli, Mariotte e mais tarde Bernoulli, estudaram os elementos de pressão ou força na descarga de água através de orifícios nas laterais de tanques e tubos. No mesmo período, Pascal desenvolveu a lei básica da hidráulica.

Apesar de passar 2 séculos, somente nestas duas últimas décadas, é que alcançou o desenvolvimento que estamos conhecendo atualmente.

Verificando os vários compêndios e revistas especializadas a respeito desse assunto, verifica-se por parte dos produtores que compõem os equipamentos dos circuitos hidrodinâmicos um completo esquecimento proposital ou não, sobre a divulgação das curvas características das perdas das válvulas, para o dimensionamento dos circuitos hidráulicos.

É, portanto este trabalho um estudo, com a finalidade de mostrar através de ensaios realizados no laboratório Hidropneumático sobre certas válvulas e com algumas informações adquiridas, fazer um gráfico geral para retirar as perdas a fim de i

niciar o cálculo do circuito hidráulico.

Acrescentarei também várias informações que não são encontradas em livros, onde tive como fonte de consulta catálogos fornecidos por fabricantes. Procurando principalmente ajudar o estudante ou engenheiro, a calcular, retirar valores e dimensionar um circuito completo.

### 1.2- Limitação

O trabalho é altamente objetivo no campo da Hidrodinâmica, não farei associação Hidropneumática, pois no campo da pneumática já temos informações ao alcance de quase todos por ser aplicado em qualquer instalação de baixa pressão.

Também não entrarei na parte de comando, que é hoje a aplicação dos "Circuitos Lógicos" na automação das máquinas.

Com os dados apresentados pelos gráficos e tabelas nas folhas que se seguem, tem-se condições de calcular qualquer circuito hidrodinâmico, partindo da capacidade da máquina (Força ou Potência) e bombas existentes apresentadas pelos catálogos.

Nas conclusões verifica-se que o Engenheiro, querendo adotar numa instalação individual de uma máquina, a perda não ultrapassará o limite de 10 a 15% da pressão inicial, como poderá

ser verificado pelos exemplos numéricos que completam o trabalho.

Os símbolos usados são: Símbolos Gráficos Padrões (ISO R1219-1970) para equipamentos hidráulicos, pneumáticos e acessórios para transmissão de potência do fluido.

## 2- ANÁLISE HIDRODINÂMICA

Para o cálculo preliminar do circuito hidrodinâmico, necessita-se de fórmulas já conhecidas da Mecânica dos Fluidos.

Mencionarei nesta análise somente os itens mais importantes no cálculo, pois a Mecânica dos Fluidos, sendo eminentemente teórica, não leva em consideração por ser estes dados tirados de Fábricas ou práticos.

O líquido recalçado pela bomba, chega através de tubos ou mangueiras ao cilindro (ou motor hidráulico rotativo), onde ocupa um volume cada vez maior e provoca movimento do pistão.

Aplicando-se externamente um esforço resistente (poderá ser um peso ou força), origina-se uma pressão no líquido o qual empurra o pistão e vence a resistênciã; uma delas retrocede pelo efeito do volume do líquido, que a bomba está alimentando. Pelo fluxo do fluido o cilindro realiza um trabalho mecânico que por definição tem-se:

$$T = \frac{pxh}{1000} \quad (\text{Kpxm}) \quad (2.1)$$

$$V = \frac{h}{1000xt} \quad (\text{m/min}) \quad (2.2)$$

$$N_1 = \frac{T}{4500 \times t \times \eta} \quad (2.3)$$

$$N_2 = \frac{T}{6120 \times t \times \eta} \quad (2.4)$$

$$N_1 = \frac{P \times v}{4500 \times \eta} \quad (2.5)$$

$$N_2 = \frac{P \times v}{6120 \times \eta} \quad (2.6)$$

$$N_1 = \frac{P \times Q}{450 \times \eta} \quad (2.7)$$

$$N_2 = \frac{P \times Q}{612 \times \eta} \quad (2.8)$$

$$p = \frac{P}{A} \quad (2.9)$$

$$\Delta p = Kp / \text{cm}^2 / \text{m} \quad (2.10)$$

Nos itens subsequentes darei as fórmulas, tabelas, gráficos e dados necessários ao cálculo do circuito hidráulico.

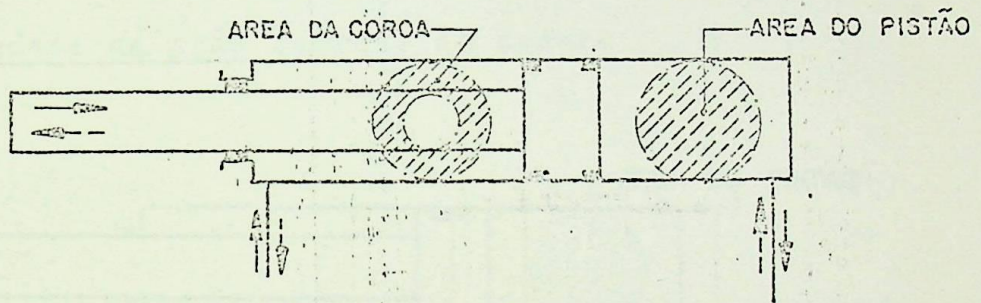
### 3- CILINDROS HIDRÁULICOS

Página 20

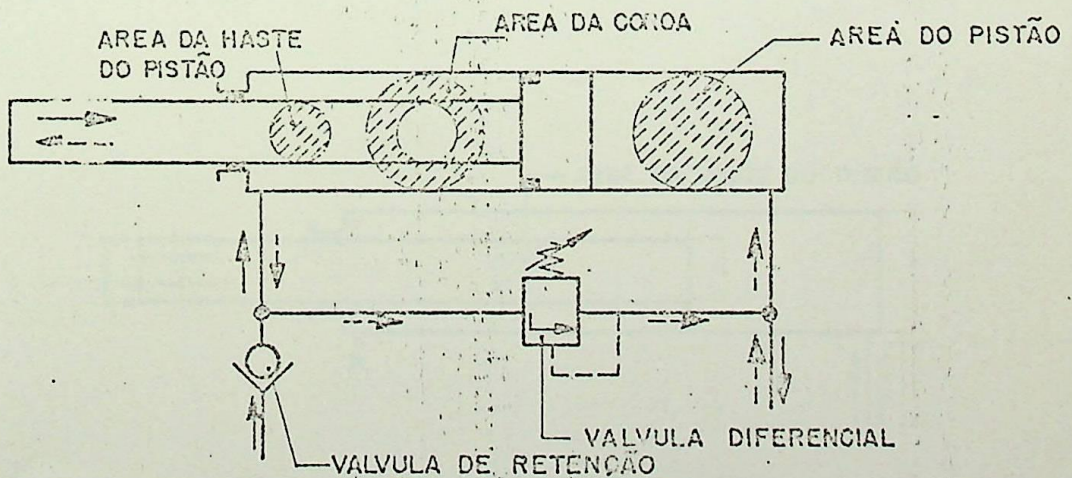
Tipo X  
L  
M  
N  
P  
R

#### 3.1- Tipos

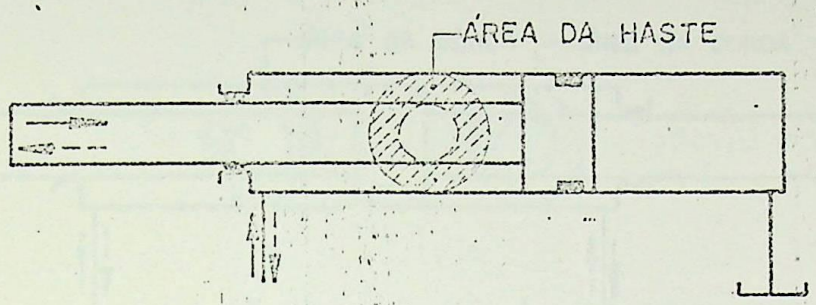
##### 3.1.1- Cilindros de ação dupla (K)



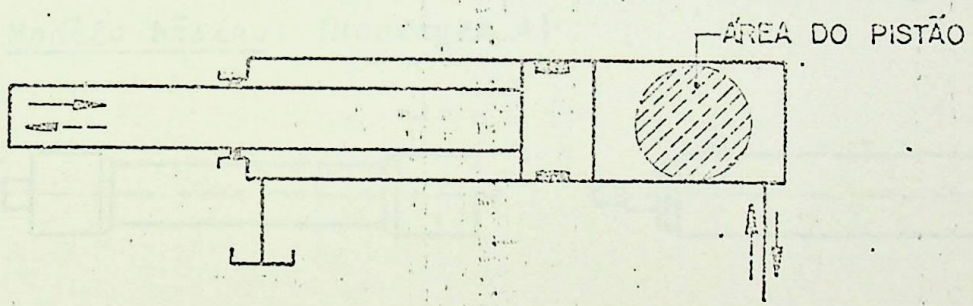
##### 3.1.2- Cilindros regenerativos com válvula diferencial (L)



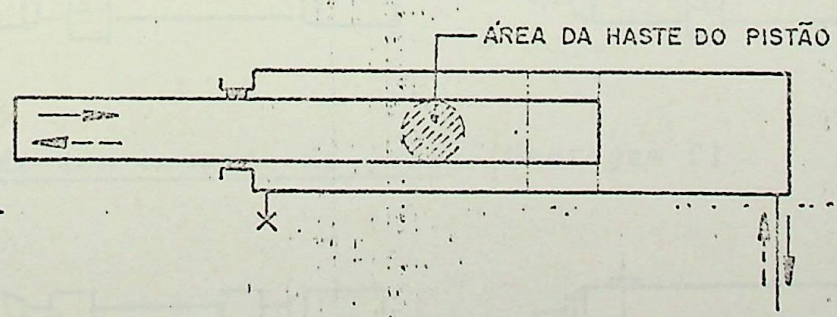
3.1.3- Cilindros de ação simples de retração M



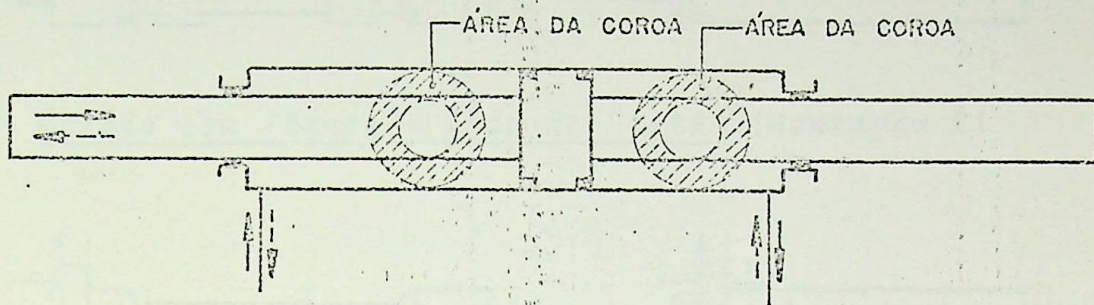
3.1.4- Cilindros de ação simples de avanço N



3.1.5- Cilindros com pistão de ação simples P

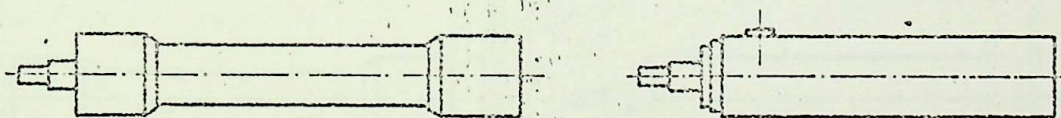


3.1.6- Cilindros de ação dupla com haste de duas extremidades R

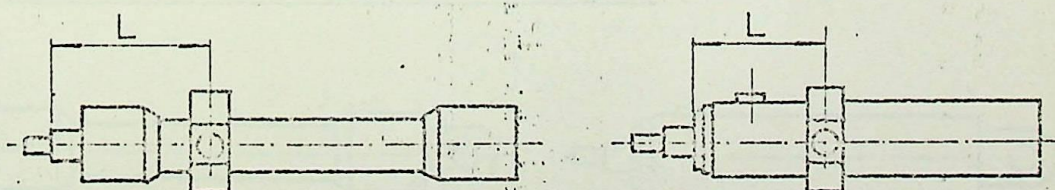


3.2- Montagem

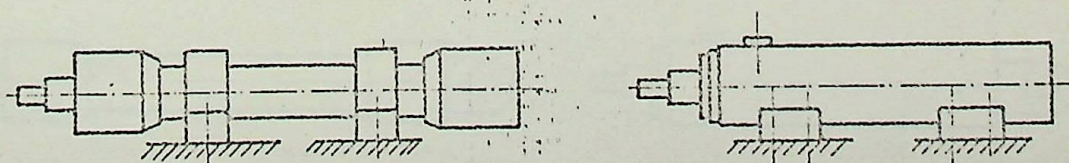
3.2.1- Modêlo básico (Montagem A)



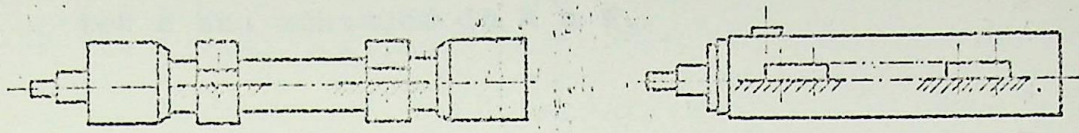
3.2.2- Modêlo com pivôs intermediários (Montagem B)



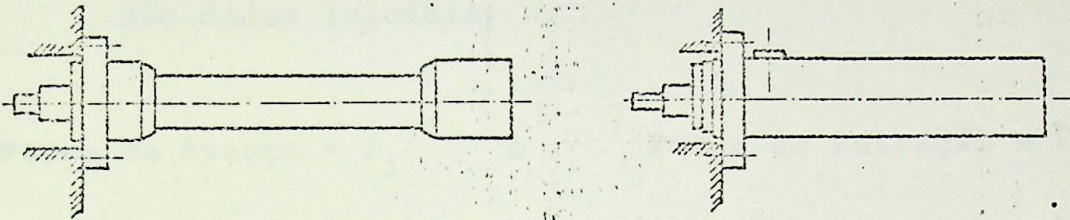
3.2.3- Modêlo com suporte de face (Montagem C)



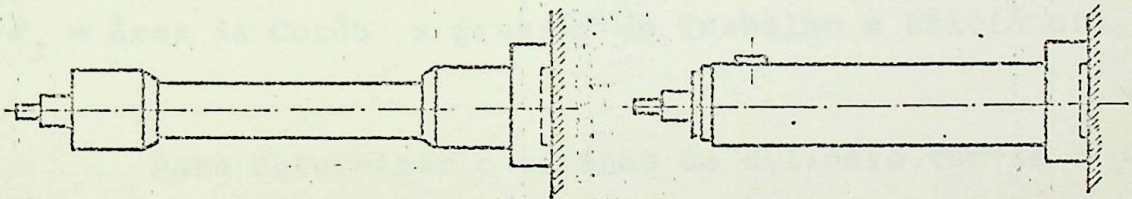
3.2.4- Modêlo com suporte de orêlhas no centro (Montagem D)



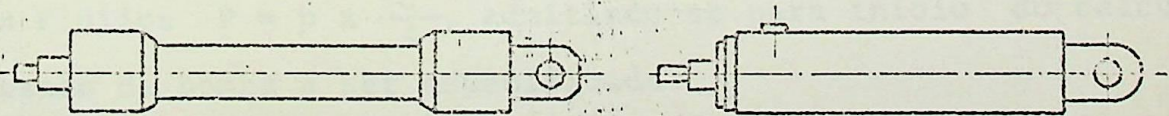
3.2.5- Modêlo com flange - Lado da haste (Montagem E)



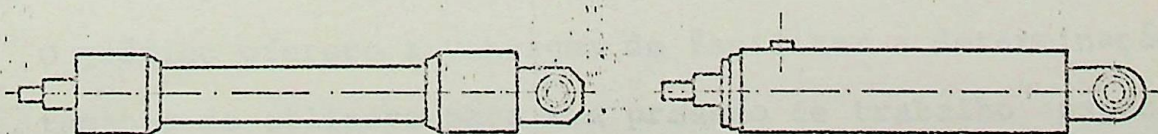
3.2.6- Modêlo com flange - Lado da cabeça (Montagem F)



3.2.7- Modêlo de aleta (Macho ou Fêmea) (Montagem G)



3.2.8- Modêlo de aleta com rolamento (Montagem H)



OBS.: Os cilindros com hastas de duas extremidades também podem ter a sua montagem de A a E.

### 3.3- Determinação das dimensões principais

São dados iniciais:

Força de Avanço =  $P_1$  e Força de Retração =  $P_2$

As forças são calculadas pelas fórmulas mencionadas:

$P_1$  = Área do Pistão x pressão de Trabalho x Eficiência

$P_2$  = Área da Corôa x pressão de Trabalho x Eficiência

Para determinar o tamanho do cilindro tem-se o gráfico nº 1 e a tabela de forças teórica nº 2 (considera-se  $E = 100\%$ ).

Pode-se calcular o cilindro pela fórmula da Mecânica dos Fluidos  $P = p \times \frac{\pi d^2}{4}$ , admitindo-se para início do cálculo a pressão da bomba a ser especificada.

Com o gráfico e tabelas, pôde-se calcular o cilindro com as vantagens:

- a) O gráfico oferece a vantagem de facilitar a determinação do tamanho do cilindro para uma pressão de trabalho especificamente determinado.

- b) Dá uma visão da capacidade de vários tamanhos de cilindros.
- c) Na tabela das forças dos cilindros tem-se indicado a pressão de trabalho mais frequentemente usada.
- d) As pressões de trabalhos intermediários podem ser tiradas por interpolação.
- e) Na tabela é também mencionado a velocidade do Pistão para o avanço ou retração, baseado no volume de 10 l/min na alimentação do cilindro.

A velocidade do pistão é proporcional a capacidade da bomba.

Também é mencionada a relação das áreas  $\psi$  sendo:

$$\psi = \frac{\text{área do pistão}}{\text{área da coroa}}, \text{ somente indicados por } 1,25; 1,33; 1,4; 1,6 \text{ e } 2,0.$$

Na tabela 1 a eficiência mecânica poderá ser obtida para avanço e retração.

Para a determinação das dimensões principais a seguinte sequência poderá ser aplicada:

- a) Determinar as dimensões dos cilindros para com a força especificada, conforme tabela e gráfico 1.
- b) Determinar a Eficiência de avanço ou retração pela tabela 1.

- c) Determinar a força total na haste do cilindro, dividindo a força calculada pela Eficiência, mencionada em "b".
- d) Determinar através do gráfico 1 ou a tabela 2 o tamanho definitivo do cilindro, considerando a força total na haste do cilindro.
- e) Fatores com resistência da haste a flambagem, empenamento da mesma ao fim do avanço, etc, devem ser levadas em consideração, particularmente em um cilindro de comprimento fora do comum e com cargas muito elevadas.

Verifica-se pelos gráficos 2 e 3 a resistência quanto a flambagem da haste dos cilindros.

#### Exemplo I

Determinação das dimensões principais do cilindro para:

- a) Cilindro regenerativo com válvula diferencial.
- b) Pressão de Trabalho = 150 Atm.
- c) Avanço = 1200 mm
- d) Montagem = Flange
- e) Força de avanço = 4 ton.
- f) Força de retração =  $4 \frac{1}{2}$  ton.

#### Sequência de Cálculo

1) Determina-se aproximadamente o diâmetro da haste do pistão pelo gráfico 1 para com a força especificada.

Encontra-se 63 mm para o diâmetro.

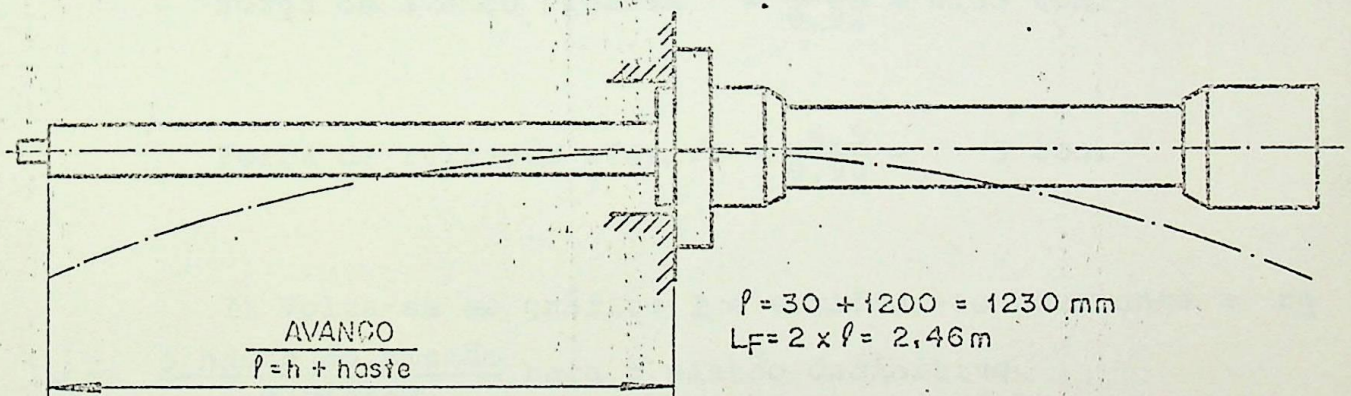
2) Determina-se aproximadamente o diâmetro do pistão no gráfico 1. Encontra-se a relação =

$$= \frac{\phi \text{ haste do pistão}}{\phi \text{ pistão}} = \frac{55}{80} \text{ ou } \frac{70}{100}$$

Escolhe-se:

$\phi$  pistão = 100 mm

$\phi$  haste pistão = 70 mm (mais do que 63 mm)



3) Determina-se o comprimento de "Flambagem" pelas tabelas e gráficos.

4) Determina-se pelo gráfico 3 a força de avanço máximo da haste do pistão de  $\phi = 70 \text{ mm}$  e  $L_F = 2,46 \text{ m}$ .

Encontra-se:

Força de avanço máximo = 13,5 ton.

5) Determina-se por interpolação a Eficiência pela tabela 1, para o cilindro tipo regenerativo com válvula diferencial:

$$\text{Avanço } \eta = 0,90 \quad - \quad 0,94 \quad \text{onde } \eta = 0,92$$

$$\text{Retração } \eta = 0,88 \quad - \quad 0,92 \quad \text{onde } \eta = 0,90$$

6) Determina-se a força efetiva dividindo a força especificada pela Eficiência

$$\text{Força de avanço efetiva} = \frac{4}{0,92} = 4,35 \text{ ton.}$$

$$\text{Força de retração efetiva} = \frac{4,5}{0,90} = 5 \text{ ton.}$$

7) Volta-se ao gráfico 1 e verifica-se novamente a relação  $\frac{\phi \text{ haste do pistão}}{\phi \text{ pistão}}$  para o pistão definitivo.

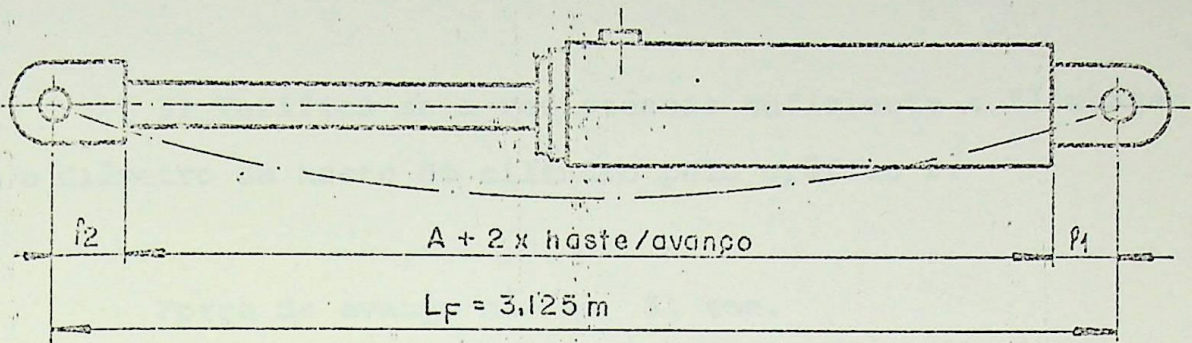
$$\phi \text{ pistão} = 100 \text{ mm}$$

$$\phi \text{ haste pistão} = 70 \text{ mm}$$

8) Verifica-se pelo catálogo de um fabricante e especifica-se conforme o modelo igual ou semelhante ao desejado.

Exemplo II

Dimensionar o cilindro para:



- Cilindro de ação dupla
- Pressão de Trabalho = 250 Atm.
- Montado com aleta macho
- Força de avanço = 45 ton.
- Força de retração = 25 ton.

#### Sequência de cálculo

1) Determina-se aproximadamente o diâmetro do pistão pelo gráfico 1.

Encontra-se para a força de 45 ton. o diâmetro do pistão = 160 mm.

2) Determina-se o  $\phi$  da haste do pistão para o comprimento máximo de flambagem.

$$\phi \text{ pistão} = 160 \text{ mm}$$

$$\phi \text{ haste do pistão} = 100 \text{ ou } 110 \text{ mm}$$

$$L_F = A + 2 \cdot \text{Avanço} + l_1 + l_2$$

$$L_F = 405 + 2.1200 + 125 + 195 = 3.125 \text{ mm}$$

3) Verifica-se a resistência suficiente a flambagem para o diâmetro da haste do cilindro pelo gráfico 2.

Força de avanço máximo 51 ton.

4) Determina-se a eficiência pela tabela 1

$$\text{Avanço } \eta = 0,98$$

$$\text{Retração } \eta = 0,94$$

5) Determina-se a força efetiva

$$\text{Força de avanço efetiva} = \frac{45}{0,98} = 45,9 \text{ ton.}$$

$$\text{Força de retração efetiva} = \frac{25}{0,94} = 26,6 \text{ ton.}$$

6) Volta-se ao gráfico 1 e verifica-se novamente a relação  $\psi$  para o cilindro calculado.

### 3.4- Fórmulas usadas para determinar o diâmetro da haste do pistão, considerando a "Flambagem"

A força máxima de avanço "P" do cilindro é calculada como segue:

3.4.1- Fórmula de Euler

$$P = \frac{\pi E I}{K \cdot L^2} \quad \text{quando } \lambda > 98,5$$

3.4.2- Fórmula de Tetmajer

$$P = \frac{\pi/4 \cdot d^2 \cdot (3150 - 10\lambda)}{K} \quad \text{quando } \lambda \leq 98,5$$

$$K = \text{fator de segurança} \begin{cases} \text{mínima} = 2 \\ \text{máxima} = 4 \end{cases}$$

O comprimento de "Flambagem" é maior ou menor dependendo da posição de montagem do cilindro, conforme verifica-se pelo desenho da figura.

$\lambda$  deve ser de preferência menor do que 200, mas nunca maior do que 250.

Nos gráficos as curvas para valores de  $\lambda$  entre 200 e 250 são indicados com linhas pontilhadas.

Se a haste do pistão está submetida por forças de compressão acima do cálculo, elas não serão corretas.

Os gráficos foram calculados pelas fórmulas apresentadas. Baseia-se na suposição que a haste do pistão, pela força

aplicada não deslizará. Foi dado o fator de segurança  $K = 3$ .

Exemplo III

Tira-se de um cilindro as dimensões:

$L_F = 1276$  mm para o caso da figura 1A têm-se que multiplicar por 0,7, sendo:

$$L_F = 1276 \times 0,7 = 890 \text{ mm}$$

$$\phi \text{ haste} = 45 \text{ mm}$$

Conforme gráfico 3 a força de avanço admissível será :

12,6 ton. para um fator  $K = 3$

Se o cilindro é para uma pressão de 250 Atm. a força do cilindro será: 8,3 ton.

O fator de segurança que irá resistir a flambagem será:

$$K = \frac{12,6}{8,3} \times 3 = 4,5$$

TABELA 1

EFICIENCIA MECÂNICA DOS CILINDROS COM ÓLEOS HIDRÁULICOS

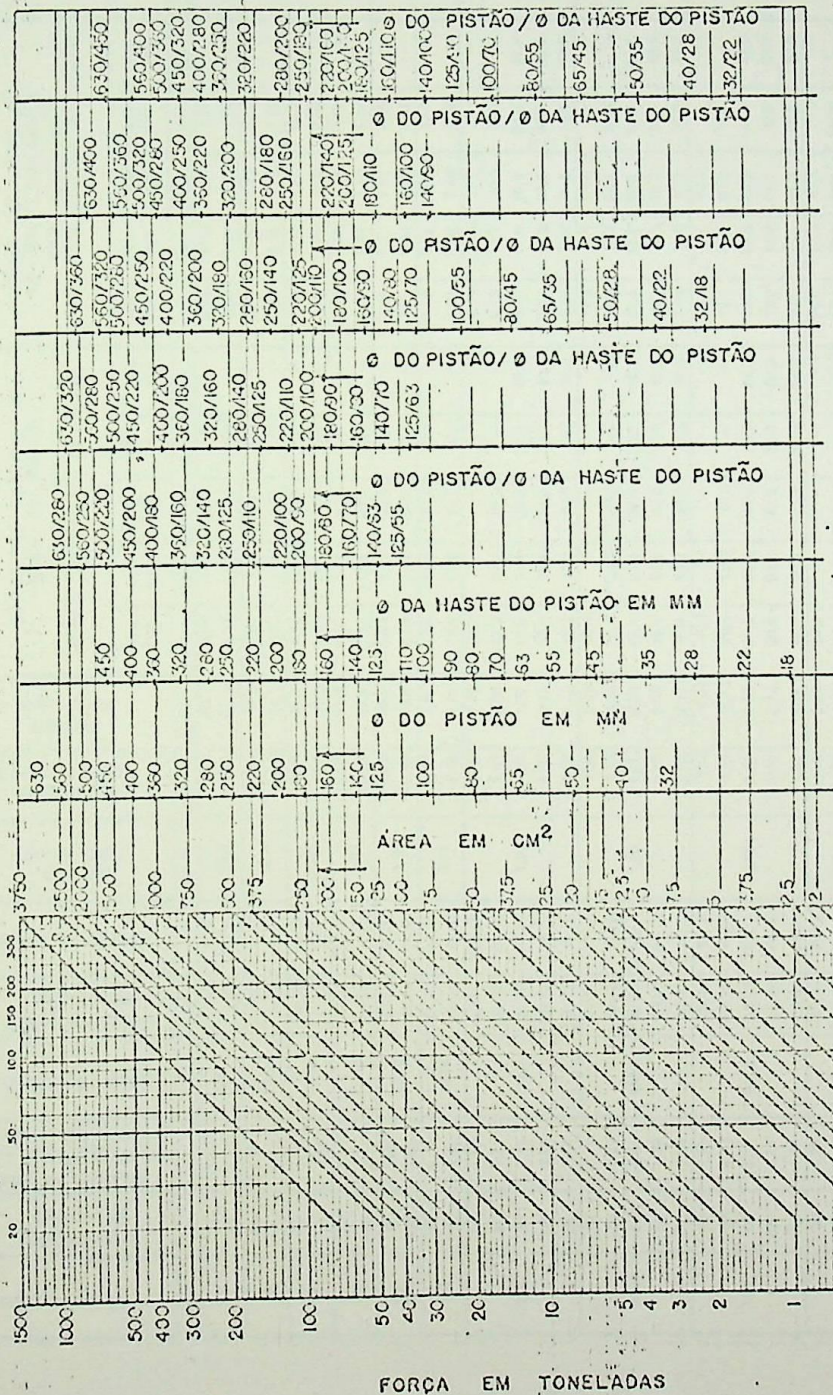
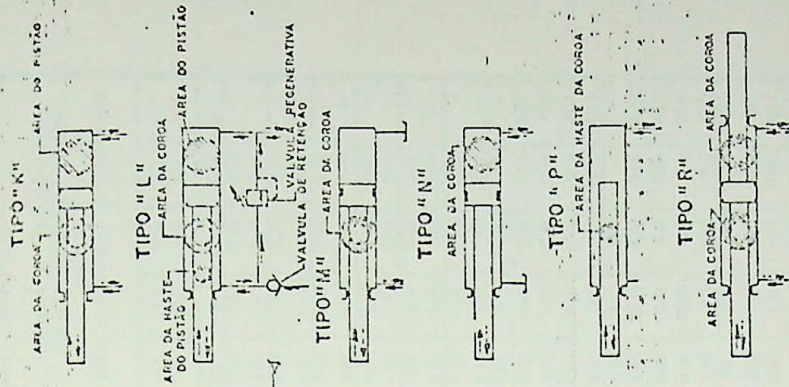
VISCOSIDADE 5°E 37 Centistokes

Ø PISTÃO Em mm	ψ	EFICIENCIA MECÂNICA																			
		AVANÇO										RETRAÇÃO									
		TIPOS K, N, P PARA A PRESSÃO DE TRABALHO					TIPO L PARA A PRESSÃO DE TRABALHO					TIPOS K, L, M PARA A PRESSÃO DE TRABALHO			TIPO R PARA A PRESSÃO DE TRABALHO						
		50 atm	100 atm	200 atm	250 atm	320 atm	50 atm	100 atm	200 atm	250 atm	320 atm	50 atm	100 atm	200 atm	250 atm	320 atm	50 atm	100 atm	200 atm	250 atm	320 atm
32/50	1.4	0,93	0,95	0,95	0,97	—	0,74	0,83	0,89	0,90	—	0,85	0,89	0,92	0,93	—	0,84	0,83	0,92	0,92	—
	2	0,93	0,95	0,95	0,97	—	0,80	0,87	0,91	0,92	—	0,76	0,83	0,87	0,89	—	0,73	0,81	0,87	0,88	—
65/100	1.4	0,95	0,97	0,97	0,98	—	0,82	0,83	0,92	0,93	—	0,89	0,92	0,94	0,95	—	0,89	0,92	0,94	0,94	—
	2	0,95	0,97	0,97	0,98	—	0,85	0,90	0,94	0,94	—	0,84	0,89	0,92	0,92	—	0,82	0,83	0,91	0,92	—
125/200	1.25	0,95	0,97	—	—	—	0,76	0,85	0,90	—	—	0,91	0,94	0,95	—	—	0,92	0,94	0,95	—	—
	1.33	0,95	0,97	0,93	—	—	0,80	0,87	0,92	0,93	0,94	0,90	0,93	0,95	0,95	—	0,93	0,95	0,96	0,96	—
	1.4	0,95	0,97	0,98	0,98	0,93	0,83	0,89	0,93	0,94	0,95	0,89	0,92	0,94	0,95	0,95	0,89	0,93	0,95	0,95	0,95
	1.6	0,95	0,97	0,98	0,98	0,93	0,85	0,90	0,94	0,94	0,95	0,89	0,92	0,94	0,95	0,95	0,83	0,91	0,94	0,95	0,95
	2	0,95	0,97	0,98	0,98	0,93	0,87	0,91	0,94	0,95	0,95	0,86	0,90	0,93	0,94	0,94	0,84	0,90	0,93	0,93	0,94
220/360	1.25	0,95	0,93	—	—	—	0,86	0,91	0,95	—	—	0,94	0,95	0,97	—	—	0,95	0,95	0,97	—	—
	1.33	0,95	0,93	0,93	—	—	0,86	0,93	0,95	0,95	0,95	0,93	0,95	0,97	0,97	—	0,94	0,95	0,97	0,97	—
	1.4	0,95	0,93	0,93	0,98	0,99	0,89	0,93	0,95	0,95	0,95	0,92	0,94	0,96	0,95	0,97	0,90	0,93	0,95	0,95	0,95
	1.6	0,95	0,93	0,93	0,98	0,99	0,90	0,94	0,96	0,95	0,97	0,92	0,94	0,96	0,95	0,97	0,91	0,94	0,95	0,95	0,95
	2	0,95	0,93	0,98	0,98	0,99	0,92	0,94	0,96	0,95	0,97	0,90	0,93	0,94	0,95	0,95	0,83	0,92	0,94	0,95	0,95
400/630	1.25	0,97	0,98	—	—	—	0,89	0,93	0,96	—	—	0,95	0,97	0,98	—	—	0,96	0,97	0,98	—	—
	1.33	0,97	0,98	0,99	—	—	0,91	0,94	0,96	0,97	0,97	0,95	0,96	0,97	0,98	—	0,95	0,97	0,98	0,98	—
	1.4	0,97	0,98	0,99	0,99	0,99	0,91	0,94	0,96	0,95	0,97	0,94	0,95	0,97	0,97	0,97	0,94	0,95	0,97	0,97	0,97
	1.6	0,97	0,98	0,99	0,99	0,99	0,92	0,95	0,96	0,97	0,97	0,94	0,95	0,97	0,97	0,97	0,93	0,95	0,95	0,97	0,97
	2	0,97	0,98	0,99	0,99	0,99	0,93	0,95	0,97	0,97	0,98	0,92	0,94	0,96	0,95	0,97	0,91	0,94	0,95	0,95	0,95

TIPOS K = AÇÃO DUPLA  
 L = REGENERATIVO  
 M = RETRAÇÃO AÇÃO SIMPLES  
 N = AVANÇO AÇÃO SIMPLES  
 P = AÇÃO SIMPLES  
 R = AÇÃO E HASTE DUPLA

$$\psi = \frac{\text{ÁREA DO PISTÃO}}{\text{ÁREA DA HASTE}}$$

Gráfico 1



AVANÇO  $\gamma = 1.25$   $\gamma = 1.33$   $\gamma = 1.4$   $\gamma = 1.6$   $\gamma = 1.2$

TIPO K  
TIPO N  
TIPO L  
TIPO P  
AVANÇO TIPO M  
AVANÇO  
TIPO K  
TIPO L  
TIPO R

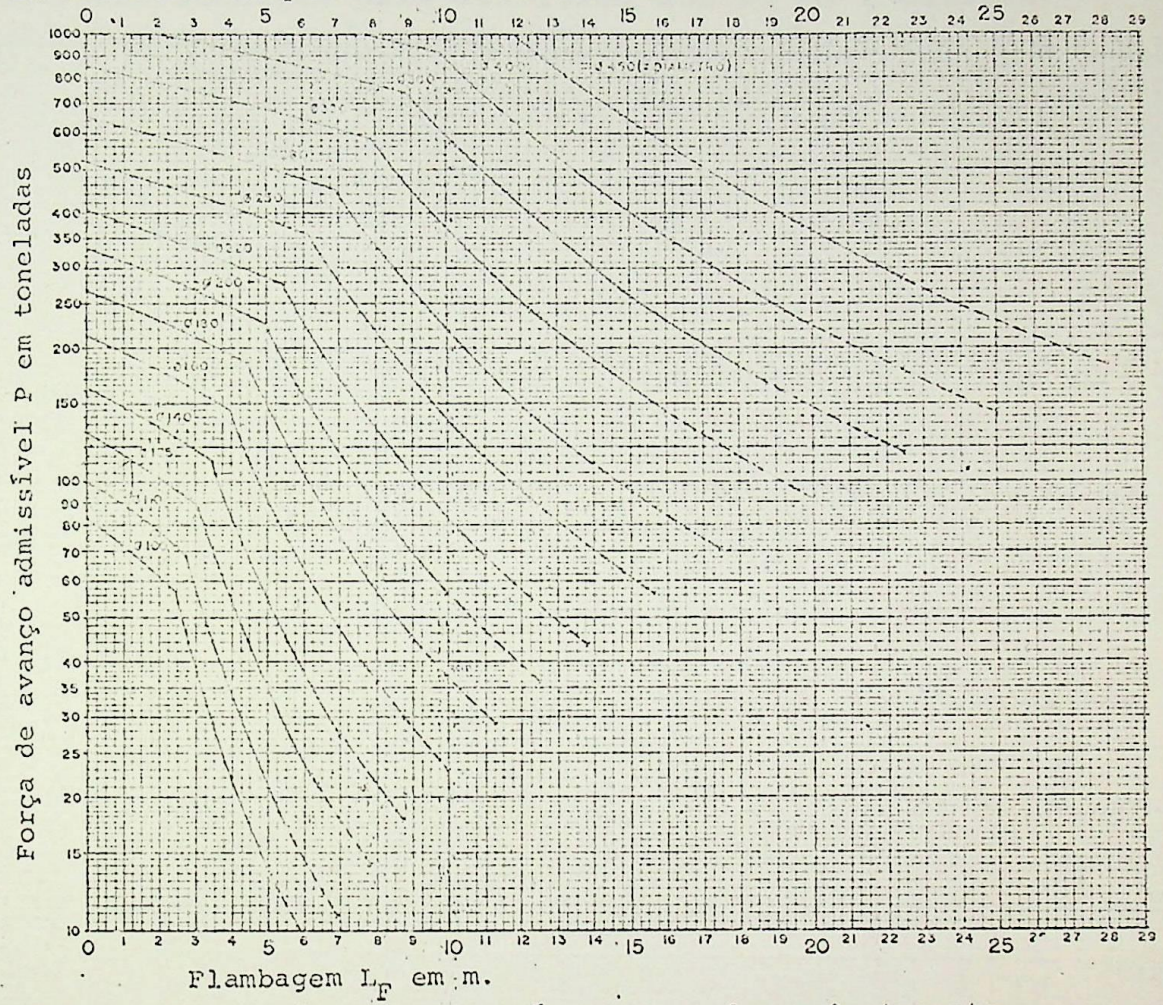
PRESSÃO DE TRABALHO EM ATMOSFERA





Gráfico 2

Gráfico mostra como calcular o  $\phi$  da haste do pistão com a força admissível de avanço e o comprimento de flambagem para diâmetros do pistão acima de 100 mm.



- Haste do pistão longo deverá evitar a força de impacto
- Fator de Segurança  $K = 3$

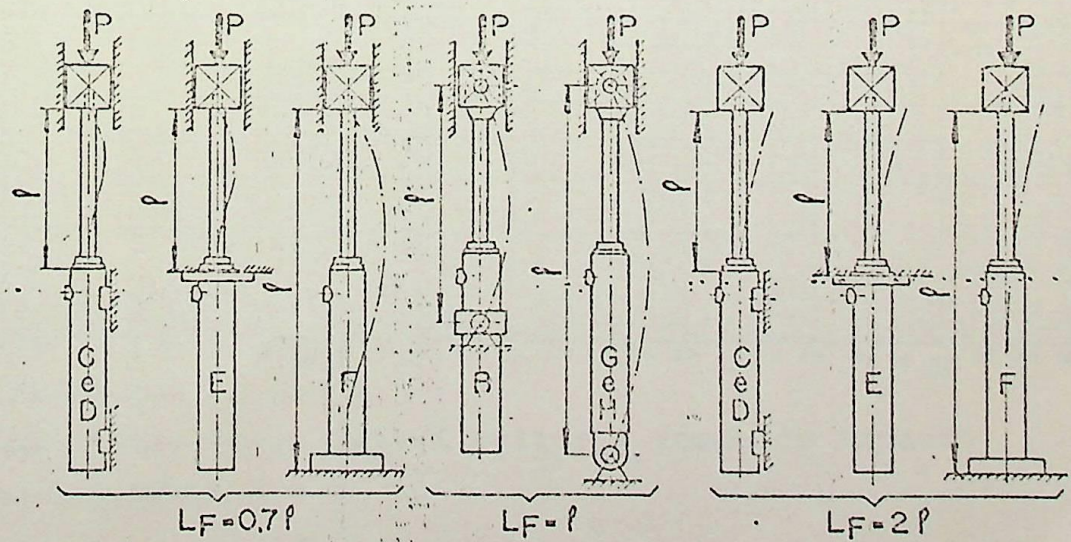
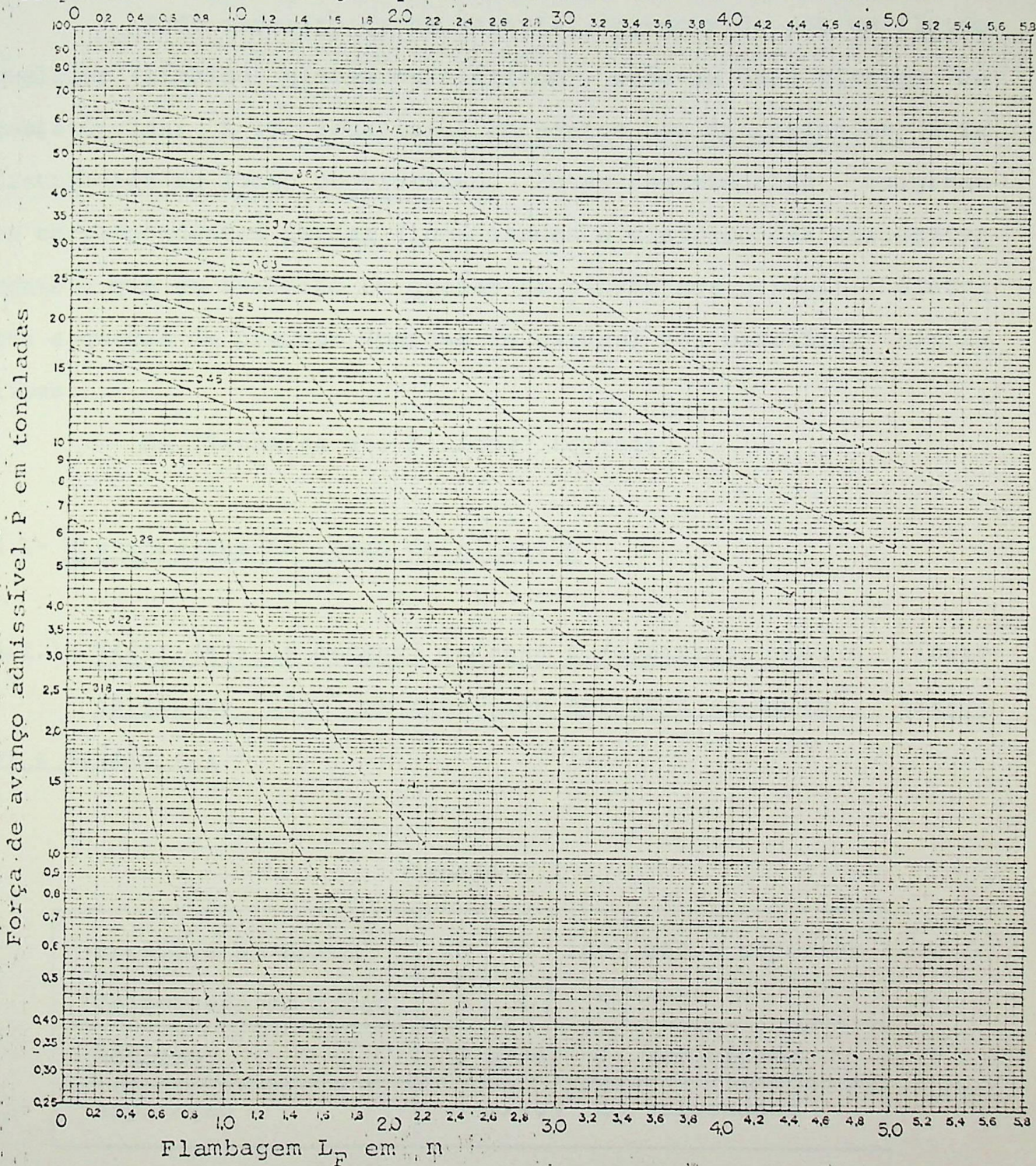


Gráfico 3

Gráfico mostra como calcular o  $\phi$  da haste do pistão quanto a Flambagem considerando a força de avanço admissível e o comprimento de Flambagem para diâmetros até 90 mm inclusive.



- Haste com pistão longo deverá evitar a força de impacto
- Fator de Segurança  $K = 3$

#### 4- RESISTÊNCIA HIDRÁULICA NOS CIRCUITOS HIDRÓDINÂMICOS

Todo circuito de um material, percorrido por um fluido qualquer (líquido, gasoso ou elétrico), opõe-se duas classes de resistências: A 1a. localizada em pontos bem determinados; a 2a. distribuída ao longo do circuito. Estas resistências originam as correspondentes perdas (localizadas e distribuídas respectivamente), que se traduzem em quedas de tensão nos circuitos elétricos e quedas de pressão (perdas de cargas) nos circuitos hidráulicos.

Da "Mecânica dos Fluidos" tem-se:

##### 4.1- Distribuídas ao longo do circuito

4.1.1- Velocidade de avanço, retorno e aspiração, para o fluxo do fluido "Óleo" em tubos com pressões em  $Kp/cm^2$ , conforme a tabela 4.1

Tabela 4.1

Pressões em $Kp/cm^2$	20	50	100	200 e superior
Velocidade em m/seg.	3	4	5	6
Retorno	3 m/seg a velocidade			
Aspiração	1 m/seg a velocidade			

4.1.2- Resistência distribuída de um fluxo de óleo em um circuito

$$\Delta p = \Sigma \lambda \frac{50 \gamma \ell v^2}{g \cdot d} \quad (\text{Kp/cm}^2) \quad (4.1)$$

$$\lambda = 64.R_e^{-1} \quad \text{para regime laminar e isotérmico} \quad (4.2)$$

$$\lambda = 0,3164.R_e^{-\frac{1}{4}} \quad \text{para regime turbulento e tubos com parede lisa} \quad (4.3)$$

Onde:

$$R_{e \text{ cr}} = 2.000 \quad \text{a} \quad 2.300$$

$$\epsilon_{\text{cobre}} = 0,0015$$

$$\epsilon_{\text{aço}} = 0,04$$

$$\epsilon_{\text{borracha}} = 0,03$$

Para aplicação da fórmula (4.2) tem-se a relação gráfica entre o número de Reynolds e o coeficiente de resistência.

Associando-se as equações (4.1); (4.2) e (4.3), tem-se:

$$\Delta p \ell = 3.200 \Sigma \frac{\eta \ell v}{d^2} \quad (4.5)$$

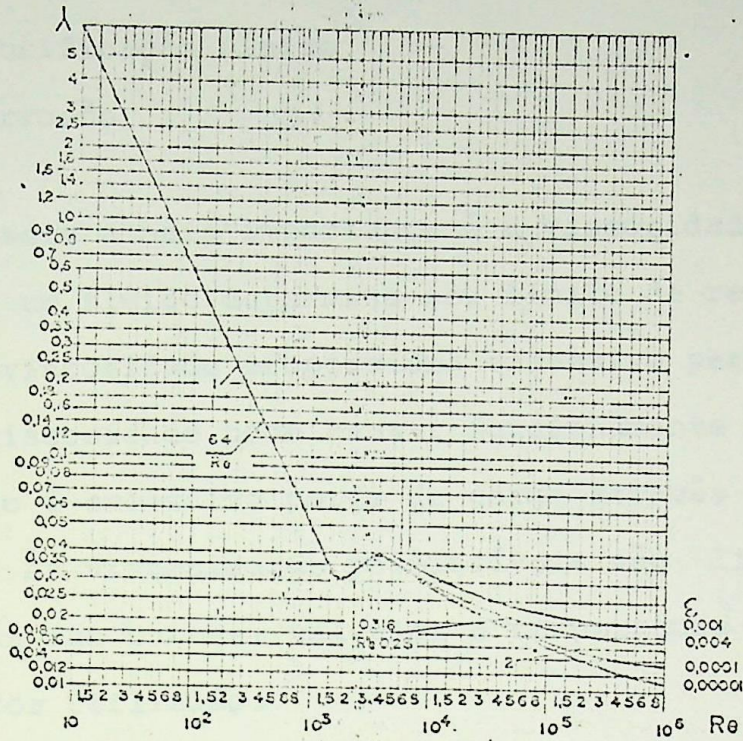


Fig.4.1- Relação gráfica entre o número de Reynolds e o coeficiente de resistência  $\lambda$ .

$$\Delta p_t = 15.82 \Sigma \left(\frac{Y}{g}\right)^{3/4} \cdot \frac{\eta^{1/4} \cdot \ell \cdot v^{7/4}}{d^{5/4}} \quad (4.6)$$

4.1.3- Nas propriedades dos fluídos considera-se 6 (seis) o número de serviços importantes na especificação dos fluídos hidráulicos:

- Viscosidade
- Índice de viscosidade
- Desemulsão

- Oxidação
- Lubrificação Limite
- Corrosão

Das seis a mais importante é a viscosidade. O grau de viscosidade de um fluido determina seu limite de resistência ao fluxo. Baixa viscosidade proporciona excessiva perda por vazamento e alta viscosidade pode causar funcionamento irregular do sistema, devido à excessiva perda de carga através da tubulação das válvulas. As viscosidades permissíveis são limitadas pelas características das bombas, válvulas e temperatura ambiente, onde o sistema for utilizado.

Desde que o sistema vá trabalhar numa larga escala de variação de temperatura, é aconselhável utilizar um fluido que seja pouco sensível à mudança de viscosidade em função da temperatura. Se a temperatura do fluido puder ser bem controlada, essa sensibilidade não será tão importante.

Verifica-se pelo gráfico da fig.4.2 o efeito da temperatura na viscosidade de quatro fluidos hidráulicos.

- 1- Perigo-temp. baixa  
Partir depois desta faixa
- 2- Normal - Faixa de temperatura não recomendada.
- 3- Viscosidade recomendada. Faixa de temperatura a ser operada.
- 4- Faixa de operação crítica.
- 5- Perigo - Faixa de operação de alta temperatura.

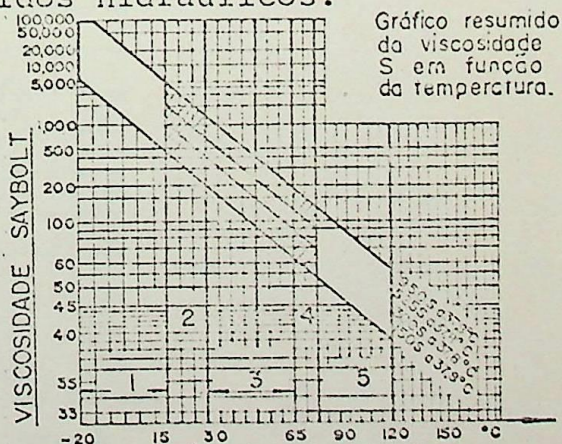


Fig.4.2- Efeito da temperatura na viscosidade de quatro fluidos hidráulicos.

4.1.4- Relação entre volume e velocidades médias para uma perda de carga constante de  $0,5 \text{ Kp/cm}^2/\text{m}$  e valores característicos da viscosidade

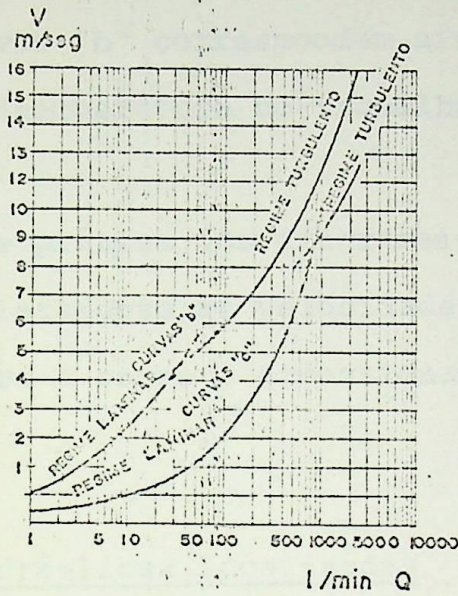


Fig.4.3- Diagrama da relação entre volume e velocidade média

4.1.5- Relação entre volume e diâmetros internos para uma perda de carga constante de  $0,5 \text{ Kp/cm}^2/\text{m}$  e valores característicos da viscosidade

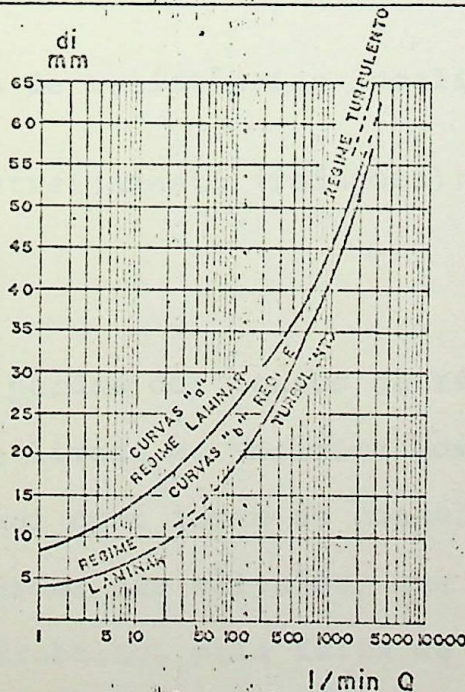


Fig.4.4- Diagrama da relação entre volume e diâmetros internos.

OBS.: Nos itens 4.1.4 e 4.1.5, as curvas "a" correspondem a viscosidade do óleo a temperatura de 15°C (normalmente quando parada), e as curvas "b" correspondem a viscosidade do óleo a temperatura de 50°C (temperatura de trabalho).

A utilidade prática dos diagramas consiste na possibilidade de avaliar imediatamente as velocidades e os diâmetros mais convenientes para o correto dimensionamento dos tubos.

#### 4.2- Resistências hidráulicas localizadas

O fluxo hidráulico encontra uma resistência localizada em pontos determinados ao circular por um circuito, os quais originam uma nova perda de carga, ou seja queda de pressão.

Os pontos de resistências localizadas são:

Curvas; redução; estreitamento (reduções); diafragmas; estrangulamentos; etc.

Todas as perdas dos pontos de resistência localizadas são encontradas nos livros de Mecânica dos Fluidos ou Hidráulica que reproduzirei aqui como fonte de consulta rápida para o cálculo, sendo que as perdas nas válvulas, que é uma das principais finalidades desse trabalho, pela falta de informações das Indústrias, será dada com detalhes.

Da Mecânica dos Fluidos ou Hidráulica tem-se:

4.2.1- Resistência localizada em curvas, com raio mínimo de curvatura para tubos, onde se tem a fórmula mais geral:

$$\Delta p = \frac{c \gamma v^2}{20 g} \quad (4.7)$$

Sendo C uma função da relação  $r_d/d_i$  e do parâmetro  $\beta$ , onde as curvas a; b; c e d e  $\beta$  igual  $30^\circ$ ;  $45^\circ$ ;  $90^\circ$  e  $120^\circ$  respectivamente.

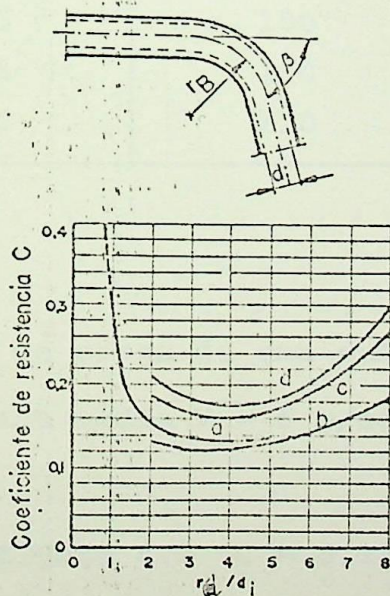


Fig.4.5- Coeficiente de resistência C em função de  $r_d/d_i$  e do parâmetro  $\beta$ .

Tabela 4.2- Relação entre o raio mínimo e o diâmetro externo do tubo

$r_d$ min (mm)	$d_e$ tubo mm
4	10
6	16
8	20
10	25
12	32
14	40
15	40
16	40
18	50
20	50
22	63
25	68
28	80
30	80
35	100
38	100
40	110

Exemplo:

Calcular a perda de carga de uma curva com  $\beta = 90^\circ$  e  $r_d/d_i = 6$  para uma velocidade média  $V = 6$  m/seg e  $\gamma = 0,9$  Kp/dcm<sup>3</sup>.

Pelo gráfico da figura 4.5  $C = 0,19$

Pela fórmula 4.7

$$\Delta p = \frac{0,19 \times 0,9 \times 36}{20 \times 9,81} = 0,03137 \text{ Kp/cm}^2$$

4.2.2- Resistência localizada em curvas com desvios bruscos de direção em função do ângulo  $\beta$

Em termos analíticos a perda de carga em uma união do tipo da fig.4.6, pode-se calcular pela fórmula (4.7), sendo que o coeficiente de resistência  $C_A$  é retirado da figura.

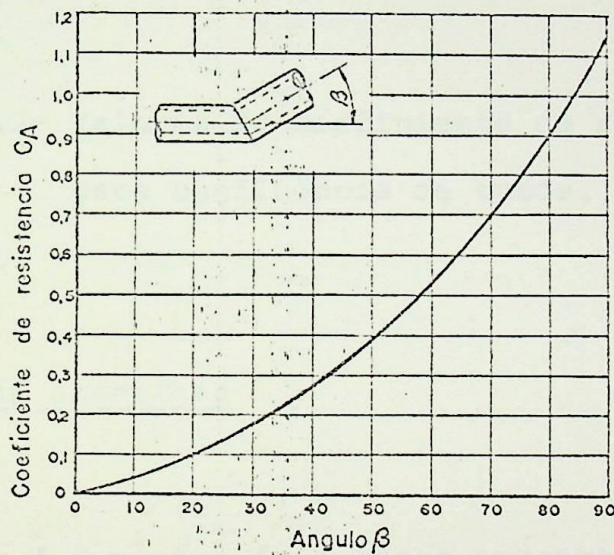


Fig.4.6- Coeficiente de resistência em curvas com desvios bruscos de direção em função do ângulo  $\beta$ .

4.2.3- Confluência de tubos

A fig.4.7 tem-se a resistência  $C_F$ , para alguns casos de confluência de tubos. A perda de carga calcula-se pela fórmula (4.7).

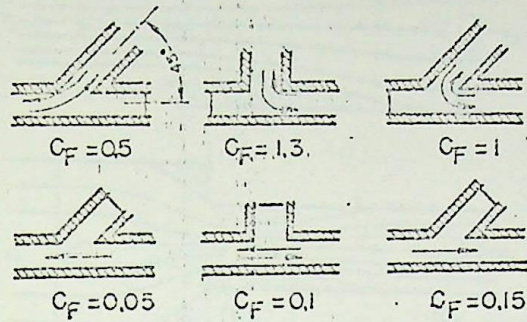


Fig.4.7- Valores do coeficiente de resistência para confluência de tubos.

#### 4.2.4- Variações de diâmetros

A figura 4.8 mostra dois casos opostos de variação brusca de seção. Pode-se calcular a perda de carga pela fórmula (4.8)

$$\Delta p = \frac{\gamma}{20g} (V_1 - V_2)^2 \quad (4.8)$$

O fenômeno é mais complexo para o caso do estreitamento dos diâmetros, porque o fluxo se contrae primeiro, ao passar da seção  $S_1$ , a seção  $S_2'$  para alcançar  $S_2$  logo depois aumentada.

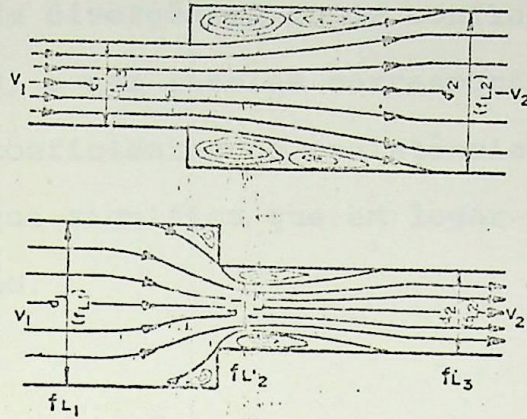


Fig.4.8- Variação dos diâmetros

A introdução do coeficiente de estreitamento é definido por:

$$Z = \frac{S_1'}{S_2} \quad (4.9)$$

que permite calcular o coeficiente de resistência  $C_Q$ .

$$C_Q = \left(\frac{1}{2} - 1\right)^2 \quad (4.10)$$

tem-se a equação da perda de carga (4.7)

$$\Delta p = \frac{C_Q \cdot \gamma \cdot V_2^2}{20 g} \quad (4.11)$$

#### 4.2.5- Tubos divergentes ou confluentes

Os casos de divergência ou de confluência de fluxos, é visto na figura (4.9) e nas tabelas correspondentes. Nota-se que em alguns casos os coeficientes de resistência podem adquirir valores negativos, o que significa que em lugar de uma queda houve um aumento de pressão.

As fórmulas que dão as perdas de carga são:

Para a linha secundária (confluente ou divergente)

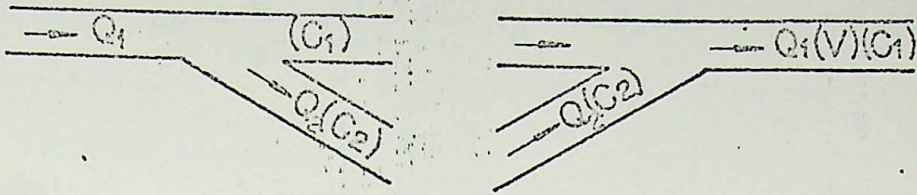
$$\Delta p_2 = \frac{c_2 \gamma v^2}{20 g} \quad (4.12)$$

Para a linha principal

$$\Delta p_1 = \frac{c_1 \gamma v^2}{20 g} \quad (4.13)$$

Onde:

V sempre representa a velocidade média da linha principal e  $c_1$  e  $c_2$  são os coeficientes de resistência respectivas da linha principal ou secundária, das quais podem ser tiradas os valores do quadro, em função da relação  $\frac{Q_2}{Q_1}$



$\frac{Q_2}{Q_1}$	$C_2$	$C_1$	$C_2$	$C_1$
	45°	45°	90°	90°
0,2	0,66	-0,06	0,88	-0,08
0,4	0,47	-0,04	0,89	-0,04
0,6	0,33	0,07	0,96	0,07
0,8	0,29	0,20	1,10	0,21
1,0	0,35	0,33	1,29	0,35

$\frac{Q_2}{Q_1}$	$C_2$	$C_1$	$C_2$	$C_1$
	45°	45°	90°	90°
0,2	-0,37	0,17	-0,4	0,18
0,4	0	0,18	0,1	0,3
0,6	0,22	0,05	0,47	0,4
0,8	0,37	-0,20	0,73	0,5
1,0	0,38	-0,57	0,92	0,6

Fig.4.9- Divergência ou confluência dos volumes.

Os coeficientes  $c_1$  e  $c_2$  referem-se a aresta vivas.

#### 4.2.6- Diafragmas

Outro ponto muito conhecido sobre a perda de carga está localizada ao construir o diafragma, que é um estreitamento da seção de cantos vivos ou redondos, sempre localizados em um tubo muito curto de seção constante. Se designarmos o diâmetro... do diafragma =  $d_f$ , a perda de carga é dada por 2 fórmulas distintas:

$$\Delta p = \frac{1}{2} \cdot \frac{\gamma \cdot v^2}{20 \cdot g} \quad \left( \frac{d_f}{d_i} \leq 0,3 \right) \quad (4.14)$$

$$\Delta p = \frac{e}{a} \cdot \frac{\gamma v^2}{20g} \left( \frac{d_f}{d_i} > 0,3 \right) \quad (4.15)$$

Onde:

$$e = 1 - a^2 \left( \frac{d_f}{d_i} \right)^4 \quad (4.16)$$

O gráfico da fig. 4.10, permite a determinação do valor de "e" em função da relação  $\frac{d_f}{d_i}$  e do coeficiente de descarga "a".

A utilização das fórmulas (4.14), (4.15) e (4.16), supõe-se que o valor de "a" seja conhecido e que corresponda ao diafragma adotado, o qual variará segundo o regime laminar ou turbulento.

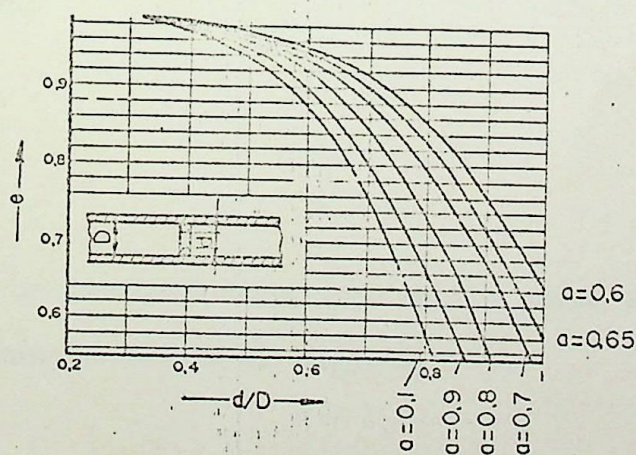


Fig.4.10- Cálculo gráfico do fator de correção "e"

A fig.4.11 mostra, para tres casos típicos de diafragmas, os valores relativos ao coeficiente de descarga "a" e do coeficiente de estreitamento "Z".

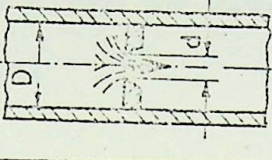
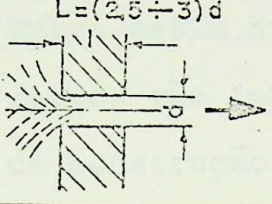
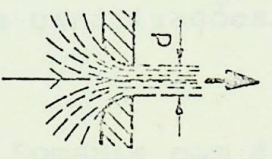
	$d/D=0,25...0,40$ $z = 0,64$	Regime			
		laminar $R_g=2000$	turbulento $R_g=1...2 \times 10^4$		
	$0,7$ $0,8$ $0,9$	$0,63$ $0,73$ $0,82$	$0,5$ $0,6$ $0,7$	$a = 0,64$ $0,67$ $0,71$	$a = 0,62$ $0,64$ $0,66$
	$z = 1$			$a = 0,80...0,82$	
	$z = 1$			$a = 0,98...0,99$	

Fig.4.11- Coeficiente de estreitamento Z e de descarga "a" para tres tipos de diafragma.

#### 4.2.7- Válvulas

Sendo o principal objetivo desta tese as perdas nas válvulas, que serão mencionadas no capítulo 5.

## 5- PERDAS DE CARGAS OU PERDAS DE PRESSÃO NAS VÁLVULAS

Válvulas são pontos de resistência localizados que, ao circular o fluxo de óleo em um circuito, originam uma nova perda de carga.

Entra assim num campo, onde os valores analíticos das perdas de cargas são impossíveis de se calcular, devido a multiplicidade de construção e da complexidade das aberturas e dos perfis das canalizações.

Somente com dados experimentais, fornecidos pelas indústrias construtoras de válvulas ou mediante diagramas que indicariam as perdas de cargas em função do volume.

Como os fabricantes instalados atualmente não tem o interesse de fornecer os diagramas de cada tipo de válvulas de sua linha de produção, iniciei há alguns anos atrás a escrever às firmas estrangeiras, produtoras de válvulas, solicitando catálogos sobre válvulas com as curvas características das perdas. Depois de várias tentativas, consegui algumas informações, das quais tirei conclusões sobre a curva característica para cada tipo com sua vazão, fazendo experiências no laboratório.

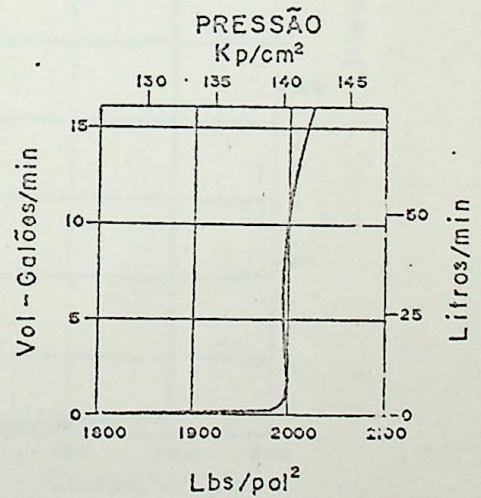
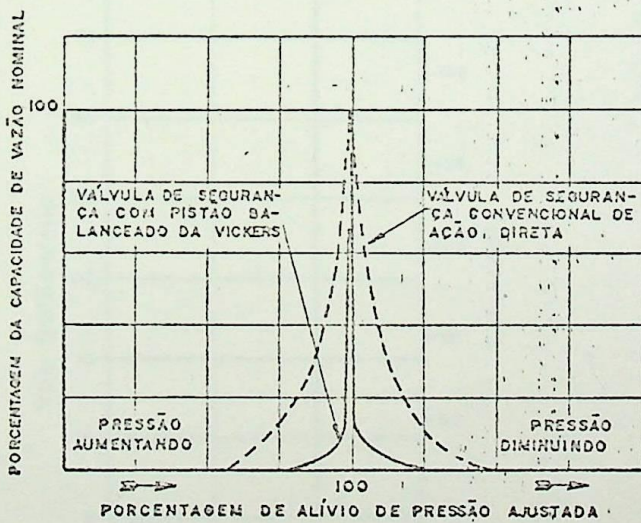
A seguir citarei os diagramas das perdas de cargas conforme os tipos de válvulas.

### 5.1- Válvula Controladora de Pressão ou Válvula de Segurança

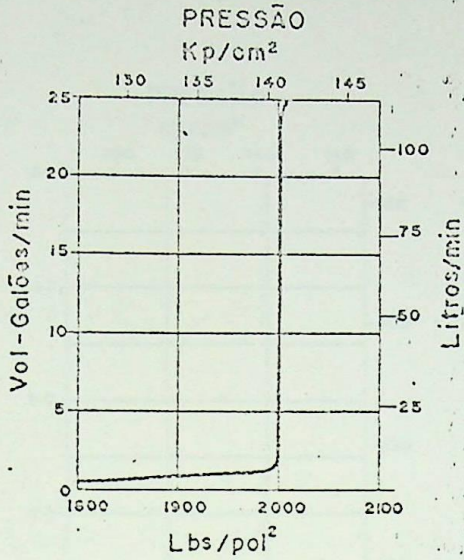
As válvulas de segurança como o próprio nome indica, tem a finalidade de proteger o circuito contra sobre-carga.

Portanto ela não está na direção do fluxo de óleo, não tendo assim influência na perda de carga do circuito.

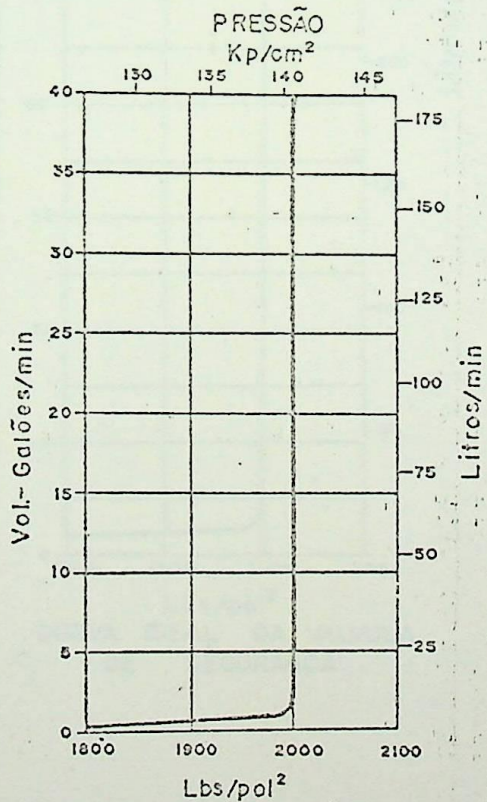
Somente interessa ao projetista a sua curva de rendimento que deverá ser:



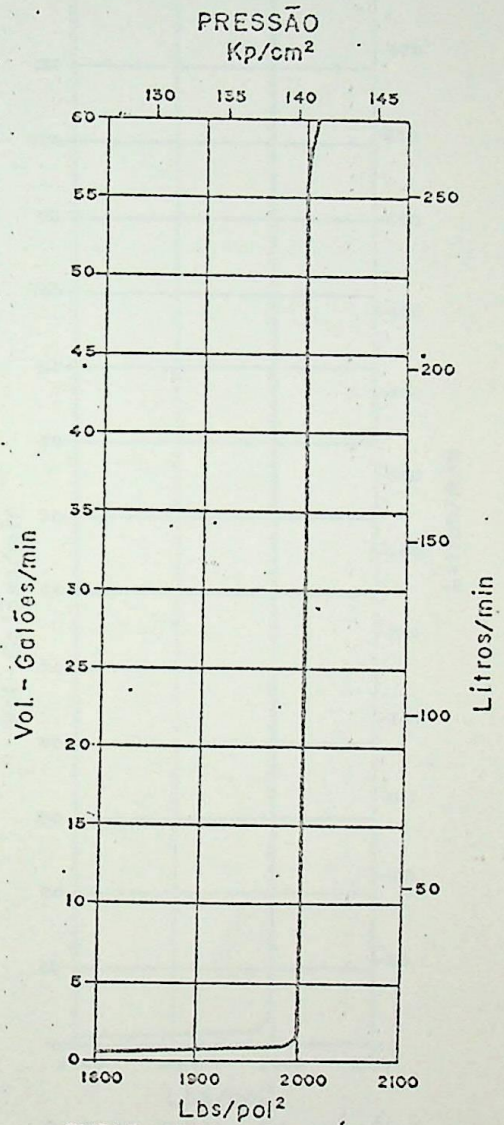
CURVA IDEAL DA VÁLVULA DE SEGURANÇA



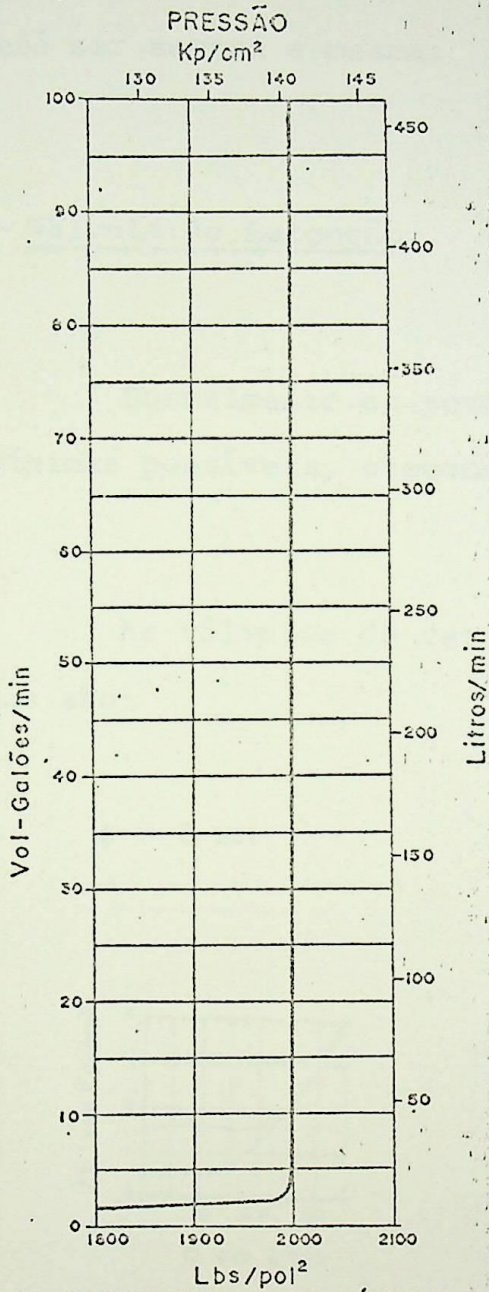
CURVA IDEAL DA VÁLVULA  
DE SEGURANÇA



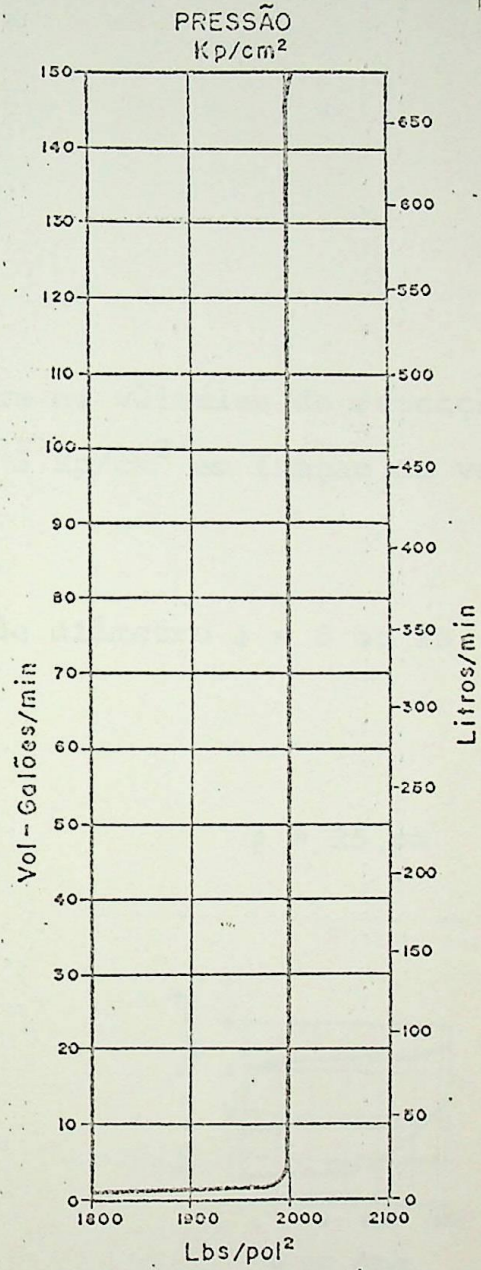
CURVA IDEAL DA VÁLVULA  
DE SEGURANÇA



CURVA IDEAL DA VÁLVULA  
DE SEGURANÇA



CURVA IDEAL DA VÁLVULA  
DE SEGURANÇA



CURVA IDEAL DA VÁLVULA  
DE SEGURANÇA

Verifica-se pelas figuras das curvas típicas de rendimento, que a variação do volume indicado pela válvula, a pressão deverá ser sempre a mesma.

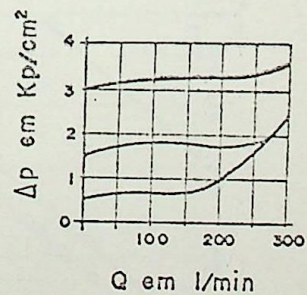
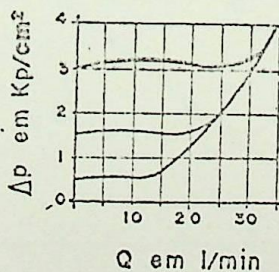
### 5.2- Válvula de Retenção

Normalmente as perdas para as válvulas de retenção são as mínimas possíveis, chegando até  $5 \text{ Kp/cm}^2$  em função da vazão.

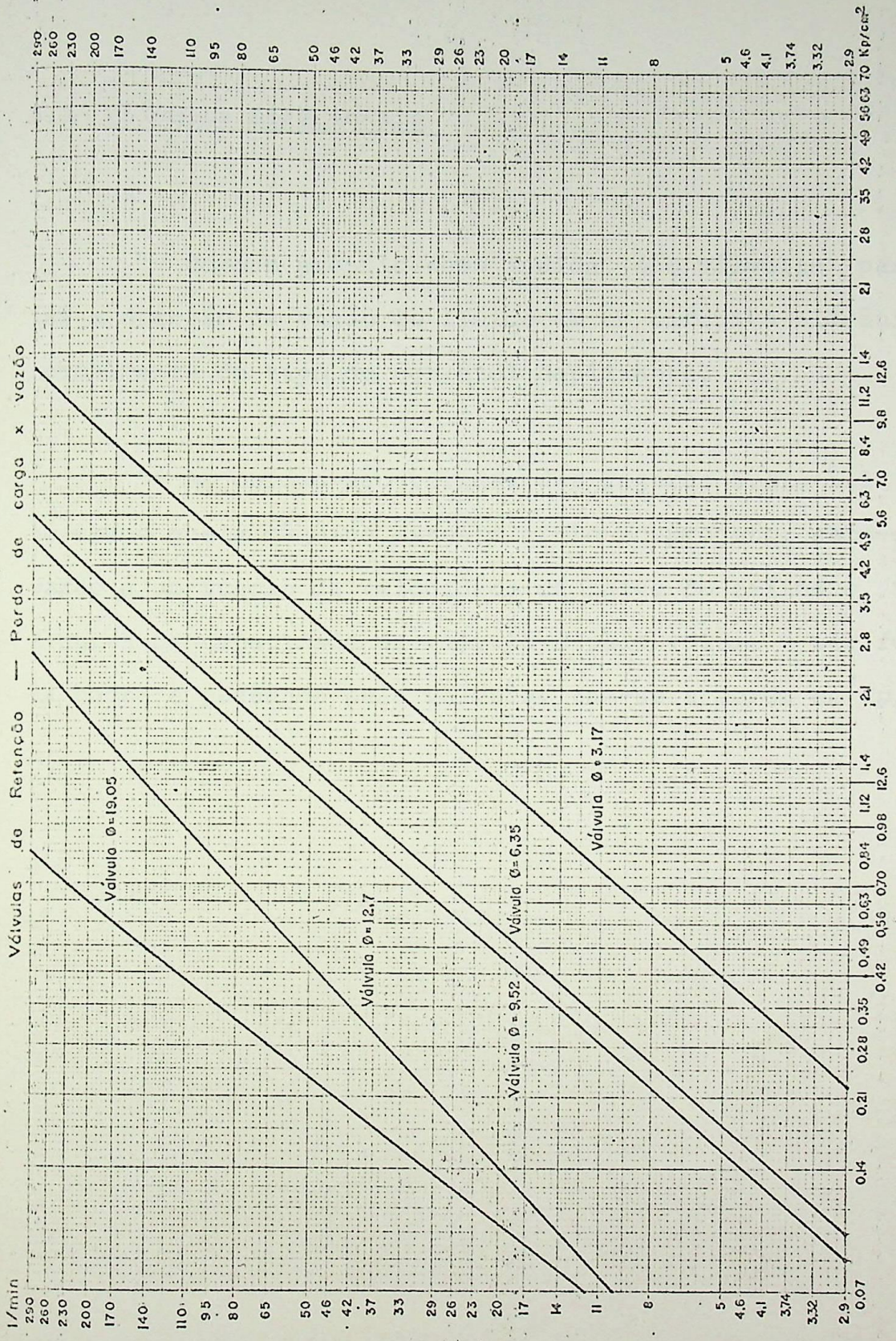
As válvulas de retenção de diâmetro  $\phi = 8$  ou  $25$ , as perdas são:

$\phi = 8 \text{ mm}$

$\phi = 25 \text{ mm}$



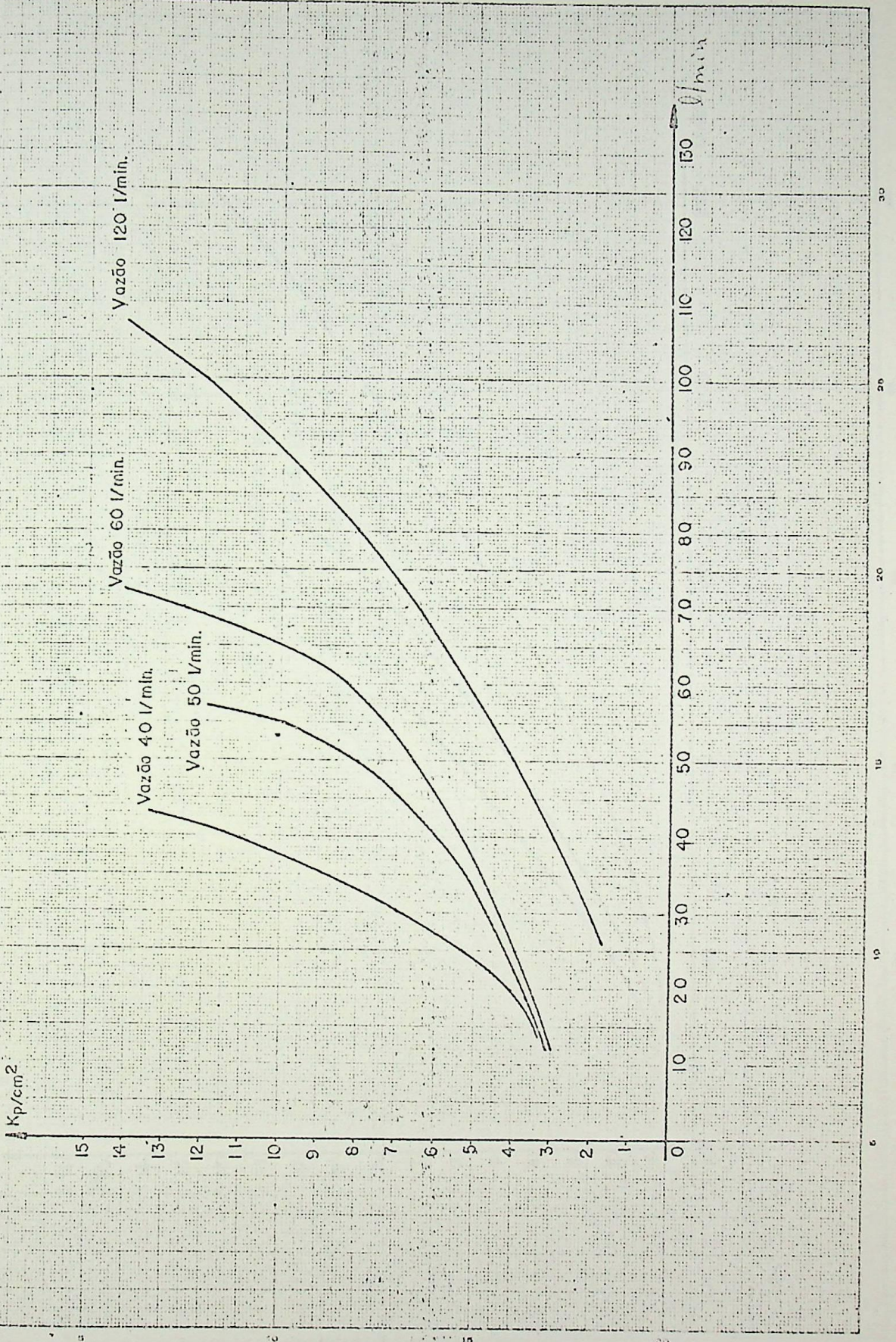
Ou pelo gráfico da figura 5.10, que em função do volume e do diâmetro da válvula, tem-se a perda da válvula.



### 5.3- Válvulas Direcionais

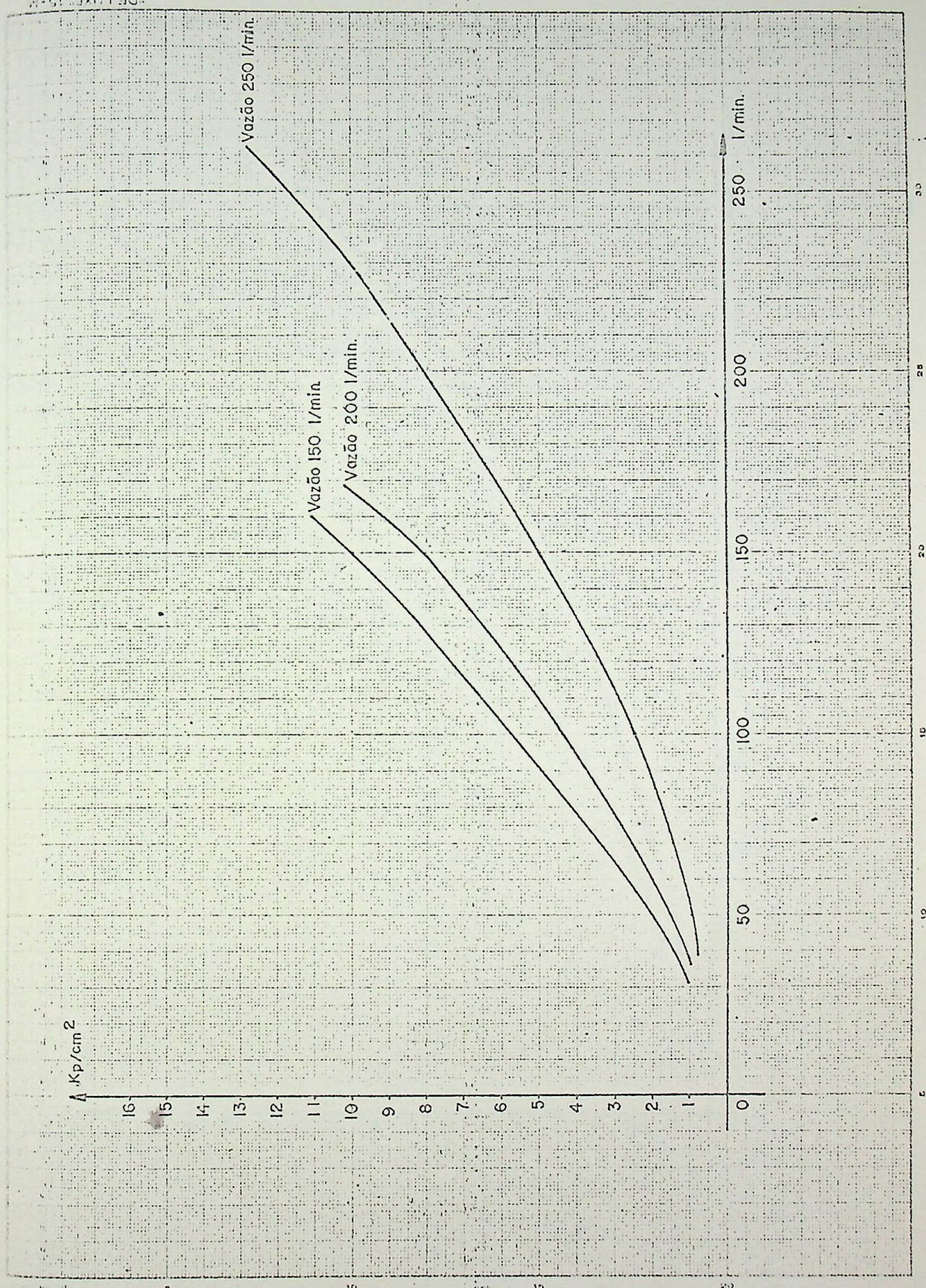
Como o próprio nome indica, são válvulas para controlar a direção da vazão do fluido em um circuito hidráulico. São normalmente do tipo de carretel deslizante.

As perdas são tiradas das figuras 5.11, 5.12 e 5.13. Pelo tempo que a máquina exige o ciclo no projeto, sabe-se que a vazão é em função da velocidade da haste do cilindro. Escolhe-se a curva da capacidade da válvula e pelo volume a ser fornecido pela bomba e passando pela válvula, tem-se a perda em  $Kp/cm^2$ .

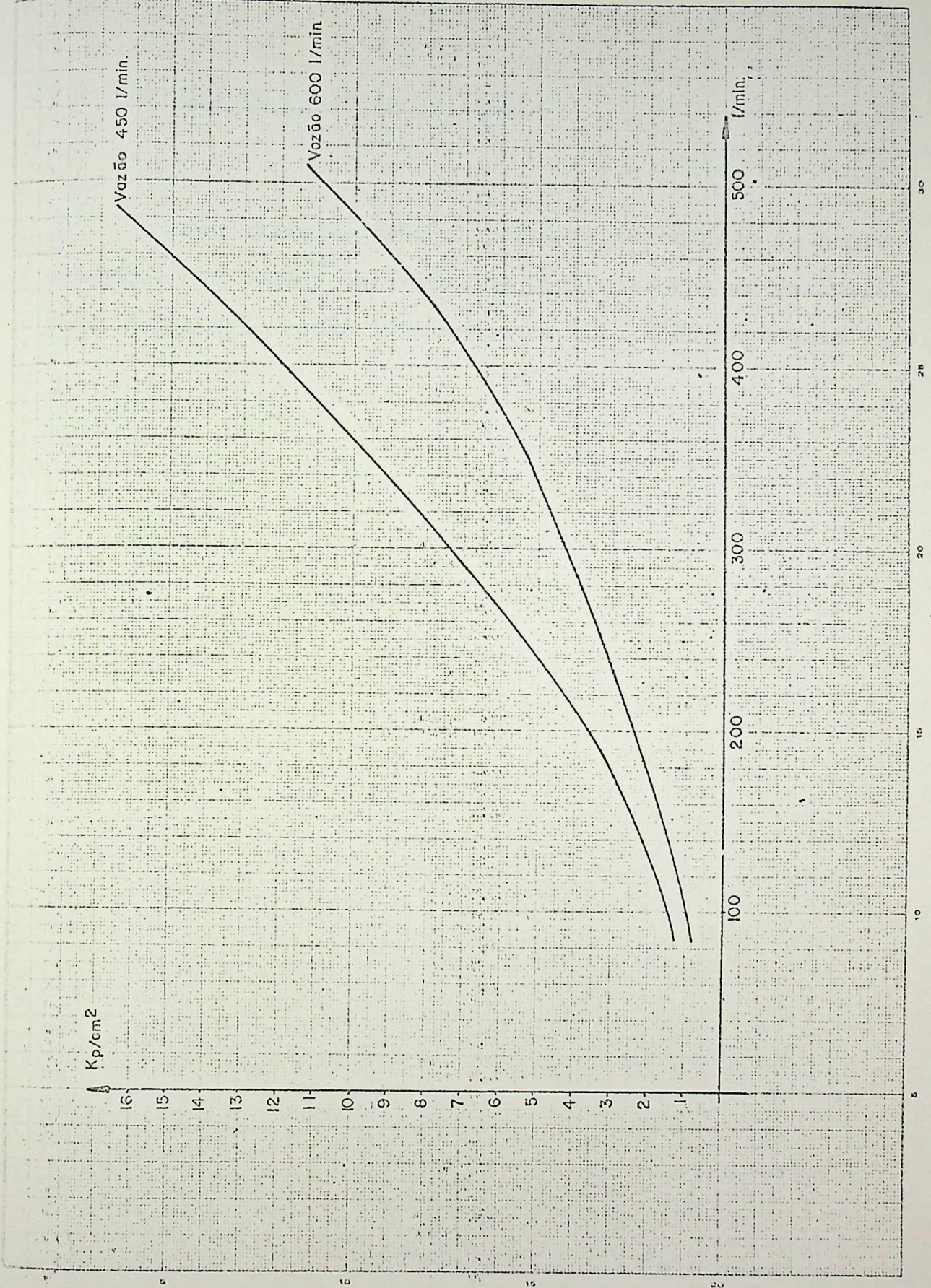


DE LUXE 13M

DE LUXE 15-M

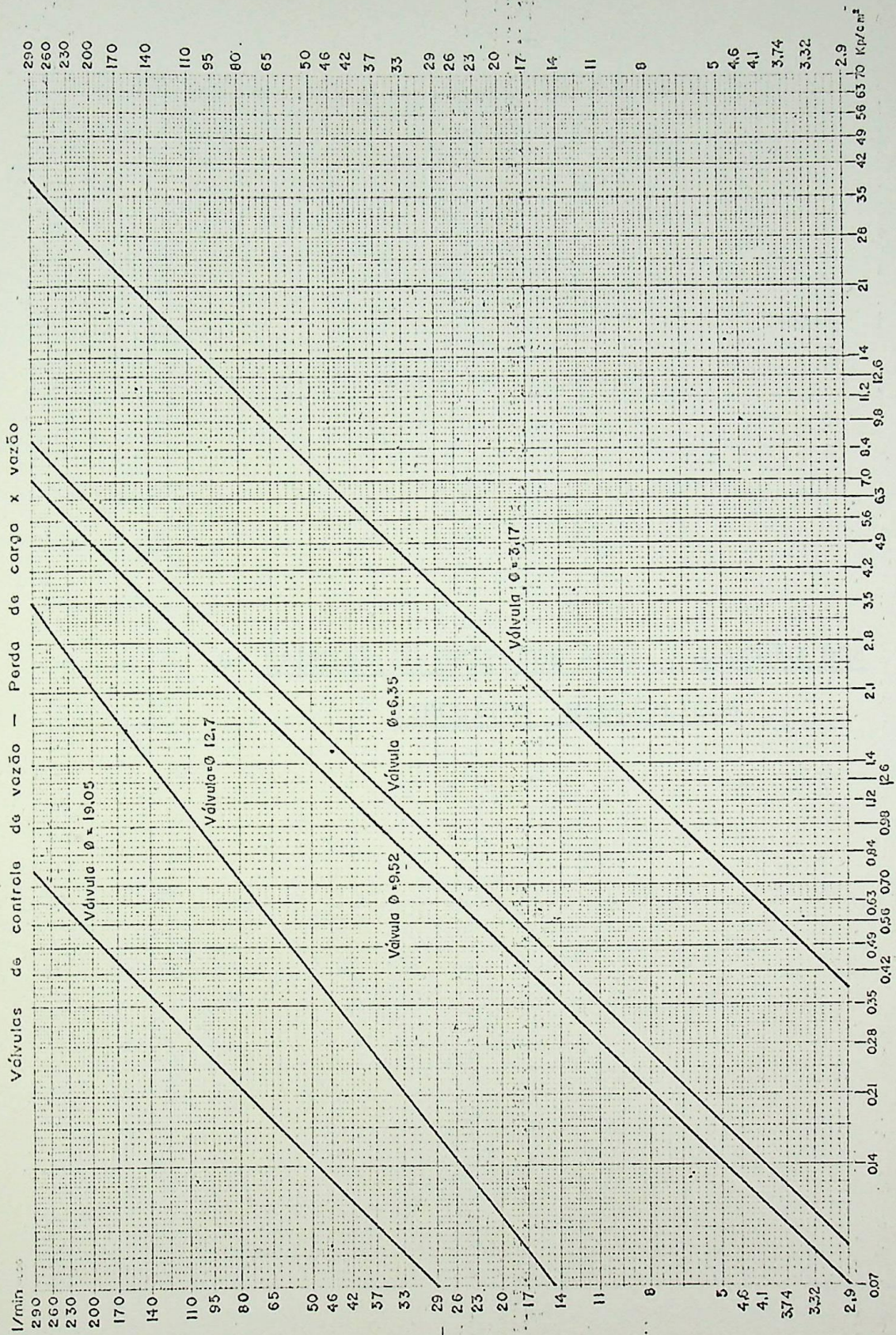


מס. תוצר: 13-10



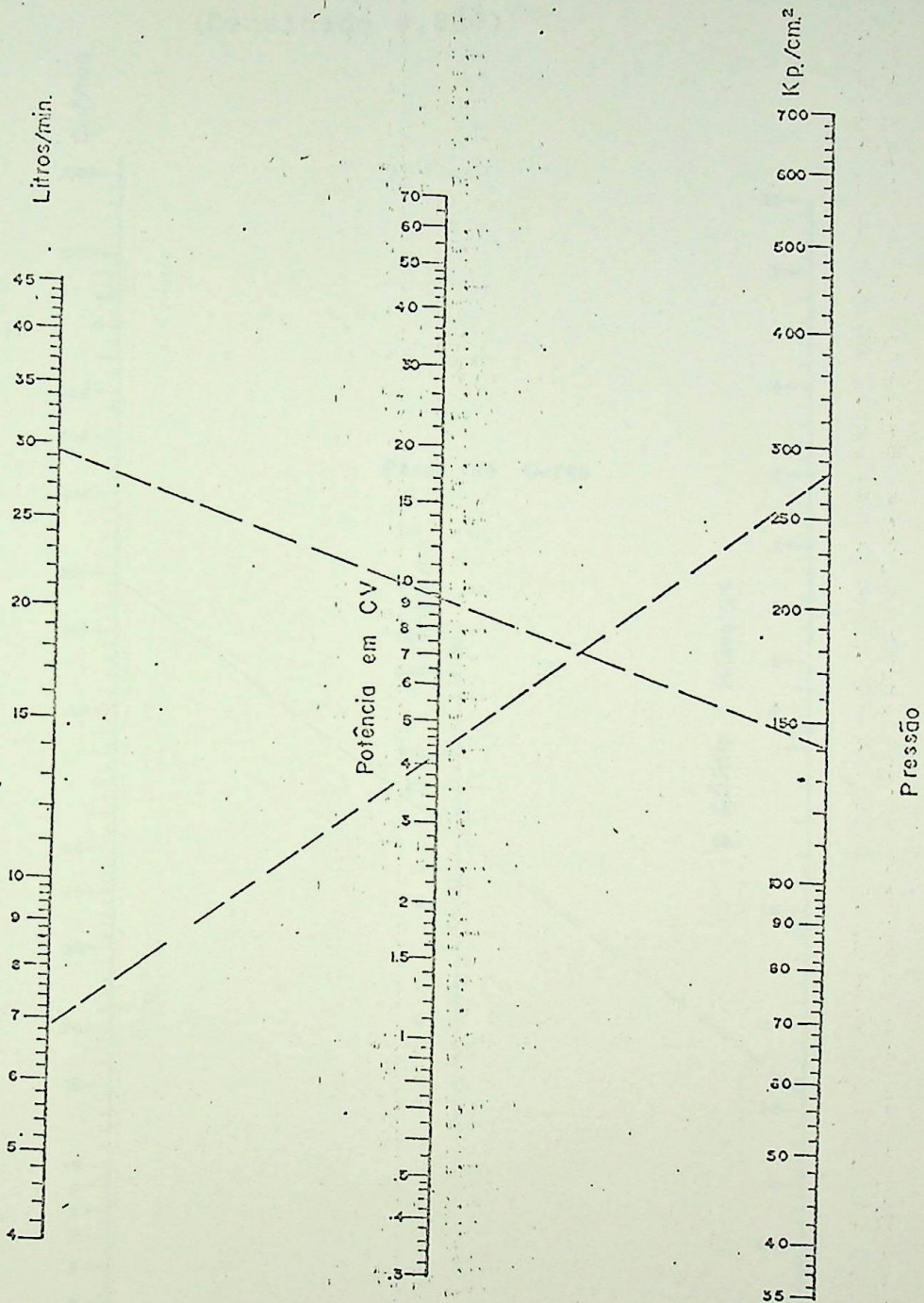
#### 5.4- Válvulas de Controle de Vazão.

São válvulas controladoras da velocidade da haste do cilindro. As perdas das válvulas controladoras de vazão são tiradas da relação vazão x diâmetro da tubulação da figura 5.13.



6- TABELAS OU GRÁFICOS PARA O CÁLCULO DOS  
CIRCUITOS HIDRÁULICOS.

6.1- Ábaco para o cálculo da Potência Hidráulica (CV)

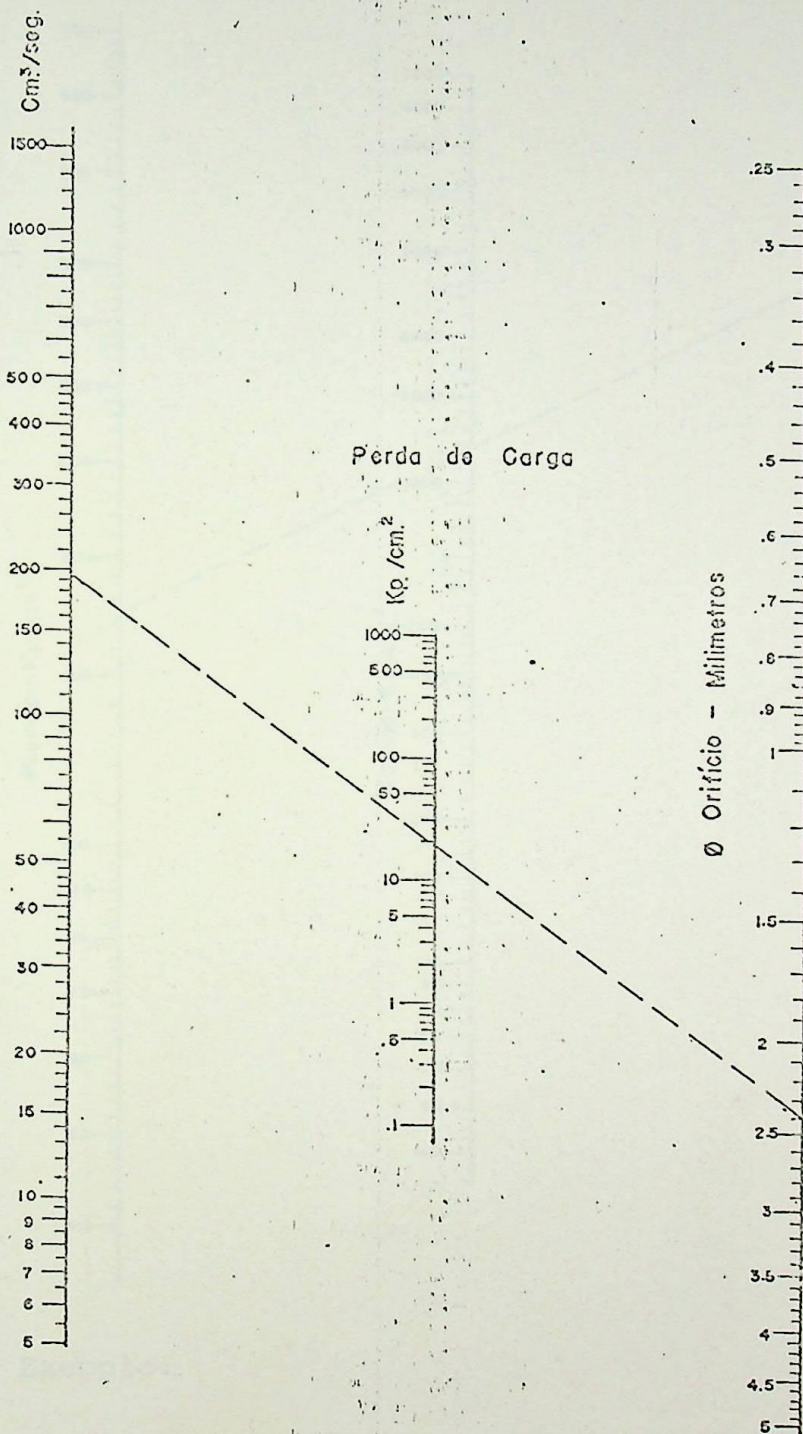


Exemplo:

Encontrar a potência hidráulica em "CV" para o fluxo de 6,8 l/min. a uma pressão de 280 Kp/cm<sup>2</sup>. Ligando os pontos vazão e pressão, encontra-se na escala central a potência de 4,2 CV, sem considerar o rendimento.

6.2- Abaco para perda de carga através de orifício

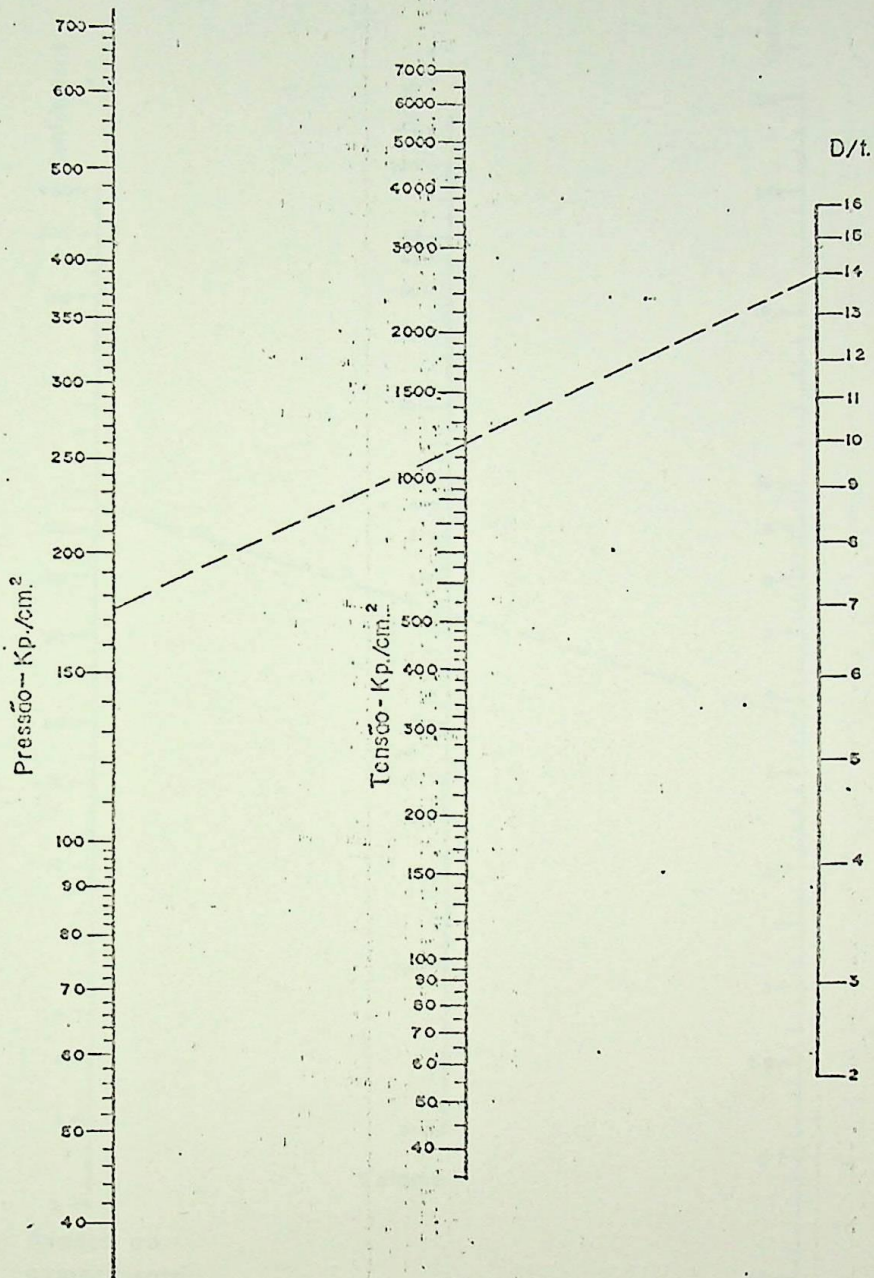
(Densidade 0,849)



Exemplo:

Encontrar a perda de carga através do orifício de 2,4mm e uma vazão de 200 cm<sup>3</sup>/seg. Ligando os pontos vazão e diâmetro do orifício encontra-se a perda de carga de 20 Kp/cm<sup>2</sup>.

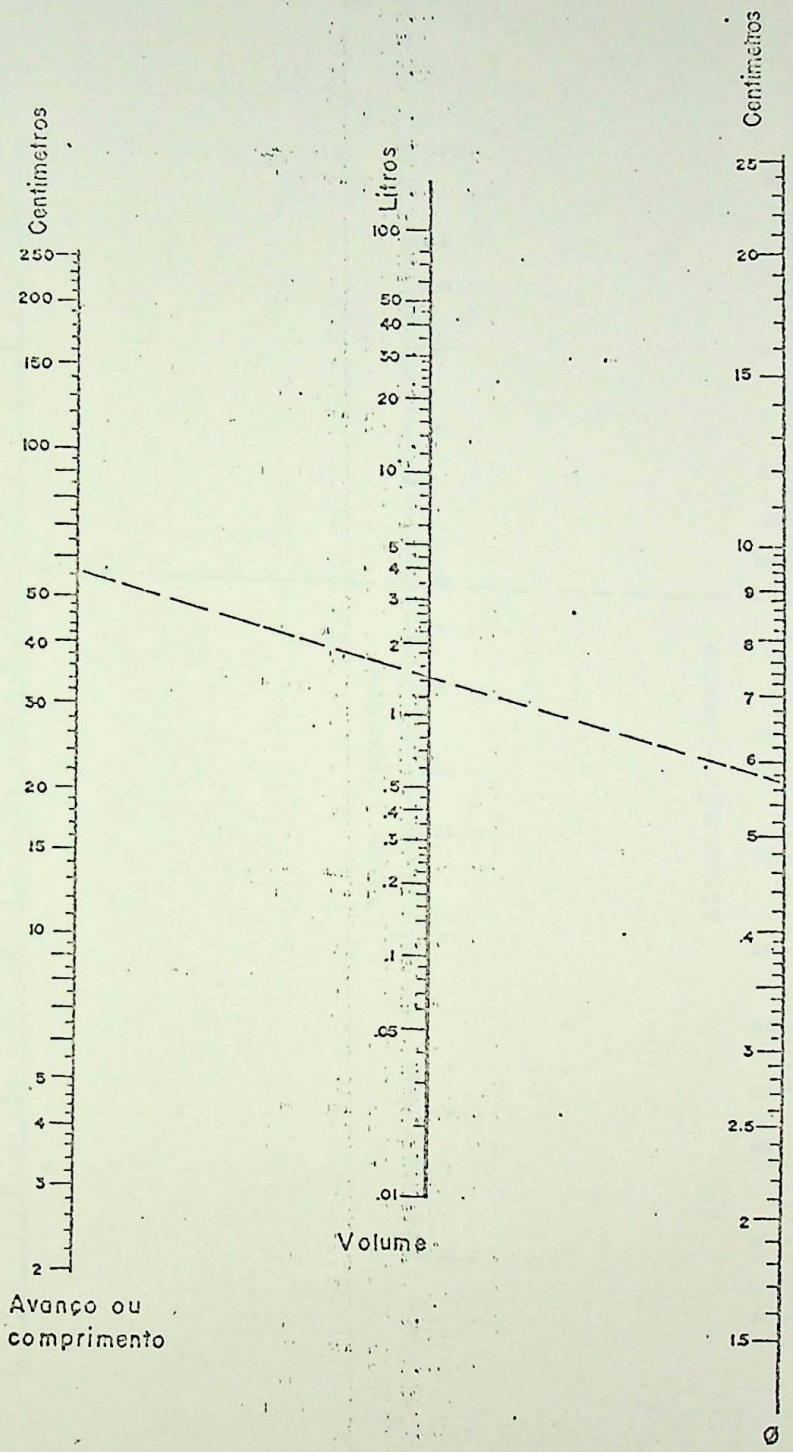
6.3- Abaco Pressão/tensão para espessura da parede do tubo



Exemplo:

Encontrar a tensão para um tubo de diâmetro externo  $\phi = 44,45$  mm e espessura de 3,18 mm para uma pressão interna de 170 Kp/cm<sup>2</sup>. Calcula-se  $\frac{d_e}{t} = \frac{44,45}{3,18} = 14$ . Ligando os pontos  $\frac{d_e}{t}$  e a pressão, encontra-se a tensão = 1.200 Kp/cm<sup>2</sup>.

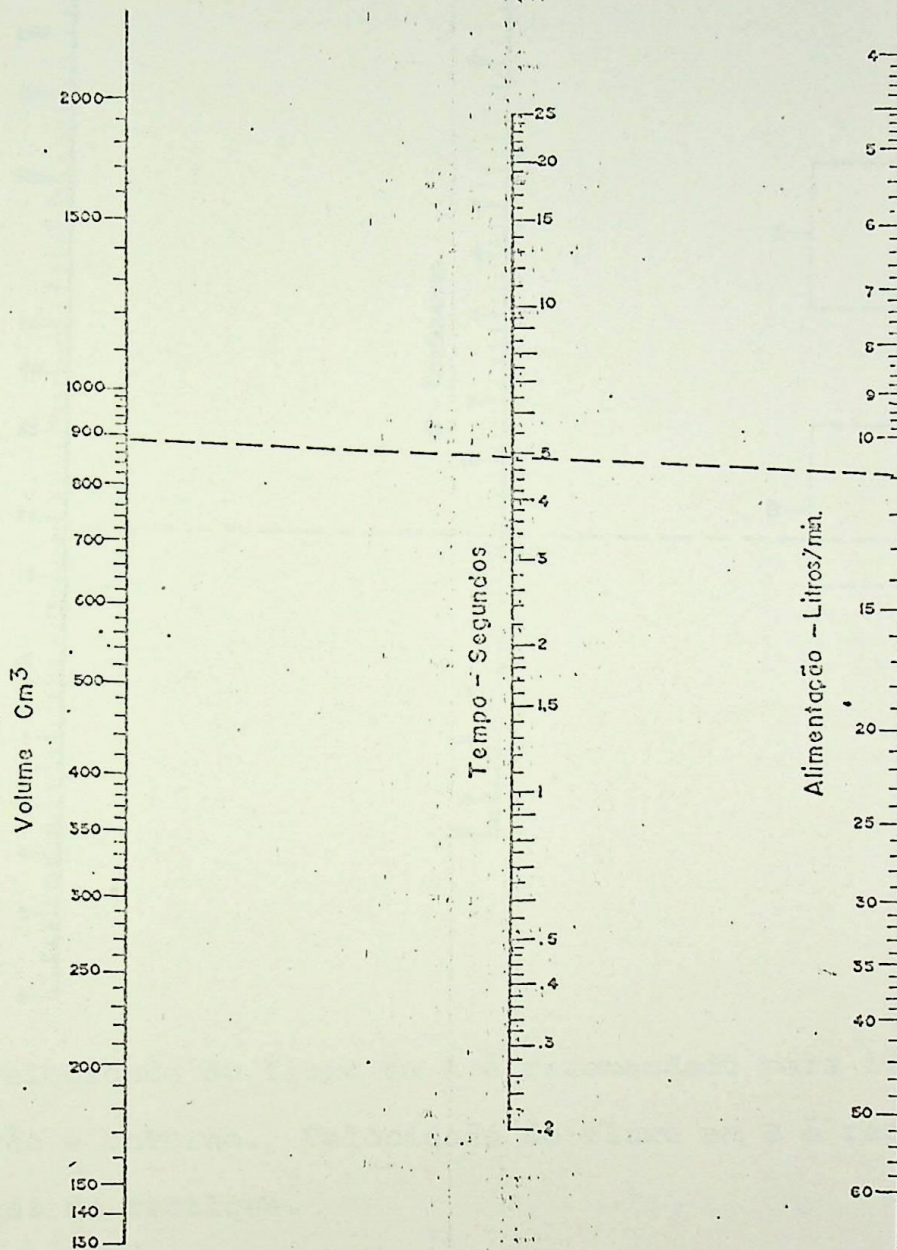
6.4- Abaco do Volume do Cilindro



Exemplo:

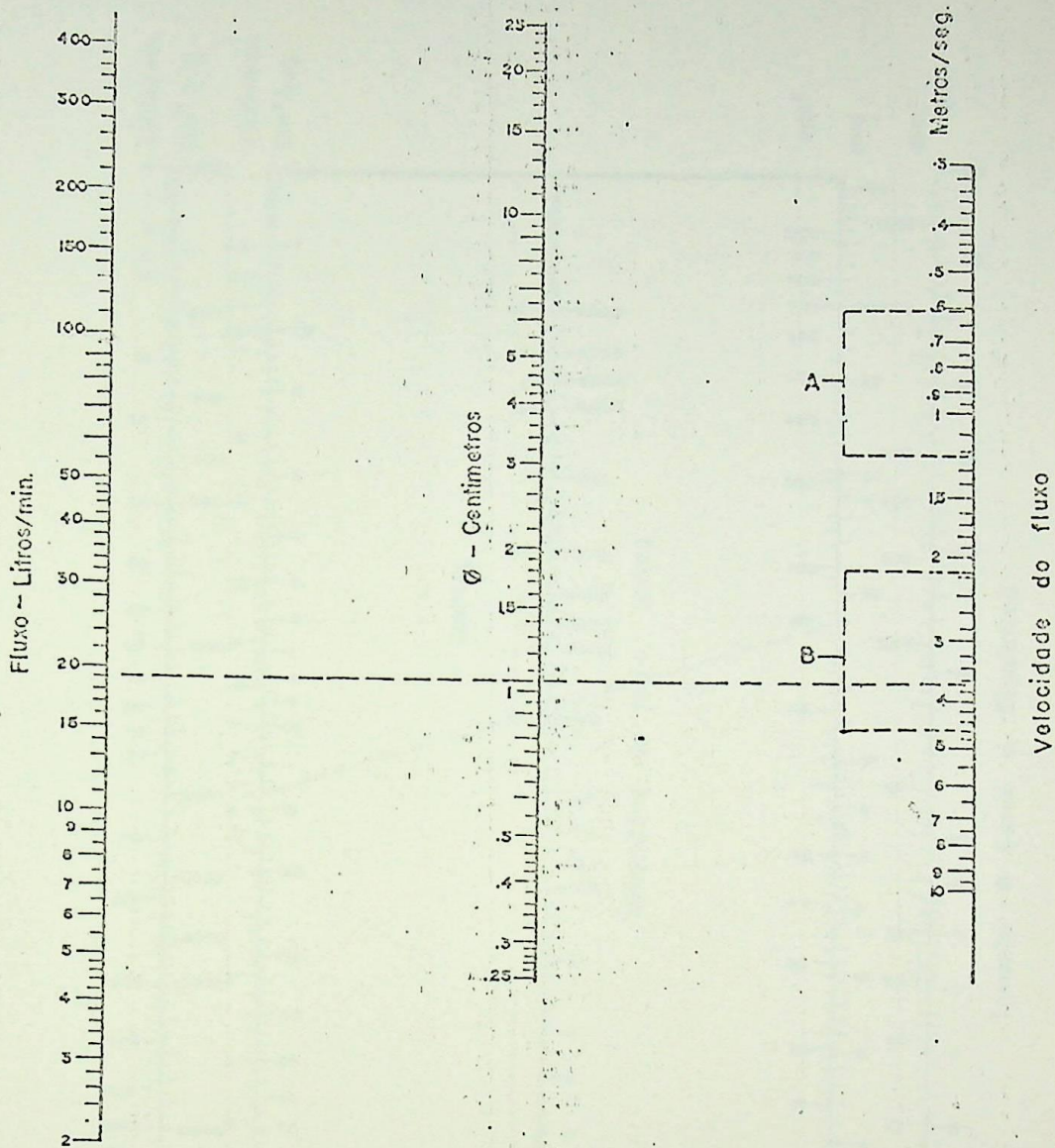
Encontrar o volume do cilindro de diâmetro 57,15 e 558,20 mm de avanço.

Ligando os pontos de diâmetro e avanço ou comprimento encontra-se na escala do centro 1,5 litros.

6.5- Tempo de Operação do Cilindro

Exemplo:

Encontrar o tempo de operação do cilindro de  $900 \text{ cm}^3$  de volume e uma alimentação de 11 litros/minuto. Ligando os pontos encontra-se na escala do centro a resposta. 5 segundos.

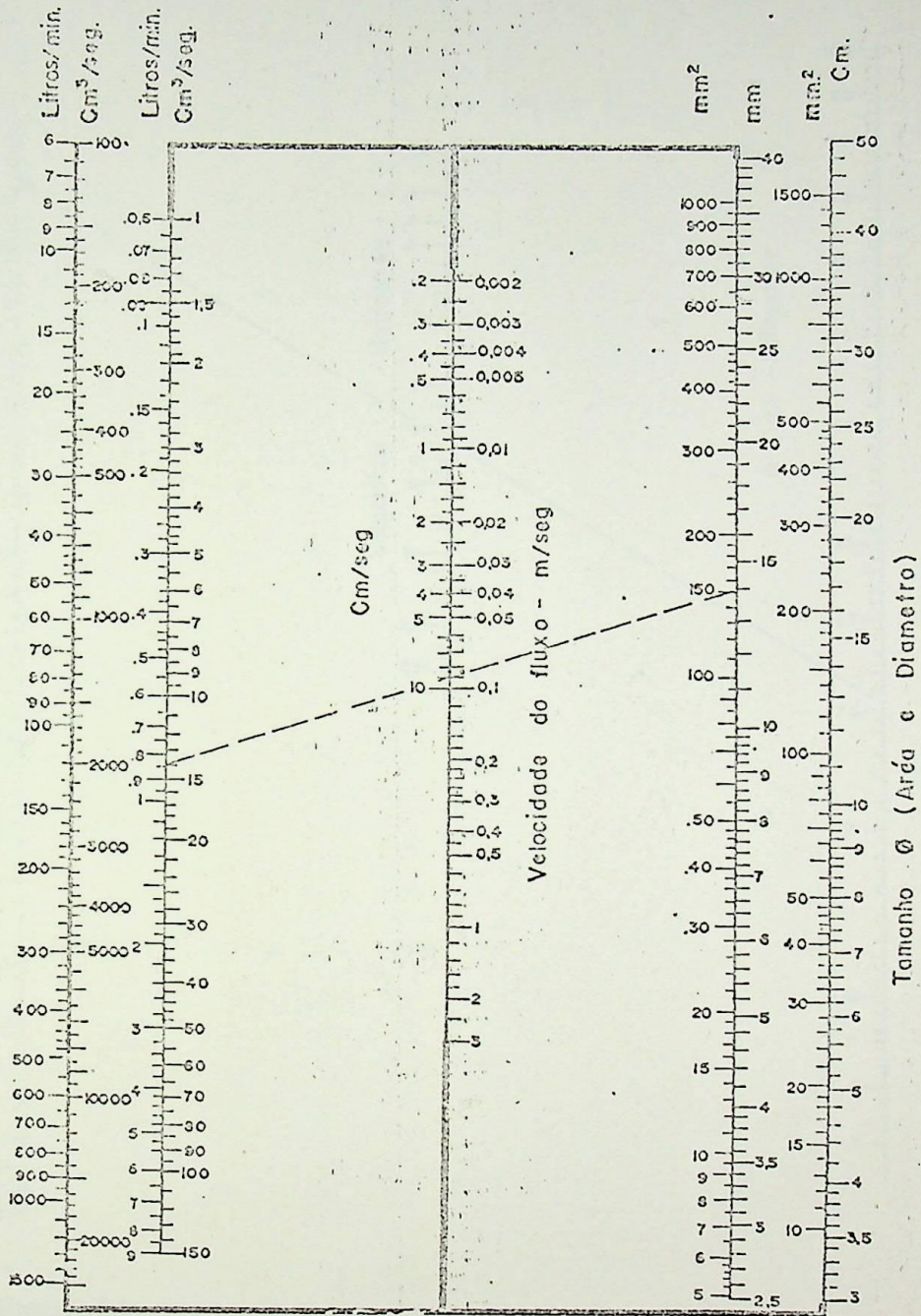
6.6- Abaco para o cálculo do Diâmetro

NOTA: Velocidade do fluxo em A é recomendado para linhas de sucção e retorno. Velocidade do fluxo em B é recomendado para linhas de recalque.

Exemplo:

Encontrar o tamanho do diâmetro do tubo para um volume de 20 litros/min. e uma velocidade de 3,6 m/seg. Ligando os pontos do volume e velocidade, encontra-se na escala do centro a resposta: 1,1 cm.

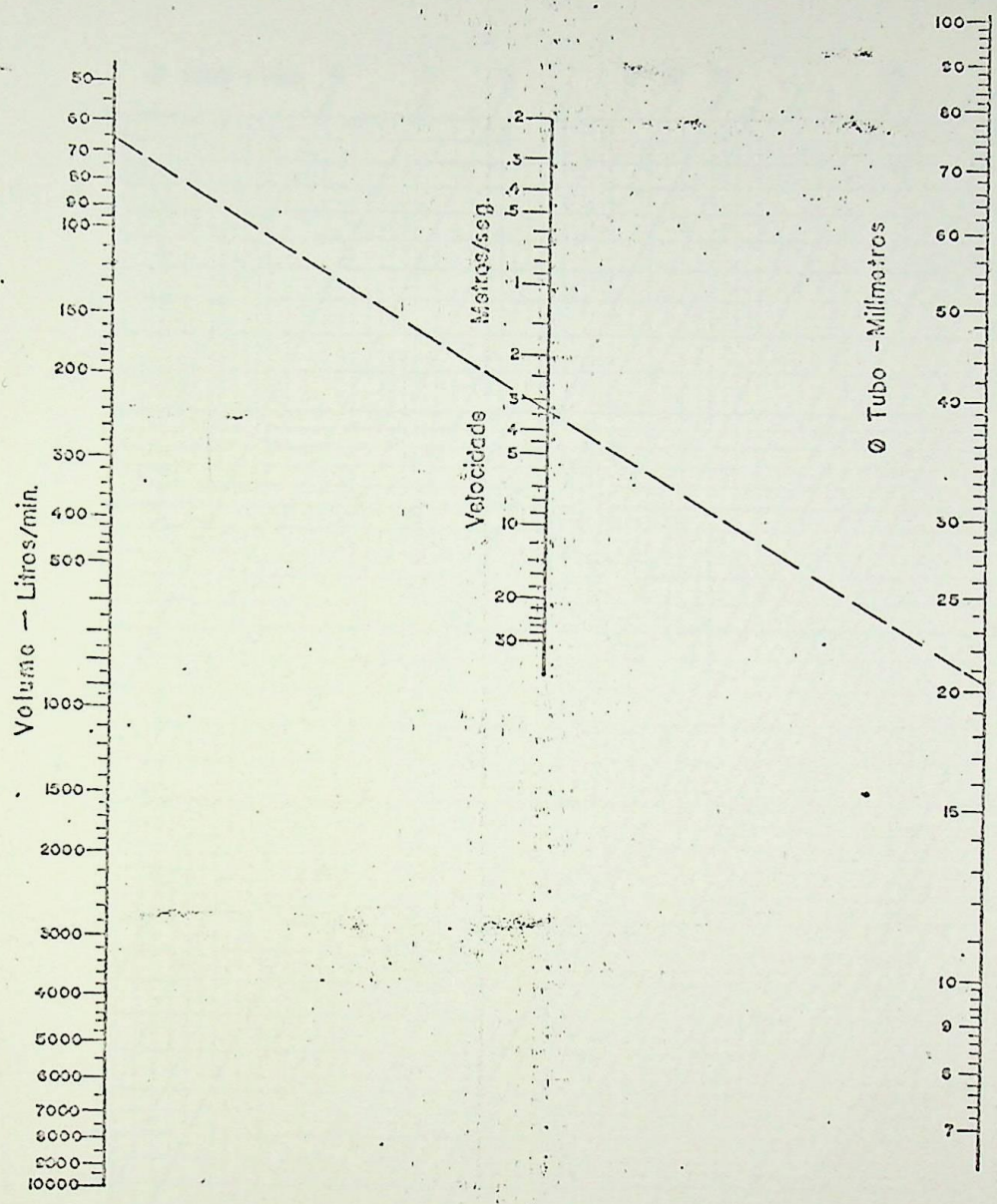
6.7- Abaco para o cálculo da Vazão



Exemplo:

Encontrar o volume para um tubo de 14 mm de diâmetro e uma velocidade de 0,09 m/seg. Ligando os pontos do volume e velocidade, encontra-se na escala a esquerda a resposta: 13,9  $\text{cm}^3/\text{seg}$  ou 83  $\text{l}/\text{min}$ .

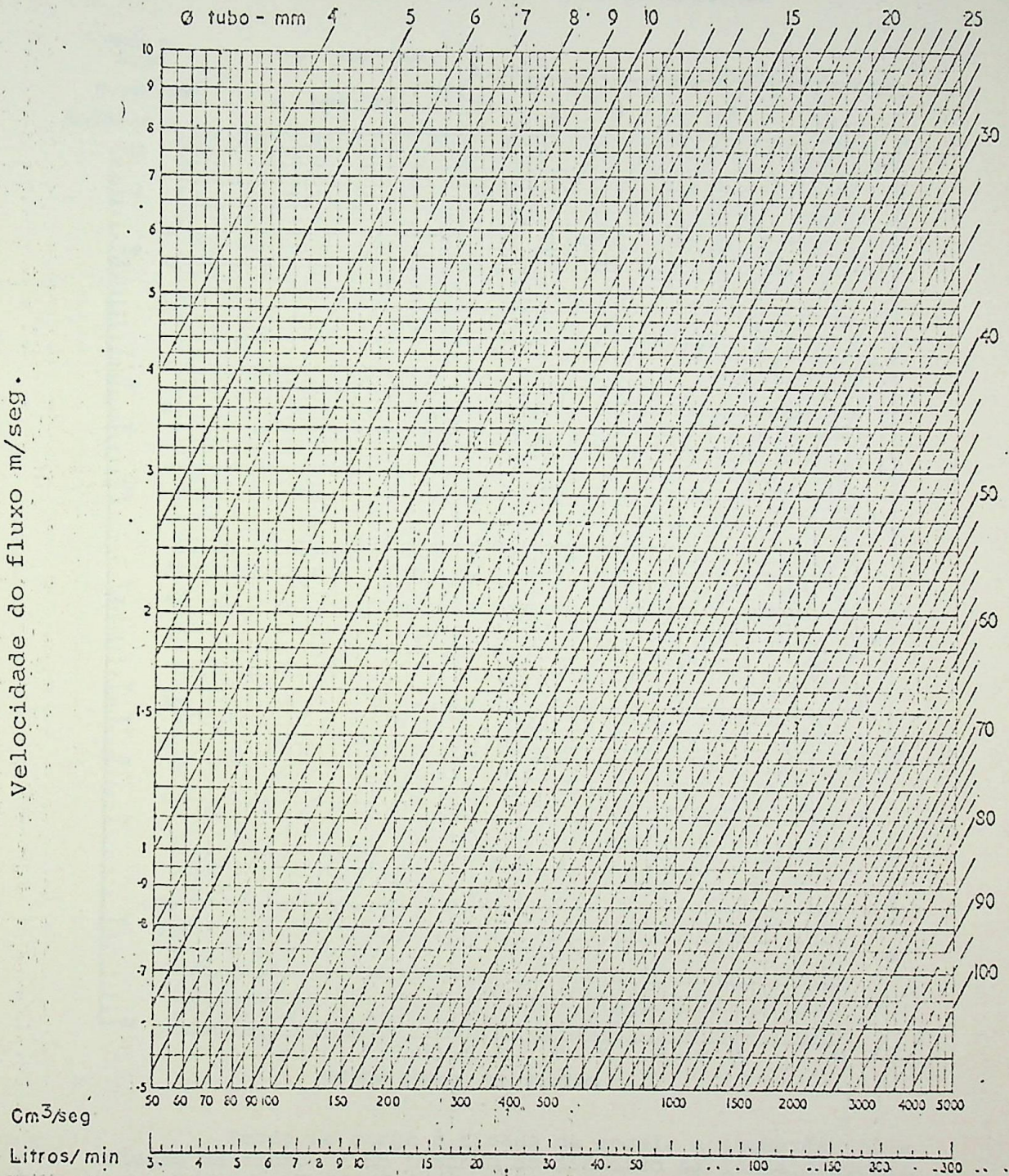
6.8- Abaco para o cálculo do Volume



Exemplo:

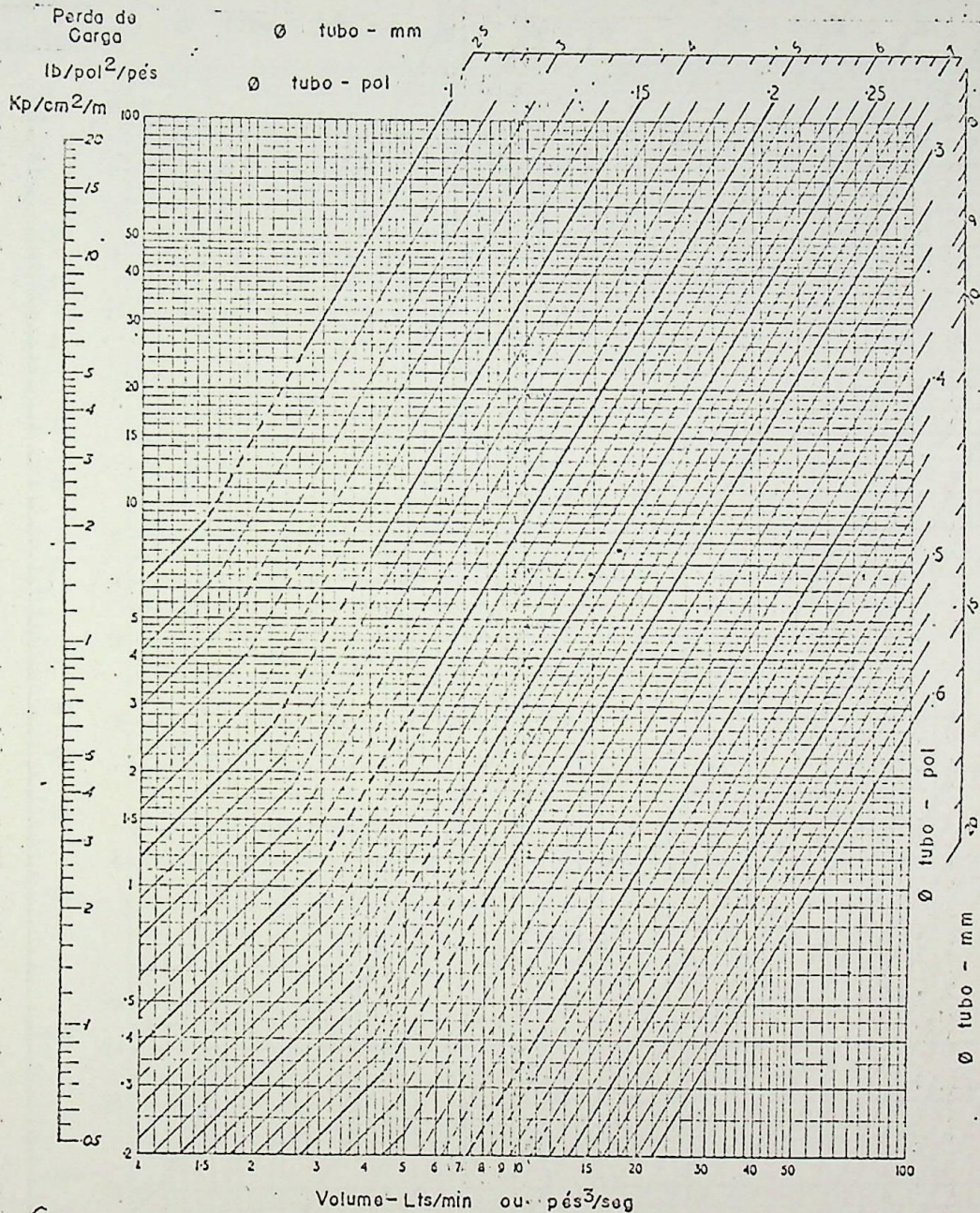
Encontrar o volume para um tubo de 20,5 mm de diâmetro e uma velocidade de 3,5 m/seg. Ligando os pontos do volume e velocidade, encontra-se na escala a esquerda a resposta: 65 l/min.

Volume - Tubulação com  $\phi$  em mm.



## Diagrama - Perda de Carga - Densidade 0,87

Viscosidade do Fluido 10 Centistokes



Perda de carga é tirada da escala a esquerda pela relação do fluxo e do tamanho do diâmetro na linha diagonal.

A perda de carga pode ser lida em  $\text{lbs/pol}^2/\text{pés}$  ou  $\text{Kp/cm}^2/\text{m}$ . O tamanho dos diâmetros no sistema métrico pode ser encontrado interpolando a diagonal na linha lateral.

Onde o fluxo é definido pelas linhas pontilhadas, a perda de carga não pode ser considerada como real devido o fluxo ser transitório nesta região.

Diagrama - Perda de Carga - Densidade 0,87

Viscosidade do Fluido 10 Centistokes

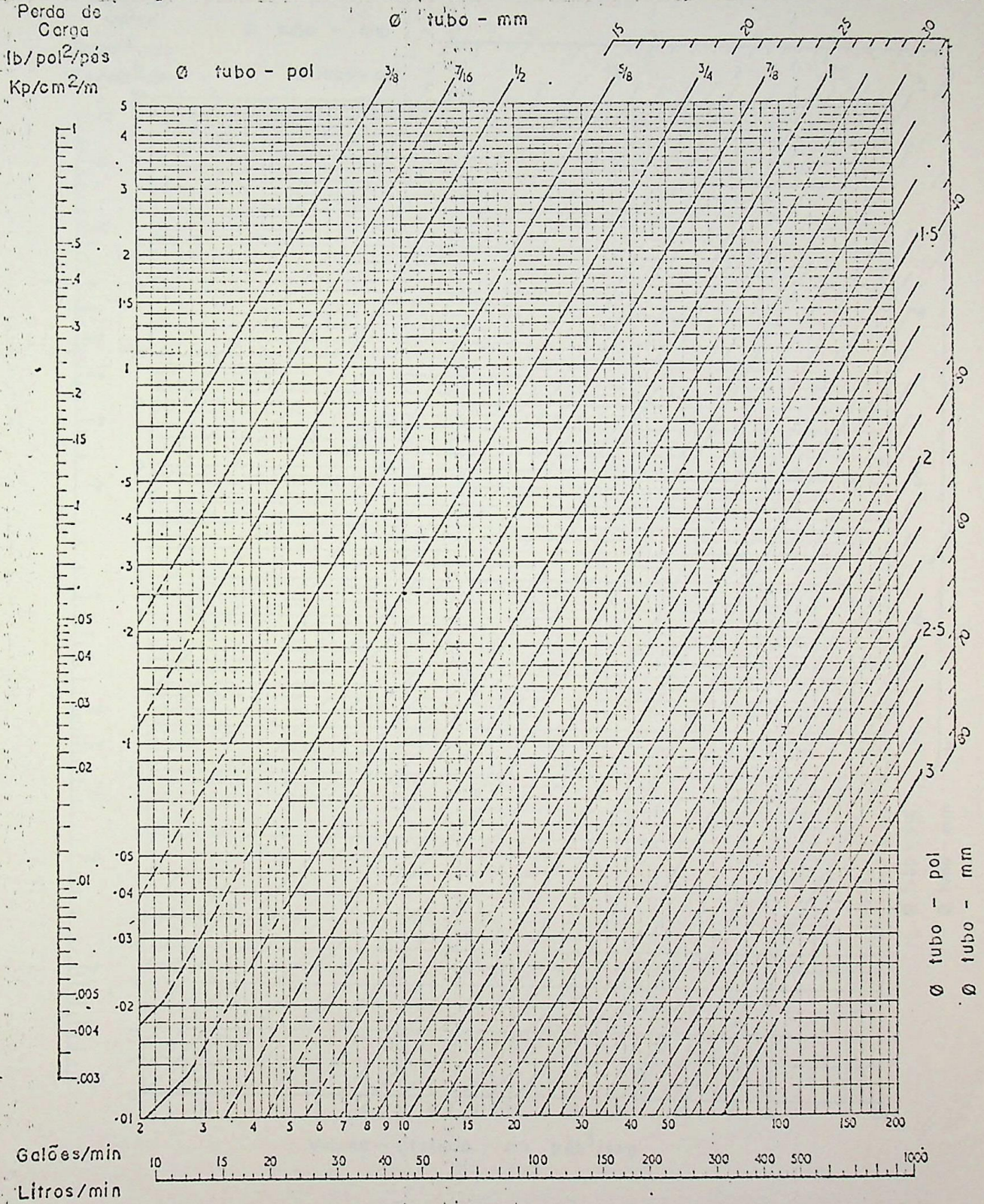


Diagrama - Perda de Carga - Densidade 0,87

Viscosidade do Fluido 20 Centistokes

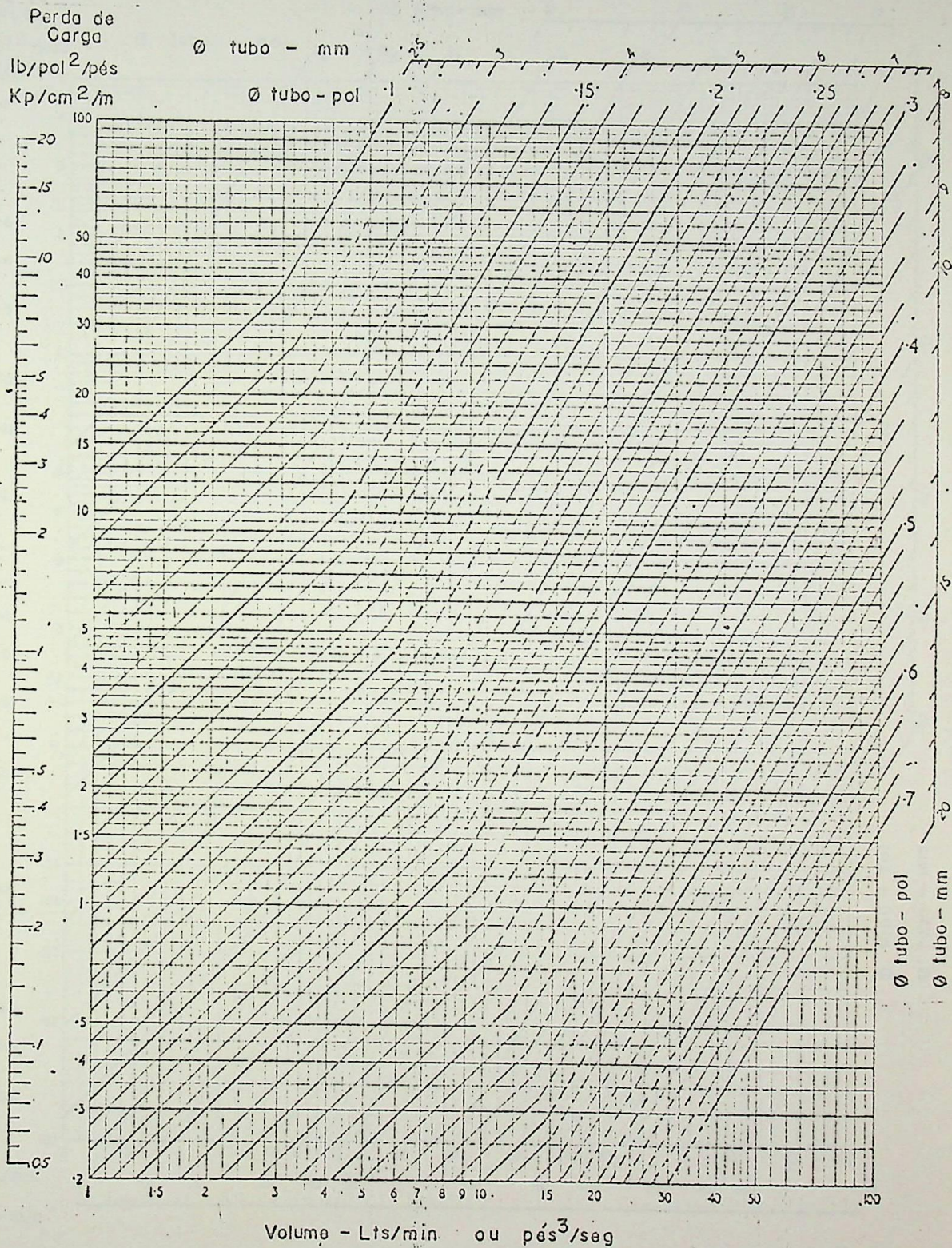


Diagrama - Perda de Carga - Densidade 0,87  
Viscosidade do Fluido 20 Centistokes

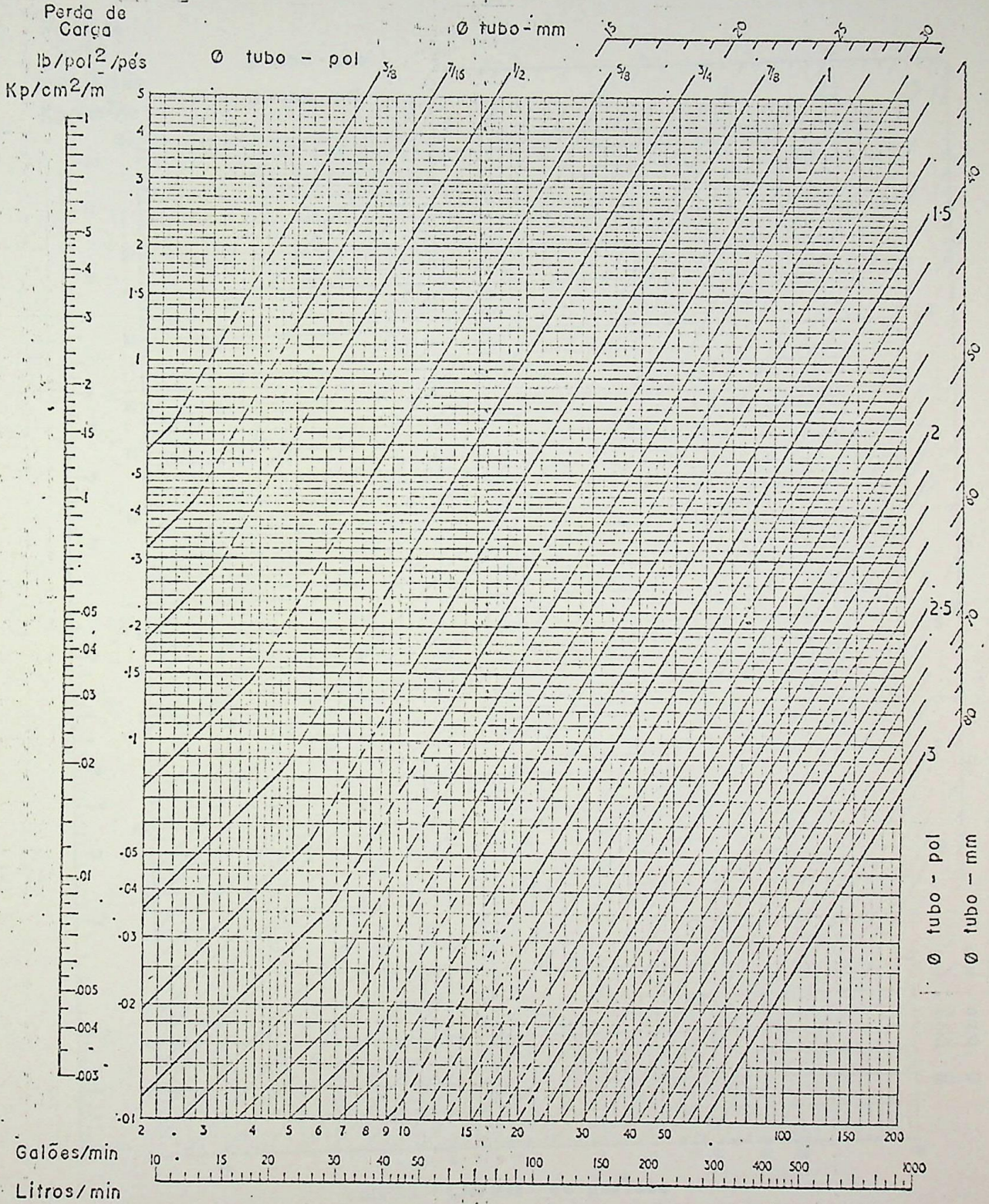


Diagrama - Perda de Carga - Densidade 0,87

Viscosidade do Fluido 30 Centistokes

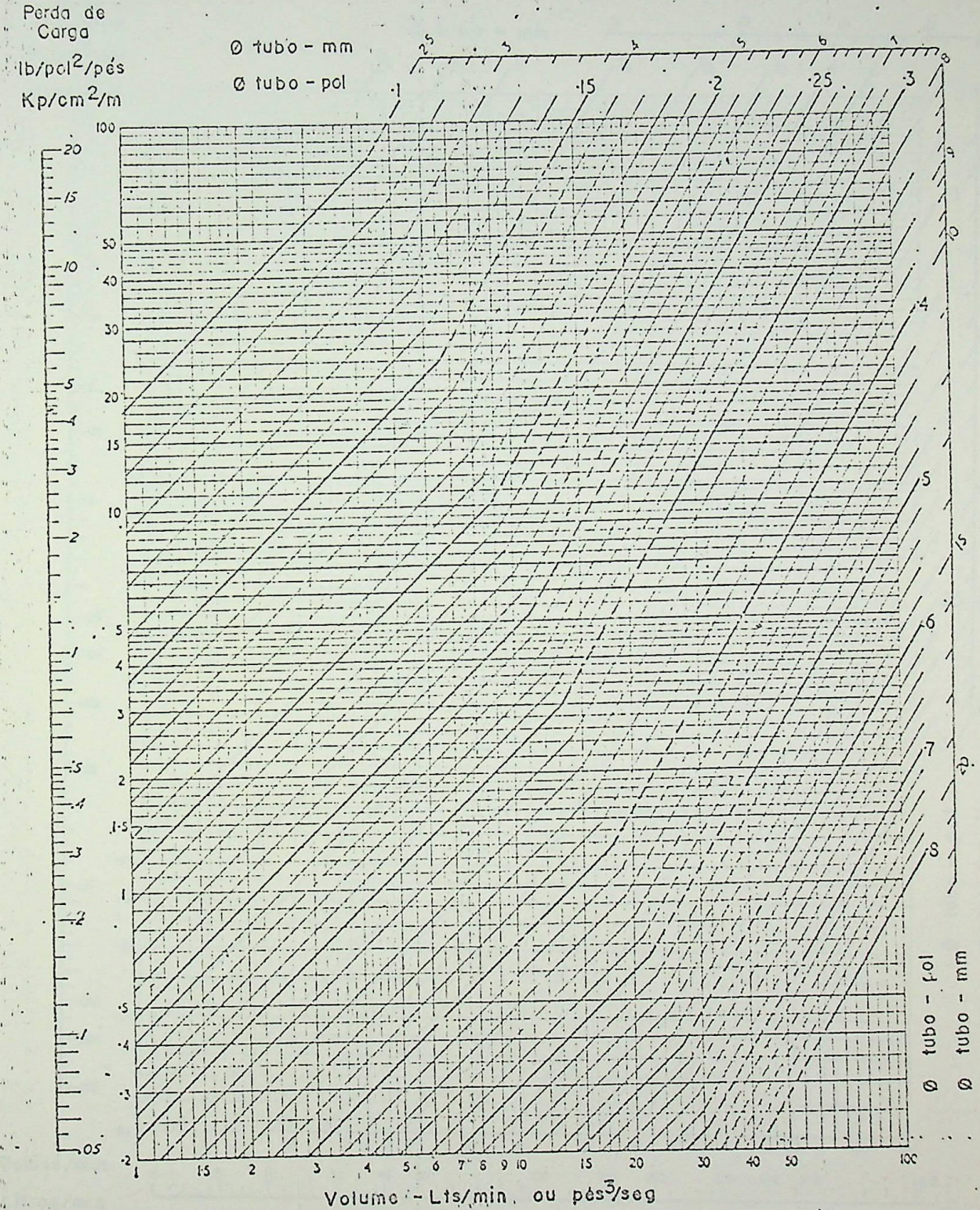


Diagrama - Perda de Carga - Densidade 0,87

Viscosidade do Fluido 30 Centistokes

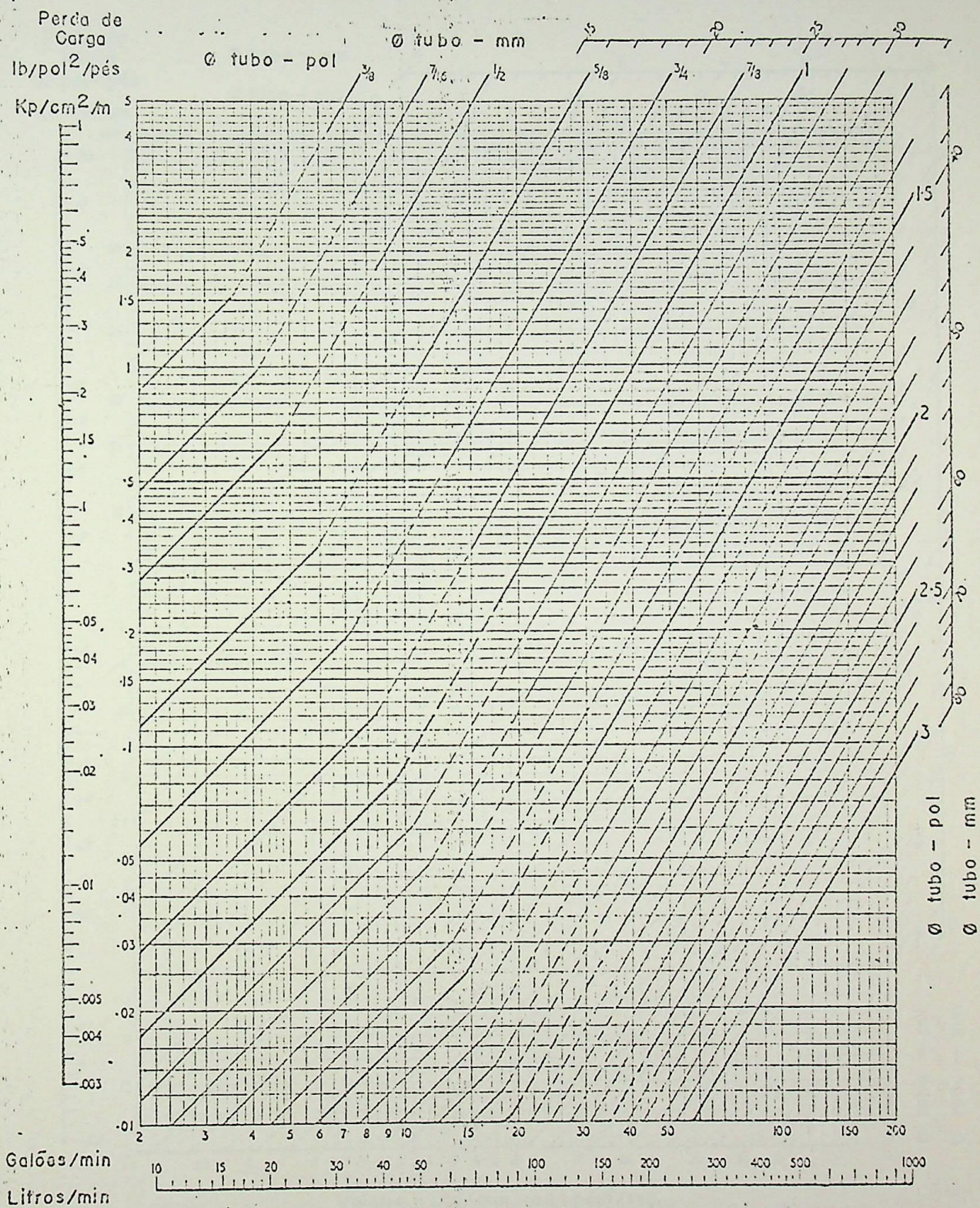


Diagrama - Perda de Carga - Densidade 0,87

Viscosidade do Fluido 40 Centistokes

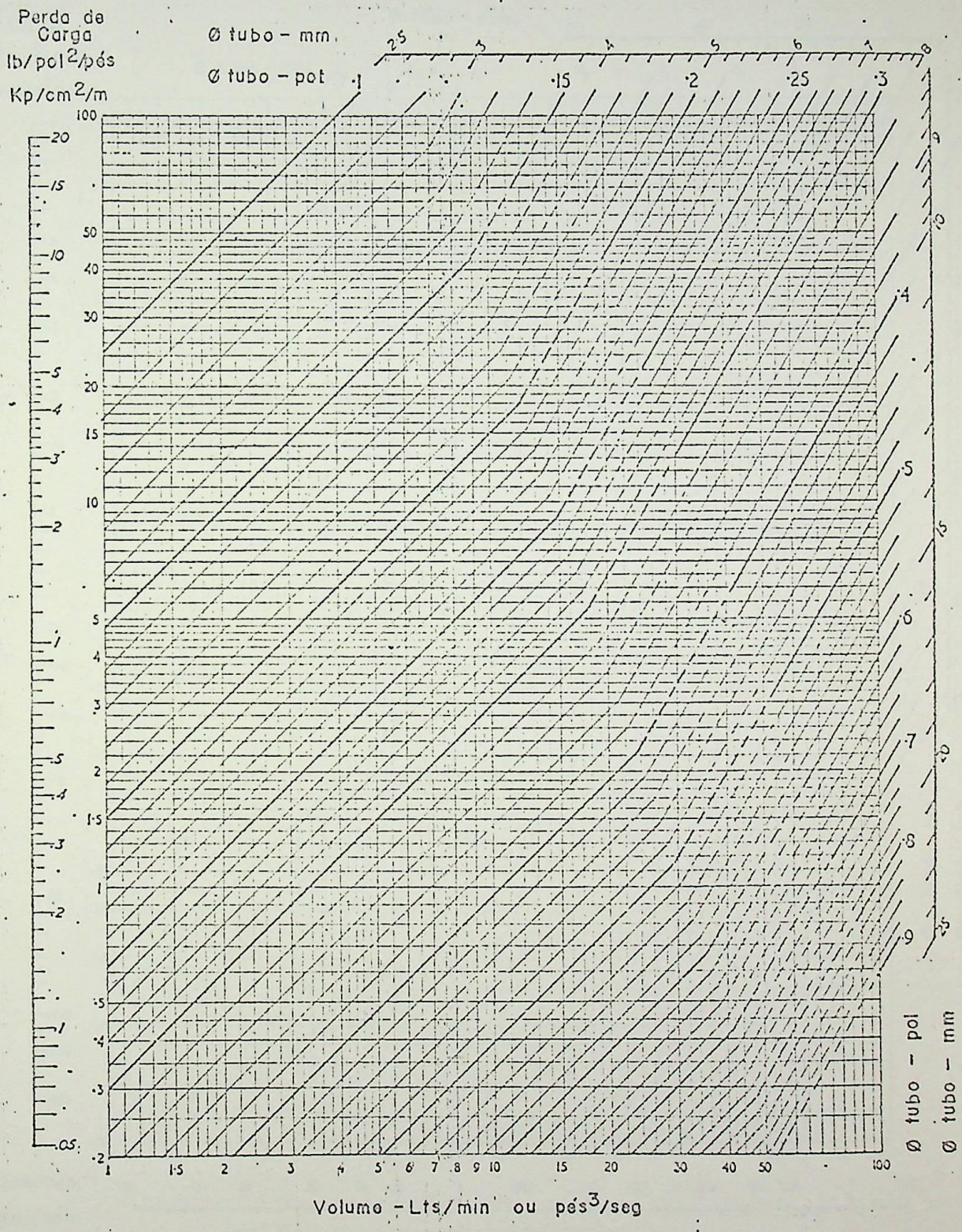


Diagrama - Perda de Carga - Densidade 0,87

Viscosidade do Fluido 40 Centistokes

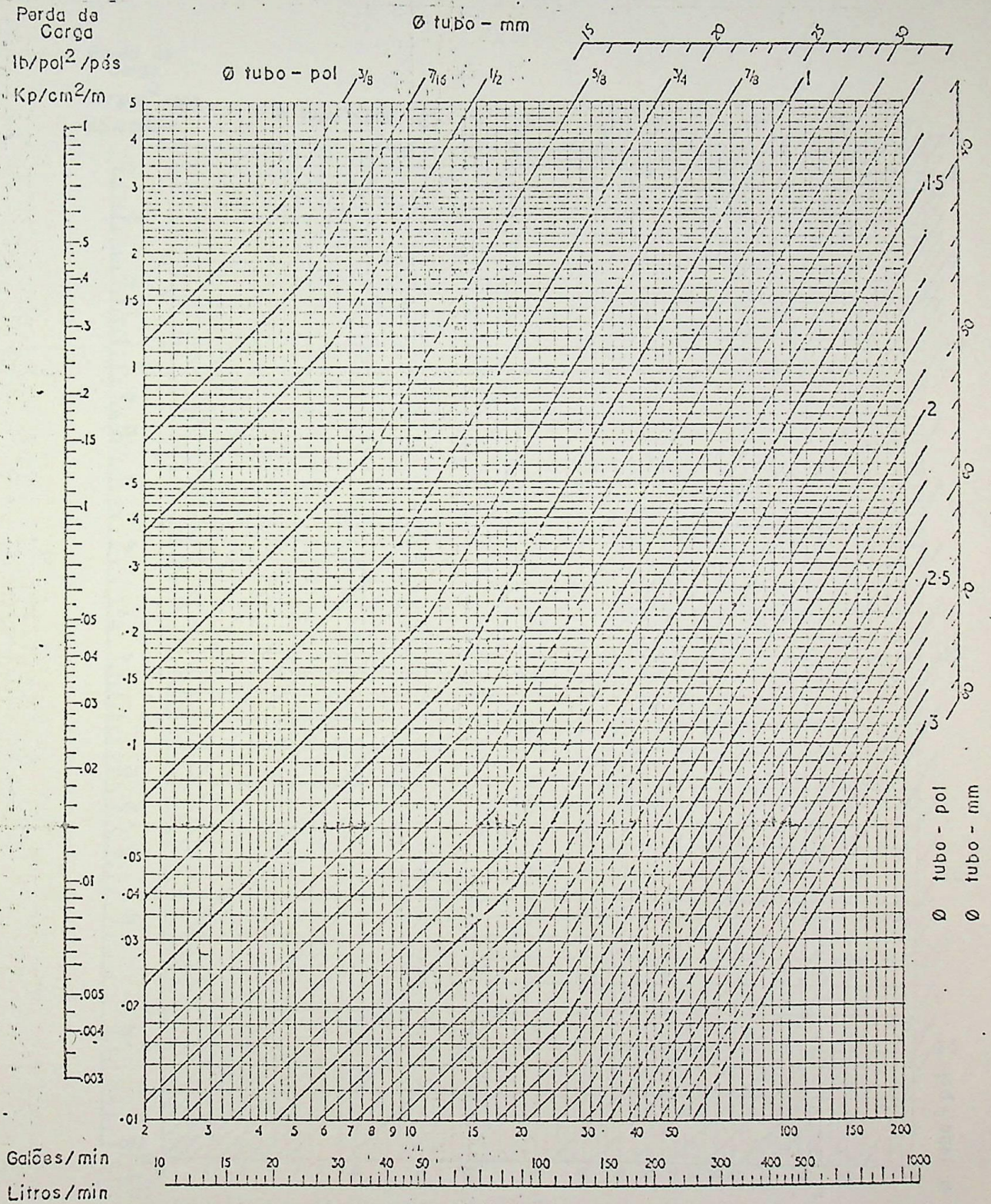


Diagrama - Perda de Carga - Densidade 0,87

Viscosidade do Fluido 50 Centistokes

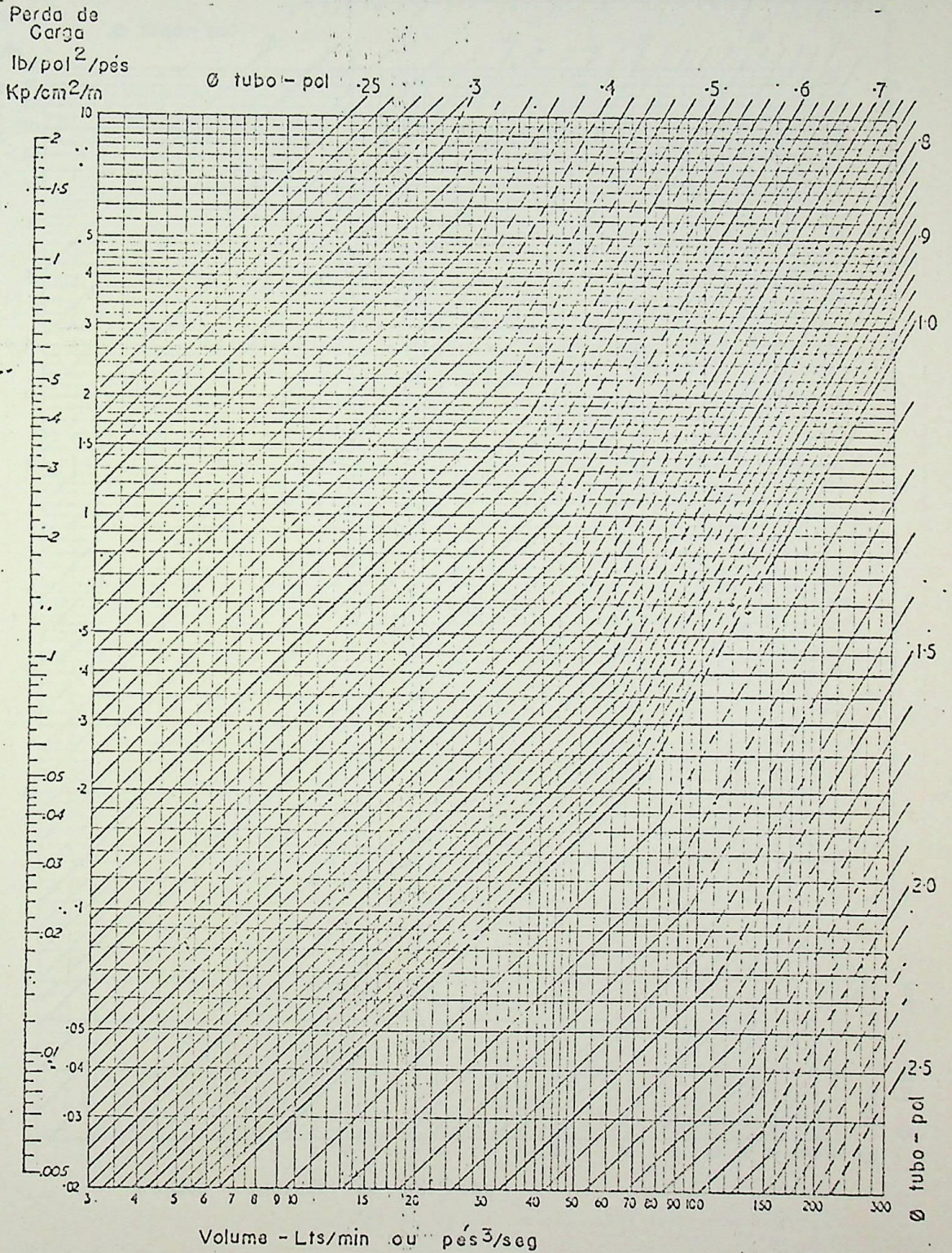


Diagrama - Perda de Carga - Densidade 0,87

Viscosidade do Fluido 50 Centistokes

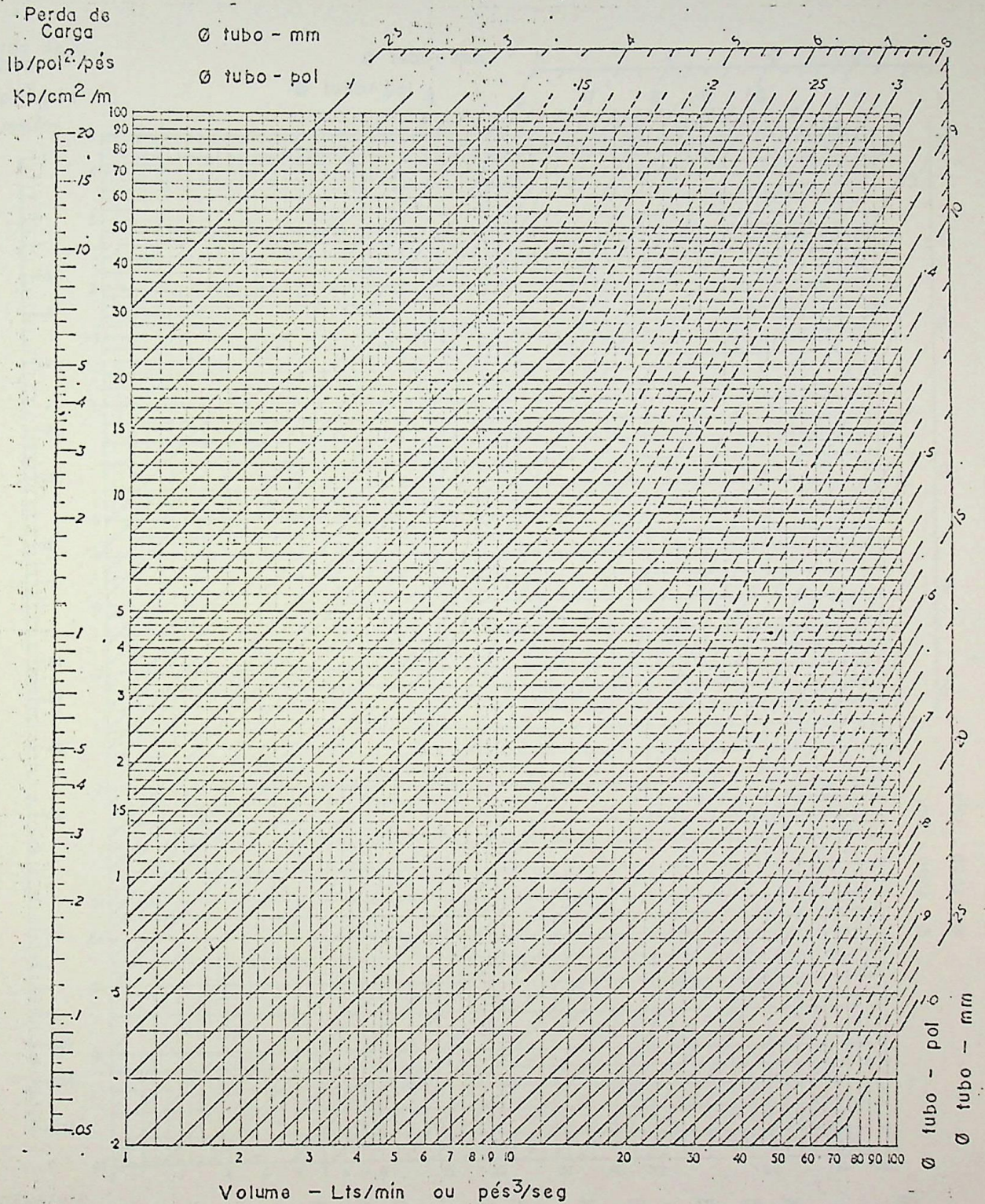


Diagrama - Perda de Carga - Densidade 0,87

Viscosidade do Fluido 50 Centistokes

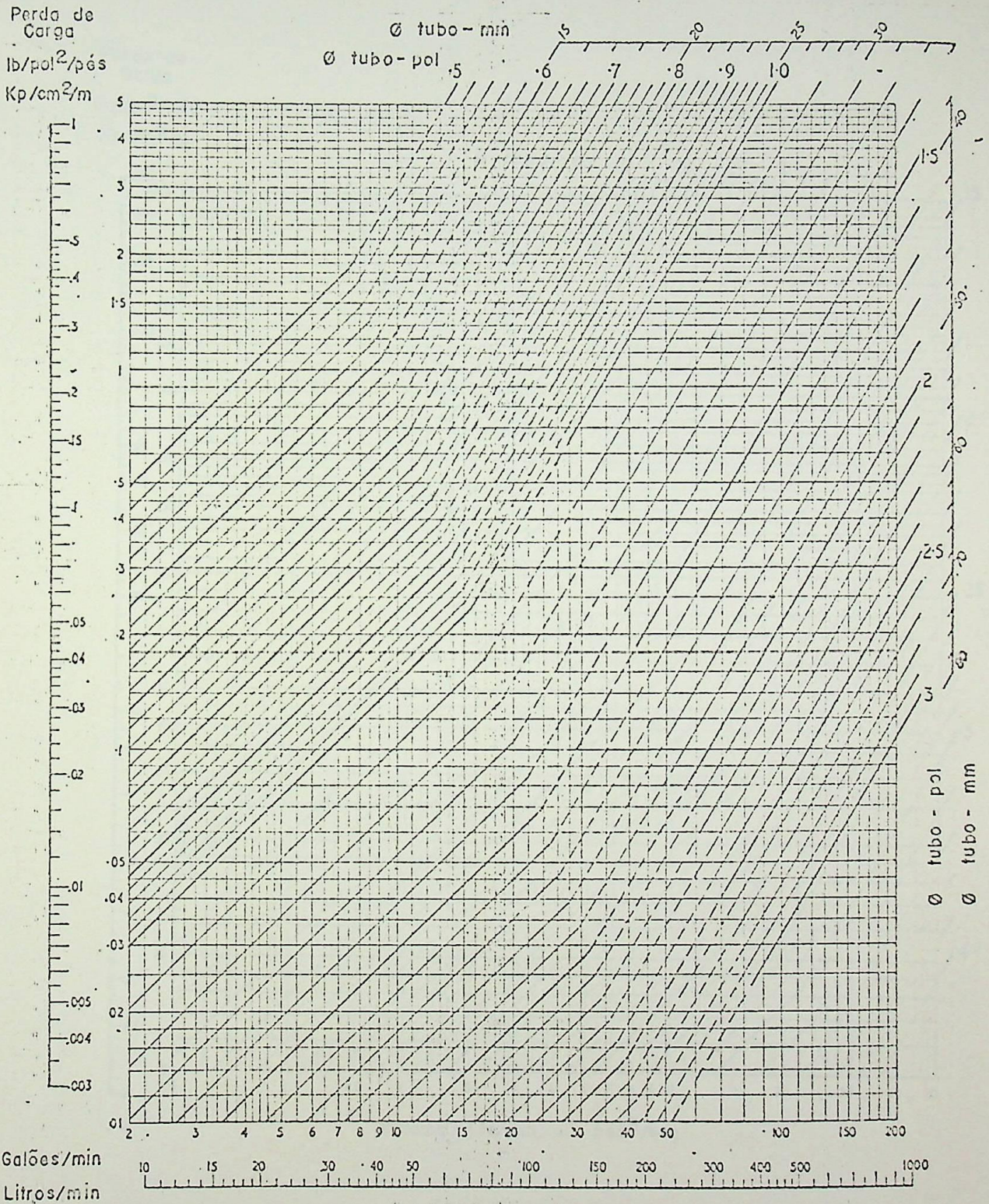


Diagrama - Perda de Carga - Densidade 0,87

Viscosidade do Fluido 50 Centistokes

Perda de  
Carga  
lb/pol<sup>2</sup>/pés  
Kp/cm<sup>2</sup>/m

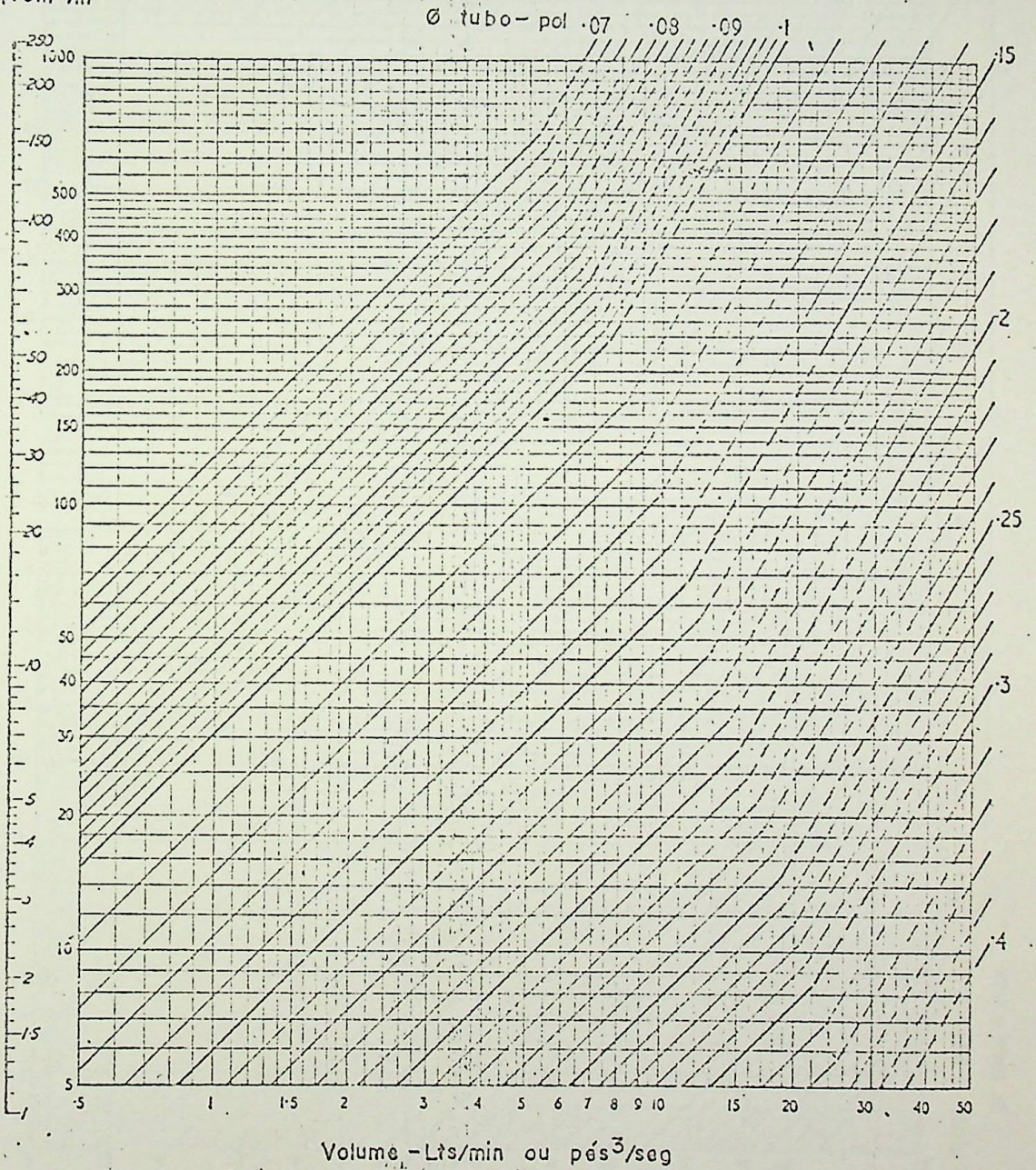


Diagrama - Perda de Carga - Densidade 0,87

Viscosidade do Fluido 60 Centistokes

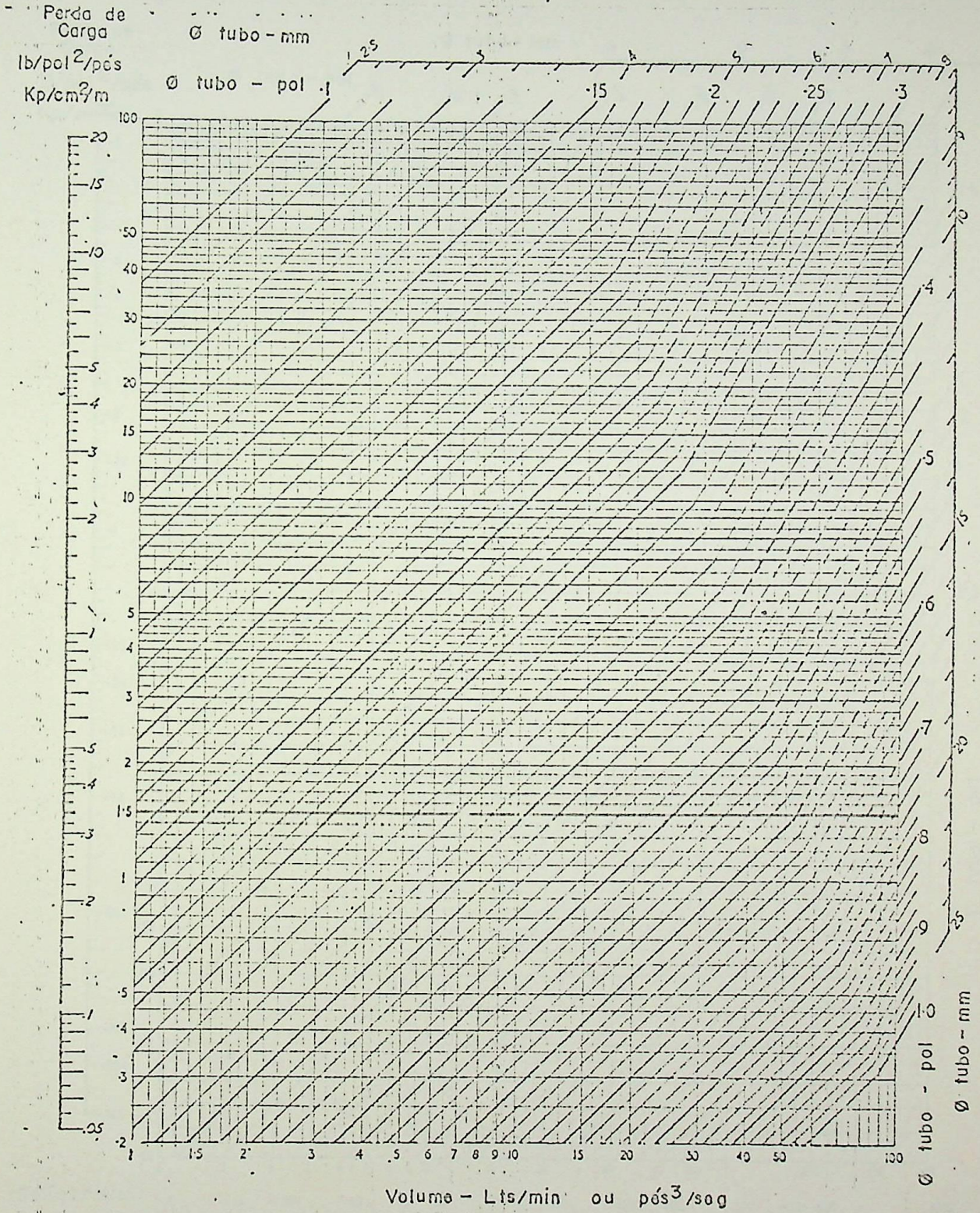


Diagrama - Perda de Carga - Densidade 0,87

Viscosidade do Fluido 60 Centistokes

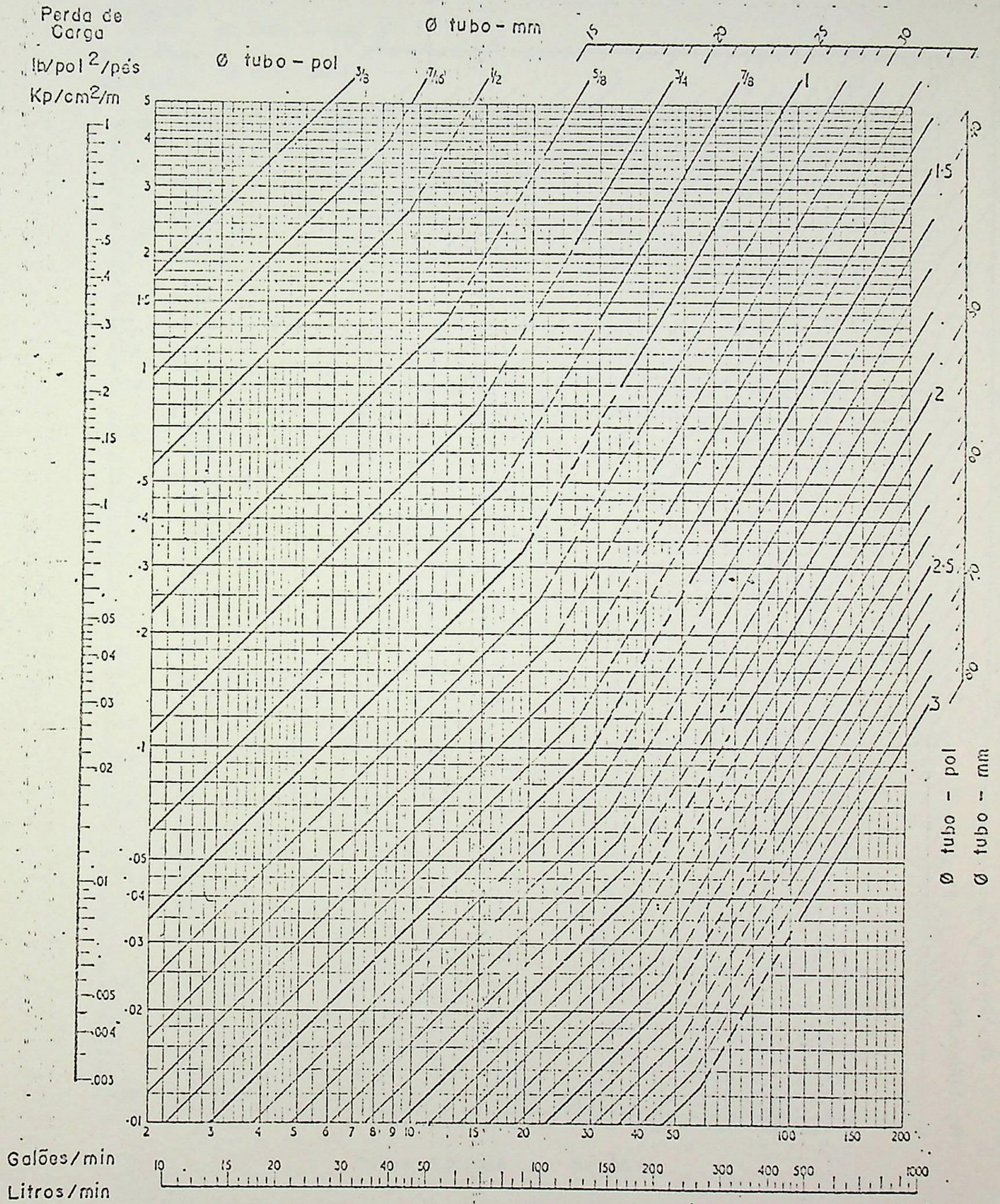


Diagrama - Perda de Carga - Densidade 0,87

Viscosidade do Fluido 70 Centistokes

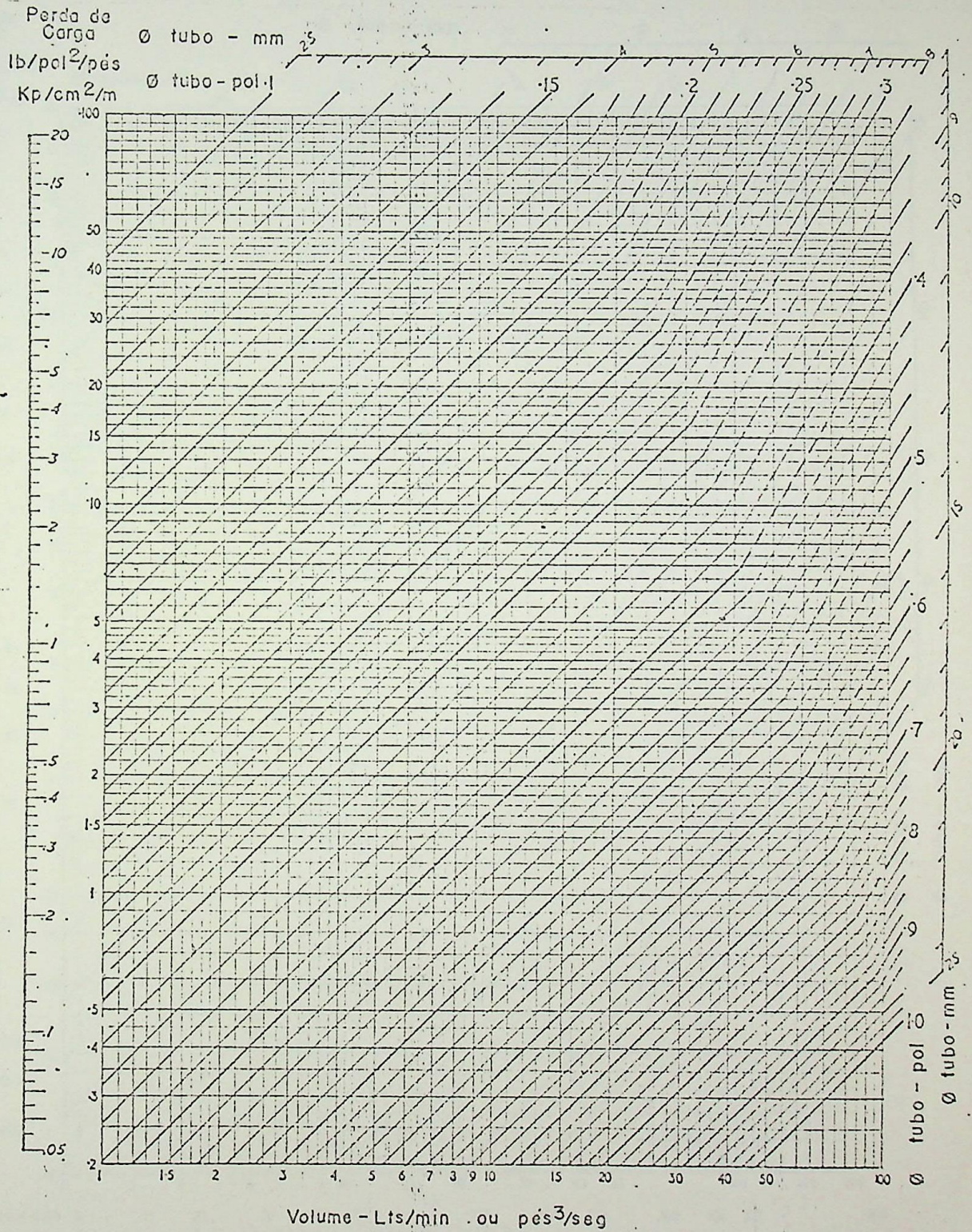


Diagrama - Perda de Carga - Densidade 0,87

Viscosidade do Fluido 70 Centistokes

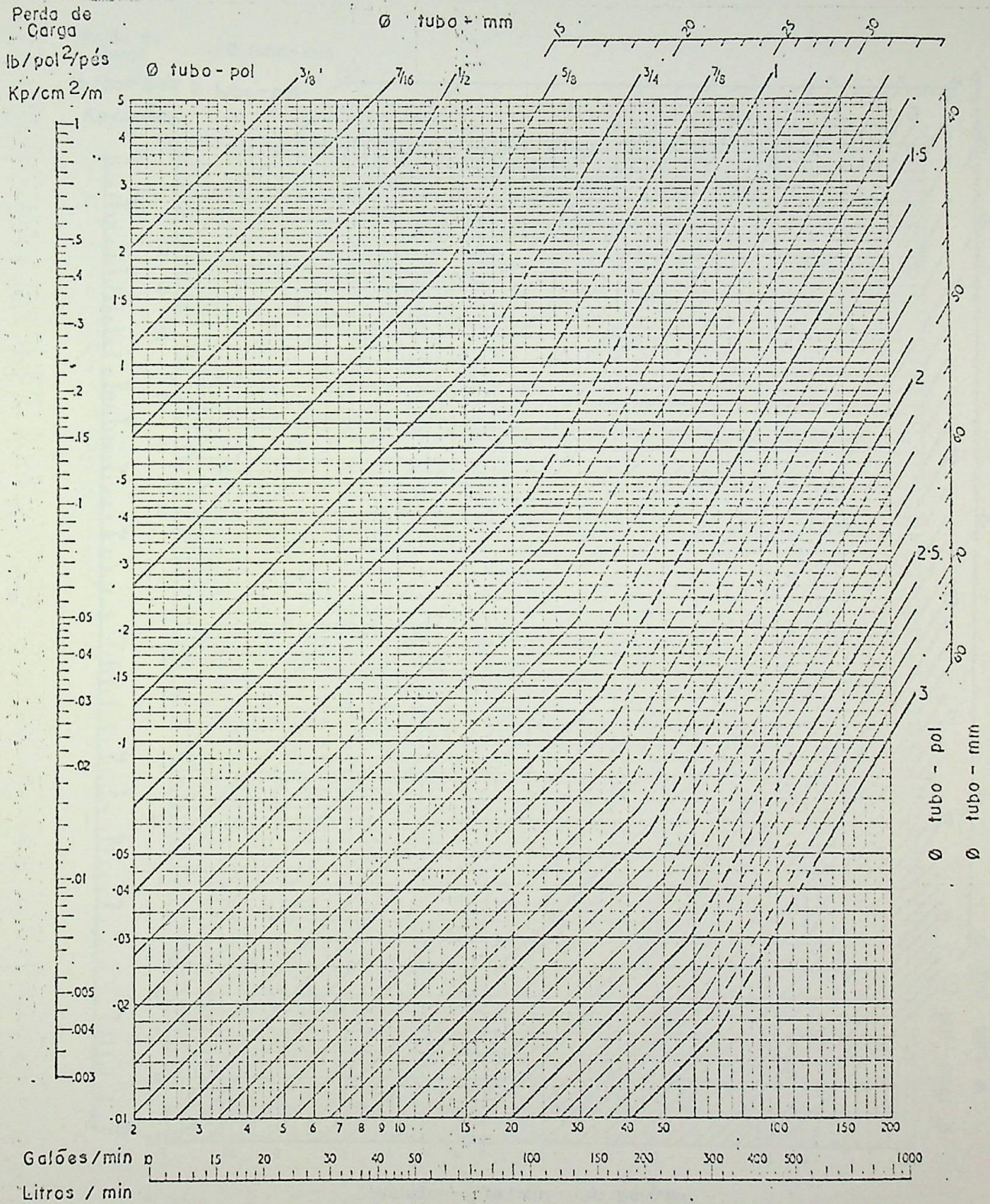


Diagrama - Perda de Carga - Densidade 0,87  
Viscosidade do Fluido. 80 Centistokes

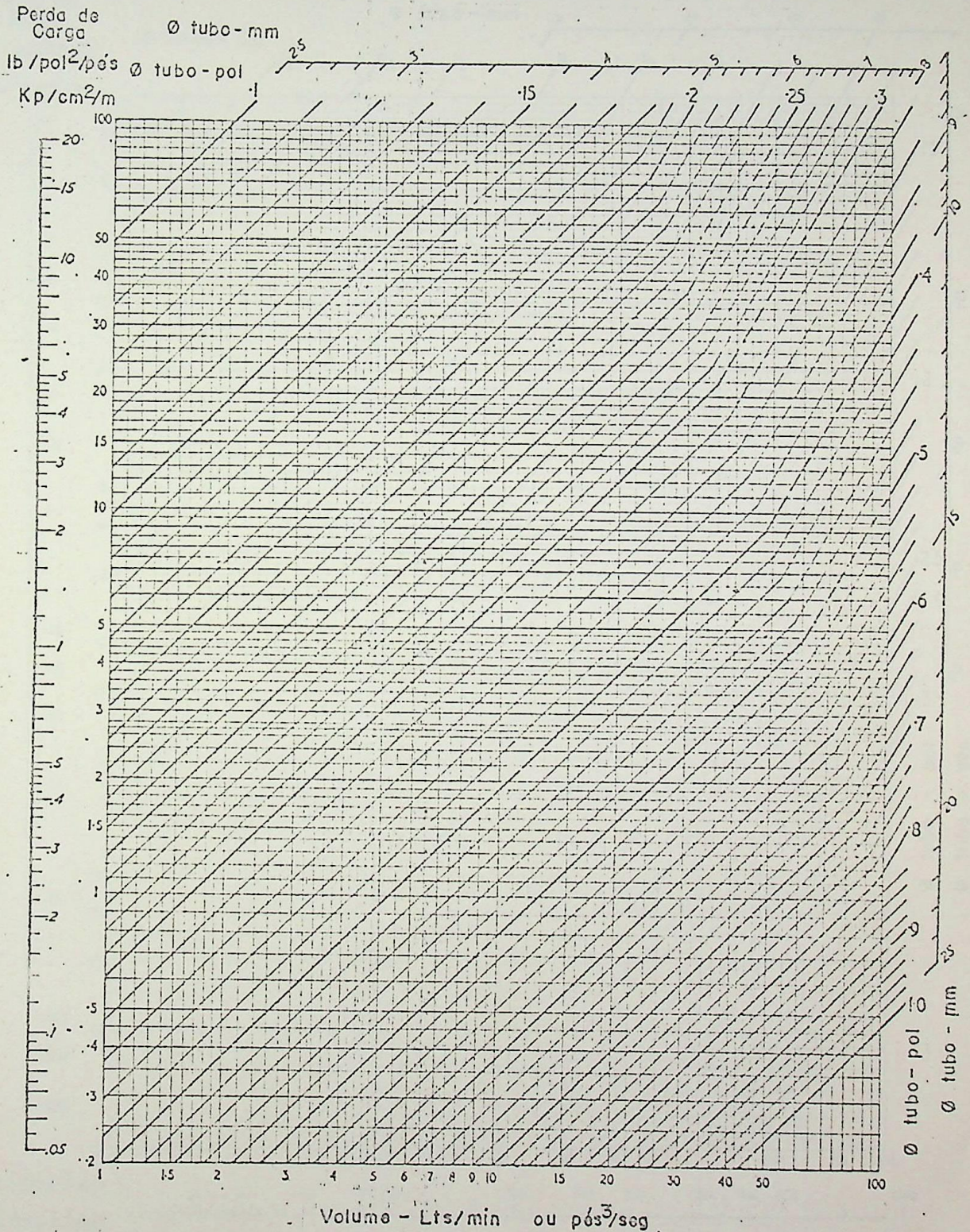


Diagrama - Perda de Carga - Densidade 0,87  
Viscosidade do Fluido 80 Centistokes

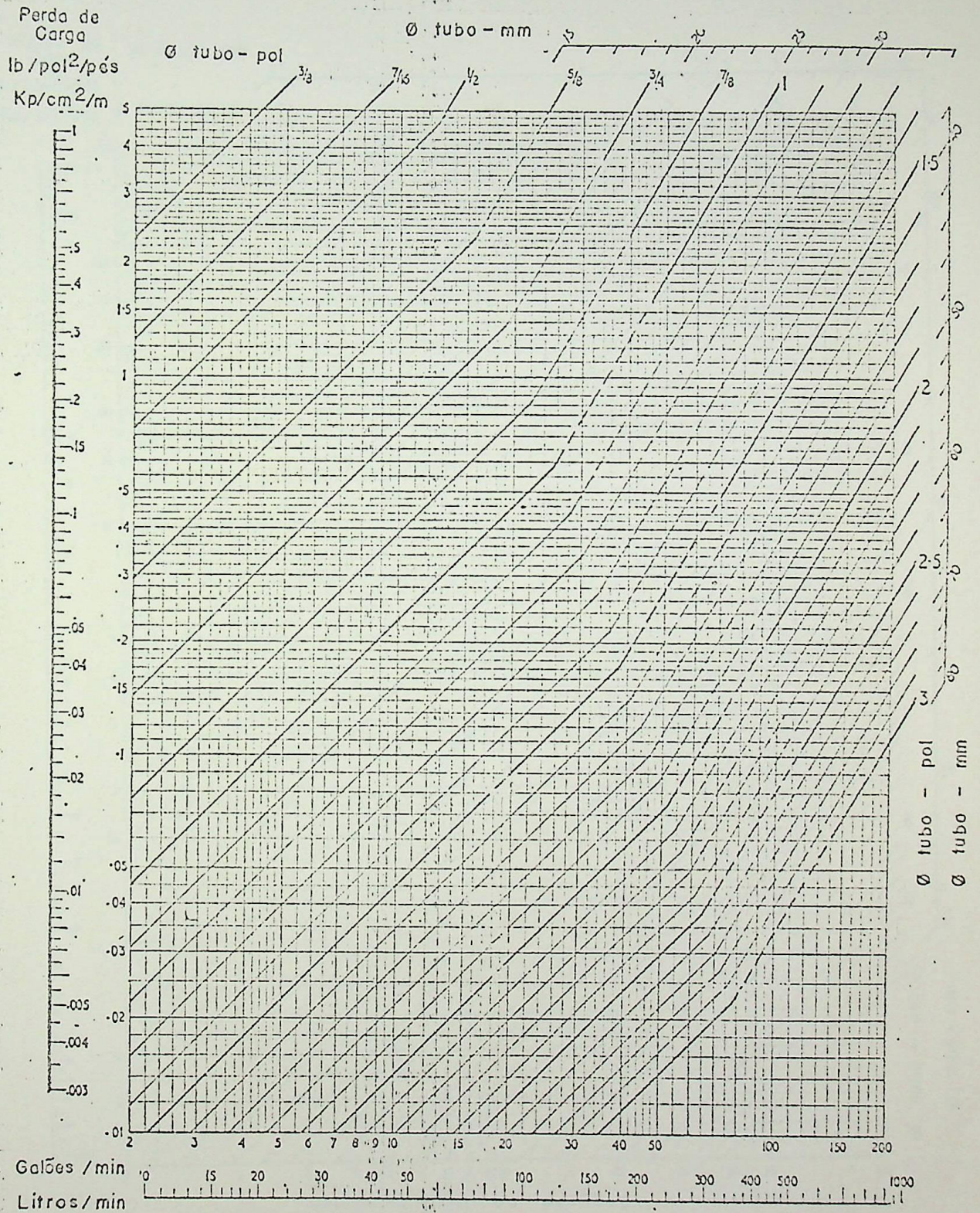


Diagrama - Perda de Carga - Densidade 0,87

Viscosidade do Fluido 90 Centistokes

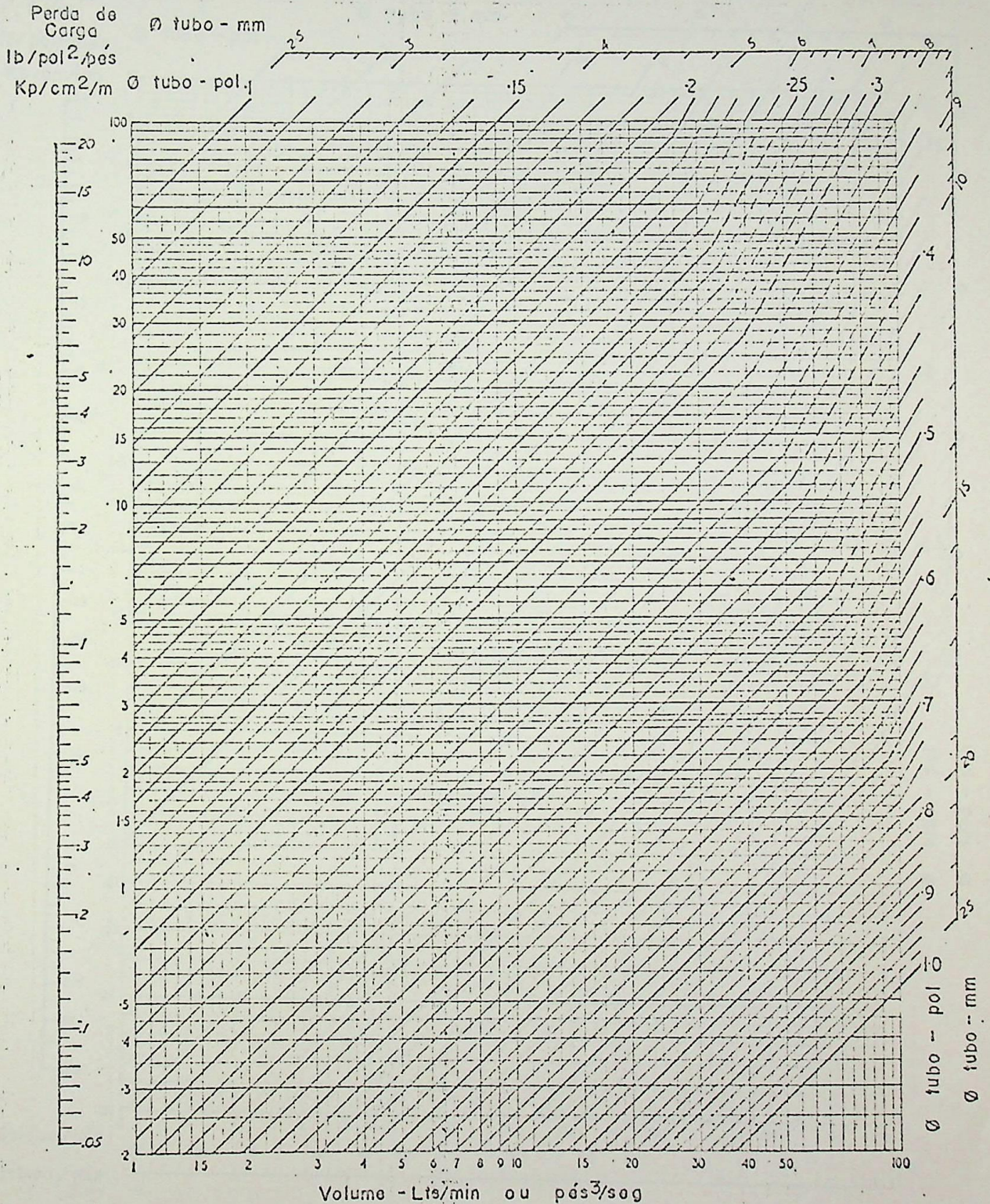


Diagrama - Perda de Carga - Densidade 0,87

Viscosidade do Fluido 90 Centistokes

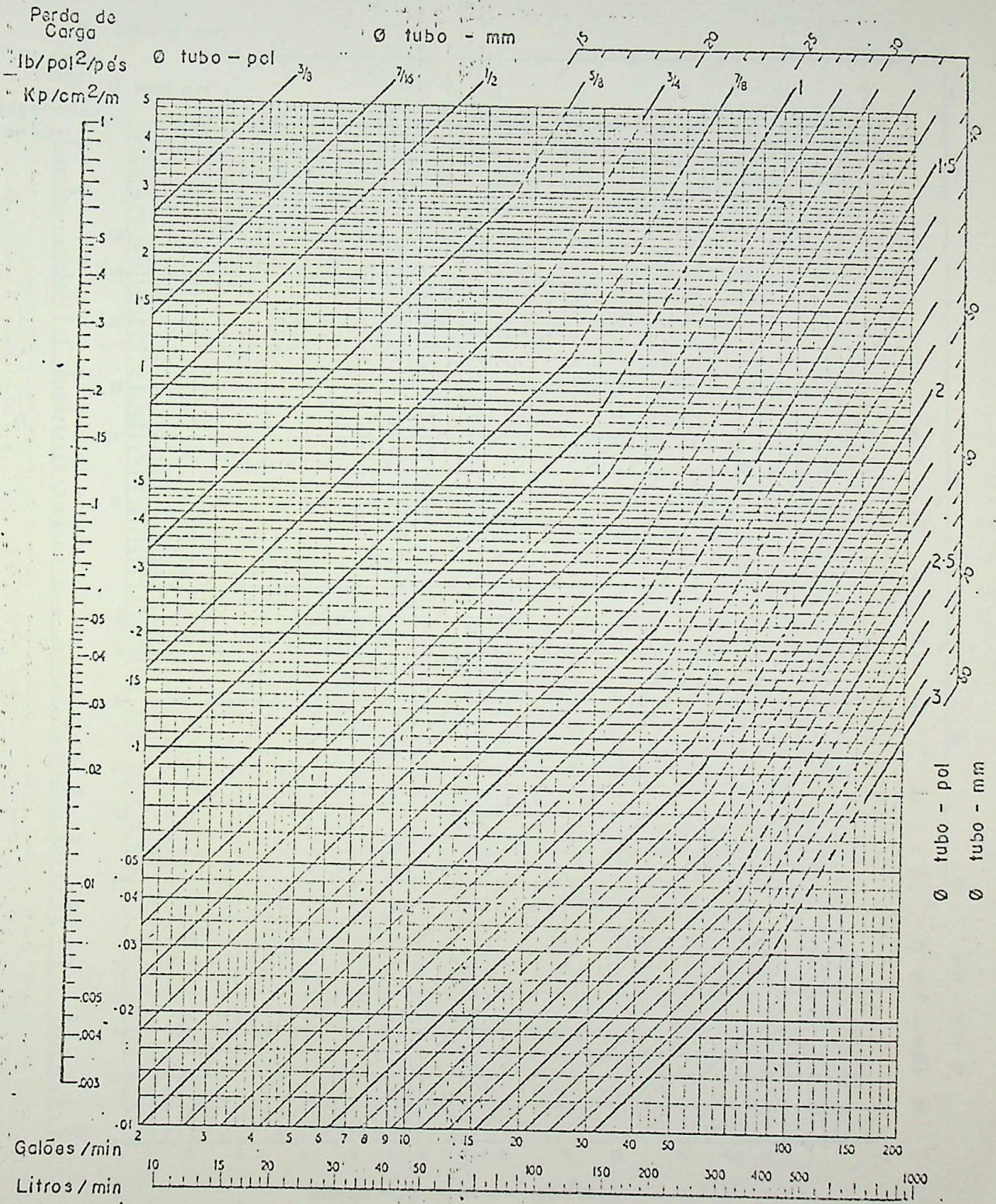


Diagrama - Perda de Carga - Densidade 0,87

Viscosidade do Fluido .100 Centistokes

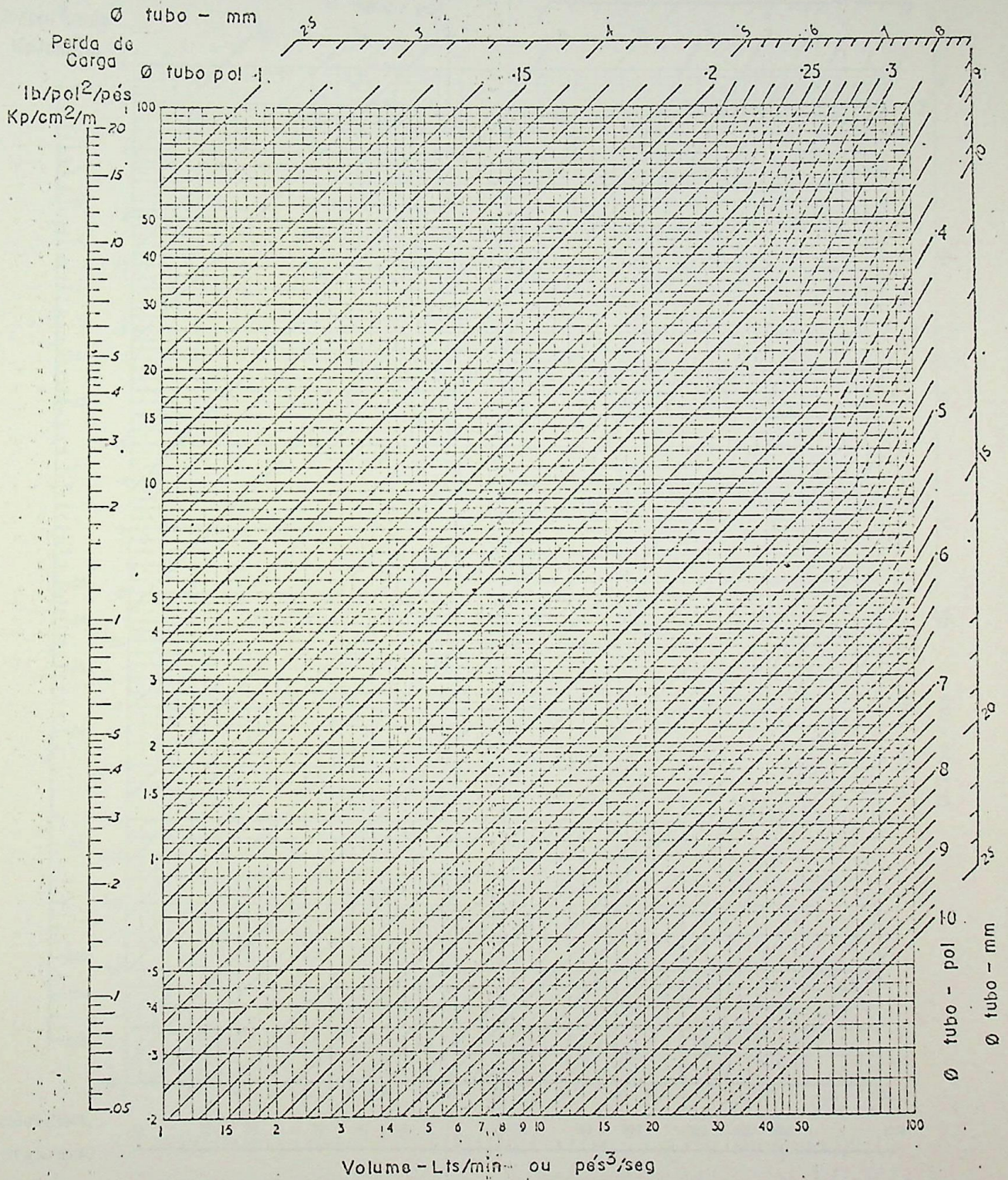


Diagrama - Perda de Carga - Densidade 0,87

Viscosidade do Fluido 100 Centistokes

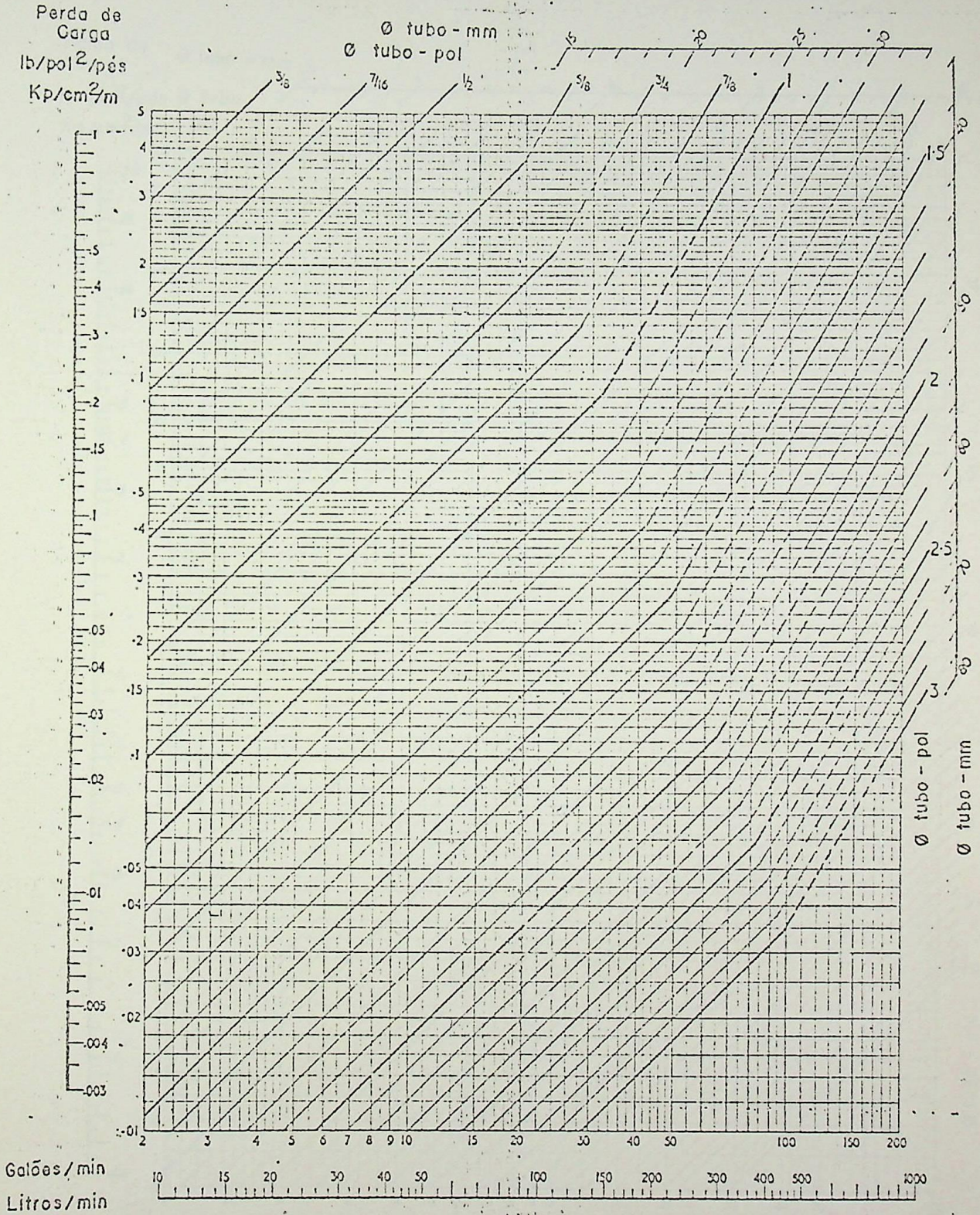


Diagrama - Perda de Carga - Densidade 0,87

Viscosidade do Fluido. 110 Centistokes

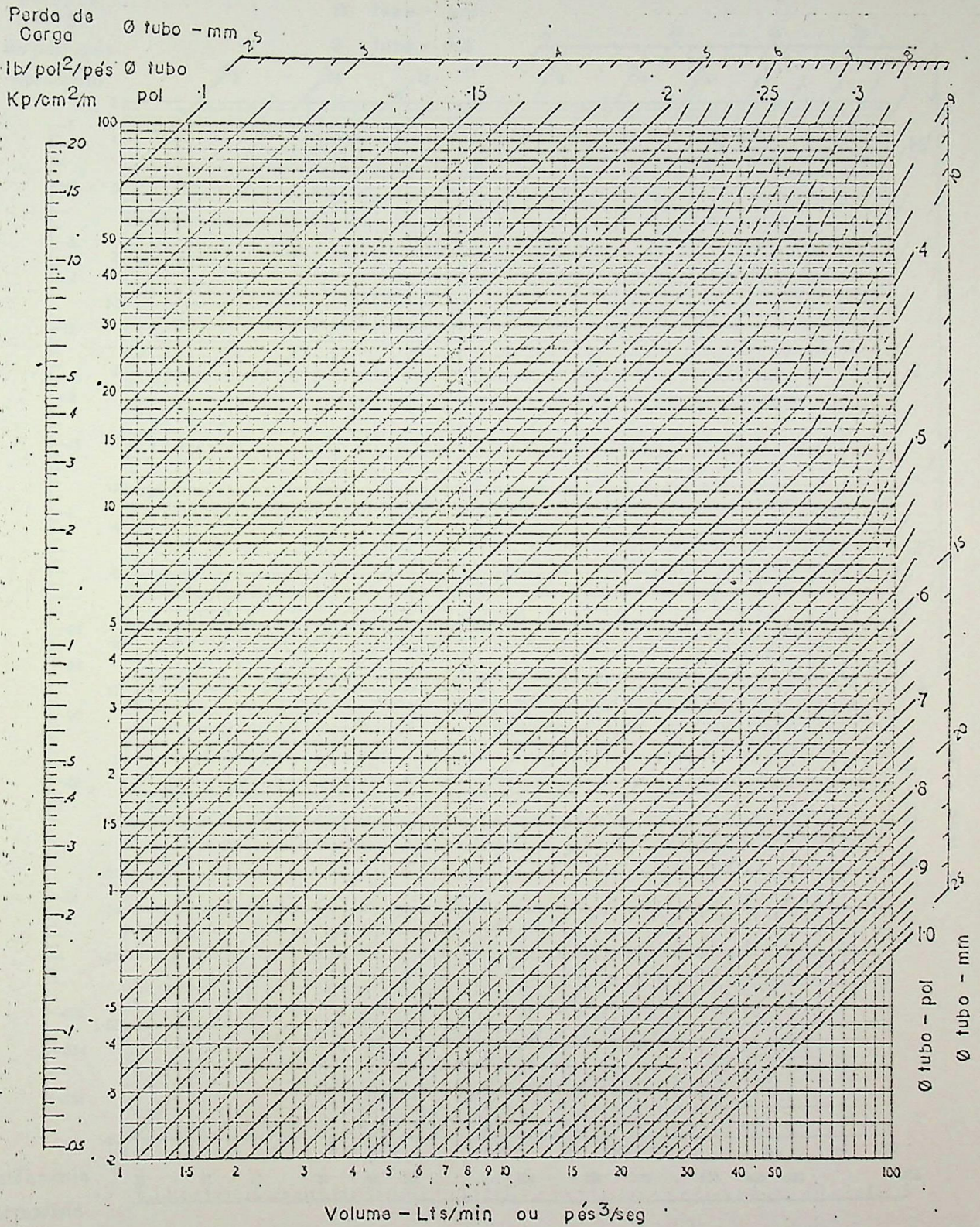


Diagrama - Perda de Carga - Densidade 0,87

Viscosidade do Fluido 110 Centistokes

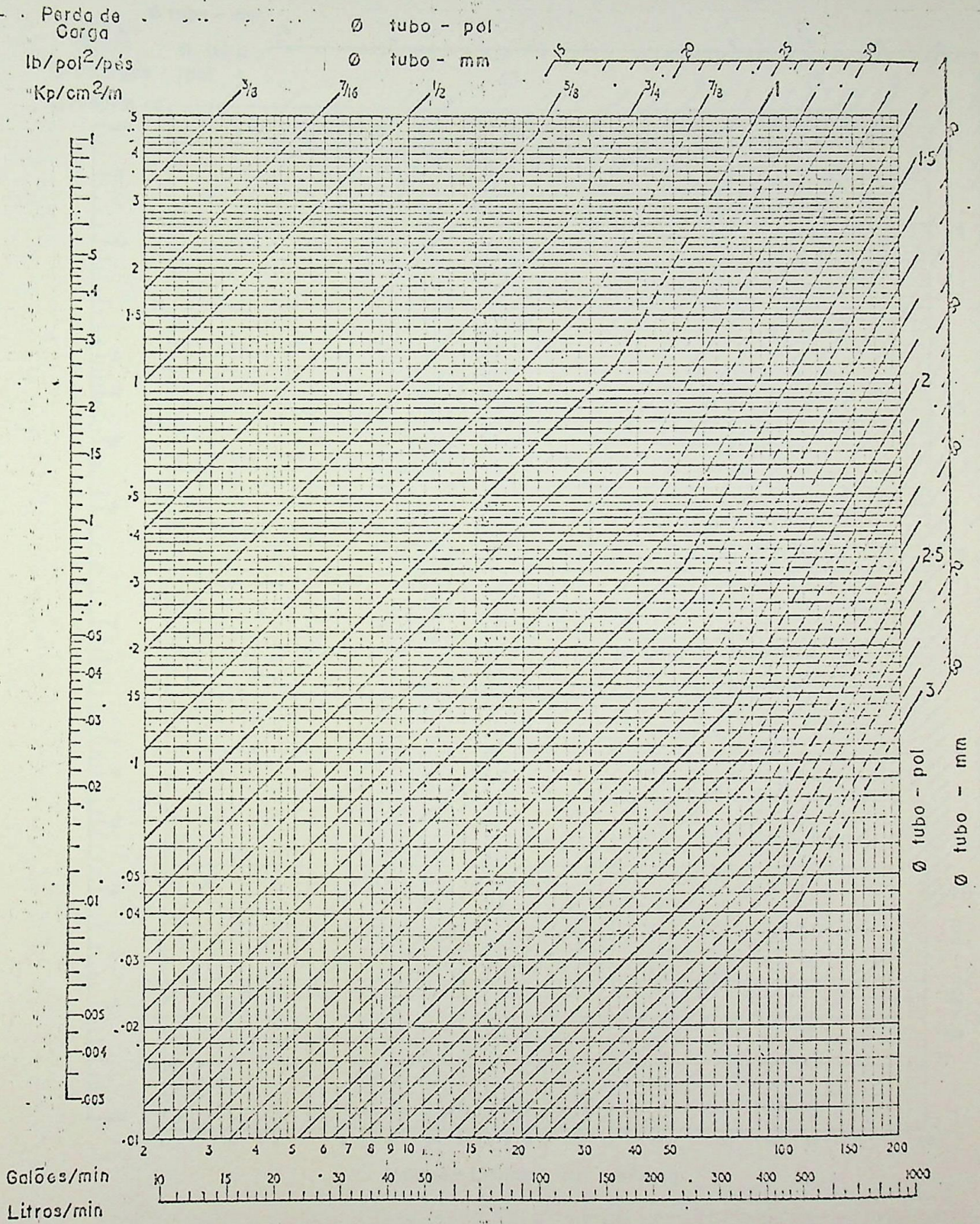


Diagrama - Perda de Carga - Densidade 0,87

Viscosidade do Fluido 120 Centistokes

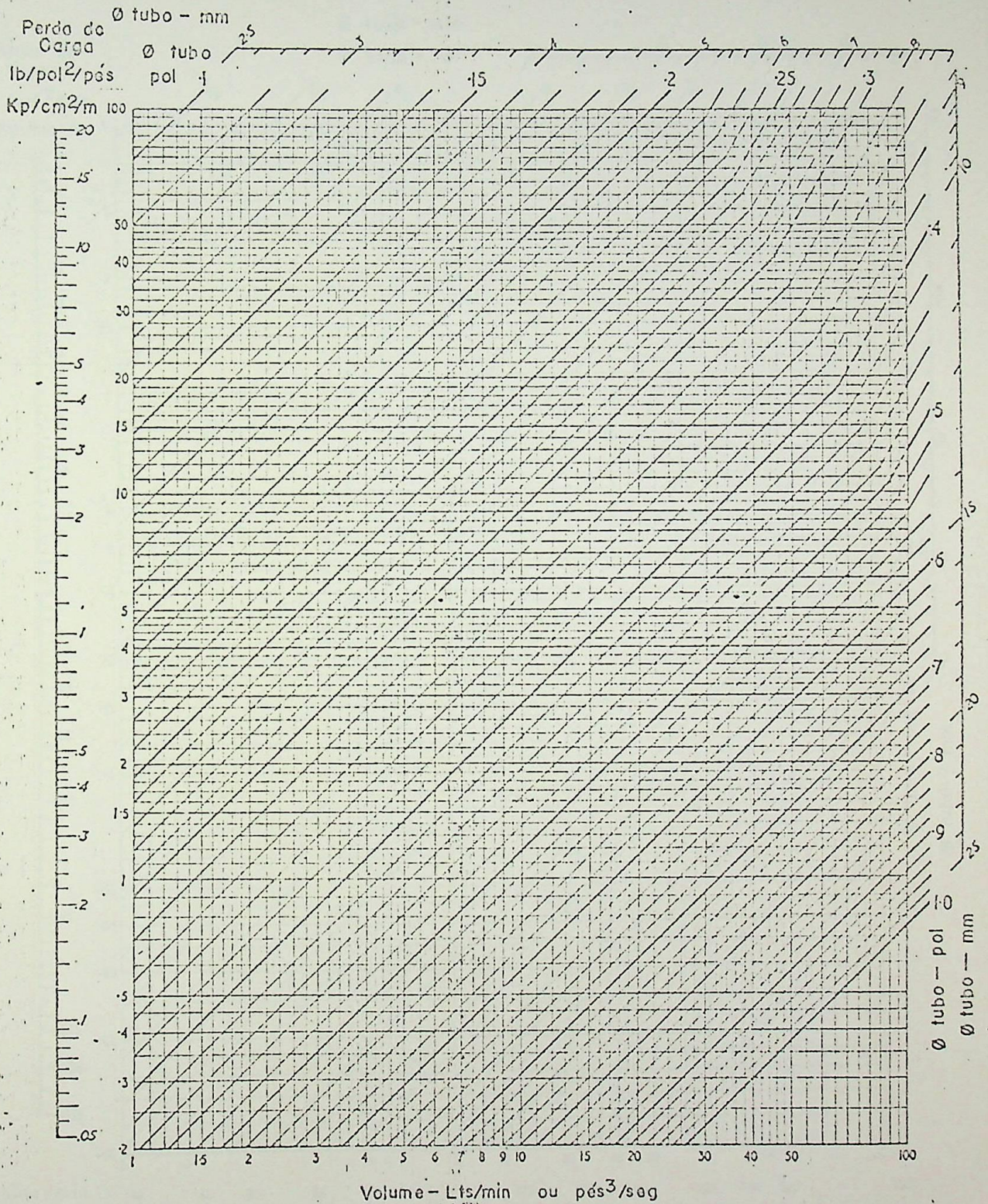


Diagrama - Perda de Carga - Densidade 0,87

Viscosidade do Fluido 120 Centistokes

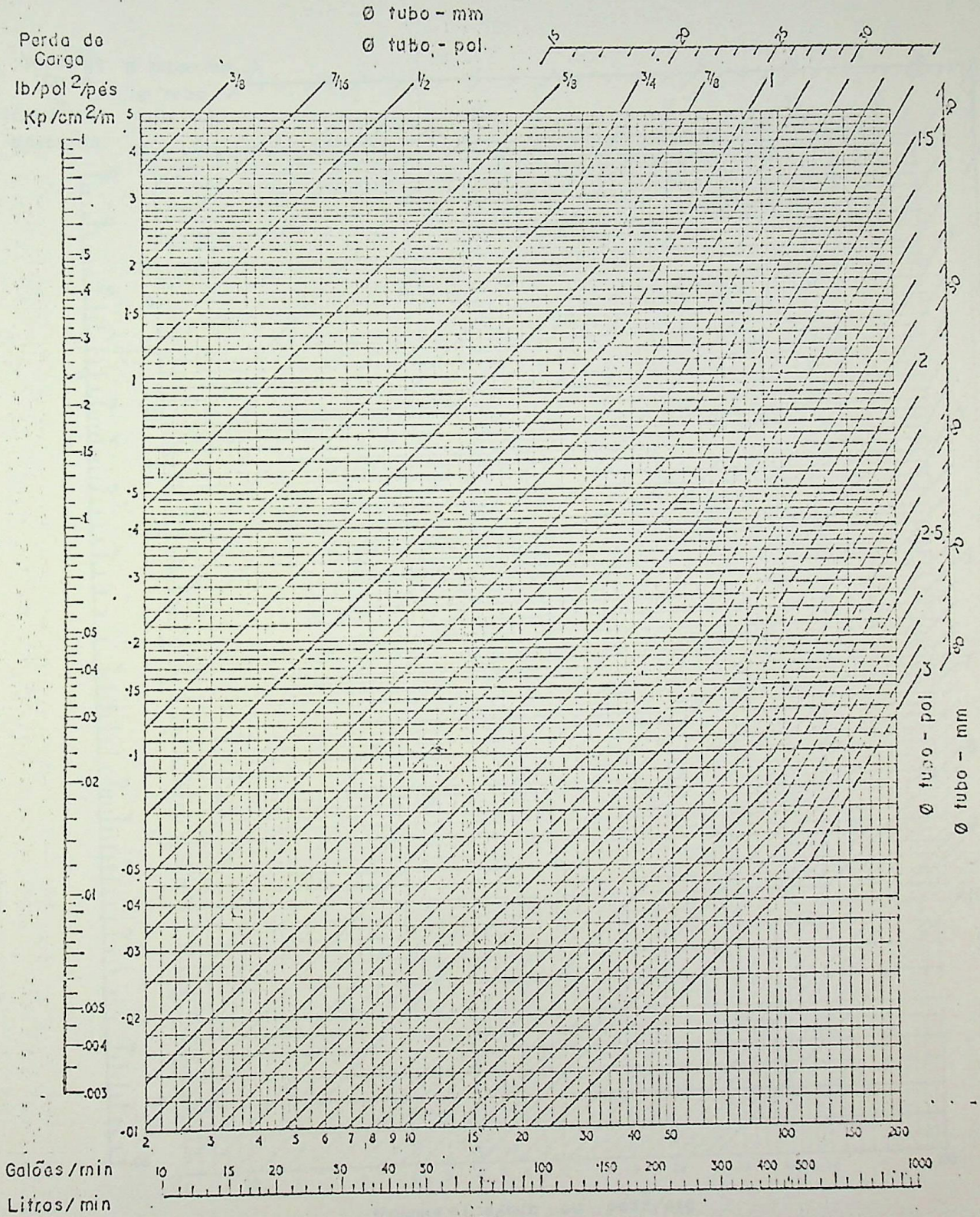


Diagrama - Perda de Carga - Densidade 0,87

Viscosidade do Fluido, 130 Centistokes

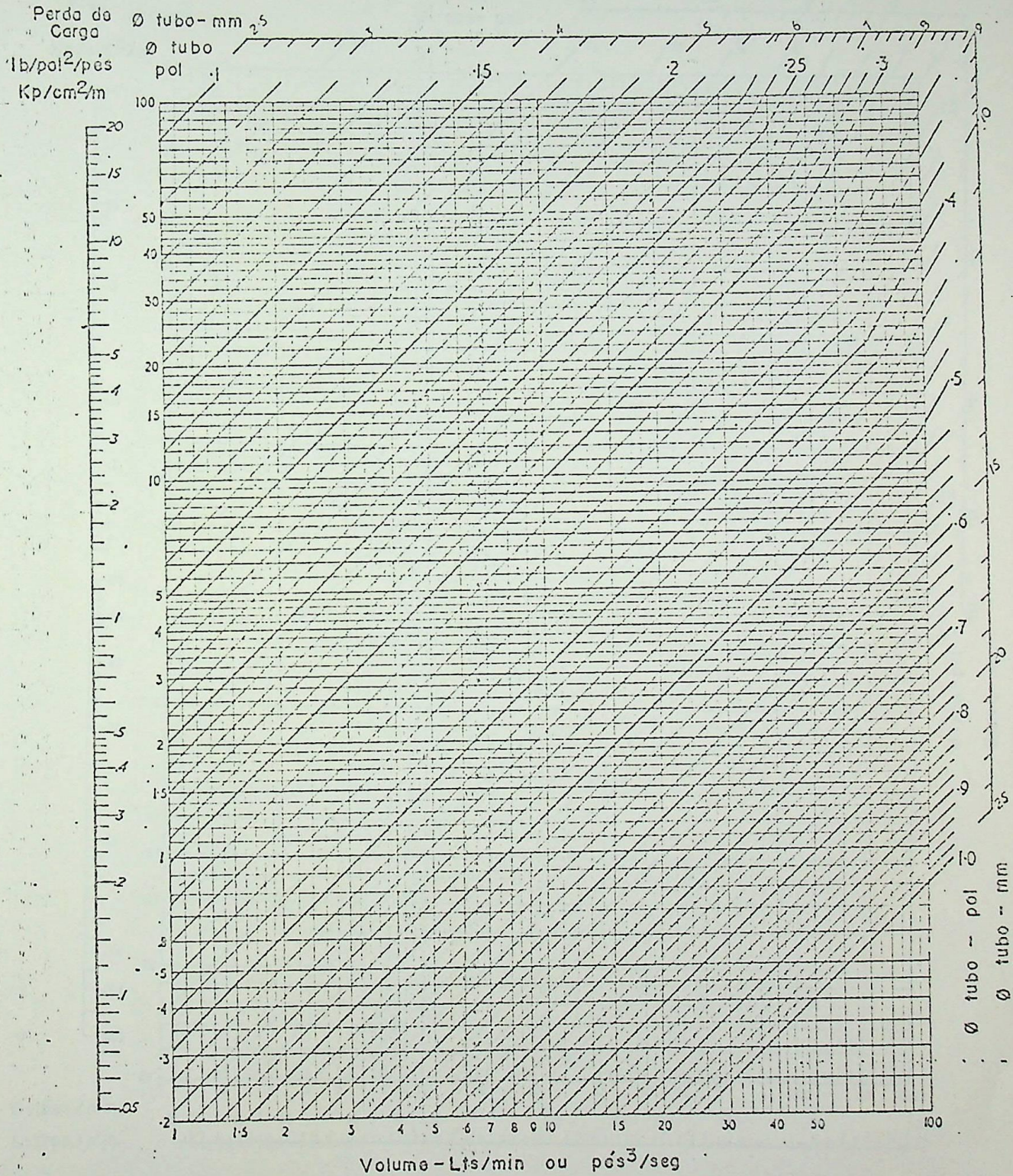
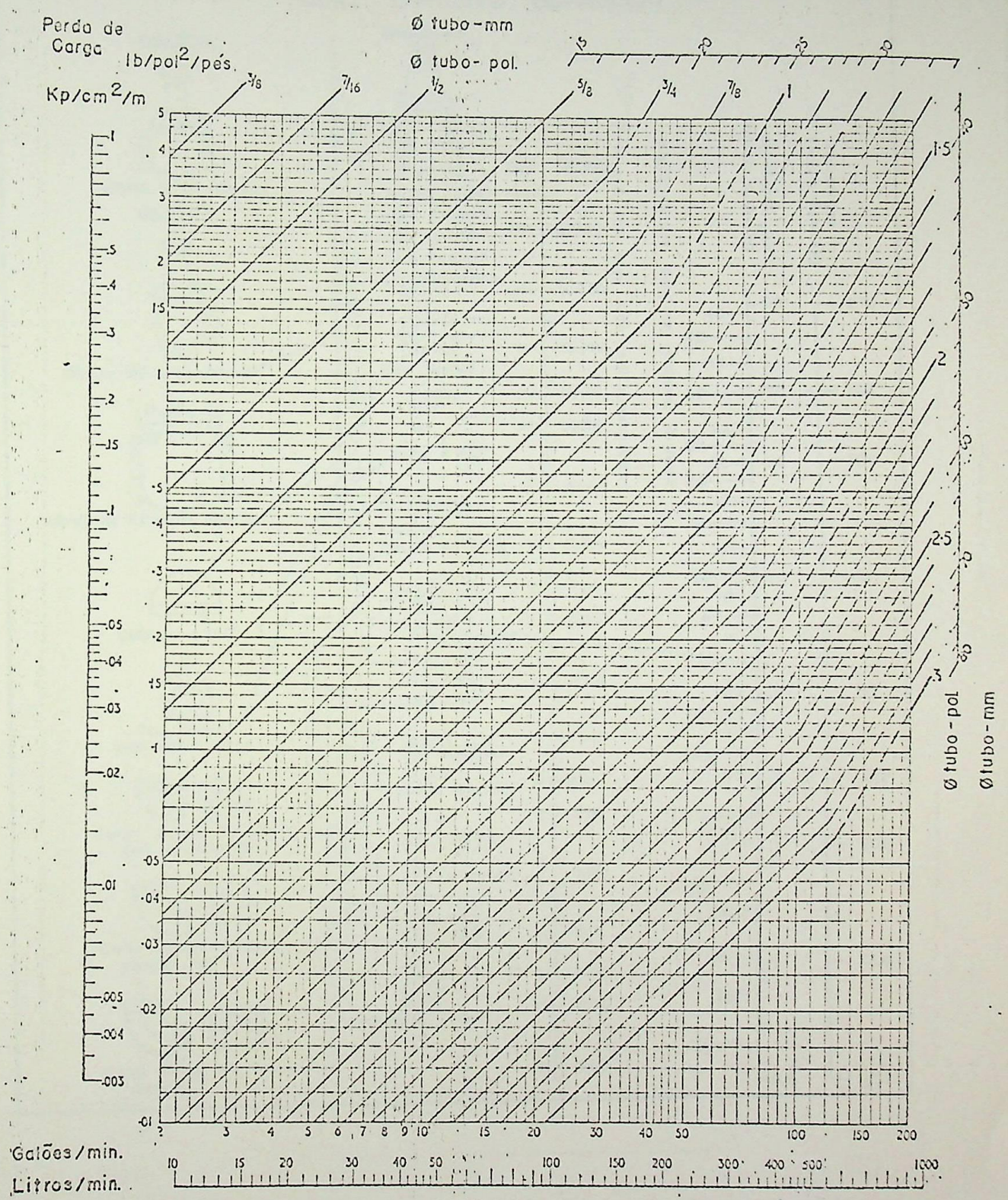
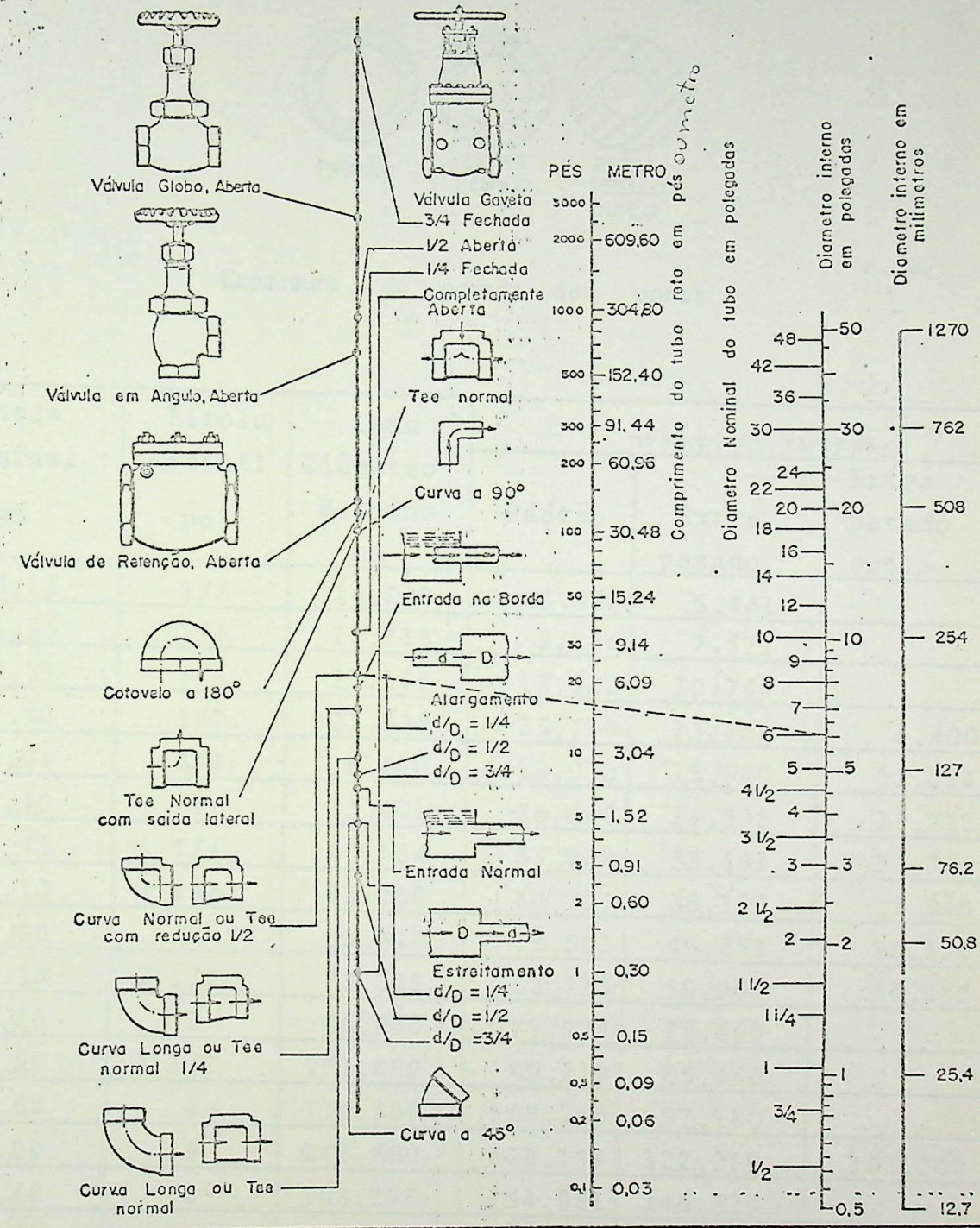
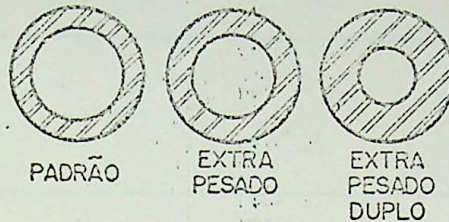


Diagrama - Perda de Carga - Densidade 0,87  
Viscosidade do Fluido 130 Centistokes



## RESISTÊNCIA DAS VÁLVULAS E ACESSÓRIOS PARA CIRCUITO HIDRÁULICO





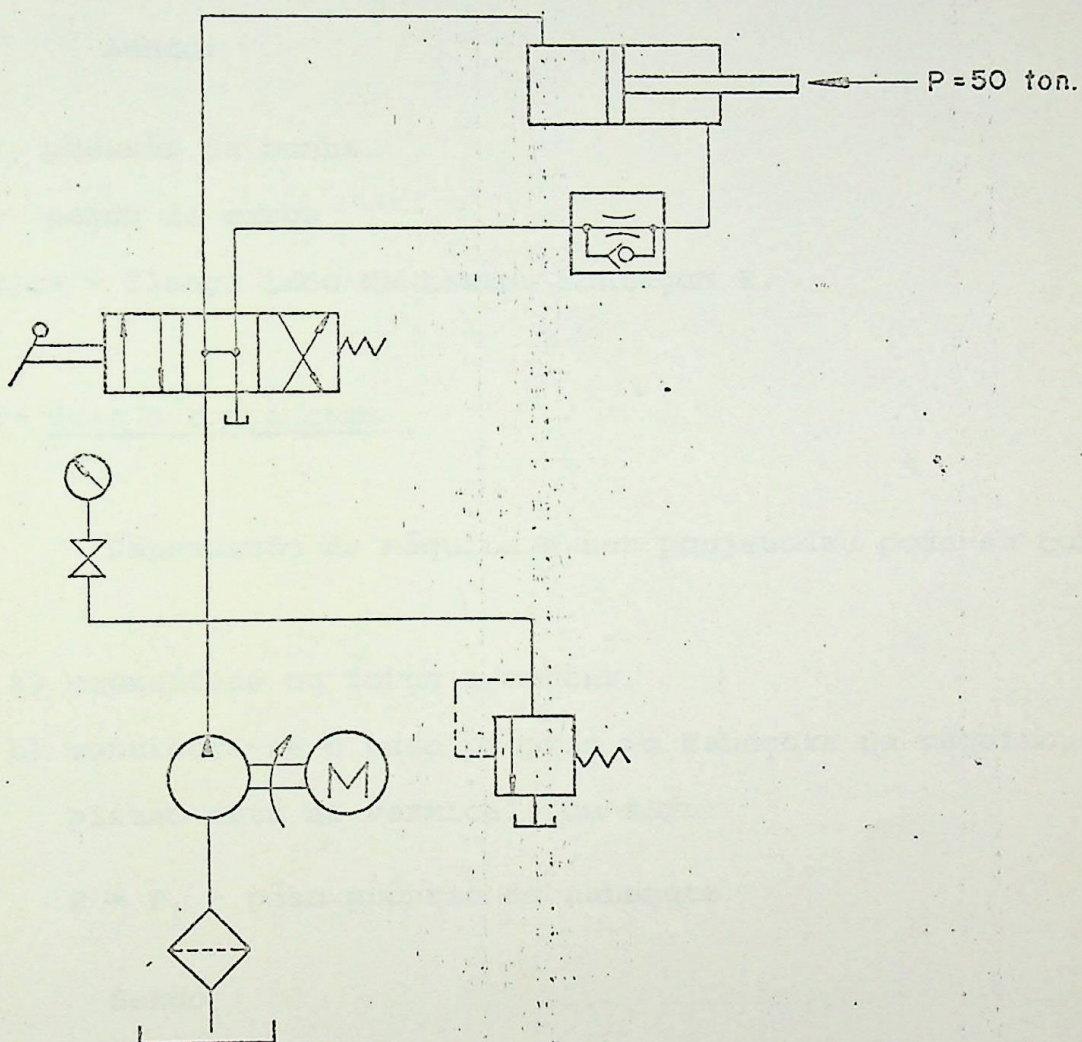
Espessura da parede dos canos

Bitola Nominal mm	Bitola Nominal pol	Cano Diâmetro Externo mm	DIÂMETRO INTERNO		
			Padrão	Extra pesado	Extra pesado duplo
3,15	1/8	10,287	6,832	5,461	
6,35	1/4	13,716	9,246	7,671	
9,52	3/8	17,145	12,522	10,744	
12,70	1/2	21,336	15,799	13,868	6,400
19,05	3/4	26,670	20,930	18,847	11,024
25,40	1	33,401	26,645	24,308	15,215
31,75	1 1/4	42,164	35,052	32,461	22,758
38,10	1 1/2	48,260	40,894	38,100	27,940
50,80	2	60,325	52,502	49,251	38,176
63,50	2 1/2	73,025	62,713	59,004	44,983
76,20	3	88,900	77,927	73,660	
88,90	3 1/2	101,600	90,119	85,446	
101,60	4	114,300	102,260	97,180	
127,00	5	141,300	128,194	122,250	103,200
152,40	6	168,275	154,051	146,329	
177,80	8	219,075	205,003	193,675	
254,00	10	273,050	258,877	247,650	
304,80	12	323,850	306,832	298,450	

BITOLA NOMINAL mm	BITOLA		DIÂMETRO INTERNO									
	NOMI	D.E.do	LISTA 10	LISTA 20	LISTA 30	LISTA 40	LISTA 60	LISTA 80	LISTA 100	LISTA 120	LISTA 140	LISTA 160
	NAL	cano										
	POL											
3,15	1/8	10,287				6,832			5,461			
6,35	1/4	13,716				9,246			7,671			
9,52	3/8	17,145				12,522			10,744			11,836
12,70	1/2	21,336				15,799			13,868			15,596
19,05	3/4	26,670				20,930			18,847			20,701
25,40	1	33,401				26,645			24,308			29,464
31,75	1 1/4	42,164				35,052			32,461			33,985
38,10	1 1/2	48,260				40,894			38,100			42,901
50,80	2	60,325				52,502			49,251			53,975
63,50	2 1/2	73,025				62,713			59,004			66,650
76,20	3	88,900				77,927			73,660			
88,90	3 1/2	101,600				90,119			85,446			
101,60	4	114,300				102,260			97,180	92,050		87,325
127,00	5	141,300				128,194			122,250	115,900		109,550
152,40	6	168,275				154,051			146,329	139,725		131,801
177,80	8	219,075	206,375	205,003	202,717	198,450			193,675	182,601	177,825	173,050
254,00	10	273,050	260,350	257,454	254,508	247,650			247,650	230,226	222,250	215,900
304,80	12	323,850	311,150	307,086	303,123	293,300			281,026	273,050	266,700	257,200

7- EXEMPLO

Dado o circuito pelo diagrama abaixo, dimensionar especificando os itens:



Sequência de Cálculo

7.1- Cilindro

7.1.1- Determinação das dimensões principais

Dados iniciais:

Força de Avanço  $P_1 = 50$  ton.

Força de Retração  $P_2 = 20$  ton.

Pressão de Trabalho  $P = 140 - \Delta p = 140 - 15 = 125$  atm.

Sendo:

140 → pressão da bomba

15 → perda de carga

Montagem - Flange lado da haste. Montagem E.

#### 7.1.2- Caso a considerar

Dependendo da máquina a ser projetada, pode-se considerar:

- capacidade ou força a vencer.
- considera-se o peso próprio do cabeçote da máquina, se o pistão está na vertical, ou seja:

$$P = P_1 - \text{peso próprio do cabeçote}$$

Sendo

$$P_1 = \text{capacidade ou força a vencer}$$

Exemplo: Prensa Hidráulica

No presente problema vou considerar o primeiro caso.

7.1.3- Determina-se aproximadamente o diâmetro da haste do pistão pelo gráfico 1 página 20 para a força indicada P = 50 ton. e P = 125 Atm.

Encontra-se:

$$\phi \text{ do pistão} = 220 \text{ mm}$$

$$\text{Relação} = \frac{\phi \text{ haste do pistão}}{\phi \text{ pistao}}$$

(1)  $\frac{110}{250}$    (2)  $\frac{125}{250}$    (3)  $\frac{160}{280}$    (4)  $\frac{180}{280}$    (5)  $\frac{220}{320}$

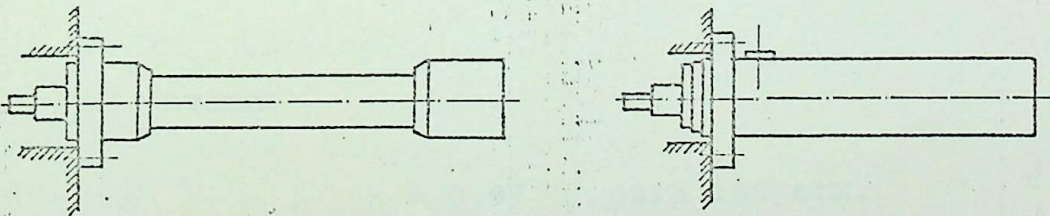
Escolhe-se uma das relações e verifica-se:

$$\text{Relação} = \frac{125}{250}$$

Ou seja:

$$\phi \text{ haste do pistão} = 125 \text{ mm}$$

$$\phi \text{ pistão} = 250 \text{ mm}$$



7.1.4- Determina-se o comprimento de Flambagem pelas tabelas e gráficos

$$l = 30 + 1000 = 1030 \text{ mm}$$

Na página 22 tem-se:

$$L_F = 2\ell = 2 \times 1030 = 2060 = 2,06 \text{ m}$$

Pelo gráfico 3 página 22 tem-se:

$$L_F = 2,06 \text{ m}$$

$$\phi = 125 \text{ m}$$

Encontra-se:

Força de avanço admissível P em toneladas.

$$P = 105 \text{ ton (Dobro da especificada)}$$

7.1.5- Determina-se por interpolação a Eficiência pela tabela 1 para o cilindro tipo K,  $\psi = 1,33$  e  $\phi$  pistão = 125 mm

Avanço

$$\eta = 0,97 \quad \text{para } 100 \text{ atm.}$$

$$\eta = 0,98 \quad \text{para } 200 \text{ atm.}$$

Adoto  $\eta = 0,97$  para a pior condição

Retração

$$\eta = 0,93$$

7.1.6- Determina-se a força efetiva dividindo a força específica da pela Eficiência

$$\text{Força de avanço efetiva} = \frac{50}{0,97} = 51,55 \frac{\text{ton}}{\text{Atm.}}$$

$$\text{Força de retração efetiva} = \frac{20}{0,93} = 21,51 \frac{\text{ton}}{\text{Atm.}}$$

7.1.7- Volta-se ao gráfico 1 e verifica-se novamente a relação  $\frac{\phi \text{ haste do pistão}}{\phi \text{ pistão}}$  para o pistão definitivo

Praticamente pouco variou as forças de avanço e retração e verifica-se pelo gráfico a mesma relação.

7.1.8- Com os dados especifica-se o cilindro para uma Indústria fornecedora

Cilindro para:

Montagem = Flange lado da haste

Amortecedor = Ambos os lados

Comprimento =  $l = 1000$  (mm)

Pressão de trabalho = 140 Atm

Diâmetro do pistão = 250 mm

Diâmetro da haste = 125 mm

Acabamento na ponta da haste = Rosca M-120

Posição dos orifícios da conexão = saída na lateral superior.

## 7.2- Válvula

Válvula direcional de quatro direções, tres posições, operada manualmente para pressões de trabalho até 140 Atm., de centro aberto e centrada por mola.

Especificação:

Necessita-se saber o volume e o tempo ou velocidade da haste do cilindro.

Volume do cilindro

$$Q = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \times l = \frac{\pi \times 250^2}{4} \times 1000 = 49.087.385 \approx 50 \text{ litros}$$

Ou tirando o valor pelo gráfico página 55 tem-se 50 litros.

Tempo: Para um cilindro com a capacidade indicada pelo cálculo, teria que ser projetado um novo circuito, usando 2 bombas, sendo uma de baixa pressão e alto volume e outra de alta pressão e baixo volume, para que o tempo fosse o menor possível e o ciclo da máquina rápido.

Não levando o detalhe apresentado como a solução do problema, mas sim a sequência de cálculo, tem-se:

Bomba simples de palhetas para pressões até 140 Atm.

Capacidade = 34 l/min.

Pressão = 140 Atm.

Potência = 15 CV

Sendo a capacidade da bomba escolhida de 34  $\ell/\text{min}$ . es  
colhe-se a válvula direcional do catálogo de uma Indústria como:

Capacidade 38  $\ell/\text{min}$

Diâmetro  $\phi = 9,52$  mm da rosca na entrada

Pelo gráfico página 46 verifica-se pela curva uma  
perda de carga de  $8,5 \text{ Kp/cm}^2$  que é muito alta para uma perda lo  
calizada.

Escolhe-se assim a seguinte do catálogo e encontra-se:

Capacidade 95  $\ell/\text{min}$

Diâmetro  $\phi = 19,05$  (3/4")

Interpolando uma curva entre 60 e 120  $\ell/\text{min}$  e a capaci-  
dade de 34  $\ell/\text{min}$  tem-se:

$\Delta p = 3,5 \text{ Kp/cm}^2$  que é normal para esse tipo de válvula.

### 7.3- Perda de carga distribuida

Admite-se para efeito de cálculo que a tubulação terá:

2 cotovelos 90°

10 m de tubos

#### 7.4- Tubulação

Pelo gráfico página 57 tem-se:

Fluxo em  $\ell/\text{min} = 34$

Velocidade  $\text{m}/\text{seg} = 4$

Diâmetro do tubo  $\text{mm} = 13,5$

Pela tabela de tubo Lista 40 (Schedule 40) página 91

tem-se:

Bitola nominal 12,7 (1/2")

Diâmetro externo 21,336 mm

Diâmetro interno 15,799 mm

Encontra-se pelo nomograma da página 57 a velocidade de 3m/seg e pode-se considerar como ideal.

Para usar o tubo 12,7, tem-se que colocar a redução na entrada e saída da válvula.

Tem assim o comprimento de 10 m de tubos  $\phi = 12,7$

#### 7.5- Cotovelos

Página 32, figura 4.6 tem-se:

$$\Delta p \text{ total} = 1,76 + 0,10 + 3,5 = 5,36 \quad \text{Kp/cm}^2$$

Verifica-se assim pelo problema apresentado que a perda pode ser controlada dentro de um limite variando os diâmetros capacidade da válvula, velocidade e tem-se no final uma perda total que não deverá ultrapassar o limite entre 10 e 15% da pressão na saída da bomba.

Tira-se assim a conclusão que para os diversos fatores que ocorrem em um circuito é impossível para o projetista calcular e especificar o circuito hidráulico sem as curvas das perdas de carga da válvula, sendo pois o principal objetivo deste trabalho, o item da perda de carga pelas curvas, nas figuras das páginas 46, 47 e 48.

Esperando pois ter conseguido o meu objetivo, e também auxiliar os projetistas a ter uma idéia do dimensionamento dentro de um limite aceitável da perda total.

#### 7.7- Capacidade do Tanque

Unicamente como fonte de informação, deve-se calcular o tanque para o volume de óleo igual a 3 (tres) vezes a capacidade de de alimentação da bomba, sendo que as indústrias no campo da hidráulica já tem os tanques normalizados para as várias capacidades, que facilita para o projetista.

Capacidade

$$3 \times 34 = 102 \text{ litros}$$

Especifica-se o tanque pelo catálogo de uma indústria a capacidade igual ou acima do tanque da unidade motriz óleo-dinâmica, completando assim o cálculo do circuito de avanço, porque a válvula de segurança, terá que ser especificada em função do volume e da pressão e a válvula controladora de pressão para este problema não irá influir na perda total de retorno.

BIBLIOGRAFIA

- ERNEST E. LWIS and HANSJOERG STERN: Design of Hidraulic Control Systems  
Mc Graw-Hill Book Company - New York - 1962
- Compiled by Editors "Hidraulic Power Transmission"  
"Hidraulic Technical Data" "Principles of Hydraulics"  
Hydraulic Technical Data" Vol. I - II - III
- MIGUEL A. DELGADO: Manual de Oleo Hidráulica  
Editorial Blume - Barcelona - 1967
- PANZER-BEITLHER: Tratado Practico de Oleo Hidráulica  
Editorial Blume - Barcelona - 1968
- Industrial Hidraulics Manual Vickers  
Sperry Rand Corporation Michigan - U.S.A. - 1970
- Potência Fluida e Controle para Aplicações Industriais, Navais e de Armamentos.  
Vickers - Sperry Rand Corporation - Catálogo 5001 BR
- HYDRAUDYNE N.V.  
Holland  
Hoofdkantoor en Technisch Adviesbureau Baroniestraat 43- 1973

- POMPER VICTOR: Mandos Hidráulicos en Las Máquinas - Herrami  
entas.  
Editorial Blume - Barcelona - 1965
- STEWART, HARRY L.: Hidráulic and Pneumatic Power for produc  
tion.  
The Industrial Press - New York - 1965
- The Magazine of Fluid Power and Control Systems.  
Hidraulics & Pneumatics - Cleveland - Ohio - 1974
- Incorporating Hydraulic Power Transmission and Transmissions.  
Hidraulic Pneumatic Power.  
Trade and Tecnical Press Ltd. Morden, Surrey - England - 1974
- THOMA JEAN: Modern Oilhydraulic Engineering  
Trade & Tecnical Press Ltd. Morden, Surrey - England - 1970
- MANDOLESI, U.: Princípios dos Controles Hidropneumáticos.  
EFEI - 1973
- SPEICH, H. and BUCCIARELLI: Óleo Dinâmica  
Editorial Gustavo Gili S.A. - Barcelona - 1972
- Ham Worthy Hydraulics Limited.  
Poole: Dorset: BH 177 LB : England - 1971

- ACE Controls Inc.

23435 Industrial Park Drive  
Farmington, Mich 48024 - 1974

- Catalog 5500 - B - Waterman

Hydraulic Control Valves  
6565 - Itoward St. Chicago III - 60648

- Bulletin 1103-C

Abex/Denison  
Abex Corporation, Denison Division  
1160 Dublin Road - Columbus  
Ohio 43216

ÍNDICE

SUMÁRIO.....	-	I
SINOPSE.....	-	III
SÍMBOLOS EMPREGADOS.....	-	V
AGRADECIMENTOS.....	-	VII
Capítulo 1 - Introdução.....	-	1
1.1- Objetivos.....	-	1
1.2- Limitação.....	-	2
Capítulo 2 - Análise Hidrodinâmica.....	-	4
Capítulo 3 - Cilindros Hidráulicos.....	-	6
3.1- Tipos.....	-	6
3.2- Montagem.....	-	8
3.3- Determinação das dimensões principais.....	-	10

3.4- Fórmulas usadas para determinar o diâmetro da haste do pistão, considerando a Flambagem..... - 16

Capítulo 4 - Resistência Hidráulica nos circuitos Hidrodinâmicos..... - 24

4.1- Distribuídas ao longo do circuito..... - 24

4.2- Resistência Hidráulica localizada..... - 29

Capítulo 5 - Perdas de Cargas ou perdas de pressão nas válvulas..... - 39

5.1- Válvula controladora de pressão ou válvula de Segurança..... - 40

5.2- Válvula de Retenção..... - 43

5.3- Válvulas Direcionais..... - 45

5.4- Válvulas de Controle de Vazão..... - 49

Capítulo 6 - Tabelas ou gráficos para o cálculo dos circuitos hidráulicos..... - 51

6.1- Ábaco para o cálculo da potência hidráulica CV - 52

6.2- Ábaco para a perda de carga através de orifício - 53

6.3- Ábaco pressão/tensão para a espessura da parede do tubo..... - 54

6.4- Ábaco do volume do cilindro..... - 55

6.5- Tempo de operação do cilindro..... - 56

6.6- Ábaco para o cálculo do diâmetro..... - 57

6.7- Ábaco para o cálculo da vazão..... - 58

6.8-	Ábaco para o cálculo do volume.....	-	59
6.9-	Diagrama - Cálculo do volume.....	-	60
6.10-	Diagramas - Perda de carga.....	-	61a
6.11-	Resistência das válvulas e acessórios para circuito hidráulico.....	-	88
6.12-	Diâmetros dos canos.....	-	90
7 -	Exemplo.....	-	92
8 -	Bibliografia.....	-	103
9 -	Índice.....	-	106



