

UNIVERSIDADE DO PORTO

FACULDADE DE ENGENHARIA

LABORATÓRIO DE HIDRÁULICA

INSTITUTO DE ALTA CULTURA

PROJETO DE INVESTIGAÇÃO CIENTÍFICA:

«Estudo da turbulência hidráulica.

Estudo da flutuação de pressões»

# BOMBAS HIDRÁULICAS

Por:

MARIA TERESA DIAS LOPES

F. VELOSO GOMES

A. ÁLVARES RIBEIRO

Trabalho subsidiado pelo Instituto de Alta Cultura. Projecto de Investiga-  
ção Científica, P E/5, "Estudo da turbulência hidráulica. Estudo da flutua-  
ção de pressões".



PORTO, SETEMBRO 1973



## INSTALAÇÕES DE BOMBAS HIDRÁULICAS

### A - DEFINIÇÕES, NOÇÕES DIVERSAS E BASES DE CÁLCULO

#### 1 - DEFINIÇÕES GERAIS

H - altura manométrica, expressa pela altura em metros de uma coluna do líquido a elevar.

As pressões (p) indicadas em kg/cm<sup>2</sup> transformam-se em m de coluna de líquido, pela relação:

$$1 \text{ atmosfera} = 1 \text{ kg/cm}^2 = \frac{10}{\gamma} \text{ m de líquido} \quad (1)$$

onde o peso específico  $\gamma$  se exprime em kg/dm<sup>3</sup> ou ton/m<sup>3</sup>

Q - caudal em m<sup>3</sup>/s ou mais geralmente em l/s

V - velocidade média em m/s calculada pela equação da continuidade

$$V = \frac{Q}{S}$$

Q - m<sup>3</sup>/s  
S - m<sup>2</sup>

N - potência absorvida no veio da bomba expressa em cavalos-vapor

$$1 \text{ cavalo-vapor (CV)} = 75 \text{ kgm/s} \quad 1 \text{ CV} = 0,736 \text{ Kw}$$

$$1 \text{ kilowatt (Kw)} = 102 \text{ kgm/s} \quad 1 \text{ Kw} = 1,36 \text{ CV}$$

$\eta$  - rendimento

$\gamma$  - peso específico do líquido em kg/m<sup>3</sup> ou mais usualmente em kg/dm<sup>3</sup>

$$\rho = \frac{\gamma}{g} \text{ massa específica em kg s}^2/\text{m}^4$$

$$g = 9,81 \text{ m s}^{-2} \text{ (aceleração da gravidade)}$$

#### 2 - A ALTURA MANOMÉTRICA

Os diagramas de potência das bombas centrífugas, dão a altura manométrica, isto é, o aumento de pressão total entre as condutas de aspiração e de elevação da bomba, expressa em metros de líquido. Indicar-se-á adiante como medir esta altura manométrica.

Tal como o caudal, ela é independente do peso específico do líquido



elevado, o que quer dizer, que uma bomba centrífuga elevará à mesma altura, água quente ou fria, mercúrio ou álcool. Por outras palavras, se uma bomba eleva sucessivamente dois líquidos diferentes  $a$  e  $b$ , a um mesmo número de rotações, a altura de líquido num tubo de vidro montado sobre e conduta de elevação, será a mesma nos dois casos.

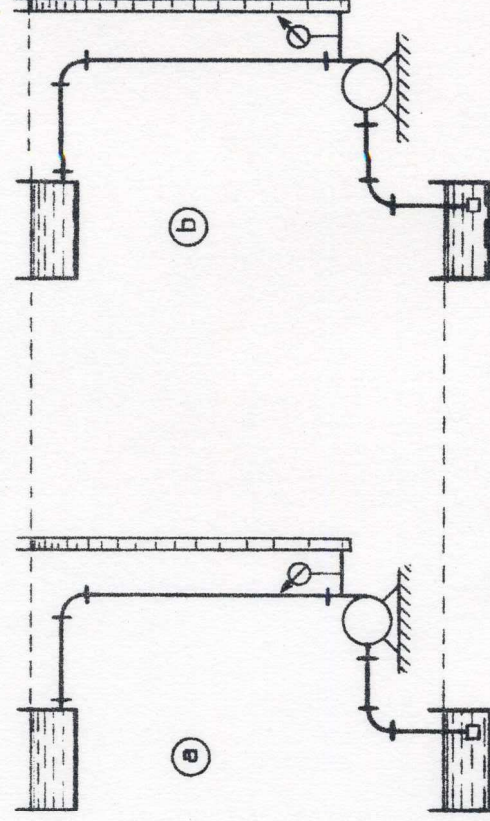


Fig. 1 - Altura de elevação de líquidos diferentes.

Por outro lado, as pressões lidas sobre um manómetro em  $\text{kg/cm}^2$  serão diferentes e proporcionais aos pesos específicos dos líquidos  $a$  e  $b$ .

Pode-se assim concluir, que a altura manométrica duma bomba centrífuga, bem como a altura de elevação manométrica, só se poderão exprimir em m de coluna de líquido e não em atmosferas ou em  $\text{kg/cm}^2$ .

A altura manométrica duma bomba deve ser igual à soma da altura estática  $H_e$  e de todas as perdas de carga existentes antes e depois da bomba.

As perdas de carga nas condutas, variam duma instalação para outra, e não devem ser imputadas à bomba.

Se os níveis de aspiração e do reservatório elevado, estão apenas sob acção da pressão atmosférica, sem qualquer outra pressão adicional, a altura estática, é igual à diferença de altitude entre estes dois planos, isto é, à altura geométrica.

Se pelo contrário a pressão sobre a aspiração ou o nível elevado, ou sobre os dois planos ao mesmo tempo, difere da pressão atmosférica (reservatórios fechados ou reservatórios de ar comprimido por exemplo), obtém-se a pressão estática adicionando esta diferença de pressão expressa em m de líquido, à altura geométrica.



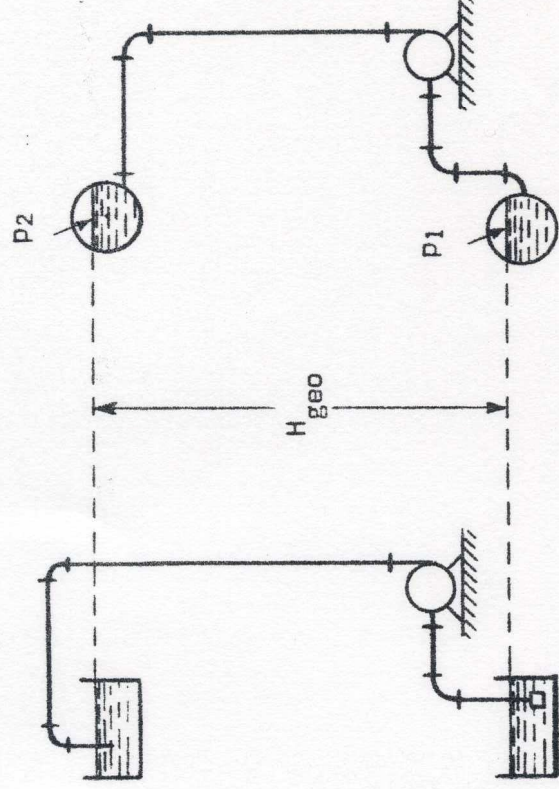


Fig. 2 - Altura geométrica de elevação.

Dum modo geral será:

$$H_{\text{mano}} = H_e + H_w$$

$$H_{\text{mano}} = H_{\text{geo}} + \frac{P_2 - P_1}{\gamma} \cdot 10 + H_w \quad (2)$$

Em que  $H_w$  - representa a soma de todas as perdas de carga expressas em m de líquido.

### 3 - POTÊNCIA ABSORVIDA

Calcula-se a potência absorvida no veio da bomba pela fórmula seguinte:

te:

$$N = \gamma \frac{Q}{75} \frac{H_{\text{mano}}}{\eta_{\text{mano}}} \quad \text{em CV} \quad (3)$$

|                              |                               |
|------------------------------|-------------------------------|
| $H$ - m                      | $Q$ - l/s                     |
| $Q$ - m <sup>3</sup> /s      | ou mais geralmente            |
| $\gamma$ - kg/m <sup>3</sup> | $\gamma$ - kg/dm <sup>3</sup> |

Se em vez de  $H_{\text{mano}}$  em metros de líquido for dada a pressão em kg/cm<sup>2</sup> é preciso transformar este valor por uma das equações (1) ou (2) conforme o caso.

### 4 - RENDIMENTO

Chama-se rendimento manométrico ao rendimento correspondente à altura manométrica ou seja



$$\eta_{\text{mano}} = \gamma \frac{Q \cdot H_{\text{mano}}}{75 N} \quad (4)$$

Também se pode definir um rendimento estático correspondente à altura estática, isto é

$$\eta_{\text{est}} = \gamma \frac{Q \cdot H_e}{75 N}$$

$$\eta_e = \eta_{\text{mano}} \cdot \frac{H_e}{H_{\text{mano}}}$$

Compreende as perdas hidráulicas de toda a instalação, mas não se utiliza, a não ser no cálculo das condições económicas.

## 5 - PERDAS DE CARGA NAS CONDUTAS

As perdas das condutas  $H_w$ , compreendem todas as perdas de carga produzidas pelo atrito turbulento do fluido sobre as paredes das condutas e pelas mudanças de direcção ou de secção; devem compreender ainda as perdas correspondentes à velocidade à entrada e à saída da bomba.

As perdas de carga serão dadas, em m de líquido, pela equação:

$$H_w = \sum H_{sw} + \sum H_{dw} + \frac{Va^2}{2g} \quad (5)$$

na qual

$\sum H_{sw}$  = soma das perdas de carga na conduta de aspiração

$\sum H_{dw}$  = soma das perdas de carga na conduta de elevação

$\frac{Va^2}{2g}$  = altura da velocidade, ou perda de energia cinética ou perda dinâmica à saída.

Exprimem-se sempre em m de líquido e determinam-se o mais exactamente possível, segundo os planos ou esquemas da instalação projectada, por meio dos ábacos apresentados a seguir.

### 5.1 - TUBOS DE FERRO FUNDIDO

- O ábaco da Fig. 10 dá as perdas por atrito, portanto principais, por metros de conduta, em função do caudal e do diâmetro interior. Os valores indicados, correspondem a condutas em ferro fundido, não incrustadas e montas



das com cuidado. Multiplicando-se pelo comprimento em 1 000 m do troço considerado, obtêm-se as perdas por atrito correspondentes. As perdas nas condutas novas em ferro fundido são cerca de 20% inferiores aos valores indicados.

- Quando o diâmetro das condutas não é constante, teremos de proceder ao cálculo por troços sucessivos.

- As perdas de carga nas curvas de ferro fundido de  $90^\circ$ , em chupadouros com válvulas de pé e em válvulas de retenção, são dadas pelos ábacos das Figs. 11, 12 e 13, para os diâmetros de 40 a 500 mm e velocidades até 3 m/s.

- É preciso considerar também a perda de carga provocada por um aumento de secção. Num difusor tronco-cónico normal, de comprimento igual a sete vezes a diferença dos diâmetros, esta perda atinge de 30 a 40% da diferença das energias cinéticas expressas em m de líquido. Teremos:

$$H_w = 0,3 \text{ a } 0,4 \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g} \quad \text{em metros} \quad (6)$$

O comprimento L (ver Fig. 3) é igual a

$$L = 7 (D_2 - D_1)$$

ou no mínimo  $L = 140 \text{ mm}$  quando  $D_2 - D_1$  é de 20 mm pelo menos

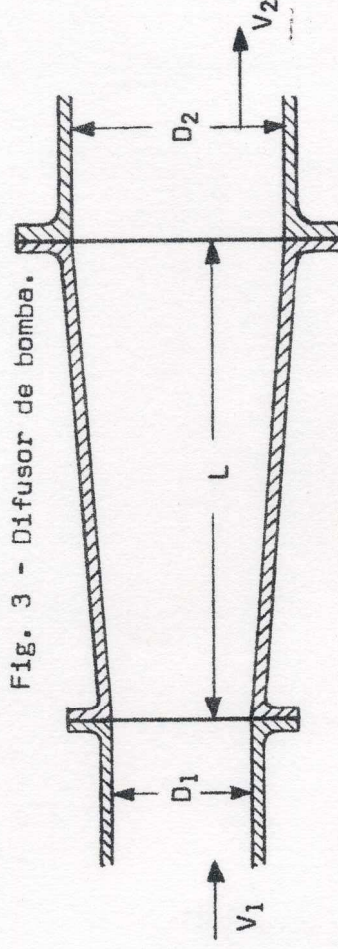


Fig. 3 - Difusor de bomba.

- Uma outra perda a considerar é a energia cinética da água,  $Va^2/2g$  expressa também em m de líquido, à saída da conduta, ou na desembocadura num reservatório ( $Va$  é a velocidade de saída). Os valores de  $V^2/2g$  em função dum caudal  $Q$  e dum diâmetro  $D$  dados, estão indicados no ábaco da Fig. 14.

- As perdas de carga acidentais, provocadas por válvulas e pelas peças especiais de condutas, estão indicadas aproximadamente no ábaco da Fig. 15.

Note-se a propósito deste ábaco que



a) As perdas de carga procuradas são as dos comprimentos correspondentes (em metros) de tubagens rectilíneas com o mesmo diâmetro que as peças especiais consideradas. São contudo valores aproximados pois apenas se considera um tipo de construção.

Os dados relativos a mudanças bruscas dizem respeito ao diâmetro mais pequeno d.

Exemplo: a linha tracejada do ábaco da Fig. 15 indica que a perda de carga duma mudança brusca de secção de diâmetro  $d = 80$  mm e  $D = 160$  mm é igual à de um troço de 80 mm de diâmetro e cerca de 0,88 m de comprimento.

b) As perdas de carga nas válvulas, como se pode ver pelo ábaco da Fig. 15, são mínimas para as adufas. A perda de carga total pode ser considerada, em geral, como equivalente à dum tubo rectilíneo de comprimento igual a dois ou três comprimentos da comporta. Isto entende-se, como é evidente, para adufas intercaladas numa conduta rectilínea. Para as adufas situadas depois de curvas, ou de troços de tubos cuja forma não assegura condições de escoamento favoráveis, as perdas são sensivelmente mais elevadas.

## 5.2 - TUBOS DE FIBROCIMENTO

As perdas de carga para tubos de fibrocimento podem ser determinadas à custa do ábaco da Fig. 16, válido apenas para tubagens novas. Não dispomos ainda de experiências suficientes sobre tubos usados, mas segundo as observações feitas até agora, a rugosidade destas condutas, não se modifica com o decorrer dos anos. Os ensaios do professor LUDIN (Berlin) efectuados sobre tubos em serviço durante seis anos, não revelaram qualquer aumento de perdas de carga.

## 5.3. - TUBOS FLEXÍVEIS (usados p. ex. no combate a incêndios)

As perdas de carga em tubagens flexíveis, podem ser calculadas através dos dados seguintes:

Neste caso, as perdas de carga não podem ser determinadas com a mesma aproximação das das condutas rígidas p. ex., não só porque as superfícies interiores diferem muito, segundo o fabrico, mas ainda porque o diâmetro de



certos tubos flexíveis aumenta sob acção da pressão interior, o que diminui a perda de carga. No entanto, esta redução é pequena e pode ser desprezada em cálculos aproximados, dado o aumento das perdas provocado pelas ligações.

Todavia estas últimas perdas, podem variar sensivelmente conforme o sistema de ligação adoptado.

O ábaco da Fig. 17 - perdas de carga para tubos de gás permite determinar, também dum modo aproximado, as perdas de carga em tubos flexíveis, se multiplicarmos os valores do gráfico, por um coeficiente  $K$ , que, para os calibres correntes de 40 a 100 mm tem os seguintes valores

|                                                                                     |           |
|-------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| Tubos de borracha corrente .....                                                    | $K = 0,7$ |
| Tubos de cânhamo revestidos interiormente de borracha muito lisa .....              | $K = 0,7$ |
| Tubos de cânhamo revestidos interiormente de borracha muito rugosa .....            | $K = 1,0$ |
| Tubo de cânhamo corrente não revestidos interiormente a borra                       |           |
| raça .....                                                                          | $K = 1,3$ |
| Para os tubos de borracha de diâmetros compreendidos entre 16 e 40 mm toma-se ..... | $K = 0,7$ |

Qualquer ligação normal, equivale aproximadamente a um comprimento suplementar de cerca de 1 metro de tubo flexível.

#### 5.4 - TUBOS DE PLÁSTICO - P.V.C.

Os ábacos das Figs. 18, 19 e 20 fornecem as indicações necessárias para determinar perdas de carga em tubos de P.V.C.

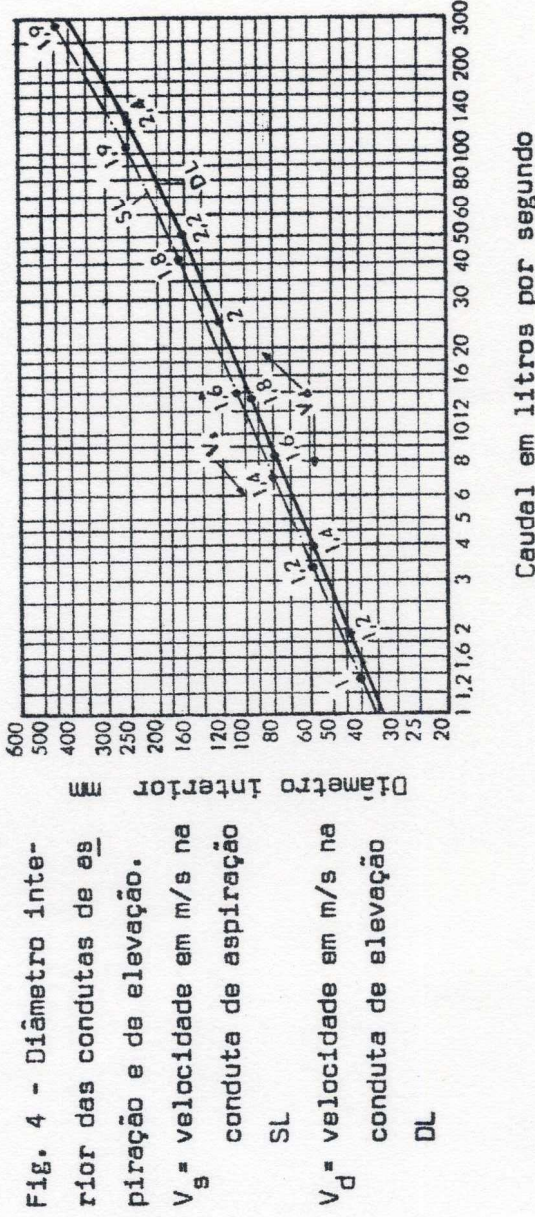
Notemos finalmente que depois de ter calculado estas diferentes perdas de carga, é aconselhável, para uma segurança adicional, multiplicar o valor da soma obtida por 1,1, isto é, aumentar de 10% o valor total encontrado.

Para calcular perdas de carga em condutas percorridas por um líquido de viscosidade próxima da da água (p. ex. gasolina, benzina, etc.) deve utilizar-se o diagrama universal de MOODY. Os valores da resistência são, pelo contrário, maiores para fluidos tais como óleo, xarope, melão, etc.; um estudo particular deve ser realizado quando se trata de celulose, pasta de papel e matérias semelhantes.



## 6 - VELOCIDADES USUAIS NAS CONDUTAS

Para condutas curtas, isto é, cujo comprimento total é aproximadamente igual à altura de elevação, é aconselhável não ultrapassar as velocidades e os diâmetros interiores indicados no diagrama a seguir



Para condutas de comprimento superior, será necessário calcular, para cada caso, as perdas de carga como foi indicado no parágrafo anterior, e determinar a velocidade de modo a não ultrapassar as perdas admissíveis na prática.

## 7 - ALTURA DE ASPIRAÇÃO

É indispensável determinar exactamente a altura de aspiração pois ela vem limitada pelas leis da física. Se num ponto qualquer da bomba, a pressão são baixa até um valor limite, que é a tensão do vapor correspondente à temperatura do líquido, formam-se vazios ou bolhas de vapor e gás dissolvido. Arrastadas pelo escoamento para uma zona de pressões mais elevadas, estas bolhas condensam-se bruscamente e este fenómeno, chamado "cavitação" provoca uma baixa de rendimento, queda de potência e uma marcha instável e ruidosa da bomba. Acarrete ainda corrosões que é preciso e todo o custo evitar.

A pressão absoluta na tubagem de aspiração é igual à pressão atmosférica  $H_a$ , diminuída da altura de aspiração estática  $H_{s\text{ est}}$ , das perdas de carga na conduta de aspiração  $H_{s_w}$ , e da altura

$$\frac{V_s^2}{2g}$$

correspondente à velocidade  $V_s$  na tubagem.



Todas estas grandezas se exprimem em m de líquido. Exprimindo sob a forma de equação obtem-se

$$\frac{P}{\gamma} \cdot 10 = H_a - (H_{s_{est}} + H_{s_w} + \frac{V^2}{2g}) \quad (7)$$

em m de líquido.

Esta pressão não deve descer abaixo dum valor mínimo correspondente à diminuição de pressão devida à aceleração do fluido à entrada da roda da bomba. Este limite é igualmente determinado pela tensão de vapor, isto é, indirectamente pela temperatura do líquido.

Quando a bomba aspira num reservatório aberto, a altura de aspiração estática é igual à diferença de altura entre o nível de aspiração e o eixo da bomba.

Se, pelo contrário, a pressão no reservatório de aspiração é inferior à pressão atmosférica  $H_{s_{est}}$  é igual à diferença de alturas, aumentada desta depressão, (expressa em m de líquido), conforme se indica na Fig. 5

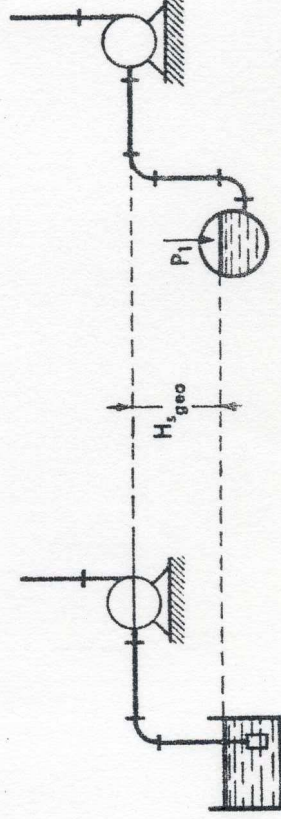


Fig. 5 - Altura de aspiração.

$$H_{s_{est}} = H_{s_{geo}} + \frac{P_1}{\gamma} \cdot 10$$

$P_1$  - representa a depressão medida em atmosferas. Se  $p$  é uma sobrepressão o sinal + torna-se - .

Uma altura de aspiração negativa equivale a uma altura de colocação em carga.

A altura de aspiração monométrica, definida como uma depressão em relação à pressão atmosférica exprime-se pela equação:

$$H_{s_{mano}} = H_{s_{est}} + H_{s_w} + \frac{V^2}{2g} \quad (8)$$

É a depressão, expressa em metros de líquido que indicará um manómetro ligado à tubagem de aspiração ao nível do eixo da bomba.



A definição usual da altura manométrica, como a soma da altura estática e das perdas de carga, é incompleta e pode conduzir a mal-entendidos. O termo  $V_s^2/2g$  nunca deve ser esquecido.

Em resumo: a altura de aspiração manométrica, depende não só da altura de aspiração geométrica e da pressão atmosférica ou da pressão existente no reservatório de aspiração, como também das perdas de carga e do caudal.

Os valores extremos indicados nos diagramas, foram estabelecidos para água até 30° C e correspondem a uma altitude de 500 m no máximo. Para água quente e outros líquidos tais como óleo ou gasolina, etc., é necessário determinar muito exactamente a altura de aspiração limite.

Importante: Dum modo geral, a altura de aspiração manométrica, deve ser limitada a um valor tal, que a pressão à entrada da bomba, seja ainda superior à tensão de vapor do líquido.

Para as bombas SULZER este excesso de pressão está indicado no diagrama seguinte:

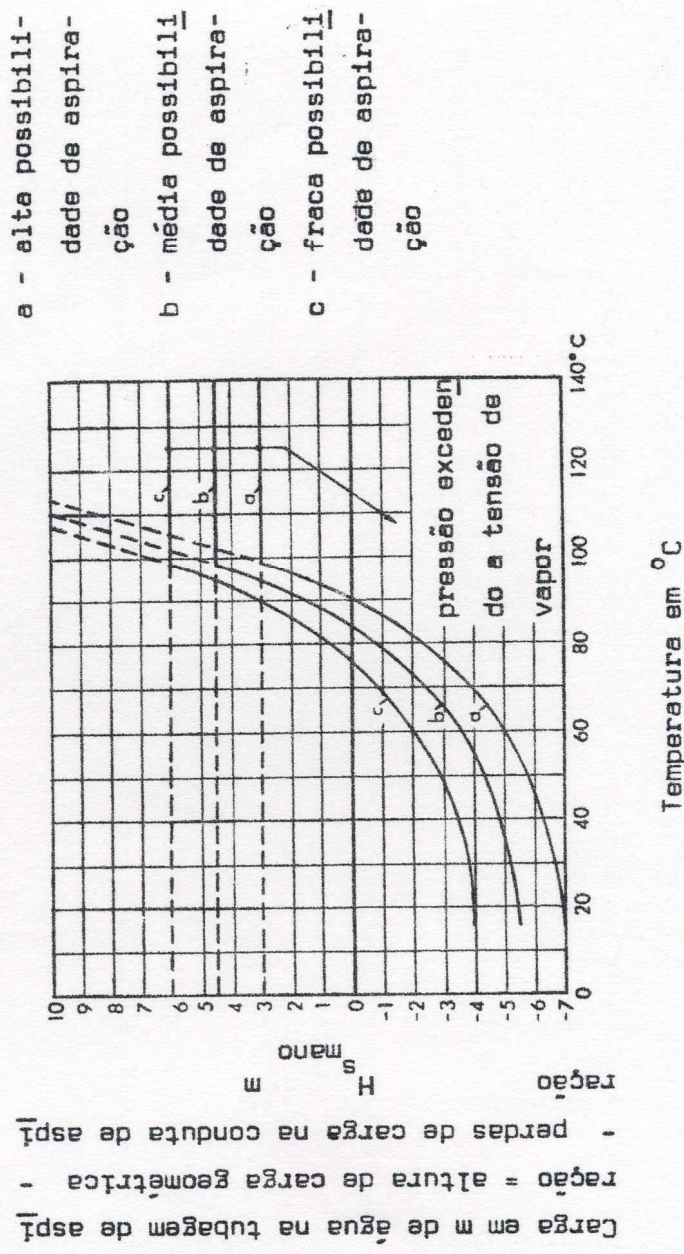


Fig. 6 - Altura de aspiração ou altura de carga à entrada em função da temperatura e das possibilidades de aspiração.



Quando a bomba tem de ser instalada a uma altitude superior a 500 m, ter-se-á em conta a diminuição da pressão atmosférica, segundo a curva indicada na Fig. 7

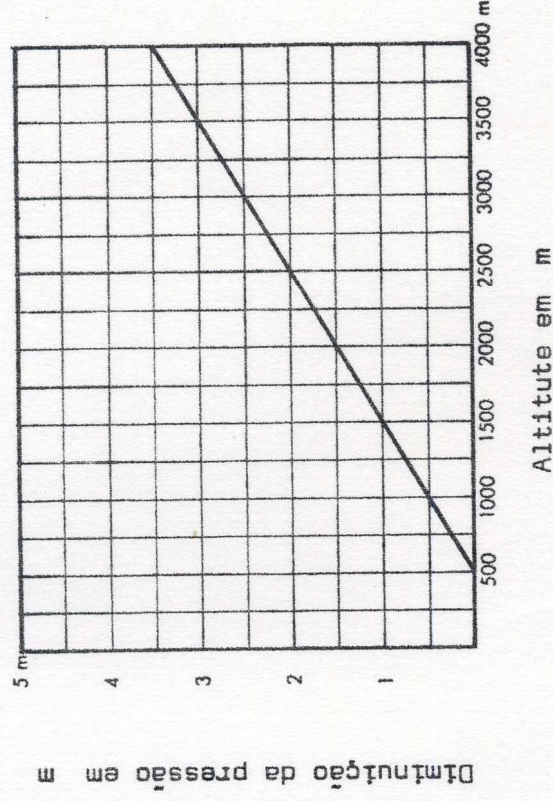


Fig. 7 - Diminuição da pressão atmosférica em função da altitude (curva referida à altitude de 500 m).

Se se conhece a altura de aspiração limite duma bomba centrífuga que eleva água fria, é fácil determinar os valores correspondentes para a água quente através da curva da Fig. 8

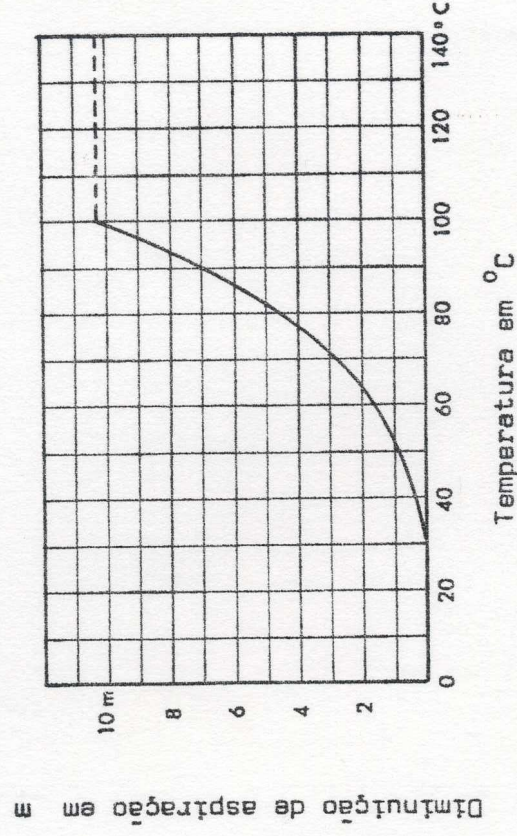


Fig. 8 - Diminuição da aspiração em função da temperatura.

Inversamente, a altura de aspiração geométrica máxima, é igual à altura de aspiração manométrica máxima determinada pelas indicações precedentes, diminuída das perdas de carga  $H_{sw}$  correspondentes à aspiração, da altura dinâmica  $V_g^2/2g$  e da pressão  $p_1$ , expressa em m de líquido se a disposição corresponde à Fig. 5 à direita.



Se o valor encontrado for negativo, a bomba não pode aspirar e o líquido deve então chegar à roda sob uma certa pressão.

Evitar-se-ão os fenômenos de cavitação, se se atender a todos os fatores mencionados atrás e tendo o cuidado de que a altura de aspiração não ultrapasse os valores limites indicados nos diagramas.

A presença do ar ou de certos gases dissolvidos ou não, acarreta uma notável diminuição das possibilidades de aspiração.

A geratriz superior dum cone intercalado numa conduta de aspiração deve ser sempre horizontal como mostra a Fig. 9

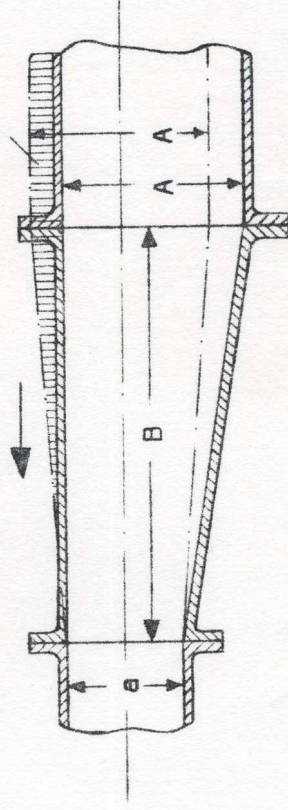


Fig. 9 - Difusor (aumento de seção).

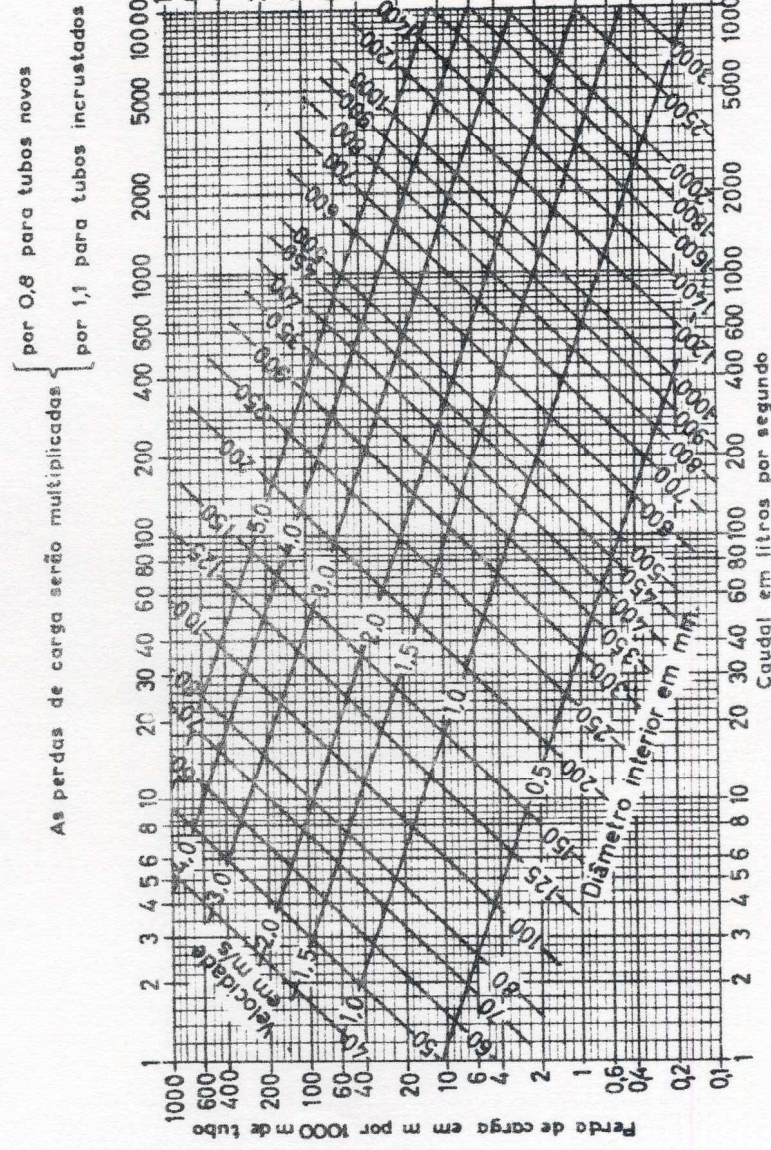
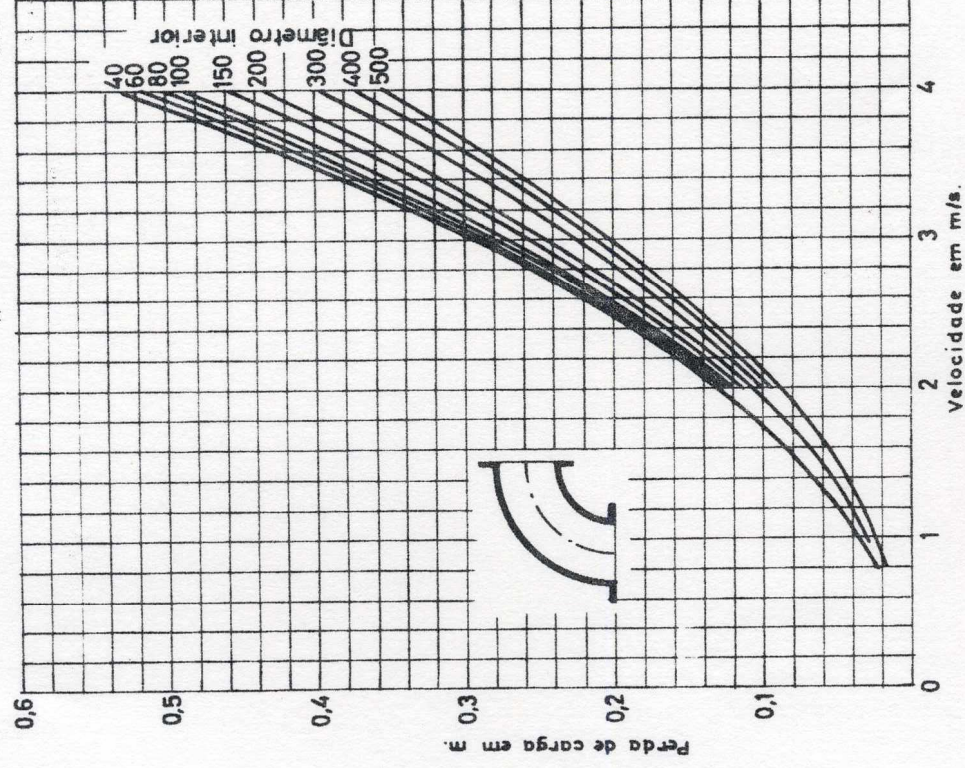


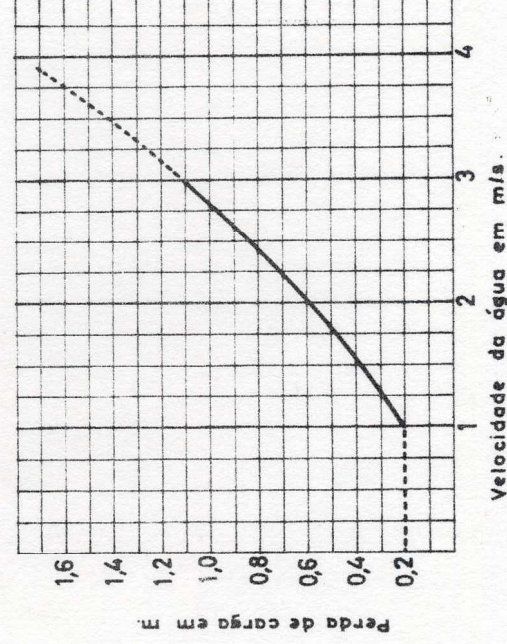
Fig. 10 — Perdas de carga em tubos usados em FERRO FUNDIDO. —





— Perdas de carga em curva de FERRO  
FUNDIDO de 90° usada. —

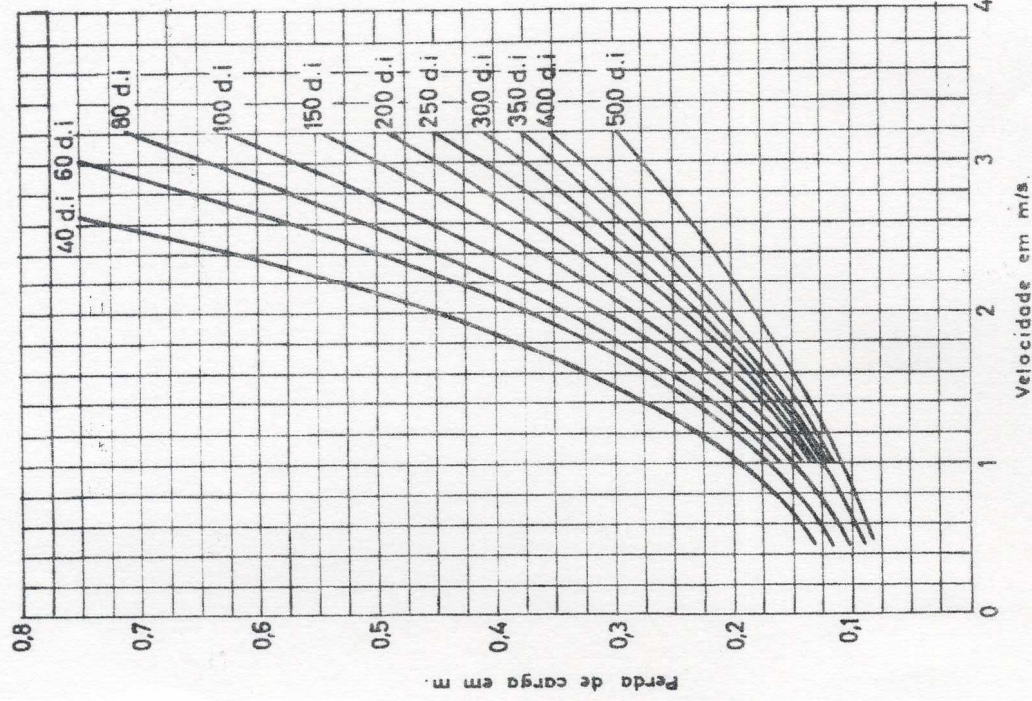
Fig. 11



Perdas de carga em chupadouro com  
válvula de pé até 300 mm de diâmetro  
interior.

Fig. 12





— Perdas de carga nas válvulas de retenção. —

Fig. 13

Caudal em litros por segundo

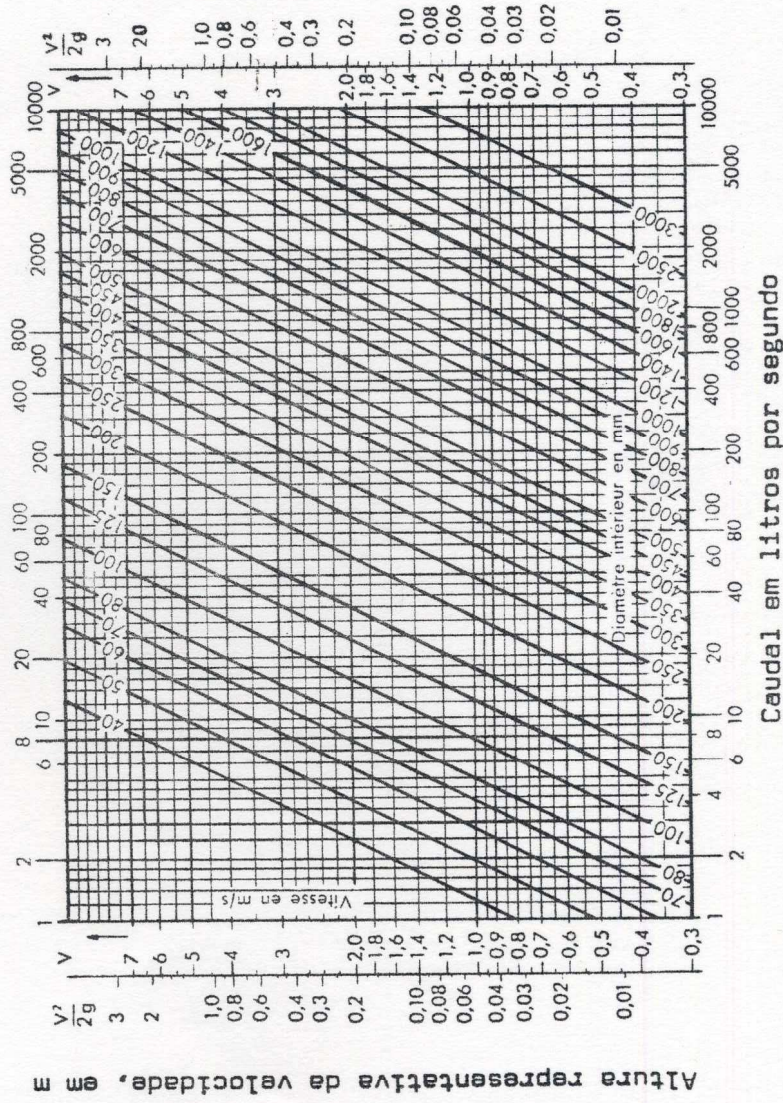


Fig. 14 - Abaco para o cálculo das velocidades nas condutas



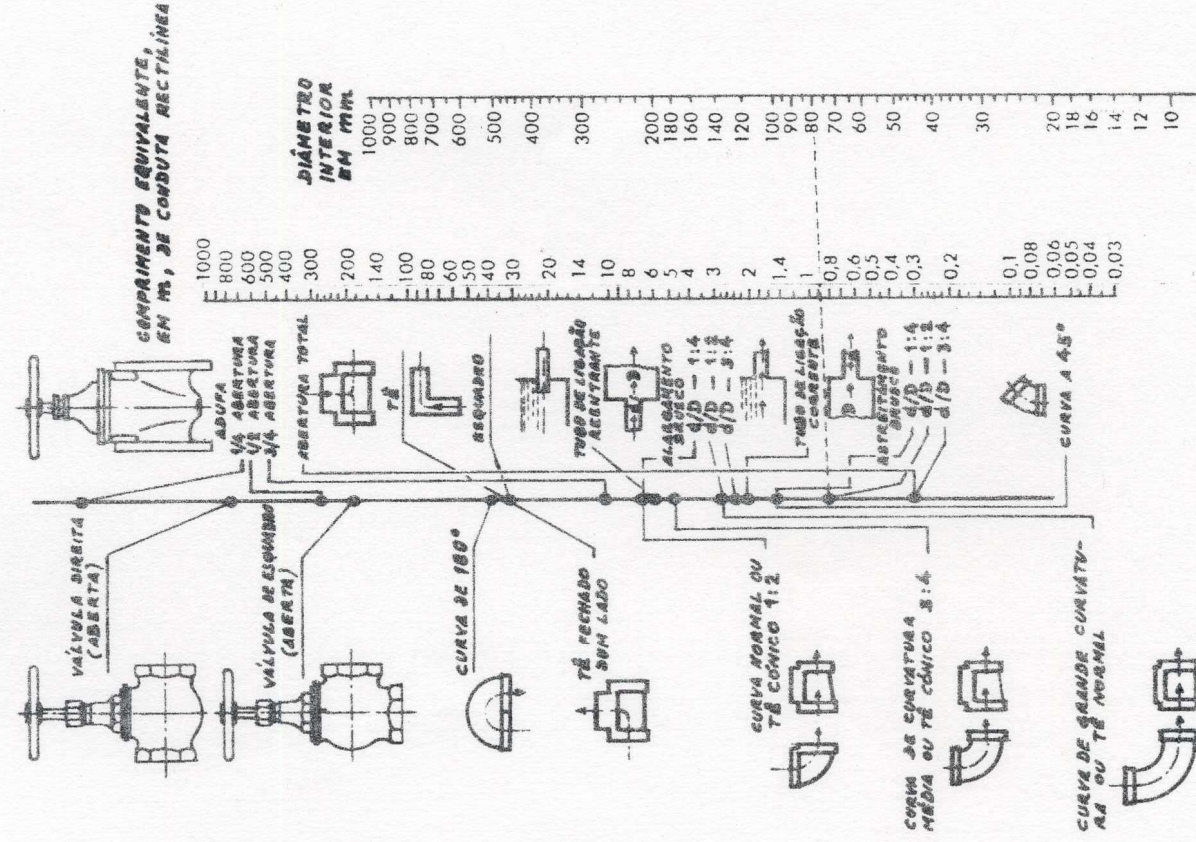
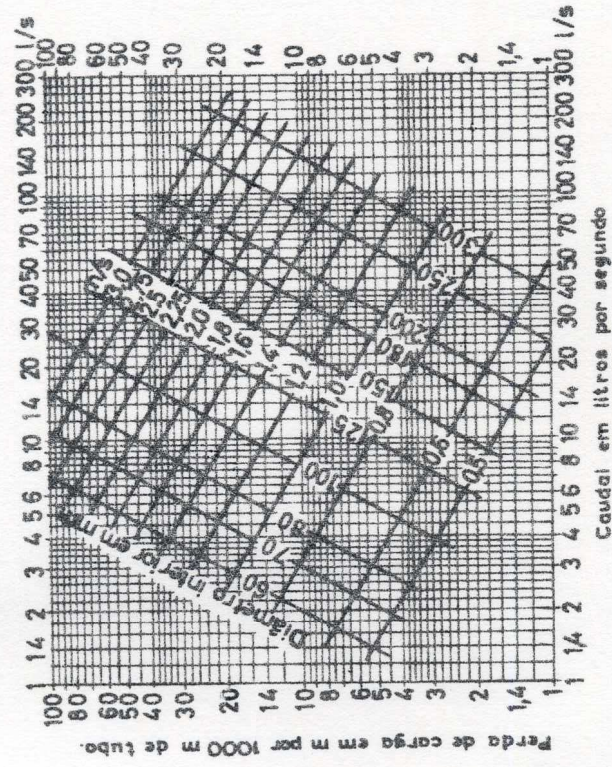


FIG. 15 — PERDAS DE CARGA ACIDENTAIS





Perdas de carga em tubos de FIBROCIMENTO.

Fig. 16

Para tubos novos as perdas de carga serão multiplicadas por 0,7

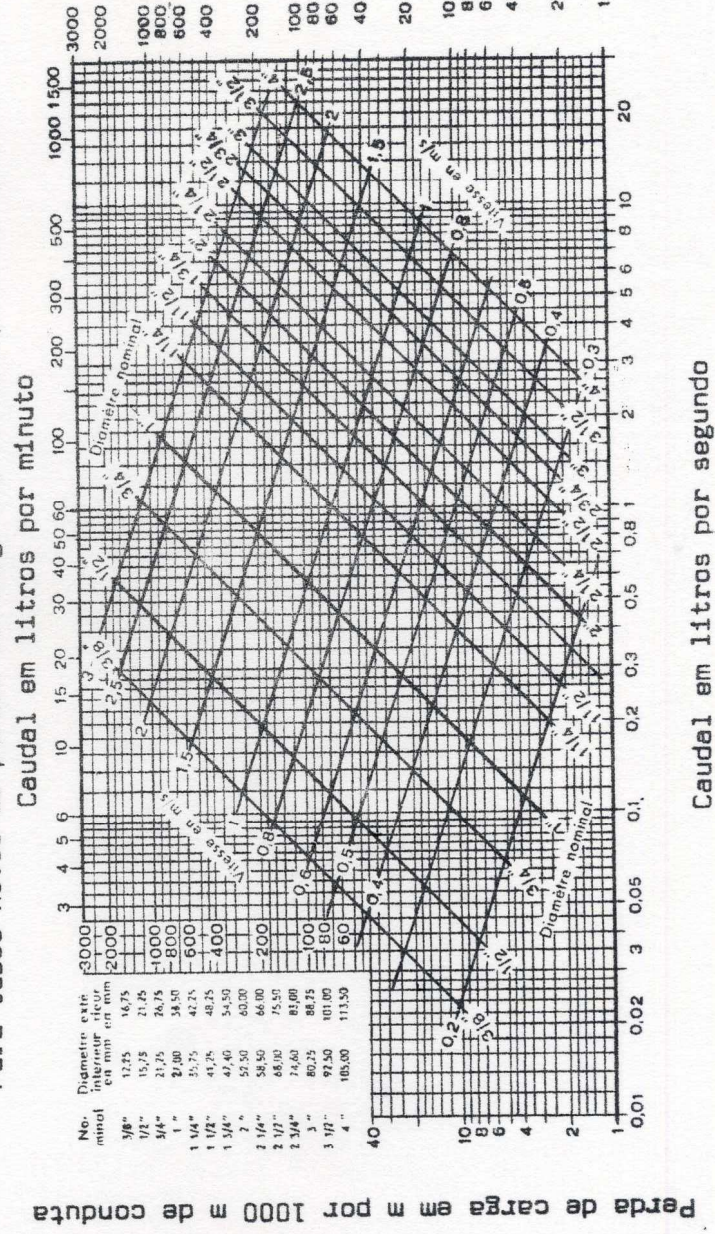


Fig. 17 - Perdas de carga em tubos para gás usados



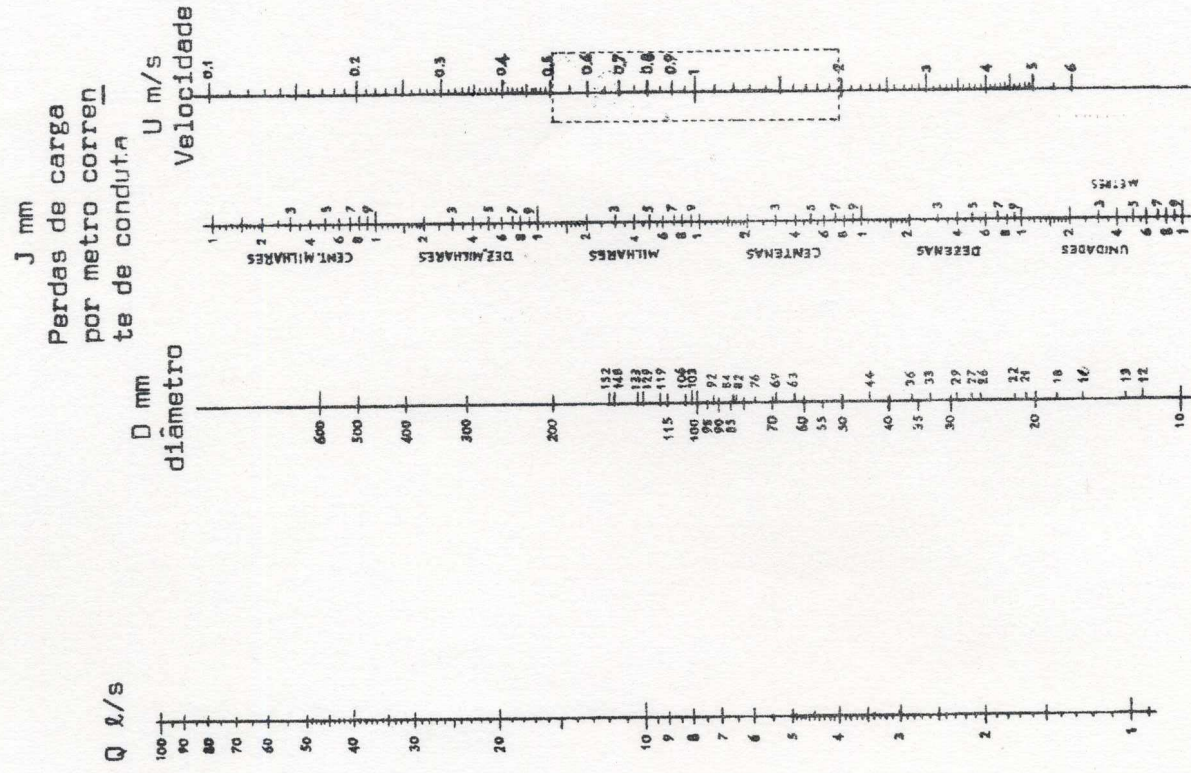


Fig. 18 - Abaco de pontos alinhados para determinação de perdas de carga em tubos de matéria plástica - (segundo TISON).



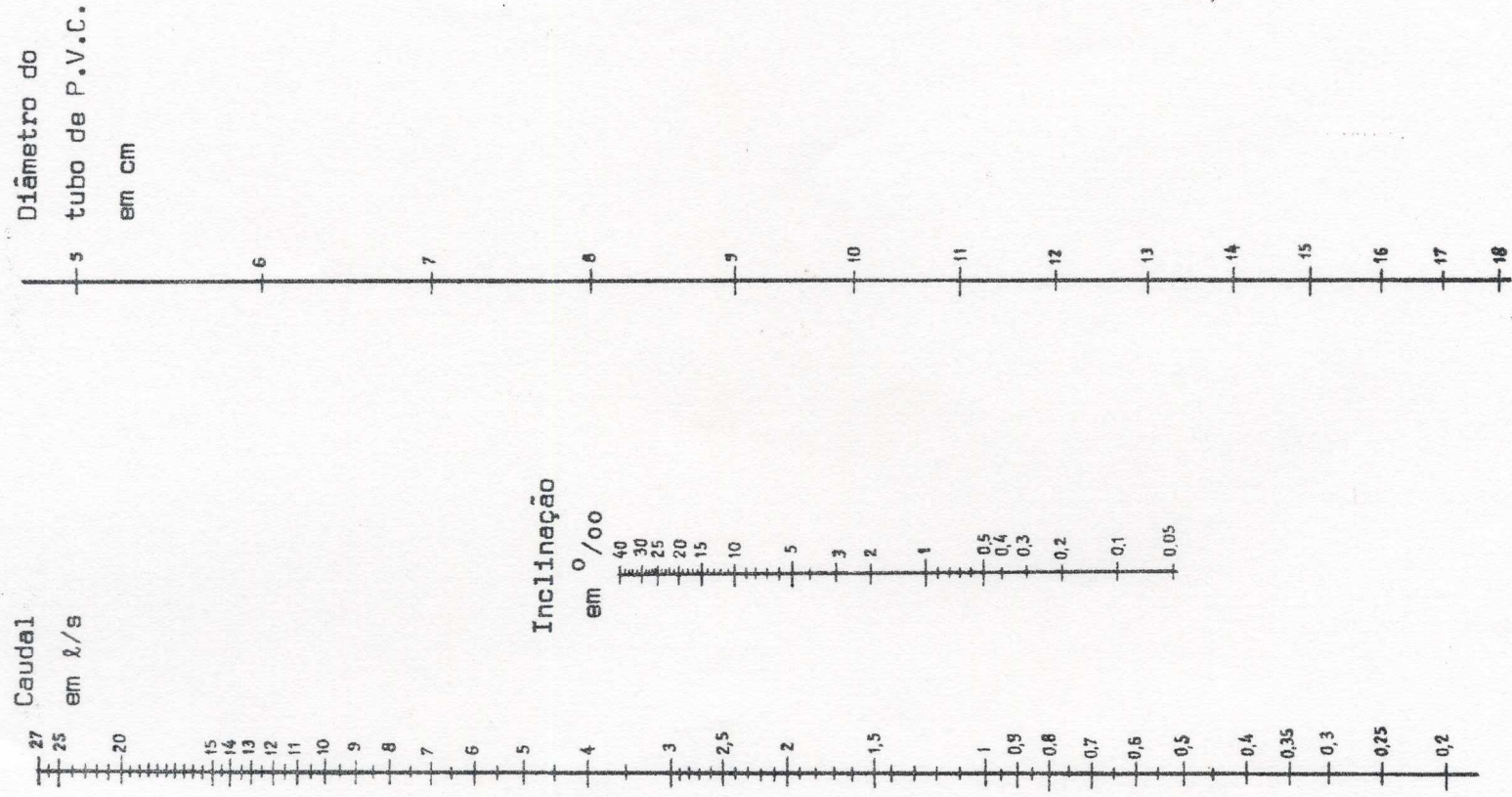


Fig. 19 - Abaco de pontos alinhados para cálculo de tubos em plástico P.V.C.



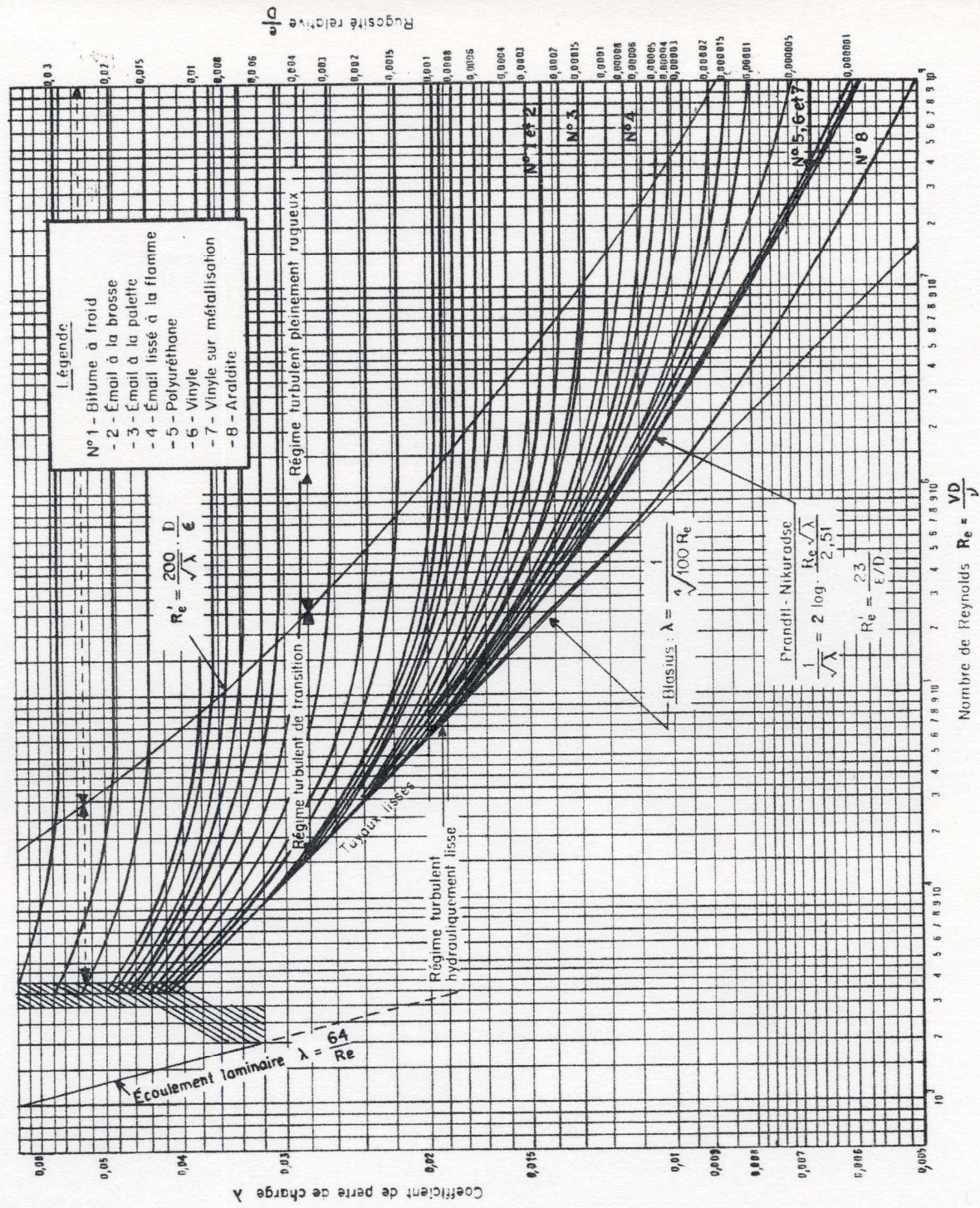


Fig. 20 - Abaco comparativo de perdas de carga para oito revestimentos.



## EXEMPLO

O exemplo que se segue mostra uma aplicação prática das indicações e diagramas anteriores.

- A irrigação duma região exige 40 l/s de água, que pode ser captada num riacho vizinho. A instalação projectada está representada esquematicamente na Fig. 21

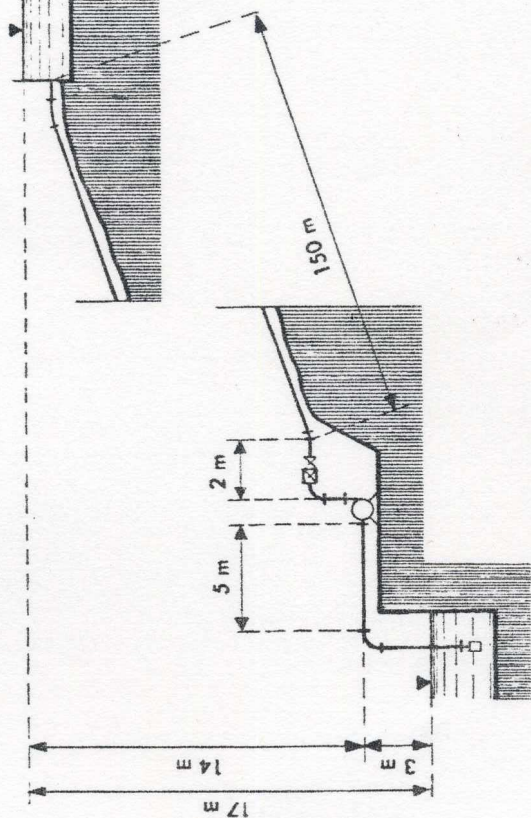


Fig. 21 - Esquema da instalação.

A água tem uma temperatura média de  $15^{\circ}\text{C}$  e um peso específico de  $\gamma = 1 \text{ kg/dm}^3$ . A instalação de bombagem encontra-se à altitude de 700 m acima do nível do mar.

Pede-se a altura manométrica e o tipo de bomba a escolher se se admitir um comando directo, por motor trifásico a 50 ciclos por segundo.

Resolução:

1 - Diâmetro interior das condutas

do âbaco da Fig. 4, para um caudal de 40 l/s, escolhemos:

para a aspiração - 175 mm d.i. - velocidade da água 1,65 m/s

para a elevatória - também 175 d.i. dado o comprimento relativamente grande da conduta

velocidade da água (âbaco da Fig. 14) - 1,65 m/s

2 - Cálculo das perdas de carga - expressas em m de água.

a) Perdas de carga  $H_{sw}$  na conduta de aspiração

1 chupadouro com válvula de pé (Fig. 12) ..... 0,47 m



1 curva de 90° (Fig. 11) ..... 0,08 m  
 cerca de 8 m de conduta (Fig. 10) (em 1000 - 25 m) ..... 0,20 m  
 $\Sigma H_{sw} = 0,75 \text{ m}$

b) Perdas de carga na conduta elevatória

1 curva de 90° (Fig. 11) ..... 0,08 m  
 1 válvula de retenção (Fig. 13) ..... 0,23 m  
 cerca de 160 m de conduta (Fig. 10) ..... 3,40 m  
 energia cinética à saída  $\frac{V^2}{2g}$  ..... 0,14 m  
 $\Sigma H_{dw} = 3,85 \text{ m}$

$$\Sigma H_{sw} + \Sigma H_{dw} = 4,60 \text{ m}$$

Suplemento de aproximadamente 10% para aumento de segurança . 0,40 m

Somatório de todas as perdas de carga

$$H_w = 4,60 + 0,40 = 5,00 \text{ m}$$

No exemplo escolhido a altura estática é igual à altura geométrica

$$H_{est} = H_{geométrica} = 14 + 3 = 17 \text{ m}$$

3 - Altura manométrica

$$H_{mano} = H_{est} + H_w$$

$H_{estática}$  ..... 17 m  
 $\Sigma$  perdas de carga ..... 5 m  
 $H_{mano}$  ..... 22 m

Com auxílio da Fig. 22 vemos que a altura assim determinada e o caudal imposto correspondem às condições da bomba SULZER de baixa pressão nº 16 1/2 - 12 1/2 30° de 2900 rotações/minuto. Ela pode fornecer para uma altura de 22 m um caudal um pouco superior ao fixado (45 l/s).

Com um rendimento da bomba de  $\eta = 77\%$  calculamos a potência absorvível

da

$$N = \gamma \frac{Q \cdot H_{mano}}{75 \eta}$$

$$= 1 \cdot \frac{40 \times 22}{75 \times 0,77} = 15,3 \text{ CV}$$

Para fazer face a uma sobrecarga eventual, determinamos a potência do motor reservando uma margem de 20%

Teremos  $N_M = 18 \text{ CV}$



Convém ainda controlar a altura de aspiração cujo valor manométrico é igual a

$$H_{s_{\text{geo}}} \dots\dots\dots = 3,0 \text{ m}$$

$$H_{s_w} \dots\dots\dots = 0,75 \text{ m}$$

$$\frac{V^2}{2g} \dots\dots\dots = \underline{0,54 \text{ m}} \quad (*)$$

$$H_{s_{\text{mano}}} \dots\dots\dots = 4,29 \text{ m}$$

O diagrama geral da bomba limita a altura de aspiração manométrica a 4,5 m para uma altitude de 500 m. Como a bomba está situada à altitude de 700 m este limite sofre uma redução de 0,2 m (Fig. 7) e torna-se igual a 4,3 m não sendo então ultrapassado, pois o cálculo precedente conduziu a 4,29 m.

A altura de aspiração geométrica de 3 m é portanto admissível.

(\*)- a calcular para a tubagem de aspiração da bomba de 125 mm de diâmetro.

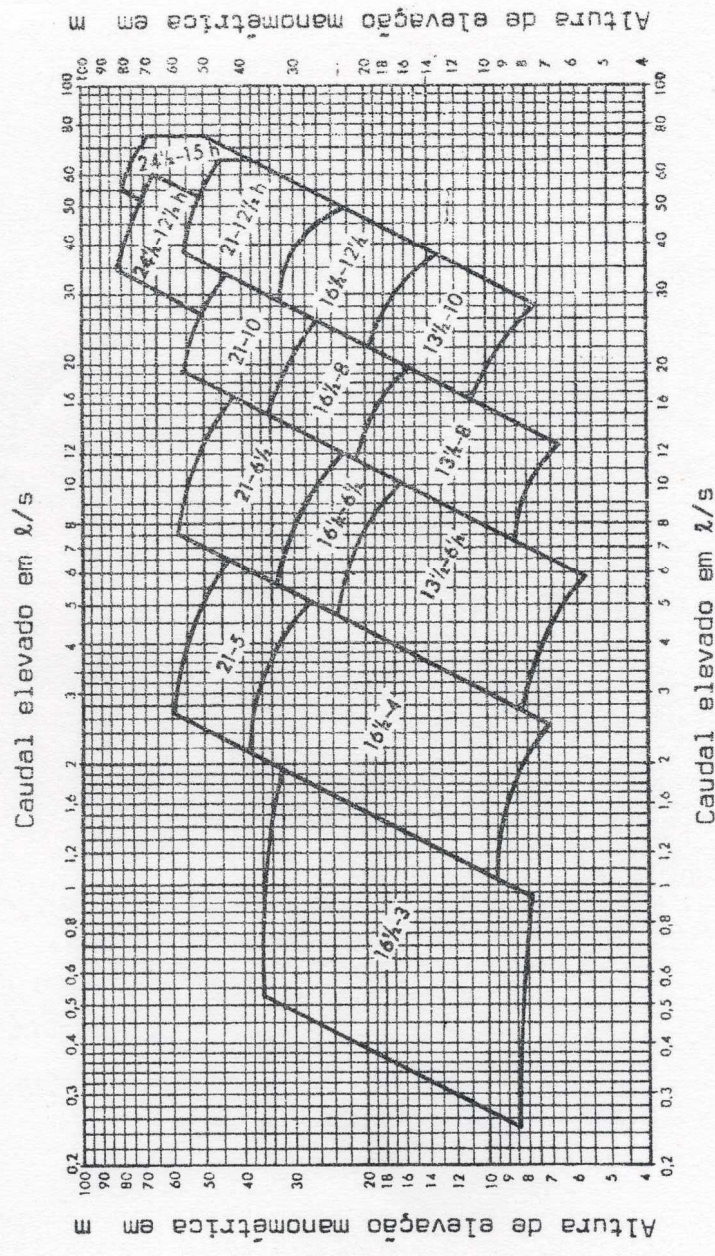


Fig. 22 - Exemplo de um domínio de elevação completamente servido por algumas grandezas de bombas. Aplicações das bombas centrífugas SULZER a baixa pressão, à velocidade de 2900 r.p.m.

Os números nos campos no diagrama designam as grandezas das bombas correspondentes.



### B - ÁGUA EM PRESSÃO COM RESERVATÓRIO DE AR COMPRIMIDO

Um acumulador de água sob pressão, pode ser constituído por um reservatório de ar no qual o volume útil disponível é determinado pelas pressões de arranque e de paragem. Será tanto maior, quanto mais importante for a diferença destas duas pressões, e quanto mais baixo for o nível de água correspondente à pressão de arranque. Para manter a almofada de ar comprimido é preciso introduzir no reservatório, de vez em quando uma certa quantidade de ar, por meio dum compressor, dum injector, etc. A água absorve sempre, pouco a pouco, uma parcela de ar comprimido que é preciso regularmente substituir. Ao mesmo tempo, a pré-compressão do ar permite aproveitar melhor o volume do reservatório.

O diagrama da Fig. 23 permite determinar o volume útil dum reservatório deste tipo, dadas as pressões de arranque e paragem e a compressão preliminar.

O volume útil que convem dar ao reservatório de ar dum distribuidor automático de água em pressão, determina-se sabendo o caudal da bomba e a frequência admissível para o funcionamento dos aparelhos eléctricos. Em regra a bomba deve poder fazer face ao consumo máximo.

O volume útil do reservatório de ar comprimido é dado pela expressão

$$V = 1200 \quad \text{a} \quad 1500 \frac{Q}{Z} \quad (9)$$

onde  $V$  = volume útil em litros

$Q$  = caudal da bomba em litros/segundo

$Z$  = número máximo de ligações ou disparos por hora ou seja, para os motores a corrente trifásica:

$Z = 10$  a  $15$  para motores com indução em curto-circuito e arran-

que directo

$Z = 6$  a  $10$  para motores com indução em curto-circuito e "démarréur" estrela-triângulo

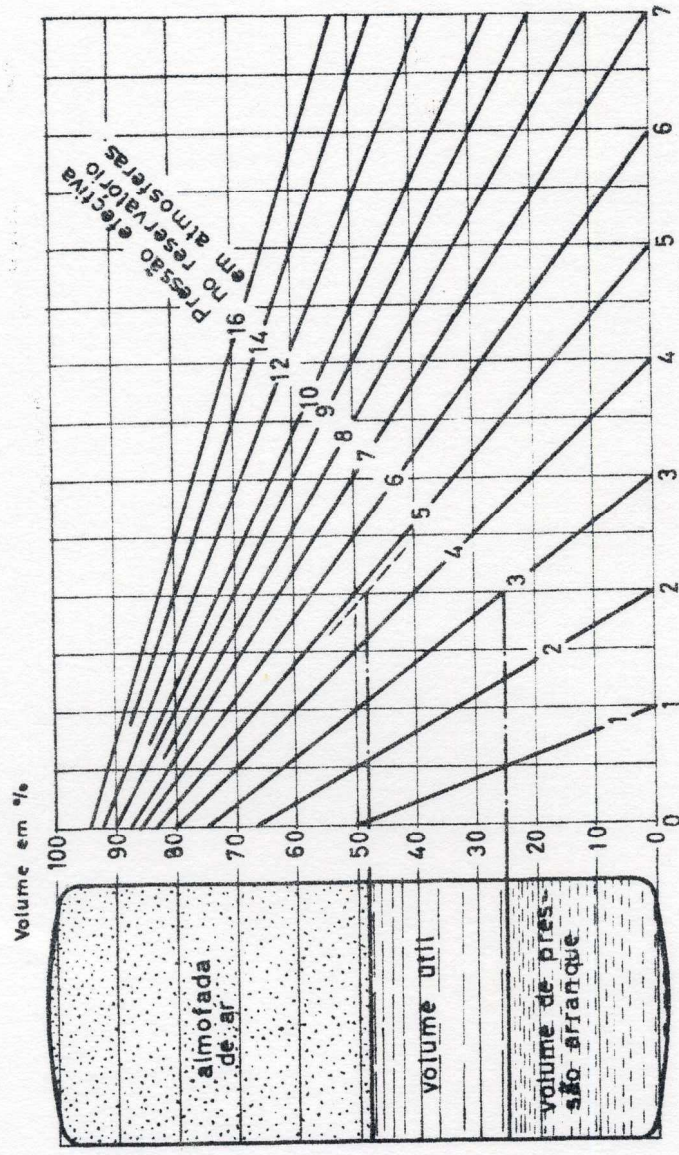
$Z = 6$  a  $10$  para motores com "démarréur" centrífugo.

#### EXEMPLO

Para assegurar a distribuição de água dum pequena habitação rural, queremos instalar um distribuidor automático de água sob-pressão, com reservatório de ar comprimido.

O consumo máximo é de 50 l/min ou de 0,833 l/s e a pressão no reservá-





Pré-compressão efectiva em atmosferas

Fig. 23 - Volume útil do reservatório de ar comprimido.

tório de ar comprimido não deve ser inferior a  $3 \text{ kg/cm}^2$ .

Nota: A bomba que satisfaz melhor a estas condições é a bomba SULZER tipo HCP de 3 andares nº 11-4 debitando uma média de  $1 \text{ l/s}$  e para a qual podemos admitir uma pressão de paragem de  $4,8 \text{ kg/cm}^2$ . A instalação está munida com um injector de ar que permite realizar uma compressão prévia de  $2 \text{ kg/cm}^2$ . A bomba é accionada por um motor com indução em curto-circuito de arranque directo.

Segundo o diagrama da Fig. 23 obtém-se

1 - Para uma pré-compressão de  $2 \text{ kg/cm}^2$

nível de arranque (pressão  $3 \text{ kg/cm}^2$ ) ..... 25%  
 nível de paragem (pressão  $4,8 \text{ kg/cm}^2$ ) ..... 48%  
 Volume útil =  $48 - 25 = \dots\dots\dots 23\%$

O volume útil V em litros é de

$$V = 1200 \text{ a } 1500 \frac{Q}{2}$$

$$= 1200 \text{ a } 1500 \frac{1}{15} = 80 \text{ a } 100 \text{ litros ou seja em números redondos } 90 \text{ litros.}$$



O volume total do reservatório é:

$$V_K = V \frac{100 \%}{\text{volume útil} \%} = 90 \cdot \frac{100}{23} = 390 \text{ litros}$$

Para estas condições um grupo de bombagem doméstica existente no comércio com um reservatório de 400 l seria suficiente.

2 - Sem pré-compressão, para a mesma pressão de arranque e de paragem, o volume útil seria igual a 8% somente, isto é, para obter uma distribuição de água satisfatória seria necessário um reservatório de volume total

$$V_K = 90 \cdot \frac{100}{8} = 1\,130 \text{ litros} .$$



### C - EVACUAÇÃO DO AR DUM SIFÃO OU DUMA CONDUTA DE ASPIRAÇÃO

Para evacuar o ar de sifões, de condutas de aspiração, de câmaras de turbinas, etc., estão a utilizar-se cada vez mais, bombas de ar de anel líquido.

Para as bombas SULZER, tipo SLP, a quantidade de ar a evacuar num determinado tempo determina-se pela relação

$$Q = \frac{S}{t} [L + H - K (H_o - L)] \quad (10)$$

Q = quantidade média de ar aspirado em m<sup>3</sup>/min

$S = \frac{\pi d^2}{4}$  = secção da conduta em m<sup>2</sup>

t = tempo de evacuação desejado em minutos

L = comprimento total da conduta em metros

H = altura estática em m

$H_o$  = pressão barométrica em m de água

K = coeficiente indicado na Fig. 25

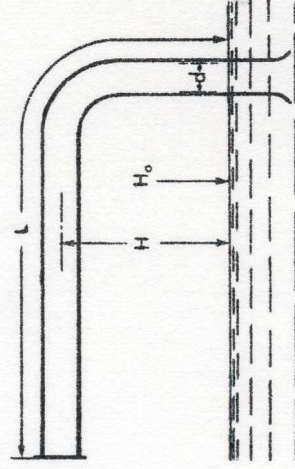


Fig. 24 - Conduta de aspiração.

#### EXEMPLO

d = 300 mm

S = 0,071 m<sup>2</sup>

t = 5 min

L = 15 m

H = 3 m

$H_o$  = 10 m

Para H = 3

$H_o$  = 10

obtemos no diagrama da Fig. 25 K = 0,36

$$Q = \frac{0,071}{5} [15 + 3 - 0,36 (10 - 15)] =$$

$$= \frac{0,071}{5} (15 + 3 + 1,8) =$$

$$= 0,281 \text{ m}^3/\text{minuto}$$

NOTA: Se for ainda necessário evacuar o ar duma bomba acoplada à conduta, podemos com suficiente aproximação considerar o volume de ar correspondente a um troço de conduta equivalente.



## EXEMPLO

Conduta idêntica à do exemplo precedente, com uma bomba contendo  $0,2 \text{ m}^3$  de ar,

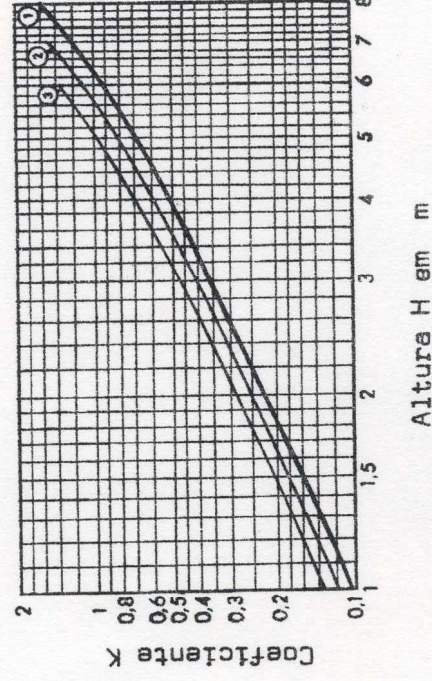
$$\text{temos: } \frac{0,2}{S} = \frac{0,2}{0,071} = \sim 2,8 \text{ m}$$

quer dizer que o volume de  $0,2 \text{ m}^3$  de ar corresponde ao de uma conduta de 300 mm com o comprimento de 2,8 m.

Obtemos então

$$L' = L + 2,8 = 15 + 2,8 = 17,8 \text{ m}$$

$$\begin{aligned} Q' &= \frac{0,071}{5} [ 17,8 + 3 - 0,36 (10 - 17,8) ] = \\ &= \frac{0,071}{5} (17,8 + 3 + 2,8) = \\ &= 0,335 \text{ m}^3/\text{minuto} \end{aligned}$$



Altura H em m

Fig. 25 - Coeficiente K, em função da altura H

- 1 -  $H_0 = 10 \text{ m}$ , altura correspondente a uma pressão barométrica de 736 mm de Hg (260 m acima do nível do mar)
- 2 -  $H_0 = 9 \text{ m}$ , altura correspondente a uma pressão barométrica de 662 mm de Hg (1140 m acima do nível do mar)
- 3 -  $H_0 = 8 \text{ m}$ , altura correspondente a uma pressão barométrica de 588 mm de Hg (2140 m acima do nível do mar)



## O CHOQUE HIDRÁULICO EM CONDUTAS DE BOMBAGEM

### 1 - INTRODUÇÃO

O estudo do problema do choque hidráulico nas condutas de instalações de bombagem, é mais delicado que o estudo de idêntico fenómeno referente a explorações de turbinagem. Basta referir que, no primeiro caso, o fenómeno no pode ser provocado por um acontecimento imprevisto, como a paragem do funcionamento da bomba devido a um corte no fornecimento de energia ao motor eléctrico (por exemplo, causado pela queda de um raio na rede de abastecimento energético).

O arranque de uma bomba, comunica a uma certa massa de água em repouso uma velocidade média  $V_0$ . Esta velocidade só é atingida após um regime transitório de oscilação (choque hidráulico) análogo ao caso de uma paragem repentina da bomba, mas conduzindo a variações de pressão de sinal contrário. Todavia, tanto uma aceleração rápida da bomba com a válvula aberta, como a abertura brusca da válvula com a bomba já em funcionamento, conduzem a variações de pressão inferiores ao caso de corte de energia fornecida à bomba. Em geral, limita-se o estudo a esta última hipótese de ocorrência de fenómenos de choque hidráulico.

Seja então uma conduta elevatória em que se escoia um caudal  $Q_0$  com uma velocidade média  $V_0$ . No fenómeno transitório que se sucede ao corte do fornecimento de energia ao motor da bomba, podem-se esquematicamente evidenciar três intervalos, tal como mostra a Fig. 26.

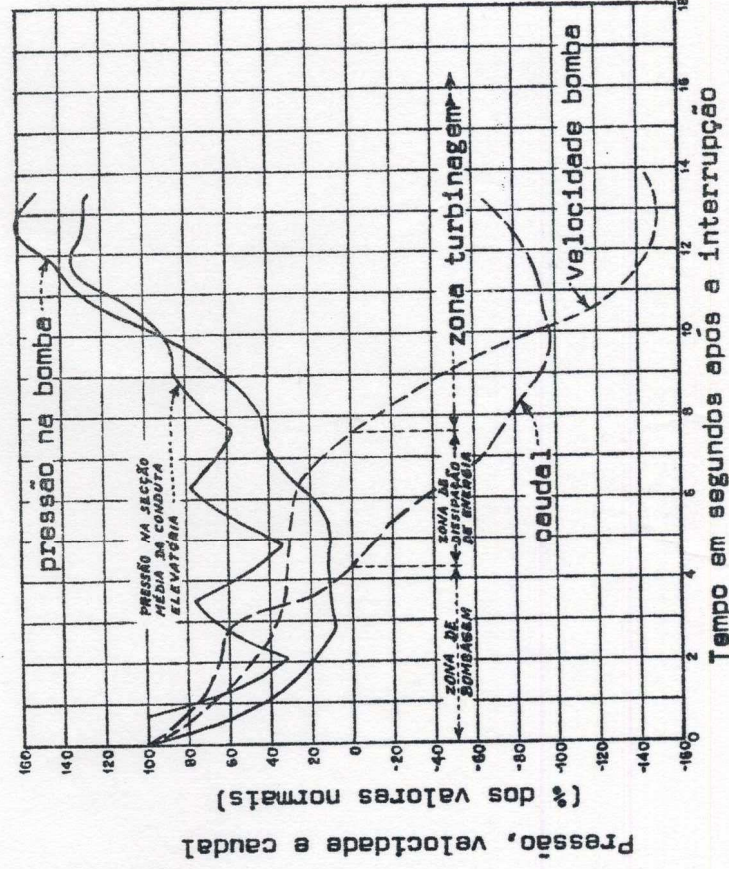


Fig. 26 - Fenómenos transitórios após o corte de energia alimentadora da bomba.



O intervalo de bombagem é delimitado pelo instante  $t = 0$  (em que ocorreu o corte) e pelo instante em que o caudal se anula. A velocidade da bomba neste intervalo, vai sucessivamente diminuindo, mas ainda é suficiente para elevar um certo caudal que rapidamente decresce e se anula.

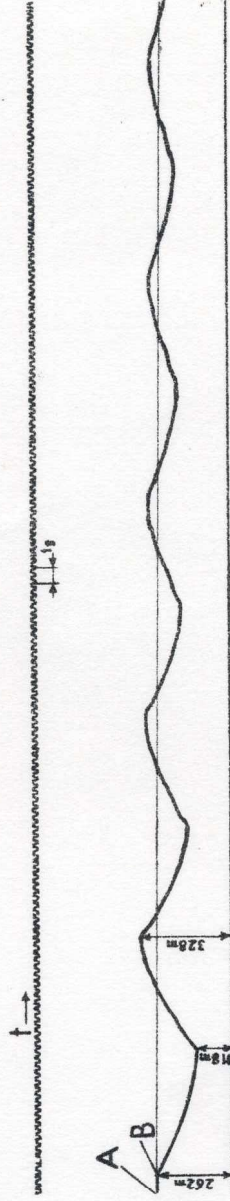
Como resultado desta variação de caudal, forma-se uma onda de depressão que se propaga ao longo da conduta em direcção ao reservatório. Quando atinge este, no fim do tempo  $L/a$ , a onda de depressão reflecte-se e forma-se uma onda elástica que tende a restabelecer a pressão inicial.

No intervalo de dissipação de energia, conquanto a bomba continue a rodar no sentido primitivo, o líquido já não é bombado e descera se não houver uma válvula de controlo na bomba.

A velocidade da bomba decresce e quando se anula, entramos na zona de turbinagem em que a bomba funciona como turbina.

A onda elástica reflectida, há pouco referida, propaga-se na conduta, em direcção à bomba e ao atingir esta, reflecte-se propagando-se em direcção ao reservatório.

O fenómeno repete-se, havendo oscilações sucessivas em torno da pressão estática. As sobrepressões e depressões são amortecidas pelas perdas de carga nas condutas e ao fim de um certo intervalo de tempo estabelece-se o repouso (Fig. 27)



B corresponde ao instante em que a bomba foi desligada

Fig. 27 - Registro de pressões

Um estudo aprofundado e exacto do problema do choque hidráulico nem sempre é necessário, pelo que em muitos casos se faz apenas um cálculo aproximado das variações de pressão e adoptam-se medidas adequadas para atenuar os efeitos deste fenómeno, como adiante se verá.

## 2 - ELEMENTOS BASE

Na análise dos fenómenos transitórios em questão, além das característi



cas correntes relativas à instalação de bombagem, é necessário dispor de elementos referentes a:

- inércia da bomba e do motor
- curvas características da bomba
- equações do choque hidráulico.

### 2.1. - EQUAÇÃO DE INÉRCIA

Esta equação define a relação entre a velocidade  $N$  de rotação da bomba e o binário motor  $M$ , num dado instante.

$$M = - I \frac{dw}{dt} = - \frac{P R^2}{g} \frac{dw}{dt}$$

$I$  - momento cinético relativo à massa rotativa  $P/g$

$w$  - velocidade angular

Num intervalo  $\Delta t = t_2 - t_1$  podemos aproximadamente escrever:

$$\frac{M_1 + M_2}{2} = - \frac{P R^2}{g} \frac{w_2 - w_1}{\Delta t}$$

como  $w = \frac{2 \pi N}{60}$   $N$  - número de rotações por minuto

$$\text{vem } \frac{M_1 + M_2}{2} = \frac{2 \pi P R^2}{60 g} \frac{N_1 - N_2}{\Delta t}$$

Designando por  $\alpha$  e  $\beta$  respectivamente as relações entre os valores de  $N$  e  $M$  e os valores de regime ( $\alpha = N/N_R$  e  $\beta = M/M_R$ )

$$\text{será } \alpha_1 - \alpha_2 = \frac{60 g M_R}{4 \pi P R^2 N_R} (\beta_1 + \beta_2) \Delta t$$

$$\text{Como } M_R = \frac{60 \pi_o H_R Q_R}{2 \pi N_R \eta_R}$$

$\pi_o$  - peso específico da água  
 $\pi = 3,14157 \dots$

$$\alpha_1 - \alpha_2 = K_1 (\beta_1 + \beta_2) \Delta t$$

$$\begin{aligned} \text{sendo } K_1 &= \frac{450 g \pi_o H_R Q_R}{\pi^2 P R^2 \eta_R N_R^2} = \\ &= \frac{441 \times 10^3 \times H_R Q_R}{P R^2 \eta_R N_R^2} \end{aligned}$$



## 2.2. - CURVAS CARACTERÍSTICAS DA BOMBA

As casas construtoras, com base em ensaios, fornecem curvas que relacionam as pressões, a potência e o rendimento com o caudal ou com a velocidade. A Fig. 28 mostra um aspecto típico dessas curvas

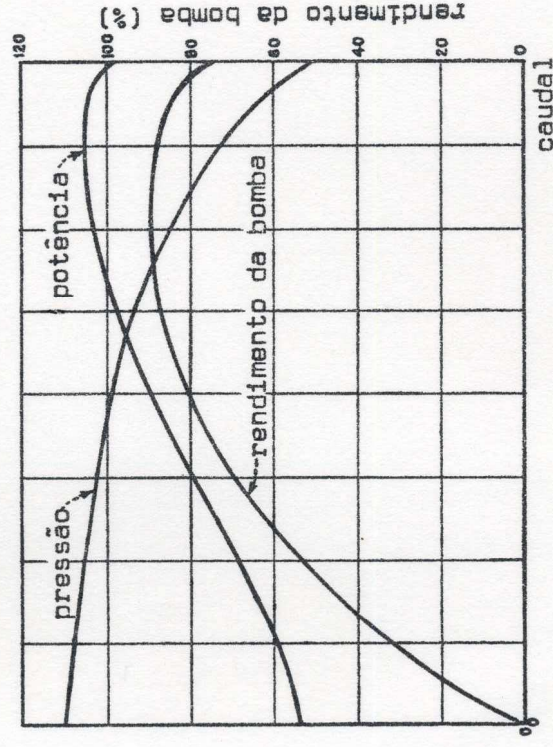


Fig. 28 - Curvas características.

A partir destas curvas e entrando com as relações de proporcionalidade de  $Q \propto N$ ;  $Q \propto \sqrt{H}$ ;  $H \propto N^2$ ;  $M \propto N^2$ ; (para uma dada bomba), podem-se obter famílias de linhas  $\alpha$  e  $\beta$  referenciadas a um sistema de eixos

$$h = \frac{H}{H_R} \quad \text{e} \quad v = \frac{V}{V_R}.$$

Interessa que estes diagramas característicos se refiram não só à zona de bombagem, mas também às zonas de dissipação de energia e de turbina-gem, já que os fenômenos essenciais se desenrolam principalmente nestes dois domínios de funcionamento, distintos do regime normal do serviço da bomba.

Apresenta-se na Fig. 29 um diagrama completo, relativo às características de uma bomba centrífuga, traçado com base em pesquisas efectuadas num modelo, pela casa SILLZER.



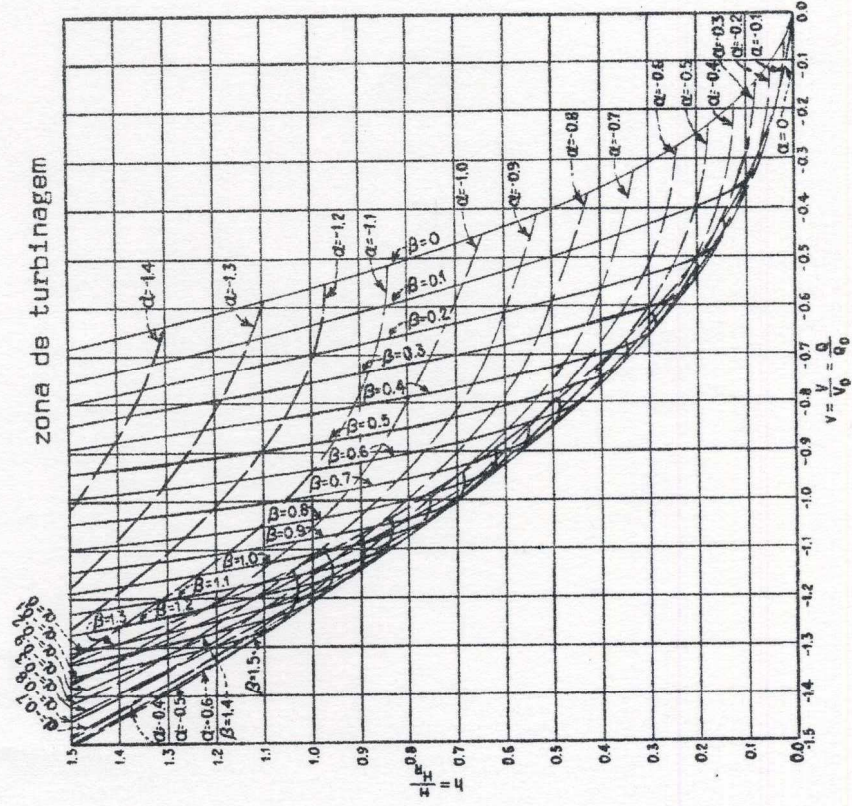
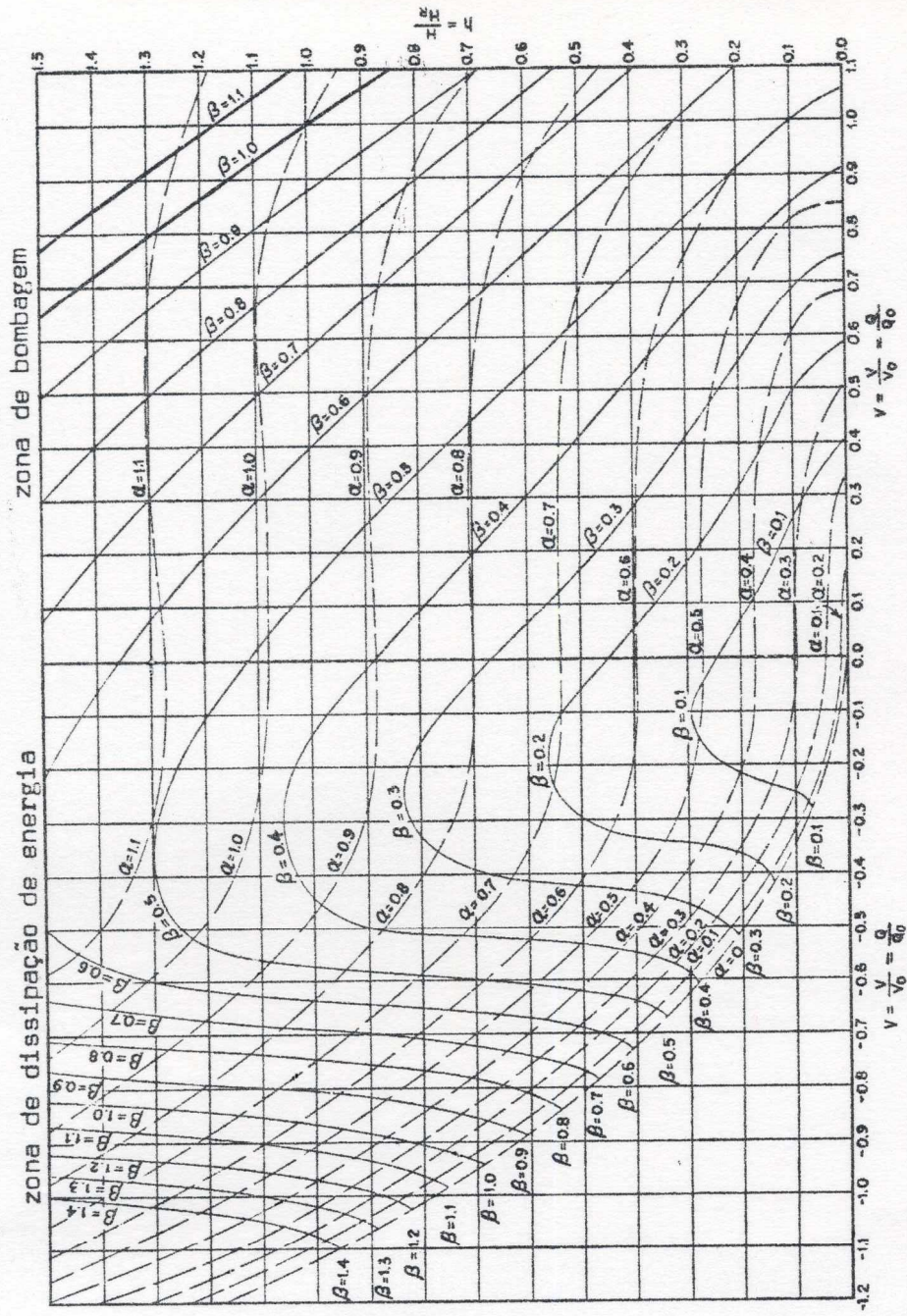


Fig. 29 - Curvas características de uma bomba centrífuga, nas diversas zonas de funcionamento.



### 2.3. - EQUAÇÕES DO CHOQUE HIDRÁULICO

As equações fundamentais do choque hidráulico estabelecidas por ALLIEVI, permitem determinar numa secção de um troço uniforme da conduta, a relação entre  $H$  e  $V$ , em termos de uma relação idêntica conhecida noutra secção.

São representáveis graficamente por um sistema de rectas características de coeficiente angular  $\pm 2\rho$ , com  $\rho = \frac{a}{2g}$ . No caso de se utilizar novo sistema

$$h = \frac{H}{H_R} \quad \text{e} \quad v = \frac{V}{V_R} \quad \text{adimensional, será} \quad \rho = \frac{a}{2g} \cdot \frac{V_R}{H_R}.$$

A grandeza  $a$  é a velocidade de propagação da onda elástica e depende da natureza do líquido (massa específica e módulo de elasticidade) e da natureza da conduta (diâmetro  $D$ , espessura  $s$  e módulo de elasticidade  $E$ ). Essa celeridade, expressa em m/s, pode ser obtida da expressão

$$a = \frac{9900}{\sqrt{48 + \phi \cdot \frac{D}{s}}}$$

sendo  $\phi$  um coeficiente que traduz a elasticidade da parede

|          |     |               |
|----------|-----|---------------|
| $\phi =$ | 0,5 | aço           |
|          | 1,0 | ferro fundido |
|          | 5,0 | betão         |

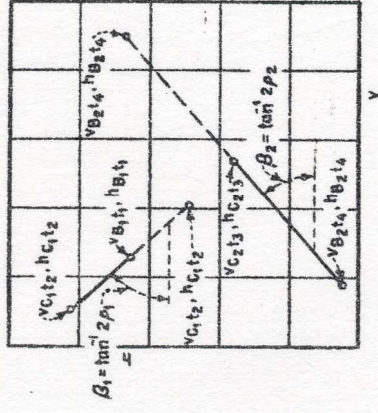
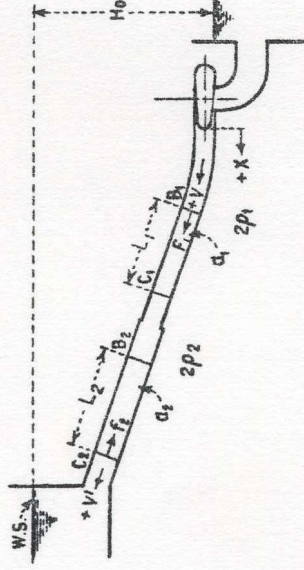


Fig. 30

$$h_{B1t1} - h_{C1t2} = -2\rho_1 (v_{B1t1} - v_{C1t2})$$

$$h_{C2t2} - h_{B2t4} = +2\rho_2 (v_{C2t2} - v_{B2t4})$$

Só recorrendo também à equação de inércia da bomba e utilizando o diagrama das curvas características da mesma, é que é possível determinar  $H$  e  $V$  explicitamente.



### 3 - ESTUDO GRÁFICO DO CHOQUE HIDRÁULICO MÉTODO DE SCHNYDER-BERGERON

A avaliação algébrica das pressões máximas verificadas na conduta, só é fácil no caso de uma manobra instantânea. Assim, no caso de uma interrupção instantânea do funcionamento dos motores, a depressão máxima, não havendo dispositivos convenientes que a atenuem, seria  $\Delta H = -\frac{a}{g} V_R$  (sendo  $V_R$  a velocidade de regime).

A sobrepressão máxima é da mesma ordem de grandeza.

Ora na realidade, as manobras nunca são instantâneas. A inércia das peças rotativas impede uma paragem instantânea da bomba.

Por vezes, como veremos, utilizam-se volantes acoplados ao motor, para aumentar a inércia do sistema.

É então soberano o método gráfico, se se pretende um estudo cuidadoso do fenómeno.

Para ilustrar uma aplicação simples deste método, apresenta-se um exemplo e tecem-se algumas considerações.

NOTA - Pressupõe-se o conhecimento do método gráfico, aplicado ao caso de condutas de instalações de turbinagem, o que facilitará a compreensão do problema exposto.

#### 3.1. - EXEMPLO

Seja a instalação de bombagem, cujo perfil está esquematizado na figura, com as seguintes características

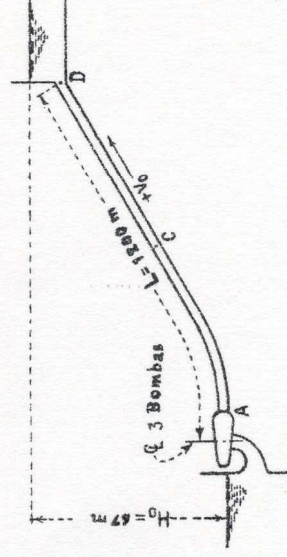


Fig. 31

$$L = 1200 \text{ m}$$

$$\text{Diâmetro } D = 32 \text{ in} \approx 81 \text{ cm}$$

$$\text{Espessura } e = 3/16 \text{ in} \approx 0,48 \text{ cm}$$

$$\text{Celeridade } a \approx 850 \text{ m/s}$$

$$V_0 = V_R = 1,76 \text{ m s}^{-1}$$

$$Q_0 = Q_R = 0,95 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$$

$$H_0 = H_R = 67 \text{ m}$$



Potência total instalada -  $3 \times 400 \text{ h.p.}$

$P R^2$  das partes rotativas -  $16,2 \text{ kgf m}^2/\text{bomba e motor}$

Velocidade da bomba -  $N_R = 1760 \text{ r.p.m.}$

Rendimento -  $\eta_R = 84,7\%$

Curvas características das bombas + são as representadas na Fig. 29 .

Das características expostas podemos deduzir:

$$2 \rho = \frac{a}{g} \frac{V_R}{H_R} = 2,3$$

$$K_1 = \frac{441 \times 10^3 \times H_R \times Q_R}{P R^2 \eta_R^2} = \frac{441 \times 10^3 \times 67 \times 0,95}{3 \times 16,2 \times 0,847 \times 1760^2} = 0,224 \text{ s}^{-1}$$

considerando um intervalo de tempo  $\Delta t = \frac{L}{4 a} = 0,35 \text{ s}$

será  $\alpha_1 - \alpha_2 = K_1 \Delta t (\beta_1 + \beta_2) = 0,078 (\beta_1 + \beta_2)$

Numa primeira resolução gráfica do problema, não se entrará em conta com as perdas de carga por atrito.

A Fig. 32 apresenta a solução que satisfaz simultaneamente às equações de inércia e do choque hidráulico, no caso de uma interrupção de funcionamento de energia eléctrica aos motores das bombas.

Como é evidente, a  $A_0$  correspondem as coordenadas  $h = 1, v = 1$ .

Localização de  $A_{L/4a}$

Este ponto, encontra-se situado na recta de inclinação  $+ 2\rho = 2,3$ . A sua localização nessa recta foi feita por tentativas:

1a. tentativa

$$\text{supondo } \left| \begin{array}{l} h = 0,9 \\ v = 0,95 \end{array} \right| \text{ obtem-se das curvas características } \left| \begin{array}{l} \beta = 0,9 \\ \alpha_1 = 0,95 \end{array} \right|$$

mas pela equação de inércia  $1 - \alpha_2 = 0,078 (1 + 0,9)$

$$\alpha_2 = 0,8518 \neq \alpha_1$$

2a. tentativa

$$\text{supondo } \left| \begin{array}{l} h = 0,75 \\ v = 0,9 \end{array} \right| \text{ será } \left| \begin{array}{l} \beta = 0,76 \\ \alpha_1 = 0,86 \end{array} \right|$$

da equação de inércia  $1 - \alpha_2 = 0,078 (1 + 0,76)$

$$\text{o que dá } \alpha_1 = \alpha_2$$

Os outros pontos  $A_i$  são localizados de uma maneira idêntica.



### Localização de $A_{gL/4a}$

supondo  $h \approx 0,12$  das curvas características  $\left| \begin{array}{l} \beta = 0,17 \\ \alpha_1 = 0,35 \end{array} \right|$

como para  $A_{2L/a}$  se obtve  $\left| \begin{array}{l} \alpha = 0,383 \\ \beta = 0,250 \end{array} \right|$

da equação de inércia será  $0,383 - \alpha_2 = 0,078$  ( $0,17 + 0,25$ )  
o que dá  $\alpha_2 \approx \alpha_1$

Na tabela seguinte resume-se este método de cálculo para a localização dos pontos  $A_1$

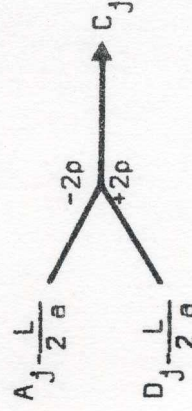
| Localização         | $\beta$ | $\alpha$ | $\alpha_1 - \alpha_2$<br>(1) | $\alpha_1 - \alpha_2$<br>(11) |
|---------------------|---------|----------|------------------------------|-------------------------------|
| $A_0$               | 1.000   | 1.000    | 0                            | 0                             |
| $A_{\frac{L}{40}}$  | 0.760   | 0.863    | 0.137                        | 0.138                         |
| $A_{\frac{L}{20}}$  | 0.610   | 0.755    | 0.108                        | 0.107                         |
| $A_{\frac{3L}{40}}$ | 0.520   | 0.668    | 0.087                        | 0.088                         |
| $A_{\frac{L}{0}}$   | 0.440   | 0.592    | 0.076                        | 0.073                         |
| $A_{\frac{5L}{40}}$ | 0.380   | 0.528    | 0.064                        | 0.064                         |
| $A_{\frac{3L}{20}}$ | 0.325   | 0.472    | 0.056                        | 0.055                         |
| $A_{\frac{7L}{40}}$ | 0.285   | 0.425    | 0.047                        | 0.047                         |
| $A_{\frac{2L}{0}}$  | 0.250   | 0.383    | 0.042                        | 0.042                         |
| $A_{\frac{9L}{40}}$ | 0.170   | 0.350    | 0.033                        | 0.033                         |

Valores obtidos a partir de:

(1) curvas características

(11) equação de inércia

Os pontos  $C_j$  referem-se à secção situada a meio da conduta elevada-  
ria e foram obtidos a partir dos pontos A e D, como se indica:



Analisando a solução gráfica do problema, chegamos aos seguintes valores máximos das depressões e sobrepressões

|                     | secção A                                    | secção C                                    |
|---------------------|---------------------------------------------|---------------------------------------------|
| máxima depressão    | $0,92 H_0 \approx 62 \text{ m H}_2\text{O}$ | $0,69 H_0 \approx 46 \text{ m H}_2\text{O}$ |
| máxima sobrepressão | $0,61 H_0 \approx 41 \text{ m H}_2\text{O}$ | $0,35 H_0 \approx 25 \text{ m H}_2\text{O}$ |



$$V = \frac{V_0}{\phi}$$

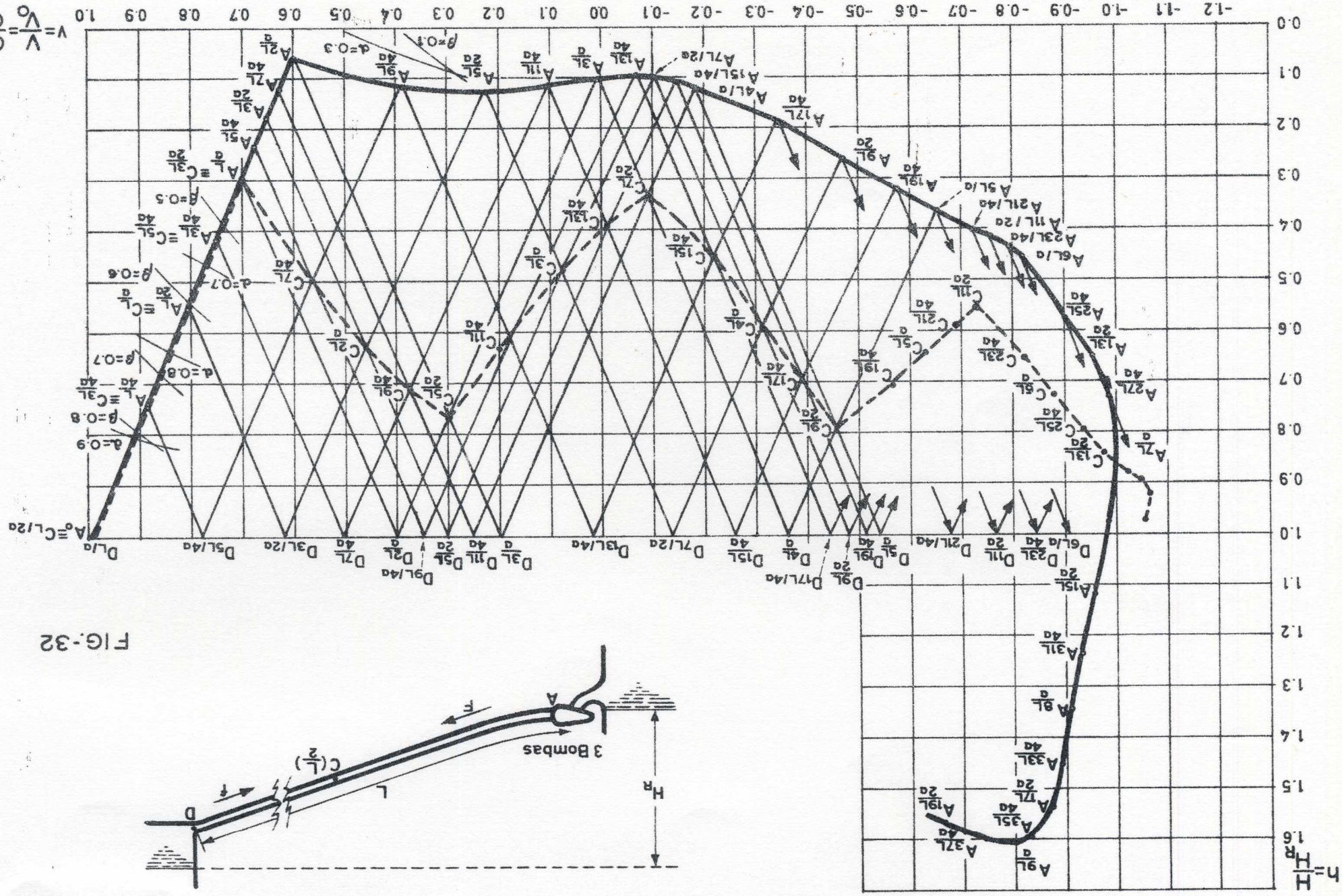
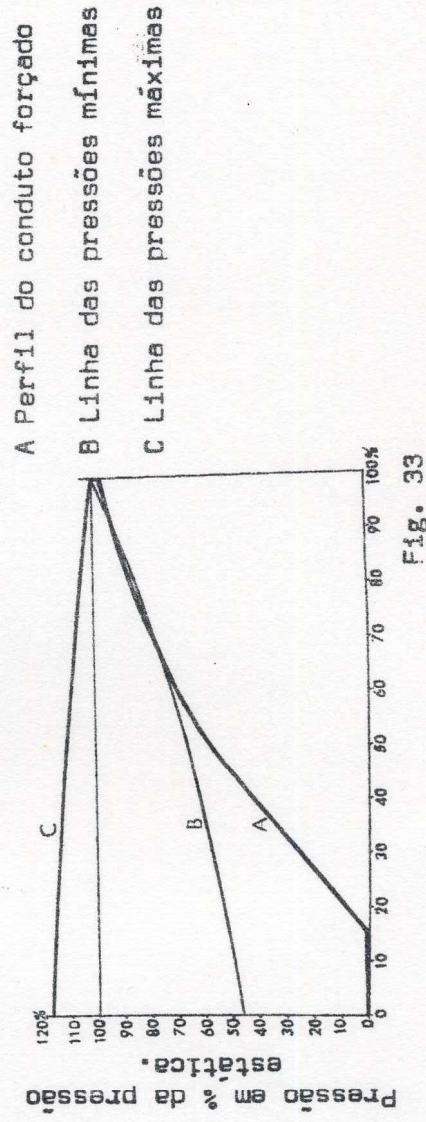


FIG.-32



### 3.2. - LINHAS DE MÁXIMAS E MÍNIMAS PRESSÕES

O método gráfico permite a determinação da variação de pressão em diversos pontos da conduta, consoante a escolha do intervalo do cálculo  $\Delta t$ . Este facto, permite que façamos o traçado, ao longo do perfil da conduta da elevação, das linhas de máximas e mínimas pressões, devidas ao fenómeno transitório que estamos a analisar (Fig. 33)



Quando a pressão mínima, em qualquer ponto ao longo da conduta, atinge a pressão de vapor e se essa pressão persiste durante um período suficiente, dá-se a separação da coluna de líquido. Esta separação da coluna de água por uma zona preenchida com vapor, ocorre por vezes durante a onda inicial de depressão. Quando numa fase posterior se dá a reunificação da coluna, criam-se elevadas pressões, pelo que se deverão prever meios especiais para minimizar a violência do impacto (ver parágrafo 4.).

### 3.3. - COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS OBTIDOS COM VALORES EXPERIMENTAIS

Tem-se verificado uma concordância bastante satisfatória entre os valores obtidos pelo cálculo e os valores experimentais, apesar das diversas hipóteses simplificativas que se fazem na aplicação do método gráfico.

A Fig. 27 mostra o registo das pressões verificadas, após se ter desligado simultaneamente dois grupos de bombas SULZER. O cálculo fazia prever uma diminuição máxima de 51% da pressão estática, tendo-se obtido em ensaio o valor 51,4%.

### 3.4. - ORGANIZAÇÃO DE ÁBACOS

Os ábacos que se apresentam nas Figs. 34 e 35, poderão dar uma ideia



aproximada dos valores do choque hidráulico, no caso de não existirem válvulas de controle. Foram organizados a partir de um grande número de cálculos gráficos, para um dado conjunto de curvas características.

Em relação a um determinado problema, para a utilização destes ábacos é necessário calcular a constante da conduta de elevação  $2p$  e a constante  $K_1 \times \frac{2L}{a}$ .

### 3.5. - VÁLVULAS

#### Válvula de fecho

Consideremos a mesma instalação de bombagem a que se refere o exemplo apresentado em 3.1., mas com uma válvula de fecho (check valve) a montante da bomba (ver Fig. 36). Durante a bombagem, esta válvula mantém-se aberta. Quando porem, após a interrupção da corrente, a água reflui, a válvula fecha-se rapidamente.

Apresenta-se na Fig. 36 o cálculo gráfico referente a este caso.

Como se pode verificar, até ser atingido o caudal nulo, o desenvolvimento da figura é análogo ao da Fig. 32.

Quando o caudal se anula e o líquido começa a refluir, a válvula fecha-se rapidamente.

Verificou-se neste caso uma máxima sobrepressão de  $0,90 H_0$  ao contrário de  $0,61 H_0$  determinado aquando a inexistência da válvula. Mas se o fecho da válvula for retardado (Fig. 37) poderá suceder que essa sobrepressão atinja valores muito superiores (no nosso caso  $2,54 H_0$ ).

#### Válvula de controle

Poderá interessar a existência de uma válvula de controle, que por exemplo, reduza tanto quanto possível a sobrepressão, evitando simultaneamente o refluxo de água na conduta de bombagem. Este refluxo é indesejável, pelo menos em relação às grandes bombas.

Há diversos tipos de válvulas de controle. Para a aplicação do método do gráfico é necessário conhecer a lei do fecho.

Na Fig. 38 exemplifica-se a obtenção da solução gráfica, no caso da existência de uma válvula em borboleta, com a lei do fecho representada, sendo



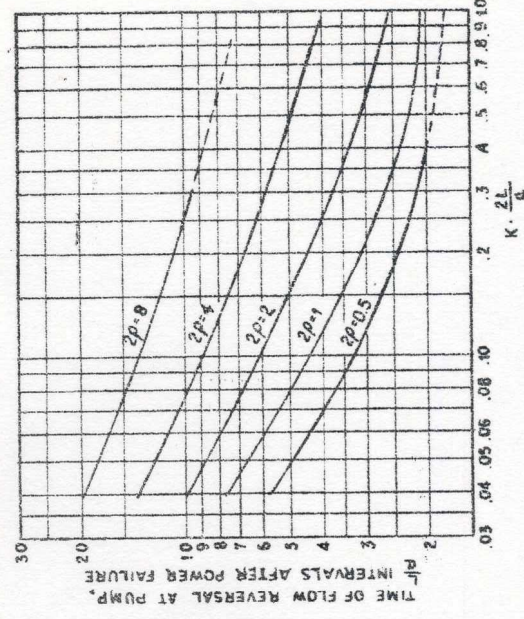
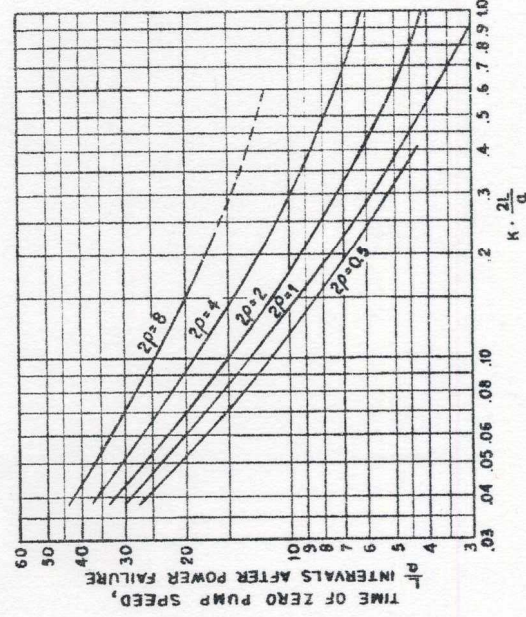
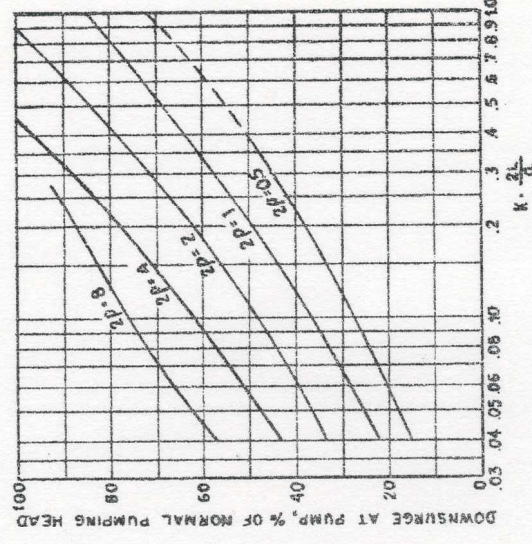
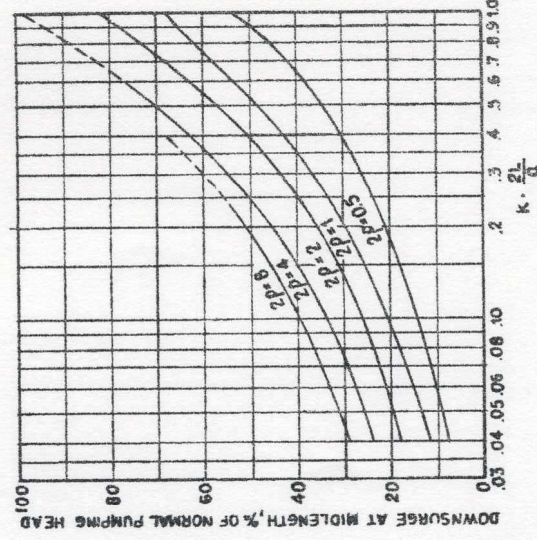
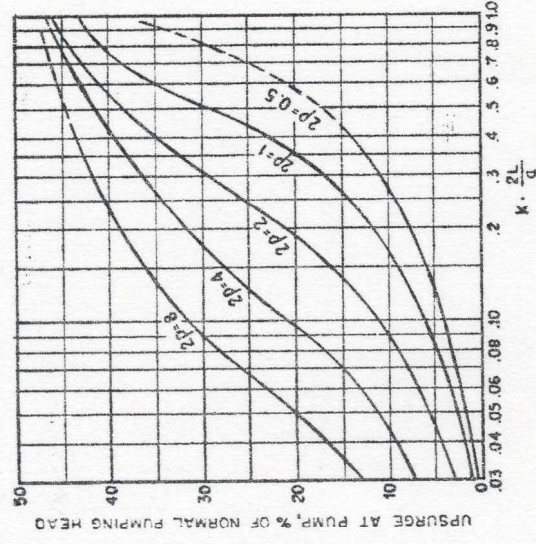
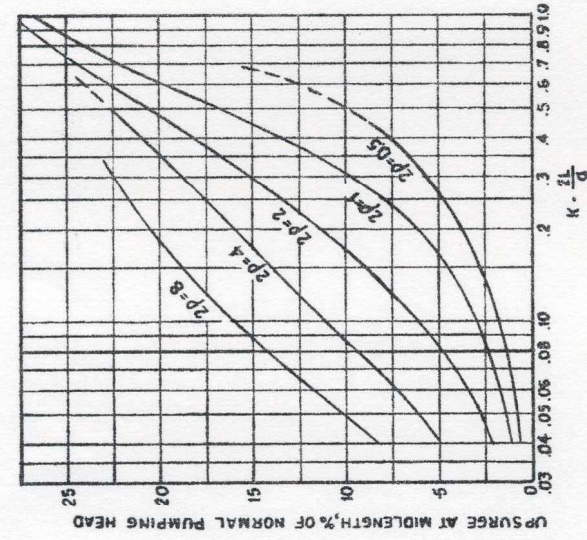


Fig. 34



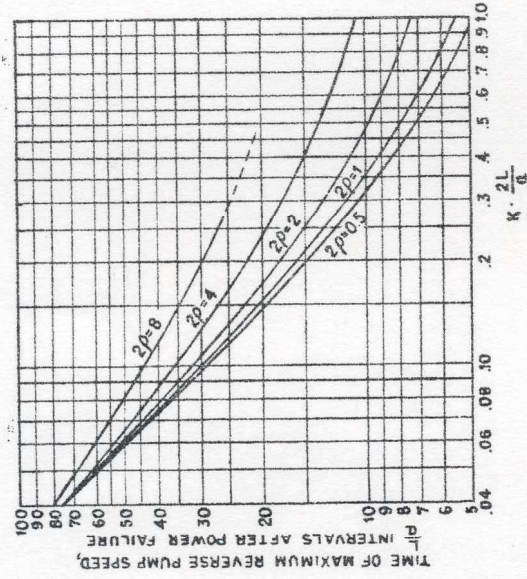


Fig. 35

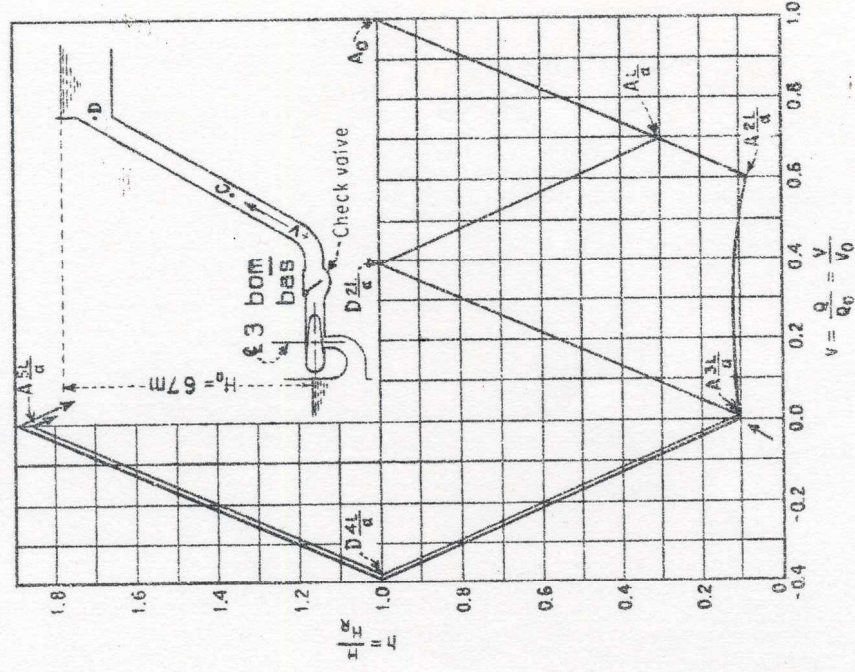
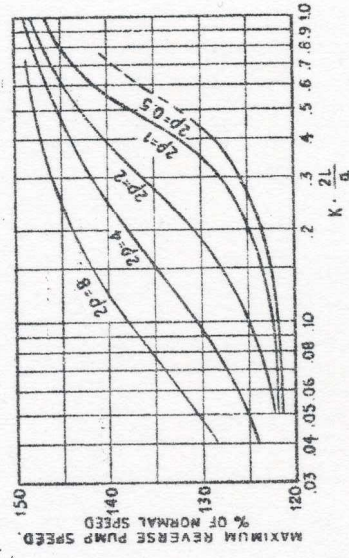


Fig. 36

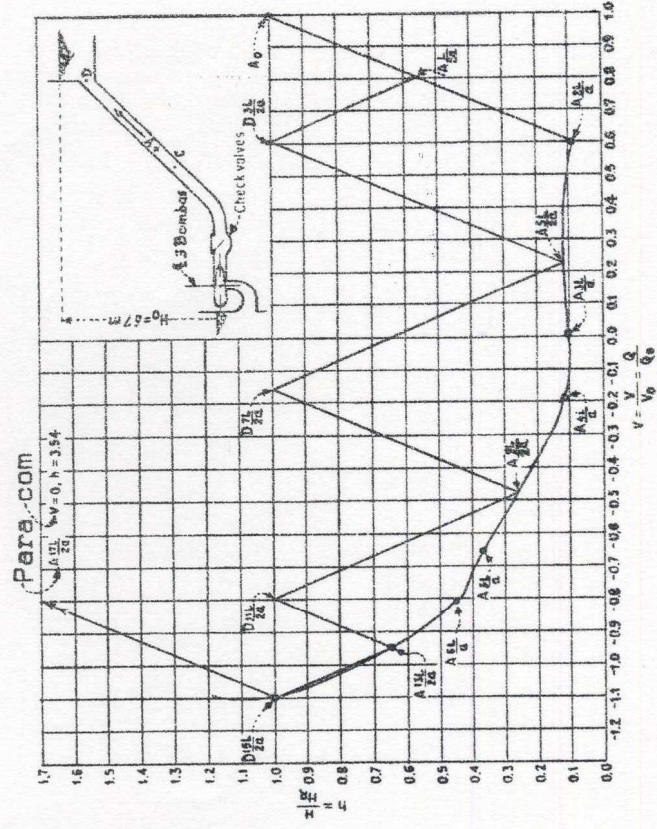


Fig. 37



$$\tau_{A_1} = \frac{v_{A_1}}{\sqrt{h_{A_1}}} \quad A_1 \geq \frac{A_{11L}}{2a}$$

Notar que até ao ponto  $A_{11L}/2a$  o diagrama é análogo ao da Fig. 32. A partir daí, é necessário recorrer às parábolas de fecho, com equação

$$v_{A_1} = \tau_{A_1} \cdot \sqrt{h_{A_1}}.$$

### 3.6. - CONSIDERAÇÃO DAS PERDAS DE CARGA

Nos exemplos apresentados nos parágrafos anteriores, não se entrou em consideração com as perdas de carga por atrito.

Ao procedermos dessa maneira, simplificamos o cálculo, que em muitos casos é extremamente complexo, e estamos do lado da segurança, já que as perdas de carga têm um efeito amortecedor, absorvendo parte da energia das ondas de pressão.

No entanto, a sua consideração não apresenta grandes dificuldades, sejam elas consideradas ao longo da conduta, ou como cargas fictícias concentradas. Nada há a acrescentar de novo em relação ao caso de instalações de turbinação (ver Fig. 39).

## 4 - MEIOS DE ATENUAR OS EFEITOS DO CHOQUE HIDRÁULICO

Como não existe um meio de fazer parar o fenómeno do choque hidráulico uma vez iniciado, será necessário prever órgãos apropriados que evitem a sua nascença, ou pelo menos limitem a sua amplitude.

Vejamos, muito sucintamente, alguns dos dispositivos susceptíveis de serem utilizados na atenuação dos efeitos do choque hidráulico em condutas de bombagem. Sublinhe-se que, consoante a instalação, perfil e comprimento da conduta, cada dispositivo será mais ou menos adequado, não sendo qualquer deles universal.

### a) Reservatório de ar comprimido

(Este dispositivo foi estudado no capítulo B)

Os reservatórios de ar comprimido são indicados para instalações com pequenos caudais ( $< 1 \text{ m}^3/\text{s}$ ) e pequenas pressões ( $< 15 \text{ kg.cm}^{-2}$ ).



$$V_{A_1} = \tau_{A_1} \sqrt{h_{A_1}} \quad A_1 \geq \frac{11L}{2a}$$

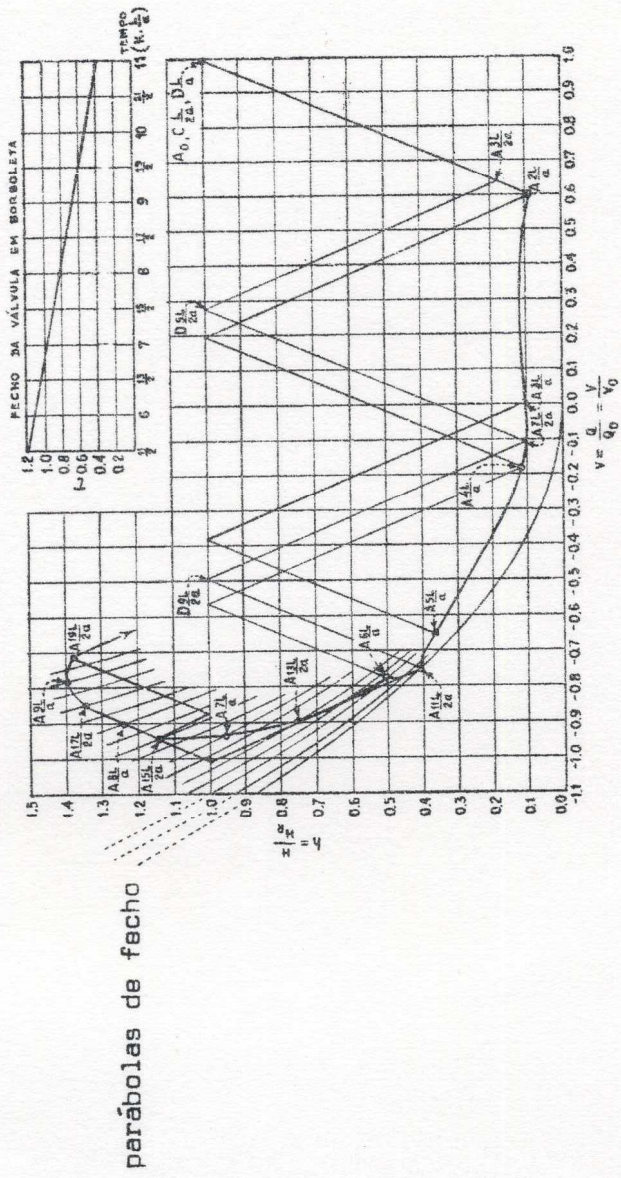


Fig. 38

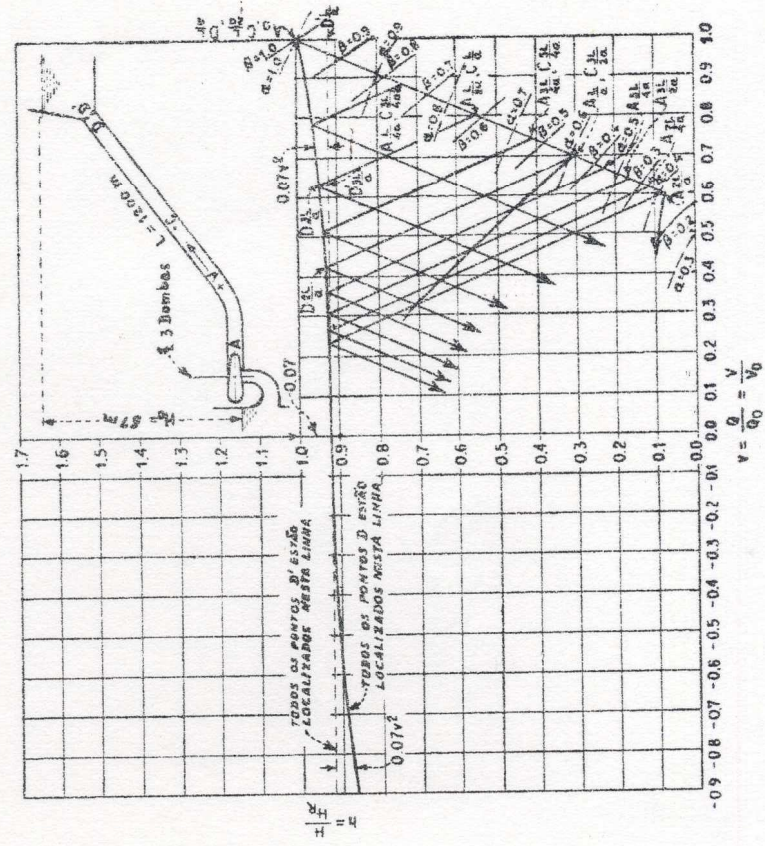


Fig. 39



São instalados no início da conduta elevatória e armazenam água e ar, à pressão de funcionamento normal da instalação. Após uma interrupção da corrente, a pressão existente no reservatório contraria a tendência para as depressões devidas ao fenómeno transitório e na fase posterior, ao receber água da conduta, contraria a tendência para as grandes pressões.

A instalação de um dispositivo deste tipo, exige cuidados de vigilância especiais.

#### b) Volante

Aumentando a inércia do sistema rotativo, por intermédio de um volante acoplado ao motor, consegue-se que a manobra seja lenta, isto é: o movimento das peças rotativas após a interrupção, poderá ter uma duração superior a  $\frac{2L}{a}$  e até suficientemente elevada para que as depressões não ultrapassem valores aceitáveis.

Em geral, este sistema só será eficaz e económico, em relação a condutas elevatórias curtas ou de pequeno diâmetro.

#### c) Chaminés de equilíbrio

Quanto ao seu estudo podem-se fazer considerações análogas ao caso das chaminés de equilíbrio para instalações de turbinagem.

#### Outros dispositivos:

- Válvulas de controlo (que não serão accionadas electricamente ou então necessitarão de um grupo gerador próprio)
- Condutas de derivação automáticas
- Válvulas de compensação síncrona.



BIBLIOGRAFIA

MANUAL SULZER - "Éléments d'Hydraulique pour Installations de Pompege"  
Winterthur, Suíça

A. RIBEIRO - Choque Hidráulico - Chaminés de Equilíbrio, Lições de Hidráulica  
Aplicada I, Faculdade de Engenharia, Porto

A. LENCASTRE - Manual de Hidráulica Geral  
Edição Técnica, Lisboa

E. BECERRIL - Hidromecânica  
Edição Dossat, Madrid

G. RICH - "Hydraulics Transients"  
Edição Dover, U.S.A.

H. ADDISON - "Centrifugal and other Rotodynamic Pumps"  
Edição Chapman, Londres

J. PARMAKIAN - "Waterhammer Analysis"  
Edição Dover, U.S.A.

P.A.S.C.E. - "Journal of the Hydraulics Division"  
Vol. 98, Julho 1972, U.S.A.

## REVISTAS SULZER:

- Nº 1, 1955 - O Cálculo dos Golpes de Arfete nos Condutos  
de Recalque
- Nº 1, 1962 - "L'Influence du Coup de Rétier sur l'Embal-  
lement des Pompes-Turbines"



ÍNDICE

## INSTALAÇÕES DE BOMBAS HIDRÁULICAS

|                                                                          | pág. |
|--------------------------------------------------------------------------|------|
| A - DEFINIÇÕES, NOÇÕES DIVERSAS E BASES DE CÁLCULO .....                 | 1    |
| 1. - Definições gerais .....                                             | 1    |
| 2. - A altura manométrica .....                                          | 1    |
| 3. - Potência absorvida .....                                            | 3    |
| 4. - Rendimento .....                                                    | 3    |
| 5. - Perdas de carga nas condutas .....                                  | 4    |
| 5.1. - Tubos de ferro fundido .....                                      | 4    |
| 5.2. - Tubos de fibrocimento .....                                       | 6    |
| 5.3. - Tubos flexíveis .....                                             | 6    |
| 5.4. - Tubos de plástico - P.V.C. ....                                   | 7    |
| 6. - Velocidades usuais nas condutas .....                               | 8    |
| 7. - Altura de aspiração .....                                           | 8    |
| B - A ÁGUA EM PRESSÃO COM RESERVATÓRIO DE AR COMPRIMIDO .....            | 23   |
| C - EVACUAÇÃO DO AR DUM SIFÃO OU DUMA CONDOTA DE ASPIRAÇÃO .....         | 26   |
| D - O CHOQUE HIDRÁULICO EM CONDUTAS DE BOMBAGEM .....                    | 28   |
| 1. - Introdução .....                                                    | 28   |
| 2. - Elementos base .....                                                | 29   |
| 2.1. - Equações de inércia .....                                         | 30   |
| 2.2. - Curvas características da bomba .....                             | 31   |
| 2.3. - Equações do choque hidráulico .....                               | 33   |
| 3. - Estudo gráfico do choque hidráulico. Método de SCHNYDER-BERGERON .. | 34   |
| 3.1. - Exemplo .....                                                     | 34   |
| 3.2. - Linhas de máximas e mínimas pressões .....                        | 38   |
| 3.3. - Comparação dos resultados obtidos com valores experimentais ..    | 38   |
| 3.4. - Organização de ábacos .....                                       | 38   |
| 3.5. - Válvulas .....                                                    | 39   |
| 3.6. - Consideração das perdas de carga .....                            | 42   |
| 4. - Meios de atenuar os efeitos do choque hidráulico .....              | 42   |
| BIBLIOGRAFIA .....                                                       | 45   |