

II CURSO SOBRE MANEJO DE SOLO E ÁGUA EM
PROPRIEDADES AGRÍCOLAS DO TRÓPICO SEMI-ÁRIDO
PERÍODO: 30 DE AGOSTO A 29 DE SETEMBRO DE 1983

ADUÇÃO E BOMBEAMENTO DE ÁGUA PARA FINS DE IRRIGAÇÃO

PAULO SÉRGIO DE SOUZA MAGALHÃES

1983
PETROLINA, PE



Adução e bombeamento de água
1983 LV-1983.00716



ADUÇÃO E BOMBEAMENTO DE ÁGUA PARA FINS DE IRRIGAÇÃO^{1/}

Introdução.....

1. Adução.....

1.1. Adução por canalização.....

1.2. Adução por tubulação.....

1.3. Adutoras.....

1.4. Peças especiais de adutoras.....

2. Bombas hidráulicas.....

2.1. Classificação.....

2.2. Bombas hidráulicas.....

2.2.1. Bombas centrífugas.....

2.2.2. Bombas verticais.....

2.2.3. Bombas de deslocamento.....

2.3. Bombas hidráulicas.....

2.3.1. Características.....

2.3.2. Altura manométrica.....

2.3.3. Perdas de carga.....

2.3.4. Princípios de funcionamento.....

2.3.5. Características das bombas.....

2.3.6. Nomenclatura.....

2.3.7. Cálculo de potência.....

2.3.8. Dimensionamento.....

2.3.9. Cálculo de eficiência.....

2.4. Seleção da bomba.....

2.5. Instalação de bombas.....

2.6. Problemas de funcionamento.....

2.7. Manutenção.....

2.7.1. Tipos de manutenção.....

2.7.2. Cuidados com a bomba.....

Paulo Sergio de Souza Magalhães^{2/}

^{1/} Trabalho apresentado no I Curso sobre Manejo de Solo e Água em propriedades agrícolas do Trópico Semi-Árido.

^{2/} Eng^o Agr^o, M.S. pesquisador em Hidrologia do CPATSA/EMBRAPA, Petrolina-PE.

INDICE

Introdução.....	1
1. Adução.....	2
1.1. Adução por gravidade.....	3
1.2. Adução por recalque.....	29
1.3. Adutoras mixtas.....	30
1.4. Peças especiais das adutoras.....	30
2. Bombas hidráulicas.....	36
2.1. Classificação.....	36
2.2. Bombas estáticas.....	38
2.2.1. Bombas alternativas.....	38
2.2.2. Bombas rotativas.....	40
2.2.3. Ariete hidráulico.....	43
2.3. Bombas dinâmicas.....	47
2.3.1. Curvas características.....	49
2.3.2. Altura manométrica.....	53
2.3.3. Perdas e rendimentos.....	53
2.3.4. Principais tipos de bombas dinâmicas.....	54
2.3.5. Cavitação nas bombas hidráulicas de fluxo.....	58
2.3.6. NPSH - Net Positive Suction Head.....	59
2.3.7. Curva característica do sistema.....	62
2.3.8. Bombas em paralelo.....	64
2.3.9. Bombas em série.....	66
2.4. Seleção de bombas e concepção de sistemas de recalque.....	67
2.5. Instalação de conjuntos de bombeamento.....	68
2.6. Procedimentos para partida e parada.....	70
2.7. Bombas dinâmicas especiais.....	74
2.7.1. Bomba à ar comprimido.....	74
2.7.2. Bomba injetora.....	77
3. Bibliografia.....	79

INTRODUÇÃO

Para que possa ser colocada à disposição do homem, para alguns múltiplos e às vezes concorrentes usos, a água passa, via de regra, por processos de captação, adução e armazenamento.

Assim o é por exemplo no abastecimento urbano, industrial e agrícola.

No caso da utilização agrícola da água, a fase de armazenamento pode ser suprimida, desde que a fonte forneça sempre uma vazão superior à demanda. Isso porque em geral o armazenamento é utilizado com a finalidade de regularizar a oferta de água ao longo do tempo, onde os volumes excedentes de um período seriam utilizados em períodos posteriores de déficit.

É importante salientar que em qualquer projeto de utilização da água, fatores como a disponibilidade ao longo do ano, a demanda, as condições locais de utilização como a altimetria desde o ponto de captação até o de utilização, devem ser bem conhecidos.

No caso específico da irrigação, o projetista deve conhecer bem estes fatores, sem o que poderá incorrer em erros de dimensionamento que inviabilizem tecnicamente o projeto.

Serão abordados a seguir, alguns aspectos da adução e bombeamento da água para fins de irrigação. A razão principal para a ênfase ao bombeamento se deve à necessidade de adição de energia na maioria dos sistemas de irrigação, quer em função de condições topográficas, onde a água seja utilizada em cota superior a de captação, quer em função do método utilizado, onde por exemplo a aspersão e gotejamento figuram como os que requerem maior energia no sistema, dada pelas bombas. E para regiões áridas e semi-áridas, onde com mais razão a água deve ser tratada como um recurso escasso, esses métodos se destacam por serem dos mais eficientes.

1. ADUÇÃO

Entende-se por adução o ato de se levar a água da captação até o ponto de utilização, que pode muitas vezes ser um reservatório de distribuição.

A adução é feita pelas adutoras, que podem ser classificadas sob dois aspectos:

a) Quanto à energia de movimentação

- por gravidade: a energia para o escoamento provém da diferença de nível entre a captação e o sistema de distribuição.

- por recalque: a energia para o escoamento é fornecida por bombas.

- mixta: quando a adução é feita em parte por gravidade e em parte por recalque. Na secção de mudança de sistema, deve-se fazer uma caixa de passagem.

b) Quanto ao "meio" de transporte líquido

- conduto livre e canal: a linha piezométrica coincide com o nível d'água.

- conduto forçado: a pressão no interior do conduto é diferente da pressão atmosférica.

- mixta: quando ocorrem os dois casos.

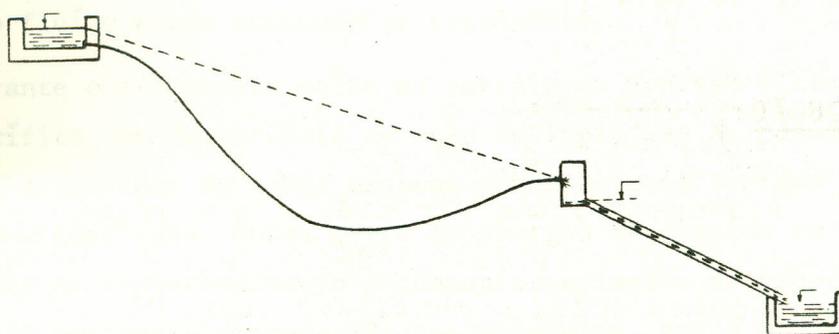


Figura 1.1 - Adução mixta, por gravidade.

1.1. Adução por gravidade:

Pode ser por meio de conduto forçado, conduto livre e canal.

A) Condutos forçados

Geralmente todo o desnível entre a tomada de água e o reservatório final é tomado como perda de carga total (hf). Desta forma a perda de água unitária (j) será:

$$j = \frac{hf}{L} \quad \text{onde } L \text{ é o comprimento da tubulação.} \quad 1.1.$$

Tal procedimento redonda em um diâmetro mínimo para aduzir a vazão necessária.

No dimensionamento dos condutos forçados, tem-se que considerar as seguintes grandezas:

Vazão - Q
 Diâmetro - D
 Velocidade - V
 Perda de carga - J

Perda de Carga

Nos condutos forçados ou encanamentos sob pressão, o líquido esco sob uma pressão diferente da pressão atmosférica. As secções são geralmente circulares e o fluido esco enchendo-as totalmente.

Durante o escoamento parte da energia de pressão é transformada em energia calorífica, em decorrência da ação de freio que as camadas mais lentas (próximas as paredes do tubo) exercem sobre as mais rápidas (camadas centrais) que lhes são contíguas. Outra parte da energia do líquido em escoamento é usada para vencer as resistências ao escoamento, oriundas da própria viscosidade do fluido e do movimento desordenado das moléculas, que é a turbulência.

Essas parcelas de energia "perdidas" durante o escoamento, constituem conjuntamente a "perda de carga", sempre presente nas canalizações.

Geralmente as canalizações incluem peças especiais, conexões, dispositi

vos diversos, os quais aumentam a turbulência, mudam a direção do fluxo, aumentam ou diminuem a velocidade de escoamento, acarretando assim mais perda de carga. Tais perdas são chamadas perdas localizadas.

A maneira mais usada para determinar-se as perdas localizadas nos condutos forçados, é o método dos comprimentos equivalentes (Fig. 1.2): cada peça é relacionada com um comprimento de tubo de igual diâmetro. Os comprimentos equivalentes de todas as peças existentes na canalização são somados e acrescidos ao comprimento real (L) do conduto.

Então a perda de carga total (hf) em um escoamento, será o produto da perda unitária (J) pelo comprimento total (L + comprimento equivalente).

$$hf = J \times (L + \text{comp. equiv.}) \quad 1.2.$$

Quando o escoamento é por gravidade e o comprimento da tubulação é muito grande, pode-se desprezar os comprimentos equivalentes. Já no caso de canalizações curtas, como redes domiciliares, as perdas localizadas não podem ser desprezadas pois chegam até a 100% ou mais, da perda ao longo da tubulação.

- PRINCIPAIS EQUAÇÕES:

- Flamant

$$\frac{DJ}{4} = 0,000135 \frac{v^7}{D} \quad 1.3.$$

Equação própria para tubos de pequenos diâmetros.

- Darcy-Weisbach

$$J = f \frac{1}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad 1.4.$$

onde: f = coeficiente de atrito
g = aceleração da gravidade

PEÇAS E PERDAS	mm polegadas	19	25	32	38	50	64	75	100	125	150
		¾	1	1¼	1½	2	2½	3	4	5	6
Cotovêlo de 90°, R. L.	0,4	0,5	0,7	0,9	1,1	1,3	1,6	2,1	2,7	3,4	4,3
Cotovêlo de 90°, R. M.	0,6	0,7	0,9	1,1	1,4	1,7	2,1	2,8	3,7	4,9	6,3
Cotovêlo de 90°, R. C.	0,7	0,8	1,1	1,3	1,7	2,0	2,5	3,4	4,2	5,4	7,0
Cotovêlo de 45°	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	0,9	1,2	1,5	1,9	2,3	3,0
Curvas 90°, R/D = 1,5	0,3	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,3	1,6	2,1	2,5
Curva 90°, R/D = 1	0,4	0,5	0,6	0,7	0,9	1,0	1,3	1,6	2,1	2,5	3,0
Curva 45°	0,2	0,2	0,3	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,9	1,1	1,4
Entrada normal no tubo	0,2	0,3	0,4	0,5	0,7	0,9	1,1	1,6	2,0	2,5	3,0
Entrada de Borda	0,5	0,7	0,9	1,0	1,5	1,9	2,2	3,2	4,0	5,0	6,0
Registro de Gaveta, aberto	0,1	0,2	0,2	0,3	0,4	0,4	0,5	0,7	0,9	1,1	1,4
Registro de Globo, aberto	6,7	8,2	11,3	13,4	17,4	21,0	26,0	34,0	43,0	51,0	63,0
Registro de Ângulo, aberto	3,6	4,6	5,6	6,7	8,5	10,0	13,0	17,0	21,0	26,0	30,0
Saída da Canalização	0,5	0,7	0,9	1,0	1,5	1,9	2,2	3,2	4,0	5,0	6,0
Tê, passagem direta	0,4	0,5	0,7	0,9	1,1	1,3	1,6	2,1	2,7	3,4	4,3
Tê, saída de lado	1,4	1,7	2,3	2,8	3,5	4,3	5,2	6,7	8,4	10,0	12,5
Tê, saída bilateral	1,4	1,7	2,3	2,8	3,5	4,3	5,2	6,7	8,4	10,0	12,5
Válvula de pé e crivo	5,6	7,3	10,0	11,6	14,0	17,0	20,0	23,0	30,0	39,0	49,0
Válvula de retenção, leve	1,6	2,1	2,7	3,2	4,2	5,2	6,3	8,4	10,4	12,5	15,0
Válvula de retenção, pesada	2,4	3,2	4,0	4,8	6,4	8,1	9,7	12,9	16,1	19,3	23,0

Figura 1.2. - Tabela para cálculo das perdas de carga localizadas.

No regime laminar:

$$f = \frac{64}{Re}$$

1.5.

onde:

$$Re = \frac{DV}{u}$$

onde: u = viscosidade cinemática

No regime turbulento:

"f" é encontrado no diagrama Rouse, entrando-se com Re e D/K , onde K é a rugosidade equivalente.

TABELA nº I

Viscosidade Cinemática da Água

Temp. °C	V.Cin. m ² /s	Temp. °C	V.Cin.m ² /s
4	1,567 x 10 ⁻⁶	20	1,007 x 10 ⁻⁷
8	1,386 x 10 ⁻⁶	24	1,917 x 10 ⁻⁷
12	1,237 x 10 ⁻⁶	28	0,839 x 10 ⁻⁷
16	1,112 x 10 ⁻⁶	32	0,772 x 10 ⁻⁷

TABELA nº II

Rugosidade Equivalente

Material	Valores de K, em metros		
Aço galvanizado	0,00015	a	0,002
Aço rebatido	0,0010	a	0,003
Concreto em acabamento	0,0003	a	0,001
Ferro ordinário	0,0010	a	0,002
Ferro fundido	0,00025	a	0,0005
Cerâmica	0,0006		

Hazen-Williams

$V = 0,355.C.D^{0,6}$

$Q = 0,2785.C.D^{2,6}$

"C" é um

$Re = \frac{VD}{\nu}$

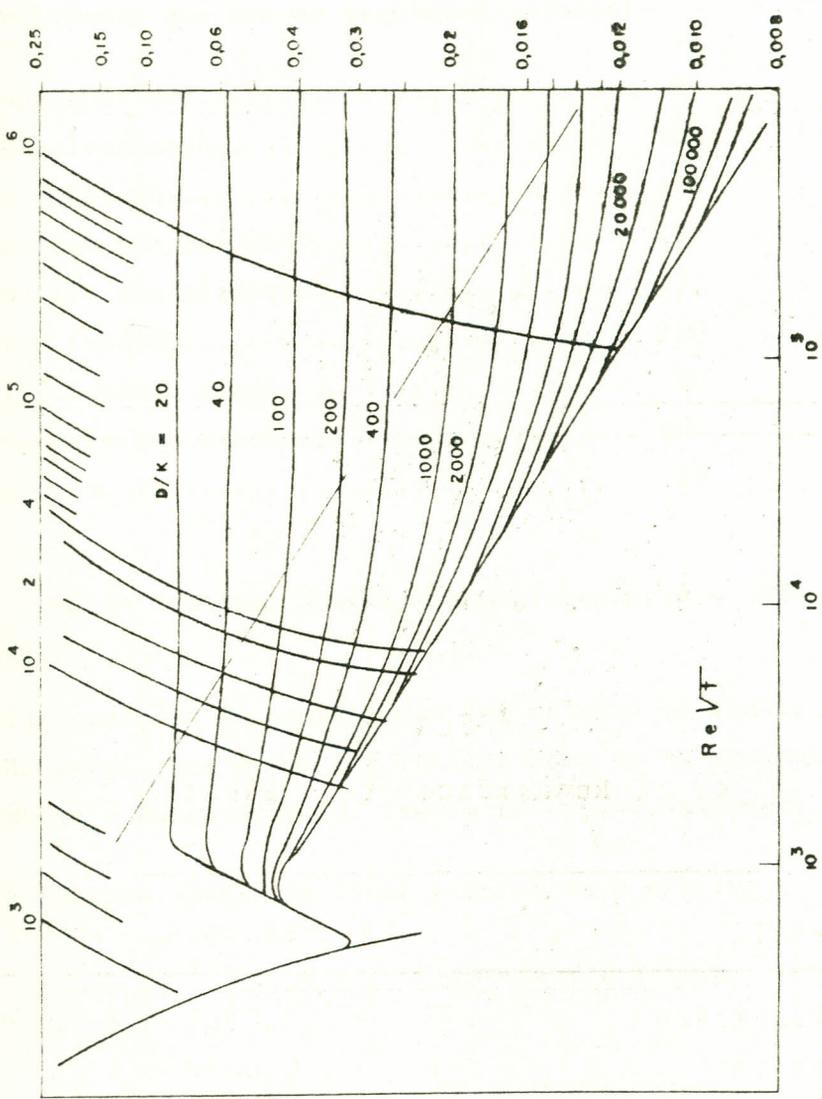


Figura 1.3. - Diagrama de ROUSE.

- Hazen-Williams

$$V = 0,355.C.D^{0,63}.J^{0,54}$$

$$Q = 0,2785.C.D^{2,63}.J^{0,54}$$

$$V = \text{m/s}$$

$$Q = \text{m}^3/\text{s} \quad 1.6.$$

$$D = \text{m}$$

$$J = \text{m/m} \quad 1.7.$$

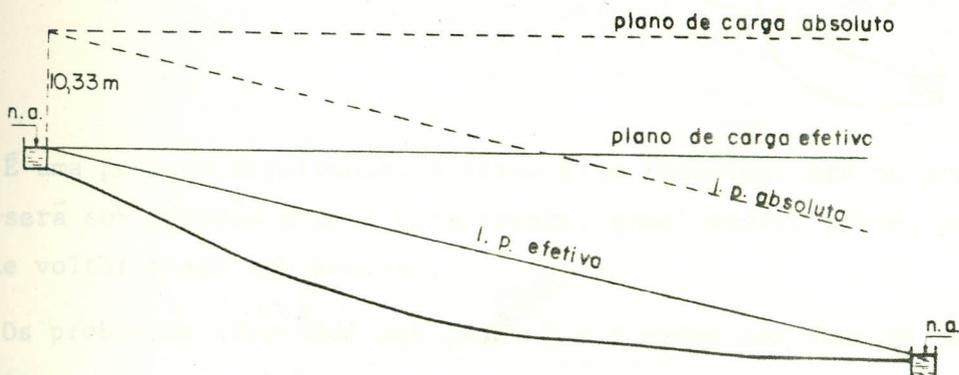
"C" é um coeficiente que tem os seguintes valores:

Chapa ondulada.....	60
Aço galvanizado.....	125
Aço rebitado.....	110
Concreto bem acabado.....	130
Concreto s/acabamento.....	120
Ferro fundido.....	130
Ferro fundido usado.....	90
Alvenaria bem executada.....	100
Plástico.....	140

Na prática, usam-se tabelas, ábacos e nomogramas para o dimensionamento dos condutos forçados.

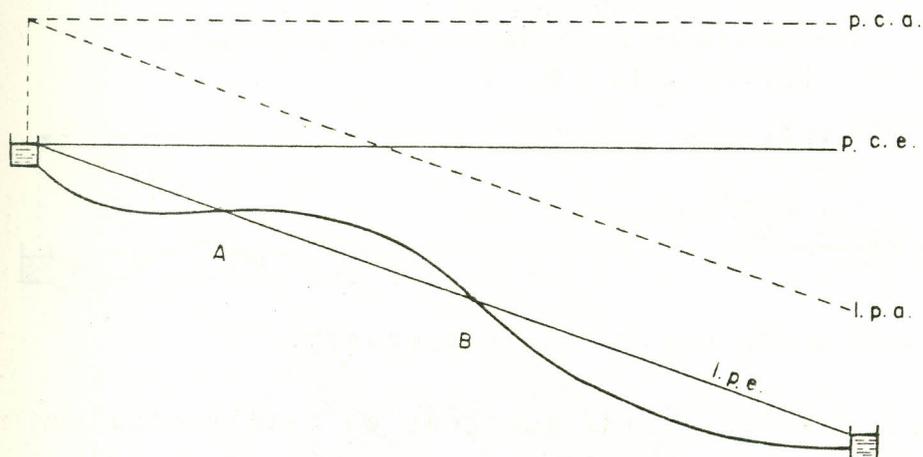
Existem várias posições da canalização com relação às linhas piezométricas e aos planos de carga, que devem ser considerados em um projeto de adução. Há posições favoráveis e desfavoráveis. Tem-se ao todo 7 posições:

1^a posição - Adução abaixo da linha piezométrica efetiva.



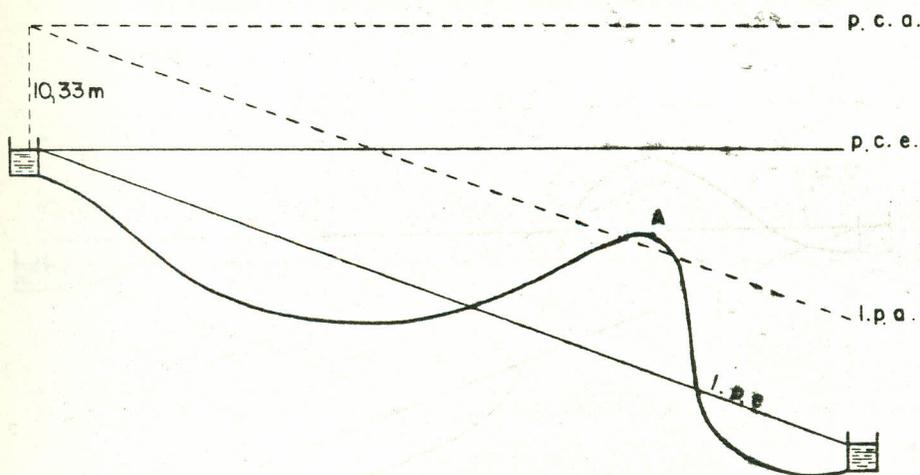
Neste caso a vazão será a calculada pois o escoamento é normal.

2^a posição - Adutora passa por cima da linha piezométrica efetiva, mas permanece abaixo da piezométrica absoluta.



No trecho AB ocorre pressão inferior à atmosférica, podendo ocorrer bolsas de ar, e, em consequência, diminuição da vazão.

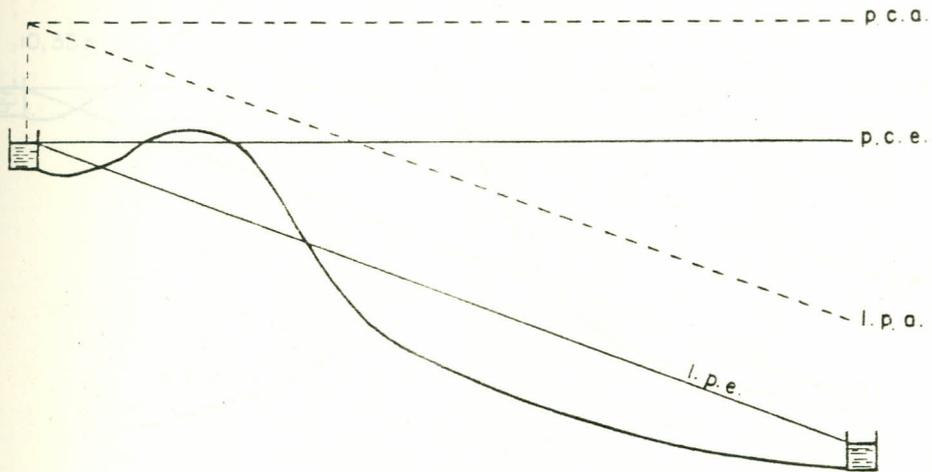
3^a posição - A adutora corta a linha piezométrica absoluta, mas fica abaixo do plano de carga efetivo.



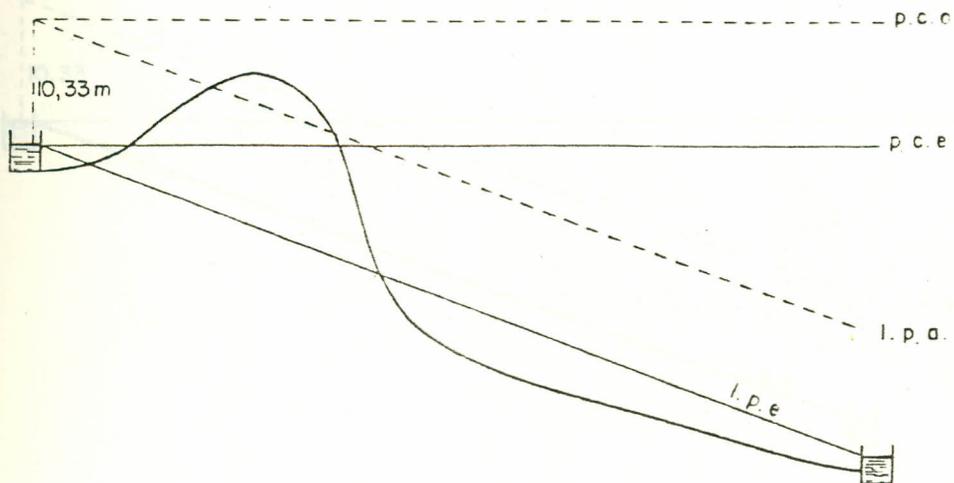
É uma posição defeituosa. A vazão fica reduzida. Até ao ponto A, o escoamento será sob pressão e de A para frente, como conduto livre, podendo eventualmente voltar a ser sob pressão.

Os problemas ocorridos nos casos 2 e 3 podem ser resolvidos com caixa de passagem.

4ª posição - A canalização corta a linha piezométrica e o plano de carga efetivos, mas fica abaixo da linha piezométrica absoluta. Nesta posição tem-se um sifão funcionando em condições precárias, pois pode entrar ar na canalização.

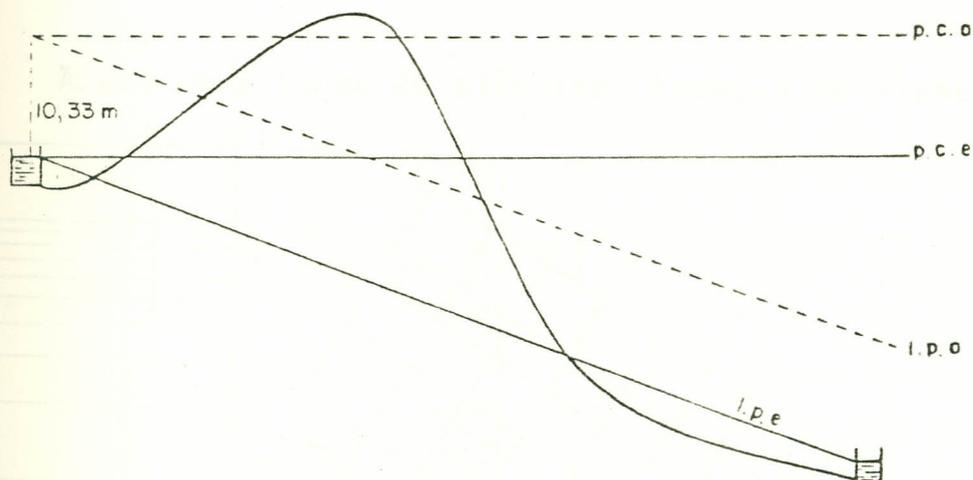


5ª posição - A adutora passa acima do plano de carga efetivo e da linha piezométrica absoluta, mas abaixo do plano de carga absoluto.

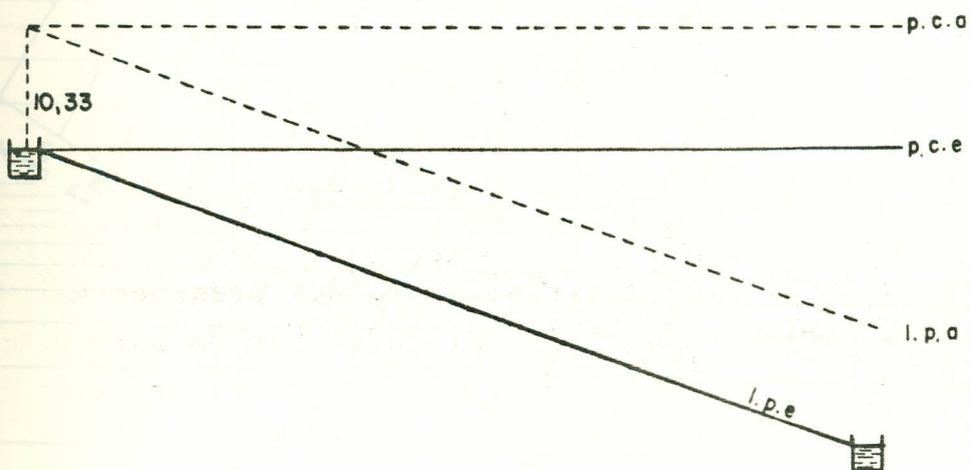


Nesta posição tem-se um sifão funcionando em condições ainda mais desfavoráveis que o anterior. O escoamento é mais difícil.

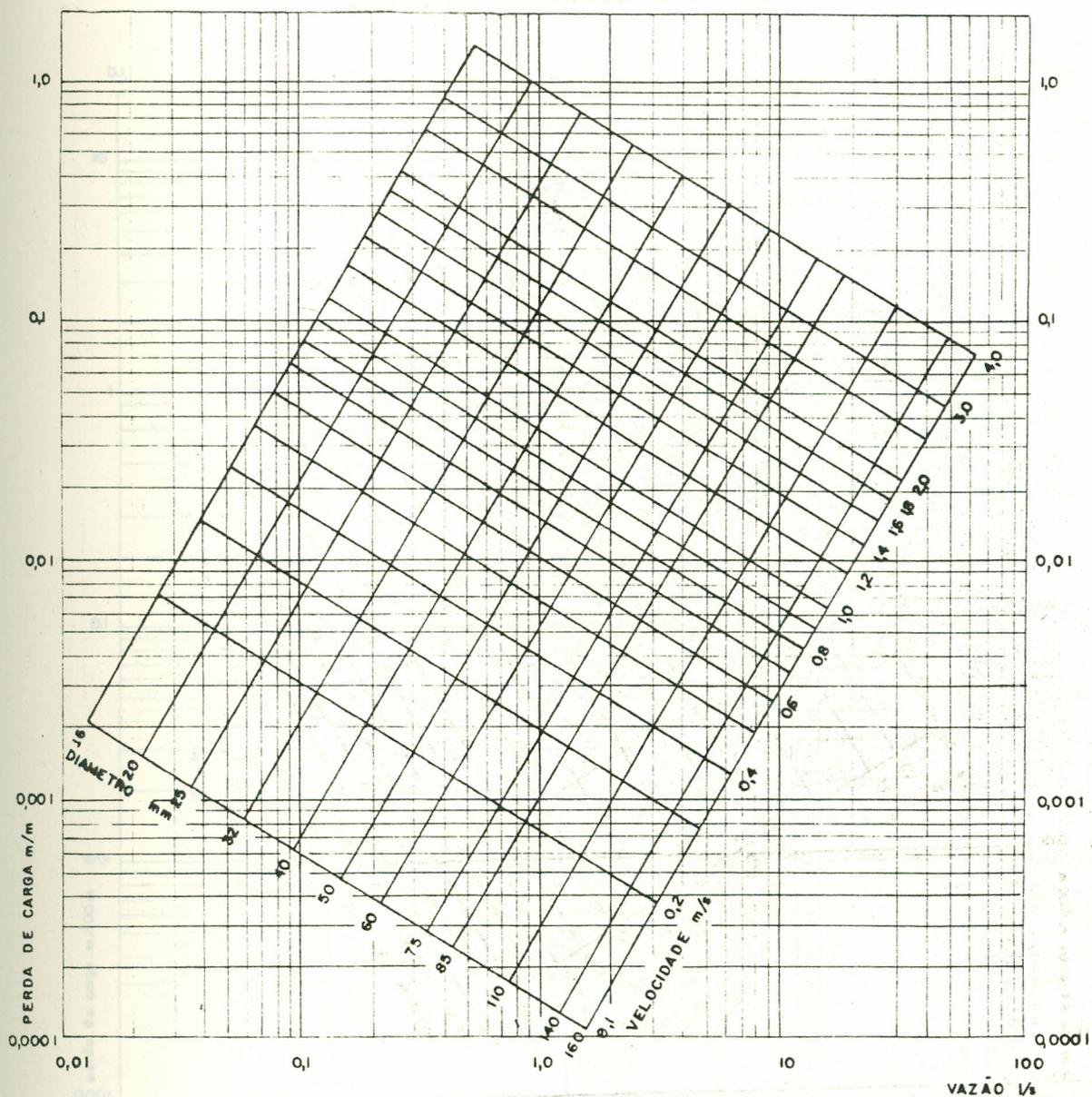
6^a posição - A adutora corta o plano de carga absoluto. O escoamento por gravidade é impossível nesta posição.



7^a posição - A adutora coincide com a linha piezométrica efetiva.

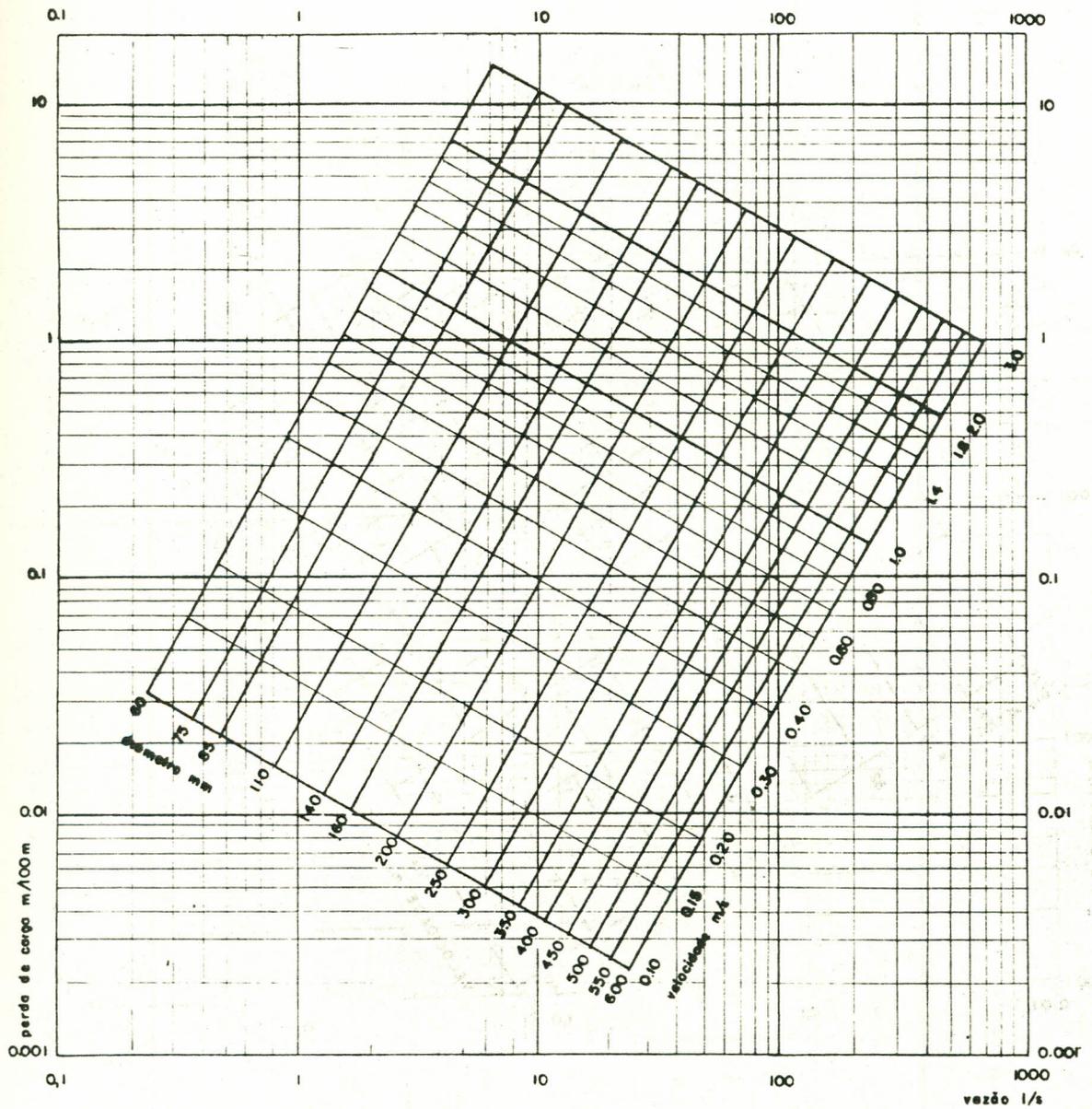


Abaco para tubos de plástico. Equação de Flamant.



(Apresentado pela Cia Hansen Industrial)

Ábaco para tubos de plástico ($c = 150$).
Equação de Hazen-Williams



(Apresentado pela Cia Hansen Industrial)

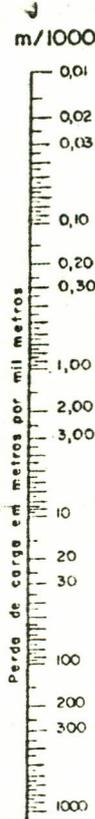
NOMOGRAMA DA FORMULA DE
HAZEM - WILLIAMS
C = 100



D	
2400	96
2100	84
1800	72
1650	66
1350	54
1050	42
900	36
750	30
600	24
500	20
400	16
300	12
250	10
200	8
150	6
125	5
100	4
75	3
50	2
25	1

milímetros em polegadas

diâmetro em



As perdas de carga para qualquer valor de "c," são determinadas multiplicando-se o valor encontrado no nomograma, pela constante "k"

C	K
40	5,46
60	2,58
90	1,22
110	0,638
120	0,713
130	0,615
140	0,536

$$J_c = J_{100} \times K$$

$$\frac{D_c}{D_{100}} = \left(\frac{100}{c} \right)^{1,85}$$

$$V_c = V_{100} \times \frac{c}{100}$$

$$Q_c = Q_{100} \times \frac{c}{100}$$

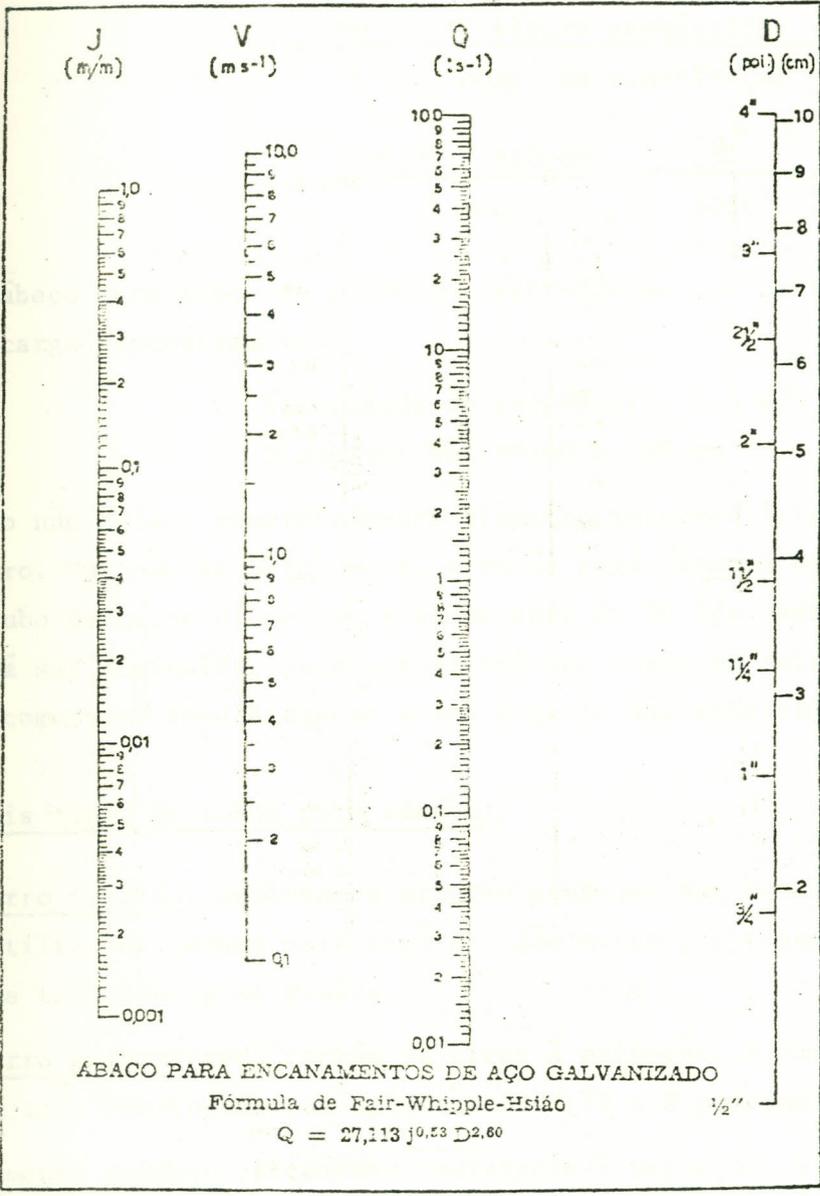
Exemplo:

- Calcular

PVC, da vazão

na mínima da

2 230,00.



Exemplo:

- Calcular o diâmetro para a adução por gravidade em conduto forçado, de PVC, da vazão de 30 l/s. O comprimento da canalização é de 5.000 metros, a cota mínima da captação é 880,00 e a cota máxima no reservatório de distribuição é 830,00.

$$J = \frac{hf}{L} = \frac{\text{altura geométrica}}{\text{comp. da canalização}}$$

$$J = \frac{880,00 - 830,00}{5.000} = \frac{50}{5000} = 0,01 \text{ m/m} = 1\%$$

No ábaco para tubos de plástico, entrando-se com os valores da vazão e da perda de carga, encontram-se:

Velocidade de escoamento: 1,4 m/s

Diâmetro: entre 160 e 200 mm

Como não existe comercialmente diâmetro intermediário, tem-se que usar um ou outro. Optando-se pelo menor, a vazão será (ábaco) de 20 l/s e optando-se pelo tubo de maior diâmetro, a vazão será de 38 l/s. Normalmente, a vazão não poderá ser diminuída, pelo que deverá ser usado em tais casos, tubos com diâmetro comercial imediatamente acima daquele não existente.

-Principais tipos de tubos para adução:

-Ferro fundido: resistem a grandes pressões mas tem baixa resistência ao choque. Utilizados também para esgotos. São muito propensos à oxidação e causam grande turbulência ao fluído.

-Ferro galvanizado: também sujeitos à oxidação. Pressão de trabalho de até 50 kg/cm². Fabricados com diâmetros de 1/2 a 8 polegadas.

-Cimento amianto: altamente resistente à oxidação. Pressão de trabalho até 15 kg/cm². Possuem baixa resistência ao choque. Fabricados com diâmetros de 50 a 500 mm. Internamente bem lisos.

-Plástico: fabricados em polietileno e em poli-vinil-clorado. Extremamente lisos, não oxidáveis, fáceis de se trabalhar, duráveis, relativamente flexíveis. Diâmetros de 16 a 300 mm. Pressão máxima de trabalho, 7,5 kg/cm². Aco-

plados por rêsca ou cola.

-Concreto: não ataca e nem é atacado pela água. Pode ser construído no próprio local de uso; armado ou não.

B) Conduto livre circular e canais

O escoamento nos condutos livres pode ser feito à secção plena ou não. No dimensionamento dos condutos livres, além das grandezas já vistas para condutos forçados, consideram-se mais as seguintes:

-Secção molhada (S): é a secção transversal do líquido em escoamento.

-Perímetro molhado (P): é o perímetro da secção de escoamento menos a dimensão da parte livre.

-Raio hidráulico (R): é a relação entre a secção molhada e o perímetro molhado.

Para o cálculo dos canais e condutos livres, pode-se usar as seguintes equações:

-Equação de Manning

$$V = \frac{R^{2/3} \cdot I^{1/2}}{n} \quad 1.8.$$

$V = \text{m/s}$

$R = \text{m}$

$I = \text{m/m}$

$n =$ coeficiente que varia com o tipo de parede do conduto ou canal.

-Equação de Strichler

$$V = k R^{2/3} I^{1/2} \quad 1.9.$$

É semelhante à equação de Manning, sendo que o termo I/n , foi transformado no coeficiente k .

TABELA Nº III

Valores de n e k, para uso nas
equações de Manning e Strichler

Natureza das paredes	n		k	
	Boas	Más	Boas	Más
Tubo de ferro fundido	0,012	0,015	83	67
Tubo de ferro galvanizado	0,013	0,017	77	59
Conduto de barro vitrificado	0,0011	0,017	90	59
Alvenaria de tijolos com massa de cimento	0,012	0,017	83	59
Superfície de cimento alisado	0,010	0,013	100	77
Tubo de concreto	0,012	0,016	83	63
Canal com revestimento de concreto bruto	0,017	0,018	59	53
Canal com bom revestimento, bem liso	0,011	0,013	90	77
Alvenaria de pedra argamada	0,017	0,030	59	33
Calhas metálicas lisas (semi-circulares)	0,011	0,015	90	67
Canal de terra retilíneo e uniforme	0,017	0,025	59	40
Canal dragado	0,025	0,033	40	30
Canal curvilíneo e lamoso	0,023	0,030	43	33
Canal pedregoso e c/vegetação nos taludes	0,025	0,040	40	25
Canal c/fundo de terra e talude de pedrado	0,028	0,035	35	28
Arroio retilíneo, uniforme e limpo	0,025	0,033	40	30
Arroio retilíneo, uniforme, porém com vegetação e pedras	0,030	0,040	33	25
Arroio com meandros, bancos, limpos	0,035	0,050	28	20
Arroio com meandros, bancos, porém com vegetação e pedras	0,033	0,045	30	22

O cálculo de canais torna-se facilitado quando se usam as "chaves" apresentadas nos quatro quadros a seguir.

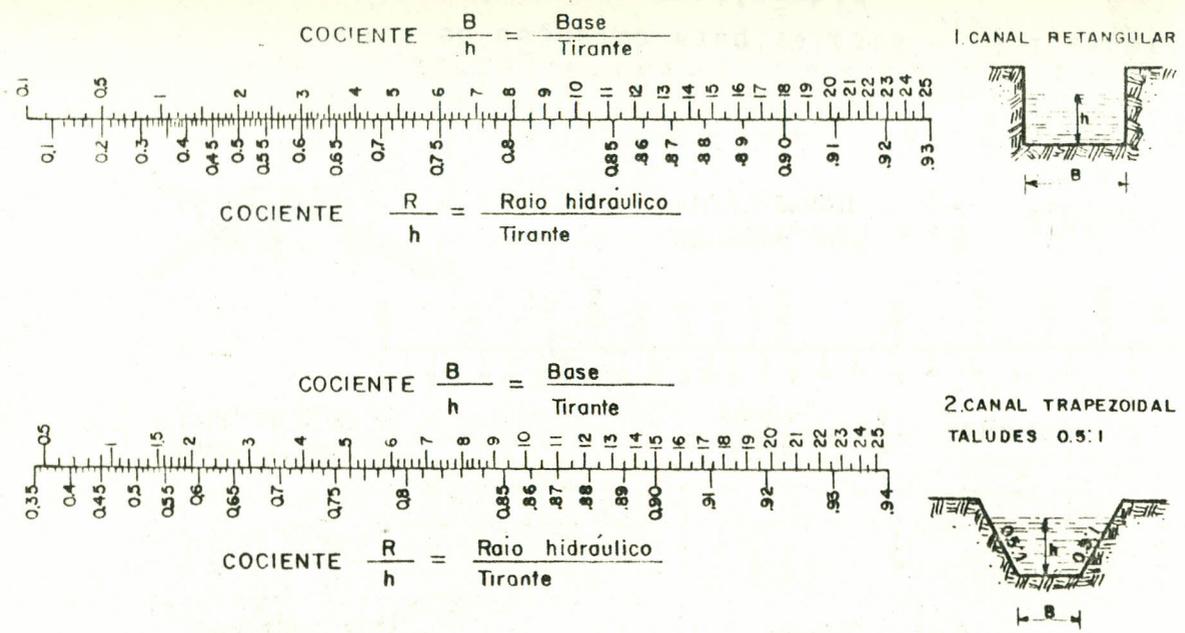
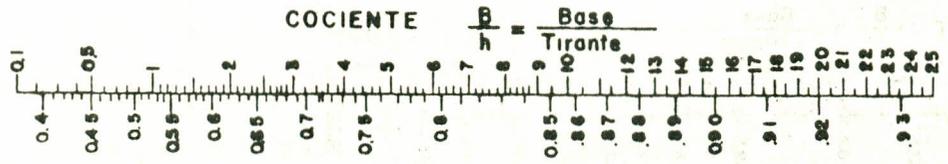
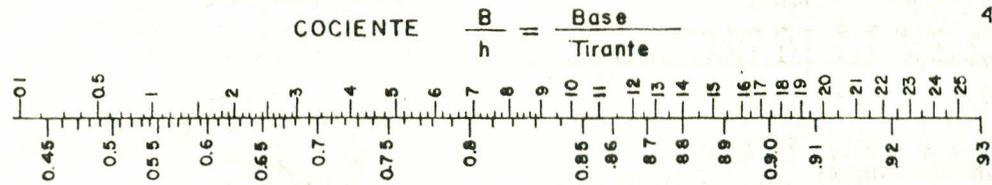
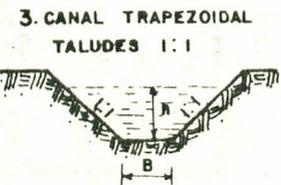


Figura 1.3. - Escalas para obtenção de raios hidráulicos em canais.



COCIENTE $\frac{R}{h} = \frac{\text{Raio hidráulico}}{\text{Tirante}}$



COCIENTE $\frac{R}{h} = \frac{\text{Raio hidráulico}}{\text{Tirante}}$

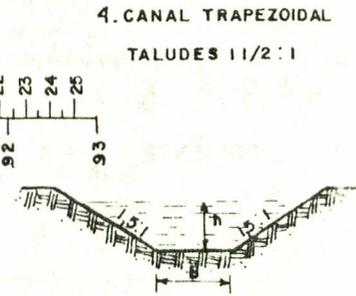
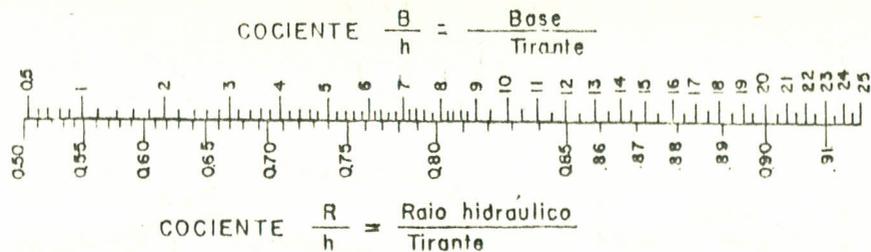
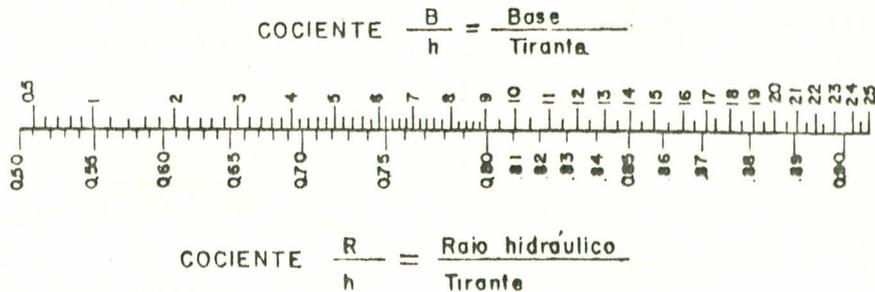


Figura 1.4. - Escalas para obtenção de raios hidráulicos em canais.



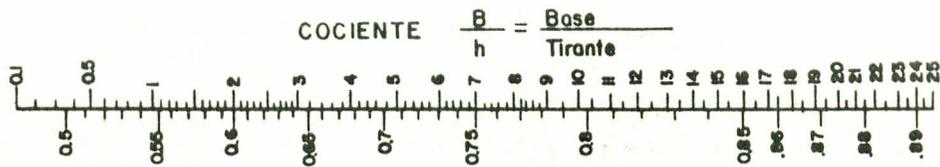
5. CANAL TRAPEZOIDAL
TALUDES 2:1



6. CANAL TRAPEZOIDAL
TALUDES 2,5:1



Figura 1.5.- Escalas para obtenção de raios hidráulicos em canais.



7. CANAL TRAPEZOIDAL
TALUDES 3:1

COCIENTE $\frac{R}{h} = \frac{\text{Raio hidráulico}}{\text{Tirante}}$



8. CANAL TRAPEZOIDAL
TALUDES 4:1

COCIENTE $\frac{R}{h} = \frac{\text{Raio hidráulico}}{\text{Tirante}}$



Fig. 1.6. - Escala para obtenção de raios hidráulicos em canais.

TABELA nº IV
Potência 2/3 dos números

N.º	,00	,01	,02	,03	,04	,05	,06	,07	,08	,09
0,0	0,000	0,046	0,074	0,097	0,117	0,136	0,153	0,170	0,186	0,201
0,1	0,215	0,229	0,243	0,256	0,369	0,282	0,295	0,307	0,319	0,331
0,2	0,342	0,353	0,364	0,375	0,386	0,397	0,407	0,418	0,428	0,438
0,3	0,448	0,458	0,568	0,477	0,487	0,497	0,506	0,515	0,525	0,534
0,4	0,545	0,552	0,561	0,570	0,578	0,587	0,596	0,604	0,613	0,622
0,5	0,630	0,638	0,647	0,655	0,663	0,671	0,679	0,687	0,695	0,703
0,6	0,711	0,719	0,727	0,735	0,743	0,750	0,758	0,765	0,773	0,781
0,7	0,788	0,796	0,803	0,811	0,818	0,825	0,832	0,840	0,847	0,855
0,8	0,862	0,869	0,876	0,883	0,890	0,897	0,904	0,911	0,918	0,925
0,9	0,932	0,939	0,946	0,953	0,960	0,966	0,973	0,980	0,987	0,993
1,0	1,000	1,007	1,013	1,020	1,027	1,033	1,040	1,046	1,053	1,059
1,1	1,065	1,072	1,078	1,085	1,091	1,097	1,104	1,110	1,117	1,123
1,2	1,129	1,136	1,142	1,148	1,154	1,160	1,167	1,173	1,179	1,185
1,3	1,191	1,197	1,203	1,209	1,215	1,221	1,227	1,233	1,239	1,245
1,4	1,251	1,257	1,263	1,269	1,269	1,281	1,287	1,293	1,299	1,305
1,5	1,310	1,316	1,322	1,328	1,334	1,339	1,345	1,351	1,357	1,362
1,6	1,368	1,374	1,379	1,385	1,391	1,396	1,402	1,408	1,413	1,419
1,7	1,424	1,430	1,436	1,441	1,447	1,452	1,458	1,463	1,469	1,474
1,8	1,480	1,485	1,491	1,496	1,502	1,507	1,513	1,518	1,523	1,529
1,9	1,534	1,539	1,545	1,550	1,556	1,561	1,566	1,571	1,577	1,582

-Exemplo:

Qual a vazão em um canal de terra dragado com talude de 1/2:1, cuja altura de água seja 1,00 m, base menor igual a 1,80 m e declividade igual a 0,4%?

$$Q = S.V$$

$$V = \frac{1}{n} R^{2/3} I^{0,5}$$

a) Cálculo da seção

Sendo a base menor igual a 1,80 metros e o talude de 1/2:1, com altura de 1,00 m, a base maior terá:

$$B_m = 1,80 (2 \times 0,50) = 1,80 + 1,00 = 2,80 \text{ m}$$

$$\text{Área será } : \frac{2,80 + 1,80}{2} \times 1,00 = 2,30 \text{ m}^2$$

b) Cálculo da velocidade

Com o uso da "chave" apresentada na Figura 3.5.:

$$\frac{B}{h} = \frac{1,80}{1,00} = 1,80$$

Entrando-se na "chave" com este valor, encontra-se:

$$\frac{B}{h} = 0,575 \quad R = 0,575 \times h$$

$$R = 0,575 \times 1,00 = 0,575 \text{ m}$$

$$V = \frac{1}{n} 0,575^{2/3} \times 0,0004^{0,5}$$

Na Tabela III tira-se o valor de n , igual a 0,025, e na Tabela IV tira-se o valor da potência $2/3$ do raio hidráulico, igual a 0,691.

$$V = \frac{1}{0,025} \times 0,691 \times 0,02 = 40 \times 0,01383 = 0,555 \text{ m/s}$$

c) Cálculo da vazão

$$Q = SV = 2,30 \text{ m}^2 \times 0,555 \text{ m/s} = 1,272 \text{ m}^3/\text{s}$$

OBS: Os cálculos da velocidade e da vazão, pelas equações de Manning ou Strickler podem ser evitados, utilizando-se o nomograma apresentado na Figura 1.7.

Velocidade nos canais

A velocidade média nos canais encontra-se $6/10$ da profundidade. Sua determinação pode ser feita por qualquer dos métodos conhecidos.

Ao projetar-se um canal, deve-se usar a máxima velocidade possível em função do revestimento ou da natureza das paredes, para que a secção seja mínima.

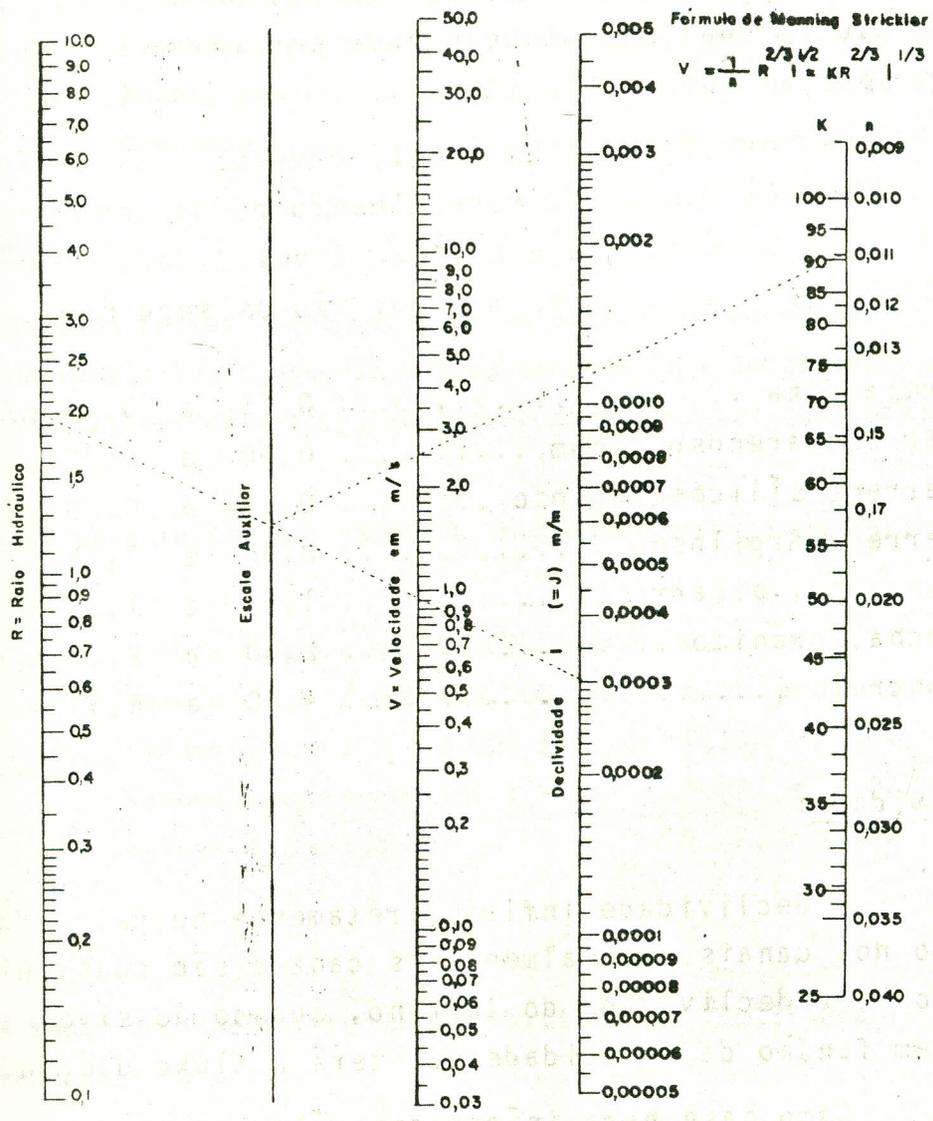


Figura 1.7. - Nomograma para cálculo de condutos livres e de canais.

A velocidade é função direta da declividade e os valores máximos são os seguintes:

Areia fina.....	0,25	a	0,45 m/s
Terreno arenoso comum.....	0,60	a	0,75 m/s
Terreno sílico-argiloso.....	0,75	a	0,80 m/s
Terreno argiloso.....	0,95	a	1,15 m/s
Cascalho, piçarra.....	1,50	a	1,80 m/s
Rocha, granito.....	2,40	a	2,60 m/s
Concreto.....	4,50	a	6,00 m/s

- Declividade

A declividade influi diretamente na velocidade de escoamento nos canais. Normalmente os canais são construídos acompanhando-se a declividade do terreno, quando possível evidentemente, em função da velocidade que terá o fluxo d'água.

Como base para início dos cálculos, podem ser tomados os seguintes valores:

Vazões maiores que 10.000 l/s	-	0,1%	a	0,3%
Vazões entre 3.000 a 5.000 l/s	-	0,3%	a	0,5%
Vazões entre 100 a 3.000 l/s	-	0,5%	a	1,0%
Vazões menores que 100 l/s	-	1,0%	a	4,0%
Sulcos de irrigação	-	1,0%	a	1,0%

- Taludes

São as fases dos canais. Podem ser verticais ou inclinadas, o que é recomendável para canais de terra.

os valores mínimos da inclinação são os seguintes:

Terra argilosa H/V.....	1,5/1	a	2/1
Compacto-argilosa H/V.....	0,5/1	a	1/1
Alvenaria H/V.....	0,2/1	a	0,5/1
Rochas e concreto.....	Verticais		

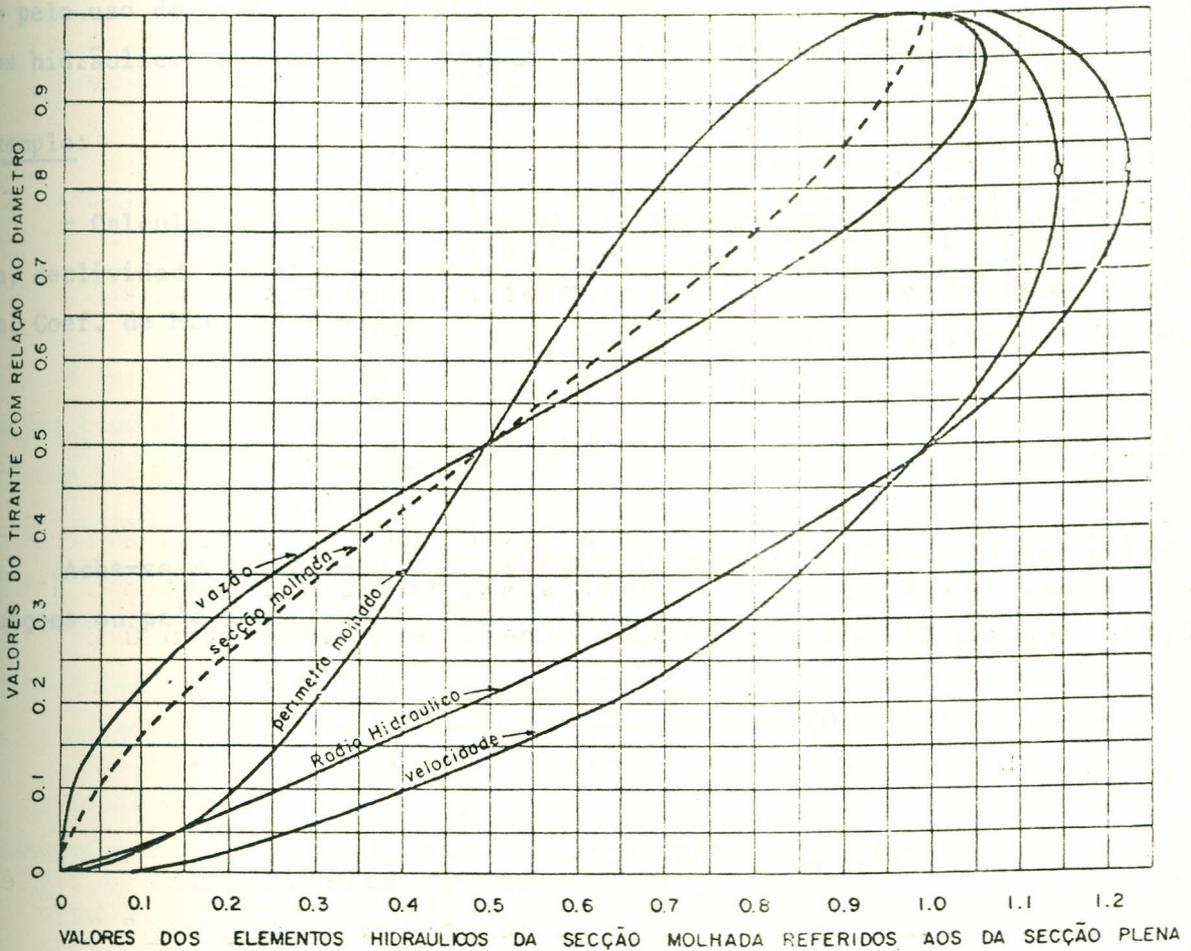


Figura 1.8. Curvas para cálculos de elementos hidráulicos em escoamento à seção parcial.

Para condutos livres circulares, à seção plena ou meia seção, o raio hidráulico é igual a $D/4$, pois:

$$\text{Seção Plena: } R = \frac{S}{P} = \frac{\frac{D^2}{4}}{\pi D} = \frac{D}{4}$$

$$\text{1/2 Seção: } R = \frac{S}{P} = \frac{\frac{D^2}{8}}{\frac{\pi D}{2}} = \frac{D}{4}$$

Para secções circulares parcialmente cheias, o cálculo torna-se facilitado pelo uso do gráfico apresentado na Figura 1.8., onde os valores dos elementos hidráulicos são dados em função da relação tirante/diâmetro.

Exemplo:

- Calcular a vazão de um conduto livre circular, de diâmetro igual a 100 mm, declividade igual a 4%, sendo que o escoamento ocorre com um tirante de 60 mm. Coef. de Manning = 0,012

$$Q = SV$$

$$V = \frac{1}{n} R^{2/3} I^{0,5}$$

Acha-se a velocidade como se fosse escoamento à secção plena, pelas equações ou pelo nomograma da Figura 1.8.

$$V = \frac{1}{0,012} \times \left(\frac{D}{4} \right)^{2/3} \times (0,04)^{0,5}$$

$$V = \frac{1}{0,12} \times \left(\frac{0,1}{4} \right)^{2/3} \times 0,04^{0,5}$$

$$V = 83,3 \times 0,025^{2/3} \times 0,04^{0,5}$$

$$V = 83,3 \times 0,086 \times 0,2 = 1,44 \text{ m/s}$$

- Vazão para secção plena:

$$Q = SV = \frac{\pi D^2}{4} \times V = \frac{3,14 \times 0,1^2}{4} \times 1,44$$

$$Q = 0,0113 \text{ m}^3/\text{s} = 11,3 \text{ l/s}$$

A relação tirante/diâmetro é:

$$\frac{I}{D} = \frac{60}{100} = 0,6$$

Na Figura 1.8. entrando-se com 0,6 na ordenada, retira-se o coeficiente de multiplicação da vazão, que é 0,67.

Logo, a vazão para um tirante de 60 mm é:

$$Q = 11,3 \text{ l/s} \times 0,67 = 7,58 \text{ l/s}$$

1.2. Adução por Recalque

É feita sempre por condutos forçados. O dimensionamento deste tipo de adutora é um problema hidraulicamente indeterminado. Um recalque a baixas velocidades implicaria em diâmetro relativamente grande, onerando a tubulação embora diminuindo os gastos com energia motora. Por outro lado, diâmetros menores, de custo mais baixo, requerem maior potência devido à maior perda de carga, aumentando assim os gastos com energia.

A indeterminação só pode ser levantada por um quesito externo à hidráulica, a condição de mínimo custo das instalações.

Usualmente tem sido utilizado a fórmula de Bresse para a determinação do diâmetro que torna mínimo o custo das instalações.

Tal equação é a seguinte:

$$D = k \sqrt[3]{Q} \quad 1.10.$$

D = diâmetro em metros

k = coeficiente cujo valor médio é 1,5

Q = vazão da adução em m³/s

Após a determinação do diâmetro pela equação acima, escolhem-se mais dois ou três diâmetros em torno do valor encontrado pela equação de Bresse, de terminando-se para cada um, os custos totais relativos às instalações completas. Evidentemente, o diâmetro que conduzir ao menor custo das instalações será o escolhido.

As perdas de cargas localizadas foram já apresentadas na Figura 1.2.

Para o cálculo, pode-se usar a planilha apresentada a seguir.

PLANILHA PARA CÁLCULO DO DIÂMETRO DE RECALQUE

1 - Diâmetro (mm)	D1	D2	D3
2 - Perda de carga unitária (m/km)	j1	j2	j3
3 - Perda de carga ao longo da tubulação (m.c.a.)	hf'1	hf'2	hf'3
4 - Perda de carga localizada (m.c.a.)	hf"1	hf"2	hf"3
5 - Perda de carga total (m.c.a.)	hf1	hf2	hf3
6 - Altura manométrica total (m.c.a.)	H1	H2	H3
7 - Potência consumida (KW)	P1	P2	P3
8 - Energia consumida por dia (KW.h)	e1	e2	e3
9 - Dispendio anual com energia (Cr\$)	E1	E2	E3
10- Custo total de tubulação (Cr\$)	t1	t2	t3
11- Custo do conjunto motor-bomba (Cr\$)	b1	b2	b3
12- Custo da tubulação + conjunto (Cr\$)	c1	c2	c3
13- Amortização e juros, referentes ao item 12 (Cr\$)	A1	A2	A3
14- Dispendio global anual (item 9 + item 13) - (Cr\$)	T1	T2	T3

O diâmetro que conduzir ao menor custo global anual, deve ser escolhido para o recalque.

1.3: Adutoras Mixtas

Compõe-se uma adutora mixta, de trechos por recalque e trechos por gravidade. Cada um, deve ser tratado como já visto nos itens anteriores. Entre um trecho por recalque e outro por gravidade, deve-se colocar um "stand-pipe", cujo nível médio define a cota para os cálculos da altura manométrica e da declividade piezométrica.

1.4: Peças Especiais das Adutoras

As adutoras exigem uma série de peças especiais para que possam funcionar convenientemente e também para possibilitar a manutenção da linha.

Nas adutoras por gravidade deve-se colocar:

a) válvula de parada: são instaladas em pontos convenientes da adutora, para que seja possível isolar trechos da tubulação por ocasião de reparos.

b) válvulas de descarga: são colocadas nos pontos baixos das adutoras com a finalidade de esgotar a canalização para reparos ou limpeza.

c) ventosas: as ventosas são válvulas especiais. Trabalham nos pontos altos das canalizações; servem para eliminar o ar acumulado nesses pontos. Quando a pressão interna é negativa, a ventosa permite a entrada de ar.

O diâmetro da tubulação de derivação de uma ventosa nunca deve ser inferior a 1/8 do diâmetro da canalização principal.

d) válvula contra golpe de ariete ou chaminés de equilíbrio: são usados no final das canalizações para amortecerem a sobre-pressão causada pelo fechamento do registro ou adufa final.

Nas adutoras por recalque, além das peças já mencionadas deve-se utilizar também as seguintes:

a) válvula de retenção: são colocadas logo na saída da bomba hidráulica e em pontos pré determinados da canalização com a finalidade de atenuar possíveis golpes de ariete e impedir a bomba de girar como turbina nas paredes de funcionamento.

b) válvula contra golpe de ariete: utilizada para proteção do conjunto de elevação e da tubulação em casos por exemplo, de interrupção do fornecimento de energia elétrica.

Em situações desse tipo, há depois da sub-pressão, uma sobre-pressão, que pode danificar o conjunto ou a canalização.

c) registro de gaveta: deve ser colocado após a válvula de retenção. No momento de se colocar em movimento o conjunto motor-bomba (radial) ele deverá estar fechado.

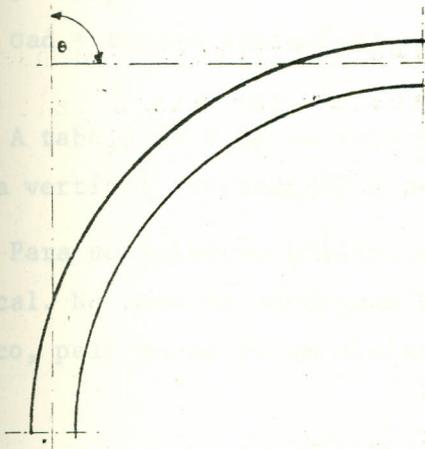
- ANCORAGENS:

As adutoras por condutos forçados exigem obras próprias para sua instala

ção. Assim é que o leito onde será assentada deve ser preparado convenientemente. Sendo material não consolidado, de fraca resistência, deve-se compactar ou se necessário fazer apoios para a canalização. Em terrenos rochosos a canalização deve ser assentada sobre "cama" de material mais mole. Uma tubulação não deve ficar apoiada por pontos relativamente distantes uns dos outros, para não vergar.

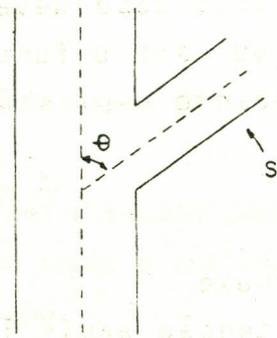
Uma obra também bastante importante diz respeito às ancoragens. Uma ancoragem é um bloco de concreto simples ou armado, ou ainda de alvenaria, que envolve a canalização em pontos especiais como curvas, "tees", com a finalidade de impedir que a canalização se desloque sob a ação do empuxo resultante da mudança de direção.

O empuxo deve ser calculado pelas equações relacionadas a seguir, de acordo com o tipo da conexão a ser ancorada.

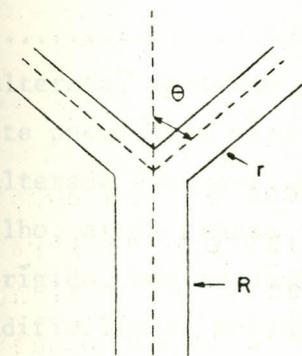


$$E = 2.P.S. \operatorname{sen} \frac{\theta}{2}$$

1.11.

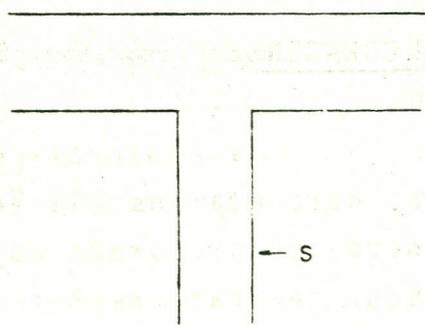


$$E = S.P. \quad 1.12.$$



$$E = P - (2r^2 \cos \frac{\theta}{2} - R^2)$$

1.13.



$$E = S.P. \quad 1.14.$$

onde: E = empuxo em kg
 P = pressão interna em kg/m^2
 θ = ângulo de deflexão
 S = secção em m^2
 R e r = raio, em m

- CÁLCULO DO BLOCO DE ANCORAGENS:

a) Canalizações enterradas - Neste caso deve-se procurar transferir o empuxo para as paredes ou para o fundo da vala. A área de contato é calculada pelas seguintes expressões:

$$A = \frac{E}{\sigma_{ad}} \quad 1.15.$$

E = empuxo

σ_{ad} = tensão admissível no terreno.

A tabela nº V dá os valores de σ_{ad} para vários tipos de solos e solicitações na vertical, recomendados pelo I.P.T.

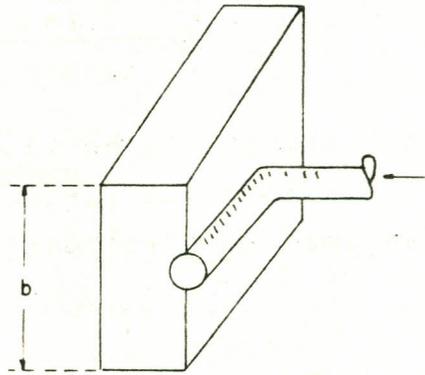
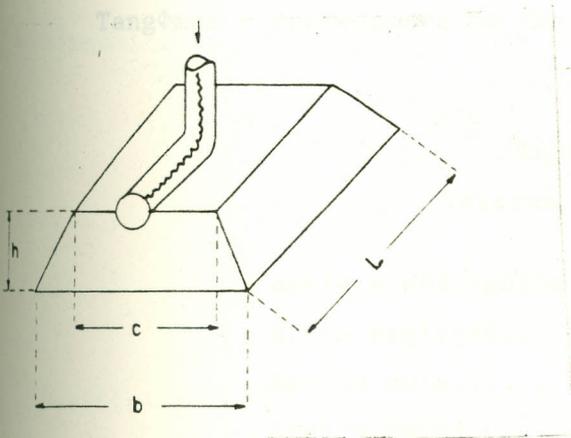
Para solicitação horizontal, a taxa admissível é tomada como a metade da vertical. No caso da ancoragem horizontal, deve-se tomar o cuidado de colocar o bloco, pelo menos 50 cm abaixo do nível do terreno.

TABELA V

Taxa admissível na vertical

Rocha.....	20 kg/cm^3
Rocha alterada, mantendo ainda a estrutura original, precisando martellete pneumático para desmonte.....	10 "
Rocha alterada escavável com picareta.....	3 "
Pedregulho, areia grossa, necessitando picareta para escavação.	4 "
Argila rígida, não moldável com os dedos.....	4 "
Argila dificilmente moldável.....	2 "
Areia grossa, de compactação média.....	2 "
Areia fina compacta.....	2 "
Areia fofa ou argila mole, escavação à pá.....	<1 "

No dimensionamento, deve-se usar o critério de tomar como altura mínima para o bloco, 15 cm para curvas de 45° e 30 para curvas de 90° .



-Exemplo:

Calcular as dimensões de um bloco para ancorar uma curva de 90° , de 300 mm de diâmetro, sujeita à pressão de 48 mca. Terreno de σ_{ad} igual a 2 kg/cm^2 .

$$E = 2 \cdot P \cdot s \cdot \frac{\sin \theta}{2} = 2 \times 48.000 \times 0,071 \times \sin 45^\circ$$

$$E = 6816 \times 0,707 = 4818 \text{ kg}$$

$$\text{Área de apoio: } A = \frac{E}{\sigma_{ad}} = \frac{4818}{2} = 2409 \text{ cm}^2$$

Dimensionamento: tomando-se: $B = 45 \text{ cm}$

$$\text{vem: } L = 2409 \div 45 = 53 \text{ cm}$$

Faz-se: $H = 30 \text{ cm}$ (mínimo) e

$$C = 35 \text{ cm} (< \text{que } B)$$

b) Canalizações não enterradas - Nos casos em que a canalização não está enterrada, temos que lançar mão de reação por atrito. Assim, em vez de calcular-se uma área de contato, deve-se calcular o volume de um bloco, cujo peso suporte o empuxo pela reação de atrito com o solo.

O peso do bloco é calculado pela expressão:

$$P \geq \frac{E_h}{\text{tang} \phi_{\max}} + E_v$$

1.16.

E_h = componente horizontal do empuxo

E_v = componente vertical do empuxo

$\text{Tang}\phi_{\text{max}}$ = corresponde ao coeficiente de atrito. Tabela (VI).

TABELA VI
Valores de $\text{tang}\phi_{\text{max}}$

Areia e pedregulho.....	0,05
Areia argilosa.....	0,40
Argila dura.....	0,35
Argila úmida.....	0,30

Quando o empuxo é na horizontal, a componente vertical é nula. Se o empuxo faz um ângulo de " α " com a horizontal, a componente horizontal é $E \cdot \cos\alpha$ e a vertical será $E \cdot \sin\alpha$.

Deve-se considerar a posição relativa do empuxo e do centro de massa do bloco, para evitar o tombamento. Praticamente para evitar cálculos, pode-se tomar como altura do bloco, 2,5 diâmetros. Dimensiona-se então a base e verifica-se se a pressão é compatível com a taxa admissível na vertical pelo terreno.

Exemplo:

Calcular a ancoragem por atrito em solo areia-argilosa, para uma curva de 45° , 400 mm de diâmetro, sujeita à pressão de 40 m.c.a., fazendo um ângulo de 10° com a horizontal.

$$\gamma = 2200 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Empuxo} = 2 \cdot P \cdot s \cdot \sin \frac{\theta}{2} = 5500 \text{ kg}$$

$$\text{Peso do bloco} = \frac{E_h}{\text{tang}\phi_{\text{max}}} + E_v$$

$$E_h = E \cdot \cos\alpha = 5520 \times 0,98 = 5409 \text{ kg}$$

$$E_v = E \cdot \sin\alpha = 5520 \times 0,17 = 938 \text{ kg}$$

$$\text{Tang}\phi_{\text{max}} \text{ (tabela)} = 0,40$$

$$\text{Então: } \text{Peso} = \frac{5409}{0,40} + 938 = 14.500 \text{ kg}$$

- Dimensionamento

$$V = \frac{14500 \text{ kg}}{2200 \text{ kg/m}^3} = 6,6 \text{ m}^3$$

$$H = 2,5 \quad D = 2,5 \times 0,40 = 1,00 \text{ m}$$

$$A = 6,6 \div \pi = 6,6 \text{ m}^2, \text{ podendo ser p.ex.:}$$

$$B = 8,00 \text{ e } L = 2,00 \text{ m}$$

- Verificação da taxa sobre o solo:

$$\frac{14500 \text{ kg}}{6,6 \text{ m}^2} = 0,22 \text{ kg/cm}^2$$

Pela tabela V vê-se que o solo pode suportar até 2 kg/cm^2 . Logo está viável o dimensionamento.

2. BOMBAS HIDRÁULICAS

Em muitos sistemas de abastecimento de água, a topografia do terreno impossibilita algumas vezes a adução por gravidade. Nesses casos faz-se necessário o recalque através de bombas.

Bombeamento é a operação pela qual se fornece energia hidráulica ao líquido, com o fim de promover o seu deslocamento.

Pelo teorema de Bernoulli, sabe-se que a energia hidráulica compreende três parcelas: a energia potencial ou de posição, energia cinética ou de velocidade e a energia piezométrica ou pressão.

Em alguns tipos de bombas como as centrífugas por exemplo, essas formas de energia transformam-se entre si, dependendo das condições de escoamento.

2.1. Classificação

Os aparelhos de bombeamento, classificam-se da seguinte forma:

a) Máquinas de deslocamento - são aquelas em que o intercâmbio da energia é estático, isto é, depende das pressões e forças estáticas, que são independentes das velocidades relativas do escoamento com relação às peças móveis. Neste tipo de bomba, a vazão é dependente da velocidade do fluxo, porém a variação da energia devido à velocidade não depende de "interação" com energia piezométrica ou potencial, mas sim, da maior ou menor velocidade que é imprimida nas peças móveis.

Por conseguinte, o volume deslocado é independente da pressão contra a qual está sendo impelido.

São chamadas também de estáticas ou volumétricas.

Quanto ao funcionamento, as bombas volumétricas podem ser alternativas e rotativas. Nas alternativas, a descarga é intermitente, enquanto nas rotativas a descarga é contínua. As máquinas conhecidas por "carneiros hidráulicos", são máquinas alternativas, simultaneamente motoras e movidas.

As bombas volumétricas mais utilizadas hoje em dia, são:

- Alternativas: . pistão
- . diafragma
- Rotativas: . parafuso de Archimedes
- . engrenagens
- . palhetas
- Motora e Movida: . ariete hidráulico.

b) Máquinas hidráulicas de fluxo - também chamadas bombas dinâmicas. A energia cinética é parcialmente transformada em energia potencial no difusor da bomba. Quando o líquido está em movimento no interior da bomba aparecem as forças dinâmicas que atuam no rotor. As velocidades absolutas e as relativas são proporcionais à velocidade periférica do rotor. A energia transmitida ao líquido é numericamente igual à diferença que se encontra quando se aplica o teorema de Bernoulli às seções de entrada e de saída da bomba.

- Dividem-se em:
- Radiais
 - Diagonais
 - Axiais
 - Especiais: ar comprimido (air lift) injetora

2.2 Bombas estáticas

2.2.1. Bombas alternativas

Bomba de pistão

As bombas de pistão se constituem essencialmente de um cilindro dentro do qual se move um êmbolo acionado por uma vareta. Os tipos principais são:

- Aspirante - o líquido é elevado unicamente pelo princípio de sucção. A bomba consta de duas válvulas, uma na base do cilindro e outra no êmbolo. Durante a subida o êmbolo succiona o líquido para dentro do cilindro; durante a descida o líquido então pressionado passa pela válvula do êmbolo permanecendo porém dentro do cilindro. Durante a subsequente subida do êmbolo, o líquido é lançado para fora do cilindro, pela seção de saída e nova quantidade de líquido é succionada como já ocorrera anteriormente.

- Prêmente - Nesta bomba as duas válvulas ficam na base do cilindro, o qual fica mergulhado. Quando o êmbolo sobe a água penetra no cilindro; quando desce, o pistão recalca o volume admitido durante a subida.

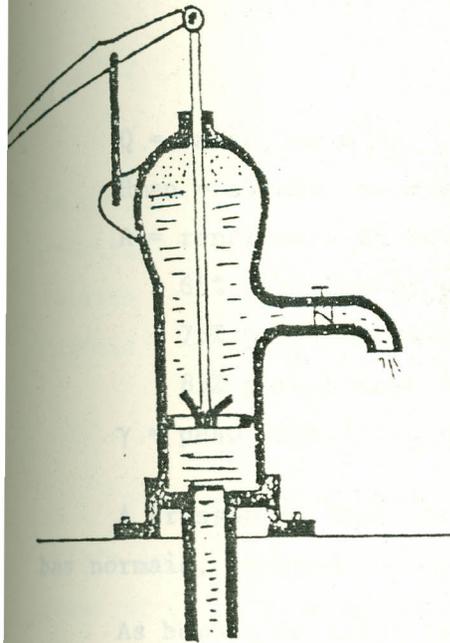


Figura 2.1.

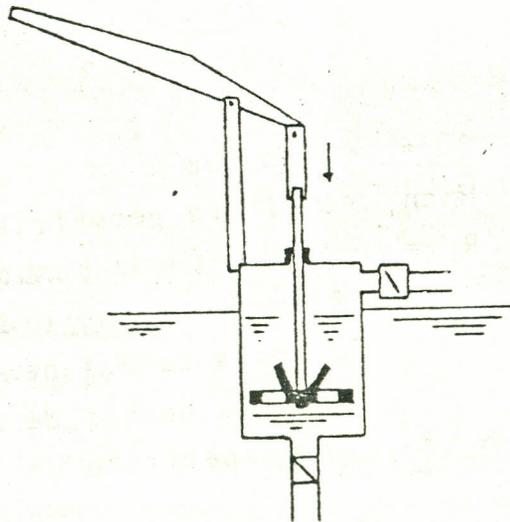


Figura 2.2.

- Aspirante-premente - possui quatro válvulas que se abrem duas a duas. Assim consegue-se um jato mais uniforme e maior vazão pois há aspiração e recalque concomitantemente.

A vazão das bombas de pistão pode ser calculada pela expressão:

$$Q = \alpha \cdot s \cdot h \cdot n \text{ (m}^3\text{/min.)} \quad 2.1.$$

α = rendimento volumétrico

0,80 - 0,85 para bombas ordinárias

0,85 - 0,90 para bombas bem construídas

0,90 - 0,95 para bombas de superior acabamento

s = seção interna do cilindro em m^2

h = curso do pistão, em metros

n = número de vezes que o pistão recalca por minuto. Este valor é de 25 a 60 nas bombas convencionais, 120 a 200 nas boas e 250 nas excepcionais.

As bombas comuns recalcam de 100 a 5.000 l/min. A velocidade do êmbolo varia de 0,75 a 1,00 m/s, podendo chegar a 1,80 m/s excepcionalmente. A potência necessária é:

$$N = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H_{man}}{75 \cdot R} \text{ (CV)} \quad 2.2.$$

Q = vazão, em m^3/s

H_{man} = altura geométrica + perdas

R = rendimento da bomba

65% para bombas ordinárias

75% para bombas bem construídas

85% para bombas de superior acabamento

γ = peso específico do líquido em Kgf/m^3

A pressão de trabalho das bombas de pistão é de até 200 Kgf/cm^2 nas bombas normais, chegando a 400 Kgf/cm^2 nas bombas especiais.

As bombas de lavar veículos, por exemplo, apresentam de modo geral as seguintes características:

Vazão	20 - 50 litros/min.
Pressão	20 Kgf/cm ²
Velocidade	170 recalques por minuto
Velocidade da água na aspiração	0,75 - 1,5 m/s
Velocidade da água no recalque	1,0 - 2,0 m/s
Potência	3 cv
Pistões	2 unidades

- Altura de aspiração - a altura de aspiração das bombas de pistão ou de qualquer outra máquina aspirante de água, é influenciada por diversos fatores tais como temperatura, pressão de vapor do líquido, resistências oferecidas pela tubulação e peças especiais. Desta forma uma bomba dificilmente succiona de uma altura superior a 6 ou 7 metros ao nível do mar.

Bomba de diafragma

É composta de uma carcaça e de um diafragma, movível por meio de uma alavanca. O diafragma pode ser rígido ou flexível. O tipo mais comum é aquele constituído por diafragma rígido. É uma bomba apropriada para pequenas vazões e pequenas alturas. O tipo constituído por diafragma flexível, se presta para elevação de maiores vazões embora ainda com uma pequena altura de recalque.

2.2.2. Bombas rotativas

As bombas rotativas diferenciam das alternativas principalmente pelo tipo de movimento das peças móveis o qual é contínuo e em um mesmo sentido. Como resultado deste aspecto de funcionamento ocorre que o fluxo das máquinas rotativas é contínuo e uniforme, mesmo sem o uso de câmaras de ar ou válvulas especiais.

Bomba de engrenagens

É usada no abastecimento doméstico e principalmente em aplicações industriais para bombeamento de líquidos viscosos, como óleos. É muito usada em tratores agrícolas e industriais, nos circuitos hidráulicos de transmissão e nos sistemas de acionamentos de lâminas, caçambas, etc.

O recalque verifica-se ao ser o líquido arrastado pelos dentes das engre

nagens junto às paredes do corpo da bomba.

Tratando-se de líquidos pouco viscosos como a água, as engrenagens deverão ser muito bem ajustadas para que as perdas não sejam excessivas.

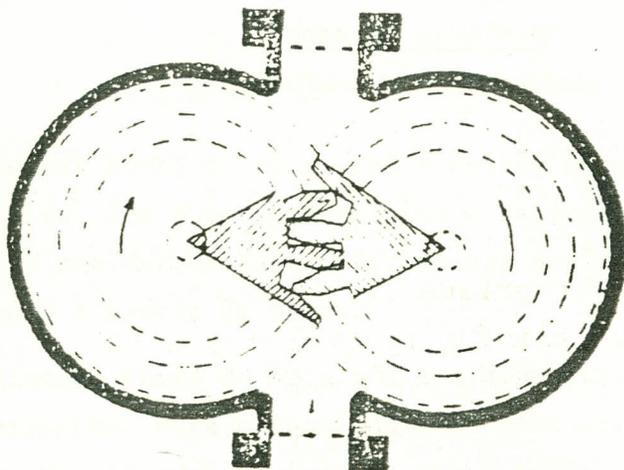


Figura 2.3.

A vazão das bombas de engrenagens é calculada pela seguinte expressão:

$$Q = 120 \cdot f \cdot z \cdot b \cdot n \cdot r \quad (\text{m}^3/\text{h}) \quad 2.3.$$

f = secção de um dente, perpendicularmente ao eixo de giro, limitada no pé do dente pelo círculo da cabeça da roda dentada antagônica (m^2).

z = número de dentes de uma roda

b = largura axial das rodas dentadas (m)

n = número de rotações por minuto

r = rendimento volumétrico, 0,85 a 0,95

O número de rotações da bomba de engrenagens, quando a viscosidade do líquido é reduzida é de 1.500 rpm, podendo nas bombas providas de engrenagens com dentes geometricamente bem desenhados, trabalhar com até 3.000 rpm.

Aumentando-se a viscosidade do líquido deve-se reduzir proporcionalmente a rotação para até 200 rpm em se tratando de óleos pesados.

As bombas de alta rotação podem evacuar o ar da tubulação de sucção, se esta não exceder ± 7 metros de altura, ao nível do mar.

As bombas de engrenagens são adequadas para altas pressões podendo chegar até 50 atmosferas: geralmente existe uma válvula de alívio protegendo o conjunto de sobrecargas; ela permite que parte do líquido bombeado retorne ao tubo de aspiração.

Bomba de parafuso

(parafuso de Archimedes)

Compõe-se tal bomba de um cilindro dentro do qual move-se um eixo provido de um helicóide. Com a rotação do eixo o helicóide recolhe a água do depósito onde situa-se uma extremidade inferior e a desloca no sentido da extremidade superior que é a secção de saída.

Seu rendimento varia de 40 a 60% e o diâmetro deve ser 10 a 15 vezes menor que o comprimento. Para o funcionamento mais eficiente, o ângulo de inclinação da bomba em relação à horizontal deve ser maior que o ângulo de inclinação do helicóide em relação ao seu eixo de rotação. Geralmente este último ângulo é de 30° logo, a inclinação do aparelho deve ser de 35 a 40° .

O "Parafuso de Archimedes" se presta para recalque de vazões elevadas, porém a baixas alturas, não ultrapassando geralmente os 3 metros. Pequenos aparelhos, diâmetro de até 50 cm aproximadamente, podem ser movimentados manualmente.

Bomba de palhetas

Consta de uma carcaça onde gira um eixo excêntrico no qual é fixada uma base. Esta base possui ranhuras onde ocorrem palhetas que movimentam o fluido a ser bombeado.

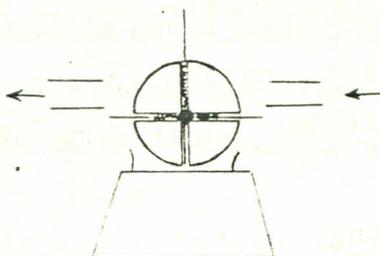


Figura 2.4.

As palhetas trabalham pressionadas contra a carcaça pela ação de molas localizadas nas ranhuras.

A vazão depende da rotação e do volume livre da carcaça, onde trabalham as palhetas.

2.2.3. Ariete hidráulico

Também chamado carneiro hidráulico, é uma máquina muito simples e de manutenção barata. Não necessita de força motriz para o seu funcionamento: suficiente diferença de nível entre o reservatório d'água a ser recalçada e o carneiro, é a condição necessária.

O carneiro é constituído de:

- Tubo de alimentação (adutor)
- Válvula de recalque
- Câmara de ar, com campânula
- Tubo de recalque
- Válvula de escapamento

O funcionamento do ariete é o seguinte: o tubo adutor passa pela válvula de escapamento. Estando ela aberta, a água escapa até que a pressão devido a velocidade crescente do líquido seja capaz de fechá-la bruscamente. O fechamento brusco desta válvula, ocasiona devido à força de inércia, uma súbita elevação da pressão no cano adutor, fenómeno denominado golpe de ariete. Esta sobrepressão causa a abertura da válvula de recalque e a introdução da água na câmara de ar. A água vai comprimindo o ar da campânula. Após esta onda de pressão, ocorre um retrocesso do líquido dentro do tubo adutor. É a onda de subpressão. Quando ela ocorre, fecha-se a válvula de recalque devido a diferença de pressão entre a campânula e o tubo adutor; ao mesmo tempo, abre-se a válvula de escapamento, iniciando-se outro ciclo.

Com a continuidade dos ciclos, a pressão dentro da campânula vai fazendo a água elevar-se pelo tubo de recalque.

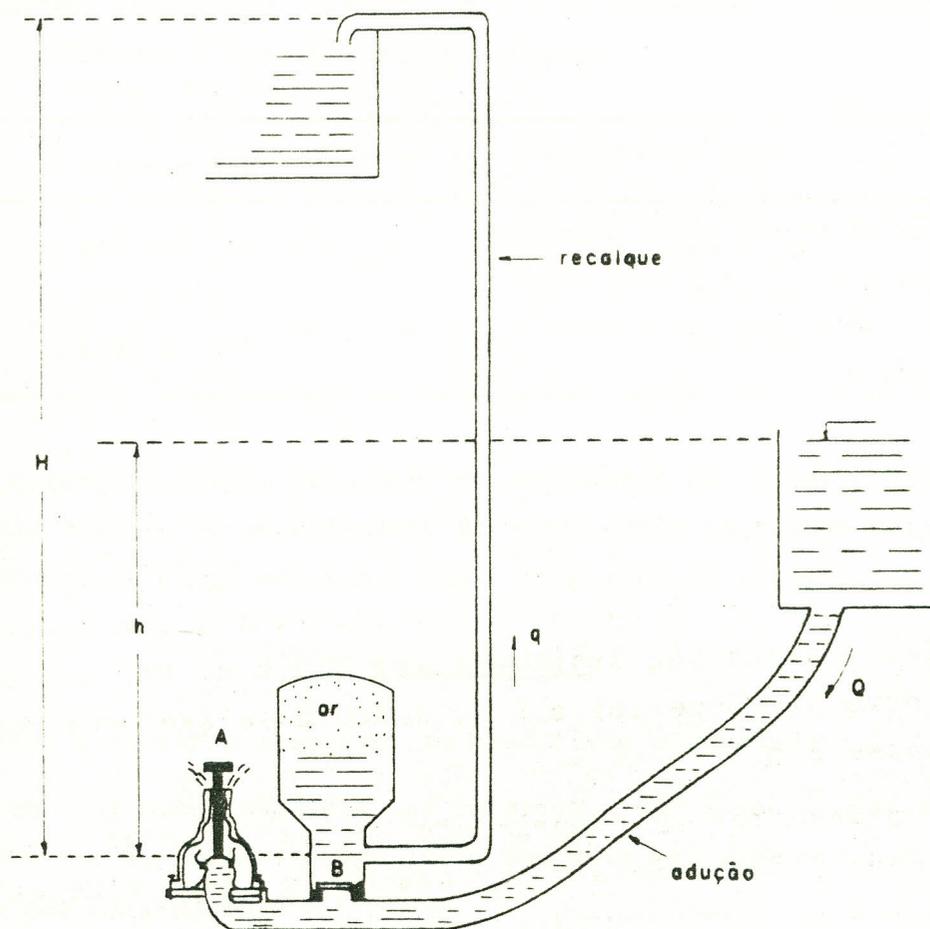


Figura 2.5.

Cálculo da vazão

A vazão de um carneiro é calculada pela expressão:

$$Q_{hr} = qH$$

2.4.

Q = vazão de alimentação (litros/minuto)

h = altura de alimentação (metros)

q = vazão de recalque (litros/minuto)

H = altura de recalque (metros)

r = rendimento (%)

O rendimento depende da relação h/H e da perfeição do aparelho. Aproximadamente, o rendimento é como mostra-se a seguir:

Relação h/H	R%
Até 1:4	75 - 70
1:4 a 1:2	70 - 60
1:20 a 1:30	60 - 50

Quando o comprimento da tubulação de recalque é maior que a altura de elevação a vazão real torna-se diferente do valor médio calculado pela equação 2.4. pois, a perda de carga adicional não é computada na equação.

Cuidados na instalação

a) Deve-se assentar o carneiro, em base firme e nivelada.

b) A altura da queda não deve ser inferior a 1,5 m sendo preferível que não seja inferior a 2,0 m. Por outro lado, não deve ser superior a 9 m, sendo desejável que não ultrapasse 5 m.

c) O tubo deve ter um comprimento de 5 a 10 vezes a altura da queda d'água. Se a distância entre a fonte de água e o carneiro for superior a estes valores, deve-se usar um tubo de diâmetro maior que o recomendado para o carneiro em questão.

d) A tubo adutor deve ainda:

- ser o mais reto possível;
- estar sempre abaixo da linha piezométrica efetiva;
- ter um ralo na entrada;
- ter um registro de passagem perto do carneiro.

e) O tubo de recalque deve ser o mais curto possível para evitar maiores perdas.

Funcionamento

a) Para colocar o carneiro em funcionamento, basta acionar a válvula de escapamento, algumas vezes.

QUADRO I - Dados relativos à Ariêtes Nacionais.

Nº do Aparelho	Canos		Litros de água a consumir p/min.	Litros de água elevada em 1 hora			
	Carga	Descarga		6:1	8:1	10:1	12:1
2	3/4	3/8	5 - 7	32- 44	20- 28	12- 18	-
3	1"	1/2	7 - 15	44- 95	28- 60	18- 38	11- 24
4	1 1/2	3/4	15 - 25	95-160	60-100	38- 69	24- 40
5	2"	1"	35 - 45	160-285	100-180	63-112	40- 72
6	2 1/2	1 1/4	45 - 75	285-480	180-300	112-186	72-120
7	3"	1 1/2	75 -125	480-800	300-500	186-330	120-200

b) Por meio de contrapesos adaptados à válvula, pode-se regular o número de batidas. Aumentando-se o número de batidas, aumenta-se o rendimento do carneiro, porém diminui as vazões de entrada e de saída. Diminuindo-se as batidas, consegue-se recalcar uma maior vazão, porém o rendimento é menor, sendo necessário fornecer ao carneiro, uma quantidade de água bastante maior.

c) Deve-se periodicamente, introduzir o ar na campânula, abrindo-a, simplesmente. Se acabar o ar da campânula, o carneiro deixa de funcionar.

d) De tempos em tempos, dependendo do maior ou menor uso do carneiro, deve-se trocar a sola da válvula de recalque. Esta é praticamente, a única reposição exigida pelo carneiro durante a sua vida útil.

2.3. Bombas dinâmicas

A visualização global do campo de funcionamento das bombas dinâmicas é conseguida através das suas curvas características, as quais descrevem o seu comportamento.

Essas curvas são obtidas, experimentalmente, através de ensaios com a própria máquina ou com modelos reduzidos.

São apresentadas nos diagramas $H = H(Q)$, e com as demais grandezas envolvidas no escoamento mantidas como parâmetros (densidade, viscosidade, rotação, diâmetro do rotor).

Tais curvas podem ser representadas em um só gráfico como mostram as Figuras 2.6. e 2.9.

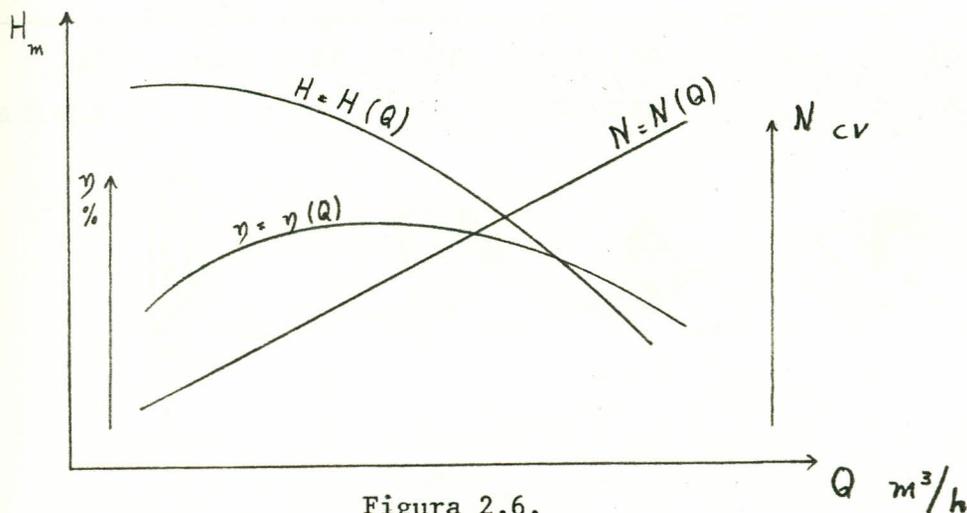


Figura 2.6.

A escolha de uma bomba deve ser baseada no exame de suas curvas características, para que se possa conseguir uma unidade que opere nas condições desejadas de altura e vazão, com o máximo rendimento.

As grandezas que caracterizam o escoamento através das máquinas de fluxo são essencialmente as seguintes:

Q = vazão

ρ = massa específica

Δ_p = diferença de pressões totais entre as seções de entrada e saída da bomba = $\rho g H$

$\omega = \frac{2\pi n}{60}$ - velocidade angular do rotor da máquina

R = dimensão linear característica da bomba, geralmente raio ou diâmetro do rotor.

Outra grandeza de muita utilidade na caracterização do comportamento das bombas hidráulicas é o coeficiente de rotação unitária, referido à vazão (Figura 2.7.).

$$n_{sq} = \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

n = rpm

Q = m³/s

H = m

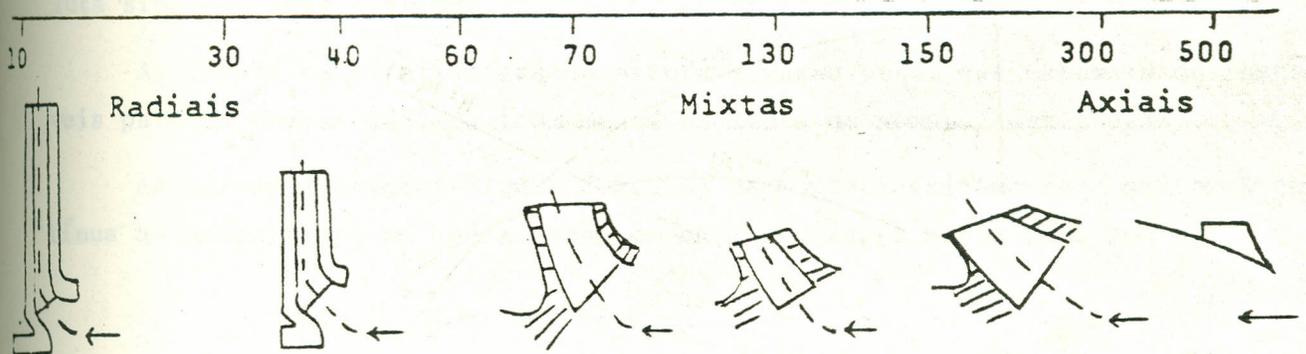


Figura 2.7.

Os valores de n , Q e H devem ser tomados no ponto de máximo rendimento.

Existe uma marcante correspondência entre a geometria dos rotores e os valores do coeficiente de rotação específica, conforme pode-se ver pela Figura 2.7.

O rotor é a peça móvel das bombas dinâmicas. Sua geometria influi não somente no valor do coeficiente de rotação específica, mas também no comportamento das curvas características.

Basicamente existem três tipos de rotores e três tipos de bombas: o radial, o axial e o helicoidal.

No rotor radial o fluido entra na direção axial e sai da direção radial, sofrendo portanto mudança de direção. No rotor axial o fluido entra e sai na direção axial, enquanto no rotor helicoidal, o líquido entra na direção axial e sofre uma mudança leve de direção, deixando o rotor em uma trajetória intermediária entre o axial e o radial.

2.3.1. Curvas características

Nas aplicações práticas, são as seguintes as curvas dimensionais que caracterizam o funcionamento das bombas dinâmicas:

a) Curvas de altura manométrica, $H = H(Q)$: Essas curvas características de altura em função de vazão dependem não só do coeficiente de rotação específica unitária, o qual caracteriza a forma do rotor, mas dependem também o número de pás do rotor e do tipo de saída que conduz a água para fora do rotor (voluta simples, anel difusor).

As curvas características de altura x vazão podem ser estáveis ou instáveis para as bombas radiais (comumente chamadas de bombas centrífugas).

As curvas estáveis (Figura 2.8., a) caem progressivamente e de forma contínua ao mesmo tempo em que a vazão aumenta. Portanto neste caso tem-se:

$$H_{Q=0} = H_0 = H_{\max} \quad 2.5.$$

As curvas instáveis, partindo do valor de H_0 correspondente à vazão nula, sobem até um ponto máximo, H_{\max} , depois caem continuamente enquanto a vazão aumenta, conforme pode-se ver pela Figura 2.8.b. As curvas instáveis apre-

sentam para cada valor de H acima de $H_Q = 0$, dois valores de Q .

Sempre que o ponto de funcionamento entra na chamada faixa instável (trecho AB) há a possibilidade de ocorrer o fenômeno pulsação de vazão: súbita cessação e inversão do fluxo, seguida de brusca redução de pressão que leva ao salto do ponto de funcionamento novamente para o trecho estável.

A entrada do ponto de funcionamento na faixa instável geralmente ocorre nas instalações em que a variação do nível d'água nos reservatórios, é variável durante o bombeamento.

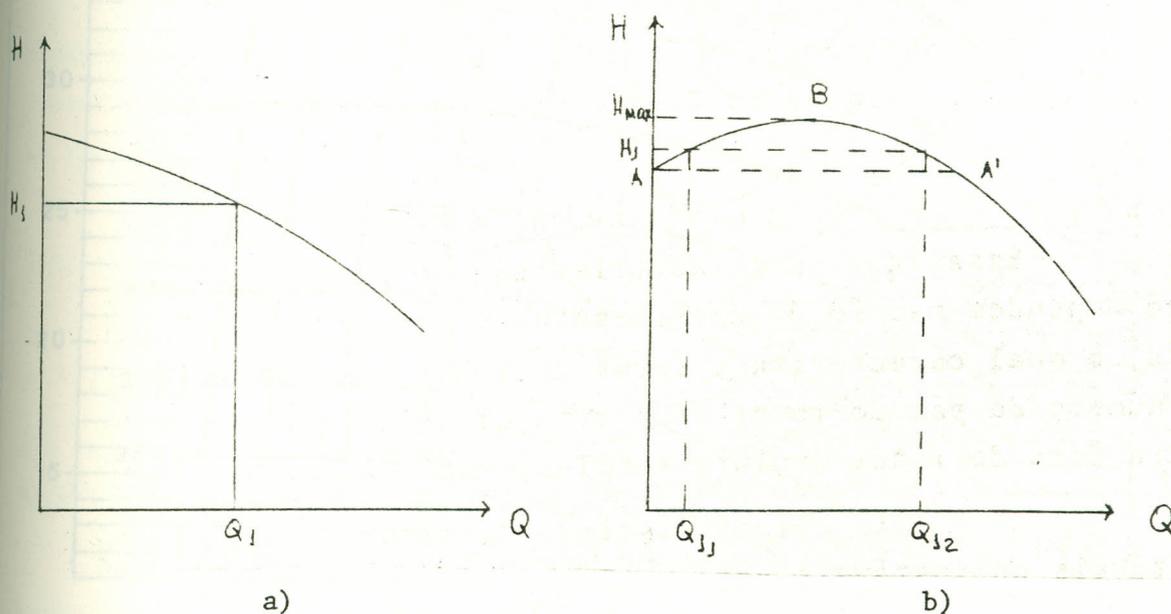


Figura 2.8.

A estabilidade depende diretamente dos seguintes fatores:

- reduzido número de palhetas no rotor
- reduzido valor do ângulo β_2 (Figura 2.10).
- extensão das palhetas na direção da entrada do rotor.

As curvas características $H = H(Q)$ para as bombas helicoidais (fluxo misto) e para as axiais (hélice) são sempre estáveis.

O caimento mais acentuado da curva, com o aumento de vazão, ocorre nos rotores que apresentam:

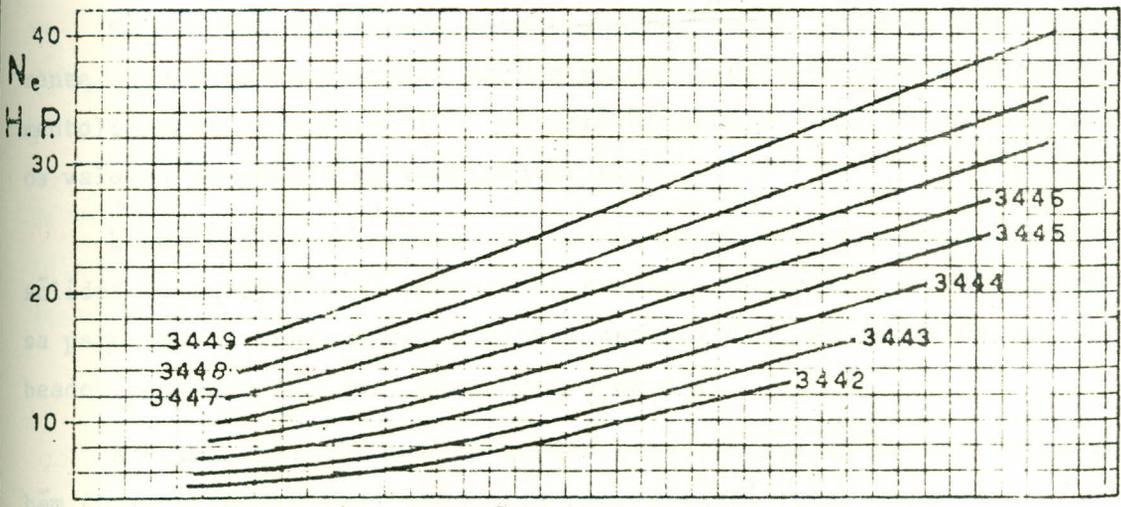
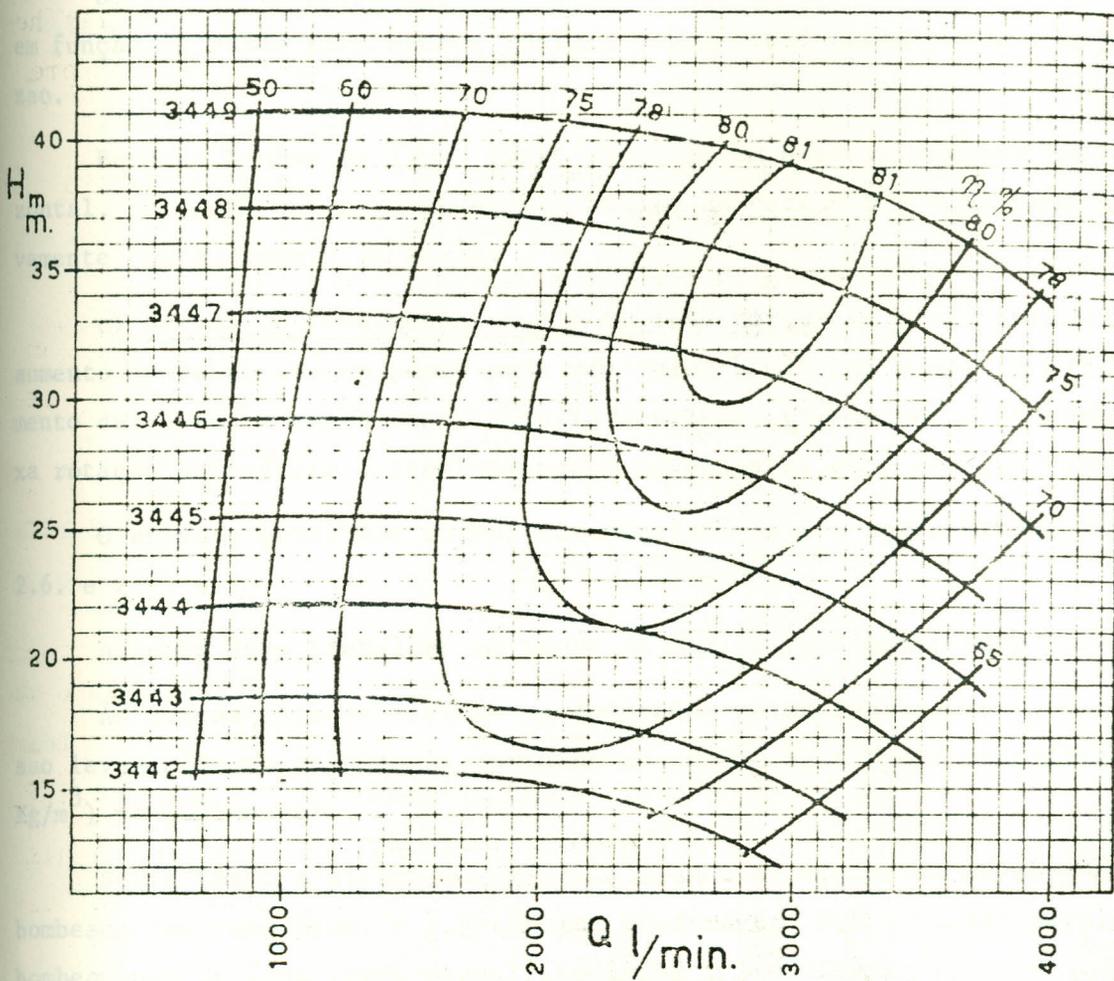
- tendência à forma helicoidal (maior valor de n_{sq})
- pequeno valor de b_2 (Figura 2.10), ou seja, rotores estreitos.



BETA 100
DISCO FECHADO
n=1760 R.P.M.

MODELO 344
TIPOS: 3442 a 3449

Nº
CC-7-344
1ª edição



BOMBAS ALBRIZZI - PETRY S.A. SÃO PAULO - BRASIL

Figura 2.9.

- reduzido valor do ângulo β_2 (Figura 2.10)
- reduzido número de palhetas.

b) Curvas de potência, $N = N(Q)$: As curvas características de potência em função da vazão para bombas radiais sobem continuamente com o aumento da vazão.

Para as bombas de fluxo mixto elas têm um desenvolvimento bastante horizontal, enquanto que para as bombas axiais as curvas $N = N(Q)$ caem progressivamente com o aumento da vazão.

c) Curvas de rendimento, $\eta = \eta(Q)$: As curvas de rendimento sobem com o aumento da vazão até um ponto onde seu valor é máximo; a partir daí, com o aumento da vazão, a curva de eficiência decresce, gradualmente em bombas de baixa rotação específica e acentuadamente naquelas de alta rotação específica.

O aspecto geral das curvas características é o apresentado nas figuras 2.6. e 2.9.

A bomba deve trabalhar no ponto de máximo rendimento ou próximo dele.

As curvas características apresentadas pelos fabricantes, normalmente são levantadas em ensaios apropriados usando-se água (peso específico a 1.000 Kg/m^3) no bombeamento.

Desta forma a altura manométrica é dada em metros de coluna do fluido bombeado (no caso água) e a potência, rendimento, N.P.S.H., são pertinentes ao bombeamento de água (peso específico igual a 1.000 Kgf/m^3).

Se a bomba é colocada para trabalhar com líquido de peso específico diferente, a altura manométrica será a mesma (medida em coluna do fluido em bombeamento); porém, a pressão ($H \cdot \gamma$) será diferente, como diferentes serão também os valores de potência, rendimento, etc.

Experiências mostraram ainda que, mesmo no bombeamento de água contendo sólidos em suspensão há aumento de pressão, potências, e, por incrível que possa parecer, de rendimento. A altura manométrica medida em coluna do fluido bombeado (contendo sólidos) permanece a mesma.

A Figura 2.9. mostra as curvas características de uma bomba radial (também chamada centrífuga) produzida por Albrizzi-Petry S.A.

2.3.2: Altura manométrica

É a diferença entre a altura manométrica de recalque (H_r) e a altura manométrica de sucção (H_s).

$$H = H_r - H_s \quad 2.6.$$

A altura manométrica de recalque é a soma de: altura estática de recalque e perdas de cargas (locais e ao longo da canalização).

$$H_r = h_r + h_{fr} \quad 2.7.$$

A altura manométrica de sucção é:

a) Soma da altura estática de sucção com as perdas de carga (localizadas e ao longo da tubulação) quando o nível d'água no poço de sucção está abaixo do eixo da bomba. Neste caso o valor de H_s é negativo.

b) Diferença entre a carga estática na sucção e as perdas de carga, quando o nível d'água no poço de sucção está acima do eixo (bomba afogada). Neste caso o valor de H_s é positivo. Então:

$$H_s = \underline{+} (h_s + h_{fs}) \quad 2.8.$$

Nas bombas de grandes alturas ou pressões, a energia cinética é relativamente pequena, ao contrário do que sucede com bombas de baixas alturas. Desta forma, a não consideração da altura da velocidade no cálculo da altura manométrica total, das bombas de grandes pressões, não afetará os resultados práticos. Assim sendo, pode-se concluir que a consideração ou não da carga cinética, depende da precisão desejada na determinação da altura manométrica total, da precisão dos manômetros utilizados, e da precisão com que se pode fazer as leituras. Em muitos casos, tais erros, encobrem o valor da carga cinética, não justificando sua consideração nos cálculos.

2.3.3: Perdas e rendimentos

A potência útil de uma bomba dinâmica, ou seja, a potência fornecida por uma bomba em termos de trabalho realizado pelo rotor na unidade de tempo é:

$$N_t = \frac{Q \cdot H \cdot \gamma}{75} \quad (\text{cv}) \quad 2.9.$$

sendo: $Q =$ vazão em m^3/s

$H =$ altura manométrica em m

$\gamma =$ peso específico do líquido em Kgf/m^3

Para que o rotor desenvolva a potência supra mencionada, ele deve receber em seu eixo uma potência teoricamente semelhante. Na prática entretanto, as perdas hidráulicas, mecânicas e volumétricas fazem com seja necessária a inclusão na expressão anterior, de um fator de correção η , que é chamado rendimento total. Assim sendo, a potência real a ser fornecida pelo rotor deverá ser:

$$N = \frac{Q \cdot H \cdot \gamma}{75 \cdot \eta} \quad 2.10.$$

O valor de η é variável, por isto a potência exata deve ser procurada nas curvas características da bomba em questão.

2.3.4. Principais tipos de bombas dinâmicas

- Bomba radial (centrífuga): das máquinas dinâmicas são as radiais as mais difundidas. Nelas, a trajetória dentro do rotor muda bruscamente da direção axial para a radial. São adequadas para o recalque de vazões pequenas a grandes alturas, relativamente às mixtas e axiais.

O rotor possui um certo número de pás espiraliformes. Girando rapidamente no interior da carcaça da bomba, o rotor faz que a água desloque-se em alta velocidade em direção à saída. Porém, no difusor da bomba, grande parte da energia de velocidade (cinética) é transformada em energia piezométrica (altura de carga ou de elevação).

Funcionamento

Uma fonte externa de energia produz a movimentação giratória da peça móvel que é denominada rotor. O rotor movendo-se faz com que a água que se achava entre as pás seja arrastada para a periferia. Com a saída do líquido forma-se uma zona de baixa pressão absoluta no interior da carcaça, uma vez que a pressão efetiva torna-se negativa (vácuo); este evento permite que a pressão

atmosférica atuando na superfície do líquido reservado faça-o movimentar-se no sentido da entrada do rotor.

A velocidade com que a água sai do rotor não é admissível para a tubulação de recalque, devendo por conseguinte ser sensivelmente diminuída; além do mais a energia piezométrica (pressão de elevação ou altura de elevação) é bastante pequena em tais circunstâncias.

A diminuição da velocidade é executada pelo sistema difusor das bombas e é efetivada pela transformação em energia piezométrica, o que portanto permite a consecução de dois objetivos simultaneamente: queda de velocidade de escoamento e aumento de pressão.

A ação do sistema difusor baseia-se no alargamento progressivo da secção; sendo constante a vazão, o aumento de secção promove a diminuição da velocidade de escoamento, de conformidade com a equação de continuidade. Esta ação deve ser procedida através de difusores geometricamente bem desenhados quanto ao aspecto de escoamento, para que o fluido possa atravessar o sistema sem que haja choques excessivos e movimentos vorticosos.

Nos casos mais comuns o difusor é formado pelo próprio corpo da bomba, constituindo-se em uma peça de secção crescente no sentido da saída. Nas bombas de elevada velocidade o rotor é seguido por uma coroa de pás fixadas, as quais formam uma série de condutos de secção crescente que promovem a diminuição da velocidade. A este difusor segue-se a voluta. Se houverem vários rotores haverá também outro tanto de coroas difusoras e após a última delas, a voluta.

Em qualquer dos casos mencionados, após a voluta ainda existe um outro difusor; um tubo cônico divergente, o qual faz a ligação da carcaça da bomba com a tubulação de recalque.

A principal deficiência das bombas com difusor de palhetas fixas é que, como estas são projetadas em sua curvatura para uma dada vazão, qualquer alteração de fluxo já promove o choque do líquido com as palhetas, com perda de energia. Assim, as bombas com difusor de palhetas devem trabalhar no ponto nominal (ponto pré-determinado nos cálculos ou levantados em ensaios) o que as limita quanto ao uso, pois não devem ser usados em paralelo (tópico 2.3.8.) ou em instalações que demandam vazões variáveis.

Aplicando-se a equação de Bernoulli às secções de entrada e saída do difusor, ambas equidistantes do plano de referência, encontra-se a explicação hidro-mecânica para a transformação da energia cinética em pizométrica.

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} \quad 2.11.$$

Tipos de bombas radiais

As bombas centrífugas são de diferentes tipos, podendo serem agrupadas sob diferentes aspectos:

a) Pela disposição das pás do rotor:

- Bombas de rotor aberto: as pás são livres de ambos os lados.
- Bombas de rotor semi-aberto: as pás são livres de um lado e fixadas em um disco, pelo lado oposto ao já considerado. Neste tipo, como também no anterior, a passagem do líquido é mais fácil; são rotores aconselhados para o bombeamento de água contendo impurezas diversas.
- Bombas de rotor fechado: o rotor é constituído de dois discos paralelos com as palhetas formando "canais" entre eles. O fluxo é melhor orientado e as perdas são menores. É o tipo mais usado.

b) Pelo tipo de entrada:

- Bombas de sucção única: são as mais usadas; uma só tubulação de sucção.
- Bombas de sucção dupla: no mesmo corpo de uma bomba associam-se dois rotores em paralelo-dorso contra dorso, cada qual aspirando o líquido de uma mesma fonte. Neste caso a altura manométrica é igual a de cada um dos rotores trabalhando isoladamente e a descarga é igual a soma das descargas de cada um.

c) Pelo número de rotores:

- Bombas de um estágio: têm um único rotor.

- Bombas de vários estágios: são vários rotores associados em série; a descarga de um faz-se na sucção do seguinte. A vazão recalçada é aquela de um só rotor, enquanto a altura de elevação é igual a soma das alturas individuais.

d) Pela disposição de trabalho:

- Bombas de eixo horizontal: são as mais comuns e de aplicação mais generalizada.
- Bombas de eixo vertical: não submersas: trabalham dentro dos poços porém livres da água. Salientam-se as bombas "turbinas", que são bombas constituídas por vários rotores em série. O motor vai junto com a bomba. Submersas: bomba e motor formam um só conjunto, hermeticamente fechado. São as bombas verticais modernamente empregadas em poços profundos; São mais econômicas em termos globais, apresentam melhor desempenho e facilidade de montagem.

→ Bomba axial - Neste tipo de bomba a trajetória do líquido dentro do rotor se processa preponderantemente no sentido axial. Estas bombas desenvolvem grandes vazões em alturas pequenas.

Sobre as curvas características já fizemos referências anteriormente.

As curvas características das bombas axiais mostram que a potência diminui com o aumento da vazão. Estas bombas apresentam curvas sempre estáveis. Quanto maior o valor da velocidade específica, mais íngreme é a curva $H = H(Q)$.

Geralmente são de eixo vertical e trabalham com altura de 6 a 12 metros.

- Bomba helicoidal - As bombas mixtas são também chamadas comumente de bombas diagonais ou ainda, helicoidais. Têm velocidade específica compreendida entre 70 e 150.

A trajetória do líquido no rotor sofre um desvio moderado de axial para radial.

Suas características de desempenho são intermediárias entre as axiais e as radiais.

2.3.5. Cavitação nas bombas hidráulicas de fluxo

Quando um líquido atravessa a secção de entrada de uma bomba, ele sofre uma queda de pressão, entre a secção de entrada e a parte inicial dos canais do rotor da bomba, onde o efeito da transformação da energia faz-se bem presente no escoamento.

Esta queda de pressão é uma característica das bombas dinâmicas e sua amplitude varia com o tipo.

Se durante o funcionamento da bomba, em algum ponto a pressão absoluta cai para o valor da pressão de vapor saturado do líquido, bolsas de vapor se produzem estrangulando a passagem do líquido. Ocorre então uma modificação no escoamento: a velocidade diminui, a vazão idem, a pressão aumenta e o vapor condensa-se rapidamente. A gota recém formada choca-se então violentamente contra as pás do rotor; este fenômeno complexo é a cavitação das bombas de fluxo. Tal evento se repete continuamente até que uma regulagem adequada seja feita interrompendo o processo.

Para as bombas radiais a regulagem que principalmente deve ser feita é a redução da vazão, ou a mudança de velocidade, aumento de rotação ou ainda a redução da altura de sucção.

A ocorrência da cavitação é mostrada pelos seguintes fatores:

- diminuição da vazão
- diminuição do rendimento
- ruído anormal, como se tivesse pedrinhas dentro da bomba
- vibração anormal
- erosão da superfície das pás.

Bombas radiais trabalhando no recalque de vazões muito acima da vazão nominal, geralmente entram em cavitação, pois o aumento da vazão acarreta diminuição progressiva da pressão da bomba.

Contrariamente nas bombas axiais, diminuindo-se a vazão por estrangulamento de registro, a altura manométrica aumenta rapidamente; a queda de pressão no interior do rotor também se processa com rapidez e grande magnitude, a bomba entra então em cavitação. Por isso as bombas axiais que não dispõem de mecanismos reguladores das pás, não devem ser colocadas em funcionamento com regis

tros fechados. Deve-se em vez disso, "segurar-se" o fluido apenas com uma válvula de retenção colocada logo no início da tubulação de recalque.

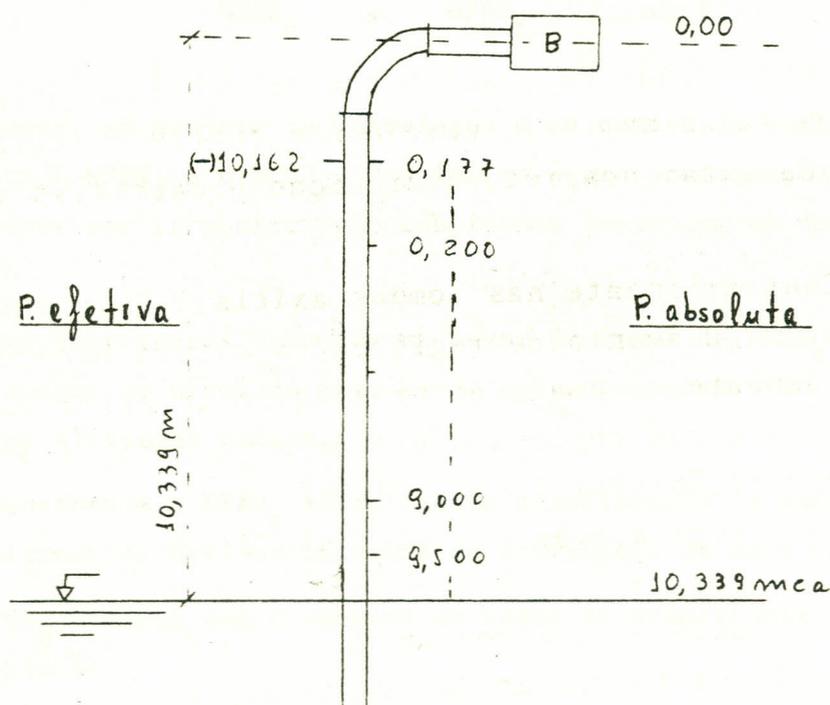
Instalando-se as bombas com o cuidado de fornecer-lhes o NPSH requerido, já se tem uma situação bastante favorável para o funcionamento isento de cavitação.

2.3.6. NPSH - Net Positive Suction Head

A sucção máxima de que são capazes as bombas varia de conformidade com a altitude do local onde as mesmas são instaladas.

Ao nível do mar, a pressão atmosférica corresponde a 10,33 metros de coluna d'água. À medida em que a altitude aumenta em 100 metros, a pressão cai de 0,12 mca. Assim, em um local onde a altitude é 800 metros, a pressão é de 9,379 mca.

Todavia, devido à pressão de vapor dos líquidos, uma bomba não consegue succionar até a altura correspondente à pressão atmosférica (outras causas como as perdas de carga também influenciam), pois atingindo a pressão de vapor do líquido passa a correr a vaporização e a conseqüente cavitação.



- Figura 2.10.

A Figura 2.10. ilustra o fenômeno. Suponha-se a situação ao nível do mar, sendo então a pressão igual a 10,33 mca à 15,6°C. A bomba de vácuo instalada a 10,33 m de altura é colocada em funcionamento. À medida em que a pressão vai diminuindo no interior da canalização a água vai subindo pela canalização. Quando a água atingir a altura de $1,339 - 0,177 = 10,162$ metros, ou seja, ao ser atingido o ponto em que a pressão absoluta é 0,177 mca (pressão de vaporização à 15,6°C), e portanto, a pressão efetiva é 10,162 mca, inicia-se a vaporização do líquido e o mesmo não sobe mais pela tubulação.

NPSH é a energia líquida da sucção; refere-se à instalação ou à bomba.

NPSH disponível é a carga energética líquida e disponível que possui o líquido na entrada da flange da bomba. É uma característica dependente da instalação para permitir a sucção do líquido.

NPSH requerido é a carga energética líquida requerida do líquido pela bomba, para succioná-lo satisfatoriamente, vencendo as perdas de carga do flange ao rotor e criando condições para o aumento desejado da velocidade nas pás do rotor.

Para que a bomba funcione satisfatoriamente, sem cavitação é preciso que:

$$\text{NPSH}_d \geq \text{NPSH}_r \quad 2.12.$$

Portanto, no projeto da instalação e na compra da bomba deverão ser levados em conta o NPSH_d e o NPSH_r . O primeiro é uma preocupação do projetista, e o segundo deve ser fornecido pelo fabricante junto com as curvas características.

Alguns fabricantes fornecem no lugar da curva de NPSH_r a curva de altura máxima de sucção ao nível do mar, sendo portanto necessário fazer-se as correções para as altitudes outras.

Rigorosamente o NPSH_r sofre também a influência da natureza do líquido, devendo-se tomar os devidos cuidados na ocorrência de tais casos.

O NPSH_d diminui com o aumento da vazão em decorrência do aumento das perdas na tubulação.

O NPSH_r aumenta com o aumento da vazão, uma vez que aumenta a velocidade

de entrada no rotor.

O NPSH disponível na instalação é calculada pela seguinte expressão:

$$\text{NPSH}_d = + h_s + h_a - h_v - h_f \quad 2.13.$$

onde: h_s = altura estática de sucção, sendo positiva quando o nível do tanque de sucção estiver acima do eixo da bomba e negativa em caso contrário.

h_a = altura da carga atmosférica.

h_v = altura relativa à pressão de vapor do líquido na temperatura do bombeamento.

para 15,6°C..... 0,177 mca

16,7°C..... 0,183 mca

21,1°C..... 0,249 mca

h_f = somatória de todas as perdas de carga na linha de sucção.

No caso do fabricante não fornecer o NPSH requerido pela bomba, o mesmo pode ser calculado pela expressão:

$$\text{NPSH}_r = \tau \cdot H_{man} \quad 2.14.$$

τ é o coeficiente de cavitação da bomba e segundo Stepanof, nas proximidades do ponto de máximo rendimento pode ser calculado pela expressão:

$$\tau = 1,2 \cdot 10^{-3} \sqrt[3]{\frac{4}{n_{sq}}} \quad 2.15.$$

O valor da velocidade específica referida à vazão deve ser calculado para o ponto de máximo rendimento.

Exercício

Qual o NPSH disponível em uma instalação situada a 800 metros de altitude, com elevação na sucção igual a 4 metros, perdas de 0,5 metros, sendo que o

líquido a ser bombeado é água, na temperatura de $16,7^{\circ}\text{C}$.

Solução:

Sendo a altitude igual a 800 m, a pressão atmosférica é:

$$h_a = 10,34 - (8 \cdot 0,12) = 9,38 \text{ mca}$$

h_v , pela tabela é 0,183 mca, portanto:

$$\text{NPSH}_d = 9,38 - 0,183 - 4,0 - 0,5$$

$$\text{NPSH}_d = 4,69 \text{ mca}$$

2.3.7. Curva característica do sistema

Algumas vezes para a solução de problemas de bombeamento é conveniente traçar-se a curva de perda de carga do sistema em função da vazão (Figura 2.11.). O cálculo da perda de carga é geralmente aproximado, porque dificilmente confere-se o valor exato da rugosidade da tubulação. Ainda mais, a perda de carga aumenta com a idade da tubulação. Assim sendo, costuma-se basear o cálculo, nos coeficientes que têm sido determinados para tubos com 15 anos de vida. A perda calculada nestas condições será maior que o valor real da perda quando a canalização é nova. Portanto, nos primeiros anos, a bomba irá trabalhar com altura manométrica menor, fornecendo maior vazão.

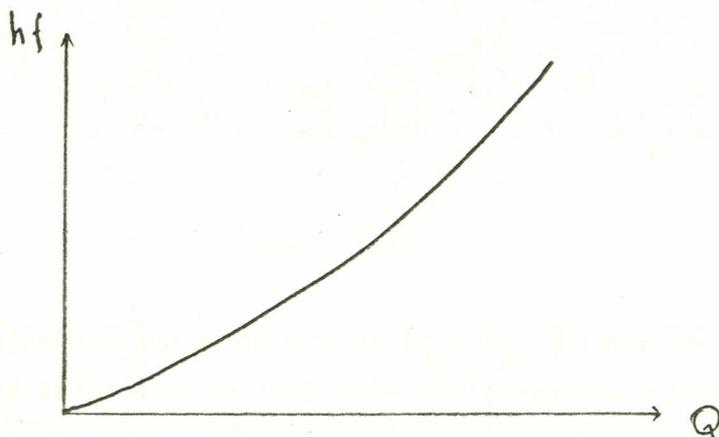


Figura 2.11.

Apresentando-se graficamente, a somatória de perda de carga, altura estática, diferença de pressões, em função da vazão, obtém-se a curva característica do sistema.

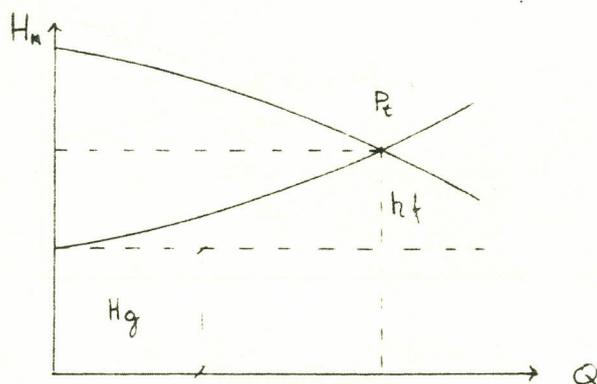


Figura 2.12.

Colocando-se em um mesmo gráfico as curvas da bomba e do sistema, obtém-se no cruzamento das mesmas, o ponto de trabalho ideal do conjunto.

Se variar a altura estática (nível de reservatório por exemplo) tem-se a situação mostrada na Figura 2.13.

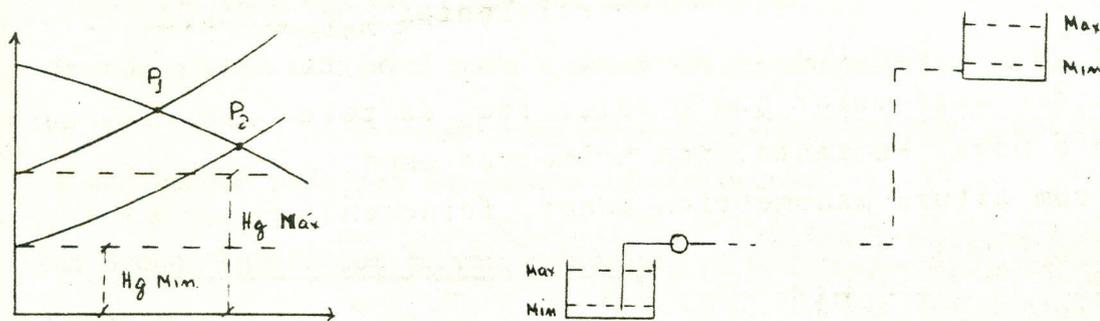


Figura 2.13.

A bomba funcionará entre os pontos P_1 e P_2 . É preciso verificar sempre sobre as curvas se tal situação real pode ser absorvida pelo conjunto a ser usado (ou em uso).

Variando-se a vazão pelo fechamento de registro por exemplo, muda-se o

ponto de trabalho como mostra a Fig. 2.14.

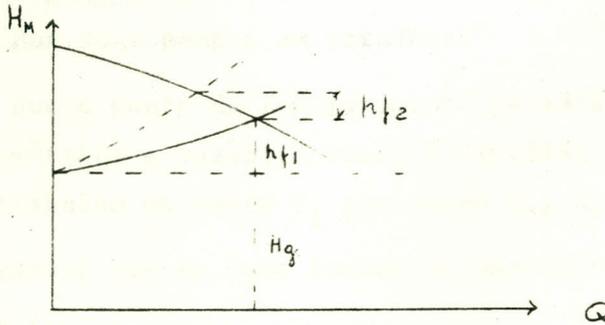


Figura 2.14.

hf_2 é o aumento de perda introduzido no fechamento da válvula.

2.3.8. Bombas em paralelo

Em serviços onde a vazão a ser recalçada é grande, faz-se necessário muitas vezes o uso de bombas em paralelo.

Duas ou mais bombas operam em paralelo quando recalcam em uma adutora co mum de modo que cada uma contribui com uma parcela.

Quando ocorre tal caso, para a mesma altura manométrica as vazões se somam.

A associação pode ser com bombas iguais ou não.

a) Bombas iguais com curvas estáveis:

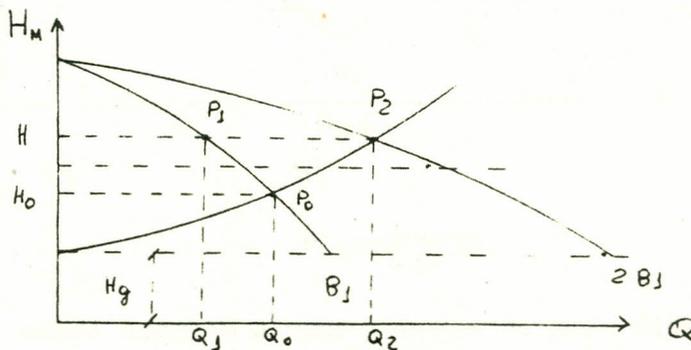


Figura 2.15.

Para traçar a curva das duas bombas em paralelo basta dobrar a coordenada da vazão para a mesma altura manométrica.

Na Figura 2.15. a curva B_1 é a característica da bomba; a curva $2B_1$ representa a curva das duas bombas em paralelo.

Percebe-se que o ponto de funcionamento passará de P_0 para P_2 com aumento de altura manométrica e vazão. A vazão é dividida pelas duas bombas igualmente; cada uma trabalha no ponto P_1 com vazão Q_1 , a qual é a metade de Q_{II} .

Pode-se observar que as duas bombas em paralelo não produzirão vazão dobrada ($Q_{II} < 2Q_0$).

É preciso verificar as condições de NPSH, rendimento, para o ponto P_1 de funcionamento paralelo.

Se uma das bombas sair de operação, o ponto de funcionamento da unidade passará a ser P_0 , com aumento de potências e NPSH requerido.

Portanto, na seleção e utilização de bombas em paralelo deve-se estudar cuidadosamente toda a situação, motor, NPSH, e o valor da vazão Q_1 , pois sendo ela muito baixa haverá sobre aquecimento e retorno do fluido no rotor (provoca barulho e desgasta a peça).

b) Bombas diferentes com curvas estáveis:

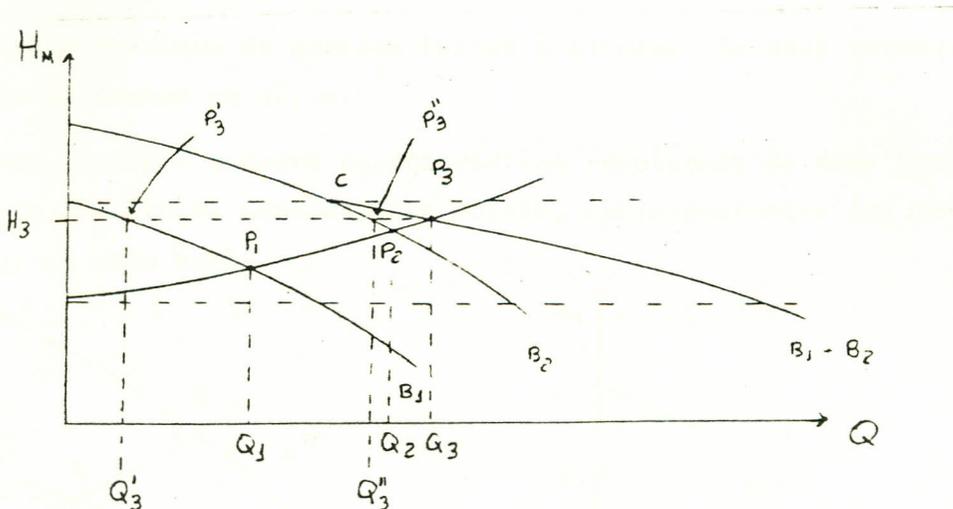


Figura 2.16.

Nestes casos ocorrem alguns eventos de modo diferente:

- a vazão das bombas são diferentes para o ponto de funcionamento.

- para vazões menores que Q_c a bomba B_1 estará trabalhando com vazão nula pois a altura manométrica é igual ou superior à altura manométrica da bomba B_1 .

De modo geral, aconselha-se que para uso de bombas em paralelo, seja observado o seguinte:

- 1) Selecionar de preferência bombas com curvas estáveis.
- 2) De preferência, utilizar-se de bombas iguais.
- 3) Calcular a tubulação para transportar a vazão combinada, com perda de carga não superior a 15% da altura estática. Com perdas exageradas, a operação em paralelo não oferecerá vantagens apreciáveis no sentido de aumentar a vazão de recalque. É o caso que ocorre quando mantêm-se a tubulação já existente: a vazão final não será compensadora.

O rendimento de duas bombas operando em paralelo é dado pela expressão:

$$\eta = \frac{Q}{\frac{Q_1}{\eta_1} + \frac{Q_2}{\eta_2}} \quad 2.16.$$

2.3.9; Bombas em série

Para o recalque de grandes vazões à alturas elevadas torna-se necessário o arranjo de bombas em série.

Pode-se obter a curva característica resultante de duas bombas em série, somando-se as alturas manométricas totais, correspondentes aos mesmos valores de vazão, em cada bomba.

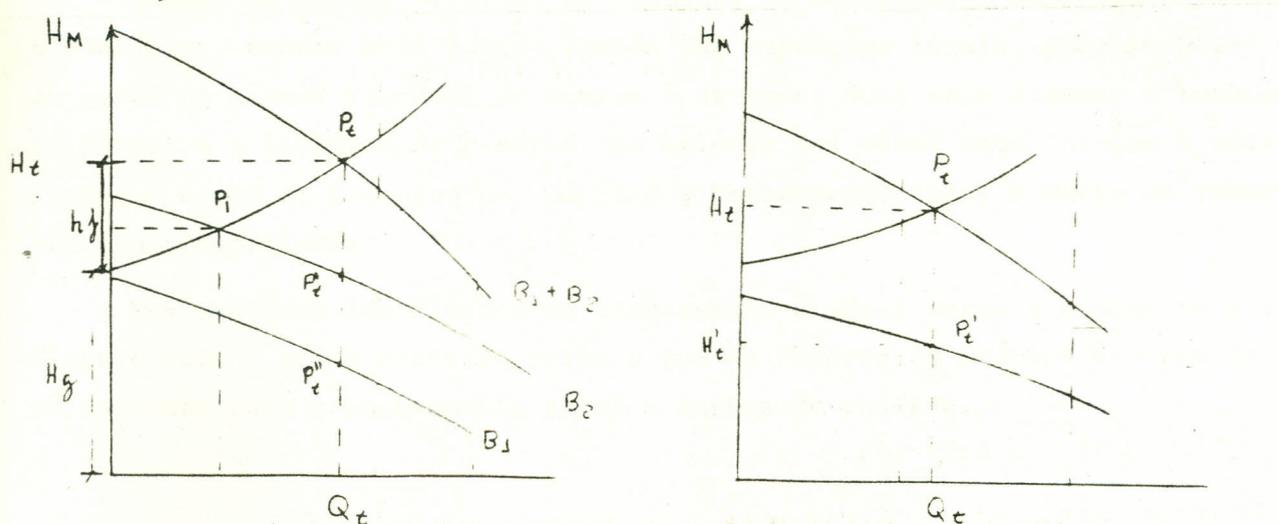


Figura 2.17.

Na utilização em série é importante verificar se a flange de sucção da segunda bomba suporta a pressão de descarga da primeira:

$$P = H_m \cdot \gamma \quad 2.17.$$

O rendimento é:

$$\eta = \frac{Q}{\frac{H_1}{\eta_1} + \frac{H_2}{\eta_2}} \quad 2.18.$$

2.4. Seleção de bombas e concepção de sistemas de recalques

Uma vez calculadas, a vazão de recalque e a altura manométrica (total) pode-se selecionar uma bomba para trabalhar no ponto de rendimento máximo, de preferência.

Muitas vezes não é possível atender-se o postulado acima, até por questões econômicas. É importante todavia levar-se em conta todas as dificuldades técnicas implicadas.

Na concepção do sistema de bombeamento também deverão ser estudadas todas as condições inerentes ao projeto; várias opções existem: bombas em paralelo, bombas de múltiplos estágios ou de um só estágio trabalhando em série (no sistema "booster" ou com reservatório intermediário) etc.

Os fatores econômicos e as condições locais é que deverão determinar a solução ideal para cada caso.

Quanto ao número adequado de unidades de bombeamento em grandes estações elevatórias, embora seja função também das condições locais, pode-se dizer que em geral um número razoável de bombas é de três: duas para atender o bombeamento normal e a terceira de reserva. Na maioria das vezes esta solução é mais barata que o uso de 2 conjuntos, um para o bombeamento total e outro de reserva, com igual capacidade.

Nas pequenas instalações de bombeamento o ideal seria a adoção de procedimento como o acima descrito porém o que se observa na prática é o uso de um só conjunto para o bombeamento total e nenhum de reserva.

2.5. Instalação de conjuntos de bombeamento

Qualquer bomba deve ser instalada em local seco e ventilado. Deve estar o mais perto possível do manancial para que a tubulação de sucção seja a mais curta e reta possível, devendo ser também completamente estanque à entrada de ar. As fundações devem ser constituídas de quaisquer estruturas suficientemente pesadas para suportarem o conjunto em funcionamento e absorverem as vibrações. De modo geral, a bomba deve estar no máximo, cinco metros acima do nível da água do manancial, para que a sucção seja feita sem alterações prejudiciais ao rotor da bomba.

Na tubulação de sucção, deve ser instalada válvula de pé com crivo, para impedir que a bomba perca a escorva e que corpos estranhos penetrem na tubulação (escorva é o ato de encher de água a tubulação de sucção, para que o ar seja removido e a bomba possa assim iniciar a operação de bombeamento).

Deve ser bem dimensionado para não faltar água à entrada da bomba.

A tubulação de sucção deve ter o diâmetro comercial logo acima daquele calculado para recalque. De qualquer modo, a velocidade na tubulação de sucção não deve ser inferior a 1,5 m/s.

O poço de sucção deve acumular o volume de água correspondente à vazão a ser bombeada durante 5 minutos. A água vinda do manancial deve entrar no poço com velocidade abaixo de 0,9 m/s, e em posição não tangencial, para não causar rotação do líquido dentro do poço.

A diferença de nível entre o fundo do poço e a entrada da Tubulação deve ser maior que 0,5 D.

A entrada da tubulação de sucção deve estar abaixo do nível mínimo previsto para a água no poço de sucção, de uma altura " h_1 " igual ou superior aos seguintes limites:

$$h_1 > \frac{v^2}{2g} + 0,20 \quad 2.19.$$

$$h_1 > 2,5 D + 0,10 \quad 2.20.$$

Na entrada da bomba, deve-se instalar uma redução excêntrica para evitar a formação de bolsas de ar. A tubulação de sucção não deve ser suportada pelos

parafusos que a prendem ao corpo da bomba, mas sim por um suporte alheio ao conjunto moto-bomba.

A tubulação de recalque deve ser dimensionada pelo critério econômico já visto. Na saída da bomba deve ser colocada uma válvula de retenção, para evitar o refluxo do líquido nas paradas, impedir que a coluna líquida fique pressionando o sistema de vedação da bomba e ainda por facilitar a escorva com o uso de "by-pass".

Após a válvula de retenção, deve-se colocar um registro para controle de vazão e altura manométrica. Todas as peças especiais instaladas na tubulação de recalque, sujeitas a grandes pressões devem ser ancoradas, como já visto.

É ainda muito útil que se coloque manômetro na tubulação de recalque, à saída da bomba (5 D adiante) e vacuômetro na tubulação de sucção (à entrada da bomba). Assim pode-se calcular a altura manométrica.

Se a instalação está sujeita a golpes de ariete válvulas especiais amortecedoras devem ser instaladas para proteção do sistema.

Quanto ao conjunto de bombeamento propriamente dito, a recomendação maior que se pode fazer é para que seja dada atenção ao "Manual do Fabricante", para montagem, utilização e manutenção corretas, principalmente no que se refere à montagem e regulagens.

O conjunto motor-bomba deve ser alinhado perfeitamente, ao se proceder seu assentamento. A distância entre as faces opostas das luvas deve ser uniforme em toda a circunferência. Deve-se fazer também o alinhamento paralelo das luvas. Coloca-se uma régua nas faces cilíndricas das 2 luvas, o alinhamento será perfeito se a régua tocar as luvas por igual. Deve-se fazer esta verificação em posições desfasadas de pelo menos 90° .

A lubrificação dos mancais também é prevista no guia do fabricante, com informações sobre o tipo de lubrificante, viscosidade, periodização, etc. São observações muito importantes pois a vida útil dos elementos está diretamente ligada à lubrificação correta.

As gaxetas devem ser reguladas para que durante o funcionamento haja gotejamento adequado, previsto no manual, isto é importante para a lubrificação e manutenção da temperatura ideal no manual.

Nas bombas melhores há condições para o selo hidráulico, um sistema de vedação hidráulica da caixa de gaxetas: quando o líquido bombeado contém sólidos que podem danificar as gaxetas e mancais, injeta-se líquido externo na caixa de gaxetas, com pressão superior à da bomba. Assim a caixa de gaxetas fica com pressão maior, o que impede a entrada do líquido em bombeamento.

2.6. Procedimentos para partida e parada

Instalada corretamente, verificado todos os pormenores previstos no "Manual" pode-se colocar o conjunto em funcionamento.

Para isto deve-se proceder a escorva da bomba, ou seja, a remoção do ar na tubulação de sucção e carcaça, o que se consegue enchendo tudo com o líquido a ser bombeado.

Nas bombas radiais (centrífugas) a potência consumida cresce com a vazão por isto a partida deve ser dada com o registro fechado.

Uma vez que o motor tenha atingido seu regime normal procede-se a abertura do registro, lentamente.

A parada deve ser feita de modo inverso: fecha-se lentamente o registro e então desliga-se o motor.

Exercício

Calcular os diâmetros de recalque e sucção para o bombeamento de 5 l/s de água à temperatura de 21°C, a uma distância de 800 m com altura geométrica de 3,50 + 20,00 m. Escolher um rotor da bomba da Figura 2.18., para fazer o trabalho. Calcular o NPSH disponível e requerido. Se a altura de recalque variar de 3 m para mais qual será a vazão correspondente? Qual a altura manométrica para a vazão de 5 l/s se for bombeado um fluido de $d = 1,2$? Qual a pressão correspondente? O conjunto deverá trabalhar 20 horas por dia e a tubulação a ser usada é de PVC, tendo no recalque 3 curvas de 90°, 1 cotovelo de 90°, 1 válvula de retenção leve e um registro de gaveta.

1) Diâmetro de recalque (interno)

$$D = 1,2 \sqrt{0,005} = 0,085 \text{ m} = 85 \text{ mm}$$

Será usado portanto o tubo de diâmetro externo 85 mm interno (75) porque é o que mais se aproxima.

2) Diâmetro da sucção

Deverá ser de 110 mm (imediatamente superior)

3) Perdas na sucção

Extensão:	3,50 + 1,00	=	4,50 m
válvula de pē com crivo:			23,00 m
curva de 90°			1,60 m
redução:			1,60 m
total			30,70 m

No ábaco: $J = 0,005 \text{ m/m}$

$h_{fs} = 0,005 \cdot 30,70 = 0,15 \text{ m}$

4) Perdas no recalque

Extensão:		800,00 m
curvas de 90° (3):		3,90 m
ampliação:		1,30 m
cotovelo 90° R.M.:		2,10 m
válvula de retenção:		6,30 m
registro de gaveta:		0,50 m
saída de canalização:		2,20 m
total:		816,30 m

No ábaco: $J = 0,18 \text{ m/m}$

$h_{fr} = 0,018 \cdot 816,30 = 14,70 \text{ m}$

5) Altura manométrica de sucção

$H_s = 3,50 + 0,15 = 3,65 \text{ m}$

6) Altura manométrica de recalque

$H_r = 20,00 + 14,70 = 34,70$

7) Altura manométrica total

$H_m = H_r - H_s$

OBS: como o nível de sucção está abaixo do eixo da bomba, H_s é negativo.

$$H_m = 34,70 - (-3,65) = 38,35 \text{ m}$$

8) Escolha do rotor (seleção da bomba)

Deverá ser o nº 3047.

A especificação do conjunto é:

- Bomba: marca Albrizzi, modelo 304, tipo 3047, (disco fechado), 3500 rpm.

- Motor: elétrico, 60 ciclos, trifásico, com potências de 6 H.P. (A potência necessária é de 4,5 H.P. mas não existe motor de 4,5 H.P.; além do mais é importante dar-se uma folga). Rotação 3500 rpm.

OBS: o rendimento no ponto de funcionamento é de 57% (relativamente baixo).

9) NPSH requerido pela bomba

$$NPSH_r = \tau \cdot H_m$$

$$\tau = 1,2 \cdot 10^{-3} \sqrt[3]{\frac{4}{n_{s_q}^4}}$$

$$n_{s_q} = \frac{n \sqrt{Q}}{H_m^{3/4}} = \frac{3500 \sqrt{0,00833}}{35^{3/4}} = \frac{319,49}{14,39} = 22$$

$$\tau = 0,0012 \sqrt[3]{22^4} = 0,0732$$

$$NPSH_r = 0,0732 \cdot 38,35 = 2,80 \text{ m}$$

10) NPSH disponível na instalação

$$NPSH_d = -h_s + h_a - h_v - h_f$$

$$NPSH_d = -3,50 + 9,38 - 0,249 - 0,15$$

$$NPSH_d = 5,48$$

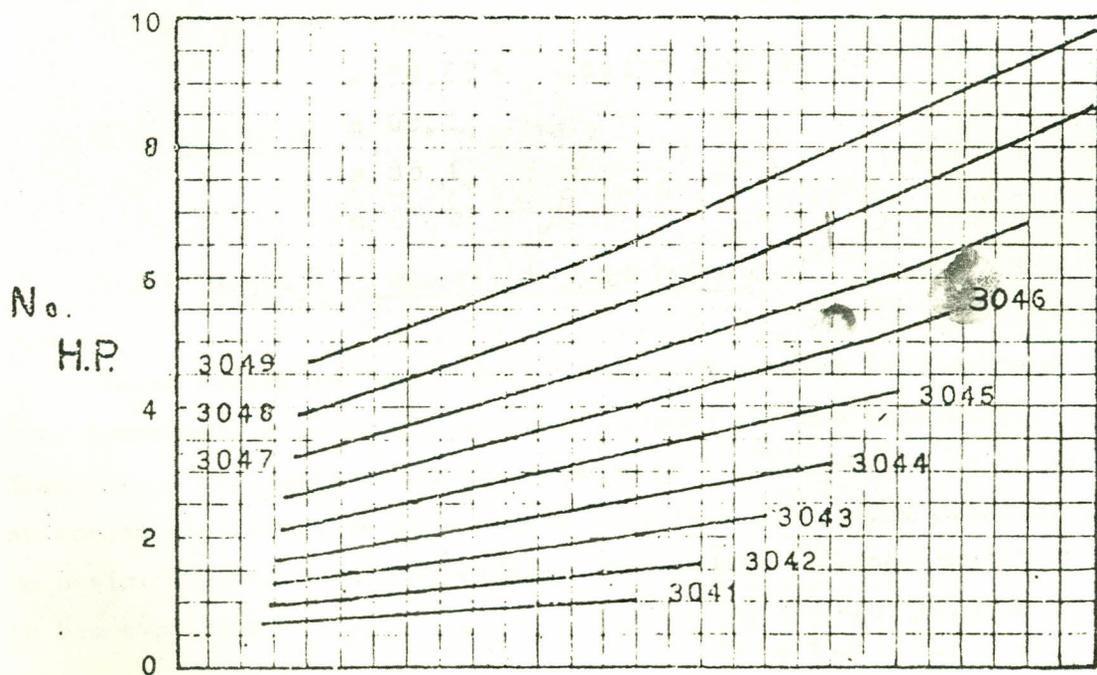
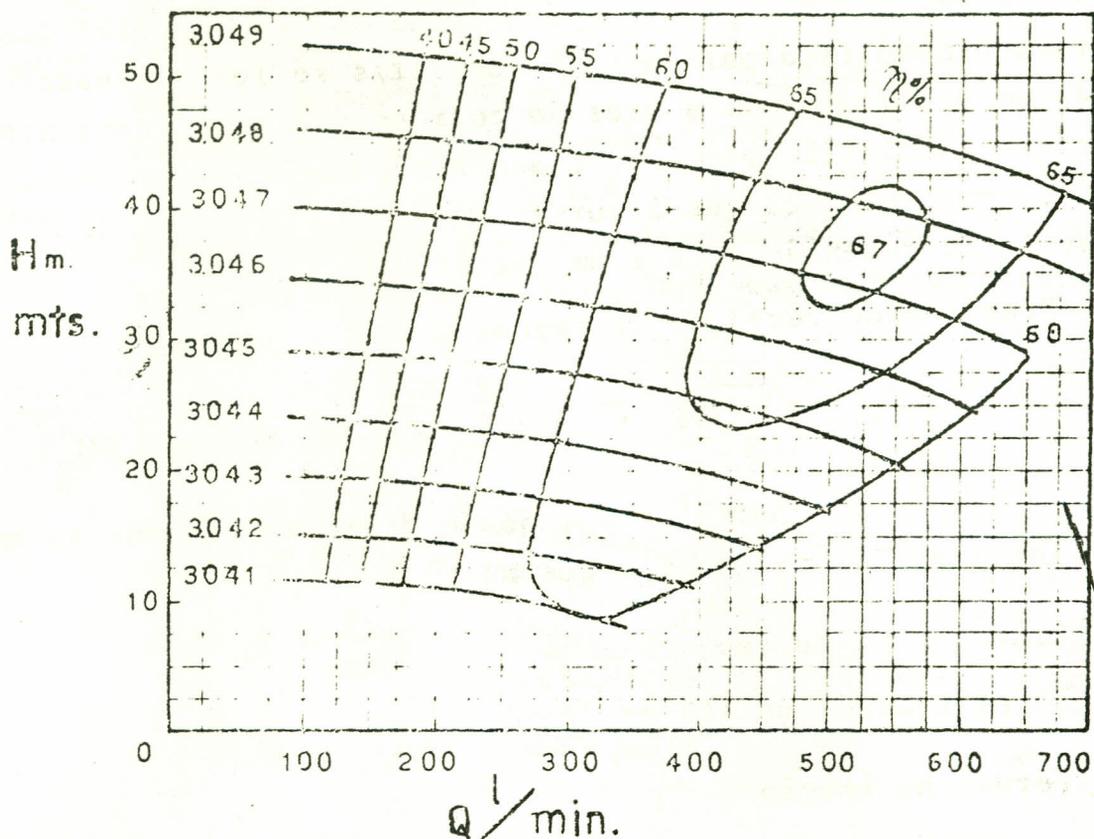
Portanto está em ordem a sucção



BETA 40
DISCO FECHADO
n = 3500 R.P.M.

MODELO: 304
TIPOS de 3041 a 3049

Nº
CC-9-304
1ª edição



BOMBAS ALBRIZZI - PETRY S.A. SÃO PAULO - BRASIL

Figura 2.18.

- 11) Variando-se para + 3,00 a altura de recalque, a bomba funcionará com:

$$H_m = 38,35 + 3,00 = 41,35 \text{ m}$$

$$\text{Vazão} = \text{nula}$$

$$\text{Rend.} = \text{abaixo de } 40\%$$

$$\text{Potência} = 3 \text{ Hp aproximadamente}$$

- 12) Para um líquido de $d = 1,2$ a altura manométrica para a vazão inicial (5 l/s) é a mesma, ou seja, 38,35 m de coluna do líquido em bombeamento.

- 13) A pressão para $d = 1,2$ será:

$$H_m = \frac{P}{\gamma}$$

$$38,35 = \frac{P}{1200}$$

$$P = 38,35 \cdot 1200 = 46020 \text{ Kgf/m}^2 \quad \text{ou}$$

$$4,6 \text{ Kgf/cm}^2 \quad \text{ou} \quad 46 \text{ mca}$$

2.7. Bombas dinâmicas especiais

2.7.1. Bomba à ar comprimido (Air-lift)

Estas bombas são muito utilizadas para retirar água de poços profundos. O ar comprimido é conduzido ao fundo do poço por uma canalização de pequeno diâmetro, e ali, através de uma peça de pé é descarregado no interior do tubo de adução. A mistura de água + ar é mais leve que a água exterior ao tubo, sendo assim impelida para a superfície. Na verdade o fenômeno não está ainda muito bem explicado.

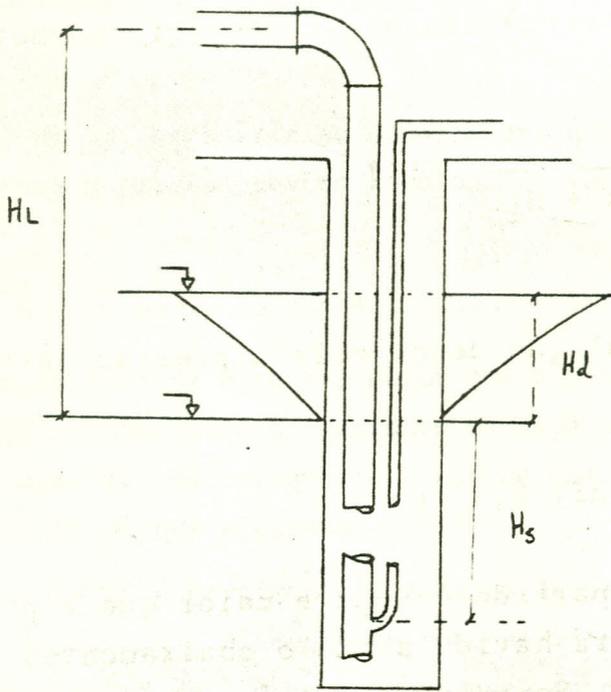


Figura 2.19

Quando o bombeamento é iniciado ocorre um abaixamento no nível d'água dentro do poço. A altura de elevação é aquela compreendida pelo nível da água no poço durante o bombeamento e o nível de descarga da tubulação de adução (H_e). A distância entre o ponto onde o ar penetra no tubo de adução e o nível da água durante o bombeamento é a altura de submergência (H_s). A relação de submergência $H_s/(H_s + H_L)$ é muito importante no cálculo de um sistema air-lift, porque para o funcionamento do mesmo é necessário que a tubulação de adução esteja mergulhada na água do poço. A relação de submergência é função da altura de elevação, como mostra a tabela seguinte:

Altura de elevação em m	Submergência %
até 15	70 a 66
15 a 30	66 a 55
30 a 60	55 a 50
60 a 90	50 a 43
90 a 120	43 a 40
120 a 150	40 a 33

Conhecendo-se pois, a altura de elevação pode-se conhecer a altura de submergência H_s , necessária em metros, através da equação:

$$\text{Sub. \%} = \frac{H_s}{H_s + H_L} \cdot 100 \quad 2.21.$$

A pressão de ar necessária ao compressor, é igual a perda de carga na tubulação de ar mais a pressão devido à coluna de submergência.

$$P_1 = (H_s + h_f) 0,1 \text{ Kgf/cm}^2 \quad 2.22.$$

A pressão de partida é sempre maior que a pressão de operação porque não terá havido ainda o abaixamento, portanto H_s terá um valor maior. Se a depressão é muito grande, faz-se necessário o uso de uma linha auxiliar de ar e um injetor colocado em altura adequada.

A perda de carga é geralmente fixada em 2% na tubulação de ar. De modo geral, segundo Steel o diâmetro do tubo de ar pode ser: 25 mm para poços de 75 mm; 30 mm para os de 150 mm e 50 mm para os de 250 mm.

Quanto ao diâmetro do tubo de adução, segundo Steel, é: 25 mm, 75 mm e 150 mm para poços de 75, 150 e 250 mm respectivamente.

Cálculo do volume de ar

A quantidade de ar necessária por litro d'água bombeado, pode ser calculada pela equação:

$$V = \frac{H_L}{C \cdot \log \frac{H_s + 10,37}{10,37}} \quad 2.23.$$

V = volume de ar livre m^3 por minuto e por litro d'água elevado.

H_L = altura de elevação

H_s = altura de submergência

C = constante cujo valor tira-se do quadro seguinte:

Submergência %	75	70	65	60	55	50	45	35
Valores de C	15.250	14.900	1.450	1.396	1.326	1.234	1.134	900

Cálculo da potência

$$N = \frac{Q \cdot (P_2 - P_1)}{4560 \cdot R} \quad 2.24.$$

N = potência aproximada em cv

Q = vazão em m³ de ar comprimido por minuto

P₂ e P₁ = pressão de partida e de serviço, em kgf/cm²

R = rendimento = 0,8 a 0,9

As pressões são dadas por:

$$P_2 = 0,1 \cdot (H_s + H_d) \quad \text{Kgf/cm}^2 \quad 2.25.$$

$$P_1 = 0,1 \cdot (H_s + h_f) \quad \text{Kgf/cm}^2$$

Vantagens:

- 1) Não tem peças móveis dentro da água
- 2) Flexibilidade no caso de vários poços
- 3) Bom funcionamento em poços com areia
- 4) Aeração melhora a qualidade da água (odor principalmente)
- 5) Facilidade de recalque a qualquer profundidade.

Desvantagens:

- 1) Baixo rendimento
- 2) Necessidade de grande submersão, não se prestando a bombeamentos a cima do solo.

OBS: Atualmente tais sistemas têm sido substituídos com vantagens pelas bombas radiais submersíveis, inclusive motor.

2.7.2. Bomba injetora

A bomba injetora é geralmente uma bomba de rotor radial. O funcionamento é o seguinte: a água retorna da bomba através do tubo de acionamento, para o injetor, passando então pelo bico e pelo difusor. Na passagem do bico para o difusor a velocidade é máxima e por conseguinte a pressão é baixa. A depressão

que se forma, aliada à grande velocidade do fluxo, promove o arrastamento do líquido a ser succionado, seguindo ambos pelo tubo de aspiração.

O rendimento do injetor é baixo pois $\frac{2}{3}$ da vazão circula pela bomba e a penas $\frac{1}{3}$ é recalcado para a caixa de acumulação.

A vazão e a altura de recalque dependem do injetor e varia com a profundidade do poço e da vazão desejada.

Fabricam-se injetores até para 16.000 l/hora e 50 m de elevação.

Na montagem, a tubulação deve chegar até 30 ou 40 cm do fundo do poço, mas ao colocar a bomba injetora em funcionamento, deve-se escorvã-la, isto é, encher de água toda a tubulação e o corpo da bomba. A partida deve ser dada com o registro de recalque fechado. A abertura depois deve ser feita somente até atingir-se a vazão para a qual o injetor foi projetado; abrindo-se mais, a bomba deixa de funcionar.

3. BIBLIOGRAFIA

- AZEVEDO NETO, A.M. Manual de Hidráulica. São Paulo Ed. Edgard Blucher, s. d. 861 p. il.
- DAKER, A. "Captação, elevação e melhoramento da água". In: A água na agricultura. 3^a ed. Rio de Janeiro. Freitas Bastos, s.d., v. 2.
- NEVES, E.T. Curso de Hidráulica. Porto Alegre, Globo, 2^a ed. 1974.
- TEIXEIRA, H.A.; SILVA, P.R.; SILVA, A.M. & VIEIRA, J. Conservação e manejo da água. Lavras. MEC - ESAL, 1976, 270 p. il.
- VILELA, S.M. & MATTOS, A. Hidrologia aplicada. São Paulo. Mc Graw-Hill, 1975, 245 p.