

## 8. INSTALAÇÕES ELEVATÓRIAS

### 8.1 Máquinas

São transformadores de energia (absorvem energia em uma forma e restituem em outra).

#### 8.1.1 Classificação das Máquinas Hidráulicas

Entre os diversos tipos de máquinas, as máquinas fluidas são aquelas que promovem um intercâmbio entre a energia do fluido e a energia mecânica. Dentre elas, as máquinas hidráulicas se classificam em motora e geradora.

- máquina hidráulica motora: transforma a energia hidráulica em energia mecânica (ex.: turbinas hidráulicas e rodas d'água); e
- máquina hidráulica geradora: transforma a energia mecânica em energia hidráulica.

#### 8.1.2 Classificação das Bombas Hidráulicas

- Bombas volumétricas: o órgão fornece energia ao fluido em forma de pressão. São as bombas de êmbolo ou pistão e as bombas diafragma. O intercâmbio de energia é estático e o movimento é alternativo.

- TurboBombas ou Bombas Hidrodinâmicas: o órgão (rotor) fornece energia ao fluido em forma de energia cinética. O rotor se move sempre com movimento rotativo.

### 8.2 Principais Componentes de uma Bomba Hidrodinâmica

Rotor: órgão móvel que fornece energia ao fluido. É responsável pela formação de uma depressão no seu centro para aspirar o fluido e de uma sobrepressão na periferia para recalá-lo (Figura 46).

Difusor: canal de seção crescente que recebe o fluido vindo do rotor e o encaminha à tubulação de recalque. Possui seção crescente no sentido do escoamento com a finalidade de transformar a energia cinética em energia de pressão (Figura 46).

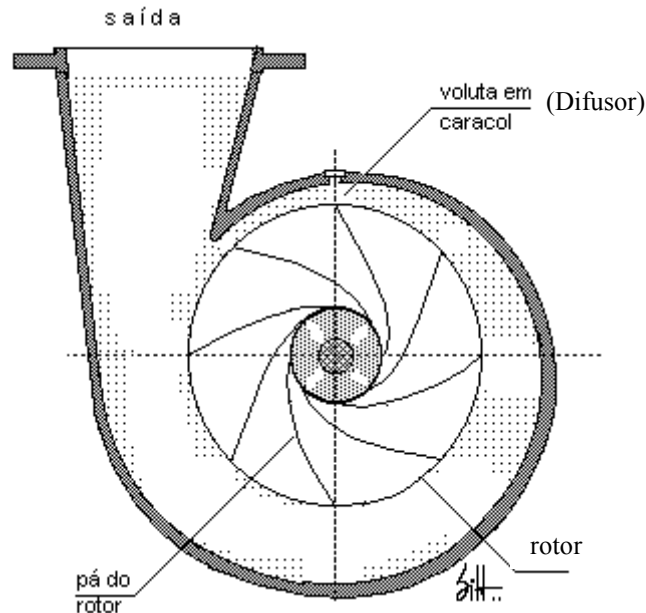


Figura 46 – Corte do rotor e difusor.

### 8.3 Classificação das Turbobombas

#### 8.3.1 Quanto à trajetória do fluido dentro do rotor

- Bombas radiais ou centrífugas: o fluido entra no rotor na direção axial e sai na direção radial. Caracterizam-se pelo recalque de pequenas vazões em grandes alturas. A força predominante é a centrífuga.
- Bombas axiais: o fluido entra no rotor na direção axial e sai também na direção axial. Caracterizam-se pelo recalque de grandes vazões em pequenas alturas. A força predominante é a de sustentação.

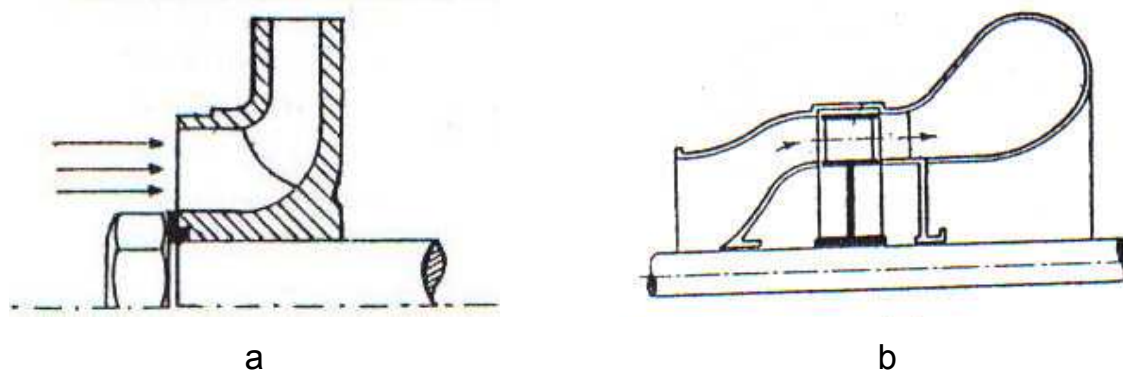


Figura 47 – Bomba com rotores radial (a) e axial (b).

### 8.3.2 Quanto ao número de entradas para a aspiração e sucção

- a) Bombas de sucção simples ou de entrada unilateral: a entrada do líquido se faz através de uma única boca de sucção.
- b) Bombas de dupla sucção: a entrada do líquido se faz por duas bocas de sucção, paralelamente ao eixo de rotação. Esta configuração equivale a dois rotores simples montados em paralelo. O rotor de dupla sucção apresenta a vantagem de proporcionar o equilíbrio dos empuxos axiais, o que acarreta uma melhoria no rendimento da bomba, eliminando a necessidade de rolamento de grandes dimensões para suporte axial sobre o eixo.

### 8.3.3 Quanto ao número de rotores dentro da carcaça

- a) Bombas de simples estágio ou unicelular: a bomba possui um único rotor dentro da carcaça. Teoricamente é possível projetar uma bomba com um único estágio para qualquer situação de altura manométrica e de vazão. As dimensões excessivas e o baixo rendimento fazem com que os fabricantes limitem a altura manométrica para 100 m.

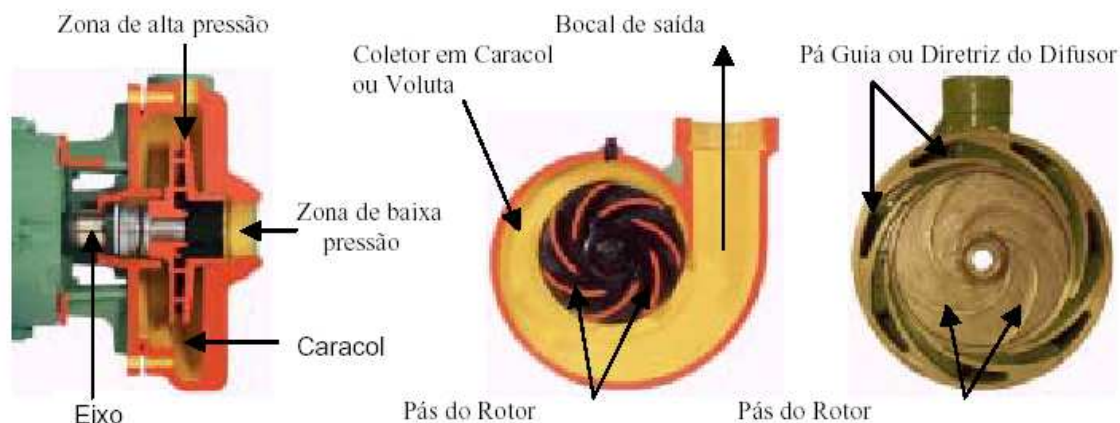


Foto: Schneider Moto bombas

Figura 48 – Corte de uma bomba monoestágio.

b) Bombas de múltiplo estágio: a bomba possui dois ou mais rotores dentro da carcaça. É o resultado da associação de rotores em série dentro da carcaça. Essa associação permite a elevação do líquido a grandes alturas ( $> 100$  m), sendo o rotor radial o indicado para esta associação.

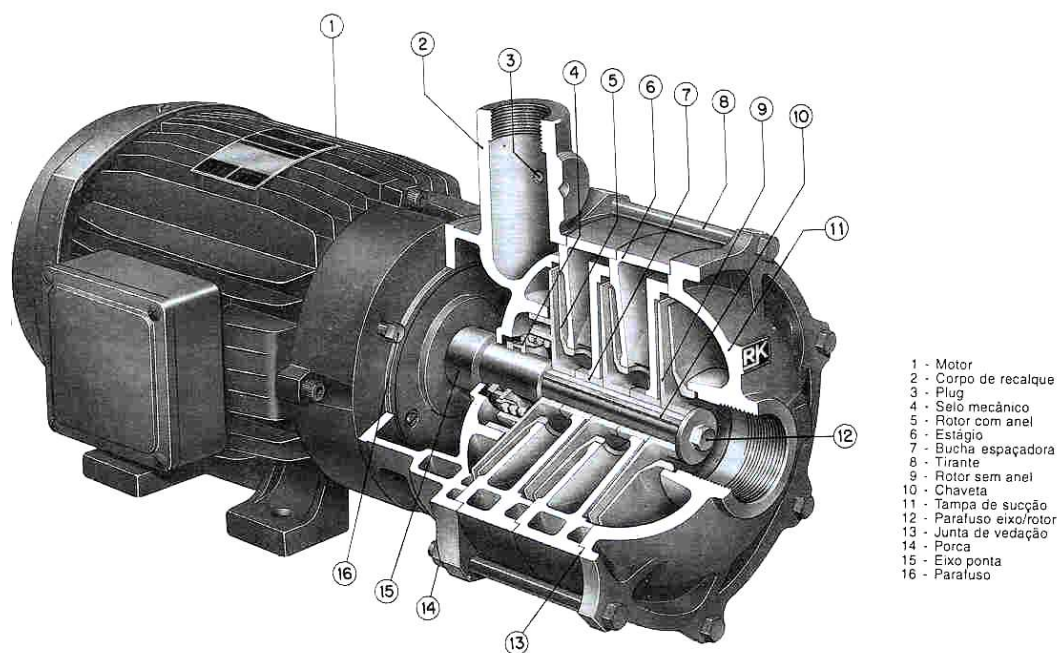


Figura 49 – Corte de uma bomba de múltiplo estágio.

### 8.3.4 Quanto ao posicionamento do eixo

a) Bomba de eixo horizontal: é a concepção construtiva mais comum.



Figura 50 – Bomba de eixo horizontal.

b) Bomba de eixo vertical: usada na extração de água de poços profundos.



Figura 51 – Corte de uma bomba de eixo horizontal.

### 8.3.5 Quanto ao tipo de rotor

a) Rotor aberto: usada para bombas de pequenas dimensões. Possui pequena resistência estrutural. Baixo rendimento. Dificulta o entupimento, podendo ser usado para bombeamento de líquidos sujos.

b) Rotor semi-aberto ou semi-fechado: possui apenas um disco onde são afixadas as palhetas.

- c) Rotor fechado: usado no bombeamento de líquidos limpos. Possui discos dianteiros com as palhetas fixas em ambos. Evita a recirculação da água, ou seja, o retorno da água à boca de sucção.



Figura 4 – Rotor fechado



Figura 5 - Rotor semi-aberto



Figura 6 - Rotor aberto

Foto: Schneider Moto bombas

Figura 52 – Esquemas de rotores fechado, semi-aberto e aberto, respectivamente.

### 8.3.6 Quanto à posição do eixo da bomba em relação ao nível da água.

- a) Bomba de sucção positiva: o eixo da bomba situa-se acima do nível d'água do reservatório de sucção (Figura 53a).
- b) Bomba de sucção negativa ou afogada: o eixo da bomba situa-se abaixo do nível d'água do reservatório de sucção (Figura 53b).

## 8.4 Princípio de funcionamento de uma bomba centrífuga ou radial

Se imaginarmos um vaso cilíndrico aberto, parcialmente cheio de água e submetido a uma força externa que promova o seu giro em torno do eixo de simetria, teremos uma situação mostrada na Figura 54.

Atingido o equilíbrio, a água sobe pelas paredes do vaso, compondo uma superfície livre chamada de parabolóide de revolução. Quando a velocidade angular for suficientemente grande, a água subirá nas paredes do vaso a ponto de descobrir sua região central (Figura 55).

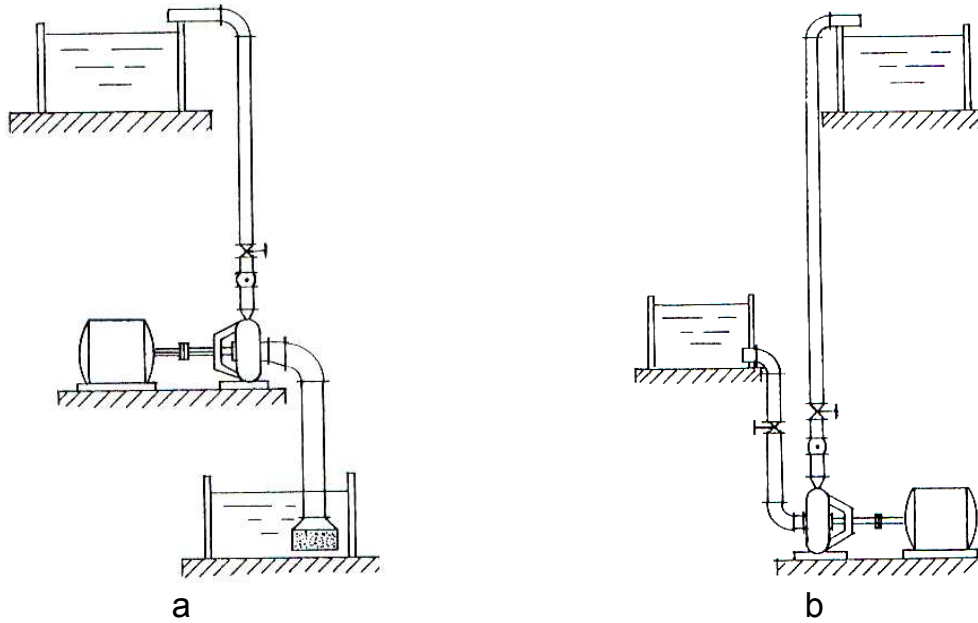


Figura 53 – Instalação com bomba de sucção positiva (a) e afogada (b).

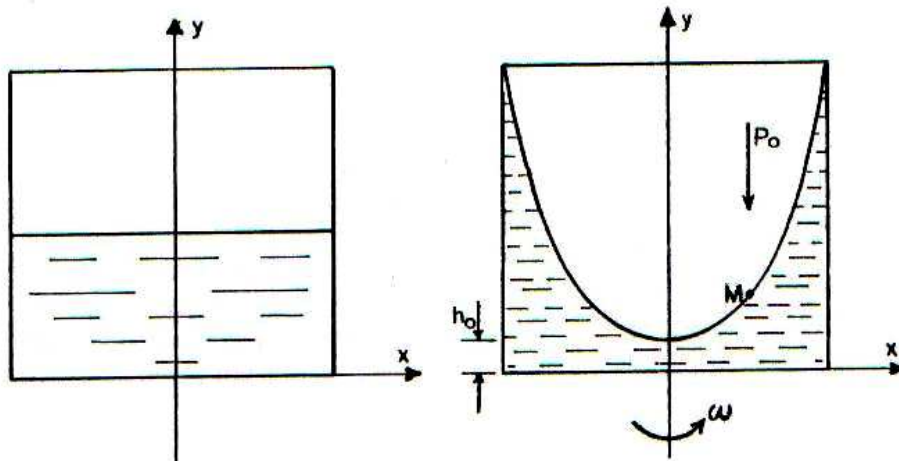


Figura 54 – Vaso girante e o parabolóide de revolução.

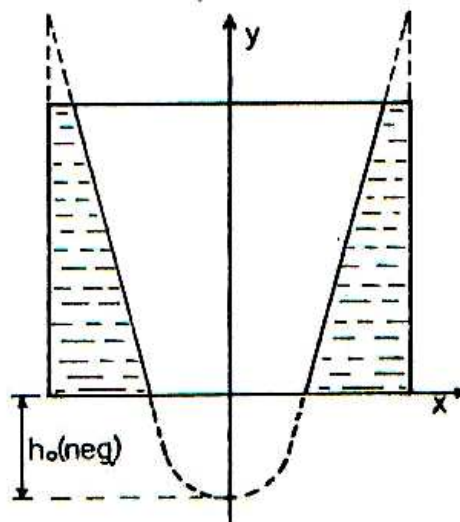


Figura 55 – Depressão e sobrepressão em um vaso girante.



Assim, consideremos um vaso cilíndrico fechado e totalmente cheio de água, e interligado por tubulações a dois reservatórios: um inferior e ao qual se liga pelo centro, e outro superior e ao qual se liga pela periferia. Ao acionarmos o rotor, a depressão central aspira o fluido que, sob ação da força centrífuga, ganha na periferia a sobreposição que o recalca para o reservatório superior (Figura 56). Dessa forma, terá sido criada uma bomba centrífuga.

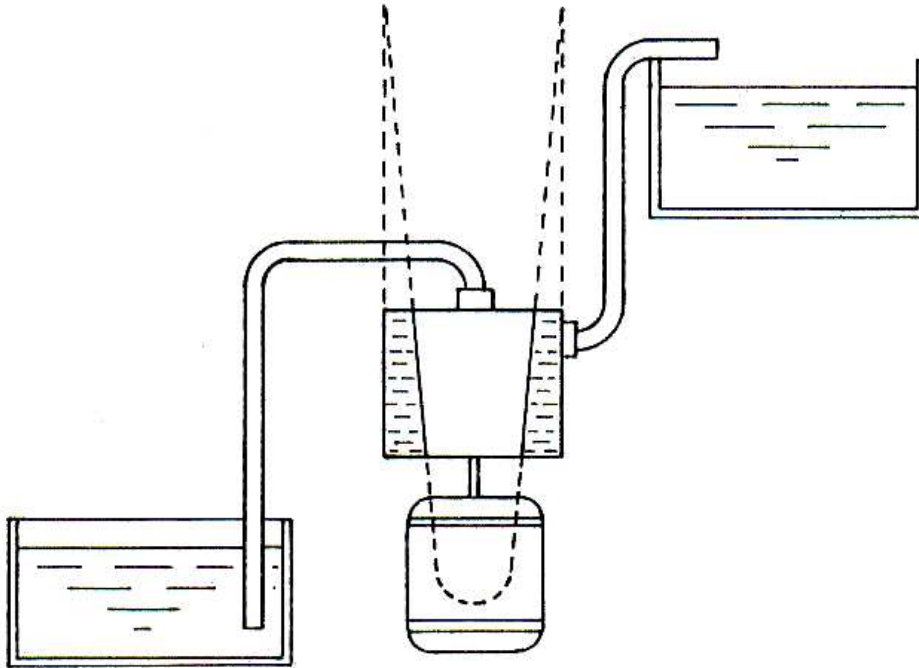


Figura 56 – Princípio de funcionamento da bomba centrífuga.

### 8.5 Altura Manométrica da Instalação

A altura manométrica ( $H_m$ ) de uma instalação de bombeamento representa a energia (por unidade de peso) que o equipamento irá transferir para o fluido, a fim de satisfazer às necessidades do projeto, ou seja, a sua demanda. Existem duas maneiras de calcular  $H_m$ :

#### - Primeira expressão da Altura Manométrica



Utilizada para o caso da bomba em funcionamento (já instalada). A equação de Bernoulli aplicada entre a entrada (e) e a saída (s) de uma bomba (Figura 57), fornece:

$$\frac{p_e}{\gamma} + \frac{v_e^2}{2g} + Z_e + H_m = \frac{p_s}{\gamma} + \frac{v_s^2}{2g} + Z_s \quad \text{ou}$$

$$H_m = \frac{p_s - p_e}{\gamma} + \frac{v_s^2 - v_e^2}{2g} + (Z_s - Z_e)$$

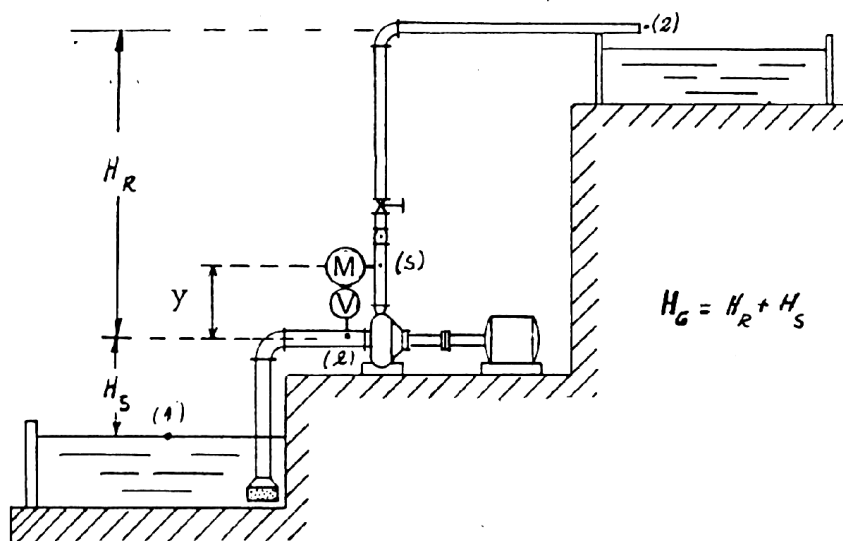


Figura 57 – Instalação típica com manômetro à saída da bomba e vacuômetro à entrada.

Pela figura tem-se:  $\frac{p_s - p_e}{\gamma} = \frac{M - V}{\gamma}$

$$\frac{v_s^2 - v_e^2}{2g} \approx 0 \quad (\text{muito pequeno ou nulo})$$

$$y = (Z_s - Z_e) \approx 0$$

Portanto:  $H_m = \frac{M - V}{\gamma}$  (primeira expressão da altura manométrica)

Obs: para as bombas de sucção positiva, o valor lido no vacuômetro é negativo e para as bombas de sucção negativa ou afogada, o valor lido no vacuômetro é positivo.

### - Segunda expressão da altura manométrica

A equação da energia aplicada entre os pontos 1 e 2 da figura anterior fornece:

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + Z_1 + H_m = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + Z_2 + h_{t(1-2)}$$

sendo  $h_t$  a perda de carga total.

$$\frac{p_2 - p_1}{\gamma} = 0 \quad (\text{reservatórios sujeitos à pressão atmosférica})$$

$$\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} \approx \frac{v^2}{2g} \quad (\text{perda na saída – computada em } h_t)$$

Portanto:  $H_m = H_G + h_{t(1-2)}$  (segunda expressão da altura manométrica)

**Exercício:** Em uma instalação de bombeamento, as leituras do manômetro e do vacuômetro indicam, respectivamente,  $3,0 \text{ kgf cm}^{-2}$  e  $-0,7 \text{ kgf cm}^{-2}$ . Encontre a altura manométrica da bomba nessa condição.

## 8.6 Escolha da Bomba e Potência Necessária ao seu Funcionamento

Basicamente a seleção de uma bomba para uma determinada situação, é função de:

- vazão a ser recalçada (Q); e
- altura manométrica da instalação (Hm).

### - Vazão a ser recalçada

A vazão a ser recalçada depende essencialmente de três elementos: consumo diário da instalação, jornada de trabalho da bomba e do número de bombas em funcionamento (bombas em paralelo).

Para o dimensionamento de um sistema de irrigação, o consumo de água é função, basicamente, da demanda evapotranspirométrica, do tipo e do estágio de desenvolvimento da cultura e da eficiência do sistema de irrigação. Esse assunto será abordado na disciplina IT 157 (Irrigação).

### - Altura manométrica da instalação

O levantamento topográfico do perfil do terreno permite determinar: o desnível geométrico da instalação ( $H_G$ ), o comprimento das tubulações de sucção e de recalque e o número de peças especiais dessas tubulações. Com os comprimentos das tubulações e o número de peças especiais, a perda de carga é facilmente calculada pelo conhecimento dos diâmetros de sucção e de recalque. A Figura 58 ajuda a entender melhor o problema:

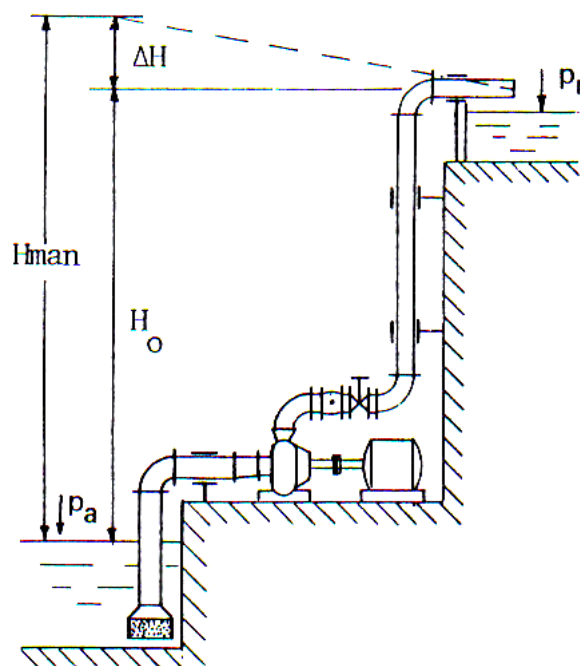


Figura 58 – Altura manométrica de uma instalação com reservatórios abertos.

A altura manométrica será calculada por:

$$H_{\text{man}} = H_0 + \Delta H \quad \text{ou} \quad H_m = H_G + h_t$$

## - Cálculo dos diâmetros de sucção e de recalque

### - Diâmetro de recalque

#### a) Fórmula de Bresse

Recomendada para funcionamento contínuo, ou seja: 24 h dia<sup>-1</sup>.

$$D_R = K \sqrt{Q}$$

em que:

$D_R$  = diâmetro de recalque, em m;

$Q$  = vazão em m<sup>3</sup> s<sup>-1</sup>; e

$K$  = coeficiente econômico {balanço entre os gastos com tubulação (investimento) e os gastos com a operação da instalação (custo operacional - 0,8 a 1,3)}.

O valor de  $K$  está também relacionado com a velocidade, ou seja:

$$v = \frac{4 Q}{\pi D_R^2} = \frac{4}{\pi \cdot D_R^2} \frac{D_R^2}{K} = \frac{4}{\pi} \frac{1}{K^2}$$

#### b) Fórmula da ABNT (NB – 92/66)

Recomendada para funcionamento intermitente ou não contínuo:

$$D_R = 1,3 \left( \frac{T}{24} \right)^{0,25} \sqrt{Q}$$

em que  $T$  é o número de horas de funcionamento da bomba por dia.

### - Diâmetro de sucção (Ds)

É o diâmetro comercial imediatamente superior ao diâmetro de recalque calculado pelas fórmulas anteriores.

Observações importantes:

- O correto é fazer um balanço econômico entre o custo da tubulação e o custo da manutenção do sistema. A manutenção do sistema envolve gastos com energia elétrica (ou combustível), lubrificantes, mão-de-obra, etc. (Figura 59). Recomenda-se a análise de cinco diâmetros comerciais, sendo o intermediário calculado pela fórmula de Bresse, para  $K = 1$ .
- Quando o diâmetro calculado pela fórmula de Bresse ou da ABNT não coincidir com o diâmetro comercial, é procedimento usual admitir o diâmetro comercial imediatamente superior ao calculado para a sucção e o imediatamente inferior para o recalque.

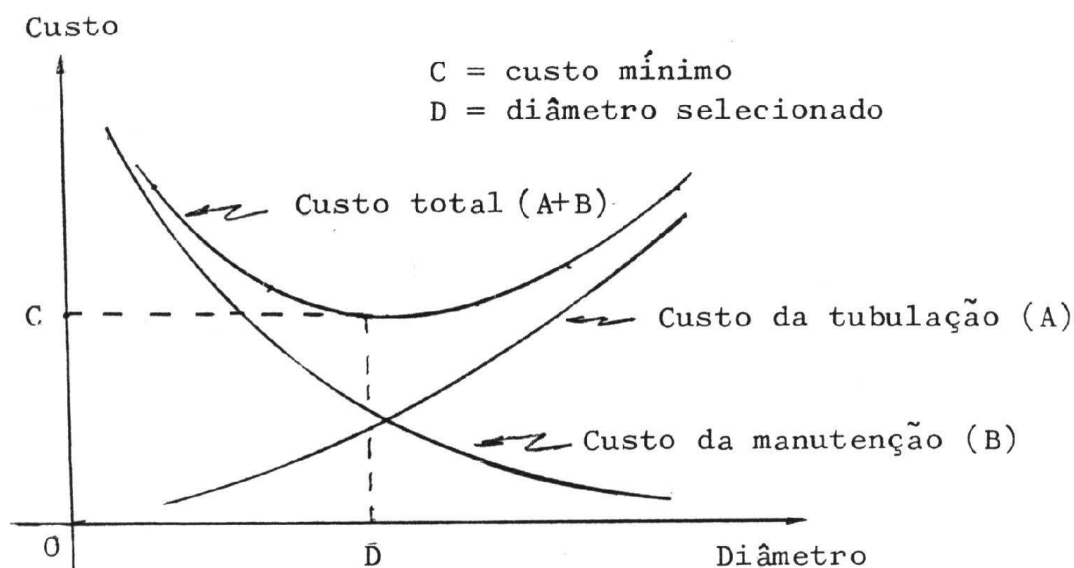


Figura 59 – Avaliação entre o custo da tubulação e manutenção.

- Além das fórmulas vistas anteriormente para cálculo dos diâmetros, pode-se adotar o critério das chamadas velocidades econômicas, cujos limites são:

- na sucção:  $v_s < 1,5 \text{ m s}^{-1}$  (no máximo  $2,0 \text{ m s}^{-1}$ )

- no recalque:  $v_r < 2,5 \text{ m s}^{-1}$  (no máximo  $3,0 \text{ m s}^{-1}$ )

Como valores médios pode-se adotar  $v_s = 1,0 \text{ m s}^{-1}$  e  $v_r = 2,0 \text{ m s}^{-1}$ . Adotadas as velocidades, o cálculo dos diâmetros é facilmente determinado pela equação da continuidade ( $Q = A V$ ), já que se conhece a vazão, ou seja:

$$D_s = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V_s}} \quad \text{e} \quad D_r = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V_r}}$$

**Exercício:** Considere os seguintes dados de um sistema de bombeamento:

- Dotação de rega (supondo 24h de bombeamento):  $0,65 \text{ L s}^{-1} \text{ ha}^{-1}$
- Área irrigada: 20 ha
- Jornada diária de trabalho:  $8 \text{ h dia}^{-1}$

Para estas condições, encontre os diâmetros das tubulações.

$$Q = 0,65 \text{ L s}^{-1} \text{ ha}^{-1} \cdot 20 \text{ ha} \cdot \frac{24}{8} = 39 \text{ L s}^{-1} = 0,039 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$$

$$D_R = 1,3 \left( \frac{T}{24} \right)^{0,25} \sqrt{Q} \rightarrow D_R = 1,3 \left( \frac{8}{24} \right)^{0,25} \sqrt{0,039} = 0,195 \text{ m} = 195 \text{ mm}$$

Diâmetros comerciais disponíveis: 0,150 m e 0,200 m

$$v_R = \frac{Q}{A} = \frac{0,039}{\frac{\pi (0,150)^2}{4}} = 2,20 \text{ m s}^{-1} \quad (< 2,5 \text{ m s}^{-1})$$

$$v_S = \frac{0,039}{\frac{\pi (0,200)^2}{4}} = 1,24 \text{ m s}^{-1} \quad (< 1,5 \text{ m s}^{-1})$$

Então adota-se  $D_R = 150 \text{ mm}$  e  $D_S = 200 \text{ mm}$

### - Potência necessária ao funcionamento da bomba (Pot)

A potência absorvida pela bomba é calculada por:

$$\text{Pot} = \frac{\gamma Q H_m}{75 \eta} \text{ (cv)} \quad \text{ou} \quad \text{Pot} = \frac{0,735 \gamma Q H_m}{75 \eta} \text{ (kw)}$$

### - Potência instalada (N) ou potência do motor

O motor que aciona a bomba deverá trabalhar sempre com uma folga ou margem de segurança a qual evitará que o mesmo venha, por uma razão qualquer, operar com sobrecarga. Portanto, recomenda-se que a potência necessária ao funcionamento da bomba (Pot) seja acrescida de uma folga, conforme especificação a seguir (para motores elétricos):

Potência exigida pela Bomba (Pot)	Margem de segurança recomendada (%)
Até 2 cv	50%
De 2 a 5 cv	30%
De 5 a 10 cv	20%
De 10 a 20 cv	15%
Acima de 20 cv	10%

Para motores a óleo diesel recomenda-se uma margem de segurança de 25% e a gasolina, de 50% independente da potência calculada.

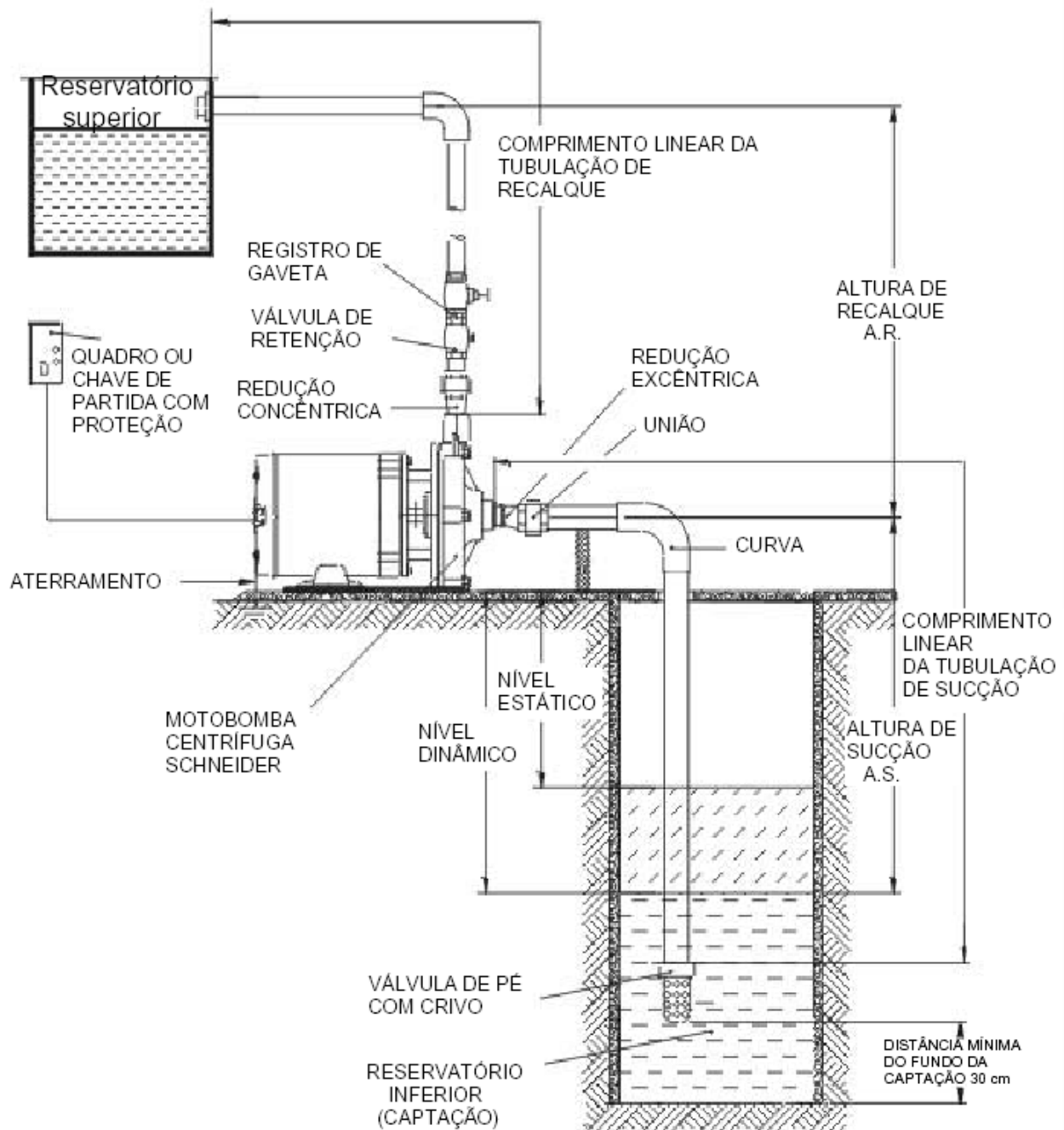
Finalmente para a determinação da potência instalada (N), deve-se observar que os motores elétricos nacionais são fabricados com as seguintes potências comerciais, em cv (Motores Kohlbach – 1200 rpm – 60 Hz):

1/4 – 1/3 – 1/2 – 3/4 – 1 – 1 1/2 – 2 – 3 – 4 – 5 – 7 1/2 – 10 – 12 1/2 – 15 – 20 – 25 – 30 – 40 – 50 – 60 – 75 – 100 – 125



## 8.7 Peças Especiais numa Instalação Típica de Bombeamento

A Figura 60 mostra as peças especiais utilizadas numa instalação de bombeamento.



Fonte: Schneider Moto bombas

Figura 60 – Esquema típico de instalação de uma motobomba centrífuga.

### 8.7.1 Na linha de sucção

#### 1) Válvula de pé com crivo

Instalada na extremidade inferior da tubulação de sucção. É uma válvula unidirecional, isto é, só permite a passagem do líquido no sentido ascendente. Com o desligamento do motor de acionamento da bomba, esta válvula mantém a carcaça ou corpo da bomba e a tubulação de sucção cheia do líquido recalçado, impedindo o seu retorno ao reservatório de sucção ou captação.

Nestas circunstâncias, diz-se que a válvula de pé com crivo mantém a bomba escorvada (a função da carcaça e tubulação desta válvula é a de impedir a entrada de partículas sólidas ou corpos estranhos como: folhas, galhos, etc). A válvula deve estar mergulhada a uma altura mínima de:

$$h = 2,5 D_s + 0,1 \text{ (h e } D_s \text{ em metros)}$$

para evitar a entrada de ar e formação de vórtices.

#### 2) Curva de 90°

Imposta pelo traçado da linha de sucção.

#### 3) Redução Excêntrica

Liga o final da tubulação à entrada da bomba, de diâmetro geralmente menor. Essa excentricidade visa evitar a formação de bolsas de ar à entrada da bomba. São aconselháveis sempre que a tubulação de sucção tiver um diâmetro superior a 4" (100 mm).

### 8.7.2 Na linha de recalque

#### 1) Ampliação concêntrica

Liga a saída da bomba de diâmetro geralmente menor à tubulação de recalque.

## 2) Válvula de retenção

É unidirecional e instalada à saída da bomba, antes da válvula de gaveta. Suas funções são:

- impedir que o peso da coluna de água do recalque seja sustentado pela bomba o que poderia desalinhá-la ou provocar vazamentos na mesma;
- impedir que, com o defeito da válvula de pé e estando a saída da tubulação de recalque afogada (no fundo do reservatório superior), haja um refluxo do líquido, fazendo a bomba funcionar como turbina, o que viria a provocar danos à mesma;
- possibilitar, através de um dispositivo chamado “by-pass”, a escorva da bomba.

## 3) Válvula de gaveta

Instalada após a válvula de retenção. Suas funções são de regular a vazão e permitir reparos na válvula de retenção.

Observação: a bomba centrífuga deve ser sempre ligada e desligada com a válvula de gaveta fechada, devendo-se proceder de modo contrário nas bombas axiais.

**Exercício:** Continuando o exercício anterior, calcular a altura manométrica da instalação considerando os seguintes dados:

- Altura de sucção: 4,0m;
- Altura de recalque: 53,0m;

- Comprimento de sucção: 6,0m;
- Comprimento de recalque: 210,0m;
- Material: PVC;
- Peças:
  - Sucção:
    - 1 válvula de pé; 1 curva de 90°; 1 redução excêntrica;
  - Recalque:
    - 1 válvula de retenção; 1 válvula de gaveta; 6 curvas de 90°; 1 ampliação.

Cálculo da Altura Manométrica:

$$H_m = H_G + h_t \rightarrow H_G = H_S + H_R \rightarrow h_t = h_{t_S} + h_{t_R}$$

a) Perda de carga contínua calculada por Hazen-Williams e localizada calculada pelo método dos diâmetros equivalentes:

$$h_t = h_{t_S} + h_{t_R}$$

$$L_v = L + L_f$$

Comprimento fictício: Sucção (250 + 30 + 6 = 286 x 0,200)

$$L_f = 57,2 \text{ m} \rightarrow L_{v_S} = 6 + 57,2 = 63,2 \text{ m}$$

$$h_{t_S} = \frac{10,641 (0,039)^{1,85}}{(145)^{1,85} (0,20)^{4,87}} 63,2 = 0,42 \text{ m} ;$$

Comprimento fictício: Recalque (100 + 8 + 180 + 12 = 300 x 0,150)

$$L_f = 45,0 \text{ m} \rightarrow L_{v_R} = 210 + 45 = 255 \text{ m}$$

$$h_{t_R} = \frac{10,641 (0,039)^{1,85}}{(145)^{1,85} (0,150)^{4,87}} 255 = 6,93 \text{ m}$$

$$h_t = 0,42 + 6,93 = 7,35 \text{ m}$$

$$H_m = (4,0 + 53,0) + 7,35 = 64,35 \text{ m} \approx 65,0 \text{ m}$$

b) Perda de carga contínua calculada por Darcy-Weisbach e localizada calculada pelo Borda-Belanger:

b.1) Tubulação de sucção:

$$NR = \frac{0,2 \cdot 1,24}{1,02 \cdot 10^{-6}} = 243.137 \quad \rightarrow \quad \frac{e}{D} = \frac{0,06}{200} = 0,0003 \quad \rightarrow \quad f = 0,0175$$

$$hf = \frac{8 f Q^2}{\pi^2 g D^5} L \quad \rightarrow \quad hf = \frac{8 \cdot 0,0175 \cdot (0,2)^2}{\pi^2 \cdot 9,81 \cdot (0,2)^5} \cdot 6 = 0,04 \text{ m}$$

Perda de carga localizada ( $\Delta h$ )

$$\Delta h = K \frac{V^2}{2g} \quad \rightarrow \quad \Delta h = 2,3 \frac{(1,24)^2}{2 \cdot (9,81)} = 0,18 \text{ m}$$

Peça	K
1 válvula de pé	1,75
1 curva de 90°	0,40
1 redução excêntrica	0,15
<b>TOTAL</b>	<b>2,30</b>

$$ht_s = 0,04 + 0,18 = 0,22 \text{ m}$$

b.2) Tubulação de recalque:

$$NR = \frac{0,15 \cdot 2,2}{1,02 \cdot 10^{-6}} = 323.529 \quad \rightarrow \quad \frac{e}{D} = \frac{0,06}{150} = 0,0004 \quad \rightarrow \quad f = 0,0176$$

$$hf = \frac{8 f Q^2}{\pi^2 g D^5} L = \frac{8 \cdot 0,0176 \cdot (2,2)^2}{\pi^2 \cdot 9,81 \cdot (0,15)^5} \cdot 210 = 6,12 \text{ m}$$

Perda de carga localizada ( $\Delta h$ )

$$\Delta h = 5,4 \frac{2,2^2}{2 \cdot (9,81)} = 1,33 \text{ m}$$

$$ht_R = 6,12 + 1,33 = 7,45 \text{ m}$$

Peça	K
1 válvula de retenção	2,50
1 válvula de gaveta	0,20
6 curvas de 90°	2,40
1 ampliação	0,30
<b>TOTAL</b>	<b>5,40</b>

$$h_t = 0,22 + 7,45 = 7,67 \text{ m}$$

$$H_m = (4,0 + 53,0) + 7,67 = 64,67 \text{ m} \approx 65,0 \text{ m}$$

## 8.8 Curvas Características das Bombas

Constituem-se numa relação entre a vazão recalçada com a altura manométrica, com a potência absorvida, com o rendimento e às vezes com a altura máxima de sucção. Pode-se dizer que as curvas características constituem-se no retrato de funcionamento das bombas nas mais diversas situações.

Estas curvas são obtidas nas bancadas de ensaio dos fabricantes. As mais comuns são:

$$H_m = f(Q);$$

$$\text{Pot} = f(Q);$$

$$\eta = f(Q).$$

Obs: o aspecto das curvas  $H_m = f(Q)$  e  $\text{Pot} = f(Q)$  refere-se apenas à região de rendimento aceitável ( $\eta > 40\%$ ).

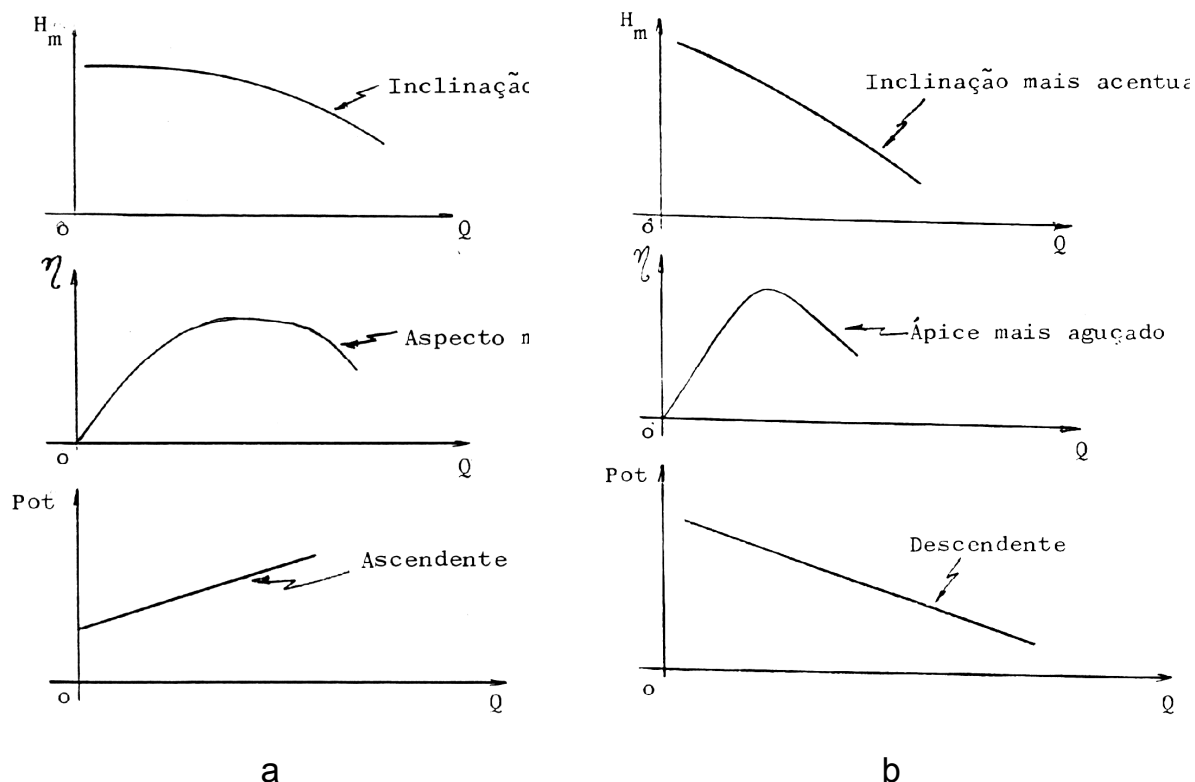


Figura 61 – Curvas características de bombas centrífugas (a) e axiais (b).

### 8.8.1 Algumas conclusões tiradas das curvas características das bombas

- a) o aspecto achatado das curvas de rendimento das bombas centrífugas mostra que tal tipo de bomba é mais adequado onde há necessidade de variar vazão. A vazão pode ser variada sem afetar significativamente o rendimento da bomba;
- b) a potência necessária ao funcionamento das bombas centrífugas cresce com o aumento da vazão e decresce nas axiais. Isto mostra que, as bombas radiais devem ser ligadas com a válvula de gaveta fechada, pois nesta situação, a potência necessária para acioná-las é mínima. O contrário ocorre com as bombas axiais; e
- c) Para bombas radiais, o crescimento da altura manométrica não causa sobrecarga no motor; especial atenção deve ser dada quando a altura manométrica diminui. Quando  $H_m$  diminui, aumenta a vazão, o que poderá causar sobrecarga no motor.

### 8.9 Curvas Características do Sistema ou da Tubulação

A segunda expressão da altura manométrica fornece:

$$H_m = H_G + h_t \quad (\text{para reservatórios abertos})$$

$$h_t = h_f + h_a$$

As perdas de carga acidentais podem ser incluídas nas perdas de carga distribuídas, desde que se use o método dos comprimentos equivalentes ( $Le$ ). Então, pode-se escrever que:

$$h_t = f \frac{Le}{D} \frac{16 Q^2}{\pi^2 2 g \cdot D^4} = K Q^2, \text{ onde "Le" é o comprimento normal da}$$

canalização somado ao comprimento correspondente às peças especiais.



$$K = \frac{Le f 16}{\pi^2 2 g D^5} = \text{constante para uma determinada instalação.}$$

Se fosse utilizada a equação de Hazen-Williams, teríamos:

$$h_t = J Le = Le \left( \frac{4Q}{0,335 \pi C D^{2,63}} \right)^{1,852}$$

$$h_t = J Le = Le \left( \frac{4}{0,335 \pi C D^{2,63}} \right)^{1,852} Q^{1,852} = K' Q^{1,852}$$

Então  $H_m$  do sistema é:

$$H_m = H_G + K Q^2 \quad (\text{Eq. de Darcy})$$

$$H_m = H_G + K' Q^{1,852} \quad (\text{Eq de H.W})$$

Essas equações, quando representadas graficamente, tem o seguinte aspecto:

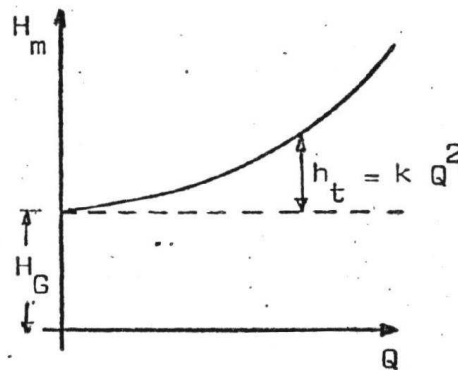


Figura 62 – Curva característica da tubulação.

### 8.10 Ponto de Operação do Sistema

A intersecção da curva característica da bomba com a curva característica da tubulação define o ponto de trabalho ou ponto de operação da bomba, ou

seja: para a vazão de projeto da bomba, a altura manométrica da bomba é igual àquela exigida pelo sistema.

A curva característica da bomba associada à curva característica do sistema tem o seguinte aspecto:

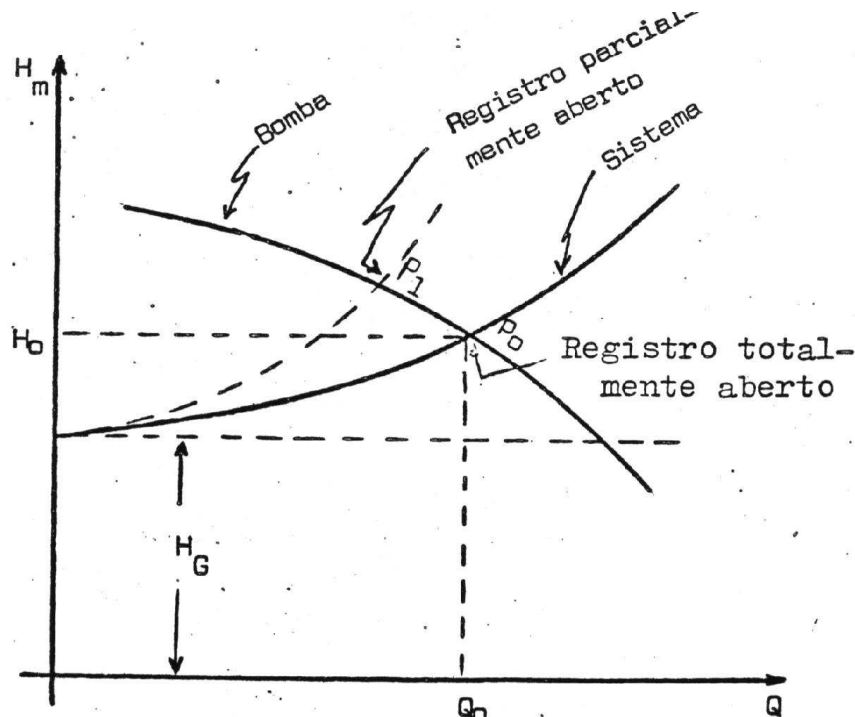


Figura 63 – Ponto de funcionamento do sistema.

**Continuando o exercício, encontre a bomba em catálogo do fabricante e calcule a potência instalada**

- Escolha da bomba (Figura a seguir – catálogo do fabricante)

$$Q = 0,039 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} \cdot 3600 \text{ s h}^{-1} = 140,4 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1} \quad ; \quad H_m = 65,0 \text{ m}$$

$$\text{GM} \quad 3500 \text{ rpm}$$

$$D \text{ rotor} = 185 \text{ mm} \rightarrow \text{GM} - 17$$

- Potência instalada → considerando que a bomba irá trabalhar fora do ponto de projeto

$$H_m = 65,0 \text{ m} \quad ; \quad H_G = 57,0 \text{ m} \quad ; \quad Q = 140,4 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

## Equação de H.W

$$H_m = H_G + K' Q^{1,85} \rightarrow 65 = 57 + K' 140,4^{1,85} \rightarrow K' = 0,000852$$

$$H_m = 57 + 0,000852 Q^{1,85} \quad (Q \text{ em } m^3 \cdot h^{-1})$$

Atribuindo-se valores a Q, na equação anterior, teremos os seguintes valores para Hm:

Q	0	50	80	110	130	140,4	170	200	230
Hm	57,0	58,18	59,83	62,09	63,94	65,00	68,40	72,39	76,94

Com os pontos desse quadro, traça-se a curva característica da tubulação. Onde essa curva cortar a curva característica da bomba, ficará definido o ponto de operação ou de trabalho da bomba.

$$Q = 175 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1} \rightarrow H_m = 69,0 \text{ m} \rightarrow \eta = 80,3\%$$

$$\text{Pot} = \frac{\gamma Q H_m}{3600 75 \eta} = \frac{1000 175 69,0}{3600 75 0,803} = 55,69 \text{ CV}$$

A potência necessária ao motor será:

$$\text{Folga} = 10\%$$

$$N = 1,10 (55,69) = 61,26 \text{ CV}$$

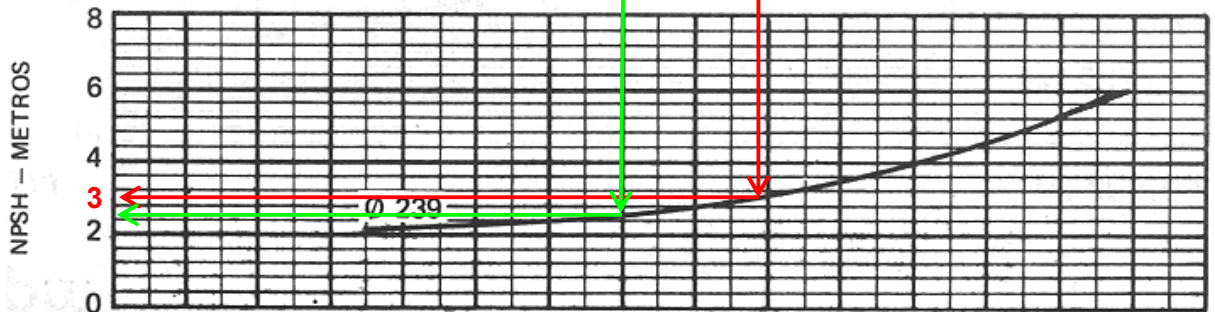
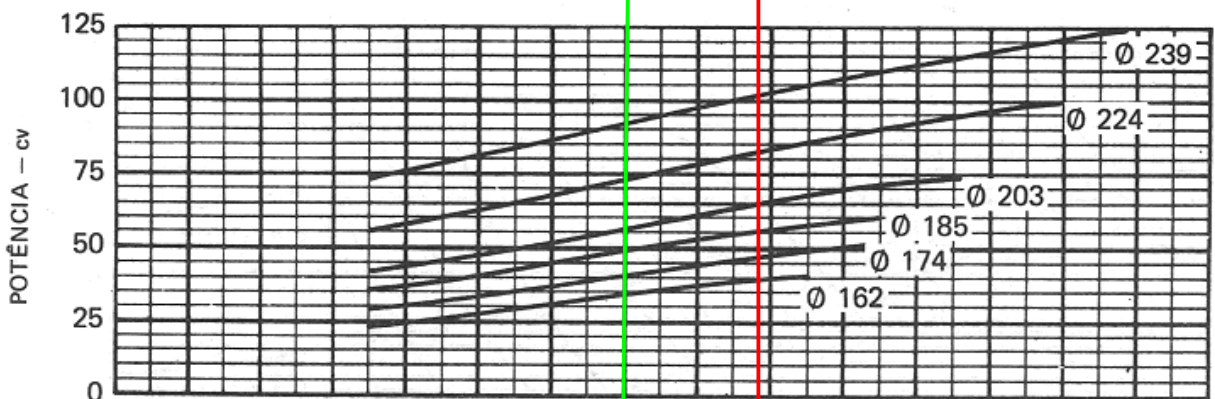
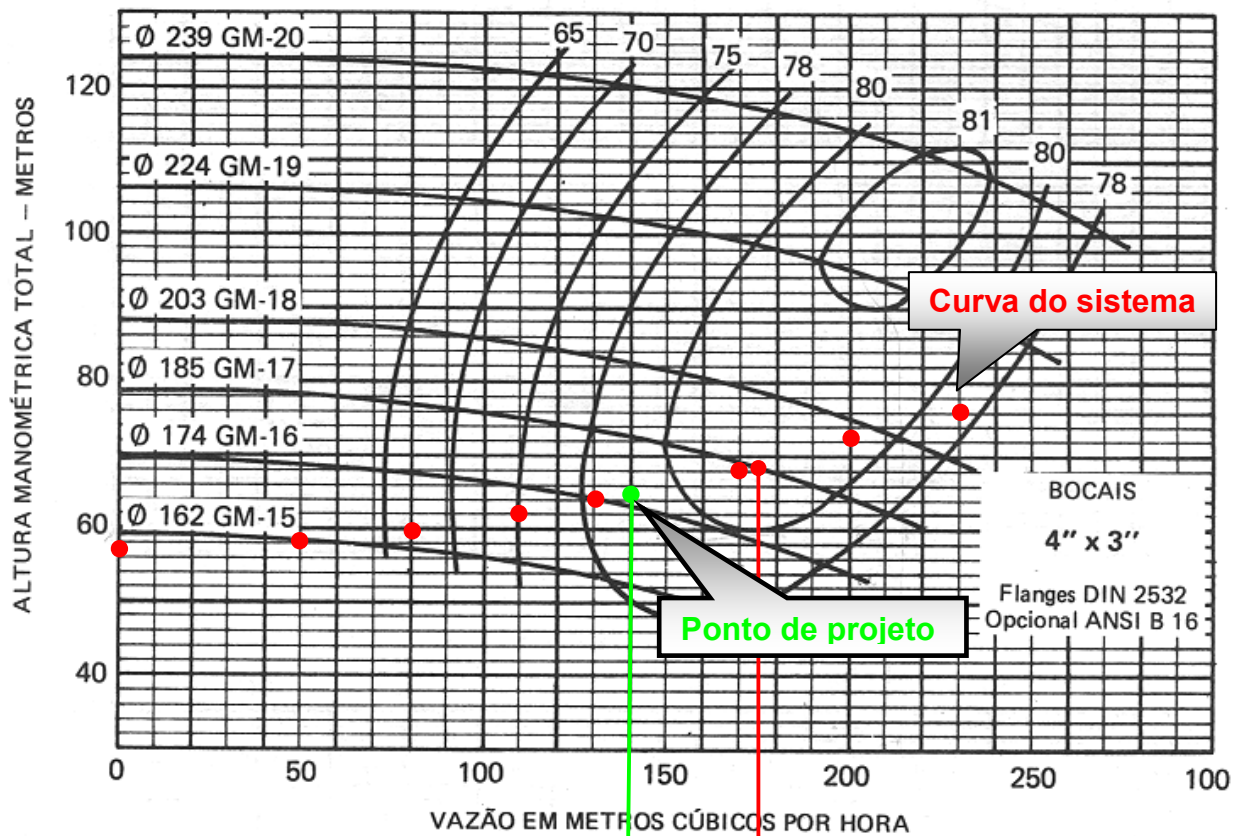
O motor elétrico comercial que atende o caso é o de 60 CV.

Obs.: a vazão inicial ( $Q = 140,4 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ ) poderá ser obtida fechando-se o registro de gaveta, até que a altura manométrica corresponda a essa vazão. A manobra do registro de gaveta introduz uma perda de carga acidental, fazendo mudar a curva característica da tubulação para uma posição mais inclinada.

GM

SOB CONSULTA

nº 1035



Modelo do rotor 1037

## 8.11 Cavitação – Altura da Instalação das Bombas

### 8.11.1 Introdução

Convém salientar que a cavitação é um fenómeno observável em líquidos, não ocorrendo sob quaisquer condições normais em sólidos ou gases.

Pode-se comparativamente associar a cavitação à ebulição em um líquido:

Ebulição: um líquido "ferve" ao elevar-se a sua temperatura, com a pressão sendo mantida constante. Sob condições normais de pressão (760mm Hg), a água ferve a 100° C.

Cavitação: um líquido "ferve" ao diminuir sua pressão, com a temperatura sendo mantida constante. À temperatura de 20° C a água "ferve" à pressão absoluta de 0,24 m.c.a = 17,4 mm Hg. A pressão com que o líquido começa a "ferver" chama-se pressão de vapor ou tensão de vapor. A tensão de vapor é função da temperatura (diminui com a diminuição da temperatura).

Um líquido ao atingir a pressão de vapor libera bolhas de ar (bolhas de vapor), dentro das quais o líquido se vaporiza.

### 8.11.2 Ocorrência da Cavitação

O aparecimento de uma pressão absoluta à entrada da bomba, menor ou igual a pressão de vapor do líquido, na temperatura em que este se encontra, poderá ocasionar os seguintes efeitos (Figura 64):

- Se a pressão absoluta do líquido na entrada da bomba for menor ou igual à pressão de vapor e se ela (a pressão) se estender a toda a seção do escoamento, poderá formar-se uma bolha de vapor capaz de interromper o escoamento.
- Se esta pressão for localizada a alguns pontos da entrada da bomba, as bolhas de vapor liberadas serão levadas pelo escoamento para regiões de altas pressões (região de saída do rotor). Em razão da pressão externa maior que a pressão interna ocorre a implosão das bolhas (colapso das bolhas), responsável

pelos seguintes efeitos distintos da cavitação (ocorrem simultaneamente esses efeitos):

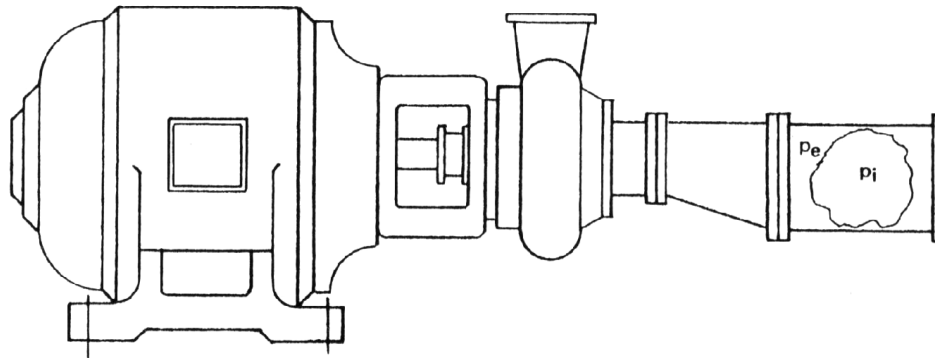


Figura 64 – Ilustração de bomba com cavitação.

- a) Efeito químico - com as implosões das bolhas são liberados íons livres de oxigênio que atacam as superfícies metálicas (corrosão química dessas superfícies).
- b) Efeito mecânico - atingindo a bolha região de alta pressão, seu diâmetro será reduzido (inicia-se o processo de condensação da bolha), sendo a água circundante acelerada no sentido centrípeto. Com o desaparecimento da bolha, ou seja: com a condensação da bolha as partículas de água aceleradas se chocam cortando umas o fluxo das outras, provocando o chamado golpe de aríete e com ele uma sobre pressão que se propaga em sentido contrário, golpeando com violência as paredes mais próximas do rotor e da carcaça, danificando-as (Figura 65).

### 8.11.3 Altura Máxima de Sucção das Bombas

Para que uma bomba trabalhe sem cavitatar, torna-se necessário que a pressão absoluta do líquido na entrada da bomba, seja superior à pressão de vapor, à temperatura de escoamento do líquido. A equação de Bernoulli desenvolvida entre o nível da água no reservatório (0) e a entrada da bomba (1) pode ser apresentada por (fazendo  $p_1 = p_v$  (pressão de vapor)):

## CAVITAÇÃO (EFEITO MECÂNICO)

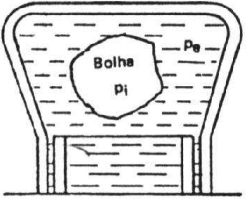
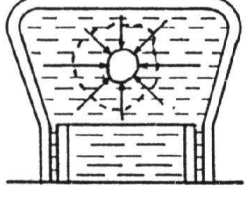
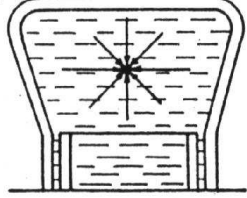
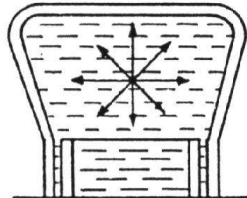
	<ul style="list-style-type: none"> <li>– parede da carcaça</li> <li>– parede do rotor</li> <li>– <math>p_e &gt; p_i</math>, a bolha vai condensar-se.</li> </ul>
	<ul style="list-style-type: none"> <li>– com a condensação das bolhas, a água circundante acelera-se no sentido centrípeto.</li> </ul>
	<ul style="list-style-type: none"> <li>– condensada a bolha, as partículas aceleradas cortam umas o fluxo das outras (GOLPE DE ARFETE).</li> </ul>
	<ul style="list-style-type: none"> <li>– com o golpe de arfete, surge uma onda de sobrepressão que se propaga em sentido contrário e que golpeia com violência as paredes mais próximas do rotor e carcaça, danificando-as.</li> </ul>

Figura 65 – Efeito da cavitação no interior da bomba.

$$H_s \leq \frac{p_{atm} - p_v}{\gamma} + \frac{v_0^2 - v_1^2}{2g} - h_s \quad (1)$$

Pode-se notar que  $p_v$ ,  $v_1$  e  $h_s$  agem desfavoravelmente, ou seja, quanto maiores, menor deverá ser a altura de sucção. Os valores de  $v_1$  e  $h_s$  poderão ser reduzidos, utilizando-se tubulações de sucção com diâmetros grandes. O valor de  $p_v$  pode ser reduzido operando com líquidos à baixa temperatura.

Na expressão (1),  $p_{atm}$  e  $p_v$  são tabelados. Na falta de tabela, a pressão atmosférica poderá ser calculada por:



$$\frac{p_{atm}}{\gamma} = 10 - 0,0012 A \quad ; \quad \text{em que } A = \text{altitude em metros.}$$

Pressão de Vapor e densidade da água.

Temperatura (°C)	Tensão de Vapor	
	mm Hg	kgf.cm <sup>-2</sup>
15	12,7	0,0174
20	17,4	0,0238
25	23,6	0,0322
30	31,5	0,0429
35	41,8	0,0572
40	54,9	0,0750
45	71,4	0,0974
50	92,0	0,1255
55	117,5	0,1602
60	148,8	0,2028
65	136,9	0,2547
70	233,1	0,3175
75	288,5	0,3929
80	354,6	0,4828
85	433,0	0,5894
90	525,4	0,7149
95	633,7	0,8620
100	760,0	1,0333
105	906,0	1,2320
110	1075,0	1,4609
115	1269,0	1,7260
120	1491,0	2,0270

Na expressão 1, foi levada em conta apenas a perda de carga existente até à entrada da bomba. Considerando-se que as bolsas de vapor serão levadas para a saída do rotor, devemos adicionar à referida expressão a perda de carga  $\Delta H^*$  que leva em conta a perda existente entre a entrada da bomba e a saída do rotor (porque é na saída que ocorre o colapso das bolhas). Essa perda não é calculada pelas expressões usuais de perda de carga.

Sendo assim, a expressão (1) pode ser rescrita como:

$$H_s \leq \frac{p_{atm} - p_v}{\gamma} + \frac{v_o^2 - v_1^2}{2g} - h_s - \Delta H^* \quad (2)$$

$\Delta H^*$  tem muita importância no cálculo da  $H_{s_{max}}$ ; juntamente com  $\frac{v_1^2}{2g}$  constituem as grandezas relacionadas com a bomba.

#### 8.11.4 NPSH disponível na instalação e NPSH requerido pela bomba

NPSH – Net positive suction Head.

APLS – Altura positiva líquida de sucção.

Pela equação (3), separando o primeiro membro as grandezas que dependem das condições locais da instalação (condições ambientais) e no segundo membro as grandezas relacionadas com a bomba (desprezando-se  $v_o$ ), tem-se:

$$H_{s_{max}} - \frac{p_{atm}}{\gamma} + \frac{p_v}{\gamma} + h_s \leq -\Delta H^* - \frac{v_1^2}{2g}, \quad \text{ou}$$

$$\underbrace{\frac{p_{atm}}{\gamma} - \left( \pm H_{s_{max}} + \frac{p_v}{\gamma} + h_s \right)}_{\text{NPSH disponível (na instalação)}} \geq \underbrace{\Delta H^* + \frac{v_1^2}{2g}}_{\text{NPSH requerido (pela bomba)}}$$

$$\text{NPSH}_d \geq \text{NPSH}_r$$

$\text{NPSH}_d \rightarrow$  é uma preocupação do técnico de campo.

$\text{NPSH}_r \rightarrow$  geralmente fornecido pelo fabricante.

#### 8.11.5 Medidas destinadas a dificultar o aparecimento da cavitação, por parte do usuário

a) trabalhar com líquidos frios (menor temperatura, menor  $p_v$ );

- b) tornar a linha de sucção a mais curta e reta possível (diminui a perda de carga); e
- c) selecionar o diâmetro da tubulação de sucção de modo que a velocidade não ultrapasse a  $2 \text{ m s}^{-1}$  (diminui a perda de carga).

**Ainda com relação ao projeto proposto, verificar se a bomba escolhida correrá risco de cavitatar:**

Estudo quanto à cavitação.

$$Q = 175 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}; H_m = 69,0 \text{ m}; D_s = 200 \text{ mm}; L_s = 6,0 \text{ m}$$

$$NPSH_r = 3,0 \text{ m} \text{ (retirado do catálogo do fabricante } \rightarrow \text{ valor em destaque)}$$

$$\text{Altitude} = 400 \text{ m}$$

$$T = 25 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\frac{p_{atm}}{\gamma} = 10,0 - \left( 0,12 \frac{400}{100} \right) = 9,52 \text{ m}$$

$$\frac{p_v}{\gamma} = 0,322 \text{ mca (Tabelado)}$$

$$L_{vs} = 63,2 \text{ m}$$

$$h_{ts} = \frac{10,641 (0,04861)^{1,85}}{(145)^{1,85} (0,200)^{4,87}} 63,2 = 0,6362 \text{ m}$$

$$NPSH_d = \frac{p_{atm}}{\gamma} - \left( \frac{p_v}{\gamma} + H_s + h_{ts} \right) = 9,52 - (0,322 + 4,0 + 0,6362) = 4,56 \text{ m}$$

Como  $NPSH_d > NPSH_r$ , a bomba não cavitatará.

## 8.12 Associação de Bombas

Razões de naturezas diversas levam à necessidade de se associar bombas:

- a) inexistência no mercado de bombas que possam, isoladamente, atender a vazão de demanda;
- b) inexistência no mercado de bombas que possam, isoladamente, atender a altura manométrica de projeto;
- c) aumento da demanda com o decorrer do tempo.

As associações podem ser em paralelo ou em série (Figura 66). As razões (a) e (c) requerem a associação em paralelo e a razão (b), associação em série.

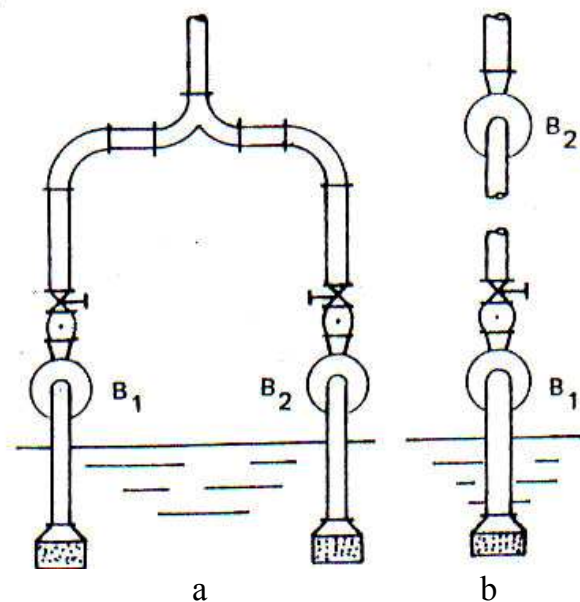


Figura 66 – Associação de bombas em paralelo (a) e em série (b).

### 8.12.1 Associação em Paralelo

Para a obtenção da curva característica das bombas associadas em paralelo as vazões se somam para uma mesma altura manométrica. Esta associação é muito utilizada em abastecimento de água de cidades e em indústrias.

Uma bomba de dupla sucção possui dois rotores em paralelo, onde as vazões se somam para a mesma altura manométrica (é um caso particular de associação em paralelo).

A interseção entre a curva característica da associação e a curva característica do sistema indica o ponto de trabalho da associação em paralelo. A seguir é apresentando um esquema da associação em paralelo:

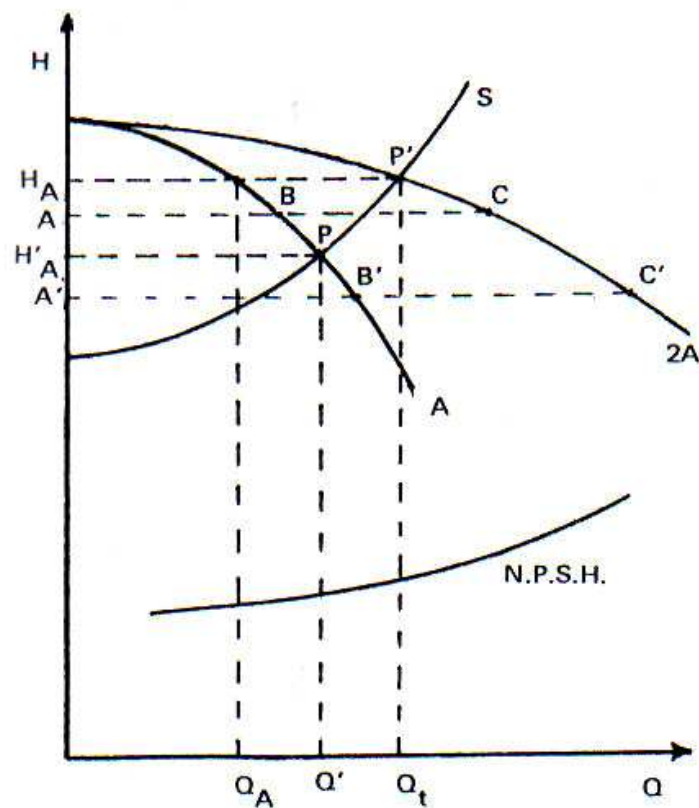


Figura 67 – Curvas características de uma associação em paralelo.

### 8.12.2 Associação em Série

Para traçado da curva características das bombas associadas em série, as alturas manométricas se somam para uma mesma vazão. Nas bombas de múltiplos estágios os rotores estão associados em série numa mesma carcaça. Na associação em série, deve se ter o cuidado de verificar se a flange da sucção e a carcaça a partir da segunda bomba suportam as pressões desenvolvidas.

Observando a Figura 68, se a bomba B for desligada, a bomba A não conseguirá vencer a altura manométrica (curva característica do sistema se situa acima da curva da bomba A). Haverá recirculação do líquido e sobre aquecimento do mesmo (situação perigosa).

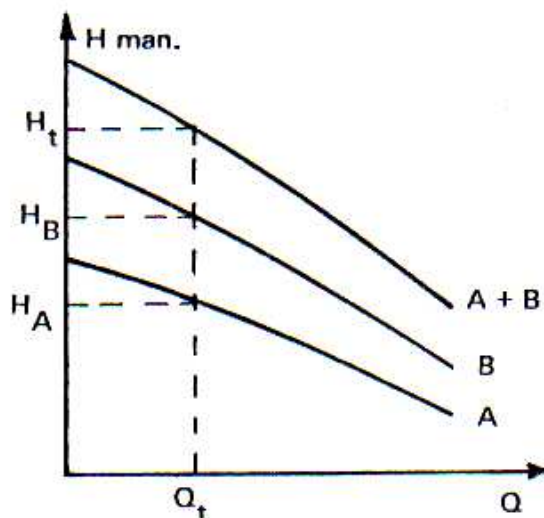


Figura 68 – Curvas características de uma associação em série.

### 8.13 Bombas com dispositivos especiais

#### 8.13.1 Bomba centrífuga com injetor

Esta bomba permite que o motor e o corpo da bomba sejam localizados na superfície do terreno. A bomba é, geralmente, de eixo horizontal que tem como princípio básico, o retorno de uma certa quantidade de água do tubo de elevação que desce até o injetor mergulhado na água (Figura 69). Esta quantidade de água cria, pelo princípio dos tubos Venturi, um vácuo acima do injetor, que somado à alta velocidade da água, faz com que o líquido se eleve até o limite de sucção da bomba. Com isso, uma bomba centrífuga comum que só consegue aspirar uma coluna de 5 a 6 m, pode passar a ter uma altura de sucção muito maior, havendo casos de sucções a 60 metros.

A simplicidade de instalação da bomba injetora nem sempre é compensada pelo seu baixo rendimento mecânico, causado pela perda por atrito na tubulação de retorno da água e no tubo Venturi, além das perdas comuns a outros tipos de Bombas. Daí seu uso não muito generalizado.

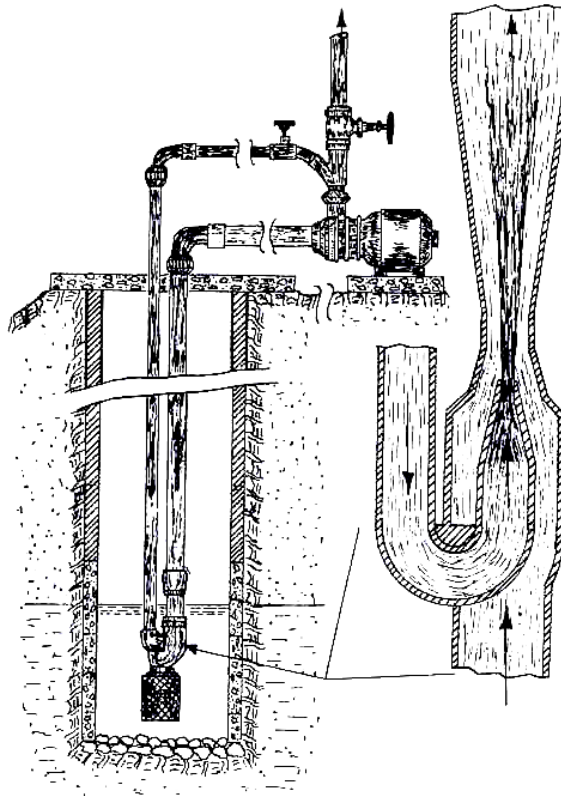


Figura 69 – Bomba centrífuga com injetor.

### 8.13.2 Bomba centrífuga auto-escorvante ou auto-aspirante

Especialmente usadas em pequenos trabalhos de irrigação, as bombas centrífugas auto-escorvante apresentam a vantagem de não necessitar do uso de válvula de pé no tubo de sucção e de não exigir que este esteja cheio de água para dar início ao funcionamento da bomba.

Fazendo parte do corpo da bomba há uma ampla câmara, que recebe a água enquanto vai ocorrendo a escorva automática do conjunto. Após o enchimento do corpo da bomba e posto o motor a funcionar, a água dentro do rotor é impelida para a câmara (Figura 70 a). Este movimento cria, instantaneamente, um vácuo no centro do rotor, que aspira ar do tubo de sucção e água de dentro da câmara. Estes se misturam na periferia do rotor e são impelidos para a câmara, onde o ar se separa da água por diferença de densidade. Esta, pela força da gravidade, desce para o rotor e, ao ser novamente impelida para a câmara, nova quantidade de ar do tubo de sucção é

aspirada, repetindo-se o ciclo, até a chegada da água de sucção, isto é, até a escorva da bomba.

Uma vez completada a escorva e, conseqüentemente, eliminado todo o ar, as passagens 1 e 2 (Figura 70 b) se transformam em uma passagem comum, sem circulação interna, e o bombeamento se processa normalmente. Uma válvula de retenção interna, semelhante à válvula de pé, situada na ligação do tubo de sucção com a bomba, fechando-se automaticamente, quando a bomba pára de funcionar, mantém a coluna líquida nos tubos e na bomba, pois retém a água do tubo de elevação e, por não permitir a passagem de água ou ar, segura também, por sucção, a coluna do tubo de aspiração da bomba, deixando todo o conjunto escorvado e pronto para funcionar normalmente.

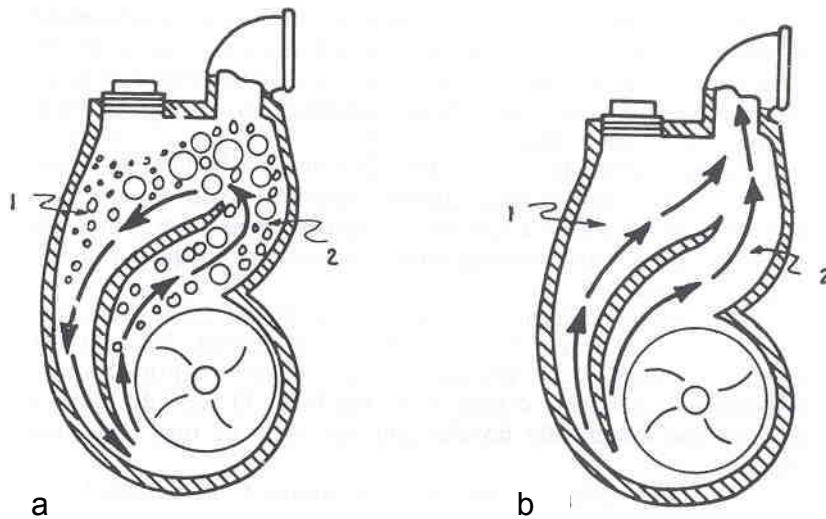


Figura 70 – Corte esquemático de uma bomba centrífuga auto-escorvante.