
1 - CARACTERÍSTICAS FÍSICAS DA ÁGUA

A menor partícula de água é uma molécula composta por dois átomos de hidrogênio e um de oxigênio. Entretanto, uma molécula de água não forma o que em engenharia hidráulica se designa como tal. São necessárias muitas moléculas de água juntas, para que se apresentem as características práticas desse composto. A proximidade dessas moléculas entre si é função da atração que umas exercem sobre as outras, o que varia com a energia interna e, portanto com a temperatura e com a pressão.

A água pode se apresentar nos três estados (líquido, gasoso e sólido)

1.1 - MASSA ESPECÍFICA

Massa específica ou densidade absoluta é a relação entre a quantidade de matéria contida na unidade de volume.

$$\rho = \frac{m}{v}$$

em que,

ρ = massa específica (tabela 1.1);

m = massa;

v = volume do fluido.

1.2 - PESO ESPECÍFICO

É a relação entre o peso e volume.

$$\gamma = \frac{w}{v}$$

em que,

γ = peso específico (tabela 1.2);

w = peso;

v = volume.

TABELA 1.1 – Variação da massa específica da água com a temperatura

Temperatura (°C)	Técnico (kgf s ² m ⁻⁴)	S.I. (kg m ⁻³)	Temperatura (°C)	Técnico (kgf s ² m ⁻⁴)	S.I. (kg m ⁻³)
0	101,93	999,87	30	101,44	995,67
2	101,94	999,97	40	101,15	992,24
4	101,94	1.000,00	50	100,73	988,1
5	101,92	999,99	60	100,23	983,2
10	101,91	999,73	70	99,68	977,8
15	101,80	999,13	80	99,07	971,8
20	101,76	998,23	90	98,40	965,3
25	101,60	997,10	100	97,70	958,4

Fonte: Cirilo et al. (2001) e Azevedo Netto et al (1998)

TABELA 1.2 – Variação do peso específico da água com a temperatura

Temperatura (°C)	Técnico (kgf m ⁻³)	S.I. (N m ⁻³)	Temperatura (°C)	Técnico (kgf m ⁻³)	S.I. (N m ⁻³)
0	999,87	9805	30	995,67	9767
2	999,97	9806	40	992,24	9737
4	1.000,00	9810	50	988,1	9697
5	999,99	9806	60	983,2	9658
10	999,73	9803	70	977,8	9600
15	999,13	9798	80	971,8	9557
20	998,23	9780	90	965,3	9499
25	997,10	9779	100	958,4	9438

Fonte: Cirilo et al. (2001) e Azevedo Netto et al (1998)

1.3 - DENSIDADE RELATIVA

É a razão entre a massa específica (ρ) de uma substância e a massa específica (ρ_1) de outra substância tomada como referência, que, no caso dos líquidos é utilizada a água.

$$\delta = \frac{\rho}{\rho_1}$$

em que,

δ = densidade relativa (adimensional);

ρ_1 = massa específica da substância tomada como referência (no caso de líquidos, utiliza-se a água a 4^o C , adotando-se os valores da massa específica igual a 1000 kg m⁻³ no S.I. e 102 kgf s² m⁻⁴. no sistema técnico). Nos problemas práticos, salvo em casos especiais, adota-se a densidade relativa da água igual a 1 (um).

1.4 - PRESSÃO DE VAPOR

É o valor da pressão em que há mudança da fase líquida para gasosa. Na superfície da água há uma troca constante de moléculas que escapam para a atmosfera (evaporação) e outras que penetram na massa líquida (condensação). Esta movimentação depende da atividade molecular a qual é variável conforme o valor da temperatura e pressão. A pressão de vapor também é variável com a pressão e temperatura.

Quando a água passa do estado líquido ao gasoso devido ao aumento da temperatura, com a pressão mantida constante, o processo é denominado de evaporação. Por outro lado, se essa mudança for devido à variação da pressão, com a temperatura mantida constante, o processo recebe o nome de cavitação.

A cavitação é um fenômeno que pode ocorrer em escoamentos submetidos á valores de baixas pressões, próximos da pressão de vapor. Seu estudo é de grande importância na hidráulica, especialmente no estudo de bombas e válvulas.

Para uma melhor compreensão da pressão de vapor (P_v) considere a compressão isotérmica de um gás. À medida que a compressão é executada (aumento de pressão), três etapas se sucedem: ab, bc, e cd (figura 1.1).

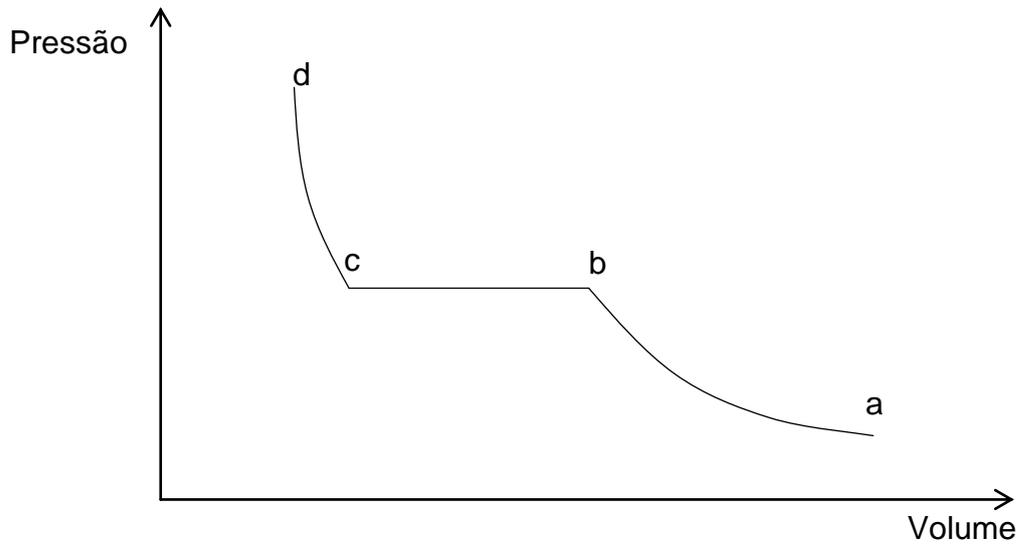


FIGURA 1.1 – Compressão isotérmica de um gás.

De “a” até “b”, com o aumento da pressão há um decréscimo do volume ocupado pelo gás. Entre “b” e “c” há um decréscimo de volume com a pressão mantida constante, ou seja, ao atingir o ponto “b” tem início a liquefação, terminando com toda a substância na fase líquida em “c”. Entre “b” e “c” coexistem as fases líquidas e vapor. Já, na fase entre “c” e “d” há um pequeno decréscimo de volume com o aumento da pressão, devido à difícil compressibilidade.

Procedendo-se a compressão da mesma substância anterior, porém, com valores crescentes da temperatura, observa-se que maiores pressões são necessárias para o início da liquefação, ou seja, para que o patamar entre “b” e “c” seja criado (figura 1.2). Para temperaturas acima da crítica (T_c) não há a formação do referido patamar. Acima da temperatura crítica não há coexistência de gás e líquido. Usualmente, denomina-se vapor ao gás abaixo da temperatura crítica.

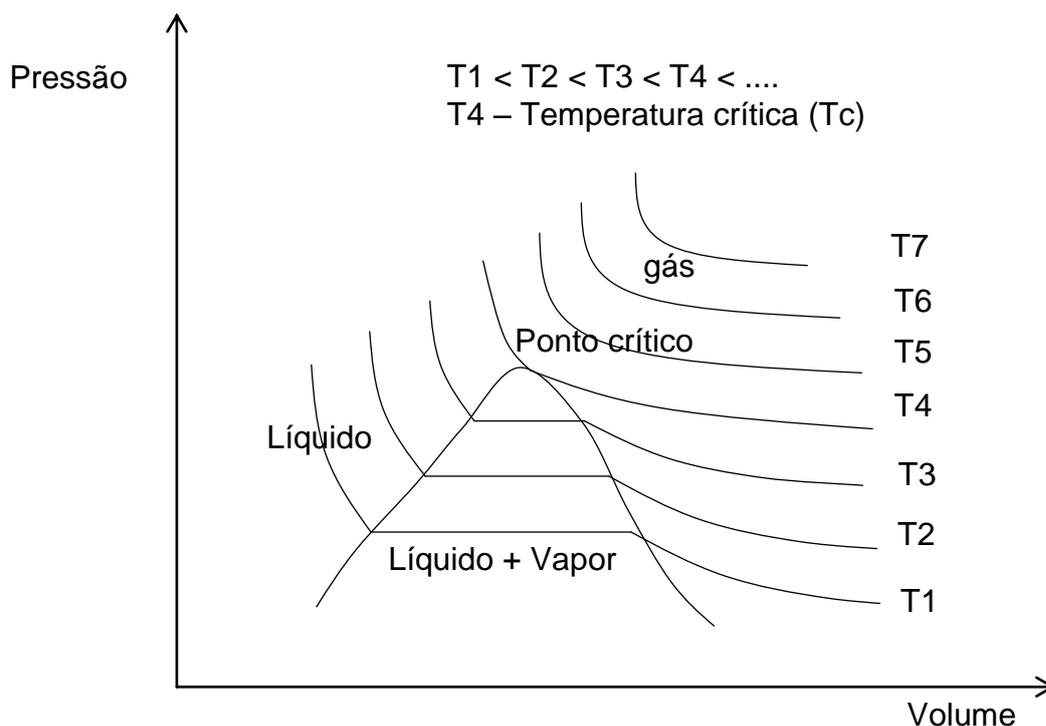


FIGURA 1.2 – Variação da pressão de vapor com a temperatura.

Pela figura 1.2 pode-se concluir que:

- Para uma determinada temperatura abaixo da crítica, só existe uma pressão na qual coexistem as fases líquida e vapor. A esta pressão denomina-se pressão de vapor (P_v).
- Quanto maior a temperatura, maior será a pressão de vapor correspondente. Então, para qualquer temperatura abaixo da crítica, maior a temperatura maior é a pressão de vapor.
- Para cada valor de temperatura menor que a crítica, comparando-se a pressão com a pressão de vapor, tem-se:
 - Pressão é menor que a pressão de vapor – fase vapor;
 - Pressão é igual a pressão de vapor – fase vapor + líquido;
 - Pressão é maior que a pressão de vapor – fase líquida.

Na tabela 1.3 são apresentados os valores da pressão de vapor d'água para diversos valores da temperatura.

TABELA 1.3 – Valores da pressão de vapor d'água em função da temperatura

Temperatura (°C)	Técnico (kgf m ⁻²)	S.I. (Pa)	Temperatura (°C)	Técnico (kgf m ⁻²)	S.I. (Pa)
0	62	611	40	752	7.377
5	89	873	50	1.257	12.331
10	129	1.266	60	2.031	19.924
15	174	1.707	70	3.177	31.166
20	238	2.335	80	4.829	47.372
25	323	3.169	90	7.149	70.132
30	432	4.238	100	10.332	101.357

Fonte: Cirilo et al. (2001)

1.5 - MÓDULO DE ELASTICIDADE VOLUMÉTRICO

É a relação entre o aumento de pressão (ΔP) e a variação relativa de volume ($\Delta v/v$). É uma propriedade que possuem os fluidos de sofrerem redução de volume, quando sujeitos a esforços de compressão, com conseqüente aumento da densidade.

$$k = - \frac{\Delta P}{\frac{\Delta v}{v}}$$

em que,

k = módulo de elasticidade volumétrico;

ΔP = aumento de pressão;

Δv = variação do volume devido a ΔP ;

v = volume.

O módulo de elasticidade da água “ k ” varia muito pouco com a pressão (para a redução de volume de 1% de água, é necessário um aumento de pressão de 2×10^8 kgf m⁻²), por isso, pode ser considerada incompressível. Entretanto, no golpe de aríete, não se pode desprezar a compressão. O módulo de elasticidade é constante para cada líquido em uma dada temperatura.

Na tabela 1.4 são apresentados os valores do módulo de elasticidade volumétrico da água, para várias temperaturas.

TABELA 1.4 – Valores do módulo de elasticidade da água

Temperatura (°C)	Técnico (10 ⁸ kgf m ⁻²)	S.I. (10 ⁷ Pa)	Temperatura (°C)	Técnico (10 ⁸ kgf m ⁻²)	S.I. (10 ⁷ Pa)
0	2,08	204	40	2,31	227
5	2,10	206	50	2,34	230
10	2,15	211	60	2,32	228
15	2,18	214	70	2,29	225
20	2,24	220	80	2,27	221
25	2,26	222	90	2,20	216
30	2,27	223	100	2,11	207

Fonte: Cirilo et al. (2001)

1.4 - VISCOSIDADE

É uma propriedade que caracteriza a resistência do fluido à deformação, ou seja, ao escoamento. Esta resistência é devida, principalmente, à força de coesão de suas moléculas, e, ao atrito interno. Assim, um fluido de maior viscosidade apresenta maior resistência ao escoamento que, por sua vez, demandará maior energia.

Os fluidos podem ser classificados em Newtonianos ou não-Newtonianos, conforme obedecem ou não a equação de Newton da viscosidade:

$$F = \mu \cdot \frac{A \cdot V}{Y}$$

em que,

F = força de cisalhamento;;

μ = coeficiente de proporcionalidade (viscosidade dinâmica);

V = velocidade, m s⁻¹;

A = área, m²;

Y = distância, m.

Relacionando-se o valor da viscosidade dinâmica (μ) com o respectivo valor da massa específica obtém-se a viscosidade cinemática (ν) a qual é mais utilizada, uma vez que os efeitos da viscosidade tornam-se mais evidentes com menor inércia do fluido.

Os valores das viscosidades dinâmica e cinemática da água, em função da temperatura, são apresentados nas tabelas 1.5 e 1.6 respectivamente.

TABELA 1.5 – Valores da viscosidade dinâmica da água

Temperatura (°C)	Técnico (kgf s m ⁻²)	S.I. (N s m ⁻²)	Temperatura (°C)	Técnico (kgf s m ⁻²)	S.I. (N s m ⁻²)
0	1,83 x 10 ⁻⁶	1,79 x 10 ⁻⁶	40	0,67 x 10 ⁻⁶	0,65 x 10 ⁻⁶
5	1,55 x 10 ⁻⁶	1,52 x 10 ⁻⁶	50	0,56 x 10 ⁻⁶	0,55 x 10 ⁻⁶
10	1,33 x 10 ⁻⁶	1,31 x 10 ⁻⁶	60	0,48 x 10 ⁻⁶	0,47 x 10 ⁻⁶
15	1,16 x 10 ⁻⁶	1,14 x 10 ⁻⁶	70	0,42 x 10 ⁻⁶	0,41 x 10 ⁻⁶
20	1,03 x 10 ⁻⁶	1,01 x 10 ⁻⁶	80	0,36 x 10 ⁻⁶	0,36 x 10 ⁻⁶
25	0,91 x 10 ⁻⁶	0,90 x 10 ⁻⁶	90	0,32 x 10 ⁻⁶	0,32 x 10 ⁻⁶
30	0,82 x 10 ⁻⁶	0,80 x 10 ⁻⁶	100	0,29 x 10 ⁻⁶	0,28 x 10 ⁻⁶

Fonte: Cirilo et al. (2001) e Azevedo Netto et al (1998)

TABELA 1.6 – Valores da viscosidade cinemática da água

Temperatura (°C)	Técnico (10 ⁻⁶ m ² s ⁻¹)	S.I. (10 ⁻⁶ m ² s ⁻¹)	Temperatura (°C)	Técnico (10 ⁻⁶ m ² s ⁻¹)	S.I. (10 ⁻⁶ m ² s ⁻¹)
0	1,79	1,79	40	0,66	0,66
5	1,52	1,52	50	0,56	0,56
10	1,31	1,31	60	0,48	0,48
15	1,14	1,14	70	0,42	0,42
20	1,01	1,01	80	0,37	0,37
25	0,90	0,90	90	0,33	0,33
30	0,80	0,80	100	0,30	0,30

Fonte: Cirilo et al. (2001) e Azevedo Netto et al (1998).

2 - CLASSIFICAÇÃO DO ESCOAMENTO

O escoamento pode ocorrer sob uma pressão diferente da atmosférica, sendo o conduto, neste caso, fechado (como exemplos citam-se as tubulações de sucção, de recalque, redes de linhas de laterais de irrigação, etc), podendo ser de qualquer seção, embora a circular seja a predominante. Condutos nesta condição são denominados condutos forçados. Já, condutos nos quais a pressão atmosférica atua diretamente sobre a superfície livre da água são denominados de condutos livres (como exemplos citam-se os rios, córregos, canais, galerias de esgoto, etc), e a seção transversal destes pode assumir diferentes formas.

Os escoamentos podem, ainda, apresentar variações significativas das suas características, sendo classificados em relação à trajetória de suas partículas, ao tempo e espaço.

2.1 - EM RELAÇÃO À TRAJETÓRIA

Osborne Reynolds, em 1883, estudou a trajetória da partícula de fluido fazendo a injeção de um corante no meio da massa líquida em movimento, e, classificou os escoamentos em laminar e turbulento, conforme a trajetória das partículas.

Quando, em baixas velocidades da massa fluida, o fluxo de corante apresentava um movimento definido, sem misturar com a massa fluida, ou seja, as partículas do fluido percorriam trajetórias paralelas, o escoamento era caracterizado como laminar, o qual é também conhecido como lamelar, tranqüilo ou de Poiseuille.

Aumentando-se a velocidade de escoamento da massa líquida, o fluxo de corante apresentava trajetórias curvilíneas e irregulares, cuja previsão de traçado é impossível, caracterizando o escoamento turbulento. Na prática, é o regime que mais ocorre. Entre os regimes laminar e turbulento, há o escoamento de transição (figura 2.1).

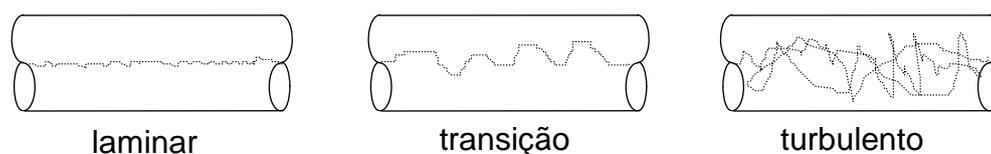


FIGURA 2.1 - Regimes de escoamento

Reynolds, após várias observações, apresentou um critério para se determinar o tipo de regime de escoamento. Trata-se de um adimensional denominado de número de Reynolds (Re), o qual é dado por:

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

em que,

Re = número de Reynolds;

V = velocidade média de escoamento, m s⁻¹;

D = diâmetro da tubulação, m;

ν = viscosidade cinemática, m² s⁻¹.

Para número de Reynolds abaixo de 2000 o escoamento é considerado laminar, acima de 4000 é turbulento, e, entre esses limites, não se pode determinar, com segurança, o que ocorrerá (regime de transição).

Para condutos livres é obtido pela expressão:

$$Re = \frac{V \cdot R_h}{\nu}$$

em que,

R_h = raio hidráulico, m;

Utilizando essa última expressão, o escoamento será considerado laminar se o número de Reynolds for menor que 500, turbulento se for acima de 1000, e transição entre esses valores.

O número de Reynolds caracteriza, ainda, a resistência que os líquidos oferecem ao escoamento, ou seja, relação entre forças de inércia e as de atrito interno (força de cisalhamento) ou viscosidade durante o escoamento. A grandeza “V” caracteriza a força de inércia, e, “ ν ” caracteriza a força de viscosidade.

Quanto maior o número de Reynolds, maior a influência das forças de inércia e maior a tendência do regime ser turbulento.

O número de Reynolds (Re) serve para caracterizar as condições de

semelhança de escoamento em condutos sob pressão. Dois escoamentos são semelhantes quando possuem o mesmo número de Reynolds (mesmo grau de turbulência).

2.2 - EM RELAÇÃO AO TEMPO

Quanto à variação no tempo, os escoamentos se classificam em permanentes e transitórios. O escoamento é permanente quando a velocidade e pressão, em determinado ponto, não variam com o tempo.

Para melhor entendimento, imagine um reservatório de nível constante, ao fundo do qual se instala uma válvula de controle para saída da água (figura 2.2). Após a abertura da válvula, aguarda-se um tempo para normalização do fluxo, ou seja, para ocorrência do regime permanente. Ao fechar, parcialmente, a válvula aguarda-se um tempo para a regularização do escoamento, depois então, tem-se o escoamento permanente. Durante a normalização do fluxo o escoamento se processa de forma não permanente, ou transitória.

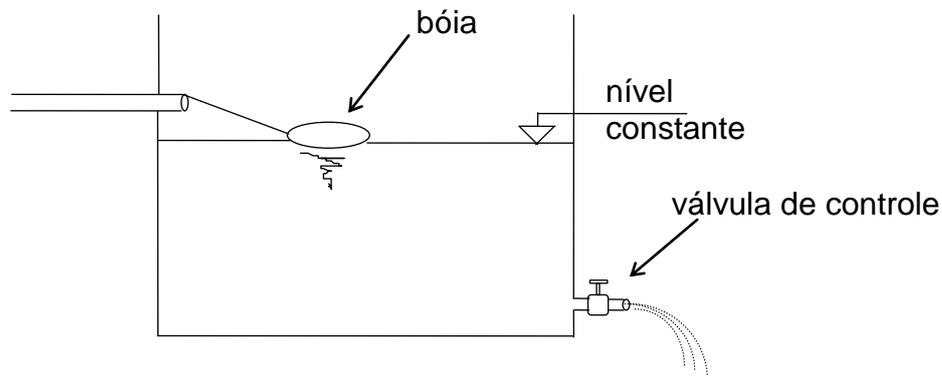
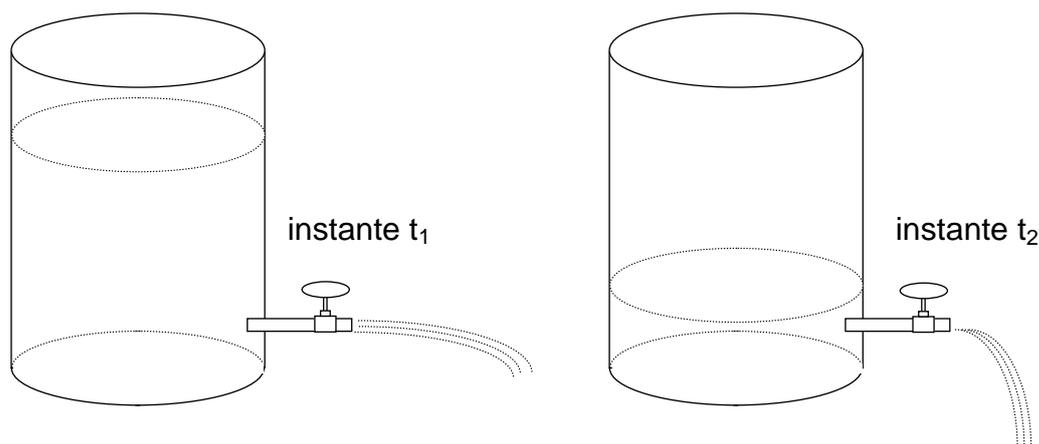


FIGURA 2.2 - Escoamento permanente

No escoamento transitório, variável ou não permanente, a velocidade e a pressão, em determinado ponto, variam com o tempo. Variam também de um ponto a outro. A figura 2.3 ilustra um exemplo de escoamento não permanente (esvaziamento de um reservatório).

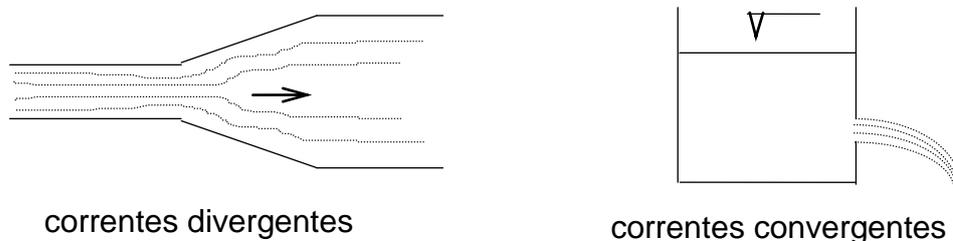
**FIGURA 2.3 - Escoamento não permanente**

2.3 - EM RELAÇÃO AO ESPAÇO

Com relação ao espaço o escoamento é classificado em uniforme e variado.

No escoamento uniforme todos os pontos de uma mesma trajetória têm a mesma velocidade. É um caso particular do regime permanente. A velocidade pode variar de uma trajetória para outra, mas, na mesma trajetória, todos os pontos têm a mesma velocidade, em módulo, direção e sentido. Assim, as trajetórias são retilíneas, e a seção de escoamento é constante. Um bom exemplo é a água sob pressão escoando em tubulações longas e de diâmetro constante. No escoamento uniforme, a seção transversal da corrente é invariável.

No escoamento variado, os pontos da mesma trajetória não apresentam velocidade constante no intervalo de tempo considerado. Há variação da seção de escoamento e as correntes de fluxo são convergentes ou divergentes (figura 2.4).

**FIGURA 2.4 - Tipos de correntes de fluxo**

2.4 - MOVIMENTO DE ROTAÇÃO (Rotacional e irrotacional)

Rotacional: num fluido em escoamento, a maioria de suas partículas deslocam-se animada de certa velocidade angular (ω) em torno de seu centro de massa. Em virtude da viscosidade, o escoamento dos fluidos reais é sempre do tipo rotacional.

Irrotacional: para simplificação do estudo de mecânica dos fluidos, despreza-se a característica rotacional do escoamento, passando a considerá-lo como irrotacional.

3 - PERFIL DA TUBULAÇÃO

A energia de um fluido em movimento é dada pela soma das cargas de posição, piezométrica e cinética, e, sua representação gráfica é denominada linha de energia. Entretanto, a velocidade de escoamento é muito baixa (em geral de 0,5 a 2,5 m/s em tubulações) o que permite desprezar a carga cinética. Por exemplo, para uma velocidade de 2,5 m/s a carga cinética ($v^2/2g$) será de aproximadamente 0,32, valor muito pequeno quando comparado às outras cargas (pressão e de posição). Assim, desprezando a carga cinética, a linha de energia pode ser, de uma forma mais simples, representada pela linha de carga.

O escoamento pode ser grandemente influenciado pela posição da tubulação em relação à linha de carga. Para o estudo do perfil da tubulação serão considerados:

Cargas dinâmicas:

- Linha de carga efetiva (LCE) – coincide com a linha piezométrica
- Linha de carga absoluta (LCA) – considera a pressão atmosférica

Cargas estáticas:

- Plano de carga efetivo (PCE) – considera o nível d'água à montante
- Plano de carga absoluto (PCA) – considera a pressão atmosférica

1ª SITUAÇÃO: Todo o conduto está situado abaixo da linha de carga efetiva (carga dinâmica). Neste caso, em qualquer ponto do conduto a pressão será positiva, e, a vazão de escoamento será igual à de projeto. É uma situação ideal de projeto, entretanto, deve-se tomar algumas precauções como a instalação de ventosas para expulsão do ar acumulado nos pontos mais altos da tubulação e de válvulas para descarga (válvula de gaveta), em pontos mais baixos, para promover a limpeza da tubulação.

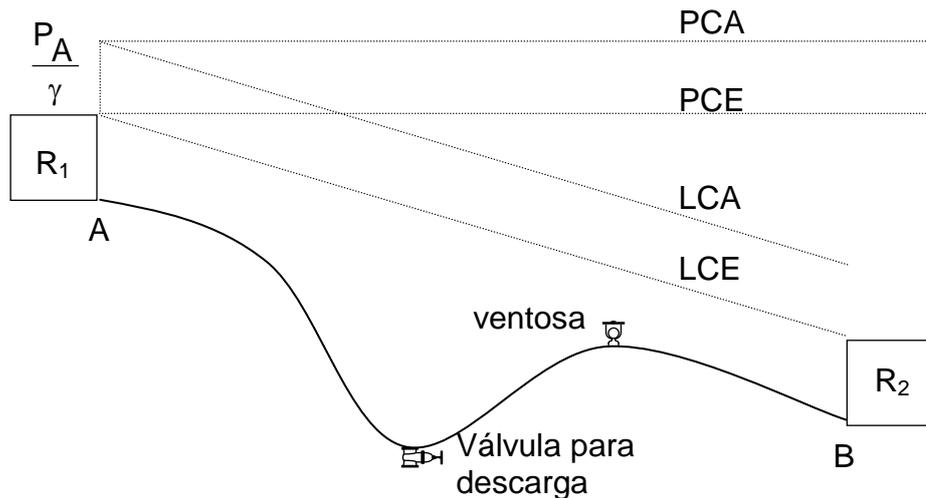


FIGURA 3.1 – Perfil da tubulação (1ª situação)

2ª SITUAÇÃO: Situação na qual a tubulação coincide com a linha piezométrica, é o caso de um conduto livre. Aqui também a vazão será normal, ou seja, igual à calculada. Esta e a situação anterior deverão ser as posições utilizadas na prática, sempre que possível.

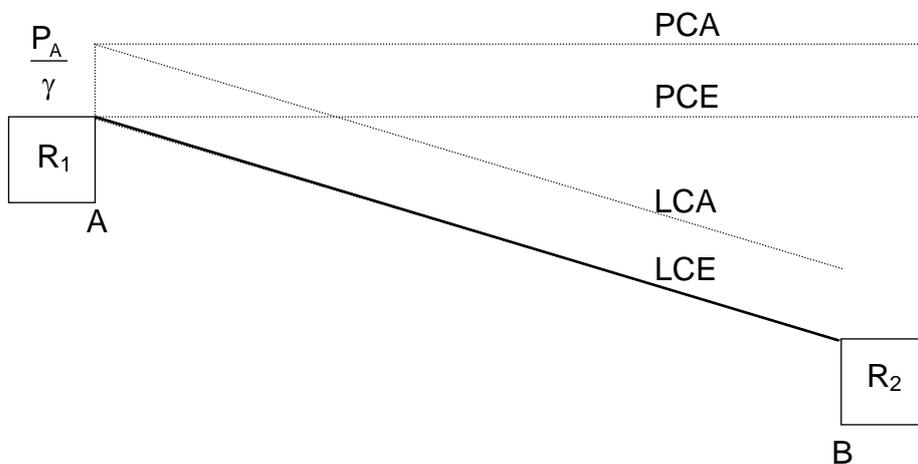


FIGURA 3.2 – Perfil da tubulação (2ª situação)

3ª SITUAÇÃO: A tubulação passa acima da linha de carga dinâmica efetiva mas fica abaixo da linha de carga dinâmica absoluta. O trecho compreendido entre os pontos 1 e 2 apresenta “pressão efetiva negativa” (abaixo da pressão atmosférica). O uso de ventosas comuns, neste trecho, seria prejudicial, uma vez que a pressão é inferior à atmosférica. A “pressão negativa” além de promover o acúmulo de ar

desprendido que se encontrava dissolvido na massa de água, favorece a entrada de ar do ambiente externo à tubulação através das juntas. O acúmulo de ar, formando bolsas, reduz a vazão escoada, ou seja, o escoamento torna-se irregular. Há a necessidade de se proceder a escorva, ou seja, retirada do ar utilizando bombas ou outro recurso para retirada do ar. Trata-se de um sifão.

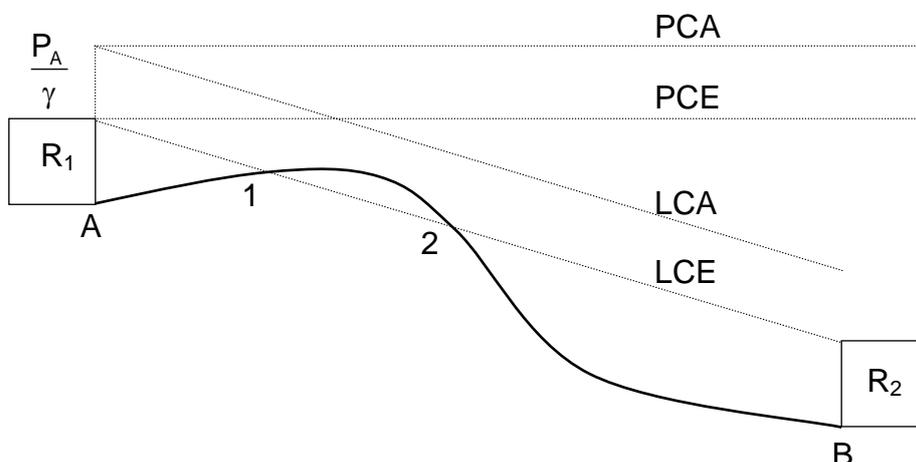


FIGURA 3.3 – Perfil da tubulação (3ª situação)

4ª SITUAÇÃO: A tubulação ultrapassa a linha de carga dinâmica absoluta mas fica abaixo do plano de carga efetivo (carga estática efetiva). Neste caso, de R_1 até P , o conduto funcionará cheio (conduto forçado) e, de P até R_2 , o escoamento será de um conduto livre (vertedor). A vazão é imprevisível. Se houver a necessidade de instalar o conduto conforme este traçado, pode-se instalar, no ponto mais alto, um caixa de passagem (pequeno reservatório), e, dimensiona-se o diâmetro D_1 conduto de R_1 até P para a vazão de projeto, e, o diâmetro D_2 de P até R_2 , para a mesma vazão.

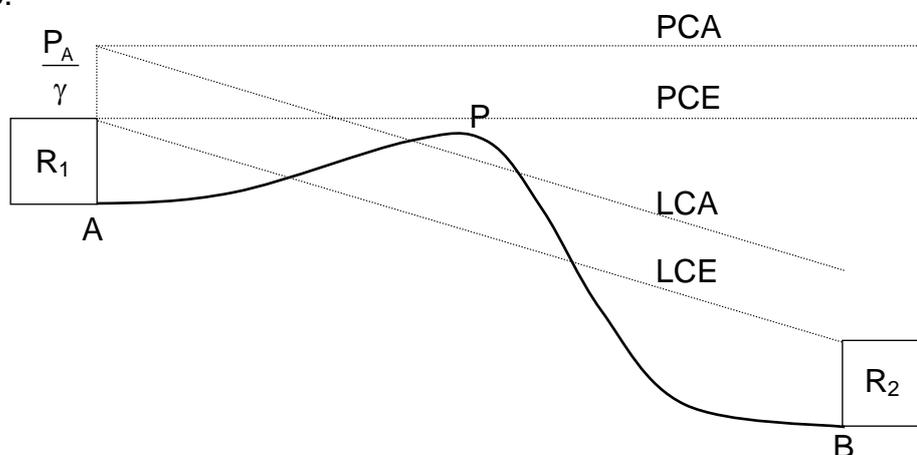


FIGURA 3.4 – Perfil da tubulação (4ª situação)

5ª SITUAÇÃO: A tubulação ultrapassa a linha de carga estática efetiva mas fica abaixo da linha de carga dinâmica absoluta. A água escoar naturalmente até “E”. Uma vez escorvado o trecho entre “E” e “F”, a conduto funcionará como um sifão. É uma condição parecida com a situação anterior, porém, funcionando em piores condições, sendo necessário escorvar novamente o sifão toda vez que entrar ar.

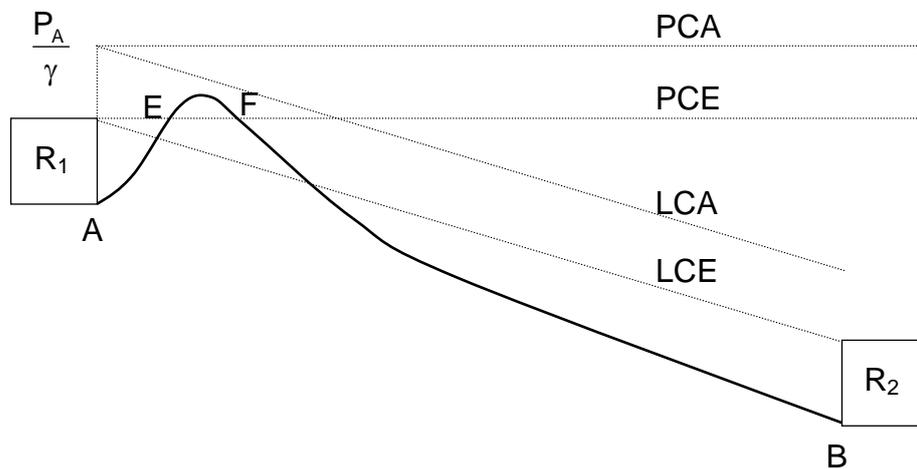


FIGURA 3.5 – Perfil da tubulação (5ª situação)

6ª SITUAÇÃO: A tubulação ultrapassa o plano de carga efetivo, mas, fica abaixo do plano de carga absoluto. Trata-se de um sifão funcionando em condições precárias, exigindo escorva para o seu funcionamento.

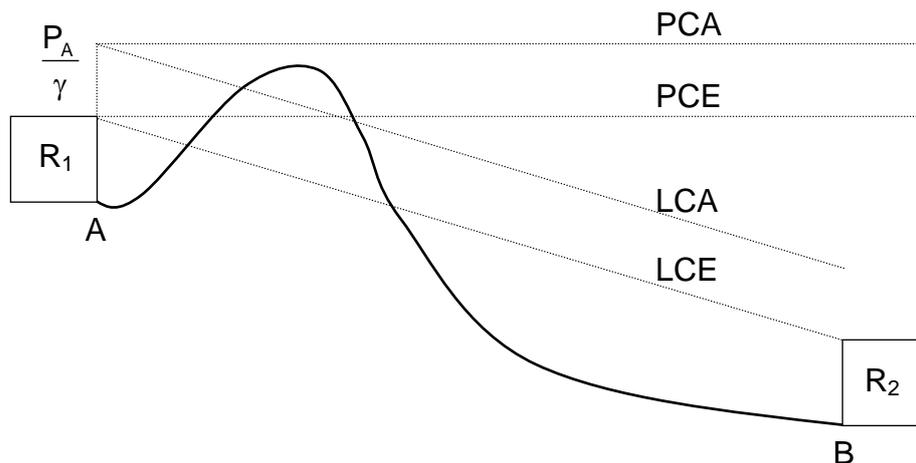


FIGURA 3.6 – Perfil da tubulação (6ª situação)

7ª SITUAÇÃO: A tubulação passa acima do plano de carga absoluto. É impossível o escoamento por gravidade. O escoamento somente será possível com a instalação

de um sistema de bombeamento no início do conduto para recalcar a água até o ponto mais alto

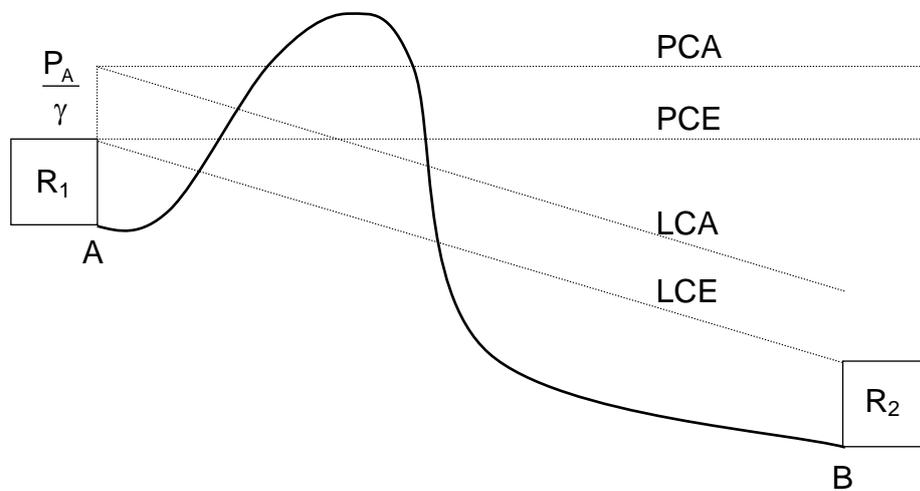


FIGURA 3.7 – Perfil da tubulação (7ª situação)

4 - TUBULAÇÕES

Para o bom dimensionamento hidráulico de sistemas de recalque e condução de água torna-se necessário conhecer as características das tubulações e seus acessórios. O conhecimento da relação “perda de energia e fatores inerentes a cada tipo de material utilizado na fabricação” é de suma importância na avaliação da eficiência da condução. Assim, também, as condições de escoamento internas (pressão e velocidade) e externas (cargas, intempéries) são fundamentais para a escolha do material do conduto.

Denomina-se tubo a uma peça, normalmente cilíndrica, de comprimento limitado pelo fabricante, e, tubulação, ao conduto constituído de vários tubos. Na maioria das vezes, a tubulação trabalha como conduto forçado, ou seja, com o escoamento ocupando toda a seção transversal e sob uma pressão diferente da atmosférica.

Os tubos são, normalmente, classificados e conhecidos, primeiramente, pelo material de constituição, assim tem-se tubos de PVC, ferro fundido, aço, etc. Existem ainda os tubos com revestimento interno e/ou externo, como por exemplo: tubos de aço com revestimento de zinco, tubo de ferro fundido com revestimento com argamassa de cimento centrifugada ou com asfalto ou material plástico, etc.

Cada tipo de tubo apresenta suas vantagens e desvantagens, devendo, pois, a sua escolha ser baseada em uma análise do conjunto de fatores que interferem na sua instalação, destacando dentre outros: fatores locais, topográficos, segurança, pressão de trabalho, temperatura, sobrecargas externas, resistência ao escoamento e econômico.

Uma tubulação é, normalmente, constituída por tubos e acessórios, sendo estes últimos, dispositivos destinados, basicamente, a promover a interligação entre tubos, estabelecer, controlar e interromper o fluxo nas tubulações. São elementos imprescindíveis ao bom funcionamento de sistemas de recalque e condução da água. Há uma grande variedade de acessórios, desde simples conexões até válvulas de funcionamento mais complexo.

4.1 - PROCESSOS DE FABRICAÇÃO

O processo de fabricação dos tubos varia conforme o material empregado, podendo ser:

- Tubos com costura: tubos fabricados a partir de chapas de aço soldadas (solda helicoidal ou longitudinal)
- Tubos sem costura: Laminação, extrusão, fundição e forjagem

4.1.1 - FABRICAÇÃO DE TUBOS COM COSTURA

São fabricados, pelo processo de costura, tubos de aços-carbono, aços-liga, aços inoxidáveis e ferro forjado, em toda faixa de diâmetros usuais na indústria.

Os tubos com costura são quase sempre de qualidade inferior aos sem costura, mas o seu uso é bastante generalizado por serem geralmente mais baratos.

Existem duas disposições da costura soldada: longitudinal (ao longo de uma geratriz do tubo) e espiral, sendo a longitudinal a empregada na maioria dos casos.

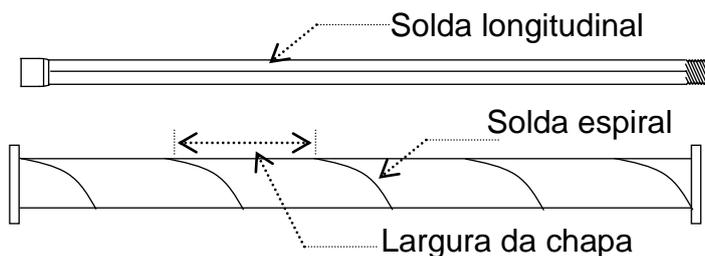


FIGURA 4.1 – Tubos com costura (solda longitudinal e em espiral)

Para os tubos com solda longitudinal a matéria-prima pode ser uma bobina de chapa fina enrolada, ou chapas planas avulsas. As bobinas são usadas para a fabricação contínua de tubos de pequeno diâmetro, empregando-se as chapas planas para os tubos de diâmetros médios e grandes. A bobina ou a chapa é calandrada no sentido do comprimento até formar o cilindro. A circunferência do tubo formado é a largura da bobina ou da chapa.

No caso da solda em espiral, a matéria-prima é sempre uma bobina (para a fabricação contínua), para todos os diâmetros, permitindo, com esse processo, a fabricação de tubos de qualquer diâmetro, inclusive muito grandes. A bobina é enrolada sobre si mesma, sendo a largura da bobina igual a distância entre duas espiras da solda.

4.1.2 – FABRICAÇÃO DE TUDOS SEM COSTURA

4.1.2.1 - LAMINAÇÃO

É o processo mais importante para a fabricação do tubo de aço sem costura. É utilizado para a fabricação de tubos de aços-carbono, aços-liga e aços inoxidáveis, desde 80 mm até 650 mm de diâmetro.

4.1.2.2 - EXTRUSÃO

Na fabricação por extrusão, um tarugo maciço do material, em estado pastoso, é colocado em um recipiente de aço debaixo de uma poderosa prensa. São fabricados por extrusão tubos de aço de pequenos diâmetros (abaixo de 8 cm) e também de alumínio, cobre, latão, chumbo e outros metais não ferrosos, bem como de materiais plásticos.

4.1.2.3 - FUNDIÇÃO

Nesses processos o material do tubo, em estado líquido, é despejado em moldes especiais, onde se solidifica, adquirindo a forma final. Fabricam-se por esse processo, tubos de ferro fundido, de alguns aços especiais não-forjáveis, e da maioria dos materiais não-metálicos, tais como: barro vidrado, concreto, cimento-amianto, borrachas etc. Para os tubos de ferro fundido e de boa qualidade, usa-se a fundição por centrifugação, em que o material líquido é lançado em um molde com movimento rápido de rotação, sendo então centrifugado contra as paredes do molde. O tubo resultante da fundição centrifugada tem uma textura mais homogênea e compacta e também paredes de espessura mais uniforme. Os tubos de concreto armado são também vibrados durante a fabricação para o adensamento do concreto.

4.1.2.4 - FORJAGEM

Processo utilizado para tubos de aço com paredes bastante espessas, destinados à trabalhos com alta pressão. Um lingote de aço é furado em seu centro e, após, submetido à altas temperaturas, sendo forjado com um martelete até atingir a espessura desejada.

4.2 - CLASSIFICAÇÃO DOS TUBOS

Os tubos podem ser classificados em metálicos e não metálicos, sendo que, os principais empregam, em sua fabricação, os materiais: aço, ferro fundido, concreto, fibrocimento, materiais plásticos.

TUBOS METÁLICOS

- Metálicos ferrosos: aço-carbono, aço-liga, ferro fundido, ferro forjado, ferro-ligado, ferro nodular.
- Metálicos não ferrosos: cobre, latão, cobre-níquel, alumínio, níquel e ligas, chumbo, titânio.

TUBOS NÃO METÁLICOS

- Plásticos: cloreto de polivinil (PVC), polietileno, acrílicos, acetato de celulose, epóxi, fenólicos.
- Outros: cimento amianto, concreto armado, vidro, cerâmica, porcelana, barro vidrado.

4.2.1 – TUBOS DE AÇO-CARBONO

São encontrados no mercado com as denominações de “tubo preto” e “tubo galvanizado”, principalmente. O primeiro não possui qualquer tipo de acabamento especial, já, o galvanizado recebe revestimento interno e externo de zinco, conferindo maior resistência à corrosão. Há, ainda, tubos de aço com pinturas ou revestimentos especiais, tais como: pintura de primer, revestimentos de epóxi, borracha, etc, e o tubo de aço-liga, que possui outros elementos em sua composição, como por exemplo o cromo na fabricação do aço inoxidável.

De uso generalizado devido, principalmente, às vantagens que apresentam: baixo custo (menor relação custo/resistência mecânica), facilidade de solda e de conformação, excelentes qualidades mecânicas, facilidade de instalação, resistência a pressões elevadas. Como desvantagem destaca-se a susceptibilidade à corrosão.

Suas propriedades são grandemente influenciadas pela temperatura e composição química, sendo que, o aumento na quantidade de carbono em sua composição lhe confere uma maior resistência à ruptura, porém diminui a soldabilidade. Por isto, limita-se em até 0,35% o teor de carbono.

Salvo em raras exceções, o tubo de aço é fabricado a partir da solda de chapas, aplicada em espiral ou no sentido longitudinal para tubos de pequenos diâmetros.

Em sistemas de irrigação, onde são muito utilizados, possuem diâmetros que variam entre 2" e 8", com engate rápido, e, normalmente, suportam pressões de até 20 kgf cm⁻².

Os tubos são fabricados de acordo com as classes ou "shedule number" (número de série), conforme a equação:

$$sch = \frac{1000.P}{\sigma}$$

em que,

sch = shedule number;

P = pressão interna de trabalho;

σ = tensão admissível do material.

O "schedule number" classifica a espessura das paredes dos tubos, e, compreende os números: 10, 20, 30, 40, 60, 80, 100, 120, 140 e 160.

Dentre os fabricantes de tubos de aço, pode-se citar:

- Krebsfer (tubos de aço, de 3 até 20")
- Alvenius (diâmetros desde 48 mm até superiores a 812 mm)
- Pipe (tubos de aço de 2 até 24")

4.2.2 – TUBOS DE FERRO FUNDIDO

São compostos de ferro e carbono, contendo de 1,7 a 5% de C. Enquanto no aço o ferro se mantém combinado com o carbono, no ferro fundido o carbono se separa, formando blocos de grafita. A grafita confere ao ferro fundido qualidades como: resistência à corrosão, resistência à compressão, facilidade de moldagem, excelente usinabilidade, resistência à fadiga, alta capacidade de absorção de vibrações, dentre outras. Apresenta-se sob duas formas: lamelar e nodular.

Na forma lamelar, a grafita se apresenta sob a forma de lamelas, cada uma das quais pode, sob uma concentração de esforços anormais em certos pontos, provocar um início de fissura, ou seja, apresenta baixa resistência mecânica. É conhecido como ferro fundido cinzento.

Na forma nodular, a grafita é cristalizada sob a forma de esferas com o uso de magnésio, eliminando-se assim, as linhas de propagação das rupturas possíveis. Recebe a denominação de ferro fundido dúctil ou nodular. Este por sua vez, além

das vantagens do ferro fundido cinzento, apresenta: resistência à tração, resistência aos impactos, elevado limite elástico e alongamento elevado.

Os tubos de ferro fundido recebem revestimento interno e externo:

- O revestimento interno é feito com argamassa de cimento, a qual é aplicada por centrifugação em alta rotação. Esse processo permite a obtenção de uma camada uniforme e compacta, além de uma superfície de escoamento bastante lisa e protegida contra incrustações.
- No revestimento externo, os tubos recebem uma camada de zinco metálico puro e depois, é aplicada uma camada de pintura betuminosa. Esse revestimento protege o tubo contra a exposição direta ao terreno e ao ar.

Os tubos de ferro fundido são fabricados em diâmetros que variam de 50 a 1200 mm, em classes de pressão, de acordo com o tipo (cinzento ou dúctil). Assim, os tubos de ferro fundido dúctil são classificados em k-7 e k-9 (k-9 tem maior espessura que k-7), e, o cinzento nas classes Q, R, LA, A, B, e TD (sentido crescente de pressão).

As pressões máximas de serviço são apresentadas na tabela 4.1 para os tubos K-7 e K-9 com ponta e bolsa (junta elástica), de fabricação da Saint-Gobain, e, na tabela 4.2 para os tubos de ferro fundido cinzento (Q, R, LA, A, B, e TD).

TABELA 4.1 – Pressão máxima de serviço para os tubos e ferro fundido dúctil, ponta e bolsa (junta elástica), classes K-7 e K-9

Diâmetro (mm)	Pressão (MPa)		Diâmetro (mm)	Pressão (MPa)	
	K-7	K-9		K-7	K-9
80	-	7,7	450	3,5	4,8
100	6,0	7,7	500	3,4	4,6
150	6,0	7,7	600	3,1	4,3
200	6,0	7,4	700	2,9	4,1
250	4,9	6,5	800	2,8	3,8
300	4,3	5,9	900	2,8	3,7
350	3,8	5,4	1000	2,6	3,6
400	3,6	5,1	1200	2,5	3,4

* Fonte: Manual técnico Saint-Gobain (2002)

TABELA 4.2 – Pressão máxima de serviço para os tubos e ferro fundido cinzento, classes Q, R, LA, A, B e TD

Diâmetro (mm)	Pressão de serviço (MPa)					
	Q	R	LA	A	B	TD
50	12	15	25	-	-	-
60	12	15	25	-	-	-
75	12	15	20	25	-	-
100	10	15	20	25	-	-
150	8	12	15	20	25	-
200	-	10	15	20	25	-
250	-	8	12	-	-	25
300	-	8	12	-	-	25
400	-	6	10	-	-	25
500	-	4	10	-	-	20
600	-	4	10	-	-	-

* Fonte: TELLES, P.C.S. (1996)

4.2.3 - TUBOS DE PVC

Da reação do acetileno com o cloreto de hidrogênio, surge o cloreto de vinil que, após polimerização na presença de catalizadores, resulta no cloreto de polivinil (PVC).

A resistência à corrosão é em geral equivalente à do polietileno, mas as qualidades mecânicas são sensivelmente melhores e a resistência à temperatura é um pouco maior (-20° a 130°C). Embora esse material possa ser queimado, a chama formada extingue-se espontaneamente.

Os tubos de PVC são fabricados pelo processo de extrusão. Apresentam uma série de vantagens, destacando-se: baixo peso, facilitando o manuseio e transporte; superfície interna lisa, apresentando menor valor de perda de carga; não é inflamado e não oxida; não transmite nem altera o odor do fluido; excelente isolante térmico; versátil, com aplicações em várias áreas; durabilidade, com vida superior a 20 anos; não sofre corrosão; custo relativamente baixo para pequenos diâmetros. Por outro lado, apresentam baixa resistência a temperaturas elevadas (> 60° C) e baixa

resistência mecânica, tornam-se quebradiços quando exposto por longo tempo a luz solar, e, podem ser atacados por alguns solventes químicos.

Os tubos de PVC são classificados de acordo com a máxima pressão hidráulica que podem suportar. Nas condições reais de trabalho, os tubos deverão estar sujeitos, contudo, a uma pressão máxima limitada à metade do valor da pressão de ensaio. As classes de tubos de PVC são assim denominadas:

- Classe 25 (pressão máxima de serviço de $12,5 \text{ kgf cm}^{-2}$)
- Classe 20 (pressão máxima de serviço de 10 kgf cm^{-2})
- Classe 15 (pressão máxima de serviço de $7,5 \text{ kgf cm}^{-2}$)
- Classe 12 (pressão máxima de serviço de 6 kgf cm^{-2})

As classes 8 e 10 são fabricadas sob encomenda.

Uma outra classificação dos tubos de PVC é baseada na pressão de serviço ou pressão nominal (PN). Assim, encontram-se tubos PN 40, PN 60, PN 80, PN 125 para pressões de serviço de até 4, 6, 8, e $12,5 \text{ kgf cm}^{-2}$.

Os tubos de PVC têm uma ampla aplicação: instalações prediais de água fria e quente, esgoto, saneamento, irrigação, condução de ácidos, álcalis e outros produtos corrosivos.

Para instalações prediais existem os tubos de PVC na cor branca, roscável, permitindo a sua desmontagem; tubos na cor marrom com ligações de ponta e bolsa, soldável, indicados para ligações permanentes, ambos para pressões de até $7,5 \text{ kgf cm}^{-2}$. Para sistema de esgoto são indicados tubos de PVC na cor branca, com diâmetros de até 400 mm, com conexão do tipo soldável ou elástica com anel de borracha.

Em instalações de saneamento, para condução de água, os tubos são fabricados com junta elástica, nos diâmetros 60 a 300 mm. Os tubos da linha DeFoFo (DN 100 a 300 mm) são fabricados com diâmetros externos idênticos aos de ferro fundido, possibilitando o acoplamento dos tubos às conexões de ferro fundido, sem utilização de acoplamentos especiais.

Para irrigação existem tubos especiais, nas tubulações portáteis são utilizados os tubos com conexões de engate rápido (linhas EP e EMS da Tigre, nos diâmetros nominais de 50 a 100 para pressões de até 8 kgf cm^{-2}). Para linhas fixas de irrigação, normalmente enterradas, são utilizados os tubos de juntas elástica ou soldável (linha LF da Tigre, nas pressões nominais de 4, 6, 8 e $12,5 \text{ kgf cm}^{-2}$).

Ainda podem ser encontradas as mangueiras flexíveis de PVC reforçadas com espirais de aço ou mesmo de PVC rígido (muito utilizadas em sucção, transportes industriais e de transporte de materiais abrasivos), e, as mangueiras de PVC reforçada com trançado total de poliéster de alta tenacidade (mangueira lonada) destinada a serviços de pressões mais elevadas.

4.2.4 - TUBOS DE POLIETILENO

O polietileno resulta da polimerização do etileno, sendo o mais leve e mais barato dos materiais termoplásticos. Pode ser classificado em polietileno de alta densidade (PEAD) quando a densidade é superior 0,944, média densidade (PEMD) com densidade entre 0,935 e 0,944 e, de baixa (PEBD) com densidade abaixo de 0,935.

É o mais leve e o mais barato dos materiais termoplásticos, tendo excelente resistência aos ácidos minerais, aos álcalis e aos sais. É um material combustível, com fraca resistência mecânica (2,0 a 3,5 kg mm⁻²), e cujos limites de temperatura vão de -38° a 80°, dependendo da especificação. O polietileno é usado como condutos de baixo preço, para pressões moderadas.

São utilizados em instalações prediais de água, distribuição de gás, instalações industriais, irrigação, drenagem, etc. Em irrigação, os de alta densidade são os mais recomendados por serem mais resistentes.

Apresentam como vantagens: resistência a produtos químicos, redução nos custos de trabalho e equipamentos para instalação, redução de custos de manutenção, extensa vida útil dos sistemas de tubulação, e, por serem flexíveis, podem ser enrolados.

Por outro lado, apresentam como desvantagens: baixa resistência ao calor, em exposição direta ao sol tornam-se ressecados e quebradiços, baixa resistência mecânica (sujeitos a deformações).

No Brasil fabricam-se tubos flexíveis de 1/2" a 4", pela norma P-ES195, e tubos rígidos de 110 a 1.400 mm, nas classes 2,5; 3,2; 4,0; 6,0 e 10,0 kg cm⁻².

4.2.5 - TUBOS DE CONCRETO

Os tubos de concreto são formados basicamente por cimento, agregados e água, e são utilizados sobretudo para a condução de esgotos sanitários ou águas pluviais, e, em casos especiais na condução de água sob pressão. Podem ser mais

econômicos, dependendo das facilidades locais, principalmente em obras de captação e adução, com diâmetros grandes.

Podem ser simples (indicados para serviços sem pressão, como por exemplo escoamento em canais, esgoto e drenos) e armados (para serviços onde há a necessidade de se estabelecer maiores pressões de escoamento, como em adutoras).

De acordo com o processo de fabricação os tubos de concreto são classificados em: concreto simples, concreto armado comum, concreto armado com camisa de aço e concreto protendido.

O tubo de concreto simples (tipo C) é indicado para trabalhos com pressões de até 2 kgf cm^{-2} (esgotos, bueiros e drenos).

Os tubos de concreto armado comum (tipo CA) consistem de uma armação de vergalhões de aço colocados longitudinalmente e transversalmente, ou com armação de telas de aço. Estes tubos são usados para pressões inferiores a 7 kgf cm^{-2} e pequenas sobrecargas.

Os tubos de concreto armado com camisa de aço, constituem de uma chapa de aço embutida no concreto, tendo a função de aumentar a resistência à sobrecarga e garantir a estabilidade. Recomendados para pressões de até 10 kgf cm^{-2} .

Os tubos de concreto protendido possuem armação de arame de aço de alta resistência enrolados em espiral sob forte pressão além de uma armação secundária de chapa de aço para garantir estanqueidade. São empregados em situações com fortes sobrecargas e para pressões de até 40 kgf cm^{-2} .

São fabricados, em sua maioria, por fundição centrífuga e vibrada, com diâmetros a partir de 250 mm até 3500 mm, e com comprimentos geralmente de 1 a 2 m.

Apresentam as seguintes vantagens: durabilidade mínima entre 35 e 50 anos (sob condições normais), baixa resistência ao escoamento, e, não são, normalmente, sujeitos à corrosão. Por outro lado, apresentam como desvantagens: águas alcalinas destroem rapidamente tubulações de concreto de paredes finas, e, o peso do tubo dificulta o manuseio em todas as fases.

Dependendo do acabamento, a rugosidade absoluta varia entre 0,12 e 2,0 mm.

4.2.6 - TUBOS DE CIMENTO AMIANTO

Os tubos de cimento amianto são constituídos de argamassa de cimento e areia com armação de fibras de amianto (11 a 14%). O tubo de cimento-amianto é monolítico, isto é, fabricado em uma só peça, sem emendas, pelo processo de alta compressão. Recomendado para tubulações de esgoto (condutos livres) e para condutos sob pressão.

Apresentam como vantagens: ótimas resistências às intempéries do ar e do solo, às águas alcalinas ou salgadas, óleos e compostos orgânicos em geral; resistência à solos agressivos; resistência à tração; custo baixo; facilidade de manuseio; pequena resistência ao escoamento da água; não são sujeitos à corrosão; são mais leves que tubos de concreto de mesmo diâmetro.

Por outro lado apresentam as seguintes desvantagens: pequena resistência mecânica, sendo recomendado para baixas pressões e locais que não estejam sujeitos a grandes esforços externos; exige maior proteção contra cargas externas; necessidade de assentamento aprimorado; os ácidos atacam o cimento-amianto.

No Brasil fabricam-se tubos de cimento-amianto de dois tipos: tubos de pressão, de 50 a 400 mm, nas classes 10, 15, 20 e 30, feitos para resistirem à pressões internas de 5, 7,5 e 10 kgf cm⁻² respectivamente; tubos de esgoto, de 50 a 500 mm, tipo leve, para tubulações não enterradas, e tipo normal para tubulações enterradas, todos para serviços sem pressão.

São tubos bastante lisos, apresentam como valor de rugosidade absoluta média de 0,10 mm.

4.3 - LIGAÇÕES DOS TUBOS

Os diversos meios usados para conectar tubos servem também para conectar válvulas, curvas, medidores de vazão, etc.

Os principais meios de ligação dos tubos são:

- ligações rosqueadas;
- ligações soldadas;
- ligações flangeadas;
- ligações de ponta e bolsa;
- ligações especiais;
- outras.

A escolha do tipo de ligação a ser empregada depende de vários fatores, entre os quais: material e diâmetro do tubo, finalidade e localização da ligação, custo, grau de segurança exigido, pressão e temperatura de trabalho, tipo de fluido, necessidade ou não de desmontagem de tubulação, etc.

É importante observar que na maioria das vezes usam-se, na mesma tubulação, dois sistemas de ligação diferentes: um para as ligações correntes ao longo da tubulação, onde a maior preocupação é o baixo custo e a segurança contra vazamentos, e outro para ligar as extremidades da tubulação nas válvulas, tanques, bombas, vasos e outros equipamentos, onde se deseja principalmente a facilidade de desmontagem. É comum também o emprego, para o mesmo serviço e mesmo material, de sistemas de ligação diferentes: um para os tubos de pequeno diâmetro e outro para os tubos de grande diâmetro.

4.3.1 - LIGAÇÃO ROSQUEADA

Estas ligações são de baixo custo e de fácil execução. São usadas para tubos de pequeno diâmetro (< 2") embora haja tubos de até 4" com este tipo de ligação. São utilizadas para pressões de: até 40 kgf cm⁻² para diâmetros de até 2"; 80 kgf cm⁻² para diâmetros inferiores a 1", e, até 100 kgf cm⁻² no caso de diâmetros iguais ou menores a 3/4". Embora as ligações rosqueadas sejam permitidas para trabalho até esses limites de pressão, na prática, seu uso tem sido limitado à valores de pressão muito menores, e em serviços de baixa responsabilidade, devido à pequena resistência mecânica dessas ligações, e à facilidade de vazamentos.

Para a ligação das varas de tubo entre si empregam-se dois tipos de peças, as luvas e as uniões, todas com rosca interna para acoplar com a rosca externa da extremidade dos tubos. As roscas, tanto dos tubos como das luvas e uniões são cônicas, de maneira que, com o aperto há interferência entre os fios das roscas, garantindo a vedação. Para auxiliar a vedação usam-se massas vedantes, que endurecem no fim de algum tempo, vedando completamente. É importante que a massa vedante usada não contamine nem seja atacada ou dissolvida pelo fluido circulante.

Tem a desvantagem de enfraquecerem o tubo (diminui a sua espessura) e retirar a galvanização no caso de tubos galvanizados. Assim, para ligações rosqueadas usam-se sempre tubos de paredes grossas. As ligações rosqueadas são as únicas usadas para tubos galvanizados (menor diâmetro), tanto de aço como

de ferro forjado. Empregam-se também ligações rosqueadas, embora não exclusivamente, em tubos de aço-carbono, aços-liga, ferro fundido, e materiais plásticos, sempre limitadas até o diâmetro nominal de 4". Para tubos de aços inoxidáveis e de metais não-ferrosos, o rosqueamento é muito raro, devido às paredes finas que geralmente têm os tubos desses materiais. Qualquer ligação rosqueada é sempre um ponto fraco na tubulação, sujeita a possíveis vazamentos e com menor resistência do que o próprio tubo. Por esse motivo, essas ligações, embora permitidas pelas normas, limitam-se na prática, exceto raras exceções, às tubulações de baixa responsabilidade, tais como instalações prediais e tubulações de serviços secundários em instalações industriais (por exemplo, água, ar comprimido e condensado, em baixas pressões e temperatura ambiente).

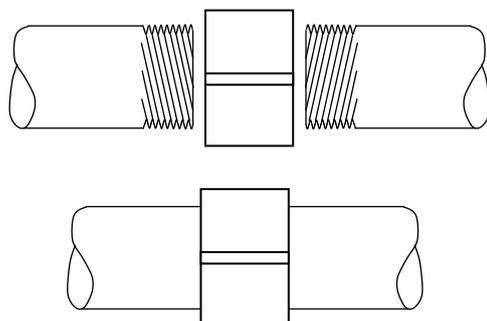


FIGURA 4.2 – Ligação rosqueada

4.3.2 - LIGAÇÃO SOLDADA

Pode ser ligação por fusão, solda de encaixe e solda fraca ou solda branca. As ligações por solda por fusão são as mais utilizadas em tubulações industriais. A solda de encaixe, muito usada em tubos de PVC, utiliza-se de uniões e luvas, sem rosca, onde são empregados adesivos especiais. A solda branca é usada, principalmente, em tubos metálicos não ferrosos (cobre, latão, chumbo, etc).

Essas ligações têm as seguintes vantagens:

- Resistência mecânica boa (quase sempre equivalente à do tubo inteiro).
- Estanqueidade perfeita e permanente.
- Boa aparência.
- Facilidades na aplicação de isolamento térmico e de pintura.
- Nenhuma necessidade de manutenção.

As principais desvantagens, pouco importantes na maioria dos casos, são a dificuldade de desmontagem das tubulações, e a necessidade de mão-de-obra especializada.

4.3.3 - LIGAÇÃO FLANGEADA

É composta por dois flanges, um jogo de parafusos e porcas e uma junta de vedação. Na maioria dos casos esta ligação já acompanha o tubo. A estanqueidade é assegurada pela compressão axial da junta de vedação, obtida pelo aperto dos parafusos. Apresenta a vantagem da facilidade de montagem e desmontagem, sendo por isso, especialmente indicada para instalações de tubulações não enterradas em estações de bombeamento, câmaras de válvulas, travessias aéreas e reservatórios. Existem vários tipos de flanges, entre eles: flanges integrais, flanges de pescoço, flanges sobrepostos, flanges rosqueados, flanges soltos, etc.

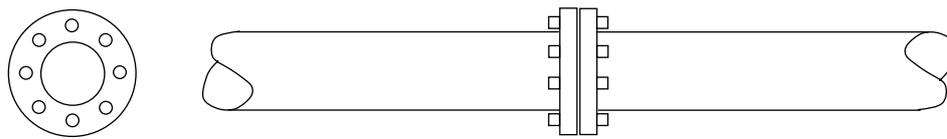


FIGURA 4.3 – Ligação flangeada entre tubos

Em todas as ligações flangeadas existe sempre uma junta que é o elemento de vedação. Quando em serviço, a junta está submetida a uma forte compressão provocada pelo aperto dos parafusos, e também a um esforço de cisalhamento devido à pressão interna do fluido circulante. Para que não haja vazamento através da junta, é necessário que a pressão exercida pelos parafusos seja bem superior à pressão interna do fluido, que tende a afastar os flanges. Por esse motivo, quanto maior for a pressão do fluido tanto mais dura e resistente terá de ser a junta, para resistir ao duplo esforço de compressão dos parafusos e de cisalhamento pela pressão. A junta também deverá ser suficientemente deformável e elástica para se amoldar às irregularidades das superfícies dos flanges, garantindo a vedação. Assim, as juntas duras, se por um lado resistem a pressões mais altas, por outro lado exigem maior perfeição no acabamento das faces dos flanges e no alinhamento

dos tubos, e vice-versa. O material das juntas deverá ainda resistir à ação corrosiva do fluido, bem como a toda faixa possível de variação de temperaturas. As juntas podem ser não metálicas (borracha, papelão hidráulico ou amianto, material plástico) e semi-metálicas (amianto com lâmina metálica em espiral) e metálicas, sendo o seu uso condicionado à pressão de operação e ao tipo de fluido em escoamento.

4.3.4 - LIGAÇÃO DE PONTA E BOLSA

É um sistema de ligação muito antigo, mas muito utilizado nos tubos de ferro fundido, cimento-amianto, concreto simples e armado, PVC, aço-zincado, etc. O material de vedação para os tubos com ponta e bolsa deve ser elástico ou ter perfeita aderência ao tubo, devendo também ser compatível ao fluido a ser conduzido. Para tubos de ferro fundido utilizam-se anéis de borracha; para tubos de concreto, utiliza-se argamassa de cimento com anéis de borracha; para tubos de plástico, anéis de borracha ou massa vedante do próprio plástico. As ligações de ponta e bolsa são também empregadas para alguns tubos de plásticos termoestáveis de grande diâmetro.

Para uso com ponta e bolsa, as varas de tubos são assimétricas, tendo cada uma, a ponta lisa em um extremo e a bolsa no outro extremo. A ponta lisa de um tubo encaixa-se dentro da bolsa do outro tubo, no interior da qual coloca-se um material de vedação que servirá para dar estanqueidade ao conjunto. O material de vedação deve ser elástico ou apresentar perfeita aderência ao tubo; deve também ser resistente ao fluido conduzido, não se dissolvendo nem contaminando o mesmo. Os principais materiais de vedação são os seguintes:

- Tubos de ferro fundido: chumbo derretido e estopa alcatroada, ou anéis retentores de borracha ou de plásticos.
- Tubos de concreto e de cimento-amianto: argamassa de cimento ou anéis de borracha.
- Tubos de barro vidrado: argamassa de cimento.

Os anéis retentores de borracha ou de plástico, usados como elemento vedante em ligações de ponta e bolsa de tubos de ferro fundido e de ferros-ligados, alojam-se, com pequena pressão, em uma ranhura existente por dentro da bolsa. O emprego de anéis retentores torna a ligação de mais fácil execução e de muito melhor estanqueidade.

Com os tubos de concreto armado a ponta de encaixe não é lisa, tendo um recorte especial com um reforço de aço para servir de batente ao anel retentor de borracha; a argamassa de cimento é colocada depois para fechar completamente o espaço entre os dois tubos e dar o acabamento.

Para os tubos de materiais plásticos termoestáveis as ligações são preenchidas com massa vedante do próprio plástico, para cura (polimerização) no local.

Os anéis retentores de borracha para tubos de ferro fundido permitem um considerável movimento angular (4° a 8° , dependendo do diâmetro), sendo por isso indicados como sistema de ligação em tubulações sujeitas a desnivelamentos devidos a recalques de terreno.

Empregam-se as ligações de ponta e bolsa para água até 15 kgf cm^{-2} .

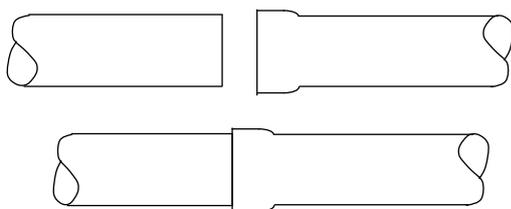


FIGURA 4.4 – Ligação de tubos com ponta e bolsa

4.3.5 - LIGAÇÕES ESPECIAIS

Permitem sempre um razoável movimento angular e um pequeno movimento axial entre dois tubos. Dentre as ligações especiais destacam-se: junta elástica, junta mecânica (recomendada para pressões $> 15 \text{ kgf cm}^{-2}$), junta de expansão (usadas para tubos com flanges), junta Gibault, engate rápido (permitem uma montagem e desmontagem rápidas), junta travada (possuem a mesma função dos blocos de ancoragem), junta Dresser (permitem grande flexibilidade no assentamento da tubulação), etc.

4.3.5.1 - JUNTA GIBAULT

Permite deflexões entre tubos, sendo, por isso, muito recomendado. Permite montagens e desmontagens fáceis, sem a necessidade de alterar o restante da

tubulação. A figura 4.5 é mostrada uma representação de uma junta Gibault (Saint Gobain).

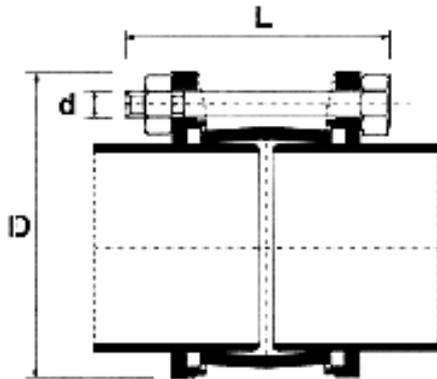


FIGURA 4.5 – Junta Gibault

4.3.5.2 - JUNTA MECÂNICA

Constituída de uma bolsa com flange especial fundida na própria peça, um contra flange de ferro fundido, parafusos e porcas e um anel de borracha. Na figura 4.6 é mostrada uma representação de uma junta Mecânica (Saint Gobain).

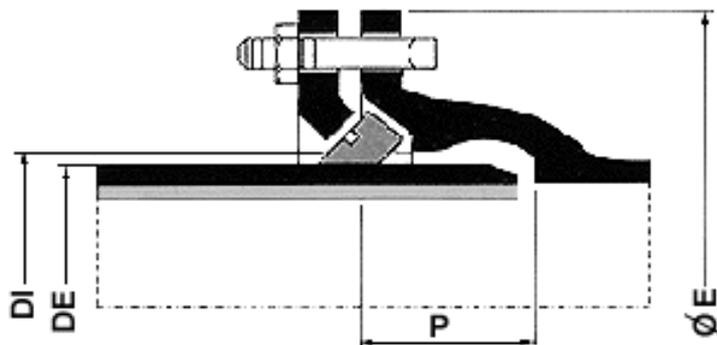


FIGURA 4.6 – Junta Mecânica

5 - PERDA DE CARGA

5.1 - ESTUDO DA PERDA DE CARGA

Considerando o escoamento permanente e uniforme em uma tubulação cilíndrica, a velocidade de escoamento será, conseqüentemente, constante ao longo de todo o conduto. Assim, as linhas de energia e piezométrica serão paralelas e distanciadas entre si de um valor correspondente à própria carga cinética.

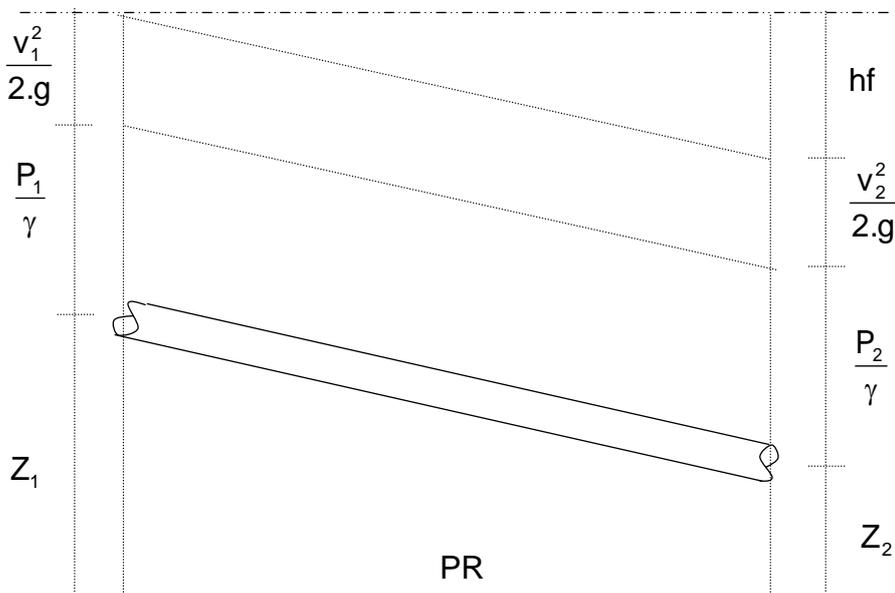


FIGURA 5.1 - Representação esquemática da perda de carga

Aplicando Bernoulli entre duas seções quaisquer tem-se:

$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2.g} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2.g} + hf$$

mas, diâmetro constante $\rightarrow v_1 = v_2 \rightarrow$

$$hf = \left(z_1 + \frac{P_1}{\gamma}\right) - \left(z_2 + \frac{P_2}{\gamma}\right)$$

5.2 - EXPRESSÃO GERAL DA PERDA DE CARGA

Considere um conduto cilíndrico AB de seção transversal A e comprimento L e com movimento uniforme (figura 5.2). Nestas condições, as forças atuantes são: gravidade e pressões P_1 e P_2 .

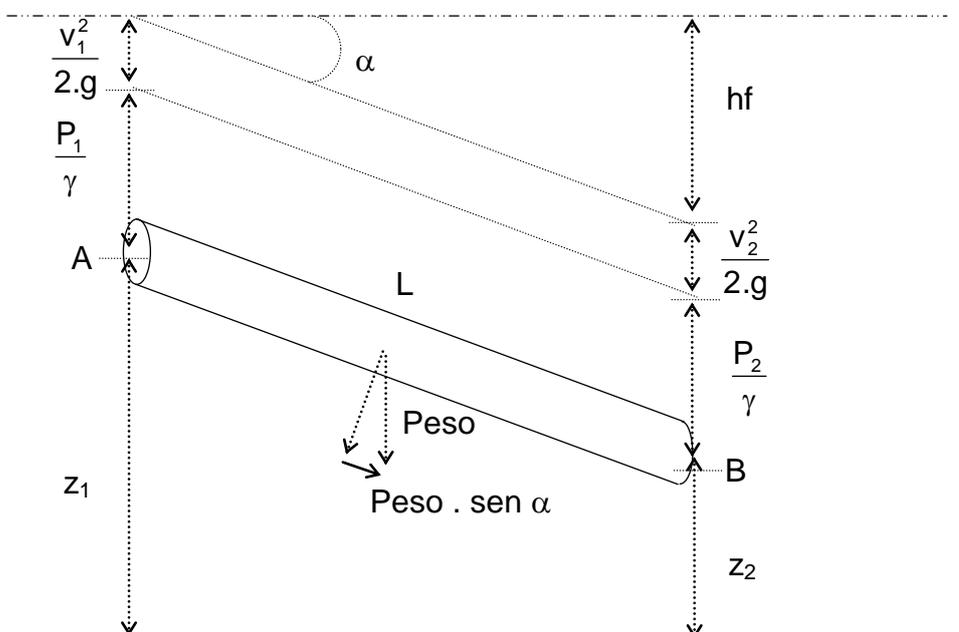


FIGURA 5.2 - Representação esquemática de um prisma AB

Estas forças são equilibradas pela resistência:

$$\text{Peso} \cdot \text{sen} \alpha + (P_1 - P_2) \cdot A = T \cdot P \cdot L$$

em que,

P_1 e P_2 = pressões nas seções 1 e 2, respectivamente;

A = área transversal do conduto;

T = tensão de cisalhamento (resistência oferecida pela parede do conduto);

P = perímetro molhado;

L = comprimento do conduto.

Substituindo, na equação anterior, o valor do peso, tem-se:

$$\gamma \cdot A \cdot L \cdot \sin \alpha + (P_1 - P_2) \cdot A = T \cdot P \cdot L$$

Dividindo a equação por $\gamma \cdot A$, e, sabendo que $L \cdot \sin \alpha = z_1 - z_2$, resulta em:

$$(z_1 - z_2) + \left(\frac{P_1}{\gamma} - \frac{P_2}{\gamma} \right) = \frac{T}{\gamma} \cdot \frac{P}{A} \cdot L$$

$$\text{mas, } (z_1 - z_2) + \left(\frac{P_1}{\gamma} - \frac{P_2}{\gamma} \right) = hf$$

$$\text{daí, } hf = \frac{T}{\gamma} \cdot \frac{P}{A} \cdot L$$

sabendo que $\frac{A}{P} = R$ (raio hidráulico) e $\frac{hf}{L} = J$ (perda de carga unitária ou declividade da linha piezométrica - no movimento uniforme a perda de carga unitária é igual à inclinação da linha de energia e da linha piezométrica), substituindo resulta em:

$$T = \gamma \cdot R \cdot J$$

Dados experimentais comprovam que a perda de carga em tubos, escoando água com movimento uniforme, pode ser expressa por meio dos dimensionais: T , μ , ρ , v , e k (rugosidade do conduto). Através da análise dimensional é possível chegar a uma relação entre a perda de carga e os parâmetros geométricos do conduto que influenciam o escoamento (D , L e k) e propriedades relevantes do fluido, resultando na fórmula universal de perda de carga:

$$hf = f \cdot \frac{L}{R} \cdot \frac{v^2}{8 \cdot g}$$

Para condutos circulares, $R = \frac{D}{4}$, substituindo, a equação acima é denominada de fórmula de de Darcy-Weissbach para perda de carga:

$$hf = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

em que,

f = coeficiente de perda de carga.

5.3 - NATUREZA DA PERDA DE CARGA

É comum interpretar a perda de carga como sendo a resistência que o conduto oferece ao escoamento, imaginando, erroneamente, como uma espécie de atrito semelhante ao que se verifica entre dois sólidos em contato. Entretanto, não há contato direto entre o escoamento e o conduto, pois, entre a parede do conduto e o escoamento propriamente dito estabelece-se uma camada de fluido aderente estacionária (camada limite).

Durante o escoamento há a formação de uma camada de fluido junto à parede do conduto, denominada de camada limite. A partir da extremidade inicial do conduto, esta camada limite vai aumentando até atingir um ponto crítico, a partir do qual a espessura desta camada (δ) fica praticamente constante (filme laminar).

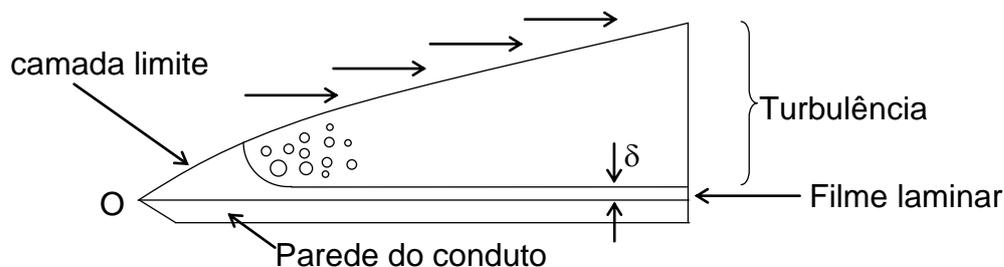


FIGURA 5.3 - Formação da camada limite e filme laminar

No escoamento laminar a espessura da camada limite (ponto crítico) é igual ou maior que o raio do conduto, assim, todo o escoamento será laminar. Neste regime, a perda de carga é devida tão somente ao atrito interno ou viscosidade do fluido. O escoamento é uma deformação contínua da massa fluida. A velocidade varia bastante da superfície até o centro, onde é máxima.

No escoamento turbulento o ponto crítico ocorre a uma pequena distância da extremidade de entrada, e, a partir deste ponto, o escoamento é turbulento e junto à

parede do conduto forma-se uma camada de fluido com baixa velocidade, ou seja, o filme laminar. No regime turbulento, o escoamento é agitado e irregular, sendo difícil e complexa a sua descrição. A perda de carga é devido ao efeito combinado das forças relativas à inércia do fluido e da viscosidade. A velocidade varia pouco em toda a seção de escoamento.

Qualquer que seja o regime de escoamento (laminar ou turbulento) junto à parede do conduto há a formação de uma camada de fluido com baixa velocidade (camada laminar ou filme laminar) cuja espessura é inversamente proporcional ao número de Reynolds. O estudo desta camada é de grande importância nas questões relativas à rugosidade dos condutos e perda de carga.

A espessura desta camada (δ) é dada pela equação:

$$\delta = \frac{32,5 \cdot D}{Re \cdot \sqrt{f}}$$

em que,

δ = espessura do filme laminar;

f = coeficiente de atrito;

D = diâmetro da tubulação.

5.4 - COEFICIENTE DE PERDA DE CARGA DA FÓRMULA UNIVERSAL

O coeficiente de perda de carga (f) é um adimensional que depende do regime de escoamento. No regime laminar, a perda de carga (h_f) em condutos forçados é dada pela fórmula de Hagen-Poiseulle:

$$h_f = \frac{128}{\pi \cdot g} \cdot \nu \cdot L \cdot \frac{Q}{D^4}$$

em que,

L = distância entre duas seções consideradas, m;

ν = viscosidade cinemática, $m^2 s^{-1}$;

Q = vazão, $m^3 s^{-1}$;

D = diâmetro, m;

g = aceleração da gravidade, $m^2 s^{-1}$.

Comparando com a equação de Darcy chega-se a:

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

No regime laminar, a perda por atrito é independente da rugosidade das paredes dos tubos. Depende apenas das características do fluido, ou seja, viscosidade, peso específico e da velocidade.

5.4.1 - REGIME TURBULENTO

No regime turbulento, a perda de carga é devido à viscosidade e ao material da tubulação (rugosidade). A rugosidade absoluta representa a altura média das asperezas (k), ou, rugosidade equivalente (Figura 5.4). Na tabela 5.1 são apresentados valores da rugosidade absoluta (k) para diversos tipos de materiais.

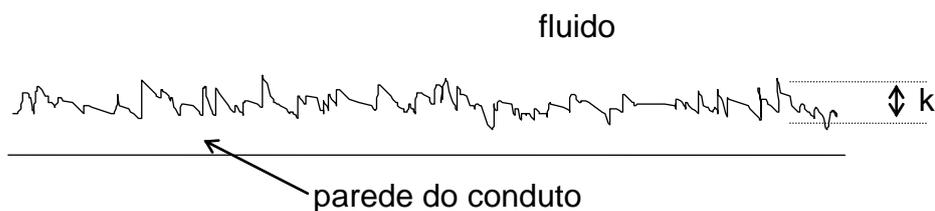


FIGURA 5.4 – Rugosidade absoluta na parede de um conduto

TABELA 5.1 - Rugosidade absoluta (k) em mm, para diversos tipos de materiais

Tipo de material	k (mm)	Tipo de material	k (mm)
Aço comercial novo	0,045	Ferro fundido incrustado	1,5 - 3
Aço soldado novo	0,05 a 0,10	Ferro fundido novo	0,25 a 0,50
Aço rebitado novo	1 a 3	Ferro fundido centrifugado	0,05
Aço galvanizado c/ costura	0,15 a 0,20	Cimento amianto novo	0,025
Aço galvanizado s/ costura	0,06 a 0,15	Concreto centrifugado novo	0,16
Ferro fundido enferrujado	1 - 1,5	Cobre, PVC, plásticos	0,0015 a 0,01

A comparação do valor da rugosidade absoluta com a espessura do filme laminar permite classificar os condutos com escoamentos de regime turbulento em lisos e rugosos:

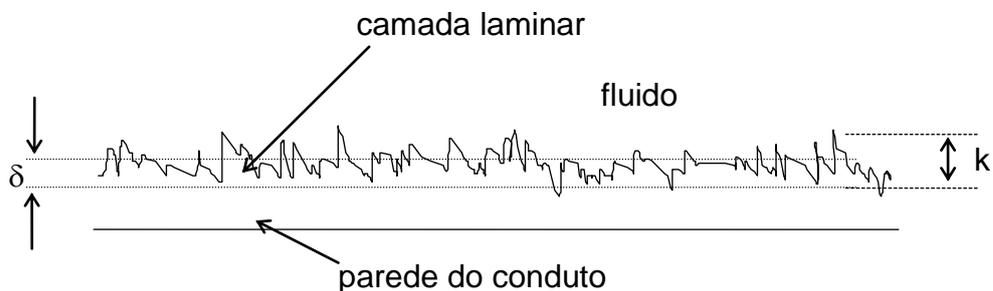


FIGURA 5.5 - Corte longitudinal de um conduto mostrando a rugosidade (k) e o filme laminar (δ)

5.4.1.1 - CONDUTOS LISOS

As irregularidades (k) ficam totalmente cobertas pela camada laminar.

$$k < \frac{\delta}{3} \quad \text{ou} \quad k < (100 \cdot v/V)$$

TABELA 5.2 – Equações para estimativa do coeficiente de atrito (f) para o regime turbulento em condutos lisos

	Equações	Faixa de utilização
Blasius	$f = 0,316 \cdot (Re)^{-0,25}$	$3.000 \leq Re \leq 100.000$
Von Kármán-Prandtl	$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \cdot \log. (Re \cdot \sqrt{f}) - 0,8$	$10^4 \leq Re \leq 3,4 \times 10^6$ e $Re \cdot \sqrt{f} > 800$
Nikuradse	$f = 0,0032 + 0,221 \cdot Re^{-0,237}$	(semelhante à de Prandtl)
Konakov	$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log. \left(\frac{5,62}{Re^{0,9}} \right)$	

5.4.1.2 - CONDUTO RUGOSO

O valor de “k” influencia a turbulência. Neste caso pode-se ter, conduto rugoso com regime turbulento de transição e com turbulência plena.

5.4.1.2.1 - TURBULENTO DE TRANSIÇÃO

$$\frac{\delta}{3} < k < 8\delta$$

Neste tipo de regime e conduto, o valor de “f” depende da natureza do fluido e da rugosidade relativa (k/D). Apenas uma parte das asperezas atravessa a camada laminar, contribuindo para a turbulência.

TABELA 5.3 – Equações para estimativa do coeficiente de atrito (f) para o regime turbulento de transição

	Equações	Faixa de utilização
Prandtl-Colebrook	$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1,74 - 2 \cdot \log \left(\frac{2 \cdot k}{D} + \frac{18,7}{Re \cdot \sqrt{f}} \right)$	
Colebrook-White**	$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left(\frac{2 \cdot k}{3,71 \cdot D} + \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{f}} \right)$	$14 < Re \cdot \sqrt{f} / (D/k) < 200$
Moody:	$f = 0,0055 \cdot \left[1 + \left(20.000 \cdot \frac{k}{D} + \frac{10^6}{Re} \right)^{\frac{1}{3}} \right]$	$4000 < Re < 10^7$

** equação eleita pelo instituto de hidráulica americano, como adequada a todos os tipos de condutos (lisos e rugosos) para regime turbulento.

5.4.1.2.2 - TURBULÊNCIA PLENA

As irregularidades da parede do conduto perfuram, totalmente, a camada laminar, e concorrem para o aumento e a manutenção da turbulência.

$$k > 8\delta$$

Neste regime, “f” depende da rugosidade relativa (k/D), e independe do número de Reynolds (Re).

Nikuradse:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1,74 - 2 \cdot \log\left(\frac{2 \cdot k}{D}\right) \quad \text{Re} \cdot \sqrt{f} / (D/k) \geq 200$$

5.5 - EQUAÇÃO DE SWAMEE

Uma equação genérica, que pode ser utilizada tanto em regime laminar quanto em turbulento, em condutos lisos e rugosos, foi desenvolvida por Swamee-Jain, para estimativa do fator de atrito “f”:

$$f = \left\{ \left(\frac{64}{\text{Re}} \right)^8 + 9,5 \cdot \left[\ln \left(\frac{k}{3,7 \cdot D} + \frac{5,74}{\text{Re}^{0,9}} \right) - \left(\frac{2.500}{\text{Re}} \right)^6 \right]^{-16} \right\}^{0,125}$$

5.6 - ÁBACO DE MOODY

O uso de fórmulas para estimativa do coeficiente “f” apresenta alguns inconvenientes, tais como: algumas servem para condutos lisos, outras para condutos rugosos; campo limitado de aplicação (valores de Re); o valor de f está implícito em algumas fórmulas; envolve muitas operações matemáticas (cálculos demorados).

Os ábacos (Moody , Rouse e Stanton) são genéricos, servindo para escoamento laminar e turbulento, e, para condutos lisos e rugosos.

Na figura 5.6 é apresentado o Ábaco de Moody.

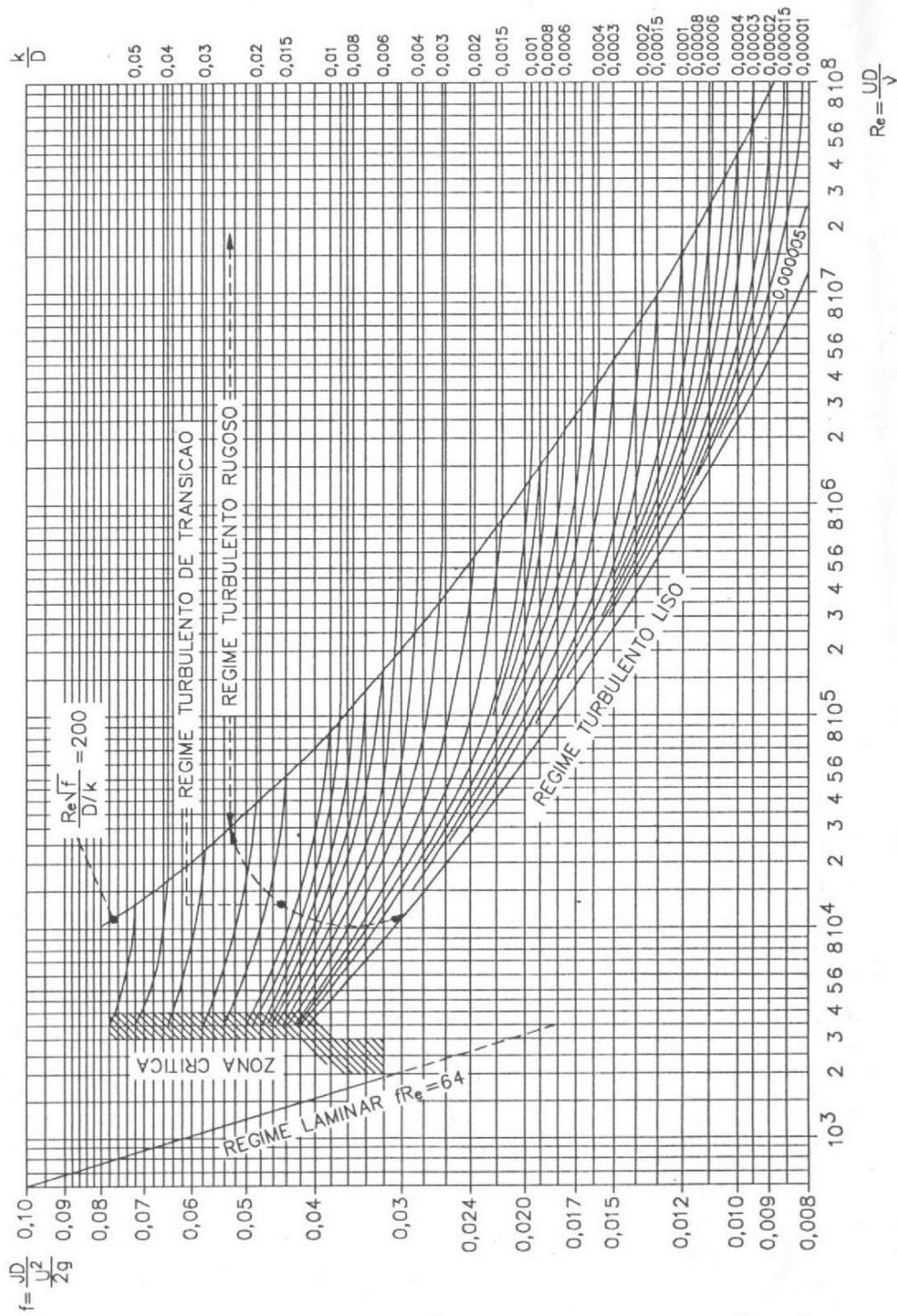


FIGURA 5.6 – Ábaco de Moody

5.7 - FÓRMULAS PRÁTICAS PARA CÁLCULO DA PERDA DE CARGA**5.7.1 - DARCY**

$$hf = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

em que,

hf = perda de carga, m;

f = coeficiente de atrito;

L = comprimento da tubulação, m;

D = diâmetro da tubulação, m;

v = velocidade média de escoamento, m s⁻¹;

g = aceleração da gravidade, m² s⁻¹.

A tabela 5.4 apresenta valores do coeficiente “f” para tubos novos de aço e ferro fundido e, na tabela 5.5 valores para tubos de aço e ferro fundido usados.

5.7.2 - HAZEN-WILLIAMS

(indicada para diâmetros de 50 a 3500 mm; muito utilizada no Brasil)

$$hf = 10,643 \cdot \frac{L}{D^{4,87}} \cdot \left(\frac{Q}{C} \right)^{1,852}$$

em que,

Q = vazão, m³ s⁻¹;

C = coeficiente de atrito (tabela 5.6)

5.7.3 - FLAMANT

(recomendada para PVC, diâmetros de 16 a 160 mm e velocidades até 4 m s⁻¹)

$$hf = ke \cdot \frac{Q^{1,75}}{D^{4,75}} \cdot L$$

em que,

ke = coeficiente de rugosidade de Flamant (tabela 5.7).

TABELA 5.4 - Valores do coeficiente de atrito (f) da fórmula de Darcy, para tubos novos de ferro fundido e aço conduzindo água fria

Diâmetro (mm)	Velocidade média ($m s^{-1}$)							
	0,20	0,40	0,60	0,80	1,00	1,50	2,00	3,00
13	0,041	0,037	0,034	0,032	0,031	0,029	0,028	0,027
19	0,040	0,036	0,033	0,031	0,030	0,028	0,027	0,026
25	0,039	0,034	0,032	0,030	0,029	0,027	0,026	0,025
38	0,037	0,033	0,031	0,029	0,029	0,027	0,026	0,025
50	0,035	0,032	0,030	0,028	0,027	0,026	0,026	0,024
75	0,034	0,031	0,029	0,027	0,026	0,025	0,025	0,024
100	0,033	0,030	0,028	0,026	0,026	0,025	0,025	0,023
150	0,031	0,028	0,026	0,025	0,025	0,024	0,024	0,022
200	0,030	0,027	0,025	0,024	0,024	0,023	0,023	0,021
250	0,028	0,026	0,024	0,023	0,023	0,022	0,022	0,020
300	0,027	0,025	0,023	0,022	0,022	0,021	0,021	0,019
350	0,026	0,024	0,022	0,022	0,022	0,021	0,021	0,018
400	0,024	0,023	0,022	0,021	0,021	0,020	0,020	0,018
450	0,024	0,022	0,021	0,020	0,020	0,020	0,020	0,017
500	0,023	0,022	0,020	0,020	0,019	0,019	0,019	0,017
550	0,023	0,021	0,019	0,019	0,018	0,018	0,018	0,016
600	0,022	0,020	0,019	0,018	0,018	0,017	0,017	0,015

TABELA 5.5 - Valores do coeficiente de atrito (f) da fórmula de Darcy, para tubos usados de ferro fundido e aço e de tubos de concreto, conduzindo água fria

Diâmetro (mm)	Tubos de aço e ferro fundido com 10 anos de uso					Tubos de concreto novos ou velhos		
	Velocidade média ($m\ s^{-1}$)							
	0,50	1,00	1,50	3,00	> 3,0	0,50	1,00	1,50
25	0,054	0,053	0,052	0,051	0,071	-	-	-
50	0,048	0,047	0,046	0,045	0,059	0,048	0,046	0,043
75	0,044	0,043	0,042	0,041	0,054	0,042	0,039	0,036
100	0,041	0,040	0,039	0,038	0,050	0,039	0,037	0,034
150	0,037	0,036	0,035	0,034	0,047	0,035	0,034	0,032
200	0,035	0,034	0,033	0,032	0,044	0,033	0,032	0,030
250	0,033	0,032	0,031	0,030	0,043	0,031	0,030	0,028
300	0,031	0,031	0,030	0,029	0,042	0,030	0,029	0,027
350	0,030	0,030	0,029	0,028	0,041	0,028	0,027	0,026
400	0,029	0,029	0,028	0,027	0,040	0,027	0,026	0,025
450	0,028	0,028	0,027	0,026	0,038	0,026	0,025	0,024
500	0,027	0,027	0,026	0,025	0,037	0,025	0,024	0,023
550	0,026	0,026	0,025	0,024	0,035	0,025	0,023	0,022
600	0,025	0,024	0,023	0,022	0,032	0,024	0,022	0,021

TABELA 5.6 - Valores do coeficiente de atrito (C) da fórmula de Hazen-Williams

Material da tubulação	C	Material da tubulação	C
Aço corrugado	60	Ferro fundido novo	130
Aço galvanizado	125	Ferro fundido (15 - 20 anos)	100
Aço rebitado novo	110	Ferro fundido usado	90
Chumbo	130	Fofo revestido com cimento	130
Cimento-amianto	140	Manilha vitrificada	110
Cobre	130	Latão - cobre	130
Concreto (bom acabamento)	130	Vidro	140
Concreto (acabamento comum)	120	Plástico	140

TABELA 5.7 - Valores do coeficiente “ke” para diversos materiais (Flamant)

PVC	Ferro fundido e aço novos	Ferro fundido e aço usados	Cimento amianto	chumbo
0,000824	0,001133	0,0014	0,00095	0,00086

5.8 - EXERCÍCIOS RESOLVIDOS

1) Calcular o fator de atrito “f” para o escoamento em um conduto com diâmetro de 100 mm, rugosidade absoluta de 0,002 mm, velocidade de 2 m s⁻¹ e temperatura da água de 20° C.

Solução:

Viscosidade da água a 20° C (ν) = 1 x 10⁻⁶ m² s⁻¹

$$Re = \frac{V.D}{\nu} = \frac{2.0,1}{10^{-6}} = 200.000 \text{ (turbulento)}$$

Admitindo, inicialmente, regime turbulento rugoso de transição, e, utilizando a equação de Colebrook-White para estimativa de f:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2.\log.\left(\frac{2.k}{3,71.D} + \frac{2,51}{Re.\sqrt{f}}\right)$$

arbitrando f = 0,02 em um dos membros da equação tem-se

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2.\log.\left(\frac{2.0,002}{3,71.100} + \frac{2,51}{200.000.\sqrt{0,02}}\right) \text{ resolvendo encontra-se } f = 0,0156$$

como o valor encontrado é diferente do valor arbitrado inicialmente, faz-se nova tentativa, agora com f = 0,0156

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left(\frac{2 \cdot 0,002}{3,71 \cdot 100} + \frac{2,51}{200.000 \cdot \sqrt{0,0156}} \right) \text{ resolvendo encontra-se } f = 0,016$$

como o valor encontrado é diferente do valor arbitrado inicialmente, repete-se o procedimento anterior até que o resultado seja igual ao valor arbitrado.

Ao final do processo iterativo encontra-se $f = 0,01595$.

Calcula-se o valor da espessura do filme laminar (δ)

$$\delta = \frac{32,5 \cdot D}{\text{Re} \cdot \sqrt{f}} = \frac{32,5 \cdot 100}{200.000 \cdot \sqrt{0,01595}} = 0,128668 \text{ mm}$$

Como $k < \frac{\delta}{3}$, ou seja, $0,002 < 0,128668 \text{ mm}$, o escoamento é considerado turbulento em conduto liso. Calcula-se, então, o valor de “f” utilizando uma fórmula para conduto liso, como a de Nikuradse:

$$f = 0,0032 + 0,221 \cdot \text{Re}^{-0,237}$$

$$f = 0,0032 + 0,221 \cdot 200.000^{-0,237} = 0,01545$$

Para testar a resposta, calcula-se, novamente, o valor da espessura do filme laminar:

$$\delta = \frac{32,5 \cdot D}{\text{Re} \cdot \sqrt{f}} = \frac{32,5 \cdot 100}{200.000 \cdot \sqrt{0,01545}} = 0,13 \text{ mm, o que confirma a relação } k < \frac{\delta}{3}.$$

Uma solução mais direta poderia ser obtida com o emprego do ábaco de Moody ou pela equação de Swamee:

$$f = \left\{ \left(\frac{64}{200.000} \right)^8 + 9,5 \cdot \left[\ln \left(\frac{0,002}{3,7 \cdot 100} + \frac{5,74}{200.000^{0,9}} \right) - \left(\frac{2.500}{200.000} \right)^6 \right]^{-16} \right\}^{0,125} = 0,0157$$

2) Qual o diâmetro de uma tubulação de ferro fundido usado ($C = 90$) que transporta 45 L s^{-1} de água, estando os tubos num plano horizontal com uma diferença de pressão entre suas extremidades de 7 mca? Considere o comprimento da tubulação de 100 m.

Solução:

Neste caso a perda de carga é dada pela diferença de pressão, uma vez que a mesma está em um plano horizontal ($z_1 = z_2$) e tem o mesmo diâmetro (mesma velocidade):

$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2.g} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2.g} + hf \quad (v_1 = v_2 \text{ e } z_1 = z_2)$$

$$hf = \frac{P_1}{\gamma} - \frac{P_2}{\gamma} \text{ ou seja, } hf = 7 \text{ m}$$

Utilizando a equação de Hazen-Williams:

$$hf = 10,643 \cdot \frac{L}{D^{4,87}} \cdot \left(\frac{Q}{C}\right)^{1,852} \text{ substituindo, } 7 = 10,643 \cdot \frac{100}{D^{4,87}} \cdot \left(\frac{0,045}{90}\right)^{1,852}$$

explicitando D, tem-se:

$$D = \left(10,643 \cdot \frac{100}{7} \cdot \left(\frac{0,045}{90}\right)^{1,852} \right)^{\frac{1}{4,87}} \text{ encontra-se } D = 0,156 \approx 6''$$

3) Num conduto de ferro fundido usado (velho) com 200 mm de diâmetro, a pressão no ponto A é de $2,4 \text{ kgf cm}^{-2}$ e no ponto B, 1000 m adiante e 1,40 m acima de A, de $1,8 \text{ kgf cm}^{-2}$. Calcular a descarga na canalização pela equação de Hazen-Williams.

Solução:

Utilizando a equação de Bernoulli tem-se:

$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + hf$$

em que: $P_1 = 2,4 \text{ kgf cm}^{-2}$, $P_2 = 1,8 \text{ kgf cm}^{-2}$, $z_2 - z_1 = 1,4 \text{ m}$, e, $v_1 = v_2$ (mesmo diâmetro e vazão). Substituindo, tem-se:

$$hf = \frac{P_1}{\gamma} - \frac{P_2}{\gamma} + z_1 - z_2 \quad hf = 24 - 18 - 1,4 = 4,6 \text{ m}$$

Substituindo na equação de Hazen-Williams:

$$4,6 = 10,643 \cdot \frac{1000}{0,2^{4,87}} \cdot \left(\frac{Q}{90} \right)^{1,852} \quad \text{resolvendo encontra-se: } Q = 0,0199 \approx 20 \text{ l s}^{-1}$$

5.9 - EXERCÍCIOS PROPOSTOS

1) Sabe-se que $k/D = 0,00005$ e $Re = 6 \times 10^7$ em um conduto rugoso com escoamento de turbulência plena. Calcular f e compará-lo com os valores obtidos pela fórmula de Nikuradse (turbulência plena), Moody, Colebrook-White e Prandtl-Colebrook (turbulência de transição).

R: $f = 0,01054$ (Nikuradse); $0,0106$ (Prandtl); $0,01059$ (Colebrook); $0,011$ (Moody).

2) São dados: $k = 0,025 \text{ mm}$, $Re = 3 \times 10^7$ e $D = 0,2 \text{ m}$. Calcular f com a fórmula de Nikuradse (turbulência plena) e compará-la com f obtido com o uso do diagrama de Moody.

R: $f = 0,0125$

3) Determinar a perda de carga em 300 metros de um tubo novo de ferro fundido ($k = 0,26$), com um diâmetro interno de 300 mm sem revestimento, sabendo a velocidade do escoamento é de $1,5 \text{ m s}^{-1}$, e, a temperatura da água é de 15° C .

R: $hf = 2,24 \text{ m}$.

4) Em um tubo fino e hidraulicamente liso, com 7 mm de diâmetro e 3,3 m de comprimento, a água ($\nu = 10^{-6} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$ a 20° C) escoava com a velocidade de $2,2 \text{ m s}^{-1}$.

Pede-se:

- calcular o número de Reynolds e classificar o regime de escoamento;
- obter o coeficiente de atrito f , de acordo com a fórmula de Blasius, e compará-lo com o obtido com a fórmula de Colebrook-White para transição (despreze k/D);
- Calcular as perdas de carga contínua e unitária de acordo com a fórmula de Darcy.

R: a) $Re = 15400$ (turbulento); b) $f = 0,0284$ (Blasius) e $f = 0,0276$ (Colebrook-White); c) $h_f = 3,3 \text{ m}$ e $J = 1 \text{ m m}^{-1}$.

5) Uma adutora deve conduzir por gravidade 68 L s^{-1} , com um desnível de 10,2 m e com um comprimento de 2 km. Qual o diâmetro da adutora para ferro fundido e cimento amianto, respectivamente $C = 100$ e $C = 140$?

R: $D_{\text{fofo}} = 12''$; $D_{\text{amianto}} = 11''$

6) Que vazão poderá transportar uma adutora de 12" de diâmetro, de tubos de aço ($C = 120$) sendo o desnível entre as extremidades de 38,4 m e o comprimento da tubulação de 4,8 km?

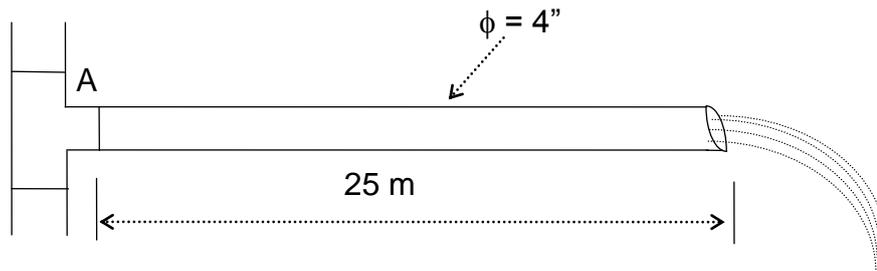
R: $Q = 104 \text{ l s}^{-1}$

7) Uma adutora aduz 52 L s^{-1} de água de um ponto a outro, com uma tubulação de cimento amianto ($C = 140$) de diâmetro igual a 10". Calcular o desnível entre os dois pontos sabendo que a adutora tem 2,7 km de comprimento.

R: $\Delta h = 10,9 \text{ m}$

8) Determinar a vazão e a velocidade em uma tubulação com 2982 m de comprimento e 600 mm de diâmetro construído com tubos de ferro fundido pichados, com 10 anos de uso ($C = 115$), alimentado por um reservatório cujo NA situa-se 13,45 m acima da seção de descarga. R: $V = 1,6 \text{ m/s}$; $Q = 453 \text{ L s}^{-1}$

9) A tubulação da figura é de PVC rígido, de 4" de diâmetro e 25 metros de comprimento, pela qual passam 8 L s^{-1} de água. Calcular a pressão disponível no ponto A. Despreze as perdas localizadas. R: $P_A = 0,27 \text{ m}$



- 10) Num conduto de ferro fundido usado (velho) com 200 mm de diâmetro, a pressão no ponto A é de $2,4 \text{ kgf cm}^{-2}$ e no ponto B, 1000 m adiante e 1,40 m acima de A, de $1,8 \text{ kgf cm}^{-2}$. Calcular a descarga na canalização pela equação de Darcy.
R: $Q = 20 \text{ L s}^{-1}$

6 - PERDA DE CARGA LOCALIZADA

6.1 - ESTUDO DA PERDA DE CARGA

Existe perda de carga localizada toda vez que houver variação da forma, direção ou da seção de escoamento do conduto. Normalmente, estas perdas são desprezíveis nos casos em que:

- a velocidade média de escoamento for menor que 1 m/s;
- o comprimento do conduto for maior que 4000 vezes o diâmetro;
- houver poucas peças especiais.

Entretanto, fica a critério do engenheiro projetista levar em consideração ou não as perdas de carga localizadas

6.2 - MÉTODOS DE CÁLCULO DA PERDA LOCALIZADA

- Método direto;
- Método do comprimento equivalente.

6.2.1 - MÉTODO DIRETO

Neste método, a perda de carga causada por uma peça especial pode ser estimada de acordo com a equação:

$$\Delta h = k \cdot \frac{v^2}{2g}$$

em que,

Δh = perda de carga localizada, m;

k = coeficiente que depende da peça (obtido experimentalmente), adimensional;

v = velocidade média de escoamento, m s⁻¹.

Para o caso em que houver mais de uma peça especial, a perda de carga total será a soma das perdas localizadas em todos os acessórios.

$$\Delta h = \sum k \cdot \frac{v^2}{2g}$$

A tabela 6.1 apresenta valores de “K” para várias peças.

TABELA 6.1 - Valores de k para o cálculo da perda de carga localizada

PEÇA	k	PEÇA	k
Ampliação gradual	0,30 *	Junção	0,40
Bocais	2,75	Medidor venturi	2,50 **
Comporta aberta	1,00	Redução gradual	0,15 *
Controlador de vazão	2,50	Registro de ângulo aberto	5,00
Cotovelo de 90 ⁰	0,90	Registro de gaveta aberto	0,20
Cotovelo de 45 ⁰	0,40	Registro de globo aberto	10,00
Crivo	0,75	Saída de canalização	1,00
Curva de 90 ⁰	0,40	Tê com passagem direta	0,60
Curva de 45 ⁰	0,20	Tê com saída de lado	1,30
Curva de 22,5 ⁰	0,10	Tê com saída bilateral	1,80
Entrada normal de tubulação	0,50	Válvula de pé	1,75
Entrada de borda	1,00	Válvula de retenção	2,50
Pequena derivação	0,03	Velocidade	1,00

* com base na velocidade maior (seção menor)

** relativa à velocidade na canalização

6.2.2 - MÉTODO DO COMPRIMENTO EQUIVALENTE

Este método consiste na substituição - para efeitos de perdas de carga - do acessório, por um comprimento de tubulação reta de mesmo diâmetro, que resultaria em um mesmo valor de perda de carga.

O comprimento de tubulação, cuja perda de carga corresponde à perda ocasionada pelo acessório, denomina-se comprimento equivalente.

Ao comprimento retificado da tubulação (comprimento normal + comprimento equivalente) dá-se o nome de comprimento virtual.

A perda de carga total é, então, calculada pelas fórmulas para perda de carga contínua.

O comprimento equivalente pode ser obtido em função do número de diâmetros equivalentes (tabela 6.2) ou em metros de tubulação equivalente (tabelas 6.3 e 6.4). Ambos dizem respeito ao comprimento de tubulação com perda correspondente à peça em estudo.

TABELA 6.2 - Comprimento equivalente em número de diâmetros da tubulação

PEÇA	Diâmetros	PEÇA	Diâmetros
Ampliação gradual	12	Tê com passagem direta	20
Cotovelo de 90 ⁰	45	Tê com saída de lado	50
Cotovelo de 45 ⁰	20	Tê com saída bilateral	65
Curva de 90 ⁰	30	Válvula de pé e crivo	250
Curva de 45 ⁰	15	Válvula de retenção	100
Entrada normal de tubulação	17	Curva de aço 30 ⁰ com 2 segmentos	7
Entrada de borda	35	Curva de aço 45 ⁰ com 2 segmentos	15
Junção	30	Curva de aço 45 ⁰ com 3 segmentos	10
Redução gradual	6	Curva de aço 60 ⁰ com 2 segmentos	25
Registro de gaveta	8	Curva de aço 60 ⁰ com 3 segmentos	15
Registro de globo	350	Curva de aço 90 ⁰ com 2 segmentos	65
Registro de ângulo	170	Curva de aço 90 ⁰ com 3 segmentos	25
Saída de canalização	35	Curva de aço 90 ⁰ 4 segmentos	15

TABELA 6.3 - Comprimento equivalente a perdas localizadas, em metros de canalização retilínea de PVC rígido

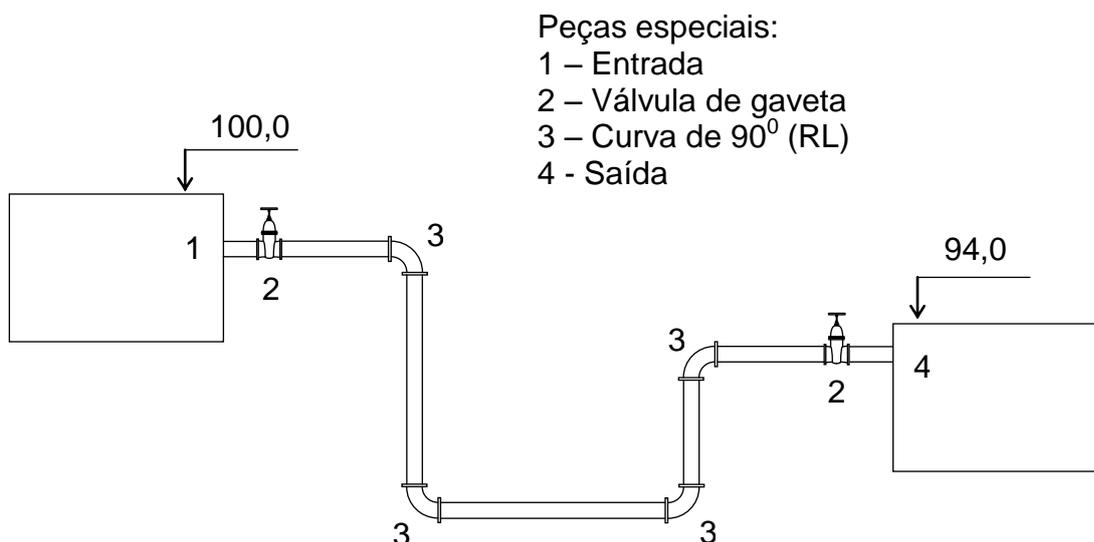
Diâmetro mm	Joelho 90°	Joelho 45°	Curva 90°	Curva 45°	TÊ Direto	TÊ	TÊ	Entrada Normal	Entrada de Borda	Saída de Tubo	Registro Gaveta Aberto	Registro Globo Aberto	Registro Ângulo Aberto	Válvula de Pé e Crivo	Válvula de		
						Saída Lateral	Saída Bilateral								Retenção Leve	Retenção Pesada	
20	½	1,1	0,4	0,4	0,2	0,7	2,3	2,3	0,3	0,9	0,8	0,1	11,1	5,9	8,1	2,5	3,6
25	¾	1,2	0,5	0,5	0,3	0,8	2,4	2,4	0,4	1,0	0,9	0,2	11,4	6,1	9,5	2,7	4,1
32	1	1,5	0,7	0,6	0,4	0,9	3,1	3,1	0,5	1,2	1,3	0,3	15,0	8,4	13,3	3,8	5,8
40	1¼	2,0	1,0	0,7	0,5	1,5	4,6	4,6	0,6	1,8	1,4	0,4	22,0	10,5	15,5	4,9	7,4
50	1½	3,2	1,3	1,2	0,6	2,2	7,3	7,3	1,0	2,3	3,2	0,7	35,8	17,0	18,3	6,8	9,1
60	2	3,4	1,5	1,3	0,7	2,3	7,6	7,6	1,5	2,8	3,3	0,8	37,9	18,5	23,7	7,1	10,8
75	2½	3,7	1,7	1,4	0,8	2,4	7,8	7,8	1,6	3,3	3,5	0,9	38,0	19,0	25,0	8,2	12,5
85	3	3,9	1,8	1,5	0,9	2,5	8,0	8,0	2,0	3,7	3,7	0,9	40,0	20,0	26,8	9,3	14,2
110	4	4,3	1,9	1,6	1,0	2,6	8,3	8,3	2,2	4,0	3,9	1,0	42,3	22,1	28,6	10,4	15,0
140	5	4,9	2,4	1,9	1,1	3,3	10,0	10,0	2,5	5,0	4,9	1,1	50,9	26,2	37,4	12,5	19,2
160	6	5,4	2,6	2,1	1,2	3,8	11,1	11,1	3,6	5,6	5,5	1,2	56,7	28,9	43,4	13,9	21,4

TABELA 6.4 - Comprimento equivalente a perdas localizadas, em metros de canalização retilínea de ferro fundido e aço

Diâmetro mm	Cotovelo 90° R. Longo	Cotovelo 90° R. Curto	Cotovelo 45°	Curva	Curva	Curva	Entrada Normal	Entrada de Borda	Registro Gaveta Aberto	Registro Globo Aberto	TÊ	TÊ	TÊ	Válvula de Pé e Crivo	Saída de Tubo	Válvula de		
				90° R/D = 1½	90° R/D = 1	45°					Direto	Saída Lateral	Saída Bilateral			Leve	Pesada	
13	½	0,3	0,5	0,2	0,2	0,3	0,2	0,2	0,4	0,1	4,9	0,3	1,0	1,0	3,6	0,4	1,1	1,6
19	¾	0,4	0,7	0,3	0,3	0,4	0,2	0,2	0,5	0,1	6,7	0,4	1,4	1,4	5,6	0,5	1,6	2,4
25	1	0,5	0,8	0,4	0,3	0,5	0,2	0,3	0,7	0,2	8,2	0,5	1,7	1,7	7,3	0,7	2,1	3,2
32	1¼	0,7	1,1	0,5	0,4	0,6	0,3	0,4	0,9	0,2	11,3	0,7	2,3	2,3	10,0	0,9	2,7	4,0
38	1½	0,9	1,3	0,6	0,5	0,7	0,3	0,5	1,0	0,3	13,4	0,9	2,6	2,8	11,6	1,0	3,2	4,5
50	2	1,1	1,7	0,8	0,6	0,9	0,4	0,7	1,5	0,4	17,4	1,1	3,5	3,5	14,0	1,5	4,2	6,4
63	2½	1,3	2,0	0,9	0,8	1,0	0,5	0,9	1,9	0,4	21,0	1,3	4,3	4,3	17,0	1,9	5,2	8,1
75	3	1,6	2,5	1,2	1,0	1,3	0,6	1,1	2,2	0,5	26,0	1,6	5,2	5,2	20,0	2,2	6,3	9,7
100	4	2,1	3,4	1,5	1,3	1,6	0,7	1,6	3,2	0,7	34,0	2,1	6,7	6,7	23,0	3,2	8,4	12,9
125	5	2,7	4,2	1,9	1,6	2,1	0,9	2,0	4,0	0,9	43,0	2,7	8,4	8,4	30,0	4,0	10,4	16,1
150	6	3,4	4,9	2,3	1,9	2,5	1,1	2,5	5,0	1,1	51,0	3,4	10,0	10,0	39,0	5,0	12,5	19,3
200	8	4,3	6,4	3,0	2,4	3,3	1,5	3,5	6,0	1,4	67,0	4,3	13,0	13,0	52,0	6,0	16,0	22,0
250	10	5,5	7,9	3,8	3,0	4,1	1,8	4,5	7,5	1,7	85,0	5,5	16,0	16,0	65,0	7,5	20,0	32,0
300	12	6,1	9,5	4,6	3,6	4,6	2,2	5,5	9,0	2,1	102,0	6,1	19,0	19,0	78,0	9,0	24,0	38,0
350	14	7,2	10,5	5,3	4,4	5,4	2,5	6,2	11,0	2,4	120,0	7,3	22,0	22,0	90,0	11,0	28,0	45,0

6.3 - EXERCÍCIOS RESOLVIDOS

1) Calcule a vazão que escoar entre os reservatórios, sabendo-se que a tubulação é de PVC com 320 m de extensão e 200 mm de diâmetro. (Utilize o método de comprimentos equivalentes).



Solução:

Trata-se de um sistema de abastecimento por gravidade, entre reservatórios. Neste caso, a perda de carga total é igual à diferença de cotas entre os reservatórios:

$$h_f = 100,0 - 94,0 = 6,0 \text{ m}$$

A perda de carga total é a soma das perdas contínuas e localizadas:

$$h_f = h_{f_c} + h_{f_L}$$

Pela tabela 6.2 obtém-se os comprimentos equivalentes das peças especiais:

Entrada de tubulação = 17 diâmetros

2 válvulas de gaveta = 2 x 8 diâmetros = 16 diâmetros

4 curvas 90⁰ = 4 x 30 diâmetros = 120 diâmetros

Saída de tubulação = 35 diâmetros

Comprimento equivalente total = 188 diâmetros = 188 x 0,2 m = 37,6 m

O comprimento virtual da tubulação será de:

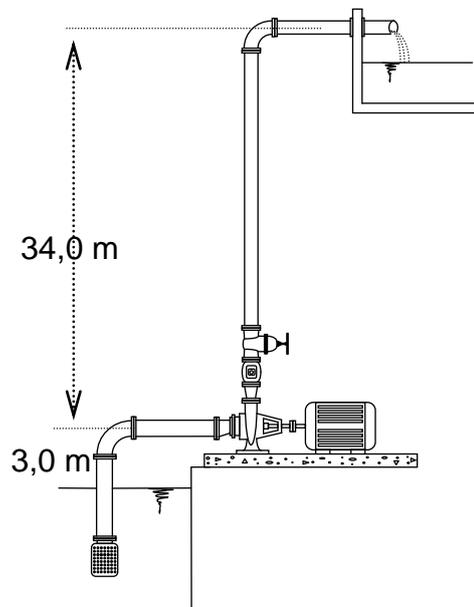
$$L_v = 320 + 37,6 = 357,6 \text{ m}$$

A perda de carga continua pode ser estimada pela equação de Hazen-Williams utilizando $C = 140$ (PVC):

$$h_f = \frac{10,643 \cdot L}{D^{4,87}} \cdot \left(\frac{Q}{C}\right)^{1,852} \text{ substituindo, tem-se}$$

$$6 = \frac{10,643 \cdot 357,6}{0,2^{4,87}} \cdot \left(\frac{Q}{140}\right)^{1,852} \text{ desenvolvendo obtém-se} \quad Q = 0,0624 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$$

2) Calcule o valor da altura manométrica da instalação, esquematizada ao lado, para o bombeamento de $200 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$. A tubulação de sucção tem um comprimento de 15 m, diâmetro de 250 mm e as peças especiais: válvula de pé com crivos, curva de 90° , redução (250 x 125). A tubulação de recalque tem um comprimento de 264 m, diâmetro 200 mm, e, as peças especiais: ampliação (100 x 200), válvula de retenção, válvula de gaveta, curva de 90° , saída de tubulação. Utilize o método direto para cálculo das perdas localizadas. Considere tubulação de aço ($C = 125$).



Solução:

Para utilização do método direto é necessário o conhecimento dos valores das

$$\text{velocidades: } V = \frac{Q}{A}$$

$$\text{Sucção: } V_s = \frac{200/3600 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}}{\frac{\pi \cdot 0,25^2}{4}} = 1,13 \text{ m s}^{-1}$$

$$\text{Recalque: } V_R = \frac{200/3600 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}}{\frac{\pi \cdot 0.20^2}{4}} = 1,77 \text{ m s}^{-1}$$

$$\text{Entrada da bomba } (\varnothing 125 \text{ mm}): V_{EB} = \frac{200/3600 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}}{\frac{\pi \cdot 0.125^2}{4}} = 4,52 \text{ m s}^{-1}$$

$$\text{Saída da bomba } (\varnothing 100 \text{ mm}): V_{SB} = \frac{200/3600 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}}{\frac{\pi \cdot 0.10^2}{4}} = 7,07 \text{ m s}^{-1}$$

Cálculo da perda de carga na sucção:

Perda de carga contínua

$$hf = \frac{10,643 \cdot L}{D^{4,87}} \cdot \left(\frac{Q}{C} \right)^{1,852} \quad \text{substituindo}$$

$$hf = \frac{10,643 \cdot 15}{0,25^{4,87}} \cdot \left(\frac{0,0555}{125} \right)^{1,852} = 0,08 \text{ m}$$

Perda de carga localizada ($hf = k \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$)

Valores de k (tabela 6.1)

Peças	Valores de k (tabela 6.1)	$hf = k \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$
Válvula de pé com crivos	1,75	$hf = 1,75 \cdot \frac{1,13^2}{2 \cdot g} = 0,114$
Curva de 90°	0,40	$hf = 0,40 \cdot \frac{1,13^2}{2 \cdot g} = 0,026$
Redução	0,15	$hf = 0,15 \cdot \frac{4,52^2}{2 \cdot g} = 0,156$
Perda de carga localizada total na tubulação de sucção		$hf = 0,296 \text{ m}$

Perda de carga total na sucção ($hf = hf_C + hf_L$)

$$hf = 0,08 + 0,296 \cong 0,38 \text{ m}$$

Cálculo da perda de carga no recalque:

Perda de carga contínua

$$hf = \frac{10,643 \cdot L}{D^{4,87}} \cdot \left(\frac{Q}{C}\right)^{1,852} \quad \text{substituindo}$$

$$hf = \frac{10,643 \cdot 264}{0,20^{4,87}} \cdot \left(\frac{0,0555}{125}\right)^{1,852} = 4,40 \text{ m}$$

Perda de carga localizada ($hf = k \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$)

Valores de k (tabela 6.1)

Peças	Valores de k (tabela 6.1)	$hf = k \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$
Ampliação	0,30	$hf = 0,30 \cdot \frac{7,07^2}{2 \cdot g} = 0,764$
Válvula de retenção	2,50	$hf = 2,50 \cdot \frac{1,77^2}{2 \cdot g} = 0,399$
Válvula de gaveta	0,20	$hf = 0,20 \cdot \frac{1,77^2}{2 \cdot g} = 0,032$
Curva de 90°	0,40	$hf = 0,90 \cdot \frac{1,77^2}{2 \cdot g} = 0,144$
Saída de tubulação	1,00	$hf = 1,00 \cdot \frac{1,77^2}{2 \cdot g} = 0,160$
Perda de carga localizada total na tubulação de recalque		$hf \cong 1,50 \text{ m}$

Perda de carga total no recalque ($hf = hf_C + hf_L$)

$$hf = 4,40 + 1,50 = 5,90 \text{ m}$$

Cálculo da perda de carga total do sistema ($hf_T = hf_{TR} + hf_{TS}$)

$$hf_T = 5,90 + 0,38 = 6,28 \text{ m}$$

Altura manométrica (H_{man})

$$H_{\text{man}} = h_g + h_f$$

$$H_{\text{man}} = 3 + 34 + 6,28 = 43,28 \text{ m}$$

6.4 - EXERCÍCIOS PROPOSTOS

1) Um sistema de bombeamento recalca 40 L s^{-1} de um reservatório na cota 100,0 m para outro na cota 133,0 m através de uma tubulação de aço galvanizado, diâmetro 250 mm com 3 km de extensão. Calcule a potência necessária no eixo sabendo-se que a eficiência da bomba é de 60%. Peças especiais: Sucção (1 válvula de pé com crivos, 1 curva 90° , 1 registro de gaveta); Recalque (1 registro de gaveta, 1 válvula de retenção, 2 curvas de 90° , 3 curvas de 45° e 1 saída de tubulação).

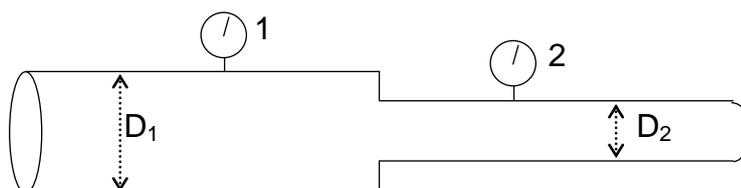
$$R: \text{Pot} = 37,8 \text{ cv.}$$

2) Em uma tubulação de ferro fundido ($C = 100$), diâmetro 63 mm, escoam-se $8,4 \text{ L s}^{-1}$. Sabendo que a pressão em um ponto desta tubulação é de 55 m, calcule a pressão em um ponto distante do primeiro de 170 m, sabendo-se que neste trecho existem 9 cotovelos e uma válvula de retenção pesada. Considere a tubulação em nível.

$$R: \Delta P = 12,7 \text{ m.}$$

3) Uma tubulação horizontal apresenta uma redução brusca ($k = 0,4$) de 450 mm de diâmetro para 300 mm. Manômetros instalados antes e depois desta singularidade registram $1,8 \text{ kgf cm}^{-2}$ e $1,4 \text{ kgf cm}^{-2}$ respectivamente. Calcule a vazão da água que escoo pelo conduto.

$$R: Q = 0,571 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}.$$



7 - CONDUTOS EQUIVALENTES

Um conduto é equivalente a outro ou a outros quando transporta a mesma quantidade de fluido sob a mesma perda de carga total.

7.1 - TUBULAÇÕES SIMPLES

a) Diâmetros iguais e rugosidades diferentes:

Utilizando a equação de Hazen-Williams, tem-se:

$$hf = \frac{10,641}{D^{4,87}} \cdot \left(\frac{Q}{C_1}\right)^{1,852} \cdot L_1 \quad \text{e} \quad hf = \frac{10,641}{D^{4,87}} \cdot \left(\frac{Q}{C_2}\right)^{1,852} \cdot L_2$$

igualando as duas expressões, chega-se a:

$$\frac{L_1}{L_2} = \left(\frac{C_1}{C_2}\right)^{1,852} \quad \text{no caso da equação de Darcy:} \quad \frac{L_1}{L_2} = \frac{f_2}{f_1}$$

b) Rugosidades iguais e diâmetros e comprimentos diferentes:

Neste caso, pela equação de Hazen-Williams, tem-se:

$$hf = \frac{10,641}{D_1^{4,87}} \cdot \left(\frac{Q}{C}\right)^{1,852} \cdot L_1 \quad \text{e} \quad hf = \frac{10,641}{D_2^{4,87}} \cdot \left(\frac{Q}{C}\right)^{1,852} \cdot L_2$$

igualando as duas expressões, chega-se a:

$$\frac{L_1}{L_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^{4,87} \quad \text{e, para a equação de Darcy:} \quad \frac{L_1}{L_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^5$$

7.2 - CONDUTOS EM SÉRIE

A perda de carga do conduto equivalente deverá ser igual à soma de todas as perdas de carga ocorridas nos trechos de diferentes diâmetros.

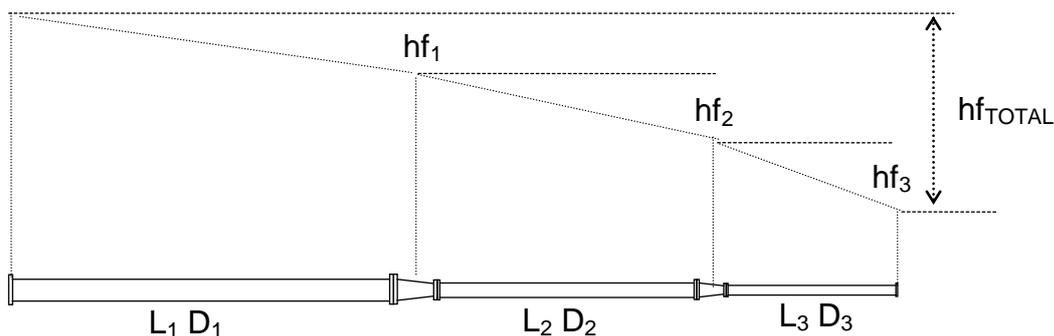


FIGURA 7.1 – Representação esquemática de condutos em série

Equação genérica $\rightarrow hf = k \cdot \frac{Q^n}{D^m} \cdot L$

$$hf_{TOTAL} = hf_1 + hf_2 + hf_3$$

$$k \cdot \frac{Q^n}{D_E^m} \cdot L_E = k \cdot \frac{Q^n}{D_1^m} \cdot L_1 + k \cdot \frac{Q^n}{D_2^m} \cdot L_2 + k \cdot \frac{Q^n}{D_3^m} \cdot L_3$$

$$\frac{L_E}{D_E^m} = \frac{L_1}{D_1^m} + \frac{L_2}{D_2^m} + \frac{L_3}{D_3^m}$$

OBS \rightarrow no caso de Hazen-Williams, $n = 1,852$ e $m = 4,87$, e, para Darcy, $n = 2$ e $m = 5$.

7.3 - CONDUTOS EM PARALELO

O conduto equivalente deverá ser capaz de transportar a vazão correspondente à soma das vazões parciais.

Considerando tubos de mesma rugosidade, pode-se generalizar:

$$hf = k \cdot \frac{Q^n}{D^m} \cdot L \rightarrow Q = \sqrt[n]{\frac{hf \cdot D^m}{k \cdot L}}$$

Condutores em paralelo $\rightarrow Q = q_1 + q_2 + q_3$ então,

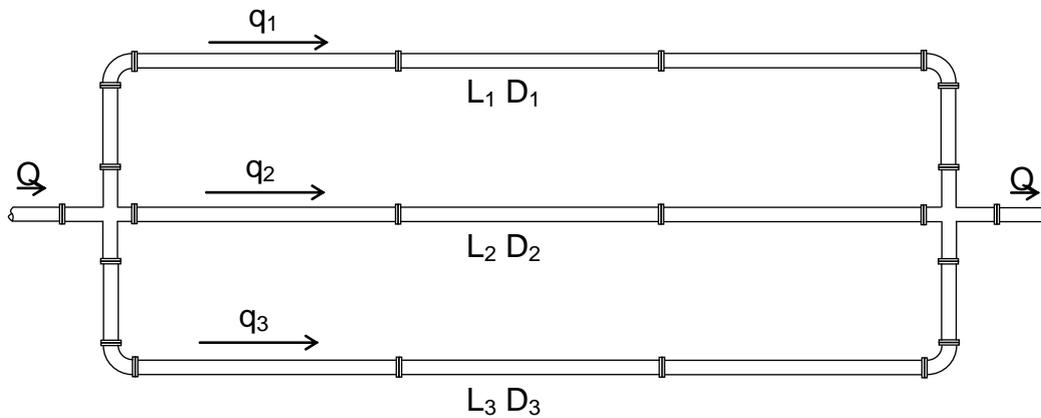


FIGURA 7.2 – Representação esquemática de condutos em paralelo

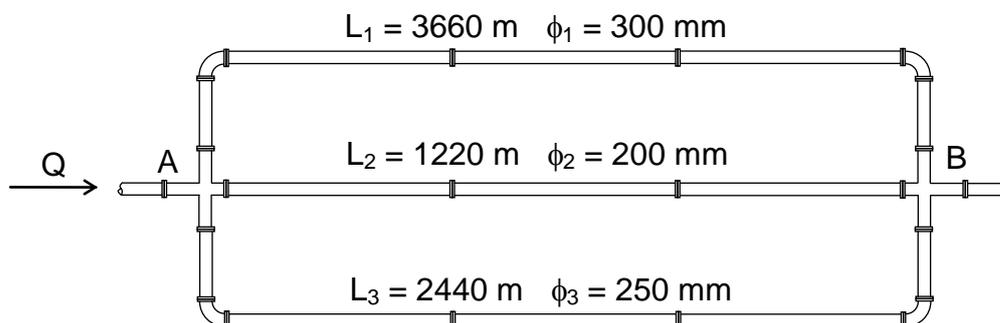
$$\sqrt[n]{\frac{hf \cdot D_E^m}{k \cdot L_E}} = \sqrt[n]{\frac{hf \cdot D_1^m}{k \cdot L_1}} + \sqrt[n]{\frac{hf \cdot D_2^m}{k \cdot L_2}} + \sqrt[n]{\frac{hf \cdot D_3^m}{k \cdot L_3}}$$

$$\sqrt[n]{\frac{D_E^m}{L_E}} = \sqrt[n]{\frac{D_1^m}{L_1}} + \sqrt[n]{\frac{D_2^m}{L_2}} + \sqrt[n]{\frac{D_3^m}{L_3}}$$

sendo, Darcy ($n = 2$ e $m = 5$) e, Hazen-Williams ($n = 1,852$ e $m = 4,87$).

7.4 - EXERCÍCIOS RESOLVIDOS

1) No sistema da figura a seguir, as pressões em A e B valem 36,6 mca e 22 mca respectivamente. Qual a vazão que entra em A, sendo o coeficiente de Hazen-Williams $C = 100$ para todos os tubos?



Solução:

No sistema de tubulações em paralelo a perda de carga igual em qualquer trecho.

$$hf = hf_1 = hf_2 = hf_3$$

A perda de carga é dada pela diferença de pressão entre os pontos A e B

$$hf = 36,6 - 22 = 14,6 \text{ m}$$

Assim, utilizando a equação de Hazen-Williams, tem-se:

$$hf = \frac{10,643 \cdot L}{D^{4,87}} \cdot \left(\frac{Q}{C}\right)^{1,852} \quad \text{explicitando Q tem-se} \quad Q = 1,852 \sqrt{\frac{hf \cdot C^{1,852} \cdot D^{4,87}}{10,643 \cdot L}}$$

No sistema em paralelo a vazão total é igual à soma das vazões parciais

$$Q_T = Q_1 + Q_2 + Q_3 \quad \text{substituindo tem-se}$$

$$Q_T = 1,852 \sqrt{\frac{hf \cdot C^{1,852} \cdot D_1^{4,87}}{10,643 \cdot L_1}} + 1,852 \sqrt{\frac{hf \cdot C^{1,852} \cdot D_2^{4,87}}{10,643 \cdot L_2}} + 1,852 \sqrt{\frac{hf \cdot C^{1,852} \cdot D_3^{4,87}}{10,643 \cdot L_3}}$$

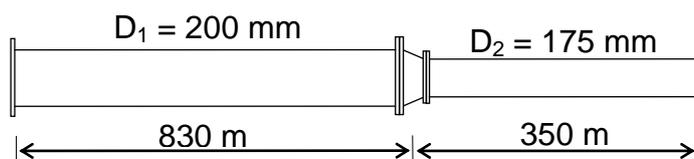
$$Q_T = C \cdot 1,852 \sqrt{\frac{hf}{10,643}} \cdot \left(1,852 \sqrt{\frac{D_1^{4,87}}{L_1}} + 1,852 \sqrt{\frac{D_2^{4,87}}{L_2}} + 1,852 \sqrt{\frac{D_3^{4,87}}{L_3}} \right)$$

substituindo os valores na equação acima se obtém

$$Q_T = 100 \cdot 1,852 \sqrt{\frac{14,6}{10,643}} \cdot \left(1,852 \sqrt{\frac{0,3^{4,87}}{3660}} + 1,852 \sqrt{\frac{0,2^{4,87}}{1220}} + 1,852 \sqrt{\frac{0,25^{4,87}}{2440}} \right) = 0,1426 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$$

2) Um conduto misto é constituído em dois trechos, um deles com $D_1 = 200 \text{ mm}$ e $L_1 = 830 \text{ m}$ e o outro com $D_2 = 175 \text{ mm}$ e $L_2 = 350 \text{ m}$. Substituir este conduto por outro de diâmetro único medindo 950 m de comprimento.

R: $D_e = 200 \text{ mm}$



Solução:

Trata-se de um conduto com tubulações em série

$$\frac{L_E}{D_E^m} = \frac{L_1}{D_1^m} + \frac{L_2}{D_2^m}$$

Considerando a equação de Hazen-Williams ($m = 4,87$), tem-se:

$$\frac{L_E}{D_E^{4,87}} = \frac{L_1}{D_1^{4,87}} + \frac{L_2}{D_2^{4,87}} \quad \text{substituindo os valores}$$

$$\frac{950}{D_E^{4,87}} = \frac{830}{0,2^{4,87}} + \frac{350}{0,175^{4,87}}$$

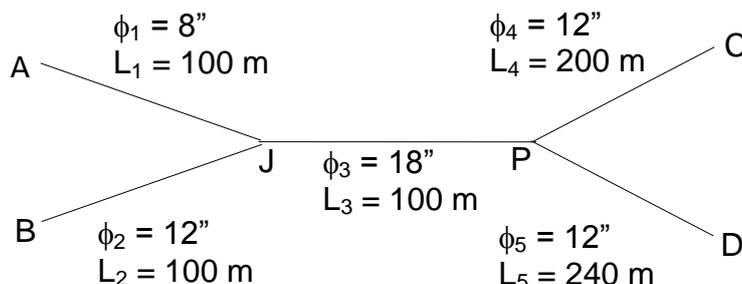
encontra-se $D_E = 0,182 \text{ m} = 182 \text{ mm}$, entretanto, o valor do diâmetro comercial mais próximo é 200 mm .

7.5 - EXERCÍCIOS PROPOSTOS

1) Na figura abaixo A e B estão conectados a um reservatório mantido a nível constante e C e D estão conectados a outro reservatório também mantido a nível

constante e mais baixo que o primeiro. Se a vazão que passa na tubulação AJ é 40 l/s, determinar as vazões em cada trecho da instalação e o desnível H entre os reservatórios. A instalação está em um plano horizontal e todos os tubos são de ferro fundido ($C = 100$).

R: $Q_{BJ} = 116,2 \text{ L s}^{-1}$; $Q_{TOTAL} = 156,2 \text{ L s}^{-1}$; $Q_{PC} = 81,95 \text{ L s}^{-1}$; $Q_{PD} = 74,3 \text{ L s}^{-1}$; $H = 3,14 \text{ m}$

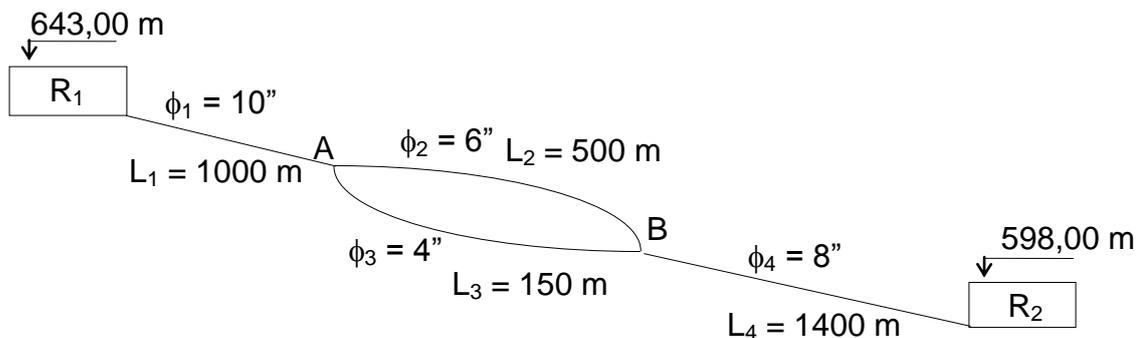


2) Uma canalização é constituída de três trechos, com as seguintes características: $D_1 = 4''$ e $L_1 = 50 \text{ m}$; $D_2 = 6''$ e $L_2 = 655 \text{ m}$; $D_3 = 3''$ e $L_3 = 25 \text{ m}$. Calcular o diâmetro de uma canalização de diâmetro uniforme e comprimento igual à soma dos trechos e capaz de substituir a canalização existente. Usar a fórmula proveniente da equação de Darcy.

R: $D_e = 5''$

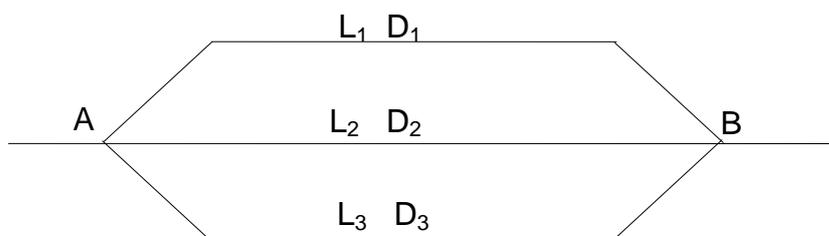
3) Para o escoamento da figura, determinar: a) vazão transportada de R_1 para R_2 ; b) vazão em cada tubulação do trecho em paralelo; c) as cotas piezométricas nos pontos A e B. Use $C = 90$.

R: a) $Q = 41,2 \text{ L s}^{-1}$; b) $Q_2 = 26,2 \text{ L s}^{-1}$ e $Q_3 = 15 \text{ L s}^{-1}$; c) Cota A = 636,56 m e Cota = 621,06 m.



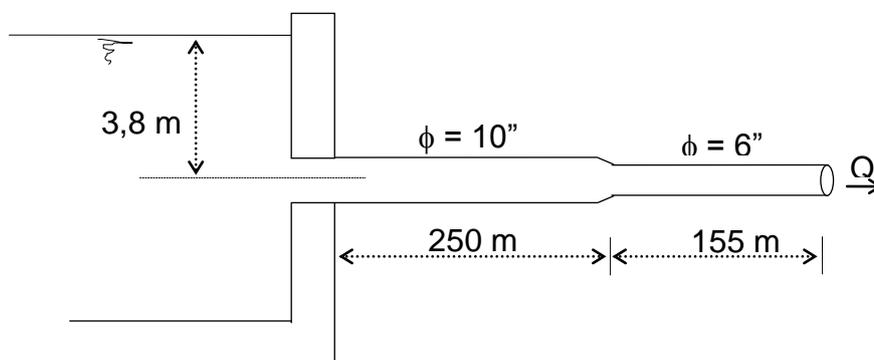
4) O sistema em paralelo representado na figura é abastecido pela vazão de 140 L s^{-1} . Calcular a vazão de cada conduto sabendo-se que: $L_1 = 300 \text{ m}$ e $D_1 = 300 \text{ mm}$; $L_2 = 100 \text{ m}$ e $D_2 = 200 \text{ mm}$; $L_3 = 200 \text{ m}$ e $D_3 = 250 \text{ mm}$. (todos os tubos são do mesmo material)

R: $Q_1 = 58,25 \text{ l/s}$; $Q_2 = 36,53 \text{ l/s}$; $Q_3 = 45,22 \text{ l/s}$.



5) De um reservatório de grandes dimensões parte uma tubulação de fofo ($C = 90$) constituída de dois trechos, o primeiro de 250 m de comprimento e $10''$ de diâmetro e o segundo de 155 m de comprimento e $6''$ de diâmetro. Calcular a vazão, desprezando as perdas localizadas.

R: $Q = 21,6 \text{ L s}^{-1}$



8 - CONDUTOS ALIMENTADOS POR DOIS RESERVATÓRIOS

Considere os reservatórios R_1 e R_2 ligados pelo conduto AB de diâmetro D e comprimento L , e que inclui uma derivação no ponto O (Figura 8.1).

Este tipo de problema acontece nas redes de abastecimento de água nas quais pode ocorrer grande variação da demanda durante o dia. O reservatório R_2 denomina-se reservatório de jusante ou reservatório de sobra. Nas horas de menor demanda, este reservatório armazena água que será cedida no período de maior consumo.

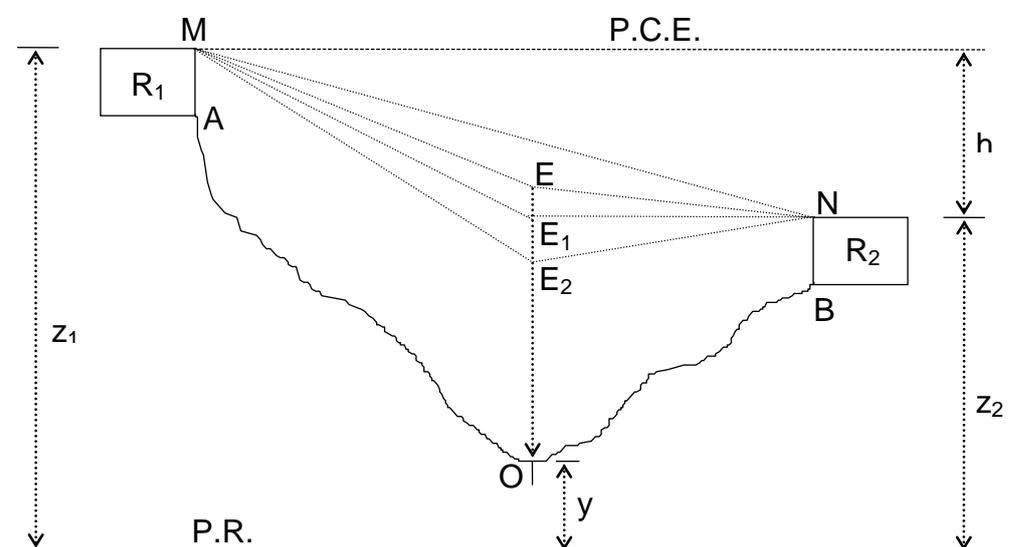


FIGURA 8.1 - Conduto alimentado por dois reservatórios

Considerando os reservatórios com nível constante, tem-se: $h = z_1 - z_2$.

1) Estando o registro em "O" fechado, a vazão derivada (q) é igual a zero, a linha de carga é MN. Neste caso, R_1 abastece R_2 . A perda de carga (h_f) é igual a h ($z_1 - z_2$).

$$h_f = h = k \cdot \frac{Q^n}{D^m} \cdot L \rightarrow Q = \sqrt[n]{\frac{h \cdot D^m}{k \cdot L}}$$

2) Registro em “O” é aberto de tal forma que a linha de carga seja MEN. Neste caso, R_1 abastece R_2 e também a derivação. Quando a cota piezométrica “E” for igual a z_2 , o reservatório R_1 abastecerá somente a derivação em “O” (situação E_1).

$$hf = h = k \cdot \frac{Q^n}{D^m} \cdot AO \rightarrow Q = \sqrt[n]{\frac{h \cdot D^m}{k \cdot AO}}$$

3) Abrindo-se, mais ainda, o registro em “O”, a cota piezométrica “E” fica menor que z_2 (E_2) e a linha de carga torna-se ME_2N , a alimentação da derivação passa a ser feita também pelo reservatório R_2 .

$$Q = \sqrt[n]{\frac{(z_1 - y + E_2) \cdot D^m}{k \cdot AO}} + \sqrt[n]{\frac{(z_2 - y + E_2) \cdot D^m}{k \cdot BO}}$$

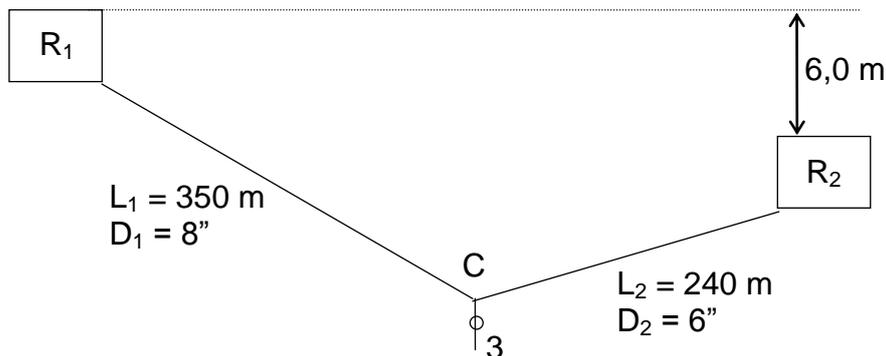
No caso do registro todo aberto, ou seja, cota piezométrica em “O” é igual a zero (demanda máxima):

$$Q = \sqrt[n]{\frac{(z_1 - y) \cdot D^m}{k \cdot AO}} + \sqrt[n]{\frac{(z_2 - y) \cdot D^m}{k \cdot BO}}$$

8.1 - EXERCÍCIO RESOLVIDO

1) O esquema representa dois reservatórios, mantidos a níveis constantes, ligados por dois trechos de condutos de comprimento $L_1 = 350$ m e $L_2 = 240$ m e diâmetro $D_1 = 8$ ” e $D_2 = 6$ ”. Do ponto C sai um terceiro conduto munido de um registro. Traçar a linha piezométrica e calcular a vazão que passa pelo conduto 1, nos seguintes casos:

- o registro aberto é de tal forma que a vazão através do conduto 2 é igual a 10 L s^{-1} ;
- o registro aberto é de tal forma que só R_1 abastece o conduto 3 e R_1 não abastece R_2 ;

OBS: use $C = 90$.

Solução:

a) A Vazão de 10 l/s pode estar passando no conduto 2 tanto num sentido (de C p/ R₂) quanto noutro (R₂ p/ C). A perda de carga, independentemente do sentido de escoamento será:

$$h_f = 10,643 \cdot \frac{240}{0,150^{4,87}} \cdot \left(\frac{0,010}{90} \right)^{1,852} = 1,248 \text{ m}$$

Considerando que R₂ está sendo abastecido (escoamento de C p/ R₂), a perda de carga entre R₁ e C será: $h_{f1} = 6 - 1,248 = 4,752 \text{ m}$. Com esta perda de carga a vazão entre R₁ e C será

$$4,752 = 10,643 \cdot \frac{350}{0,200^{4,87}} \cdot \left(\frac{Q_1}{90} \right)^{1,852}$$

$$\text{encontra-se } Q_1 = 0,0358 \text{ m}^3/\text{s} = 35,8 \text{ L s}^{-1}$$

Se R₂ estiver abastecendo C com a vazão de 10 l/s, a perda de carga entre R₁ e C será:

$$h_{f1} = 6 + 1,248 = 7,248. \text{ Neste caso, a vazão entre R}_1 \text{ e C será:}$$

$$7,248 = 10,643 \cdot \frac{350}{0,200^{4,87}} \cdot \left(\frac{Q_1}{90}\right)^{1,852}$$

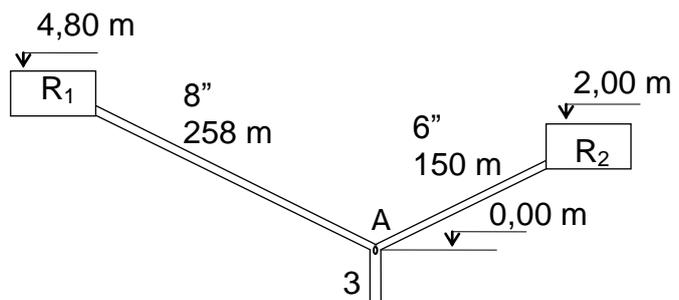
encontra-se $Q_1 = 0,0449 \text{ m}^3/\text{s} = 44,9 \text{ L s}^{-1}$

b) No caso em que somente R_1 abastece C, R_2 não recebe e nem cede água, então, a perda de carga entre R_1 e C é igual a 6 m. Neste caso a vazão será:

$$6 = 10,643 \cdot \frac{350}{0,200^{4,87}} \cdot \left(\frac{Q_1}{90}\right)^{1,852} \quad \text{encontra-se } Q_1 = 0,0406 \text{ m}^3/\text{s} = 40,6 \text{ L s}^{-1}$$

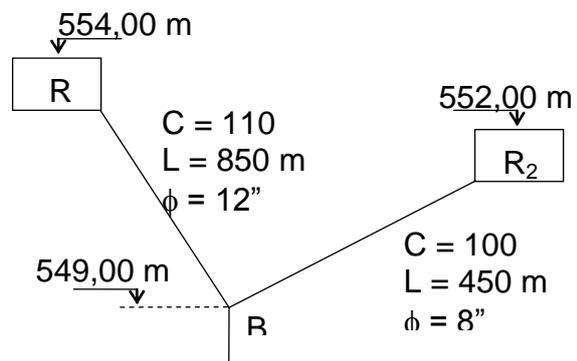
8.2 - EXERCÍCIOS PROPOSTOS

1) No ponto A do sistema de tubulações mostrado na figura, existe um orifício pelo qual não sai água nem entra ar. Calcular a vazão no trecho 3. Os trechos de fofos usados ($C = 90$), e os reservatórios são mantidos a níveis constantes.



R: $Q_3 = 59 \text{ L s}^{-1}$.

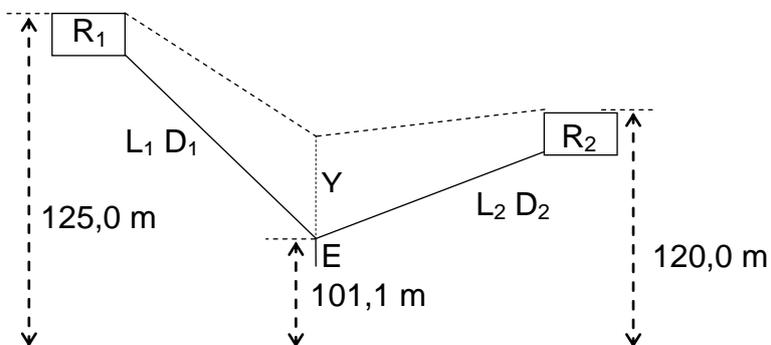
2) Determinar a relação entre a vazão máxima e a vazão mínima que pode ser retirada na derivação B, impondo que o reservatório 2 "nunca" seja abastecido pelo reservatório 1 e que a mínima pressão disponível na linha seja igual a 1 mca. Despreze as perdas localizadas.



R: $Q_{\max}/Q_{\min} = 1,89$

3) Qual deve ser o valor de Y , na figura seguinte, capaz de alimentar a derivação em E com uma vazão de 300 L s^{-1} ? Utilize a fórmula de Darcy-Weisbach para $f = 0,04$. Dados: $L_1 = 400 \text{ m}$ e $D_1 = 400 \text{ mm}$; $L_2 = 200 \text{ m}$ e $D_2 = 200 \text{ mm}$.

R: $Y = 15,3 \text{ m}$.



9 – CURVAS CARACTERÍSTICAS DA TUBULAÇÃO

São curvas que relacionam a altura manométrica (altura geométrica + a altura devida às perdas de carga) com a vazão de escoamento.

São muito úteis em problemas de bombeamento. A interseção destas com a curva característica da bomba representa o ponto de operação do sistema de recalque.

$$H_{\text{man}} = H_g + h_f$$

em que,

H_{man} = altura manométrica, m;

H_g = altura geométrica, m;

h_f = perda de carga, m.

A perda de carga (Δh) por sua vez, pode ser calculada utilizando qualquer equação para tal fim. Assim, utilizando equações como as de Darcy e de Hazen-Williams, tem-se:

$$\text{- Darcy} \rightarrow h_f = \frac{8 \cdot f \cdot L \cdot Q^2}{\pi^2 \cdot g \cdot D^5}$$

$$\text{- Hazen-Williams} \rightarrow h_f = \frac{10,643 \cdot L \cdot Q^{1,852}}{D^{4,87} \cdot C^{1,852}}$$

Considerando, além das constantes nas equações anteriores, que em uma tubulação os termos D , L e f na equação de Darcy, e os termos D , L e C na equação de Hazen-Williams, não variam, a equação característica da tubulação pode ser escrita na forma:

$$H_{\text{man}} = H_g + K \cdot Q^n$$

em que,

K = constante característica da tubulação;

n = expoente da vazão ($n = 2$ para Darcy e, $n = 1,852$ para Hazen-Williams).

OBS: Nestas equações, considera-se “ L ” como comprimento virtual, ou seja, considera-se aí todas as peças especiais para efeito de cálculo de perda de carga.

9.1 - PARTICULARIDADES DAS CURVAS CARACTERÍSTICAS

9.1.1 - ALTURA GEOMÉTRICA NULA

Neste caso a curva do sistema passa pela origem, ou seja:

$$H_g = 0 \rightarrow H_{\text{man}} = K \cdot Q^n$$

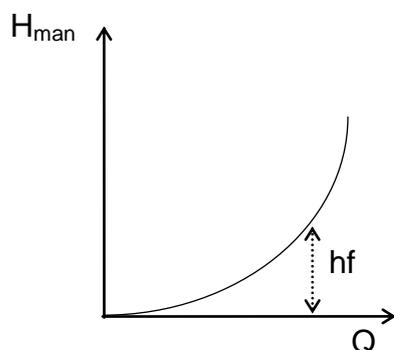


FIGURA 9.1 – Representação da curva característica do sistema com $h_g = 0$

9.1.2 - ALTURA GEOMÉTRICA DIFERENTE DE ZERO

$$H_{\text{man}} = H_g + K \cdot Q^n$$

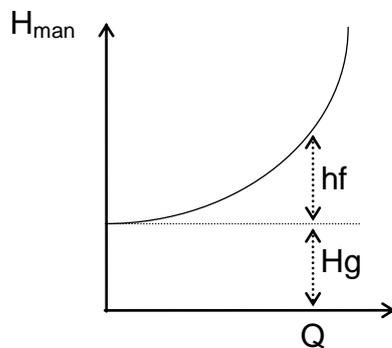


FIGURA 9.2 – Representação da curva característica do sistema com $h_g \neq 0$

9.1.3 - TUBULAÇÕES EM SÉRIE

No caso de uma tubulação de dois ou mais trechos de características diferentes (diâmetros diferentes, por exemplo), a curva característica é traçada separadamente. Como a vazão é a mesma (tubos em série), a perda de carga total do sistema é a soma das perdas ocorridas em cada trecho.

$$H_{\text{man}} = H_g + hf_T \rightarrow H_{\text{man}} = H_g + hf_1 + hf_2 \rightarrow H_{\text{man}} = H_g + [K_1 + K_2] \cdot Q^n$$

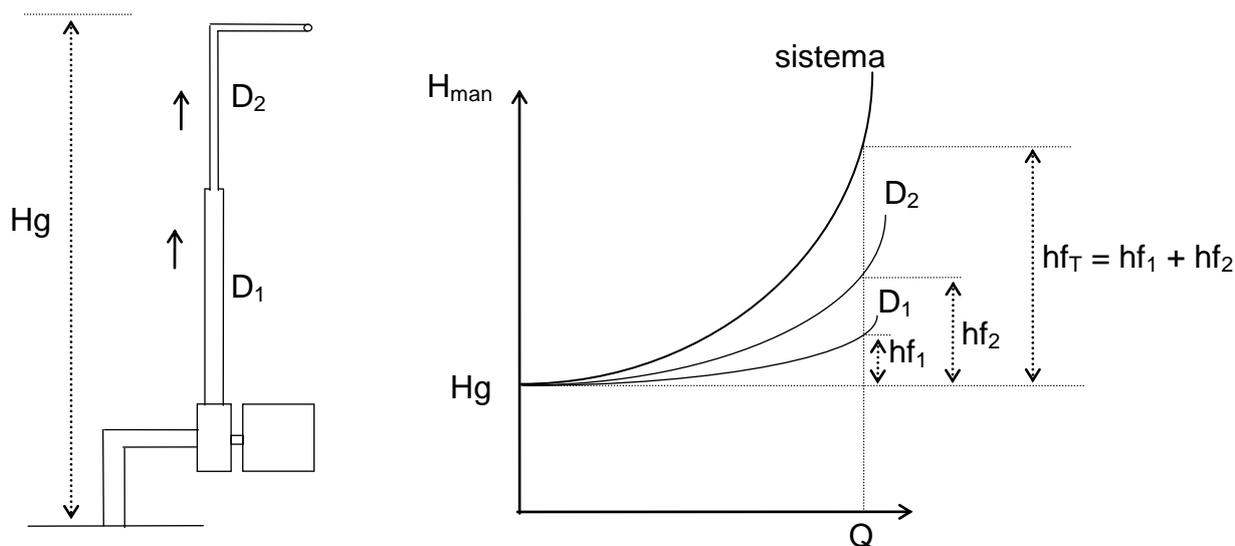


FIGURA 9.3 – Representação da curva característica do sistema com tubulações em série

9.1.4 - TUBULAÇÕES EM PARALELO

Também neste caso, traça-se separadamente a curva de perdas de carga x vazão. A vazão total é a soma das vazões nos diferentes trechos. A perda de carga é a mesma para todos os trechos.

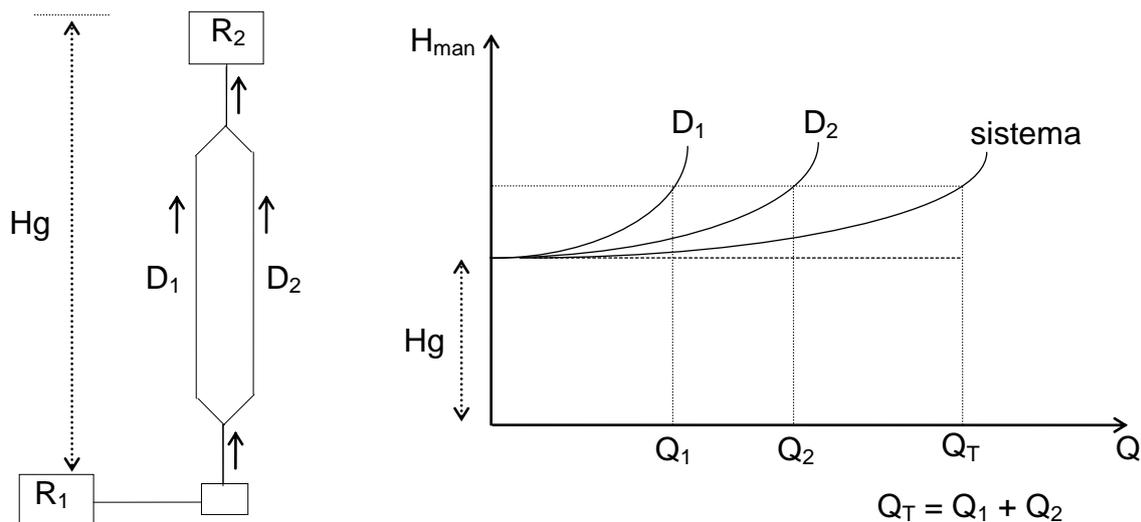


FIGURA 9.4 – Representação da curva característica do sistema com tubulações em paralelo

Pode-se também, no caso de tubulações em paralelo, utilizar, para efeito de cálculo, tubulação equivalente.

Para condutos equivalentes em paralelo tem-se:

$$\frac{D^m}{L} = \left(\sqrt[n]{\frac{D_1^m}{L_1}} + \sqrt[n]{\frac{D_2^m}{L_2}} + \dots \right)^n \rightarrow \text{onde : } m=5 \text{ e } n=2 \text{ para Darcy e, } m = 4,87 \text{ e } n$$

= 1,85 para Hazen-Williams

$$H_m = H_g + h_t$$

$$h_t = J \cdot L \rightarrow \text{no caso de usar Darcy} \rightarrow h_t = \frac{8 \cdot f \cdot Q^2 \cdot L}{\pi^2 \cdot g \cdot D^5}$$

$$\text{se utilizar Hazen-Williams} \rightarrow h_f = 10,643 \cdot \left(\frac{Q}{C} \right)^{1,85} \cdot \frac{L}{D^{4,87}}$$

Substituindo a equação de condutos equivalentes, tem-se:

$$\text{Darcy} \rightarrow H_m = H_g + k \cdot \left[2\sqrt{\frac{D_1^5}{L_1}} + 2\sqrt{\frac{D_2^5}{L_2}} + \dots \right]^{-2} \cdot Q^2 \quad \text{onde, } k = \frac{8 \cdot f}{\pi^2 \cdot g}$$

$$\text{Hazen-Williams} \rightarrow H_m = H_g + k \cdot \left[1,85\sqrt{\frac{D_1^{4,87}}{L_1}} + 1,85\sqrt{\frac{D_2^{4,87}}{L_2}} + \dots \right]^{-1,85} \cdot Q^{1,85} \quad \text{onde,}$$

$$k = \frac{10,643}{C^{1,852}}$$

9.1.5 - RESERVATÓRIOS COM COTAS DIFERENTES

Constroi-se separadamente a curva $H_m \times Q$ para cada tubulação. A curva do sistema é obtida somando-se as vazões para um mesmo valor de altura manométrica.

Para vazões até Q_1 , somente o reservatório R_1 será abastecido. Para vazões maiores, as tubulações funcionam como se estivessem em paralelo, sob a mesma altura manométrica H_m .

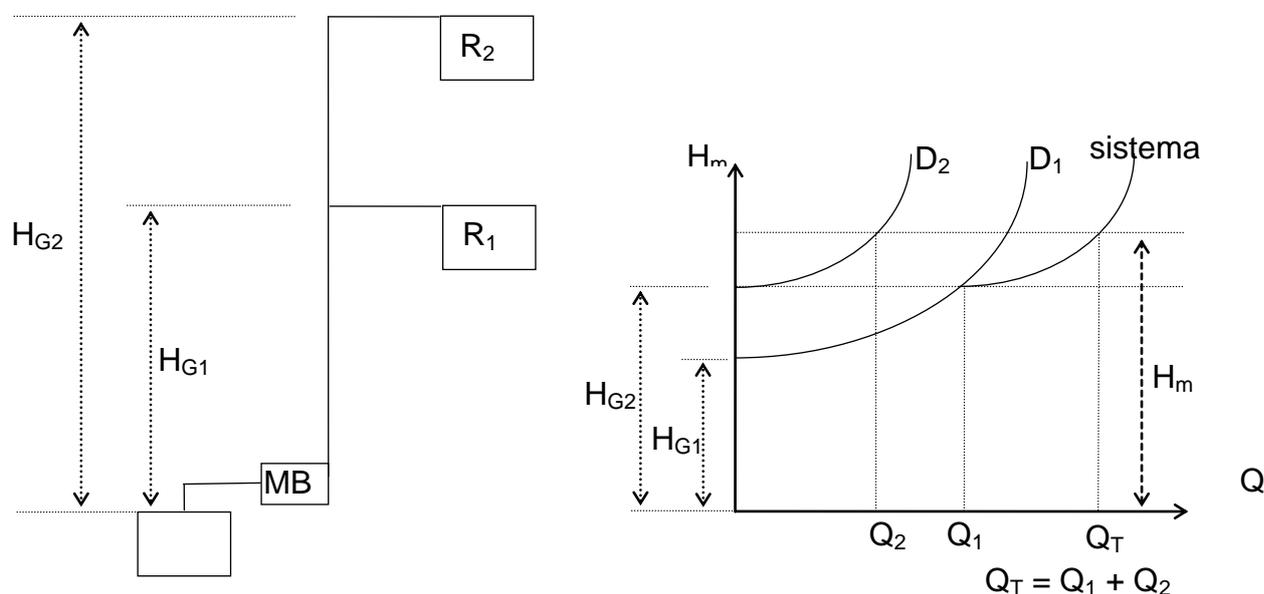


FIGURA 9.5 – Representação da curva característica do sistema com alimentação de reservatórios em diferentes cotas

9.1.6 - SISTEMAS POR GRAVIDADE

Em sistemas cujo abastecimento é feito por gravidade, o máximo de vazão é obtido quando toda a diferença de nível é utilizada para vencer as resistências ao escoamento.

$$H_m = k \cdot Q^n - H_G$$

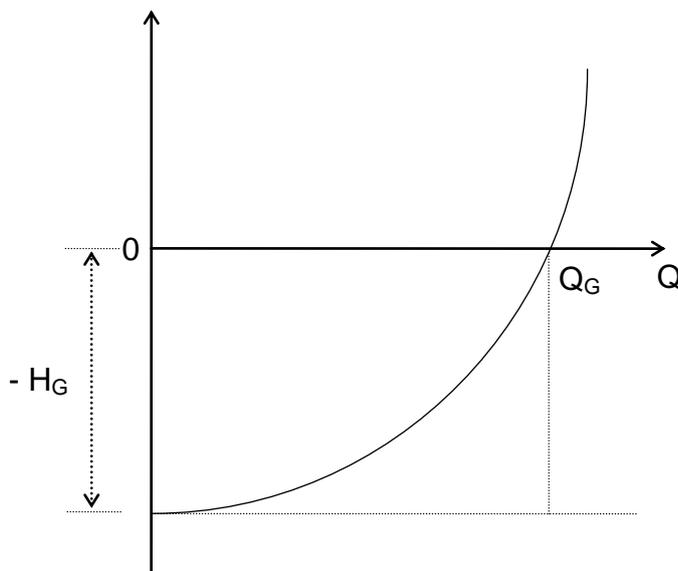


FIGURA 9.6 – Representação da curva característica do sistema com funcionamento por gravidade

Para maiores vazões ($Q > Q_G$) é necessária a instalação de motobombas para o aumento da altura manométrica.

9.2 - EXERCÍCIO RESOLVIDO

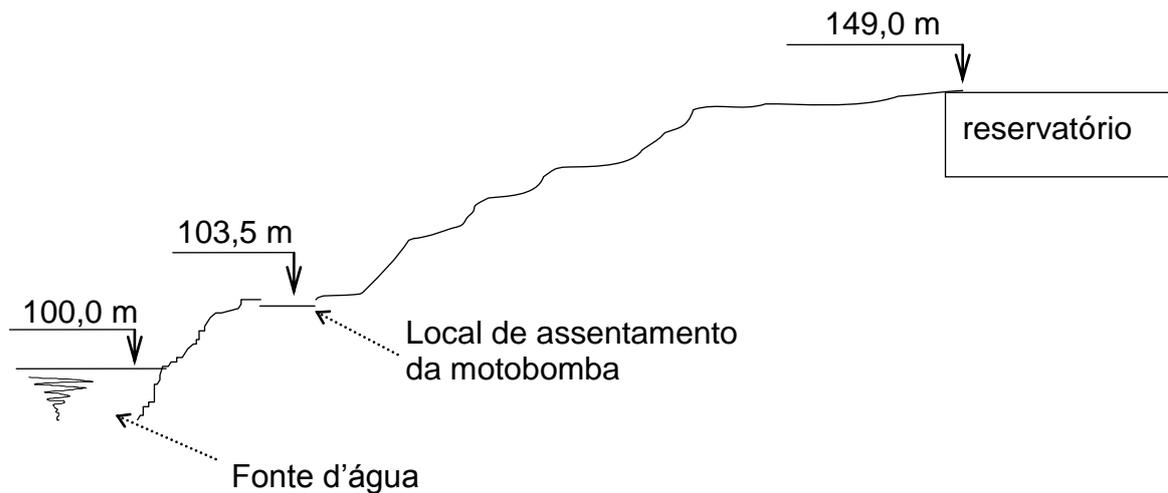
Dimensionar as tubulações de sucção e recalque destinadas ao abastecimento de um reservatório com vazão de $240 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$, e, obter a equação característica do sistema. As características do local da instalação são apresentadas na figura dada a seguir:

Comprimento da adutora = 978 m

Comprimento da tubulação de sucção = 10 m

Temperatura média = 20° C

Tubulação de aço zincado ($C = 125$)



Solução:

- Determinação dos diâmetros (sucção e recalque):

Adotando uma velocidade máxima de $1,5 \text{ m s}^{-1}$ para a sucção tem-se:

$$D = \sqrt{\frac{\left(\frac{240 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}}{3600}\right)}{\frac{1,5 \text{ m s}^{-1} \cdot \pi}{4}}} = 0,238 \text{ m} \quad \rightarrow \quad 238 \text{ mm}$$

adotando diâmetro de 250 mm para sucção e de 200 mm para o recalque, as velocidades de escoamento passam a ser: $V_{\text{sucção}} = 1,36 \text{ m s}^{-1}$ e $V_{\text{recalque}} = 2,12 \text{ m s}^{-1}$ (ambos os valores estão dentro da faixa recomendável)

- Altura total (dinâmica) de sucção (H_S):

Altura geométrica de sucção (h_{gS}): $103,5 \text{ m} - 100,0 \text{ m} = 3,5 \text{ m}$

Peças especiais	Comprimentos equivalentes (m)	
1 válvula de pé com crivos:	65 m	tabela 6.4
1 curva 90° :	5,5 m	tabela 6.4
1 redução excêntrica:	$6 \times 0,25 \text{ m} = 1,5 \text{ m}$	tabela 6.2
Total	72 m	

Comprimento da tubulação: 10 m

Comprimento virtual da tubulação: $10 + 72 = 82 \text{ m}$

Perda de carga na sucção (hf_S):

$$hf = 10,643 \cdot \frac{82 \text{ m}}{0,25^{4,87}} \cdot \left(\frac{240 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1} / 3600}{125} \right)^{1,852} = 0,65 \text{ m}$$

Altura dinâmica da sucção ($H_S = hg_S + hf_S$):

$$H_S = 3,5 \text{ m} + 0,65 \text{ m} \approx 4,2 \text{ m}$$

- Altura total (dinâmica) de recalque (H_R):

$$\text{Altura geométrica de recalque (} hg_R \text{): } 149,0 \text{ m} - 103,5 \text{ m} = 45,5 \text{ m}$$

Peças especiais	Comprimentos equivalentes (m)	
1 ampliação concêntrica:	$12 \times 0,2 = 2,4 \text{ m}$	tabela 6.2
1 curva 90° (raio longo)	4,3 m	tabela 6.4
1 válvula de retenção leve	16 m	tabela 6.4
1 registro de gaveta:	1,4 m	tabela 6.4
Total	24,1 m	

Comprimento da tubulação: 978 m

Comprimento virtual da tubulação: $978 + 24,1 = 1002,1 \text{ m}$

Perda de carga no recalque (hf_R):

$$hf = 10,643 \cdot \frac{1002,1 \text{ m}}{0,20^{4,87}} \cdot \left(\frac{240 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1} / 3600}{125} \right)^{1,852} = 23,46 \text{ m}$$

Altura total de recalque ($H_R = hg_R + hf_R$): $H_R = 45,5 \text{ m} + 23,46 \text{ m} = 68,96 \text{ m}$

- Cálculo da altura manométrica total ($H_{man} = H_S + H_R$):

$$H_{\text{man}} = 4,2 \text{ m} + 68,96 \text{ m} = 73,16 \text{ m}$$

- Curva característica da tubulação: $H_{\text{man}} = H_g + K \cdot Q^n$

A altura geométrica (H_g) é dada pelas alturas geométrica de sucção e recalque:

$$H_g = 3,5 \text{ m} + 45,5 \text{ m} = 49 \text{ m}$$

A parcela correspondente a $K \cdot Q^n$ é dada pela soma das equações de perdas de carga na sucção e recalque:

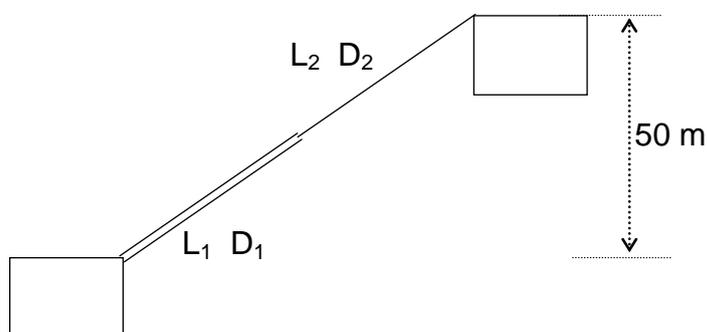
$$hf = 10,643 \cdot \frac{82\text{m}}{0,25^{4,87}} \cdot \left(\frac{Q/3600}{125} \right)^{1,852} + 10,643 \cdot \frac{1002,1\text{m}}{0,20^{4,87}} \cdot \left(\frac{Q/3600}{125} \right)^{1,852} =$$
$$hf = 0,00942 \cdot Q^{1,852}$$

A equação característica da sistema é: $H_{\text{man}} = 49 + 0,000942 \cdot Q^{1,852} \rightarrow$
em que, H_{man} é altura manométrica (m) e Q é a vazão em $\text{m}^3 \text{ h}^{-1}$.

9.3 - EXERCÍCIOS PROPOSTOS

1) Traçar a curva característica do sistema abaixo, desprezando as perdas de carga localizada e as perdas na sucção. Dados: $V_1 = 1,2 \text{ m s}^{-1}$; $L_1 = L_2 = 300 \text{ m}$; $D_1 = 150 \text{ mm}$; $f_1 = 0,02$; $D_2 = 100 \text{ mm}$; $f_2 = 0,03$; $H_G = 50 \text{ m}$.

$$R: H_m = 50 + 80.892,7 \cdot Q^2 \quad (Q \text{ em } \text{m}^3 \text{ s}^{-1})$$



2) Traçar a curva característica de um sistema de recalque tendo as seguintes características: comprimento da linha de recalque de 600 m; comprimento da linha

de sucção de 15 m; tubulação de ferro fundido ($f = 0,015$); altura geométrica de sucção de 4 m; altura geométrica de recalque de 42,3 m. Considere as seguintes peças especiais:

- Sucção: 1 redução excêntrica; 1 curva 90^0 e 1 válvula de pé com crivos.
- Recalque: 1 ampliação gradual; 1 registro de gaveta; 2 curvas de 90^0 ; 1 curva de 45^0 e 1 válvula de retenção.

O dimensionamento deve ser feito para uma vazão de 10 L s^{-1} . Utilize a equação de Bresse com k igual a 1.

$$R: H_{\text{man}} = 46,3 + 75.013,43 \cdot Q^2 \quad (Q \text{ em } \text{m}^3 \text{ s}^{-1})$$

10 - VÁLVULAS

Válvulas são partes importantes de uma tubulação. São utilizadas para:

- regular o fluxo e pressão;
- proteger o sistema de recalque (bomba e tubulação) de sobrepressões;
- evitar a ocorrência do golpe de aríete;
- evitar reversão do fluxo;
- remover o ar durante o enchimento da tubulação e admitir durante o esvaziamento;
- outras funções.

Existem diferentes tipos de válvulas para os mais variados fins. De uma maneira geral podem ser agrupadas em quatro categorias:

- 1) válvulas para controle ;
- 2) válvulas reguladoras de pressão;
- 3) válvulas de retenção;
- 4) válvulas de controle de ar.

Entretanto, uma válvula pode ter uma ou mais finalidades. Serão discutidas aqui, apenas as válvulas destinadas à segurança da tubulação de recalque, ou seja, válvulas para expulsão e admissão de ar, e aquelas destinadas a amenizar os efeitos do golpe de aríete.

10.1 - VÁLVULAS PARA EXPULSÃO E ADMISSÃO DE AR

A presença de ar em um conduto forçado pode ser devido a três fatores principais:

1) Ar existente dentro da própria tubulação: antes de entrar em operação, inicialmente, o conduto está cheio de ar. Para preencher todo o conduto é preciso eliminar este ar. Quando a tubulação está sendo preenchida, o ar é empurrado e liberado através de hidrantes, registros, etc. Mas uma grande quantidade de ar ainda fica dentro da tubulação. O ar, por ser mais leve que a água, se acumulará em pontos mais altos da tubulação. A quantidade de ar acumulado aumentará gradativamente pelo ar dissolvido na água e mesmo através daquele que provém das peças especiais;

2) Ar dissolvido na água : a água contém aproximadamente 2% de ar por unidade de volume. Durante a operação com um conduto forçado o ar

dissolvido da água desprende desta, e, contribui para o acúmulo em pontos altos. Para exemplificar, um conduto de 1000 metros de comprimento poderia conter até 20 metros somente com ar, considerando o acúmulo em um único lugar;

3) ar que penetra através das diversas peças do sistema: uma outra fonte, responsável pela presença de ar na tubulação, é através de equipamentos (bombas, válvulas, etc.) quando estes trabalham sob condições de vácuos parciais. Uma tubulação nunca está sem ar e este representa um volume substancial.

Uma vez identificadas as causas do ar dentro da tubulação, é importante as conseqüências deste acúmulo no sistema. Os bolsões de ar que se formam em pontos altos da tubulação podem resultar em um estrangulamento do conduto, tendo como conseqüências os aumentos da perda de carga e do consumo de energia. Além disso, a presença de ar pode promover a corrosão da tubulação e conexões.

Com o contínuo acúmulo de ar em pontos altos, a água é forçada a passar em seções cada vez menores, podendo ocorrer o bloqueio total do fluxo ou o deslocamento repentino da massa de ar que, ao encontrar um outro bolsão sofrerá parada repentina, dando origem a uma sobrepressão (golpe de aríete). Essa última possibilidade é a conseqüência mais séria devido ao acúmulo de ar em pontos altos da tubulação.

A presença de ar na tubulação forçada pode representar um sério problema. Obviamente, a sua remoção resultará em um sistema mais eficiente e evitará problemas futuros. Para evitar tais inconvenientes é preciso a instalação de válvulas especiais (ventosas) para a admissão e expulsão do ar em condutos forçados. Estas válvulas são instaladas em pontos altos da tubulação e antes ou depois de válvulas de seccionamento da linha, em tubulações com grandes trechos com inclinação ascendente ou descendente, e, em locais onde haja variação da inclinação. Apresentam a finalidade de expulsão do ar que é acumulado em pontos altos e de admissão de ar durante o esvaziamento da tubulação, evitando que a mesma sofra um colapso (esmagamento) devido à onda de depressão, e também, evitando uma eventual onda de sobrepressão.

Existem diversos fabricantes e/ou comerciantes de ventosas no Brasil, dentre eles: Bernard, Durcon, Alstom, Saint-Gobain, etc.

As ventosas servem para admitir e expulsar o ar, e, de acordo com alguns fabricantes estas são classificadas em ventosas simples (ou de pequeno orifício), ventosa de duplo efeito, tríplice função (grande orifício) e ventosa de admissão.

1) Ventosa simples: são destinadas especialmente a tubulações de pequena vazão, e prestam-se para expulsar o ar quando a tubulação se enche de água, descarregar continuamente o ar durante o funcionamento das bombas, e, admitir ar quando a tubulação estiver em processo de esvaziamento. Quando o nível de água desce (esvaziamento da tubulação), o flutuador movimenta-se para baixo, abrindo a passagem do niple de descarga e permitindo, assim, a saída do ar; quando o nível da água sobe, aciona o flutuador para cima, fechando a saída do ar (figura 10.1).

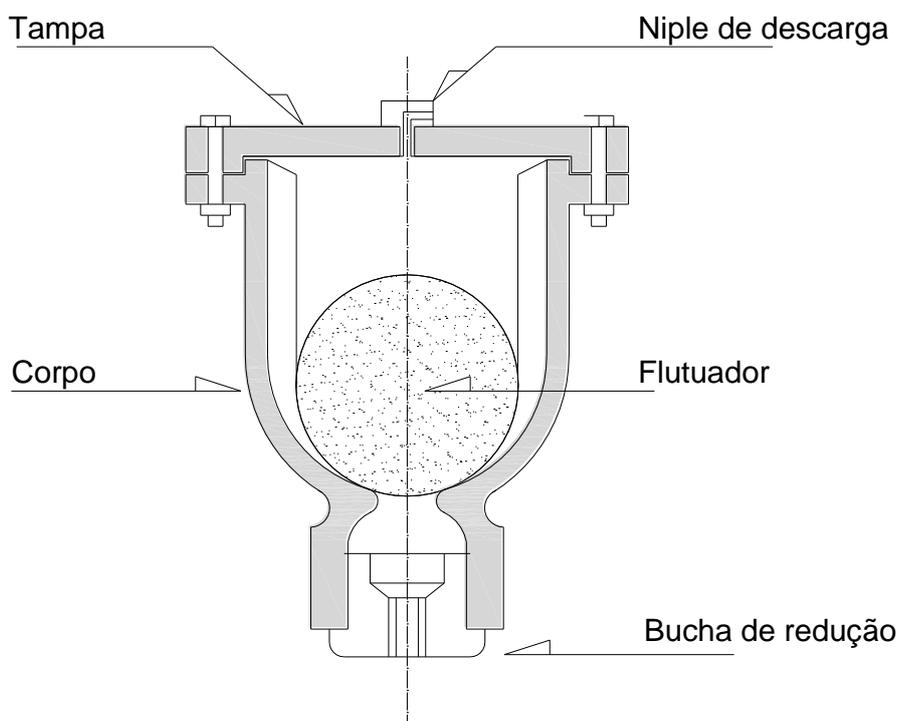


FIGURA 10.1 - Ventosa simples (Saint-Gobain)

2) Ventosa de duplo efeito (tríplice função): São constituídas por um corpo dividido em dois compartimentos (principal e auxiliar), cada um contendo um flutuador, cujas finalidades são: expelir o ar deslocado pela água durante enchimento da linha, e, admitir quantidade suficiente de ar, durante o esvaziamento da linha, a fim de evitar depressões e o conseqüente colapso da rede (compartimento principal); e, o

compartimento auxiliar, expelir o ar proveniente das bombas em operação e difuso na água, funcionando como uma ventosa simples (figura 10.2).

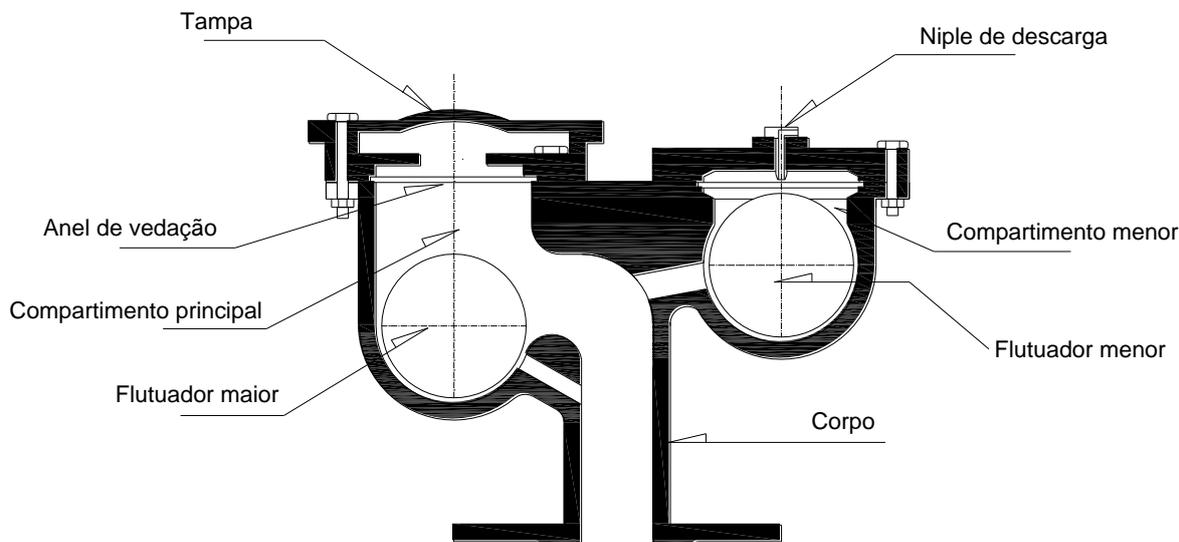


FIGURA 10.2 – Ventosa de duplo efeito (tríplice função)

O funcionamento desta válvula é descrito a seguir:

- a) **Compartimento principal:** de dimensões coCompartimento menor nominal da ventosa, encerra um flutuador que se aloja em uma concavidade do fundo enquanto a ventosa estiver vazia. Desta forma, todo o ar deslocado pelo enchimento da tubulação será expelido pela abertura que se encontra na tampa do compartimento. No momento em que o ar tenha sido eliminado, a água alcançará o flutuador, deslocando-o para cima, de encontro à respectiva abertura. Assim, fecha-se automaticamente a ventosa, ficando nesse trecho, a tubulação sob pressão da água. A própria pressão interna manterá flutuador contra a sua sede. Em caso de esvaziamento da tubulação ou qualquer outra condição que cause redução da pressão interna, a pressão atmosférica, auxiliada pelo peso próprio do flutuador, provocará a admissão de ar, evitando a criação do vácuo;
- b) **Compartimento auxiliar:** com a tubulação em operação, a pressão interna é suficiente para manter o flutuador do compartimento principal contra a sede, ficando, assim, vedada a saída do ar que

porventura se venha a acumular nos pontos altos da tubulação. Para a retirada do ar, encontra-se no interior do compartimento auxiliar um flutuador cujo peso é suficientemente grande para que a pressão não o mantenha contra o pequeno orifício do niple de descarga. Desta forma, a menor quantidade de ar que se venha a acumular no interior da ventosa será rapidamente eliminada.

A escolha desta válvula se faz pela vazão em escoamento na tubulação e pelo diferencial de pressão adotado. A figura 10.3 apresenta um gráfico para seleção de ventosas de tríplex efeito da Saint-Gobain. Pelo exemplo da figura, para uma vazão de 250 L s^{-1} e considerando um diferencial de pressão (ΔP), entre o interior da ventosa e a atmosfera no momento de esvaziamento ou de enchimento da tubulação (geralmente adota-se 3,5 m ou 0,035 Mpa), a ventosa indicada é a de diâmetro 100.

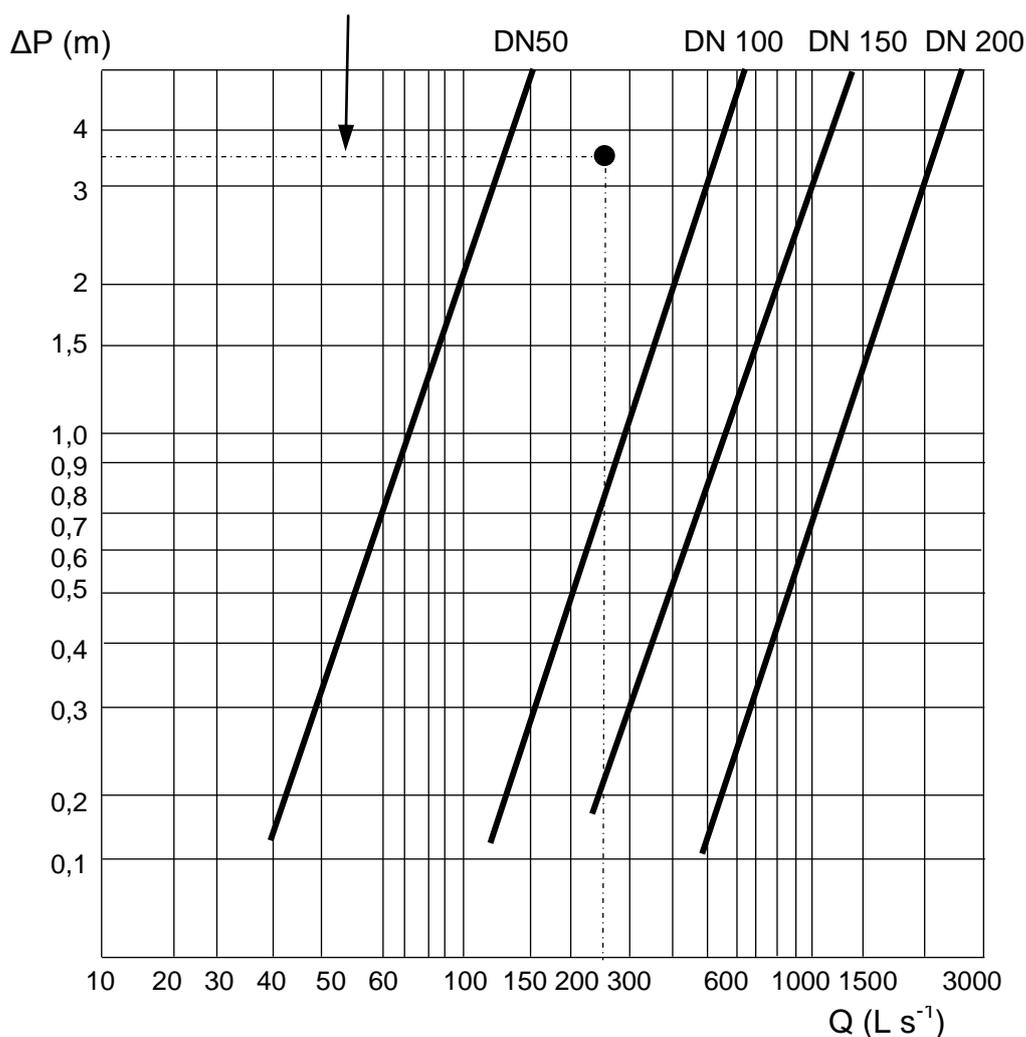


FIGURA 10.3 - Seleção de uma ventosa tríplex função (Saint-Gobain)

A localização das ventosas deve ser feita baseada no perfil da própria tubulação. De uma forma geral, as ventosas devem ser instaladas em todos os pontos altos de uma tubulação, em pontos de mudanças acentuadas de inclinação em trechos ascendentes e de declividades em trechos descendentes, em pontos intermediários de trechos muito longos (seja horizontal ou não).

10.2 - GOLPE DE ARÍETE

Sob o nome de golpe de aríete é conhecido o conjunto de fenômenos que ocorrem nos condutos forçados quando, por meio de apropriados dispositivos de regulagem, variamos a vazão do escoamento da água ou qualquer outro líquido, e, conseqüentemente, sua velocidade. Em tais circunstâncias, em virtude da transformação da energia cinética do fluido em energia potencial, ocorrem variações da pressão interna nos tubos (alternância de sobrepressão e subpressão), variações estas que se propagam velozmente ao longo do conduto, desde a válvula de controle até sua origem, de onde retornam.

O fechamento rápido de uma válvula interrompendo o fluxo, por exemplo, causa uma sobrepressão devido à transformação da energia cinética em energia potencial. Essa sobrepressão pode atingir grandes proporções, provocando rupturas e grandes prejuízos. Por outro lado, o carneiro hidráulico utiliza a sobrepressão para recalcar a água de um manancial até um ponto em cota superior.

10.2.1 - DESCRIÇÃO DO FENÔMENO

Considere uma tubulação de comprimento “L” saindo de um reservatório com uma carga líquida “ H_0 ”, com uma válvula de gaveta (registro) instalada em sua extremidade, em escoamento permanente e uniforme com velocidade “ V_0 ” (figura 10.4).

Com o fechamento brusco do registro, a camada de líquido próxima ao registro comprime-se e sua energia de velocidade é convertida em pressão, ocorrendo, simultaneamente, a dilatação da tubulação e esforços internos na camada (deformação elástica). O mesmo acontecerá com outras camadas de líquido, propagando-se uma onda de sobrepressão, com uma velocidade “C” (celeridade) até atingir o reservatório (b - c). Neste instante, a pressão reinante na tubulação é maior que a reinante no reservatório, e, daí, a água começa a fluir em

direção ao reservatório, e uma onda de menor pressão começa a se propagar em direção à válvula (d). Durante esse período a água desloca-se para montante e a tubulação vai-se contraindo progressivamente até que a onda atinja o registro (e). No momento em que a onda de pressão reduzida atinge o registro, a totalidade da massa líquida na tubulação se encontra em movimento para montante. Esse movimento não pode passar pela válvula que já está fechada e deve ser detido quando a onda de pressão chegar à válvula. A inércia da água em movimento faz com que a pressão na válvula caia abaixo da pressão estática normal " H_0 ". Uma nova onda se inicia e propaga no sentido do reservatório (f). No momento que a pressão negativa atinge o reservatório (g), a massa de água contida na tubulação volta ao estado de repouso. Como a pressão no interior da tubulação é inferior à pressão estática, a água volta escoar na tubulação. Esta fase é caracterizada por uma onda cujo valor é igual ao da pressão estática, e, desloca-se no sentido da válvula (h - i).

O processo descrito anteriormente repete-se várias vezes, sendo que, a cada ciclo, as intensidades são menores até que finalmente as ondas se extinguem. Os problemas para a tubulação são causados pelo excesso de pressão e pelo vácuo durante a depressão.

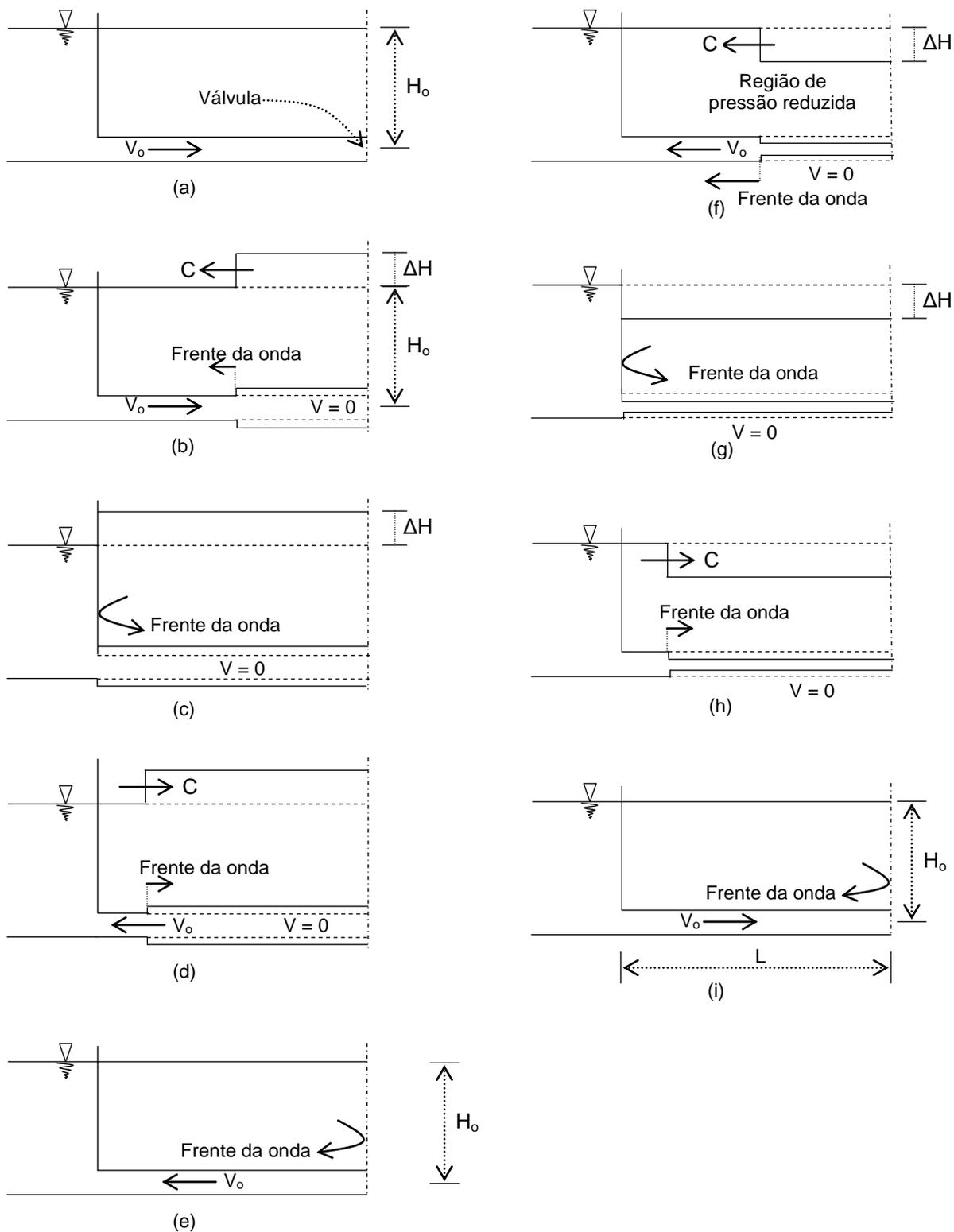


FIGURA 10.4 - Propagação das ondas do golpe de aríete.

10.2.2 - CÁLCULO DA SOBREPRESSÃO

O tempo que a onda de sobrepressão leva para ir e voltar de uma extremidade à outra da tubulação é denominado fase ou período da tubulação, e é dado por

$$\tau = \frac{2.L}{C}$$

em que,

τ = fase ou período da tubulação, s;

L = comprimento do conduto, m;

C = celeridade (velocidade de propagação da onda), m s⁻¹;

O tempo para o fechamento (t) da válvula é um parâmetro de grande importância no estudo do golpe de aríete. Denomina-se fechamento rápido quando $t < \frac{2.L}{C}$, neste caso a válvula ficará completamente fechada antes da atuação da onda de depressão. Já, quando $t > \frac{2.L}{C}$, haverá tempo para atuar a onda de depressão.

O tempo de fechamento de uma válvula de retenção, instalada logo após a saída da bomba, pode ser estimada pela equação de Mandiluce (Denículi, 1986):

$$t = 1 + \frac{\alpha.L.V}{g.H_{\text{man}}}$$

em que,

α = coeficiente que depende do comprimento da tubulação (2 para $L \leq 500$; 1,5 para $500 < L \leq 1500$; e 1 para $L > 1500$);

H_{man} = altura manométrica, m.

A sobrepressão máxima ocorre quando a manobra é rápida ($t < \tau$) e pode ser calculada pela expressão:

$$h = \frac{C.V}{g}$$

em que,

h = sobrepressão, m;

V = velocidade média do escoamento na tubulação, $m\ s^{-1}$;

g = aceleração da gravidade, $m\ s^{-2}$.

O valor da celeridade depende do material do tubo, e seu valor é dado por:

$$C = \frac{9.900}{\sqrt{48,3 + k_e \cdot \frac{D}{e}}}$$

em que,

k_e = coeficiente que depende da elasticidade do material (tabela 10.1);

D = diâmetro do tubo, m;

e = espessura da parede do tubo, m;

TABELA 10.1 - Coeficiente de elasticidade para diferentes materiais

Material	K_e
Aço	0,5
Ferro	1,0
Concreto	5,0
Plástico	18,0

Se a tubulação for considerada indeformável, o valor da celeridade pode chegar a $C = 1.425\ m\ s^{-1}$, que é a velocidade de propagação do som na água. Entretanto, o valor da celeridade em tubos metálicos transportando água pode chegar a $1000\ m\ s^{-1}$, já, para tubos bastante deformáveis, como a borracha, o valor da celeridade é próximo de $15\ m\ s^{-1}$. Quanto menor o valor de “ k ” maior é o valor da celeridade e, conseqüentemente, maior será o valor da sobrepressão.

No caso de manobra lenta ($t > \tau$) a sobrepressão pode ser estimada pela

expressão:

$$h = \frac{C \cdot V}{g} \cdot \frac{\tau}{t} \quad \text{ou} \quad h = \frac{2 \cdot L \cdot V}{g \cdot t}$$

em que,

L = comprimento da tubulação.

10.2.3 - GOLPE DE ARÍETE EM LINHAS DE RECALQUE

Em instalações de recalque com motor elétrico, com a interrupção de energia, as partes rotativas do conjunto motor e bomba continuam a girar, porém, com velocidade decrescente, reduzindo a vazão. A massa d'água contida na tubulação de recalque, continua a movimentar-se, originando uma depressão no interior da tubulação, até que sua inércia é vencida pela força da gravidade. A partir desse momento, há uma inversão do fluxo, indo em direção às bombas. Se a tubulação for desprovida de válvula de retenção, o retorno do fluxo faria com que as bombas trabalhassem em sentido contrário, como turbinas (exceto para os casos em que o desnível é pequeno - nas tubulações de recalque devem ser instaladas válvulas de retenção para evitar o retorno do líquido em direção às bombas). O retorno do fluxo, ao encontrar a válvula de retenção fechada, ocasiona o choque e a compressão do fluido, dando origem a uma onda de sobrepressão. Se a válvula de retenção funcionar normalmente, fechando-se no momento preciso, o golpe de aríete não atingirá valores excessivos. Porém, se a válvula não se fechar rapidamente, a coluna líquida retornará, passando através da bomba, e, com o tempo, ganhará velocidades mais altas, ocasionando um forte golpe de aríete (valores excessivos) no momento do fechamento da válvula de retenção.

10.2.4 - DISPOSITIVOS DE SEGURANÇA

Não é possível suprimir totalmente os efeitos do golpe de aríete. Para reduzir o valor da sobrepressão e/ou subpressão a valores aceitáveis, pode-se utilizar dispositivos (válvulas) na tubulação ou mesmo, tomar certas medidas com a intenção de amenizar os efeitos do golpe de aríete. Dentre essas medidas de proteção, as mais importantes são:

- 1) Adotar menores valores para a velocidade de escoamento, ou seja, utilizar maiores diâmetros para a tubulação;
- 2) Adaptar volantes de grande inércia, junto ao conjunto motobomba, para redução do efeito da subpressão;
- 3) Empregar tubulações capazes de resistir à pressão máxima (normalmente igual a duas vezes a pressão estática);
- 4) Empregar válvulas de alívio antigolpe de aríete para limitar o valor da sobrepressão;
- 5) Empregar válvulas de retenção com by-pass, de preferência com molas, que apresentam fechamento mais rápido e evitam a reversão do escoamento.
- 6) Empregar reservatórios de ar comprimido que protegem contra a sobre e a subpressão;
- 7) Utilizar reservatórios uni-direcionais;
- 8) Utilizar chaminés de equilíbrio no caso de linhas de recalque longas.

10.2.4.1 - VÁLVULA ANTIGOLPE DE ARÍETE

Também chamada válvula de alívio, esta válvula é instalada em derivação lateral à tubulação, abrindo-se automaticamente para a atmosfera, quando a pressão no interior da tubulação atingir 10 a 15% acima da pressão normal de serviço, descarregando a água em um reservatório ou poço.

Recomenda-se sua utilização em todos os casos. É instalada perto dos aparelhos de manobra (registros, válvulas de retenção, etc.) ou próximo a locais, onde, por qualquer motivo, possa ocorrer sobrepressão. A eficiência destas válvulas depende da rapidez da resposta, isto é, do tempo de funcionamento em relação à velocidade do aumento da pressão. Estas válvulas permitem a descarga de um certo volume de água e, por isto, limitam as pressões das linhas a valores compatíveis com a tubulação, mas não combatem as depressões.

Essas válvulas são encontradas no comércio segundo duas categorias: a) válvulas cujo funcionamento se dá em função de uma mola de aço e, b) válvulas cujo fechamento é obtido da pressão da linha.

- a) Válvula com pressão de fechamento por meio de mola de aço:

Estas válvulas funcionam com uma mola, normalmente de aço inoxidável, atuando sobre uma placa obturadora para assegurar a estanqueidade da linha de recalque.

Quando a pressão no interior da tubulação atinge um valor pré-determinado, esta comprime a mola e a válvula se abre, provocando uma descarga. Diminuindo a pressão no interior da tubulação, a mola distende-se e força a placa obturadora fechando o orifício de descarga. A resposta desta válvula é muito rápida. Esta válvula é eficaz no achatamento das ondas de sobrepressão, porém, não tem efeito direto sobre a depressão,

A construção desta válvula é caracterizada pelas seguintes particularidades:

- ausência de guias mecânicas eliminando o risco de emperramento;
- pouca inércia das peças móveis assegurando um tempo de resposta muito curto;
- elevação da pressão limitada pela passagem da vazão máxima;
- estanqueidade linear com contato metal/metal, evitando a aderência das peças;
- grande precisão de abertura na pressão exata da aferição;
- dimensões compactas.

A ALSTOM apresenta quatro dimensões para esta válvula, são elas: DN 50, 80, 125 e 200 mm (válvulas para pressões superiores às especificadas são fabricadas sob encomenda), com capacidade de descarga, respectivamente de 90, 230, 530 e 850 L s⁻¹ (em caso de necessidade de maior capacidade de vazão podem ser instaladas diversas válvulas em paralelo).

A Bermard apresenta um modelo de válvula de alívio (nos diâmetros de 2 e 3 polegadas) com dois tipos de molas, de forma a cobrir pressões de até 25 kgf cm⁻², para proteção de sistemas de recalque, e para vazões de até, aproximadamente, 300 m³ h⁻¹.

Na figura 10.5 é mostrado um esquema de uma de válvula de alívio.

Para a seleção da válvula é necessário o conhecimento dos seguintes dados: pressão máxima em condições normais de operação (sem ocasionar a abertura da válvula); a vazão de descarga; o valor da sobrepressão admissível por ocasião da evacuação da vazão, ou, pressão de abertura da válvula (pressão de regulagem).

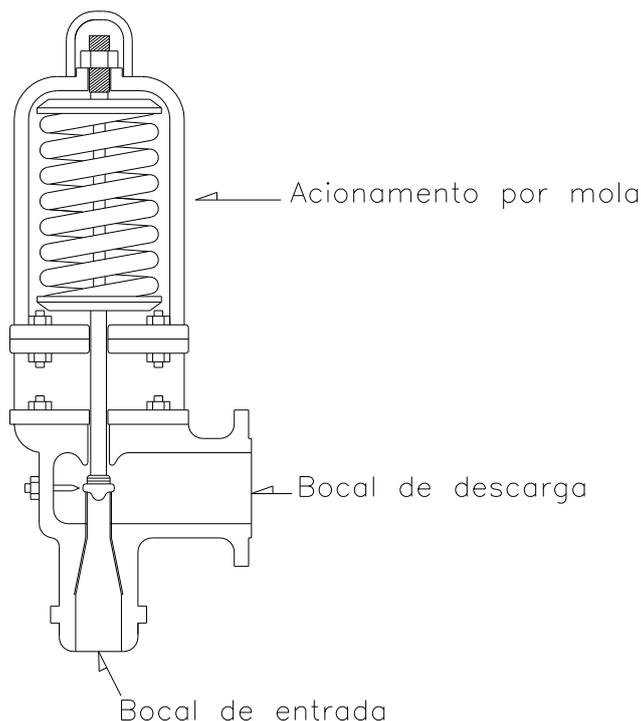


FIGURA 10.5 – Válvula de alívio

A escolha propriamente dita, do tipo e do número de válvulas deve ser feita mediante consultas aos catálogos. Na figura 10.6 é mostrado o gráfico para escolha das válvulas Bernard, e, na tabela 10.2 são apresentadas as características para escolha das válvulas de descarga de fabricação da Neyrtec,

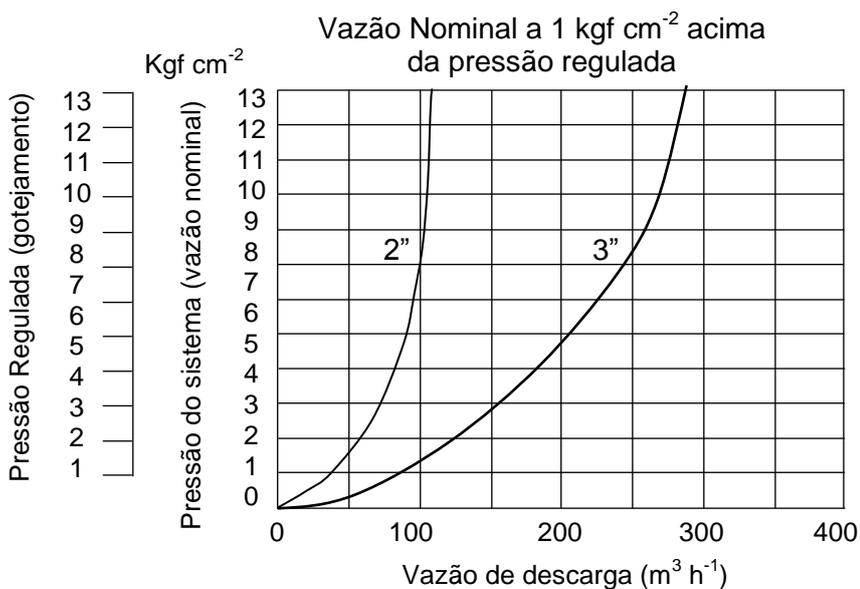


FIGURA 10.6 - Gráfico de descarga para válvulas de alívio Bernard

TABELA 10.2 – Características técnicas da válvula da Neyrtec

Pressão nominal (m)	Vazão (L s ⁻¹)	Pressão de abertura (m)	Pressão nominal (m)	Vazão (L s ⁻¹)	Pressão de abertura (m)
DN = 50 mm			DN = 80 mm		
28	32	38	9	51	15
54	43	67	18	68	26
89	53	105	31	85	41
124	62	143	44	100	56
183	75	205	67	119	80
243	85	268	89	136	105
294	93	322	108	149	126
			144	170	163
			176	187	198
			231	213	256
			277	232	304
DN = 125 mm			DN = 200 mm		
11	133	17	11	342	17
17	160	24	14	386	21
24	187	33	18	428	26
33	214	43	23	470	32
40	234	51	31	534	41
55	206	67	38	583	49
67	294	81	55	685	67
89	334	104	71	770	85
108	364	125	89	855	105
151	428	171			
194	480	216			
243	535	268			

b) Válvula com fechamento obtido com a pressão da linha:

Estas válvulas compõem-se de duas câmaras ligadas à tubulação de recalque e separadas por um diafragma flexível. A câmara superior divide-se em duas outras que se comunicam por um orifício. O êmbolo, preso ao diafragma, é aplicado ao orifício de descarga pela pressão da linha à qual se adiciona a pressão do ar comprimido injetado na parte alta da câmara superior (figura 10.7 - A).

Com pressão normal de serviço, a válvula encontra-se fechada. Quando acontece a ocorrência de uma sobrepressão, esta transmite-se rapidamente à câmara inferior, força o diafragma para cima, comprime o ar, eleva o êmbolo e abre o orifício de descarga. A sobrepressão atua também na câmara superior, mas, como a ligação desta com a linha de recalque é feita com tubo de menor diâmetro, as perdas de carga correspondentes retardam o aumento de pressão nesta câmara (figura 10.7 - B).

À medida que, por ação da descarga a pressão no interior dos tubos decresce, o ar comprimido se expande e aplica o êmbolo contra o orifício de descarga, que se fecha suavemente em virtude do pequeno diâmetro do orifício que interliga as duas partes da câmara superior (figura 10.7 - C).

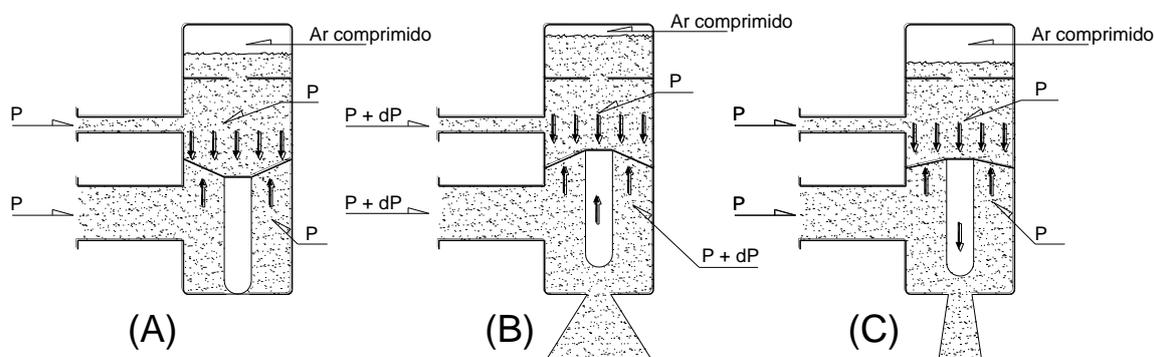


FIGURA 10.7 (A, B, C) – Esquema de válvula antigolpe

O número de válvulas a serem utilizadas depende da vazão e da altura manométrica da tubulação. Entretanto, recomenda-se adotar uma válvula a mais, prevendo-se o rodízio para limpeza e eventual manutenção. Na figura 10.8 é mostrado um modelo

de válvula antigolpe. Na figura 10.9 é apresentado um gráfico para determinação do número de válvulas antigolpe Barbará, em função da vazão e da pressão na linha de recalque.

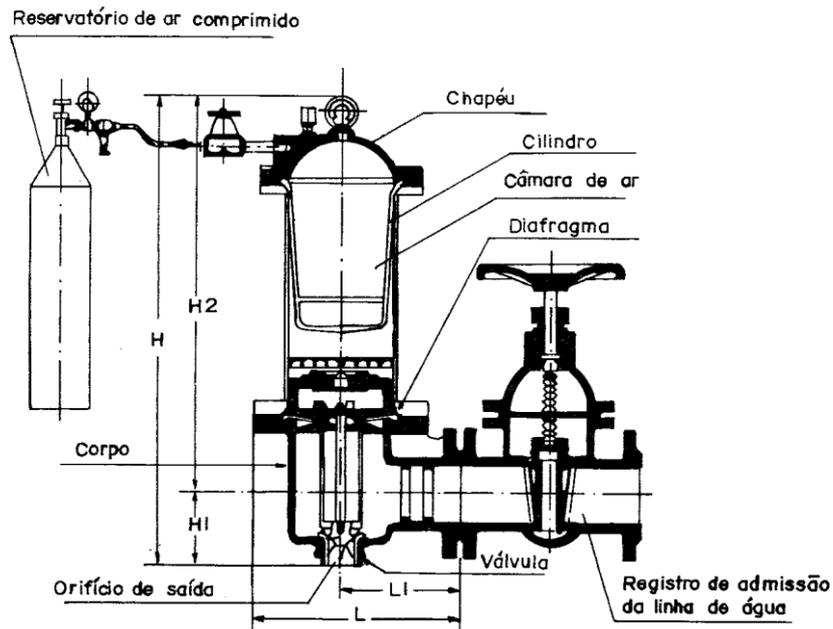


FIGURA 10.8 – Válvula antigolpe

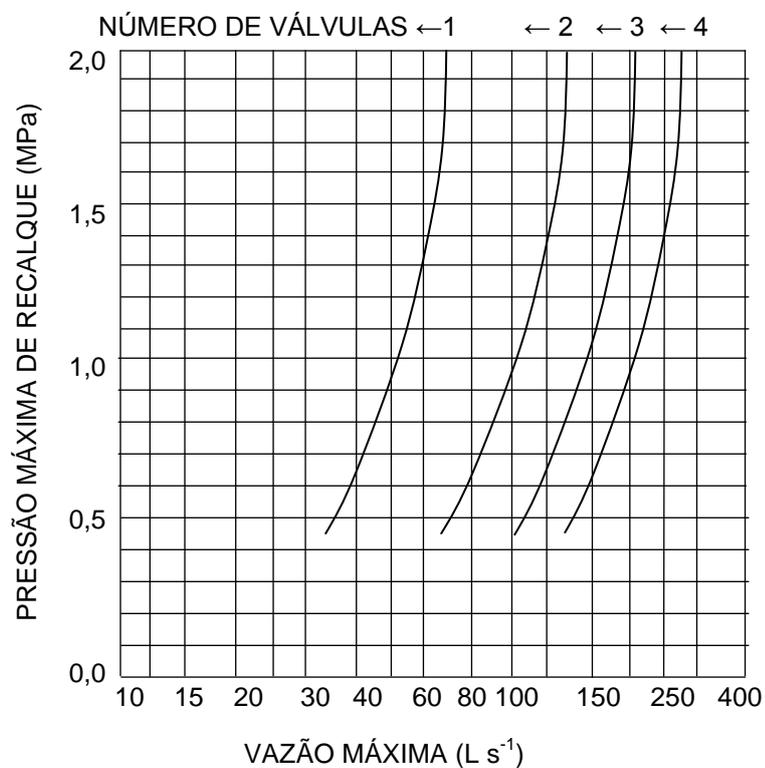


FIGURA 10.9 - Determinação do número de válvulas antigolpe

10.2.4.2 - VÁLVULA DE RETENÇÃO COM FECHAMENTO RÁPIDO

As válvulas de retenção operam com bastante frequência em sistemas de recalque. Entretanto, com o uso de válvulas de retenção simples não se tem controle do tempo de fechamento destas válvulas, podendo ocorrer o refluxo (no caso da parada de uma bomba, por exemplo) e, com o fechamento da válvula, haverá um forte choque do obturador contra o assento, além da ocorrência de uma sobrepressão com conseqüências graves.

Os choques e a sobrepressão devidos ao golpe de aríete submetem o material da válvula a altas solicitações e tensões provocando trincas e rupturas irreversíveis com conseqüências graves para a estação de recalque.

Com o uso de válvulas de retenção com fechamento rápido, os efeitos do golpe são sensivelmente diminuídos, devido ao fechamento rápido do obturador após a inversão do fluxo, com uma rapidez bem maior do que uma válvula convencional. O fator desse sucesso deve-se à atuação de uma mola especial, exatamente calculada para cada caso específico, de acordo com as características das bombas e adutoras (diâmetro da tubulação e pressão nominal).

Válvulas de retenção de fechamento rápido, como a “Clasar” da Alstom e a válvula de retenção “PM Esco”, são simples (poucas peças), atuam como retentoras (válvula de retenção) e evitam o golpe de aríete. Estas válvulas apresentam:

- um menor tempo de fechamento, de modo a eliminar a sobrepressão devido ao golpe de aríete, provocado pela própria válvula (retenção);
- ação silenciosa, sem batidas e choques de fechamento;
- segurança operacional, dispensa assistência e manutenção, e durabilidade;
- ausência de vibrações e capacidade de operar na posição máxima de abertura, mesmo com velocidades baixas do fluxo.

10.2.4.3 - RESERVATÓRIO DE AR COMPRIMIDO

Destina-se a minimizar as pressões anormais devidas ao golpe de aríete nas estações de bombeamento de água e a prevenir a ruptura da coluna líquida nos pontos altos das linhas de recalque. É um reservatório metálico com ar e água, que é instalado no início das tubulações de recalque (Figura 10.10).

Na fase do golpe de aríete de decompressão, o ar expande-se e a câmara cede uma certa quantidade de água para a tubulação, atenuando o golpe negativo.

Já, na fase de sobrepressão, a câmara passa a receber água da tubulação, comprimindo o ar e daí, reduzindo em parte a tendência para sobrepressões elevadas.

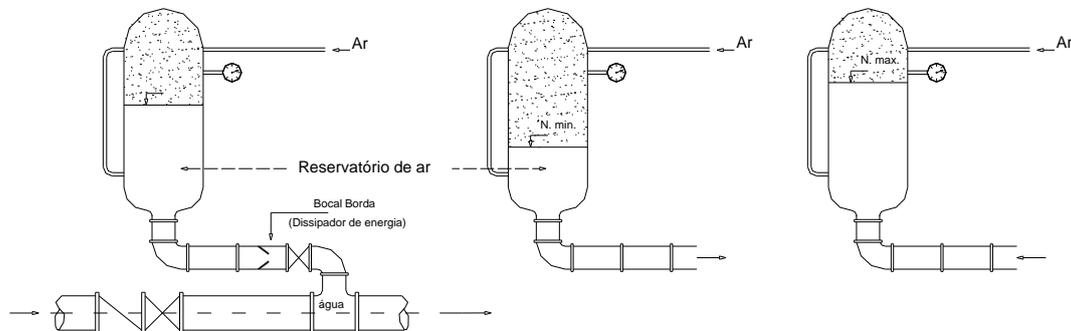


FIGURA 10.10 - Reservatório de ar comprimido

O orifício, existente entre a câmara e a tubulação, é projetado de maneira a proporcionar maior resistência à entrada da água na câmara do que na saída. Esta condição é necessária para que o reservatório possa combater, o mais rapidamente, as subpressões e manter as sobrepressões dentro dos limites estipulados. Desta forma, utiliza-se um orifício diferencial, com a forma da boca de sino, de forma a obter uma perda de carga maior na passagem da vazão no sentido tubulação para o reservatório, e facilitar a saída na água no sentido inverso (reservatório para a tubulação).

O cálculo do volume das câmaras é feito fixando-se o valor-limite a ser tolerado para o golpe de aríete.

O uso de reservatório de ar comprimido é mais indicado para situações em que pressões e vazões não são muito elevadas. O ar comprimido deve ser repostado sempre que atingir limites mínimos preestabelecidos. O ar existente vai sendo perdido por dissolução na própria água. O dimensionamento do volume (escolha do reservatório de ar comprimido) a ser usado é feito para a situação crítica que ocorre na depressão mais baixa (preestabelecida) e com a condição de que não haja a possibilidade de fuga do ar do reservatório para o conduto. Em geral, o volume do reservatório é 20% maior do que o volume de ar calculado para a situação de depressão mais intensa.

10.2.4.4 - VOLANTE

A finalidade deste é manter a bomba girando após a falta de energia elétrica durante o período mínimo necessário para evitar pressões negativas na linha.

Este dispositivo instalado junto ao eixo motobomba, aumenta a inércia do conjunto, e, conseqüentemente, aumenta o tempo de parada do conjunto.

A instalação do volante representa uma carga maior para o motor, o que deve ser levado em consideração. A especificação de volantes deve ser feita de acordo com as características do grupo elevatório. Só oferece viabilidade de uso em sistemas de bombeamento com tubulações curtas (extensão de até centenas de metros). Para condutos de maiores comprimentos é necessário um volante de dimensões exageradas, exigindo torque e corrente mais elevados.

No livro sobre golpe de aríete, de autoria de Paschoal Silvestre, encontra-se um roteiro para dimensionamento dos volantes.

10.3 - EXERCÍCIOS RESOLVIDOS

1) Fazer o cálculo do acréscimo de pressão devido ao golpe de aríete que pode ocorrer devido ao fechamento de uma válvula (tempo de fechamento de 4 segundos) instalada em uma tubulação de aço com 500 m de extensão e diâmetro 200 mm e 3 mm de espessura, conduzindo água com velocidades de 1, 2 e 3 m s⁻¹.

Solução:

$$\text{A celeridade será dada por } C = \frac{9.900}{\sqrt{48,3 + k_e \cdot \frac{D}{e}}}$$

considerando $k_e = 0,5$ (tubulação de aço)

$$C = \frac{9.900}{\sqrt{48,3 + 0,5 \cdot \frac{200}{3}}} = 1.095,7 \text{ m s}^{-1}$$

O período da tubulação ou fase é dado por $\tau = \frac{2.L}{C}$ substituindo tem-se

$$\tau = \frac{2.500}{1.095,7} = 0,91 \text{ s}$$

Como o tempo de fechamento é maior que o período da tubulação a manobra é classificada como lenta, e, a sobrepressão é estimada pela equação $h = \frac{2.L.V}{g.t}$

Para a velocidade de 1 m s^{-1} a sobrepressão é:

$$h = \frac{2.500.1}{9,81.4} = 25,4 \text{ m}$$

Para a velocidade de 2 m s^{-1} a sobrepressão é:

$$h = \frac{2.500.2}{9,81.4} = 50,8 \text{ m}$$

Para a velocidade de 3 m s^{-1} a sobrepressão é:

$$h = \frac{2.500.3}{9,81.4} = 76,2 \text{ m}$$

2) Qual seria o valor da sobrepressão se no exemplo anterior a manobra de fechamento fosse considerada como rápida?

Solução:

Neste caso, a sobrepressão máxima pode ser calculada pela expressão

$$h = \frac{C.V}{g}$$

Substituindo tem-se

$$\text{Para velocidade de } 1 \text{ m s}^{-1} \quad h = \frac{1095,7.1}{9,81} = 111,7 \text{ m}$$

$$\text{Para velocidade de } 2 \text{ m s}^{-1} \quad h = \frac{1095,7.2}{9,81} = 223,4 \text{ m}$$

$$\text{Para velocidade de } 3 \text{ m s}^{-1} \quad h = \frac{1095,7.3}{9,81} = 335,1 \text{ m}$$

3) Qual o tempo de fechamento previsto para uma válvula de retenção instalada após a saída da bomba, em uma tubulação com 768 m de extensão e 250 mm de diâmetro, conduzindo $278 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ com uma altura manométrica de 90 m?

Solução:

A velocidade média de escoamento é :

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{278 / 3600}{\frac{\pi \cdot 0,25^2}{4}} = 1,57 \text{ m s}^{-1}$$

O tempo de fechamento pode ser estimado por $t = 1 + \frac{\alpha \cdot L \cdot V}{g \cdot H_{\text{man}}}$

Considerando a extensão do conduto ($L = 768 \text{ m}$) o valor de α será igual a 1,5. Substituindo os valores na equação

$$t = 1 + \frac{1,5 \cdot 768 \cdot 1,57}{9,81 \cdot 90} = 3,05 \text{ s}$$

10.4 - EXERCÍCIOS PROPOSTOS

1) Calcular a sobrepressão máxima que pode ocorrer em uma tubulação de aço, de 1 km de extensão, de 4 mm de espessura e 300 mm de diâmetro, conduzindo água a uma razão de 50 L s^{-1} . O tempo de fechamento da válvula foi calculado em 6 s. Classificar o tipo de manobra.

R: $\Delta H \approx 24,1$; manobra lenta.

2) Um reservatório de NA constante alimenta um conduto forçado com $L = 3.320 \text{ m}$ de comprimento, $D = 2 \text{ m}$ de diâmetro, fabricado com chapas de aço de espessura $e = 5 \text{ mm}$. Na outra extremidade da tubulação, está instalado um bocal de turbina Pelton que se fecha completamente em 8 segundos. sendo a vazão em regime permanente $Q = 4,96 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ e $H_o = 180 \text{ m}$ a carga no bocal neste mesmo regime, deseja-se saber qual a pressão máxima total na seção imediatamente a montante do bocal quando este sofre manobra de fechamento.

R: $H_o + \Delta H = 281,20 \text{ m}$

3) Calcular a sobrepressão máxima que pode ocorrer devido a uma manobra rápida de uma válvula em uma tubulação de 500 mm de diâmetro, 4 mm de espessura, 1500 m de extensão, conduzindo água a uma velocidade de $1,5 \text{ m s}^{-1}$, se esta mesma tubulação for de: a) aço; b) cimento-amianto; c) PVC.

R: a) $\Delta H \approx 144 \text{ m}$; b) $\Delta H \approx 62 \text{ m}$; c) $\Delta H \approx 31,5 \text{ m}$.

11- ANCORAGENS DE TUBULAÇÕES

Toda vez que a tubulação apresentar acessórios tais como curvas, tês, reduções, lances de grande inclinação, ..etc, originando um desequilíbrio do vetor “pressão x área” e, também, variação da velocidade (variação da quantidade de movimento), há a necessidade de absorver os esforços externos gerados.

Sempre que a resultante (esforços externos gerados) não for absorvida pelo solo natural ou pela própria tubulação deverá providenciado um bloco de ancoragem (figura 11.1).

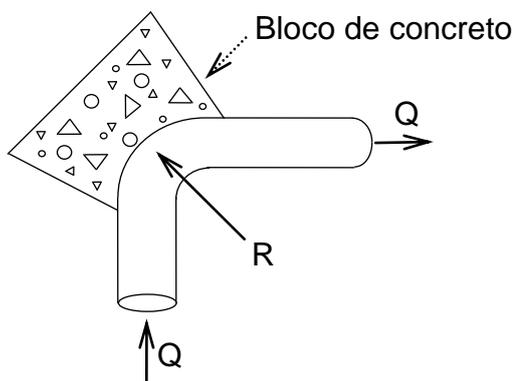


FIGURA 11.1 – Esquema de um bloco de ancoragem

Os blocos de ancoragem são estruturas que resistem aos empuxos nas curvas e nos terminais de tubulação, e, tem a finalidade de absorver os esforços gerados e transferí-los ao solo.

As ancoragens podem ser de concreto simples ou armado. Funcionam normalmente apenas por gravidade e, em alguns casos, com tirantes fixados na rocha ou bloco de concreto devidamente cravado no terreno.

A ancoragem pode ser classificada quanto a:

Direção:

- Horizontal
- Vertical

Posição em relação ao bloco de ancoragem

- Compressão – descarrega diretamente sobre o bloco de ancoragem
- Tração - necessita de braçadeira ou tirantes envolvendo a peça e transferindo o esforço para o bloco

Sentido:

- Ao terreno
- Ao vazio

11.1 - CÁLCULO DA RESULTANTE

A resultante em uma dada direção é dada por:

$$R = \pm P_1 \cdot A_1 \pm P_2 \cdot A_2 \pm \text{Peso} \pm \rho \cdot Q \cdot V_1 \pm \rho \cdot Q \cdot V_2$$

em que,

R = resultante, kgf;

P_1 = pressão na seção 1, kgf m⁻²;

A_1 = área da seção 1, m²;

P_2 = pressão na seção 2, kgf m⁻²;

A_2 = área da seção 2, m²;

ρ = massa específica do fluido, kg s² m⁻⁴;

Q = vazão, m³.s⁻¹;

V_1 = velocidade de escoamento na seção 1, m s⁻¹.

V_2 = velocidade de escoamento na seção 2, m s⁻¹.

(os sinais dos membros na equação serão + ou – dependendo do sentido da força P.A e da velocidade em relação ao volume de controle e do sentido em relação aos eixos cartesianos).

A resultante final da reação ao empuxo (no plano vertical), é dada por

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} \text{ e representada na figura 11.2.}$$

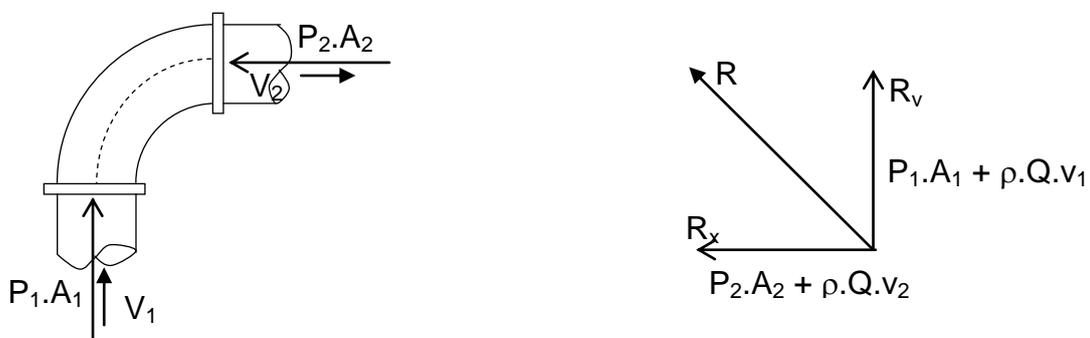


FIGURA 11.2 – Representação da atuação dos esforços

11.1.1 - CÁLCULO SIMPLIFICADO

Denominam-se conexões as diversas peças, tais como curvas, joelhos, têes, reduções, etc., que ligam os tubos entre si, afim de permitir a mudança de direção no fluxo da tubulação. Além desses já citados, existem o tê e o cap ou tampão que serve como terminal do conduto.

Considerando uma curva cuja extremidade final faz um ângulo α com o eixo X (excluindo o tê e o cap), tem-se:

$$R_x = P_1.A_1 - P_2.A_2.\cos\alpha + \rho.Q.v_1 - \rho.Q.v_2.\cos\alpha$$

$$R_y = (P_2.A_2 + \rho.Q.v_2).\text{sen}\alpha$$

Considerando as conexões, peças de pequenas dimensões, podemos tomar:

$$P_1 = P_2 = P; \quad A_1 = A_2 = A; \quad v_1 = v_2 = v$$

Daí, as equações R_x e R_y :

$$R_x = P.A - P.A.\cos\alpha + \rho.Q.v.(1 - \cos\alpha)$$

$$R_x = (P.A + \rho.Q.v) .(1 - \cos\alpha)$$

$$R_y = (P.A + \rho.Q.v).\text{sen}\alpha$$

Utilizando as relações trigonométricas $(1 - \cos\alpha = 2.\text{sen}^2 \frac{\alpha}{2};$ e, $\text{sen}\alpha = 2.\text{sen} \frac{\alpha}{2}.\cos \frac{\alpha}{2})$ nas equações de R_x e R_y , e sabendo que, $R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}$, tem-se:

$$R = \sqrt{4.(P.A + \rho.Q.v)^2.\text{sen}^2 \frac{\alpha}{2} \left(\text{sen}^2 \frac{\alpha}{2} + \cos^2 \frac{\alpha}{2} \right)}$$

Nos problemas usuais, o termo “ $\rho.Q.v$ ” é pequeno quando comparado com a outra parcela (P.A), permitindo simplificar a equação anterior para:

$$R = \sqrt{4.(P.A)^2 . \text{sen}^2 \frac{\alpha}{2} \left(\text{sen}^2 \frac{\alpha}{2} + \text{cos}^2 \frac{\alpha}{2} \right)}$$

Da trigonometria, tem-se que, $\text{sen}^2 x + \text{cos}^2 x = 1$, daí,

$$R = \sqrt{4.(P.A)^2 . \text{sen}^2 \frac{\alpha}{2}} \quad \text{ou seja,} \quad R = 2.P.A.\text{sen} \frac{\alpha}{2}$$

11.2 - CRITÉRIOS DE CÁLCULO DO BLOCO DE ANCORAGEM

11.2.1 - ESFORÇOS HORIZONTAIS AO TERRENO

Quando o terreno natural lateral oferece condições para absorver a resultante. A área lateral mínima de contato bloco-terreno é:

$$A_{\text{mínima}} = \frac{\text{Resultante horizontal}}{\sigma_{\text{máxima}}}$$

em que,

A = área mínima de contato, bloco x terreno, cm^2 ;

Resultante = kgf;

$\sigma_{\text{máxima}}$ = tensão máxima admissível, kgf cm^{-2} (tabela 11.1).

TABELA 11.1 - Tensão admissível para vários tipos de terrenos

Tipos de terrenos	σ_A (kgf cm ⁻²)
Rocha sã	20
Rocha alterada, necessitando de dinamite para desmonte	10
Rocha alterada, necessitando de picareta para desmonte	3
Pedregulho ou areia grossa compacta, (picareta p/ desmonte)	4
Argila rígida (não pode ser moldada com os dedos)	4
Argila dura (dificilmente moldada com os dedos)	2
Areia grossa	2
Areia fina	2
Areia fofa ou argila mole	< 1

Para ancoragem horizontal, é conveniente que o bloco esteja, no mínimo, a 60 cm abaixo da superfície do solo. A taxa admissível na horizontal é, praticamente, a metade daquela admitida na vertical.

11.2.2 - ESFORÇOS HORIZONTAIS AO VAZIO

Quando a parede lateral não oferece confiabilidade. Os esforço horizontal deve ser multiplicado por um coeficiente de segurança igual a 1,5. O volume do bloco será:

$$V_{\text{mínimo}} = \frac{\text{Resultante horizontal} \times 1,5}{\tan \phi \cdot \gamma_{\text{concreto}}}$$

em que,

$V_{\text{mínimo}}$ = volume mínimo do bloco, m³;

γ_{concreto} = peso específico do concreto, kgf m⁻³;

$\tan \phi$ = coeficiente de atrito (tabela 11.2).

TABELA 11.2 - Coeficiente de atrito para vários tipos de terrenos

Tipos de terrenos	tg ϕ
Rocha sã	0,90
Rocha estratificada xistosa	0,60
Areia e pedregulho s/ silte e s/ argila	0,50
Areia grossa	0,40
Argila dura	0,35
Argila úmida	0,30
Argila mole	0,25
Argila arenosa	0,32

11.2.3 - ESFORÇOS VERTICAIS PARA BAIXO

A resultante será equilibrada pela reação do terreno. A área mínima do bloco é:

$$A_{\text{mínima}} = \frac{\text{Resultante} + T_{\text{CH}} + P_{\text{B}}}{\sigma_{\text{máxima}}}$$

em que,

T_{CH} = peso da tubulação cheia, kgf;

P_{B} = peso do bloco, kgf.

$\sigma_{\text{máxima}}$ = tensão máxima admissível na vertical, kgf cm⁻² (tabela 11.1).

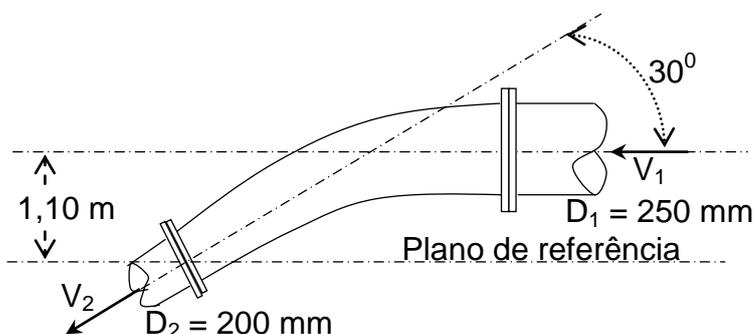
11.2.4 - ESFORÇOS VERTICAIS PARA CIMA

A resultante será equilibrada pelo peso do bloco. O volume mínimo do bloco é:

$$V_{\text{mínimo}} = \frac{\text{Resultante vertical} - T_{\text{CH}}}{\gamma_{\text{concreto}}}$$

11.3 - EXERCÍCIOS RESOLVIDOS

1) Uma curva de redução de 30° , de 250 mm para 200 mm, instalada na vertical, conduz água com vazão de $250 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$, sob a pressão de $6,2 \text{ kgf cm}^{-2}$. Considerando a perda de carga na curva de $0,7 \text{ m}$ e desprezando o peso da água na curva, determinar a força exercida sobre a curva.



Velocidade em cada um dos diâmetros:

$$v_1 = \frac{Q}{\frac{\pi \cdot D_1^2}{4}} = \frac{250/3600}{\frac{\pi \cdot 0,25^2}{4}} = 1,41 \text{ m s}^{-1}$$

$$v_2 = \frac{Q}{\frac{\pi \cdot D_2^2}{4}} = \frac{250/3600}{\frac{\pi \cdot 0,20^2}{4}} = 2,21 \text{ m s}^{-1}$$

A pressão no ponto 1:

$$\frac{P_1}{\gamma} = \frac{6,2 \text{ kgf cm}^{-2}}{1000 \text{ kgf m}^{-3}} = \frac{62.000 \text{ kgf m}^{-2}}{1000 \text{ kgf m}^{-3}} = 62 \text{ m}$$

Aplicando a equação da conservação de energia entre os pontos 1 e 2:

$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + hf$$

Considerando o plano de referência em 2:

$$1,1 + 62 + \frac{1,41^2}{2 \cdot g} = 0 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{2,21^2}{2 \cdot g} + 0,7$$

$$\frac{P_2}{\gamma} = 62,25 \text{ m}$$

$$P_2 = 6,225 \text{ kgf cm}^{-2} = 62.250 \text{ kgf m}^{-2}$$

Forças devido à pressão:

$$P_1 \cdot A_1 = 62.000 \text{ kgf m}^{-2} \cdot \pi \cdot 0,25^2/4 = 3.043,4 \text{ kgf}$$

$$P_2 \cdot A_2 = 62.250 \text{ kgf m}^{-2} \cdot \pi \cdot 0,20^2/4 = 1.955,6 \text{ kgf}$$

Projetando as forças de P.A sobre os eixos do x e y:

Eixo do x:

$$P_1 \cdot A_1 = 3.043,4 \text{ kgf}$$

$$P_2 \cdot A_2 \cdot \cos 30^\circ = 1.955,6 \text{ kgf} \cdot 0,866 = 1.693,6 \text{ kgf}$$

Eixo do y:

$$P_1 \cdot A_1 = 3.043,4 \text{ kgf} \cdot 0 = 0$$

$$P_2 \cdot A_2 \cdot \sin 30^\circ = 1.955,6 \text{ kgf} \cdot 0,5 = 977,8 \text{ kgf}$$

Forças devido à força de velocidade:

$$\rho \cdot Q \cdot v_1 = 102 \text{ kgf s}^2 \text{ m}^{-4} \cdot 250 \text{ m}^3/\text{h}/3600 \cdot 1,41 \text{ m s}^{-1} = 9,97 \text{ kgf}$$

$$\rho \cdot Q \cdot v_2 = 102 \text{ kgf s}^2 \text{ m}^{-4} \cdot 250 \text{ m}^3/\text{h}/3600 \cdot 2,21 \text{ m s}^{-1} = 15,65 \text{ kgf}$$

Projetando as forças de velocidade sobre os eixos do x e y:

Eixo do x:

$$\rho \cdot Q \cdot v_1 = 9,97 \text{ kgf}$$

$$\rho \cdot Q \cdot v_2 \cdot \cos 30^\circ = 15,65 \text{ kgf} \cdot 0,866 = 13,55 \text{ kgf}$$

Eixo do y:

$$\rho \cdot Q \cdot v_1 = 0$$

$$\rho \cdot Q \cdot v_2 \cdot \sin 30^\circ = 15,65 \text{ kgf} \cdot 0,5 = 7,83 \text{ kgf}$$

Somando os componentes em cada um dos eixos:

Eixo do x

$$F_x = P_1 \cdot A_1 + \rho \cdot Q \cdot v_1 - P_2 \cdot A_2 \cdot \cos 30^\circ - \rho \cdot Q \cdot v_2 \cdot \cos 30^\circ =$$

$$F_x = 3.043,4 + 9,97 - 1.693,6 - 13,55 = F_x = 1.346,2 \text{ kgf}$$

Eixo do y

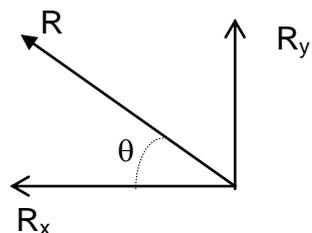
$$F_y = P_2 \cdot A_2 \cdot \sin 30^\circ + \rho \cdot Q \cdot v_2 \cdot \sin 30^\circ =$$

$$F_y = 977,8 + 7,83 = F_y = 985,6 \text{ kgf}$$

A resultante será:

$$R = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} = \sqrt{1.346,2^2 + 985,6^2}$$

$$R = 1.668,4 \text{ kgf}$$

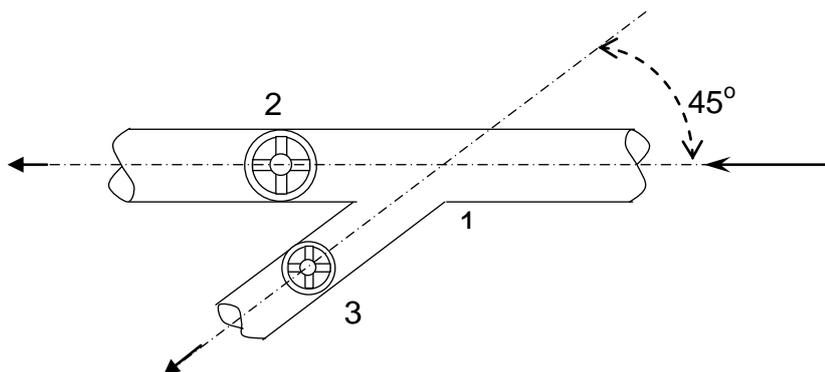


Direção da resultante:

$$\operatorname{tg}_x \theta = \frac{R_y}{R_x} = \frac{985,6}{1.346,2} = 0,732$$

$$\theta = 35^{\circ} 47' 39''$$

2) Uma tubulação, horizontal, de 200 mm de diâmetro interno tem uma bifurcação no ponto “1” onde a pressão é de $4,7 \text{ kgf cm}^{-2}$ e conduz água com uma vazão de $290 \text{ m}^3/\text{h}$. O ramo de bifurcação tem 150 mm de diâmetro interno e forma um ângulo de 45° com a tubulação horizontal. Desprezando a perda de carga e o peso da água e da curva, determine a resultante a que o bloco de ancoragem, onde se colocará a bifurcação, deverá atender. Considere as várias hipóteses de escoamento.



1ª Hipótese – válvulas 2 e 3 fechadas

$$R = P \cdot A = 47.000 \text{ kgf m}^{-2} \cdot \frac{\pi \cdot (0,2 \text{ m})^2}{4} = 1.476,6 \text{ kgf}$$

2ª Hipótese – válvula 2 fechada e válvula 3 aberta

$$v_1 = \frac{Q}{\frac{\pi \cdot D_1^2}{4}} = \frac{290/3600}{\frac{\pi \cdot 0,20^2}{4}} = 2,56 \text{ m s}^{-1} \text{ e}$$

$$v_3 = \frac{Q}{\frac{\pi \cdot D_3^2}{4}} = \frac{290/3600}{\frac{\pi \cdot 0,15^2}{4}} = 4,56 \text{ m s}^{-1}$$

Aplicando a equação da conservação de energia entre os pontos 1 e 3:

$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} = z_3 + \frac{P_3}{\gamma} + \frac{v_3^2}{2 \cdot g} + hf$$

Considerando a tubulação na horizontal, $z_1 = z_3$ e, desprezando a perda de carga $hf = 0$.

$$0 + \frac{47.000}{1000} + \frac{2,56^2}{2 \cdot g} = 0 + \frac{P_3}{\gamma} + \frac{4,56^2}{2 \cdot g} + 0$$

$$P_3 = 46.274 \text{ kgf m}^{-2}$$

Forças devido à pressão:

$$P_1 \cdot A_1 = 47.000 \text{ kgf m}^{-2} \cdot \frac{\pi \cdot (0,2 \text{ m})^2}{4} = 1.476,6 \text{ kgf}$$

$$P_3 \cdot A_3 = 46.274 \text{ kgf m}^{-2} \cdot \frac{\pi \cdot (0,15 \text{ m})^2}{4} = 817,7 \text{ kgf}$$

Forças devido à velocidade:

$$\rho \cdot Q \cdot v_1 = 102 \text{ kgf s}^2 \text{ m}^{-4} \cdot 290 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1} / 3600 \cdot 2,56 \text{ m s}^{-1} = 21,0 \text{ kgf}$$

$$\rho \cdot Q \cdot v_3 = 102 \text{ kgf s}^2 \text{ m}^{-4} \cdot 290 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1} / 3600 \cdot 4,56 \text{ m s}^{-1} = 37,5 \text{ kgf}$$

Somando os componentes em cada um dos eixos:

Eixo do x

$$F_x = P_1 \cdot A_1 + \rho \cdot Q \cdot v_1 - P_2 \cdot A_2 \cdot \cos 45^\circ - \rho \cdot Q \cdot v_2 \cdot \cos 45^\circ =$$

$$F_x = 1.476,6 + 21 - 817,7 \cdot \cos 45^\circ - 37,5 \cdot \cos 45^\circ =$$

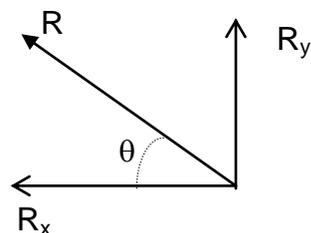
$$F_x = 883,8 \text{ kgf}$$

Eixo do y

$$F_y = P_2 \cdot A_2 \cdot \cos 45^\circ + \rho \cdot Q \cdot v_2 \cdot \cos 45^\circ = 613,8 \text{ kgf}$$

A resultante será:

$$R = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} = \sqrt{883,8^2 + 613,8^2}$$



$$R = 1.076,1 \text{ kgf}$$

Direção da resultante:

$$\text{tg}_x \theta = \frac{R_y}{R_x} = \frac{613,8}{883,8} = 0,6945$$

$$\theta = 34^\circ 46' 48''$$

3ª Hipótese – válvulas 2 e 3 abertas

$$Q_1 = 290 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}; Q_2 = 186 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}; Q_3 = 104 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1};$$

$$v_2 = \frac{Q}{\frac{\pi \cdot D_2^2}{4}} = \frac{186/3600}{\frac{\pi \cdot 0,20^2}{4}} = 1,64 \text{ m s}^{-1}$$

$$v_3 = \frac{Q}{\frac{\pi \cdot D_3^2}{4}} = \frac{104/3600}{\frac{\pi \cdot 0,15^2}{4}} = 1,63 \text{ m s}^{-1}$$

Aplicando a equação da conservação de energia entre os pontos 1 e 2:

$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + hf$$

Considerando a tubulação na horizontal, $z_1 = z_2$ e, desprezando a perda de carga $hf = 0$.

$$0 + \frac{47.000}{1000} + \frac{2,56^2}{2 \cdot g} = 0 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{1,64^2}{2 \cdot g} + 0$$

$$P_2 = 47.062 \text{ kgf m}^{-2}$$

Aplicando a equação da conservação de energia entre os pontos 1 e 3:

$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} = z_3 + \frac{P_3}{\gamma} + \frac{v_3^2}{2 \cdot g} + hf$$

Considerando a tubulação na horizontal, $z_1 = z_3$ e, desprezando a perda de carga $hf = 0$.

$$0 + \frac{47.000}{1000} + \frac{2,56^2}{2 \cdot g} = 0 + \frac{P_3}{\gamma} + \frac{1,63^2}{2 \cdot g} + 0$$

$$P_3 = 47.199 \text{ kgf m}^{-2}$$

Forças devido à pressão:

$$P_1 \cdot A_1 = 47.000 \text{ kgf m}^{-2} \cdot \frac{\pi \cdot (0,2 \text{ m})^2}{4} = 1.476,6 \text{ kgf}$$

$$P_2 \cdot A_2 = 47.062 \text{ kgf m}^{-2} \cdot \frac{\pi \cdot (0,20 \text{ m})^2}{4} = 1.478,5 \text{ kgf}$$

$$P_3 \cdot A_3 = 47.199 \text{ kgf m}^{-2} \cdot \frac{\pi \cdot (0,15 \text{ m})^2}{4} = 834 \text{ kgf}$$

Forças devido à velocidade:

$$\rho \cdot Q_1 \cdot v_1 = 102 \text{ kgf s}^2 \text{ m}^{-4} \cdot 290 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1} / 3600 \cdot 2,56 \text{ m s}^{-1} = 21,0 \text{ kgf}$$

$$\rho \cdot Q_2 \cdot v_2 = 102 \text{ kgf s}^2 \text{ m}^{-4} \cdot 186 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1} / 3600 \cdot 1,63 \text{ m s}^{-1} = 8,6 \text{ kgf}$$

$$\rho \cdot Q_3 \cdot v_2 = 102 \text{ kgf s}^2 \text{ m}^{-4} \cdot 104 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1} / 3600 \cdot 1,64 \text{ m s}^{-1} = 4,83 \text{ kgf}$$

Somando os componentes em cada um dos eixos:

Eixo do x

$$F_x = P_1 \cdot A_1 + \rho \cdot Q_1 \cdot v_1 - P_2 \cdot A_2 - \rho \cdot Q_2 \cdot v_2 - P_3 \cdot A_3 \cdot \cos 45^\circ + \rho \cdot Q_3 \cdot v_3 \cdot \cos 45^\circ$$

$$F_x = 1.476,6 + 21 - 1.478,5 - 8,6 - 834 \cdot \cos 45^\circ - 4,83 \cdot \cos 45^\circ$$

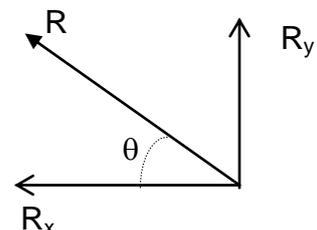
$$F_x = - 582,6 \text{ kgf}$$

Eixo do y

$$F_y = P_3 \cdot A_3 \cdot \sin 45^\circ + \rho \cdot Q_3 \cdot v_3 \cdot \sin 45^\circ =$$

$$F_y = 834 \cdot \sin 45^\circ + 4,83 \cdot Q_3 \cdot v_3 \cdot \sin 45^\circ = 593 \text{ kgf}$$

A resultante será:



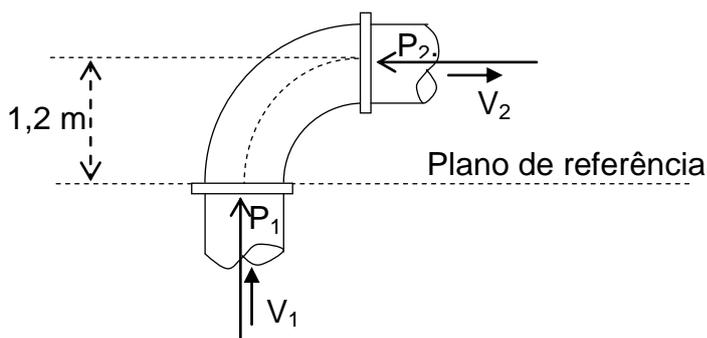
$$R = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} = \sqrt{(-582,6)^2 + 593^2}$$

$$R = 831 \text{ kgf}$$

Direção da resultante:

$$\text{tg}_x \theta = \frac{R_y}{R_x} = \frac{593}{582,6} = 1,0179 \quad \theta = 45^\circ 30' 30''$$

3) Uma tubulação de recalque de bombeamento tem 300 mm de diâmetro e tem uma curva de 90° , na vertical, e o líquido bombeado é a água, com uma vazão de $400 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$. A perda de carga na curva é de 0,6 m. A pressão na entrada é de $2,1 \text{ kgf cm}^{-2}$. Calcule a força resultante sobre a curva.



A vazão é:

$$Q = 400 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1} = 0,111 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$$

A velocidade de escoamento é:

$$v = \frac{0,111 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}}{\frac{\pi \cdot 0,3^2}{4}} = 1,57 \text{ m s}^{-1}$$

A área da seção de escoamento é:

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3,1416 \cdot 0,3^2}{4} = 0,070686 \text{ m}^2 = 706,86 \text{ cm}^2$$

A força devida à pressão na vertical é:

$$F_1 = P_1 \cdot A_1 = 2,1 \text{ kgf cm}^{-2} \cdot 706,86 \text{ cm}^2 = 1.484,406 \text{ kgf}$$

A força devida à quantidade de movimento na vertical é:

$$\rho \cdot Q \cdot v_1 = 102 \text{ kgf s}^2 \text{ m}^{-4} \cdot 0,111 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} \cdot 1,57 \text{ m s}^{-1} = 17,775 \text{ kgf}$$

Aplicando a equação da conservação de energia, tem-se:

$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + hf$$

Considerando o plano de referência em 1, $z_1 = 0$ e, $z_2 = 1,2$ m.

O diâmetro é o mesmo, então, $v_1 = v_2$.

Substituindo, tem-se:

$$\frac{21.000 \text{ Kgf m}^{-2}}{1.000 \text{ kgf m}^{-3}} = 1,2 \text{ m} + \frac{P_2}{\gamma} + 0,6 \text{ m}$$

$$P_2 = 19.200 \text{ kgf m}^{-2}$$

A força devida à pressão na horizontal é:

$$F_2 = P_2 \cdot A_2 = 1,9 \text{ kgf cm}^{-2} \cdot 706,86 \text{ cm}^2 = 1.343,03 \text{ kgf}$$

A força devida à quantidade de movimento na horizontal é:

$\rho \cdot Q \cdot v_2 = 102 \text{ kgf s}^2 \text{ m}^{-4} \cdot 0,111 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} \cdot 1,57 \text{ m s}^{-1} = 17,775 \text{ kgf}$ (neste caso é a força de reação)

A resultante das forças é:

Na horizontal:

$$R_x = P_2.A_2 + \rho.Q.v_2 = 1.343,03 \text{ kgf} + 17,775 \text{ kgf} = 1.360,8 \text{ kgf}$$

Na vertical:

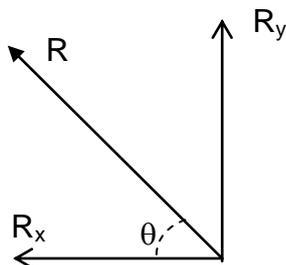
$$R_y = P_1.A_1 + \rho.Q.v_1 = 1.484,4 + 17,775 \text{ kgf} = 1.502,37 \text{ kgf}$$

A resultante final é:

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} = \sqrt{1.306,8^2 + 1.502,4^2} = 1.991,2 \text{ kgf}$$

A direção da resultante é dada por:

$$\text{tg } \theta_x = \frac{R_y}{R_x} = \frac{1.502,4}{1.360,8} = 1,104$$



$$\theta = 47^{\circ} 49' 46''$$

4) Resolva o problema anterior utilizando a metodologia simplificada.

$$R = 2 \cdot P \cdot A \cdot \text{sen} \frac{\alpha}{2} \quad \text{substituindo}$$

$$R = 2 \cdot 21000 \text{ kgf m}^{-2} \cdot \frac{\pi \cdot 0,3^2}{4} \cdot \text{sen}(45^{\circ})$$

$$R = 2.099 \text{ kgf (valor bem próximo do valor anterior, ou seja, 1.991 kgf)}$$

11.4 - EXERCÍCIOS PROPOSTOS

1) Calcular o esforço resultante em uma curva horizontal de um encanamento de 300 mm de diâmetro, conduzindo água, sendo a pressão igual a 60 m e o ângulo $\alpha = 60^\circ$.

R: $P = 4241 \text{ kgf}$.

2) Calcular a área de um bloco para ancorar uma curva de 90° com 200 mm de diâmetro, verticalmente, contra o fundo da vala, sendo a pressão de serviço de 115 m e o terreno arenoso ($\sigma_a = 2 \text{ kgf cm}^{-2}$).

R: $A = 2550 \text{ cm}^2$.

3) Calcular a área de um bloco para ancorar um tê ou tampão de 350 mm de diâmetro, lateralmente, contra a parede da vala. A pressão máxima de serviço é de 42 m e o terreno é rocha alterada, necessitando de picareta para sua escavação.

R: $A = 2670 \text{ cm}^2$.

4) Em uma tubulação de diâmetro $D = 800 \text{ mm}$, a vazão é $Q = 1,5 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ de água. Há uma curva de 45° de diâmetro igual ao da tubulação, no plano horizontal. Considerando o pequeno comprimento da curva, admite-se pressão constante ($P = 200 \text{ m}$) entre as seções A_1 e A_2 . Determinar o módulo da reação R ao empuxo resultante e também a sua direção (ângulo com o eixo X).

R: $R = 76,88 \text{ t}$; $\theta = 67^\circ 29' 23''$

5) Calcular o volume de um bloco de concreto capaz de resistir ao empuxo de 4000 kgf que faz um ângulo de 10° com a horizontal. O terreno é areia argilosa ($\text{tg } \phi = 0,40$).

R: $V = 4,393 \text{ m}^3$.

12 – MEDIDORES DE VAZÃO

Em qualquer sistema de recalque e/ou condução de água é importante que se tenha conhecimento da vazão que está escoando, seja para contabilizar o volume total ao final de um determinado período ou mesmo para monitoramento da vazão desejada.

Para sistemas de recalque para irrigação, a medição de vazão constitui na determinação da quantidade de água que passa por um determinado local na unidade de tempo. A forma mais usual de se quantificar o volume total movimentado é litros ou m^3 , e, a vazão instantânea, normalmente nas unidades de $L \text{ min}^{-1}$, $m^3 \text{ h}^{-1}$ ou galões min^{-1} (1 galão = 3,785 litros).

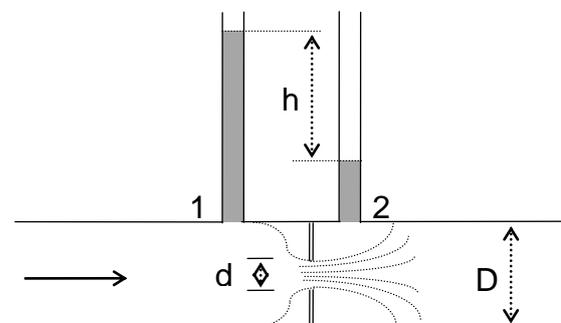
Existem diversos tipos de medidores de vazão, e, a escolha do mais adequado deve ser função das características do fluido, condições de instalação e de operação. Dentre os vários tipos existentes, serão apresentados a seguir os mais utilizados em condutos forçados, considerando a água como fluido.

Os medidores podem ser agrupados em duas classes: deprimogênicos e não deprimogênicos.

12.1 - SISTEMAS DEPRIMOGÊNICOS

Consistem em medidores diferenciais, ou seja, são dispositivos dotados de redução na seção de escoamento de uma tubulação de modo a produzir uma diferença de pressão, em conseqüência do aumento da velocidade. Medindo-se a queda de pressão, pode-se determinar a velocidade e, daí, a vazão. Os principais aparelhos deprimogênicos são: orifício, diafragma, tubo Venturi e o bocal diafragma.

Considere o caso de orifício ou diafragma instalado no interior de uma tubulação:

**FIGURA 12.1 - Medidor deprimogênico (orifício ou diafragma)**

A diferença de pressão entre os pontos "1" e "2" será:

$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2.g} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2.g} \rightarrow z_1 = z_2 ; \frac{P_1}{\gamma} = h_1 \text{ e } \frac{P_2}{\gamma} = h_2 ; h = h_1 - h_2$$

$$h_1 + \frac{v_1^2}{2.g} = h_2 + \frac{v_2^2}{2.g} \rightarrow h = \frac{v_2^2}{2.g} - \frac{v_1^2}{2.g} \rightarrow$$

mas, $v = \frac{Q}{A} = \frac{Q}{\frac{\pi.D^2}{4}}$, substituindo,

$$h = \frac{Q^2}{\frac{\pi^2.2.g}{16}} \cdot \left(\frac{1}{d^4} - \frac{1}{D^4} \right) \rightarrow Q = \sqrt{\frac{\pi^2.g}{8} \cdot \frac{h}{\frac{D^4 - d^4}{D^4.d^4}}} \rightarrow$$

$$Q = 3,84.D^2.cd. \sqrt{\frac{h}{\left[\frac{D}{d}\right]^4 - 1}}$$

onde,

Q = vazão, m³ s⁻¹;

cd = coeficiente prático;

D = diâmetro da tubulação, m;

d = diâmetro da seção contraída, m;

h = diferença de pressão, m.

O coeficiente "cd", para orifícios concêntricos é de 0,6 a 0,62, e, para venturi tipo longo, o seu valor é próximo a 0,975.

Os medidores de vazão por diferença de pressão podem ser aplicados na medição de gases e líquidos, inclusive fluídos com sólidos em suspensão, bem como fluídos viscosos, em uma faixa de temperatura e pressão bastante ampla, o que constitui em uma de suas vantagens. Por outro lado, como inconveniente, este tipo de medidor apresenta grande perda de carga, sendo a placa de orifício, o

dispositivo que provoca a maior perda de carga "irrecuperável" (de 40 a 80% do diferença de pressão gerada).

Dentre os medidores deprimogênicos destacam-se o tubo venturi, bocal de vazão e a placa de orifício ou diafragma.

12.1.1 - TUBO VENTURI

Compreende três seções principais → uma peça convergente, outra divergente (difusor) e uma seção intermediária, que constitui a garganta ou estrangulamento. A finalidade da parte divergente é a de trazer progressivamente o diâmetro ao seu valor inicial e diminuir a perda de carga, e, a seção estrangulada tem o propósito de acelerar o fluido e baixar, temporariamente, sua pressão (figura 12.2).

A recuperação de pressão em um tubo Venturi é bastante eficiente, sendo seu uso recomendado quando se deseja um maior restabelecimento de pressão e quando o fluido medido carrega sólidos em suspensão. O Venturi produz um diferencial menor que uma placa de orifício para uma mesma vazão e diâmetro igual à sua garganta.

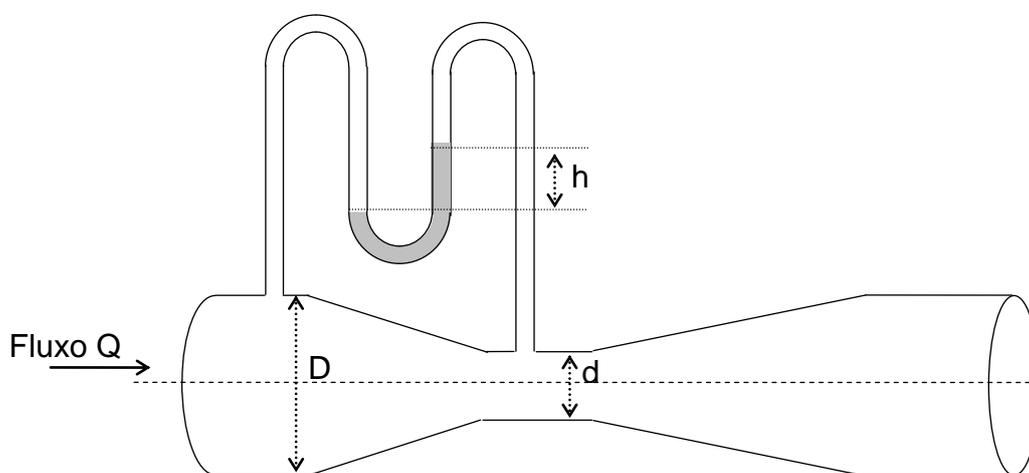


FIGURA 12.2 - Medidor Venturi

12.1.2 - PLACA DE ORIFÍCIO

Também chamado de diafragma, consiste em uma placa perfurada (orifícios concêntricos), instalada perpendicularmente ao eixo da tubulação. Dentre os vários dispositivos inseridos numa tubulação para se criar uma pressão diferencial, o mais simples e mais comum empregado é o da placa de orifício (figura 12.3).

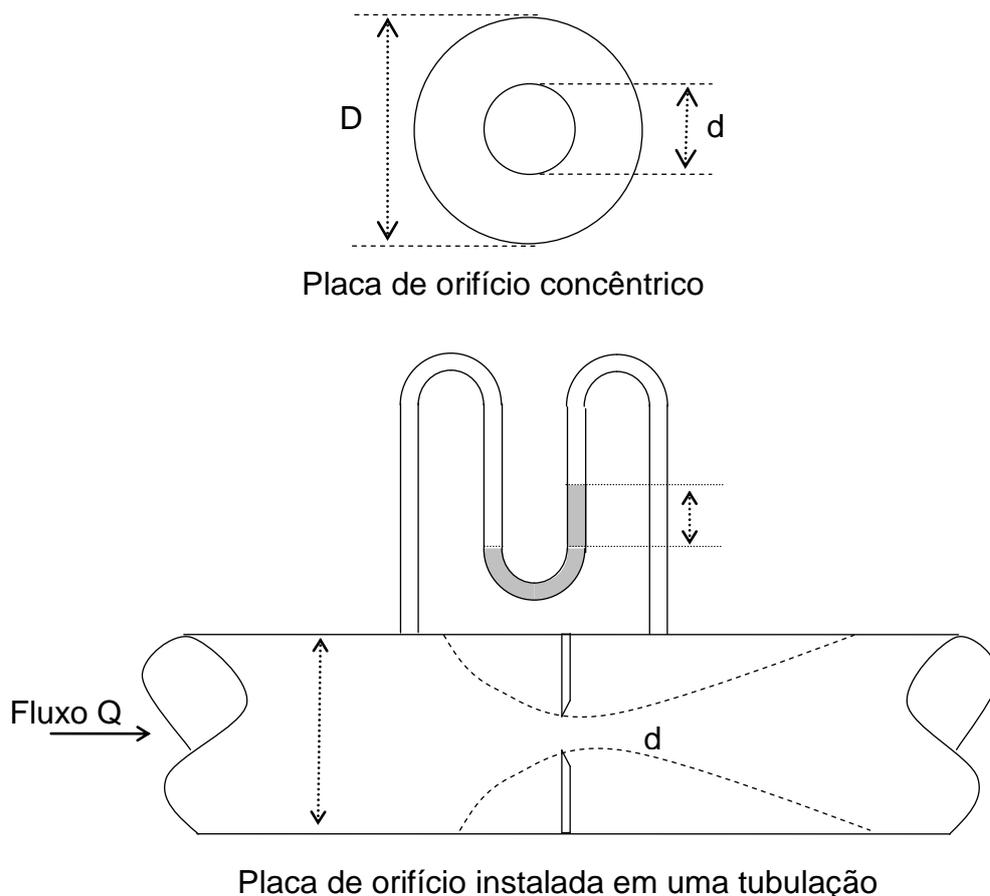


FIGURA 12.3 - Medidor placa de orifícios

Normalmente, o orifício é feito em chapa metálica. O diâmetro do orifício deve ser de 30 a 80% do diâmetro da tubulação. A tomada de pressão de montante deve ser feita a uma distância igual a um “D” e a de jusante a “D/2”. É essencial que as bordas do orifício estejam sempre perfeitas, porque, se ficarem, imprecisas ou corroídas pelo fluido, a precisão da medição será comprometida. Costumeiramente são fabricadas com aço inox, monel, latão, etc.,

São dispositivos de fácil instalação, de baixo custo e de construção simples, por outro lado, apresentam grande perda de carga e baixa rangeabilidade, ou seja, cada orifício atende a uma gama limitada de vazões.

12.1.3 - BOCAL

O Bocal de vazão é um medidor diferencial entre a placa de orifício e o tubo Venturi. O perfil dos bocais de vazão permite sua aplicação em serviços onde o

fluido é abrasivo e corrosivo. O perfil de entrada é projetado de forma à guiar a veia fluída até atingir a seção mais estrangulada do elemento de medição. Seu principal uso é em medição de vapor com alta velocidade, recomendado para tubulações com diâmetros superiores a 50mm (figura 12.4).

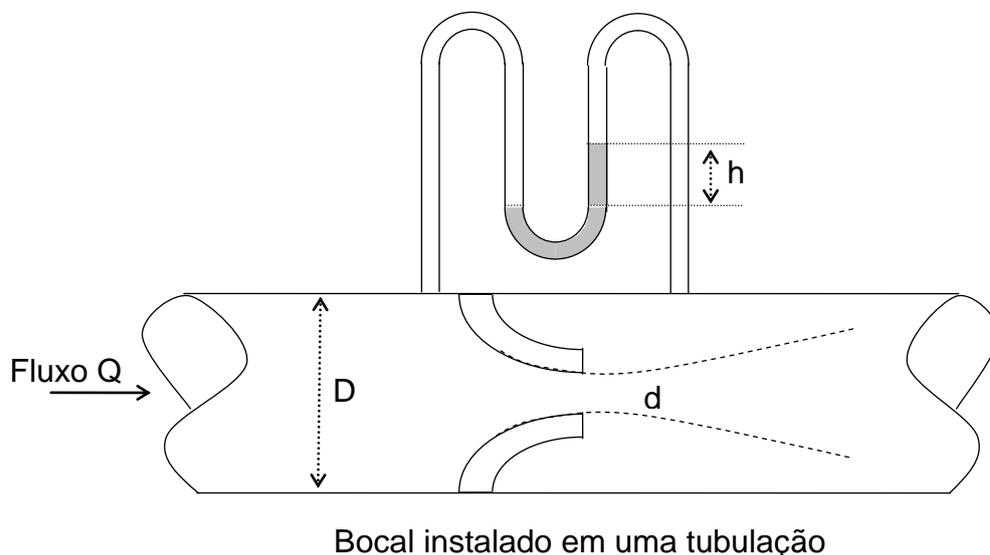


FIGURA 12.4 – Bocal medidor de vazão

12.2 - MEDIDORES NÃO DEPRIMOGÊNIOS

12.2.1 - MEDIDOR DE VAZÃO DE ÁREA VARIÁVEL (ROTÂMETRO)

O rotâmetro é um instrumento que permite medir a vazão instantânea, no qual o fluido é descarregado de um orifício de tamanho variável e controlado.

Estes medidores de área variável são constituídos por:

- um tubo de vidro de formato tronco-cônico, o qual é colocado verticalmente na tubulação em que passará o fluido que queremos medir. A extremidade maior do tubo cônico ficará voltada para cima;

- um flutuador que se moverá verticalmente no interior do tubo cônico em função da vazão medida.

Quando o líquido passa através do tubo, o flutuador recebe um impulso para o alto, tendendo a levantá-lo; devido ao fato do tubo ser tronco-cônico, com a seção maior no alto, à medida que o flutuador sobe aumenta a área de passagem em volta do mesmo e, conseqüentemente a vazão também aumentará. O flutuador continuará

subindo até que o impulso dinâmico não iguale o peso do flutuador subtraído do peso do fluido correspondente ao próprio volume. Sobre o tubo é então gravada uma escala, que permite pela posição do flutuador a leitura do valor da vazão do fluido escoando através do medidor.

Apresentam a vantagem de que nenhuma medida particular é necessária, e ainda, podem ser montados nas proximidades de curvas, válvulas, etc.

Os rotômetros devem ser montados verticalmente na tubulação do fluido, cuja vazão se quer medir, de maneira que o fluido seja dirigido de baixo para cima. O rotômetro pode ser colocado diretamente na tubulação ou em derivação como indicado na figura 12.5.

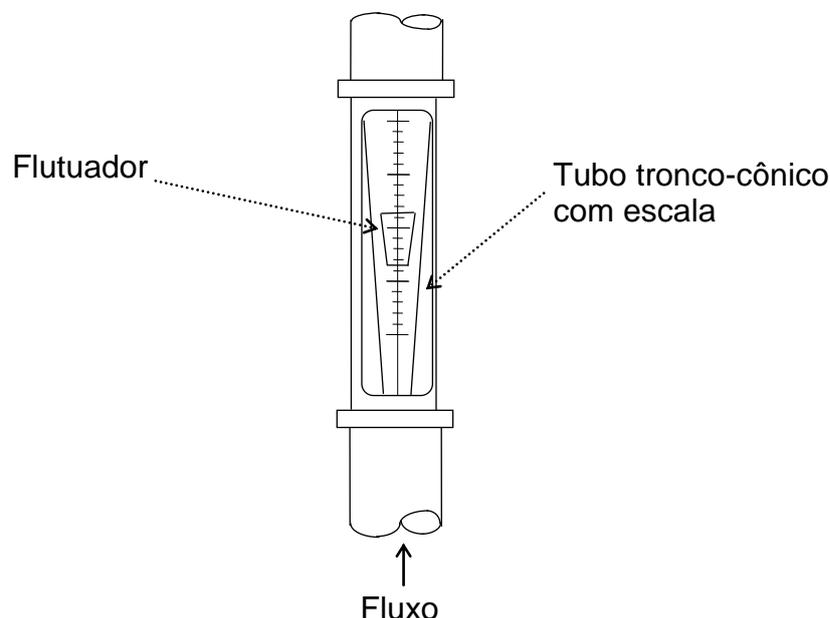


FIGURA 12.5 - Representação de um rotômetro

12.2.2 - MEDIDORES TIPO TURBINA

Este tipo de medidor de vazão em condutos forçados utiliza uma turbina como elemento interno rotativo, sendo a principal peça do instrumento. É constituído basicamente por um rotor, montado axialmente na tubulação, dotado de aletas que o fazem girar quando há escoamento na tubulação. Externamente a tubulação é instalada uma bobina. A velocidade de giro do rotor é proporcional à velocidade de escoamento do fluido; cada giro provoca uma variação da *relutância* do circuito magnético e no fluxo magnético total a que está submetida a bobina. Verifica-se então a indução de um ciclo de tensão alternada. A frequência dos pulsos gerados

desta maneira é proporcional á velocidade do fluido e a vazão pode ser determinada pela medição/totalização de pulsos.

Existem diversos tipos de turbinas, variando tanto a maneira de se colocar o eixo do rotor em relação ao fluxo, como a de se medir suas rotações. Certas turbinas são mecânicas e outras são equipadas de elementos eletrônicos. A diferença básica entre elas é que nas últimas a rotação do rotor é medida eletronicamente enquanto nas outras, isto é feito mecanicamente.

Nos medidores tipo turbina a medição da vazão é geralmente uma totalização local do volume (o que é feito relacionando com a velocidade de rotação do rotor com pás - turbina - em um determinada tubulação).

Esses medidores de vazão oferecem uma boa precisão na medição de vazão. Normalmente são instalados em trechos horizontais da tubulação.

12.2.3 - MEDIDORES ELETROMAGNÉTICOS

Medidores destinados à medição de vazão de líquidos em tubulações fechadas; possuem qualquer parte móvel e utilizam montagem por inserção, facilitando sua instalação em campo.

São medidores que consistem na criação de um campo eletromagnético com a colocação de espiras em volta da tubulação e medição da força eletromotiva induzida no condutor por meio de eletrodos em contacto com a água. O condutor é a própria água e a força eletromotiva induzida é proporcional à sua velocidade.

O principio de medição baseia-se na lei da indução de Faraday, ou seja, quando um condutor elétrico se move num campo magnético cortando as linhas de campo forma-se uma F.E.M.(Força Eletro Motriz) no condutor proporcional a velocidade do condutor (determina a velocidade de escoamento do fluído no interior do tubo). Um condutor elétrico, neste caso o meio eletricamente condutivo, passa através de um campo magnético. A tensão B induzida neste meio é diretamente proporcional à velocidade média do fluxo V . A indução magnética B (intensidade de campo magnético) e a distância entre eletrodos D (diâmetro nominal do tubo) são constantes:

$$T = K_A \cdot B \cdot V \cdot D$$

em que,

B = tensão;

K_A = constante do aparelho;

V = velocidade média de escoamento, $m\ s^{-1}$;

D = distância entre os eletrodos (diâmetro do tubo), m;

Considerando que $Q = A.V$ tem-se, então o valor da vazão:

$$Q = \frac{0,7854.D.U}{k.B}$$

A figura 12.6 mostra um esquema de funcionamento de um medidor eletromagnético.

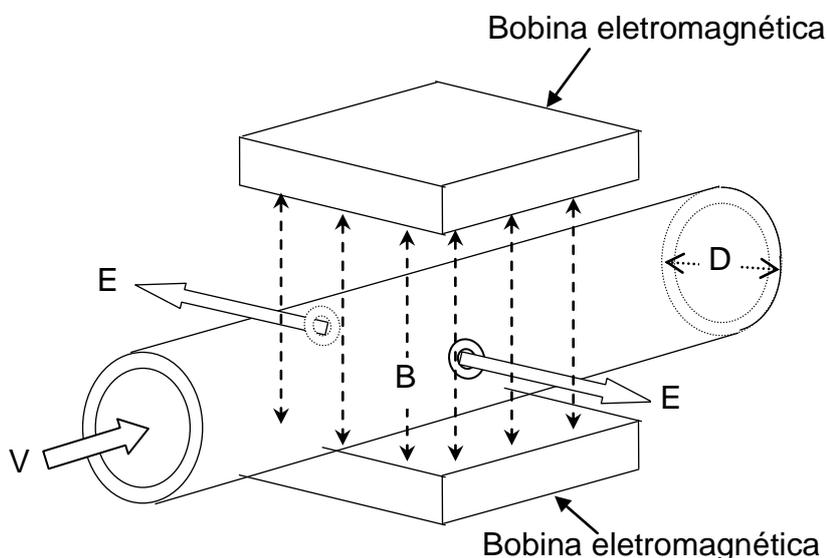


FIGURA 12. 6 – Esquema de um medidor eletromagnético

O transmissor de vazão instalado na tubulação entre flanges é composto basicamente, do tubo cilíndrico, duas bobinas fixadas no tubo, face a face, para geração do campo magnético e dois eletrodos fixados perpendicularmente as bobinas.

A instalação por inserção pode ser efetuada diretamente na tubulação através de uma luva ou por meio de acessórios como abraçadeiras ou tês (dependendo do modelo do medidor).

Na medição indutiva de vazão o fluido em movimento constitui o condutor móvel, ou seja, o fluido tem que ser eletricamente condutivo (sua condutibilidade precisa ser no mínimo 5 microS/cm). Sua aplicação estende-se desde saneamento até indústrias químicas, papel e celulose, mineração e indústrias alimentícias.

Esses medidores são caros, porém, não causam perdas de carga, já que não possui qualquer obstrução ao escoamento.

12.2.4 - MEDIDORES ULTRA-SÔNICOS

São medidores que utilizam a velocidade do som como meio auxiliar de medição da vazão. Existem medidores ultra-sônicos nos quais os transdutores são presos à superfície externa da tubulação, e outros com os transdutores em contato direto com o fluido.

Baseiam-se na diferença de propagação de ondas ultra-sônicas encaminhadas nos dois sentidos (montante e jusante). Os transdutores-emissores de ultra-som consistem em cristais piezoelétricos que são usados como fonte de ultra-som, para enviar sinais acústicos que passam no fluido, antes de atingir os sensores correspondentes.

Apresentam como vantagens: elevada precisão, não interferem no escoamento, ou seja, não há necessidade de interromper o escoamento para instalação do aparelho (não há peças para serem colocadas no interior da tubulação), e, não causam perdas de carga. Por outro lado, estes aparelhos são de custos elevados.

Podem ser divididos em dois tipos principais:

- Medidores a efeito doppler - Estes instrumentos são adequados para medir vazão de fluídos que contêm partículas capazes de refletir ondas acústicas.

- Medidores de tempo de trânsito – para que a medição seja possível, os medidores de tempo de trânsito devem medir vazão de fluídos relativamente limpos.

13 - ESCOAMENTO EM CANAIS

A condução de água pode ser feita, também, por meio de condutos abertos ou livres (canais). Nestes, o escoamento se dá de forma diferente daquela que ocorre em tubulações com escoamento forçado. Enquanto que nestas últimas a água ocupa toda a seção transversal do conduto, nos condutos livres a seção de escoamento pode tomar diferentes formas, tendo ainda, a superfície livre em contato com a atmosfera.

13.1 CLASSIFICAÇÃO DO ESCOAMENTO

O escoamento em canais pode ser classificado em função do tempo, como permanente e não permanente, e em função do espaço, como uniforme e variado.

PERMANENTE: Não há variação das características do escoamento (velocidade constante) em um ponto considerado. Daí, os diversos parâmetros de uma seção molhada são constantes. Esses parâmetros (superfície molhada, profundidade, vazão, etc.) podem depender da seção ou do ponto considerado, porém são independentes do tempo.

Para que o movimento seja permanente, a quantidade de água que entra é igual à quantidade que sai, isto é, a corrente líquida não perde nem recebe líquido durante o trajeto (afluentes, alimentação pelo lençol freático, perdas por infiltração, derivação, etc.). Nesse caso, há continuidade da vazão entre as diversas seções do canal.

A vazão (Q) e a profundidade (y) do líquido em qualquer seção não variam com o tempo, durante o período que interessa considerar.

No escoamento permanente têm-se:

$$\frac{\partial Q}{\partial t} = 0 \quad \frac{\partial y}{\partial t} = 0$$

NÃO PERMANENTE: A velocidade em um determinado ponto depende do tempo. Os diversos parâmetros (profundidade, área molhada, vazão, etc) variam na seção em função do tempo.

Nesse caso, há variação das características de escoamento; a vazão e profundidade de escoamento variam ao longo do tempo em uma determinada seção.

$$\frac{\partial Q}{\partial t} \neq 0 \quad \frac{\partial y}{\partial t} \neq 0$$

Com todo o rigor da definição, o regime permanente não existe na prática. Considera-se permanente o regime em função de elementos médios, resultando em um movimento permanente em média.

UNIFORME: O escoamento uniforme é quase sempre de regime permanente. A velocidade (v) e a profundidade da água (y) são constantes ao longo do comprimento (L) do canal, ou seja, a velocidade é constante em qualquer ponto ao longo do escoamento, para um determinado tempo. Esse regime só pode se estabelecer em canais uniformes muito longos e em trechos distantes das suas extremidades.

$$\frac{\partial v}{\partial L} = 0 \quad \frac{\partial y}{\partial L} = 0$$

VARIADO: Esse tipo de escoamento pode ser verificado em regime permanente ou não. Caracteriza-se pela variação da vazão (velocidade) e da profundidade do líquido ao longo da extensão do canal. As trajetórias das partículas são curvas e a declividade das superfícies livres é variável ao longo do canal. É o regime que se tem necessariamente em canais não uniformes, tais como os cursos d'água naturais, sendo também muito frequentes em canais uniformes. Nesse caso, existe variação da velocidade de escoamento entre uma seção e outra.

$$\frac{\partial v}{\partial L} \neq 0 \quad \frac{\partial y}{\partial L} \neq 0$$

O regime não uniforme pode ser gradualmente variado (MGV) ou bruscamente variado (MBV). No regime MGV, os raios de curvatura das trajetórias das partículas são muito grandes em relação às dimensões do canal. No MBV, as trajetórias das partículas apresentam grandes curvaturas acentuadas.

Aqui será utilizado apenas o escoamento permanente uniforme que é utilizado para o dimensionamento de escoamento dos condutos livres.

13.2 MOVIMENTO UNIFORME

Em um canal de declividade constante, o movimento é uniforme quando a seção de escoamento é constante em forma e dimensões. De acordo com a equação da continuidade, $Q = A_1.V_1 = A_2.V_2$, para que a velocidade seja constante, a seção também deve ser, ou seja, a profundidade da água (Y) é constante e a superfície livre da água é paralela ao fundo. A linha piezométrica coincide com a superfície da água (Figura 13.1).

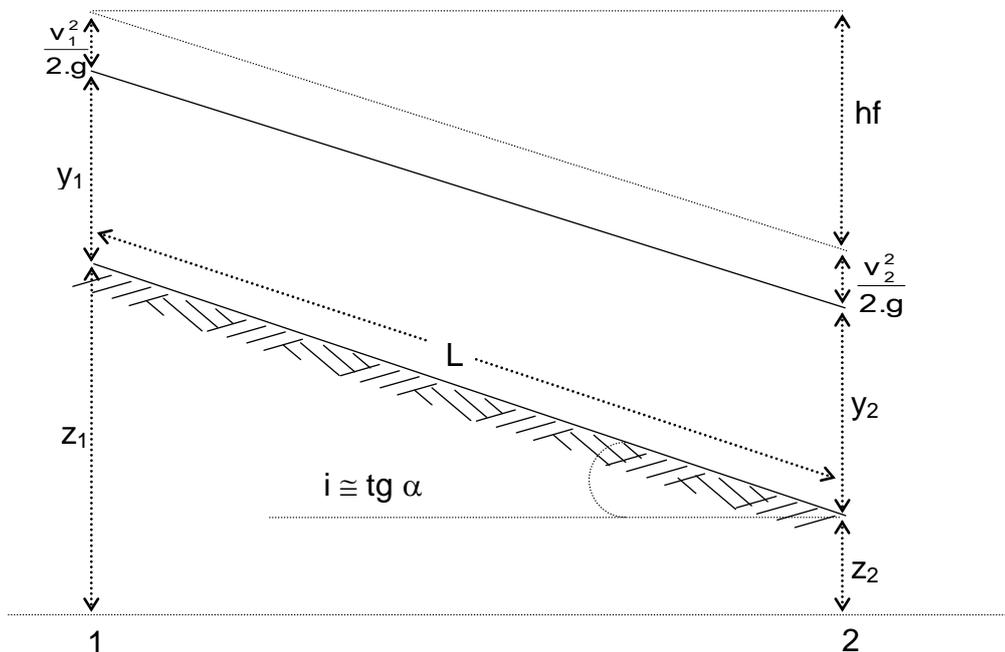


FIGURA 13.1 Representação esquemática de um segmento de canal.

Aplicando Bernoulli entre as seções 1 e 2 afastadas entre si de uma distância L , tem-se:

$$Y_1 + z_1 + \frac{v_1^2}{2.g} = Y_2 + z_2 + \frac{v_2^2}{2} + hf$$

No movimento uniforme $V_1 = V_2$, $A_1 = A_2$, e, $Y_1 = Y_2$, então:

$$z_1 = z_2 + hf \quad hf = z_1 - z_2 \quad \rightarrow \quad J = \frac{hf}{L}$$

em que J é a perda de carga unitária ($m\ m^{-1}$).

No movimento uniforme, a perda de carga é igual à diferença de cotas da superfície, ou do fundo do canal, em razão do paralelismo existente.

$$\frac{\partial v}{\partial t} = 0 \quad \text{e} \quad \frac{\partial v}{\partial L} = 0$$

Ocorre em canais prismáticos, de grande comprimento e pequena declividade.

A superfície da água é paralela à linha de energia e ao fundo do canal ($i = J$).

O movimento uniforme (MU) só é atingido depois da zona de transição, cujo comprimento dependerá, principalmente, das resistências oferecidas ao escoamento. Esse tipo de escoamento só ocorre em condições de equilíbrio dinâmico, isto é, quando houver um balanceamento entre a força aceleradora e a força de resistência.

A força de resistência depende da velocidade média do escoamento e, portanto, é necessário que essa velocidade atinja um determinado valor para que haja o equilíbrio entre essas forças. Por isso, é necessário que o canal tenha um comprimento razoável para que haja a possibilidade do estabelecimento do escoamento permanente e uniforme, fora dos trechos nos quais existe a influência das extremidades de montante e jusante.

Considere o escoamento apresentado na Figura 13.2, em que um canal prismático, de declividade e rugosidade constante é alimentado por reservatório e termina em uma queda brusca.

O movimento uniforme só se estabelecerá após a fase de transição, quando existir um balanceamento das forças aceleradora (F_g) e resistiva (F_t).

A força resistiva, originada pela presença de uma tensão de cisalhamento, que depende da viscosidade do fluido e da rugosidade do canal, é função da velocidade média do escoamento.

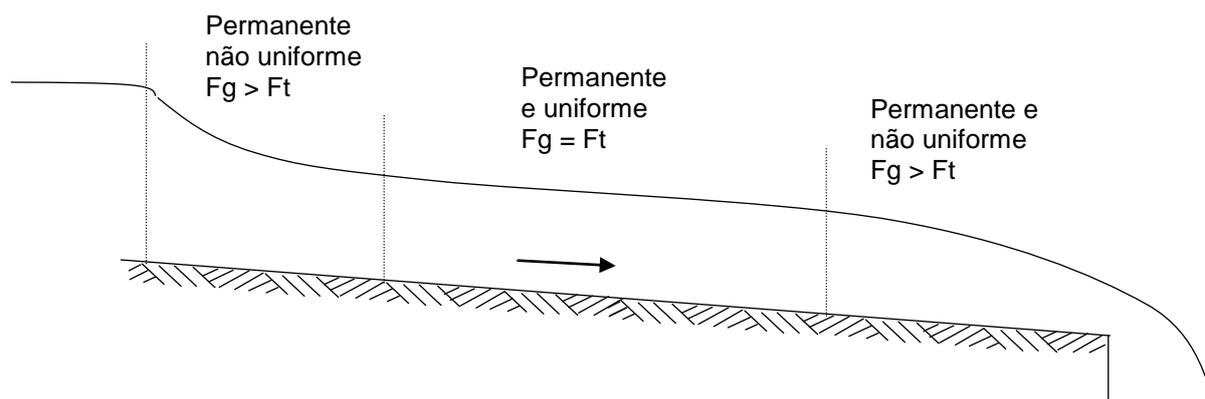


FIGURA 13.2 Representação esquemática de um escoamento

A força aceleradora é a componente da força gravitacional na direção do escoamento.

Ainda na Figura 13.2, observa-se que, no trecho inicial do canal, haverá uma aceleração do escoamento necessária para a velocidade passar de um valor praticamente nulo no reservatório para um certo valor finito. Nesse trecho há um desequilíbrio das forças, já que a componente gravitacional supera a resistiva, caracterizando um movimento não uniforme.

Com o aumento da velocidade cresce a força da resistência, até que esta se torna igual e oposta à da gravidade. Ao atingir esse equilíbrio, resulta um movimento com velocidade constante, que é caracterizado pela constância da vazão, por meio da seção reta e constância da altura d'água, caracterizando o escoamento permanente e uniforme.

Próximo à extremidade de jusante, o escoamento é influenciado pela presença da queda livre, e, novamente, há um desequilíbrio entre as forças, caracterizando um escoamento no qual a altura varia gradualmente. Nesse trecho o escoamento é denominado gradualmente variado.

Dessa maneira, pode-se verificar que, em canais curtos, as condições de escoamento uniforme não são atingidas. Entretanto, a solução de problemas de escoamento uniformes forma a base para os cálculos de escoamentos em canais.

13.2.1 EQUAÇÃO DA RESISTÊNCIA

Considere um trecho de canal com escoamento uniforme (Figura 13.3).

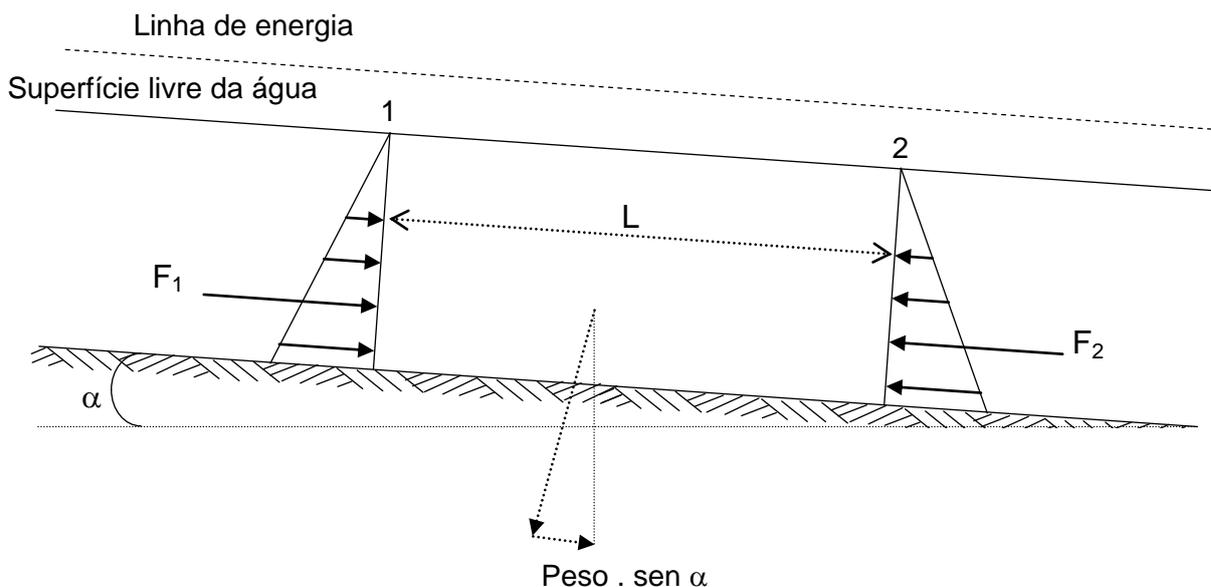


FIGURA 13.3 Balanço de forças no escoamento uniforme

No movimento permanente e uniforme, as características de escoamento (velocidade, profundidade e área) permanecem inalteradas no tempo e no espaço.

As forças atuantes no trecho do canal entre as seções 1 e 2, no sentido do escoamento, são:

- componente do peso (peso . sen α);
- forças decorrentes da pressão (F_1 e F_2);
- força de resistência ao escoamento (F_R).

Sendo o movimento uniforme, o balanço de forças que agem no trecho é nulo.

Assim:

$$F_1 - F_2 + \text{Peso} \cdot \text{sen } \alpha - F_R = 0$$

No movimento uniforme, a profundidade não varia. Assim, as áreas de 1 e 2 serão iguais e, ainda, considerando a distribuição hidrostática das pressões, tem-se:

$$F_1 = F_2$$

Resultando em:

$$\text{Peso} \cdot \sin \alpha - F_R = 0$$

ou seja,

$$\text{Peso} \cdot \sin \alpha = F_R$$

Da expressão anterior tem-se que:

$$\text{Peso} = \gamma \cdot A \cdot L$$

Mas, $\sin \alpha \approx \tan \alpha$ (em canais, a declividade é, normalmente, muito pequena, ou seja, o ângulo de inclinação é pequeno, o que permite escrever que $\sin \alpha \approx \tan \alpha$). A tangente do ângulo α é a declividade do próprio canal (i).

Reescrevendo:

$$\text{Peso} \cdot \sin \alpha = \gamma \cdot A \cdot L \cdot \tan \alpha$$

$$\text{Peso} \cdot \sin \alpha = \gamma \cdot A \cdot L \cdot i$$

De acordo com Chezy (1796), a força de resistência ao escoamento (F_R) é proporcional à superfície de contato (perímetro x comprimento) e ao quadrado da velocidade:

$$F_R = k \cdot v^2 \cdot P \cdot L$$

em que

P = perímetro molhado, m;

k = constante de proporcionalidade;

v = velocidade de escoamento, m s⁻¹.

Igualando as equações relativas às forças gravitacional (peso) e de resistência, obtém-se:

$$\gamma \cdot A \cdot L \cdot i = k \cdot v^2 \cdot P \cdot L$$

$$v = \sqrt{\frac{\gamma}{k} \cdot \frac{A}{P} \cdot i}$$

Substituindo na equação anterior a relação entre área e perímetro pelo raio hidráulico, tem-se:

$$v = \sqrt{\frac{\gamma}{k} \cdot R \cdot i} \quad \text{equação geral da resistência}$$

Chezy (1769) introduziu um fator de resistência “C” na equação geral da resistência:

$$C = \frac{\gamma}{k}^{\frac{1}{2}} \quad v = C \cdot \sqrt{R \cdot i}$$

Essa expressão é conhecida como fórmula de Chezy para o escoamento uniforme em condutos livres. A dificuldade do emprego desta equação está na definição do fator de resistência “C”.

A partir dessa expressão, diversos estudos foram desenvolvidos para o cálculo do coeficiente “C”, destacando-se a equação de Manning (1890) que é muito utilizada no Brasil:

$$C = \frac{R^{\frac{1}{6}}}{n} \quad \text{e} \quad v = \frac{1}{n} \cdot R^{\frac{2}{3}} \cdot i^{\frac{1}{2}} \quad \text{ou} \quad Q = \frac{1}{n} \cdot A \cdot R^{\frac{2}{3}} \cdot i^{\frac{1}{2}}$$

em que

v = velocidade, m s^{-1} ;

Q = vazão, $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$;

n = coeficiente de rugosidade de Manning (Tabela 13.1);

A = área da seção transversal ao escoamento, m^2 ;

R = raio hidráulico, m ;

i = declividade, m m^{-1} .

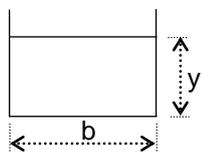
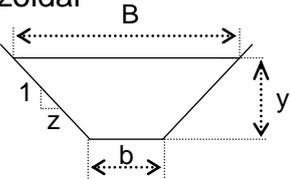
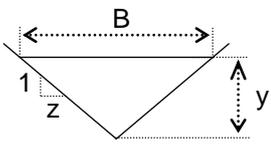
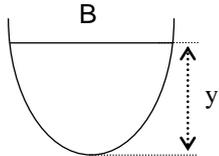
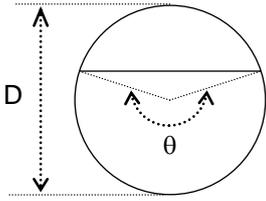
Na tabela 13.2, são apresentados os elementos geométricos das seções mais usuais em condutos livres.

TABELA 13.1 Coeficientes de rugosidade de Manning

Natureza das paredes	Condições			
	Muito boa	Boa	Regular	Má
Alvenaria de pedra argamassada	0,017	0,020	0,025	0,030
Alvenaria de pedra aparelhada	0,013	0,014	0,015	0,017
Alvenaria de pedra seca	0,025	0,033	0,033	0,035
Alvenaria de tijolos	0,012	0,013	0,015*	0,017
Calhas metálicas lisas (semicirculares)	0,011	0,012	0,013	0,015
Canais abertos em rocha (irregular)	0,035	0,040	0,045	-
Canais fundo em terra e talude c/ pedras	0,028	0,030	0,033	0,035
Canais leito pedregoso e talude vegetado	0,025	0,030	0,035	0,040
Canais com revestimento de concreto	0,012	0,014*	0,016	0,018
Canais de terra (retilíneos e uniformes)	0,017	0,020	0,023	0,025
Canais dragados	0,025	0,028	0,030	0,033
Condutos de barro (drenagem)	0,011	0,012*	0,014*	0,017
Condutos de barro vitrificado (esgoto)	0,011	0,013*	0,015	0,017
Condutos prancha de madeira aplainada	0,010	0,012*	0,013	0,014
Gabião	0,022	0,030	0,035	-
Superfícies de argamassa de cimento	0,011	0,012	0,013*	0,015
Superfícies de cimento alisado	0,010	0,011	0,012	0,013
Tubo de ferro fundido revestido c/ alcatrão	0,011	0,012*	0,013*	-
Tubo de ferro fundido sem revestimento	0,012	0,013	0,014	0,015
Tubos de bronze ou de vidro	0,009	0,010	0,011	0,013
Tubos de concreto	0,012	0,013	0,015	0,016
Tubos de ferro galvanizado	0,013	0,014	0,015	0,017
Córregos e rios limpos e retilíneos	0,025	0,028	0,030	0,033
Igual anterior c/ pedras e vegetação	0,030	0,033	0,035	0,040
Com meandros, bancos e poços, limpos	0,035	0,040	0,045	0,050
Margens espaiadas, pouca vegetação	0,050	0,060	0,070	0,080
Margens espaiadas, muita vegetação	0,075	0,100	0,125	0,150

Fonte: Porto (1998) e Cirilo et al. (2001)

TABELA 13.2 Elementos geométricos das seções transversais mais usuais

Seção transversal	Parâmetro	Fórmula
Retangular 	Área Perímetro molhado Largura da superfície	$A = b \cdot y$ $P = b + 2 \cdot y$ $B = b$
Trapezoidal 	Área Perímetro molhado Largura da superfície	$A = (b + z \cdot y) \cdot y$ $P = b + 2 \cdot y \cdot \sqrt{z^2 + 1}$ $B = b + 2 \cdot z \cdot y$
Triangular 	Área Perímetro molhado Largura da superfície	$A = z \cdot y^2$ $P = 2 \cdot y \cdot \sqrt{z^2 + 1}$ $B = 2 \cdot z \cdot y$
Parábola 	Área Perímetro molhado Largura da superfície	$A = \frac{2}{3} \cdot B \cdot y$ $P = B + \frac{8 \cdot y^2}{3 \cdot B}$ $B = \frac{3 \cdot A}{2 \cdot y}$
Circular 	Área Perímetro molhado Largura da superfície Ângulo Profundidade	$A = \frac{D^2}{8} \cdot (\theta - \text{sen } \theta)$ $P = \frac{\theta \cdot D}{2}$ $B = D \cdot \text{sen } \frac{\theta}{2}$ $\theta = 2 \cdot \text{arc. cos. } 1 - 2 \cdot \frac{y}{D}$ $Y = \frac{D}{2} \cdot (1 - \cos \frac{\theta}{2})$

13.2.2 DISTRIBUIÇÃO DA VELOCIDADE NOS CANAIS

Os condutos livres podem ser abertos ou fechados, com as mais diversas formas: circular, trapezoidal, retangular, triangular, etc.

A velocidade de escoamento varia, dentro de uma mesma seção do canal (seção transversal e longitudinal). Com a resistência do fundo e da lateral, há redução da velocidade. Além disso, existe influência da atmosfera e ventos, oferecendo resistência ao escoamento, influenciando a velocidade (Figura 13.4).

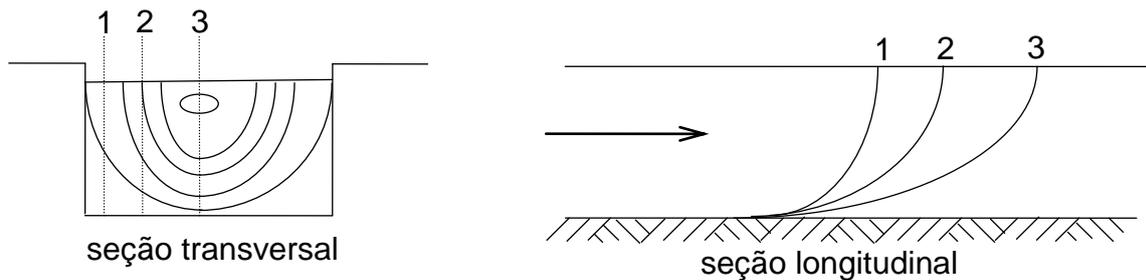


FIGURA 13.4 Distribuição da velocidade nas seções transversal e longitudinal

A velocidade varia desde um valor igual a zero, junto ao fundo, até um valor máximo logo abaixo da superfície, próximo a 15% de profundidade (Figura 13.5). A velocidade média pode ser estimada por meio de uma das seguintes expressões:

- (a) $V_m \cong 80\%$ a 90% da velocidade superficial;
- (b) $V_m \cong$ velocidade a seis décimos de profundidade ($V_{60\%}$)
- (c)
$$V_m \approx \frac{V_{20\%} + V_{80\%}}{2}$$
- (d)
$$V_m \approx \frac{V_{20\%} + V_{80\%} + 2 \cdot V_{60\%}}{4}$$

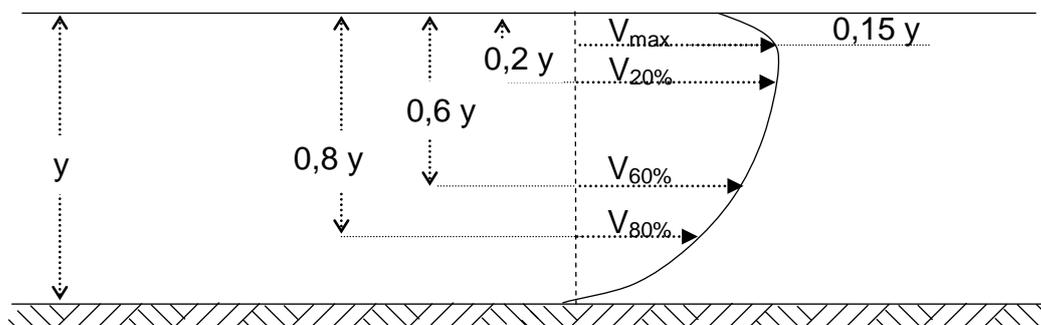


FIGURA 13.5 Distribuição dos valores de velocidade

13.2.3 LIMITES DE VELOCIDADE EM CANAIS

A velocidade da água em um canal deve ser estar entre um mínimo estabelecido em função da qualidade da água, para evitar sedimentação do material e um valor máximo, para evitar erosão das paredes laterais e do fundo do canal. Na Tabela 13.3, são apresentados valores para a velocidade máxima aconselhável em função do tipo de material utilizado no revestimento do canal e, na Tabela 13.4, os valores mínimos para evitar deposição do material em suspensão na água.

TABELA 13.3 Velocidade média máxima em função do tipo de canal

Tipo de canal	Velocidade (m/s)
Areia muito fina	0,20 a 0,30
Areia solta média	0,30 a 0,46
Areia grossa	0,46 a 0,61
Terreno arenoso comum	0,61 a 0,76
Terreno silte-argiloso	0,76 a 0,84
Terreno argiloso compacto	0,91 a 1,14
Terreno argiloso duro	1,14 a 1,22
Solo cascalhado	1,22 a 1,52
Cascalho grosso, pedregulho, piçarra	1,52 a 1,83
Rochas sedimentares moles-xistos	1,83 a 2,44
Alvenaria	2,44 a 3,05
Rochas compactas	3,05 a 4,00
Concreto	4,00 a 6,00

Fonte: Porto (1998)

TABELA 13.4 Velocidades médias mínimas para evitar depósitos

Tipo de água	Velocidade (m/s)
Água com suspensão fina	0,30
Água com areia fina	0,45
Água de esgoto	0,60
Água pluvial	0,75

Fonte: Silvestre (1983)

Em seções nas quais se empregam taludes (trapezoidais, triangulares, etc.), a inclinação máxima das paredes laterais depende do tipo de terreno (Tabela 13.5).

TABELA 13.5 Inclinação dos taludes em função do material do canal

NATUREZA DAS PAREDES	$z = \text{tg}\theta$	θ
Canais em terra sem revestimento	2,5 a 5	68,2° a 78,7°
Canais em saibro, terra porosa	2	63,4°
Cascalho roliço	1,75	60,2°
Terra compacta sem revestimento	1,5	56,3°
Terra muito compacta, paredes rochosas	1,25	51,4°
Rocha estratificada, alvenaria de pedra bruta	0,5	26,5°
Rocha compacta, alvenaria acabada, concreto	0	0°

Fonte: Silvestre (1983)

13.2.4 FOLGA NOS CANAIS

Em canais abertos e fechados, deve-se prever uma folga de 20% a 30% da sua altura, acima do nível d'água máximo de projeto. Esse acréscimo representa uma margem de segurança contra possíveis elevações do nível d'água acima do calculado, o que poderia causar transbordamento. Além disso, em muitas circunstâncias, essa folga poderá funcionar como uma prevenção à diminuição da capacidade do canal, em razão da sedimentação no fundo do canal.

Para a obtenção da seção final do canal, procede-se da seguinte forma:

- 1 - após a determinação da seção hidráulica, prolonga-se, verticalmente, o valor da profundidade (Y) de 20% a 30% (Figura 13.6);
- 2 - a partir desse ponto, traça-se uma horizontal;
- 3 - prolonga-se os taludes até a intersecção com a horizontal.

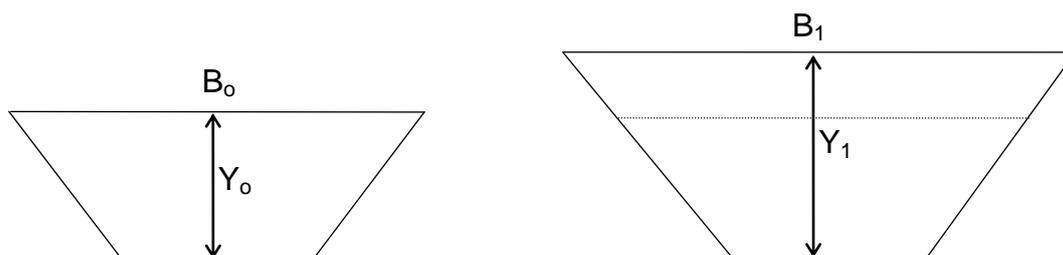


FIGURA 13.6 Folga nas dimensões do canal

13.2.5 EXERCÍCIOS RESOLVIDOS

1) Um canal retangular revestido com concreto em bom estado ($n = 0,014$) apresenta uma base de 3,0 m e declividade de $0,0012 \text{ m m}^{-1}$. Calcular a vazão que escoa em regime uniforme sabendo-se que a profundidade é de 1,0 m.

Solução:

Área de escoamento (retangular)

$$A = b \cdot y, \quad \text{substituindo-se} \quad A = 3 \cdot 1 = 3 \text{ m}^2$$

Perímetro molhado

$$P = b + 2 \cdot y, \quad \text{substituindo-se} \quad P = 3 + 2 \cdot 1 = 5 \text{ m}$$

Raio hidráulico

$$R = \frac{A}{P}, \quad \text{substituindo-se} \quad R = \frac{3 \text{ m}^2}{5 \text{ m}} = 0,6 \text{ m}$$

Equação de Manning

$$Q = \frac{1}{n} \cdot A \cdot R^{\frac{2}{3}} \cdot \sqrt{i}$$

$$Q = \frac{1}{0,014} \cdot 3 \cdot 0,6^{\frac{2}{3}} \cdot \sqrt{0,0012} = 5,28 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$$

2) Obter os valores da vazão e da velocidade média de escoamento da água em um canal trapezoidal com 2 m de base, profundidade de 0,8 m, inclinação das paredes laterais de 45° e declividade de 0,015%. O canal não possui revestimento, sendo suas paredes e fundo construídos (escavados) na própria terra (considere bom estado de conservação).

Solução:

Pela tabela 13.1 obtém-se o coeficiente de Manning “n” igual a 0,020.

A declividade 0,15% é igual a $0,0015 \text{ m m}^{-1}$, e, a inclinação do talude de 45° corresponde a $z = 1$.

A área e o perímetro são obtidos por

$$A = (b + z \cdot y) \cdot y \quad \text{substituindo-se, encontra-se} \quad A = (2 + 1 \cdot 0,8) \cdot 0,8 = 2,24 \text{ m}^2$$

$$P = b + 2 \cdot y \cdot \sqrt{z^2 + 1} \quad \text{substituindo-se, encontra-se} \quad P = 2 + 2 \cdot 0,8 \cdot \sqrt{1^2 + 1} = 4,26 \text{ m}$$

$$\text{O raio hidráulico é } R = \frac{A}{P} = \frac{2,24}{4,26} = 0,526 \text{ m}$$

$$\text{Substituindo-se na equação de Manning } Q = \frac{1}{n} \cdot A \cdot R^{\frac{2}{3}} \cdot \sqrt{i}$$

$$Q = \frac{1}{0,020} \cdot 2,24 \cdot 0,526^{\frac{2}{3}} \cdot \sqrt{0,0015} = 2,83 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$$

A velocidade será

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{2,83}{2,24} = 1,26 \text{ ms}^{-1}$$

3) Calcular a altura da água em um canal circular, de concreto ($n = 0,013$), com diâmetro de 1,5 m, declividade de $0,0001 \text{ m m}^{-1}$, conduzindo $0,55 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$.

Solução:

A área da seção circular é dada por $A = \frac{D^2}{8} (\theta - \text{sen } \theta)$. Substituindo-se “D”, tem-se

$$A = \frac{1,5^2}{8} (\theta - \text{sen } \theta) \quad \text{ou seja,} \quad A = 0,28125 (\theta - \text{sen } \theta)$$

O perímetro molhado é obtido por $P = \frac{\theta \cdot D}{2}$. Substituindo o valor de "D"

$$P = \frac{\theta \cdot 1,5}{2}, \quad \text{ou seja,} \quad P = 0,75 \cdot \theta$$

O raio hidráulico será dado por $R = \frac{0,28125(\theta \cdot \text{sen } \theta)}{0,75 \cdot \theta}$

Substituindo-se na equação de Manning $Q = \frac{1}{n} \cdot A \cdot R^{\frac{2}{3}} \cdot \sqrt{i}$

$$0,55 = \frac{1}{0,013} \cdot 0,28125(\theta \cdot \text{sen } \theta) \cdot \frac{0,28125(\theta \cdot \text{sen } \theta)^{\frac{2}{3}}}{0,75 \cdot \theta} \cdot \sqrt{0,0001}$$

$$4,89 = \frac{(\theta \cdot \text{sen } \theta)^{\frac{5}{3}}}{\theta^{\frac{2}{3}}}. \quad \text{Resolvendo-se, encontra-se } \theta = 3,819$$

A altura da água no canal (y) é dada por $y = \frac{D}{2} \cdot 1 \cdot \cos \frac{\theta}{2}$. Substituindo-se, obtém-se

$$y = \frac{1,5}{2} \cdot 1 \cdot \cos \frac{3,819}{2} = 1 \text{ m}$$

4) Qual a relação entre as declividades de um canal semicircular escoando cheio e de um canal retangular de mesma largura ($b = D$), mesma área molhada, mesmo revestimento e transportando a mesma vazão?

Canal circular meia seção:

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{8} = 0,3927 \cdot D^2 \quad P = \frac{\pi \cdot D}{2} = 1,5708 \cdot D \quad R = \frac{A}{P} = \frac{D}{4}$$

Canal retangular ($b = D$)

$$A = b \cdot y = D \cdot y \quad P = b + 2 \cdot y = D + 2 \cdot y$$

$$\text{Áreas iguais (} A_{\text{circular}} = A_{\text{retangular}}) \rightarrow 0,3927.D^2 = D.y \rightarrow y = 0,3927.D$$

$$\text{Substituindo-se "Y" na equação do perímetro "P"} \rightarrow P = D + 2.0,3927.D \rightarrow$$

$$P = 1,7854.D$$

O raio hidráulico do canal retangular é, então, dado por

$$R = \frac{A}{P} = \frac{0,3927.D^2}{1,7854.D} = 0,22.D$$

Considerando que a vazão é a mesma, as áreas são iguais e a rugosidade também:

$$Q = \frac{1}{n} . A . R^{\frac{2}{3}} . i^{\frac{1}{2}} \rightarrow Q_C = Q_R ; A_C = A_R ; n_C = n_R$$

$$R_C^{\frac{2}{3}} . i_C^{\frac{1}{2}} = R_R^{\frac{2}{3}} . i_R^{\frac{1}{2}} \rightarrow \frac{i_C}{i_R} = \frac{R_R^{\frac{4}{3}}}{R_C^{\frac{4}{3}}} \rightarrow \frac{i_C}{i_R} = \frac{0,22.D^{\frac{4}{3}}}{\frac{D}{4}} \rightarrow \frac{i_C}{i_R} = 0,84$$

5) Dimensionar um canal trapezoidal ($z = 2$) para irrigação, revestido com vegetação rasteira ($n = 0,025$), para transportar uma vazão de $1,5 \text{ m}^3/\text{s}$, com declividade $i = 0,0005 \text{ m/m}$, de modo que a velocidade média seja igual a $0,5 \text{ m/s}$.

$$V = \frac{1}{n} . R^{\frac{2}{3}} . i^{\frac{1}{2}} \rightarrow 0,5 = \frac{1}{0,025} . R^{\frac{2}{3}} . 0,0005^{\frac{1}{2}} \rightarrow R = 0,418 \text{ m}$$

$$Q = A.V \rightarrow 1,5 = A.0,5 \rightarrow A = 3 \text{ m}^2$$

$$R = \frac{A}{P} \rightarrow 0,418 = \frac{3}{P} \rightarrow P = 7,177 \text{ m}$$

$$A = (b + z.y).y \rightarrow 3 = (b + 2.y).y \rightarrow b = \frac{3}{y} - 2.y$$

$P = b + 2 \cdot y \cdot \sqrt{z^2 + 1} \rightarrow$ substituindo-se o valor de “b” em “P” e sabendo que $P = 7,177 \text{ m}$

$$7,177 = \frac{3}{y} \cdot 2 \cdot y + 2 \cdot y \cdot \sqrt{2^2 + 1} \rightarrow 7,177 = \frac{3}{y} + 2,47 \cdot y \rightarrow$$

$$2,47 \cdot y^2 - 7,177 \cdot y + 3 = 0$$

$$y = \frac{7,177 \pm \sqrt{7,177^2 - 4 \cdot 2,47 \cdot 3}}{2 \cdot 2,47}$$

a resolução da equação leva às raízes $y_1 = 2,4 \text{ m}$ e $y_2 = 0,5 \text{ m}$.

Testando-se as respostas:

$$Y_1 = 2,4 \text{ m} \rightarrow b = \frac{3}{y} \cdot 2 \cdot y \rightarrow b = \frac{3}{2,4} \cdot 2 \cdot 2,4 \rightarrow b = 3,55 \text{ m} \quad (\text{sem sentido})$$

$$Y_2 = 0,5 \text{ m} \rightarrow b = \frac{3}{y} \cdot 2 \cdot y \rightarrow b = \frac{3}{0,5} \cdot 2 \cdot 0,5 \rightarrow b = 5 \text{ m}$$

Resposta: $y=0,5 \text{ m}$ e $b = 5 \text{ m}$

13.2.6 DIMENSIONAMENTO DE SEÇÕES DE CANAIS (tabelas)

Uma forma mais prática para o dimensionamento da seção transversal de um canal pode ser feita com uso de parâmetros adimensionais.

$$Q = \frac{1}{n} \cdot A \cdot R^{\frac{2}{3}} \cdot i^{\frac{1}{2}} \Rightarrow \frac{n \cdot Q}{\sqrt{i}} = A \cdot R^{\frac{2}{3}} \Rightarrow \frac{n \cdot Q}{\sqrt{i}} = \frac{A^{\frac{5}{3}}}{P^{\frac{2}{3}}}$$

“O segundo membro depende somente da geometria da seção molhada”.

13.2.6.1 SEÇÕES CIRCULARES

$$\frac{n \cdot Q}{\sqrt{i}} = \frac{\frac{D^2}{8} (\theta \operatorname{sen} \theta)^{\frac{5}{3}}}{\frac{\theta \cdot D^{\frac{2}{3}}}{2}} \Rightarrow \frac{n \cdot Q}{\sqrt{i}} = \frac{D^{\frac{8}{3}} (\theta \operatorname{sen} \theta)^{\frac{5}{3}}}{2^{\frac{13}{3}} \cdot \theta^{\frac{2}{3}}}$$

Isolando-se o valor de D, tem-se:

$$D = \frac{3,084 \cdot \theta^{\frac{1}{4}}}{(\theta \operatorname{sen} \theta)^{\frac{5}{8}}} \cdot \frac{n \cdot Q^{\frac{3}{8}}}{\sqrt{i}}$$

Fazendo, $\frac{3,084 \cdot \theta^{\frac{1}{4}}}{(\theta \operatorname{sen} \theta)^{\frac{5}{8}}} = K$ (fator de forma), e,

$\frac{n \cdot Q^{\frac{3}{8}}}{\sqrt{i}} = W$ (profundidade hidráulica), tem-se:

$$D = K \cdot W$$

Dando valores a $\frac{Y}{D}$, calculam-se o ângulo “ θ ” e o valor de “k” (Tabela 13.6).

TABELA 13.6 Valores do fator K em função da relação Y/D, para dimensionamento de canais circulares

Y/D	θ	K	Y/D	θ	K	Y/D	θ	K
0,01	0,401	41,987	0,35	2,532	2,555	0,69	3,921	1,667
0,02	0,568	23,962	0,36	2,574	2,505	0,70	3,965	1,655
0,03	0,696	17,277	0,37	2,616	2,457	0,71	4,008	1,643
0,04	0,805	13,708	0,38	2,657	2,412	0,72	4,053	1,633
0,05	0,902	11,462	0,39	2,698	2,369	0,73	4,098	1,622
0,06	0,990	9,907	0,40	2,739	2,328	0,74	4,143	1,612
0,07	1,071	8,762	0,41	2,780	2,289	0,75	4,189	1,603
0,08	1,147	7,880	0,42	2,820	2,252	0,76	4,235	1,593
0,09	1,219	7,178	0,43	2,861	2,216	0,77	4,282	1,585
0,10	1,287	6,606	0,44	2,901	2,182	0,78	4,330	1,577
0,11	1,352	6,129	0,45	2,941	2,150	0,79	4,379	1,569
0,12	1,415	5,724	0,46	2,981	2,119	0,80	4,429	1,561
0,13	1,475	5,377	0,47	3,022	2,089	0,81	4,479	1,554
0,14	1,534	5,076	0,48	3,062	2,061	0,82	4,531	1,548
0,15	1,591	4,811	0,49	3,102	2,034	0,83	4,583	1,542
0,16	1,646	4,577	0,50	3,142	2,008	0,84	4,637	1,536
0,17	1,700	4,369	0,51	3,182	1,983	0,85	4,692	1,531
0,18	1,753	4,181	0,52	3,222	1,959	0,86	4,749	1,526
0,19	1,804	4,012	0,53	3,262	1,935	0,87	4,808	1,522
0,20	1,855	3,858	0,54	3,302	1,913	0,88	4,868	1,518
0,21	1,904	3,718	0,55	3,342	1,892	0,89	4,931	1,514
0,22	1,953	3,590	0,56	3,382	1,871	0,90	4,996	1,512
0,23	2,001	3,472	0,57	3,423	1,852	0,91	5,064	1,509
0,24	2,048	3,363	0,58	3,463	1,833	0,92	5,136	1,508
0,25	2,094	3,262	0,59	3,504	1,815	0,93	5,212	1,507
0,26	2,140	3,169	0,60	3,544	1,797	0,94	5,293	1,506
0,27	2,186	3,082	0,61	3,585	1,780	0,95	5,381	1,507
0,28	2,230	3,001	0,62	3,626	1,764	0,96	5,478	1,509
0,29	2,275	2,925	0,63	3,668	1,748	0,97	5,587	1,512
0,30	2,319	2,853	0,64	3,709	1,733	0,98	5,716	1,516
0,31	2,362	2,786	0,65	3,751	1,719	0,99	5,883	1,524
0,32	2,405	2,723	0,66	3,793	1,705	1,00	6,2831	1,5481
0,33	2,448	2,664	0,67	3,835	1,692			
0,34	2,490	2,608	0,68	3,878	1,679			

13.2.6.2 SEÇÕES TRAPEZOIDAIS E RETANGULARES

$$Q = \frac{1}{n} \cdot A \cdot R^{\frac{2}{3}} \cdot i^{\frac{1}{2}} \Rightarrow \frac{n \cdot Q}{\sqrt{i}} = A \cdot R^{\frac{2}{3}} \Rightarrow \frac{n \cdot Q}{\sqrt{i}} = \frac{A^{\frac{5}{3}}}{P^{\frac{2}{3}}}$$

$$\frac{Q \cdot n}{\sqrt{i}} = \frac{(b + z \cdot y) \cdot y^{\frac{5}{3}}}{(b + 2 \cdot y \cdot \sqrt{z^2 + 1})^{\frac{2}{3}}} \Rightarrow \frac{Q \cdot n}{\sqrt{i}} = \frac{y^{\frac{5}{3}} (b + z \cdot y)^{\frac{5}{3}}}{(b + 2 \cdot y \cdot \sqrt{z^2 + 1})^{\frac{2}{3}}}$$

Dividindo-se ambos os membros por $y^{\frac{8}{3}}$

$$\frac{Q \cdot n}{\sqrt{i} \cdot y^{\frac{8}{3}}} = \frac{y^{\frac{5}{3}} (b + z \cdot y)^{\frac{5}{3}}}{y^{\frac{8}{3}} (b + 2 \cdot y \cdot \sqrt{z^2 + 1})^{\frac{2}{3}}} \Rightarrow \frac{Q \cdot n}{\sqrt{i} \cdot y^{\frac{8}{3}}} = \frac{y^{\frac{5}{3}} \cdot \frac{b}{y} + z^{\frac{5}{3}}}{y^{\frac{2}{3}} \cdot y \cdot \frac{b}{y} + 2 \cdot \sqrt{z^2 + 1}^{\frac{2}{3}}}$$

$$\frac{Q \cdot n}{\sqrt{i} \cdot y^{\frac{8}{3}}} = \frac{\frac{b}{y} + z^{\frac{5}{3}}}{\frac{b}{y} + 2 \cdot \sqrt{z^2 + 1}^{\frac{2}{3}}} \Rightarrow y = \frac{\frac{b}{y} + 2 \cdot \sqrt{z^2 + 1}^{\frac{2}{3}}}{\frac{b}{y} + z^{\frac{5}{3}}} \cdot \frac{Q \cdot n^{\frac{3}{8}}}{\sqrt{i}}$$

$$y = K_1 \cdot W$$

em que,

$$K_1 = \frac{\frac{b}{y} + 2 \cdot \sqrt{z^2 + 1}^{\frac{2}{3}}}{\frac{b}{y} + z^{\frac{5}{3}}} \quad \text{e} \quad W = \frac{Q \cdot n^{\frac{3}{8}}}{\sqrt{i}}$$

Procedendo da mesma forma para a obtenção do valor de b, ou seja:

$$\frac{Q.n}{\sqrt{i}} = \frac{y^{\frac{5}{3}} (b+z.y)^{\frac{5}{3}}}{\left(b+2.y.\sqrt{z^2+1}\right)^{\frac{2}{3}}}, \quad \text{dividindo-se ambos os membros por } b^{\frac{8}{3}},$$

tem-se:

$$\frac{Q.n}{\sqrt{i}.b^{\frac{8}{3}}} = \frac{y^{\frac{5}{3}} (b+z.y)^{\frac{5}{3}}}{b^{\frac{8}{3}} \left(b+2.y.\sqrt{z^2+1}\right)^{\frac{2}{3}}} \Rightarrow \frac{Q.n}{\sqrt{i}.b^{\frac{8}{3}}} = \frac{y^{\frac{5}{3}} . b^{\frac{5}{3}} . 1+z.\frac{y}{b}}{b^{\frac{8}{3}} . b^{\frac{2}{3}} . 1+2.\frac{y}{b}.\sqrt{z^2+1}^{\frac{2}{3}}}$$

$$\frac{Q.n}{\sqrt{i}.b^{\frac{8}{3}}} = \frac{\frac{y}{b}^{\frac{5}{3}} . 1+z.\frac{y}{b}^{\frac{5}{3}}}{1+2.\frac{y}{b}.\sqrt{z^2+1}^{\frac{2}{3}}} \Rightarrow b = \frac{1+2.\frac{y}{b}.\sqrt{z^2+1}^{\frac{2}{3}}}{\frac{y}{b}^{\frac{5}{3}} . 1+z.\frac{y}{b}^{\frac{5}{3}}} \cdot \frac{Q.n}{\sqrt{i}}^{\frac{3}{8}}$$

$b = K_2 . W$ em que,

$$K_2 = \frac{1+2.\frac{y}{b}.\sqrt{z^2+1}^{\frac{2}{3}}}{\frac{y}{b}^{\frac{5}{3}} . 1+z.\frac{y}{b}^{\frac{5}{3}}} \quad \text{e} \quad W = \frac{Q.n}{\sqrt{i}}^{\frac{3}{8}}$$

Em canais retangulares as paredes laterais são verticais, ou seja, $z = 0$.

Atribuem-se valores a $\frac{y}{b}$ e calculam-se os valores de K_1 e K_2 para cada valor de z

(Tabela 13.7).

TABELA 13.7 Valores de k_1 e k_2 em função da relação y/b , para canais retangulares e trapezoidais.

y/b	Z = 0,0		Z = 0,5		Z = 1,0		Z = 1,5		Z = 2,0	
	K_1	K_2								
0,01	0,179	17,871	0,178	17,826	0,178	17,796	0,178	17,775	0,178	17,757
0,02	0,233	11,644	0,232	11,585	0,231	11,547	0,230	11,518	0,230	11,495
0,03	0,272	9,081	0,270	9,012	0,269	8,966	0,268	8,933	0,267	8,905
0,04	0,305	7,622	0,302	7,545	0,300	7,494	0,298	7,456	0,297	7,425
0,05	0,333	6,660	0,329	6,576	0,326	6,520	0,324	6,479	0,322	6,444
0,06	0,358	5,970	0,353	5,879	0,349	5,819	0,346	5,775	0,344	5,737
0,07	0,381	5,446	0,374	5,349	0,370	5,285	0,367	5,238	0,364	5,198
0,08	0,403	5,031	0,394	4,929	0,389	4,862	0,385	4,812	0,382	4,770
0,09	0,422	4,694	0,413	4,587	0,407	4,517	0,402	4,464	0,398	4,420
0,10	0,441	4,414	0,430	4,302	0,423	4,228	0,417	4,173	0,413	4,127
0,11	0,459	4,176	0,447	4,060	0,438	3,983	0,432	3,926	0,427	3,878
0,12	0,476	3,971	0,462	3,850	0,453	3,771	0,445	3,712	0,439	3,662
0,13	0,493	3,792	0,477	3,668	0,466	3,586	0,458	3,525	0,452	3,474
0,14	0,509	3,635	0,491	3,507	0,479	3,422	0,470	3,360	0,463	3,307
0,15	0,524	3,495	0,504	3,363	0,491	3,276	0,482	3,212	0,474	3,158
0,16	0,539	3,370	0,517	3,234	0,503	3,145	0,493	3,080	0,484	3,025
0,17	0,554	3,256	0,530	3,117	0,515	3,027	0,503	2,960	0,494	2,904
0,18	0,568	3,154	0,542	3,012	0,525	2,919	0,513	2,850	0,503	2,793
0,19	0,581	3,060	0,554	2,915	0,536	2,820	0,523	2,750	0,512	2,692
0,20	0,595	2,974	0,565	2,826	0,546	2,729	0,532	2,658	0,520	2,600
0,21	0,608	2,895	0,576	2,744	0,556	2,645	0,540	2,573	0,528	2,514
0,22	0,621	2,822	0,587	2,667	0,565	2,568	0,549	2,495	0,536	2,434
0,23	0,633	2,754	0,597	2,597	0,574	2,495	0,557	2,421	0,543	2,360
0,24	0,646	2,691	0,607	2,531	0,583	2,428	0,565	2,353	0,550	2,292
0,25	0,658	2,632	0,617	2,469	0,591	2,365	0,572	2,289	0,557	2,227
0,26	0,670	2,577	0,627	2,411	0,599	2,305	0,579	2,229	0,563	2,166
0,27	0,682	2,525	0,636	2,357	0,607	2,250	0,587	2,172	0,570	2,109
0,28	0,693	2,476	0,646	2,305	0,615	2,197	0,593	2,119	0,576	2,056
0,29	0,705	2,430	0,655	2,257	0,623	2,147	0,600	2,069	0,581	2,005
0,30	0,716	2,387	0,663	2,211	0,630	2,100	0,606	2,021	0,587	1,957
0,31	0,727	2,346	0,672	2,168	0,637	2,056	0,612	1,976	0,593	1,912
0,32	0,738	2,307	0,680	2,126	0,644	2,013	0,618	1,933	0,598	1,868
0,33	0,749	2,270	0,689	2,087	0,651	1,973	0,624	1,892	0,603	1,827
0,34	0,760	2,234	0,697	2,049	0,658	1,934	0,630	1,853	0,608	1,788
0,35	0,770	2,201	0,705	2,013	0,664	1,898	0,635	1,816	0,613	1,751
0,36	0,781	2,169	0,713	1,979	0,670	1,862	0,641	1,780	0,617	1,715
0,37	0,791	2,138	0,720	1,947	0,677	1,829	0,646	1,746	0,622	1,681
0,38	0,801	2,109	0,728	1,915	0,683	1,797	0,651	1,714	0,626	1,648
0,39	0,811	2,081	0,735	1,885	0,689	1,766	0,656	1,682	0,631	1,617
0,40	0,821	2,054	0,742	1,856	0,694	1,736	0,661	1,652	0,635	1,587
0,41	0,831	2,028	0,750	1,828	0,700	1,707	0,666	1,623	0,639	1,558
0,42	0,841	2,003	0,757	1,801	0,706	1,680	0,670	1,596	0,643	1,530

TABELA 13.7 Valores de k_1 e k_2 em função da relação y/b , para canais retangulares e trapezoidais.

y/b	Z = 0,0		Z = 0,5		Z = 1,0		Z = 1,5		Z = 2,0	
	K_1	K_2								
0,43	0,851	1,979	0,764	1,776	0,711	1,653	0,675	1,569	0,646	1,503
0,44	0,861	1,956	0,770	1,751	0,716	1,628	0,679	1,543	0,650	1,478
0,45	0,870	1,934	0,777	1,727	0,722	1,603	0,683	1,518	0,654	1,453
0,46	0,880	1,913	0,784	1,704	0,727	1,580	0,687	1,495	0,657	1,429
0,47	0,889	1,892	0,790	1,681	0,732	1,557	0,692	1,471	0,661	1,406
0,48	0,899	1,872	0,797	1,660	0,736	1,534	0,696	1,449	0,664	1,384
0,49	0,908	1,853	0,803	1,639	0,741	1,513	0,699	1,427	0,667	1,362
0,50	0,917	1,834	0,809	1,618	0,746	1,492	0,703	1,407	0,671	1,341
0,51	0,926	1,816	0,815	1,599	0,751	1,472	0,707	1,386	0,674	1,321
0,52	0,935	1,798	0,821	1,579	0,755	1,452	0,711	1,367	0,677	1,301
0,53	0,944	1,782	0,827	1,561	0,760	1,433	0,714	1,348	0,680	1,283
0,54	0,953	1,765	0,833	1,543	0,764	1,415	0,718	1,329	0,683	1,264
0,55	0,962	1,749	0,839	1,525	0,768	1,397	0,721	1,311	0,686	1,246
0,56	0,971	1,734	0,845	1,508	0,773	1,380	0,724	1,294	0,688	1,229
0,57	0,980	1,719	0,850	1,492	0,777	1,363	0,728	1,277	0,691	1,212
0,58	0,988	1,704	0,856	1,476	0,781	1,346	0,731	1,260	0,694	1,196
0,59	0,997	1,690	0,861	1,460	0,785	1,330	0,734	1,244	0,696	1,180
0,60	1,006	1,676	0,867	1,445	0,789	1,315	0,737	1,229	0,699	1,165
0,61	1,014	1,662	0,872	1,430	0,793	1,299	0,740	1,214	0,701	1,150
0,62	1,023	1,649	0,878	1,415	0,796	1,285	0,743	1,199	0,704	1,135
0,63	1,031	1,637	0,883	1,401	0,800	1,270	0,746	1,184	0,706	1,121
0,64	1,039	1,624	0,888	1,387	0,804	1,256	0,749	1,170	0,708	1,107
0,65	1,048	1,612	0,893	1,374	0,808	1,242	0,752	1,157	0,711	1,093
0,66	1,056	1,600	0,898	1,361	0,811	1,229	0,755	1,143	0,713	1,080
0,67	1,064	1,589	0,903	1,348	0,815	1,216	0,757	1,130	0,715	1,067
0,68	1,073	1,577	0,908	1,335	0,818	1,203	0,760	1,118	0,717	1,055
0,69	1,081	1,566	0,913	1,323	0,822	1,191	0,763	1,105	0,719	1,043
0,70	1,089	1,555	0,918	1,311	0,825	1,179	0,765	1,093	0,722	1,031
0,71	1,097	1,545	0,923	1,299	0,828	1,167	0,768	1,081	0,724	1,019
0,72	1,105	1,535	0,927	1,288	0,832	1,155	0,770	1,070	0,726	1,008
0,73	1,113	1,525	0,932	1,277	0,835	1,144	0,773	1,059	0,728	0,997
0,74	1,121	1,515	0,937	1,266	0,838	1,132	0,775	1,048	0,730	0,986
0,75	1,129	1,505	0,941	1,255	0,841	1,121	0,778	1,037	0,731	0,975
0,76	1,137	1,496	0,946	1,244	0,844	1,111	0,780	1,026	0,733	0,965
0,77	1,145	1,486	0,950	1,234	0,847	1,100	0,782	1,016	0,735	0,955
0,78	1,152	1,477	0,954	1,224	0,850	1,090	0,784	1,006	0,737	0,945
0,79	1,160	1,469	0,959	1,214	0,853	1,080	0,787	0,996	0,739	0,935
0,80	1,168	1,460	0,963	1,204	0,856	1,070	0,789	0,986	0,740	0,925
0,81	1,176	1,451	0,967	1,194	0,859	1,060	0,791	0,977	0,742	0,916
0,82	1,183	1,443	0,972	1,185	0,862	1,051	0,793	0,967	0,744	0,907
0,83	1,191	1,435	0,976	1,176	0,865	1,042	0,795	0,958	0,745	0,898
0,84	1,199	1,427	0,980	1,167	0,867	1,033	0,797	0,949	0,747	0,889

TABELA 13.7 Valores de k_1 e k_2 em função da relação y/b , para canais retangulares e trapezoidais.

y/b	Z = 0,0		Z = 0,5		Z = 1,0		Z = 1,5		Z = 2,0	
	K_1	K_2								
0,85	1,206	1,419	0,984	1,158	0,870	1,024	0,799	0,940	0,749	0,881
0,86	1,214	1,411	0,988	1,149	0,873	1,015	0,801	0,932	0,750	0,872
0,87	1,221	1,404	0,992	1,140	0,875	1,006	0,803	0,923	0,752	0,864
0,88	1,229	1,396	0,996	1,132	0,878	0,998	0,805	0,915	0,753	0,856
0,89	1,236	1,389	1,000	1,124	0,881	0,989	0,807	0,907	0,755	0,848
0,90	1,243	1,382	1,004	1,116	0,883	0,981	0,809	0,899	0,756	0,840
0,91	1,251	1,375	1,008	1,107	0,886	0,973	0,811	0,891	0,758	0,833
0,92	1,258	1,368	1,012	1,100	0,888	0,965	0,813	0,883	0,759	0,825
0,93	1,266	1,361	1,015	1,092	0,891	0,958	0,814	0,876	0,760	0,818
0,94	1,273	1,354	1,019	1,084	0,893	0,950	0,816	0,868	0,762	0,811
0,95	1,280	1,347	1,023	1,077	0,895	0,943	0,818	0,861	0,763	0,803
0,96	1,287	1,341	1,027	1,069	0,898	0,935	0,820	0,854	0,765	0,796
0,97	1,295	1,335	1,030	1,062	0,900	0,928	0,821	0,847	0,766	0,790
0,98	1,302	1,328	1,034	1,055	0,902	0,921	0,823	0,840	0,767	0,783
0,99	1,309	1,322	1,037	1,048	0,905	0,914	0,825	0,833	0,768	0,776
1,00	1,316	1,316	1,041	1,041	0,907	0,907	0,826	0,826	0,770	0,770
1,01	1,323	1,310	1,045	1,034	0,909	0,900	0,828	0,820	0,771	0,763
1,02	1,330	1,304	1,048	1,027	0,911	0,894	0,829	0,813	0,772	0,757
1,03	1,337	1,298	1,051	1,021	0,914	0,887	0,831	0,807	0,773	0,751
1,04	1,344	1,293	1,055	1,014	0,916	0,881	0,833	0,801	0,775	0,745
1,05	1,351	1,287	1,058	1,008	0,918	0,874	0,834	0,794	0,776	0,739
1,06	1,358	1,282	1,062	1,002	0,920	0,868	0,836	0,788	0,777	0,733
1,07	1,365	1,276	1,065	0,995	0,922	0,862	0,837	0,782	0,778	0,727
1,08	1,372	1,271	1,068	0,989	0,924	0,856	0,839	0,776	0,779	0,721
1,09	1,379	1,265	1,072	0,983	0,926	0,850	0,840	0,771	0,780	0,716
1,10	1,386	1,260	1,075	0,977	0,928	0,844	0,841	0,765	0,781	0,710
1,11	1,393	1,255	1,078	0,971	0,930	0,838	0,843	0,759	0,782	0,705
1,12	1,400	1,250	1,081	0,965	0,932	0,832	0,844	0,754	0,784	0,700
1,13	1,407	1,245	1,084	0,960	0,934	0,827	0,846	0,748	0,785	0,694
1,14	1,414	1,240	1,088	0,954	0,936	0,821	0,847	0,743	0,786	0,689
1,15	1,420	1,235	1,091	0,948	0,938	0,816	0,848	0,738	0,787	0,684
1,16	1,427	1,230	1,094	0,943	0,940	0,810	0,850	0,732	0,788	0,679
1,17	1,434	1,226	1,097	0,937	0,942	0,805	0,851	0,727	0,789	0,674
1,18	1,441	1,221	1,100	0,932	0,943	0,800	0,852	0,722	0,790	0,669
1,19	1,447	1,216	1,103	0,927	0,945	0,794	0,853	0,717	0,791	0,664
1,20	1,454	1,212	1,106	0,922	0,947	0,789	0,855	0,712	0,792	0,660
1,21	1,461	1,207	1,109	0,916	0,949	0,784	0,856	0,707	0,793	0,655
1,22	1,467	1,203	1,112	0,911	0,951	0,779	0,857	0,703	0,793	0,650
1,23	1,474	1,198	1,115	0,906	0,952	0,774	0,858	0,698	0,794	0,646
1,24	1,481	1,194	1,118	0,901	0,954	0,769	0,860	0,693	0,795	0,641
1,25	1,487	1,190	1,120	0,896	0,956	0,765	0,861	0,689	0,796	0,637
1,26	1,494	1,186	1,123	0,891	0,958	0,760	0,862	0,684	0,797	0,633

TABELA 13.7 Valores de k_1 e k_2 em função da relação y/b , para canais retangulares e trapezoidais.

y/b	Z = 0,0		Z = 0,5		Z = 1,0		Z = 1,5		Z = 2,0	
	K_1	K_2								
1,27	1,500	1,181	1,126	0,887	0,959	0,755	0,863	0,680	0,798	0,628
1,28	1,507	1,177	1,129	0,882	0,961	0,751	0,864	0,675	0,799	0,624
1,29	1,513	1,173	1,132	0,877	0,963	0,746	0,865	0,671	0,800	0,620
1,30	1,520	1,169	1,134	0,873	0,964	0,742	0,867	0,667	0,801	0,616
1,31	1,526	1,165	1,137	0,868	0,966	0,737	0,868	0,662	0,801	0,612
1,32	1,533	1,161	1,140	0,864	0,967	0,733	0,869	0,658	0,802	0,608
1,33	1,539	1,157	1,143	0,859	0,969	0,729	0,870	0,654	0,803	0,604
1,34	1,546	1,154	1,145	0,855	0,970	0,724	0,871	0,650	0,804	0,600
1,35	1,552	1,150	1,148	0,850	0,972	0,720	0,872	0,646	0,805	0,596
1,36	1,559	1,146	1,150	0,846	0,974	0,716	0,873	0,642	0,805	0,592
1,37	1,565	1,142	1,153	0,842	0,975	0,712	0,874	0,638	0,806	0,588
1,38	1,571	1,139	1,156	0,837	0,977	0,708	0,875	0,634	0,807	0,585
1,39	1,578	1,135	1,158	0,833	0,978	0,704	0,876	0,630	0,808	0,581
1,40	1,584	1,131	1,161	0,829	0,980	0,700	0,877	0,627	0,809	0,578
1,41	1,590	1,128	1,163	0,825	0,981	0,696	0,878	0,623	0,809	0,574
1,42	1,597	1,124	1,166	0,821	0,982	0,692	0,879	0,619	0,810	0,570
1,43	1,603	1,121	1,168	0,817	0,984	0,688	0,880	0,615	0,811	0,567
1,44	1,609	1,117	1,171	0,813	0,985	0,684	0,881	0,612	0,811	0,564
1,45	1,615	1,114	1,173	0,809	0,987	0,681	0,882	0,608	0,812	0,560
1,46	1,622	1,111	1,176	0,805	0,988	0,677	0,883	0,605	0,813	0,557
1,47	1,628	1,107	1,178	0,801	0,990	0,673	0,884	0,601	0,814	0,553
1,48	1,634	1,104	1,181	0,798	0,991	0,670	0,885	0,598	0,814	0,550
1,49	1,640	1,101	1,183	0,794	0,992	0,666	0,886	0,595	0,815	0,547
1,50	1,646	1,098	1,185	0,790	0,994	0,662	0,887	0,591	0,816	0,544
1,51	1,653	1,094	1,188	0,787	0,995	0,659	0,888	0,588	0,816	0,541
1,52	1,659	1,091	1,190	0,783	0,996	0,655	0,889	0,585	0,817	0,537
1,53	1,665	1,088	1,192	0,779	0,998	0,652	0,889	0,581	0,818	0,534
1,54	1,671	1,085	1,195	0,776	0,999	0,649	0,890	0,578	0,818	0,531
1,55	1,677	1,082	1,197	0,772	1,000	0,645	0,891	0,575	0,819	0,528
1,56	1,683	1,079	1,199	0,769	1,001	0,642	0,892	0,572	0,820	0,525
1,57	1,689	1,076	1,202	0,765	1,003	0,639	0,893	0,569	0,820	0,522
1,58	1,695	1,073	1,204	0,762	1,004	0,635	0,894	0,566	0,821	0,519
1,59	1,701	1,070	1,206	0,759	1,005	0,632	0,895	0,563	0,821	0,517
1,60	1,707	1,067	1,208	0,755	1,006	0,629	0,895	0,560	0,822	0,514
1,61	1,714	1,064	1,210	0,752	1,008	0,626	0,896	0,557	0,823	0,511
1,62	1,720	1,061	1,213	0,749	1,009	0,623	0,897	0,554	0,823	0,508
1,63	1,726	1,059	1,215	0,745	1,010	0,620	0,898	0,551	0,824	0,505
1,64	1,732	1,056	1,217	0,742	1,011	0,617	0,899	0,548	0,824	0,503
1,65	1,737	1,053	1,219	0,739	1,012	0,614	0,899	0,545	0,825	0,500
1,66	1,743	1,050	1,221	0,736	1,014	0,611	0,900	0,542	0,826	0,497
1,67	1,749	1,048	1,223	0,733	1,015	0,608	0,901	0,539	0,826	0,495
1,68	1,755	1,045	1,225	0,729	1,016	0,605	0,902	0,537	0,827	0,492

TABELA 13.7 Valores de k_1 e k_2 em função da relação y/b , para canais retangulares e trapezoidais.

y/b	Z = 0,0		Z = 0,5		Z = 1,0		Z = 1,5		Z = 2,0	
	K ₁	K ₂								
1,69	1,761	1,042	1,228	0,726	1,017	0,602	0,902	0,534	0,827	0,489
1,70	1,767	1,040	1,230	0,723	1,018	0,599	0,903	0,531	0,828	0,487
1,71	1,773	1,037	1,232	0,720	1,019	0,596	0,904	0,529	0,828	0,484
1,72	1,779	1,034	1,234	0,717	1,020	0,593	0,905	0,526	0,829	0,482
1,73	1,785	1,032	1,236	0,714	1,022	0,590	0,905	0,523	0,829	0,479
1,74	1,791	1,029	1,238	0,711	1,023	0,588	0,906	0,521	0,830	0,477
1,75	1,797	1,027	1,240	0,708	1,024	0,585	0,907	0,518	0,830	0,475
1,76	1,802	1,024	1,242	0,706	1,025	0,582	0,908	0,516	0,831	0,472
1,77	1,808	1,022	1,244	0,703	1,026	0,580	0,908	0,513	0,832	0,470
1,78	1,814	1,019	1,246	0,700	1,027	0,577	0,909	0,511	0,832	0,467
1,79	1,820	1,017	1,248	0,697	1,028	0,574	0,910	0,508	0,833	0,465
1,80	1,826	1,014	1,250	0,694	1,029	0,572	0,910	0,506	0,833	0,463
1,81	1,831	1,012	1,252	0,691	1,030	0,569	0,911	0,503	0,834	0,461
1,82	1,837	1,009	1,254	0,689	1,031	0,567	0,912	0,501	0,834	0,458
1,83	1,843	1,007	1,255	0,686	1,032	0,564	0,912	0,499	0,835	0,456
1,84	1,849	1,005	1,257	0,683	1,033	0,561	0,913	0,496	0,835	0,454
1,85	1,854	1,002	1,259	0,681	1,034	0,559	0,914	0,494	0,835	0,452
1,86	1,860	1,000	1,261	0,678	1,035	0,557	0,914	0,492	0,836	0,449
1,87	1,866	0,998	1,263	0,675	1,036	0,554	0,915	0,489	0,836	0,447
1,88	1,872	0,996	1,265	0,673	1,037	0,552	0,916	0,487	0,837	0,445
1,89	1,877	0,993	1,267	0,670	1,038	0,549	0,916	0,485	0,837	0,443
1,90	1,883	0,991	1,268	0,668	1,039	0,547	0,917	0,483	0,838	0,441
1,91	1,889	0,989	1,270	0,665	1,040	0,545	0,918	0,480	0,838	0,439
1,92	1,894	0,987	1,272	0,663	1,041	0,542	0,918	0,478	0,839	0,437
1,93	1,900	0,984	1,274	0,660	1,042	0,540	0,919	0,476	0,839	0,435
1,94	1,906	0,982	1,276	0,658	1,043	0,538	0,919	0,474	0,840	0,433
1,95	1,911	0,980	1,277	0,655	1,044	0,535	0,920	0,472	0,840	0,431
1,96	1,917	0,978	1,279	0,653	1,045	0,533	0,921	0,470	0,841	0,429
1,97	1,922	0,976	1,281	0,650	1,046	0,531	0,921	0,468	0,841	0,427
1,98	1,928	0,974	1,283	0,648	1,047	0,529	0,922	0,466	0,841	0,425
1,99	1,934	0,972	1,284	0,645	1,047	0,526	0,922	0,464	0,842	0,423
2,00	1,939	0,970	1,286	0,643	1,048	0,524	0,923	0,461	0,842	0,421
2,01	1,945	0,968	1,288	0,641	1,049	0,522	0,924	0,459	0,843	0,419
2,02	1,950	0,966	1,290	0,638	1,050	0,520	0,924	0,457	0,843	0,417
2,03	1,956	0,964	1,291	0,636	1,051	0,518	0,925	0,456	0,843	0,415
2,04	1,961	0,961	1,293	0,634	1,052	0,516	0,925	0,454	0,844	0,414
2,05	1,967	0,960	1,295	0,632	1,053	0,514	0,926	0,452	0,844	0,412
2,06	1,973	0,958	1,296	0,629	1,054	0,511	0,926	0,450	0,845	0,410
2,07	1,978	0,956	1,298	0,627	1,054	0,509	0,927	0,448	0,845	0,408
2,08	1,984	0,954	1,300	0,625	1,055	0,507	0,927	0,446	0,845	0,406
2,09	1,989	0,952	1,301	0,623	1,056	0,505	0,928	0,444	0,846	0,405
2,10	1,994	0,950	1,303	0,620	1,057	0,503	0,929	0,442	0,846	0,403

13.2.6.3 EXERCÍCIOS RESOLVIDOS

1) Um conduto circular de concreto ($n = 0,014$) com diâmetro de 1,2 m, assentado com um declive de 0,00155 m/m, escoa uma vazão de $1,5 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$. Calcule a altura d'água em seu interior.

Solução:

Considerando-se a relação $D = k \cdot W$, tem-se:

$$W = \frac{n \cdot Q}{\sqrt{i}}^{\frac{3}{8}} \Rightarrow \text{substituindo} \Rightarrow W = \frac{0,014 \cdot 1,5}{\sqrt{0,00155}}^{\frac{3}{8}} = 0,790$$

$$\text{substituindo em } D = k \cdot W \Rightarrow 1,2 = k \cdot 0,790 \quad \text{encontra-se } k = 1,519$$

Com esse valor, pela Tabela 13.6, encontra-se $y/D = 0,88$. Daí, $y = 1,06 \text{ m}$.

2) Um canal de seção trapezoidal deve transportar $24 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$. Se o declive é de $0,000144 \text{ m m}^{-1}$, $n = 0,015$, a largura da base é de 6 m e a inclinação dos taludes é 1,5 na horizontal para 1 na vertical, determine a profundidade normal.

Solução:

Sabe-se que

$$y = K_1 \cdot W \quad b = K_2 \cdot W \quad \text{e} \quad W = \frac{n \cdot Q}{\sqrt{i}}^{\frac{3}{8}}$$

$$W = \frac{0,015 \cdot 24}{\sqrt{0,000144}}^{\frac{3}{8}} = 3,58 \quad \text{substituindo-se em } b = K_2 \cdot W$$

$$6 = K_2 \cdot 3,58 \quad \text{encontra-se} \quad K_2 = 1,676$$

Com $k_2 = 1,676$ e, pela Tabela 13.7 utilizando $z = 1,5$, encontra-se $y/b \approx 0,395$

Daí, $y = b \cdot 0,395$, ou seja, $y = 6 \cdot 0,395 = 2,37$ m.

3) Dimensionar um canal trapezoidal sabendo que o mesmo deverá ser construído em concreto ($n = 0,014$), talude 1:1, declividade de $0,0001$ m m^{-1} , e que a profundidade deverá ser metade do valor da base. A vazão a ser escoada é de 10 m^3 s^{-1} .

Solução:

$$W = \frac{0,014 \cdot 10^{\frac{3}{8}}}{\sqrt{i} 0,0001} = 2,69$$

Pela Tabela 13.7, para $z = 1$ e $y/b = 0,5$, encontram-se $K_1 = 0,746$ e $K_2 = 01,492$

Sabendo-se que $y = K_1 \cdot W$ e $b = K_2 \cdot W$

$y = 0,746 \cdot 2,69 = 2,0$ m e $b = 1,492 \cdot 2,69 = 4,0$ m

13.2.7 CANAIS CIRCULARES

Para canais circulares, têm-se:

$$A = \frac{D^2}{8} (\theta - \text{sen}.\theta)$$

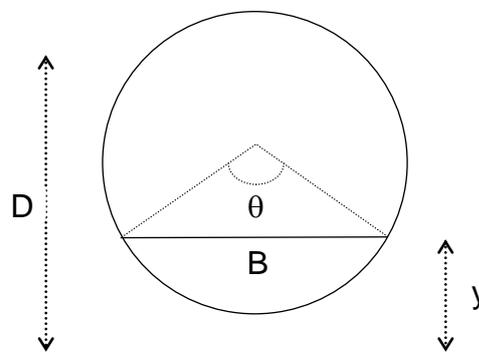
$$P = \frac{\theta \cdot D}{2}$$

$$R = \frac{D}{4} \cdot 1 \frac{\text{sen}.\theta}{\theta}$$

$$B = D \cdot \text{sen} \frac{\theta}{2}$$

$$y_m = \frac{D}{8} \cdot \frac{\theta - \text{sen} \theta}{\text{sen} \frac{\theta}{2}}$$

$$y = \frac{D}{2} \cdot 1 \cos \frac{\theta}{2}$$



No caso em que o canal funciona totalmente cheio, ou seja, a plena seção, tem-se:

$$\theta = 360^\circ = 2\pi \rightarrow \text{sen } \theta = 0$$

$$A_o = \frac{\pi \cdot D^2}{4}; \quad P_o = \pi \cdot D; \quad R_o = \frac{D}{4}; \quad y_o = D$$

Relacionando-se os elementos da seção parcialmente cheia, com os elementos da seção plena, pode-se construir tabela, a qual facilita muito os cálculos da seção parcialmente cheia (Tabela 13.8).

Procedendo-se a estas relações, tem-se:

- $\frac{A}{A_o} = \frac{(\theta - \text{sen} \cdot \theta)}{2 \cdot \pi}$
- $\frac{P}{P_o} = \frac{\theta}{2 \cdot \pi}$
- $\frac{R}{R_o} = 1 \cdot \frac{\text{sen} \theta}{\theta}$
- $\frac{V}{V_o} = 1 \cdot \frac{\text{sen} \theta^{\frac{2}{3}}}{\theta}$
- $\frac{Q}{Q_o} = \frac{\theta}{2 \cdot \pi} \cdot 1 \cdot \frac{\text{sen} \theta^{\frac{5}{3}}}{\theta}$
- $\frac{y}{y_o} = \frac{1}{2} \cdot 1 \cdot \cos \frac{\theta}{2} \Rightarrow \frac{y}{D} = \frac{1}{2} \cdot 1 \cdot \cos \frac{\theta}{2}$

De posse dessas equações, constroem-se tabelas que facilitam grandemente os trabalhos de cálculo dos elementos hidráulicos.

Pela Tabela 13.8, observa-se que a velocidade máxima ocorre quando a relação y/D é igual a 0,81, ou seja, 81%. A vazão máxima é obtida quando o conduto trabalha parcialmente cheio, ou seja, quando a relação y/D é igual a 0,94.

TABELA 13.8 Relação entre área, perímetro, velocidade e vazão de um canal circular parcialmente cheio e à plena seção.

y/D	θ	A/A_0	P/P_0	V/V_0	Q/Q_0
0,01	0,0017	0,0638	0,0265	0,0890	0,0002
0,02	0,0048	0,0903	0,0528	0,1408	0,0007
0,03	0,0087	0,1108	0,0789	0,1839	0,0016
0,04	0,0134	0,1282	0,1047	0,2221	0,0030
0,05	0,0187	0,1436	0,1302	0,2569	0,0048
0,06	0,0245	0,1575	0,1555	0,2892	0,0071
0,07	0,0308	0,1705	0,1805	0,3194	0,0098
0,08	0,0375	0,1826	0,2053	0,3480	0,0130
0,09	0,0446	0,1940	0,2298	0,3752	0,0167
0,10	0,0520	0,2048	0,2541	0,4012	0,0209
0,11	0,0598	0,2152	0,2781	0,4260	0,0255
0,12	0,0680	0,2252	0,3018	0,4500	0,0306
0,13	0,0764	0,2348	0,3253	0,4730	0,0361
0,14	0,0851	0,2441	0,3485	0,4953	0,0421
0,15	0,0941	0,2532	0,3715	0,5168	0,0486
0,16	0,1033	0,2620	0,3942	0,5376	0,0555
0,17	0,1127	0,2706	0,4166	0,5578	0,0629
0,18	0,1224	0,2789	0,4388	0,5775	0,0707
0,19	0,1323	0,2871	0,4607	0,5965	0,0789
0,20	0,1424	0,2952	0,4824	0,6151	0,0876
0,21	0,1527	0,3031	0,5037	0,6331	0,0966
0,22	0,1631	0,3108	0,5248	0,6507	0,1061
0,23	0,1738	0,3184	0,5457	0,6678	0,1160
0,24	0,1845	0,3259	0,5662	0,6844	0,1263
0,25	0,1955	0,3333	0,5865	0,7007	0,1370
0,26	0,2066	0,3406	0,6065	0,7165	0,1480
0,27	0,2178	0,3478	0,6262	0,7320	0,1595
0,28	0,2292	0,3550	0,6457	0,7471	0,1712
0,29	0,2407	0,3620	0,6649	0,7618	0,1834
0,30	0,2523	0,3690	0,6838	0,7761	0,1958
0,31	0,2640	0,3759	0,7024	0,7902	0,2086
0,32	0,2759	0,3828	0,7207	0,8038	0,2218
0,33	0,2878	0,3896	0,7387	0,8172	0,2352
0,34	0,2998	0,3963	0,7565	0,8302	0,2489
0,35	0,3119	0,4030	0,7740	0,8430	0,2629
0,36	0,3241	0,4097	0,7911	0,8554	0,2772
0,37	0,3364	0,4163	0,8080	0,8675	0,2918
0,38	0,3487	0,4229	0,8246	0,8794	0,3066
0,39	0,3611	0,4294	0,8409	0,8909	0,3217
0,40	0,3735	0,4359	0,8569	0,9022	0,3370
0,41	0,3860	0,4424	0,8726	0,9132	0,3525
0,42	0,3986	0,4488	0,8880	0,9239	0,3682
0,43	0,4112	0,4553	0,9031	0,9343	0,3842
0,44	0,4238	0,4617	0,9179	0,9445	0,4003
0,45	0,4364	0,4681	0,9323	0,9544	0,4165
0,46	0,4491	0,4745	0,9465	0,9640	0,4330

TABELA 13.8 Relação entre área, perímetro, velocidade e vazão de um canal circular parcialmente cheio e à plena seção.

y/D	θ	A/A_0	P/P_0	V/V_0	Q/Q_0
0,47	0,4618	0,4809	0,9604	0,9734	0,4495
0,48	0,4745	0,4873	0,9739	0,9825	0,4662
0,49	0,4873	0,4936	0,9871	0,9914	0,4831
0,50	0,5000	0,5000	1,0000	1,0000	0,5000
0,51	0,5127	0,5064	1,0126	1,0084	0,5170
0,52	0,5255	0,5127	1,0248	1,0165	0,5341
0,53	0,5382	0,5191	1,0367	1,0243	0,5513
0,54	0,5509	0,5255	1,0483	1,0319	0,5685
0,55	0,5636	0,5319	1,0595	1,0393	0,5857
0,56	0,5762	0,5383	1,0704	1,0464	0,6030
0,57	0,5888	0,5447	1,0810	1,0533	0,6202
0,58	0,6014	0,5511	1,0912	1,0599	0,6375
0,59	0,6140	0,5576	1,1011	1,0663	0,6547
0,60	0,6265	0,5641	1,1106	1,0724	0,6718
0,61	0,6389	0,5706	1,1197	1,0783	0,6889
0,62	0,6513	0,5771	1,1285	1,0839	0,7060
0,63	0,6636	0,5837	1,1369	1,0893	0,7229
0,64	0,6759	0,5903	1,1449	1,0944	0,7397
0,65	0,6881	0,5970	1,1526	1,0993	0,7564
0,66	0,7002	0,6037	1,1599	1,1039	0,7729
0,67	0,7122	0,6104	1,1667	1,1083	0,7893
0,68	0,7241	0,6172	1,1732	1,1124	0,8055
0,69	0,7360	0,6241	1,1793	1,1162	0,8215
0,70	0,7477	0,6310	1,1849	1,1198	0,8372
0,71	0,7593	0,6380	1,1902	1,1231	0,8527
0,72	0,7708	0,6450	1,1950	1,1261	0,8680
0,73	0,7822	0,6521	1,1994	1,1288	0,8829
0,74	0,7934	0,6594	1,2033	1,1313	0,8976
0,75	0,8045	0,6667	1,2067	1,1335	0,9119
0,76	0,8154	0,6741	1,2097	1,1353	0,9258
0,77	0,8262	0,6816	1,2123	1,1369	0,9394
0,78	0,8369	0,6892	1,2143	1,1382	0,9525
0,79	0,8473	0,6969	1,2158	1,1391	0,9652
0,80	0,8576	0,7048	1,2168	1,1397	0,9775
0,81	0,8677	0,7129	1,2172	1,1400	0,9892
0,82	0,8776	0,7211	1,2171	1,1399	1,0004
0,83	0,8873	0,7294	1,2164	1,1395	1,0110
0,84	0,8967	0,7380	1,2150	1,1387	1,0211
0,85	0,9059	0,7468	1,2131	1,1374	1,0304
0,86	0,9149	0,7559	1,2104	1,1358	1,0391
0,87	0,9236	0,7652	1,2071	1,1337	1,0471
0,88	0,9320	0,7748	1,2029	1,1311	1,0542
0,89	0,9401	0,7848	1,1980	1,1280	1,0605
0,90	0,9480	0,7952	1,1921	1,1243	1,0658
0,91	0,9554	0,8060	1,1853	1,1200	1,0701
0,92	0,9625	0,8174	1,1775	1,1151	1,0733

TABELA 13.8 Relação entre área, perímetro, velocidade e vazão de um canal circular parcialmente cheio e à plena seção.

y/D	θ	A/A _o	P/P _o	V/V _o	Q/Q _o
0,93	0,9692	0,8295	1,1684	1,1093	1,0752
0,94	0,9755	0,8425	1,1579	1,1027	1,0757
0,95	0,9813	0,8564	1,1458	1,0950	1,0745
0,96	0,9866	0,8718	1,1316	1,0859	1,0714
0,97	0,9913	0,8892	1,1148	1,0751	1,0657
0,98	0,9952	0,9097	1,0941	1,0618	1,0567
0,99	0,9983	0,9362	1,0663	1,0437	1,0420
1,00	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000

13.2.7.1 EXERCÍCIOS RESOLVIDOS

1) Se um coletor de 0,15 m, de concreto, é assentado de forma que sua vazão máxima seja de 15,3 l/s, calcular a altura da água no canal para uma vazão de 4,8 l/s.

Solução:

A vazão máxima é obtida quando a relação $\frac{y}{D} = 0,94$. Daí, pela Tabela 13.8, obtém-se:

$$\frac{Q}{Q_o} = 1,0757 \quad \text{a vazão com seção plena (Q}_o\text{) será:}$$

$$Q_o = \frac{15,3}{1,0757} = 14,22 \text{ L s}^{-1}$$

Para a vazão de 4,8 L s⁻¹, obtém-se a relação:

$$\frac{Q}{Q_o} = \frac{4,8}{14,22} = 0,3376 \quad \Rightarrow \quad \text{pela Tabela 13.8} \quad \Rightarrow \quad \frac{y}{D} \approx 0,40$$

Então, a altura será de 0,40 x 0,15 \Rightarrow y = 0,06 m

2) Uma galeria de águas pluviais de 1 m de diâmetro, n = 0,013 e declividade de 0,00248 m/m, transporta, em condições de regime permanente uniforme, uma vazão de 1 m³ s⁻¹. Determine: a) altura d'água e velocidade média e b) máxima vazão.

Solução:

a) Considerando a seção plena, ou seja, $y = D$, a vazão será:

$$Q_o = \frac{1}{n} \cdot A \cdot R^{\frac{2}{3}} \cdot i^{\frac{1}{2}} \Rightarrow Q_o = \frac{1}{0,013} \cdot \frac{\pi \cdot 1^2}{4} \cdot \frac{1}{4}^{\frac{2}{3}} \cdot 0,00248^{\frac{1}{2}}$$

a vazão com seção plena será $Q_o = 1,194 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$

Relacionando-se a vazão $Q = 1 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ e a correspondente à plena seção, tem-se:

$$\frac{Q}{Q_o} = \frac{1}{1,194} = 0,8375 \Rightarrow \text{pela Tabela 13.8, encontra-se } \frac{y}{D} = 0,70$$

Daí, a altura da água no canal será: $Y = 0,7 \cdot 1 = 0,7 \text{ m}$.

Pela mesma tabela, a velocidade a $Y/D = 0,7$ corresponde a 1,1198 vezes a velocidade da seção plena. A velocidade à plena seção será:

$$V_o = \frac{Q_o}{A_o} = \frac{1,194}{\frac{\pi \cdot 1^2}{4}} = 1,52 \text{ ms}^{-1}, \quad \text{então,}$$

$$V_{0,7} = 1,1198 \cdot v_o = 1,52 \text{ ms}^{-1} \cdot 1,1198 = 1,70 \text{ ms}^{-1}$$

b) A vazão máxima ocorre quando $Y/D = 0,94$ o que corresponde, pela Tabela 1.8, a uma relação $Q/Q_o = 1,0757$. Assim, a vazão máxima será:

$$Q_{\max} = 1,0757 \cdot Q_o = 1,0757 \cdot 1,194 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} = 1,284 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$$

3) Qual o acréscimo percentual na vazão de um canal circular, quando a área molhada passa da meia seção para a seção de máxima velocidade?

Máxima velocidade $\rightarrow y/D = 0,81$

Para $y/D = 0,81 \rightarrow$ tabela 13.8 $\rightarrow Q/Q_o = 0,9892$

Para $y/D = 0,50 \rightarrow$ tabela 13.8 $\rightarrow Q/Q_o = 0,50$

$$\frac{Q_{0,81}}{Q_{0,51}} = \frac{\frac{Q_{0,81}}{Q_o}}{\frac{Q_{0,51}}{Q_o}} = \frac{0,9892}{0,5} = 1,9704 \rightarrow \text{acréscimo} \rightarrow 97,04\%$$

14 - BOMBAS HIDRÁULICAS

Máquinas que transformam a energia mecânica (vinda de outra máquina) em energia hidráulica e comunicam ao fluido um acréscimo de energia (sob a forma de pressão, cinética, ou ambas) possibilitando o seu escoamento de um ponto a outro.

Essas máquinas são classificadas em dois grandes grupos, segundo a forma de transferência de energia ao fluido:

- a) Bombas de deslocamento positivo;
- b) Turbobombas;

14.1 - BOMBAS VOLUMÉTRICAS OU DE DESLOCAMENTO POSITIVO

Este tipo de bomba comunica energia ao fluido já na forma de pressão. Esta transferência de energia é feita através de um órgão mecânico com movimento rotativo ou alternativo, obrigando o fluido a executar o mesmo movimento. Com o movimento rotativo ou alternativo do órgão propulsor, há uma alternância entre diminuição e aumento de pressão, fazendo com que o fluido ocupe um determinado volume no interior da bomba e, depois (pelo aumento da pressão) é expulso em direção à saída (daí o nome de bombas volumétricas).

Dentre as características deste tipo de bomba, destacam-se:

- As forças transmitidas ao líquido têm a mesma direção do movimento geral do fluido, isto é, o fluido tem o mesmo movimento do órgão impulsor (mesma velocidade em grandeza, direção e sentido);
- Considerando constante a velocidade de acionamento destas bombas, a vazão média praticamente não varia, apresentando um mesmo valor independentemente do sistema em que estas bombas estão instaladas.;
- A energia é transmitida sob a forma de pressão;
- Podem iniciar seu funcionamento com a presença de ar na bomba e no sistema de sucção.

De acordo com o movimento do órgão propulsor, estas bombas podem ser:

- a) Bombas alternativas: o órgão responsável pela transferência de energia apresenta movimento alternativo, podendo ser de pistão, êmbolo ou diafragma (figura 14.1). São indicadas para situações onde se requer vazão reduzida e alta pressão.

b) Bombas rotativas: nestas, o órgão responsável pela transferência de energia apresenta movimento de rotação no interior da carcaça da bomba. Existe uma grande variedade de bombas, entre elas: bombas de engrenagens, lóbulos, palhetas, etc (figura 14.2). São indicadas para situações onde se requer vazão mais elevada que as bombas alternativas.

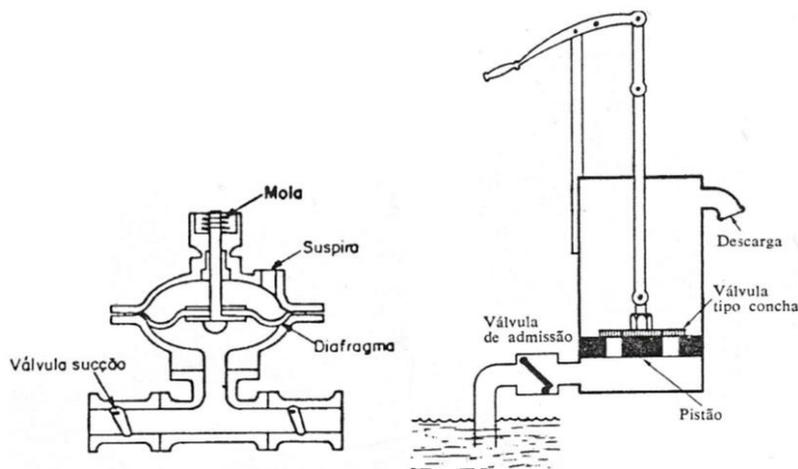
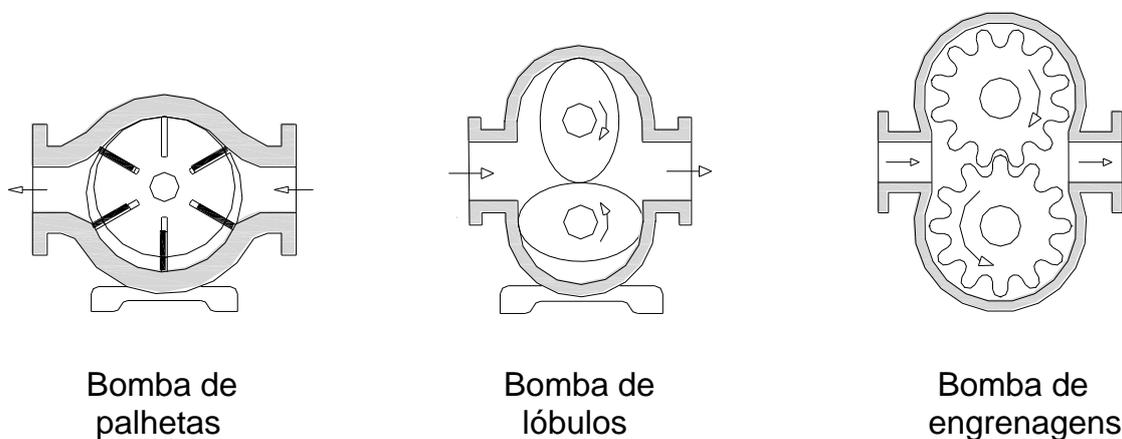


FIGURA 14.1 – Exemplos de bombas alternativas



Bomba de
palhetas

Bomba de
lóbulos

Bomba de
engrenagens

FIGURA 14.2 – Tipos de bombas rotativas

14.2 - TURBOBOMBAS

São máquinas nas quais a transferência de energia, da bomba para o fluido, é feita pela ação (rotação) de um órgão propulsor (rotor ou impelidor), desenvolvendo, na massa fluida, forças responsáveis pelo escoamento. A ação do rotor orienta a

trajetória das partículas dentro do corpo da bomba, desde a seção de entrada até a saída. De acordo com a forma com que rotor cede energia ao fluido e também com a direção de escoamento, as turbobombas podem ser classificadas em:

- a) Bombas centrífugas ou radiais: nestas, o fluido penetra na bomba por uma entrada junto ao centro do rotor e sai em direção radial, devido à força centrífuga gerada pelo rotor em movimento. São bombas destinadas a vencer grandes cargas com vazões relativamente baixas, em que o acréscimo de pressão é causado principalmente pela ação da força centrífuga.

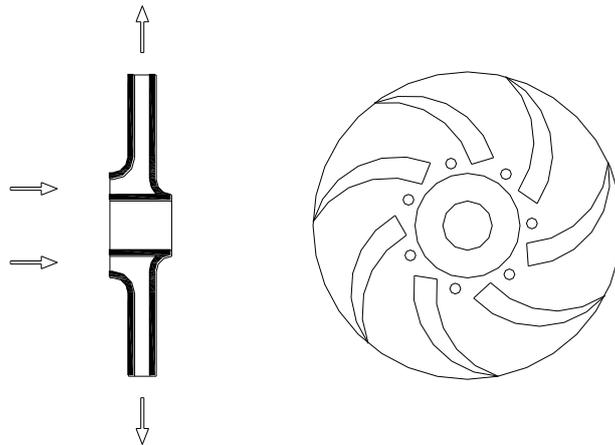


FIGURA 14.3 – Rotor radial

- b) Bombas de fluxo misto ou diagonal – o líquido entra axialmente e sai em uma direção diagonal, média entre axial e radial. Combinam os princípios de bombas radiais ou centrífugas e axiais. São indicadas para cargas médias, e o acréscimo de pressão é devido, em parte, à força centrífuga e, em parte, à ação de sucção das pás.

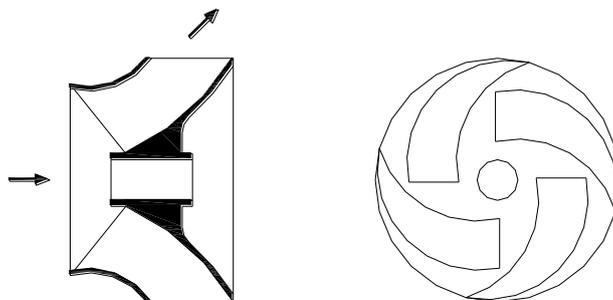


FIGURA 14.4 – Rotor de fluxo misto

- c) Bombas axiais: o fluido é movimentado na direção do eixo de acionamento do rotor e sai em movimento helicoidal em direção ao eixo, praticamente axial. São indicadas para o bombeamento de grandes vazões e pequenas alturas de elevação.

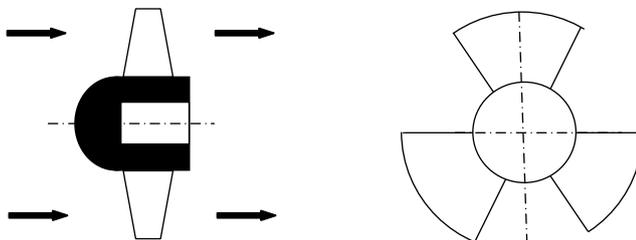


FIGURA 14.5 – Rotor axial

As bombas centrífugas e mistas podem ter rotor fechado ou aberto. O rotor fechado é confinado por duas placas paralelas, formando com as pás do rotor dutos por onde o líquido escoar, atingindo a seção de saída do corpo da bomba. São destinados ao bombeamento de líquidos limpos sem material particulado. No rotor aberto, as pás de forma recurvada são fixadas em um único disco, formando canais.

Quanto ao número de rotores, as bombas são classificadas como de estágio simples, quando há somente um rotor, ou de estágios múltiplos, quando há dois ou mais rotores.

Em situações em que a altura total de elevação é grande, pode não ser possível, com bom rendimento, o recalque usando um único rotor. Neste caso, utilizam-se bombas de múltiplos estágios, em que são dispostos no mesmo eixo vários rotores iguais em série. Esta concepção é particularmente utilizada em bombas submersas para captação de água em poços profundos.

14.3 - VELOCIDADE ESPECÍFICA

Baseado na semelhança mecânica (semelhança geométrica, cinemática e dinâmica), é possível prever o comportamento de uma determinada bomba ou família de bombas a partir das características de desempenho de uma outra bomba semelhante.

A caracterização do comportamento de bombas ou de família de bombas pode ser representada através de coeficientes, destacando-se a “velocidade” ou “rotação específica”. Este coeficiente envolve as principais variáveis (vazão, altura manométrica e rotação), sendo de grande utilidade na caracterização das bombas, e, amplamente utilizado entre os fabricantes na geração de família de bombas a partir de ensaios de modelos com dimensões e características de desempenho conhecidas.

A velocidade específica de uma bomba é definida como a velocidade de rotação (n_s) de um rotor de uma bomba que eleva uma vazão de $1 \text{ m}^3/\text{s}$ em uma instalação com 1 m de altura manométrica, com o máximo rendimento:

$$n_s = \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

em que,

n_s = rotação específica;

n = velocidade de rotação, rpm;

Q = vazão, $\text{m}^3 \text{ s}^{-1}$;

H = altura manométrica, m.

Algumas considerações são feitas para o cálculo da rotação específica:

- Em bombas de dupla sucção, dividir o valor da vazão (Q) por dois para entrar na fórmula da n_s .
- Para bombas com múltiplos estágios, dividir a altura manométrica (H) pelo número de estágios;
- Dada a faixa de utilização de uma bomba ($Q \times H$), esta pode apresentar uma série de valores de rotação específica. Entretanto, o que importa realmente é o valor da rotação específica para o ponto de máximo rendimento, desta forma, cada bomba ou família de bomba apresenta um único valor de rotação específica (relativo ao ponto de rendimento ótimo).

A partir do valor da velocidade específica é possível determinar: o tipo de rotor e a eficiência máxima de acordo com as condições operacionais; a geometria básica do rotor, as características de desempenho desejadas (Q , H e n); o

desempenho aproximado da bomba, conhecidas as características geométricas do rotor; a rotação máxima que uma bomba pode operar em condições satisfatórias em função do tipo de bomba e de características do sistema.

De acordo como valor da velocidade específica, as bombas (rotores) são classificadas em:

Radial centrífuga lenta – $n_s < 25$

Radial centrífuga normal – $25 < n_s < 35$

Radial centrífuga rápida – $35 < n_s < 60$

Mista – $60 < n_s < 120$

Semi-axial – $120 < n_s < 137$

Axial – $n_s > 137$

A partir de valores de vazão, altura manométrica, e, rotação, pode-se saber que tipo de bomba (rotor) apresentará o melhor desempenho.

Na figura 14.6 é apresentado um gráfico que relaciona o rendimento máximo esperado em função de tipo de rotor (rotação específica) e vazão.

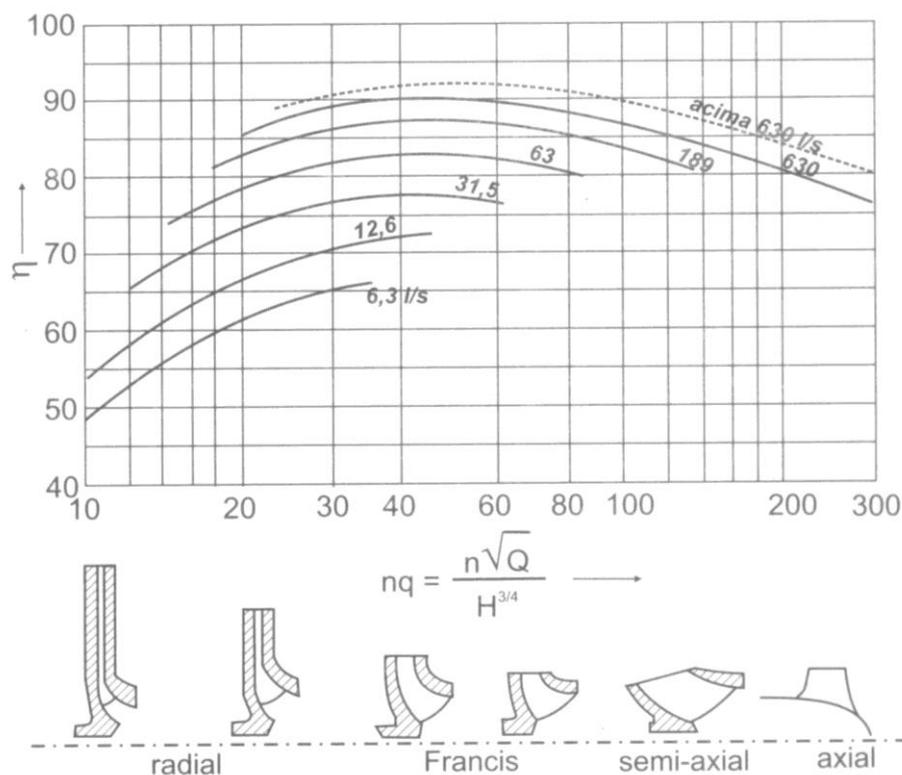
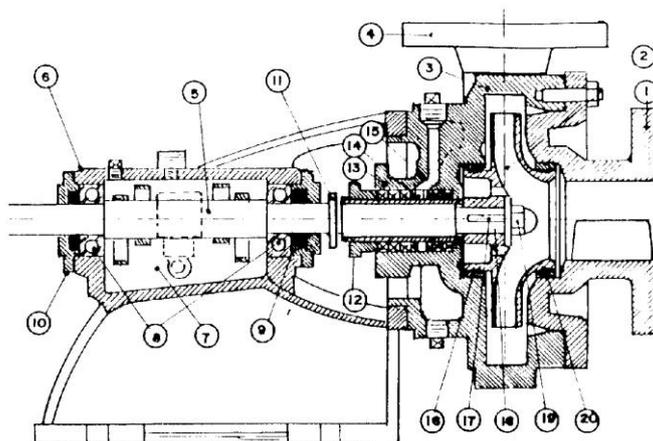


FIGURA 14.6 – Rendimento máximo esperado em função da vazão e rotação específica

14.4 - ÓRGÃOS CONSTITUINTES DE UMA TURBOBOMBA

- órgãos principais (do ponto de vista hidráulico): rotor e difusor
- órgãos complementares: eixo, anéis de desgastes, caixa de gaxetas, selo mecânico, rolamentos, acoplamentos, e base da bomba.

Na figura 14.7 é apresentado um corte de uma bomba centrífuga onde são mostrados os seus componentes.



Nº	NOME DA PEÇA	Nº	NOME DA PEÇA	Nº	NOME DA PEÇA
1	flange de sucção	8	rolamentos	15	gaxetas
2	rotor	9	retentor	16	anel desgaste (tras.)
3	carcaça	10	tampa do mancal	17	chaveta
4	flange de recalque	11	defletor	18	furos de compensação
5	eixo	12	preme-gaxeta	19	porca do rotor
6	mancal (cavalete)	13	gaxetas (caixa de)	20	anel desgaste (diant.)
7	caixa de óleo	14	anel cadeado		

Nº	NOME DA PEÇA	Nº	NOME DA PEÇA	Nº	NOME DA PEÇA
1	Flange de sucção	8	Rolamentos	15	Gaxetas
2	Rotor	9	Retentor	16	Anel desgaste (trás.)
3	Carcaça	10	Tampa do mancal	17	Chaveta
4	Flange de recalque	11	Defletor	18	Furos de compensação
5	Eixo	12	Preme-gaxeta	19	Porca do rotor
6	Mancal (cavalete)	13	Gaxetas (caixa de)	20	Anel desgaste (diant.)
7	Caixa de óleo	14	Anel cadeado		

FIGURA 14.7 - Componentes de uma bomba centrífuga

14.4.1 - ROTOR

É a peça responsável pela energização do fluido. Uma bomba pode ter um único rotor (unicelular, monoestágio) ou vários estágios (multicelular ou bomba de multiestágios). Pode ainda ser de simples sucção (o rotor com uma única entrada) ou dupla sucção (líquido penetra no rotor pelos dois lados - duas bocas de sucção). O rotor pode ser aberto, semi-aberto e fechado. Na figura 14.8 são mostrados diversos tipos de rotores.

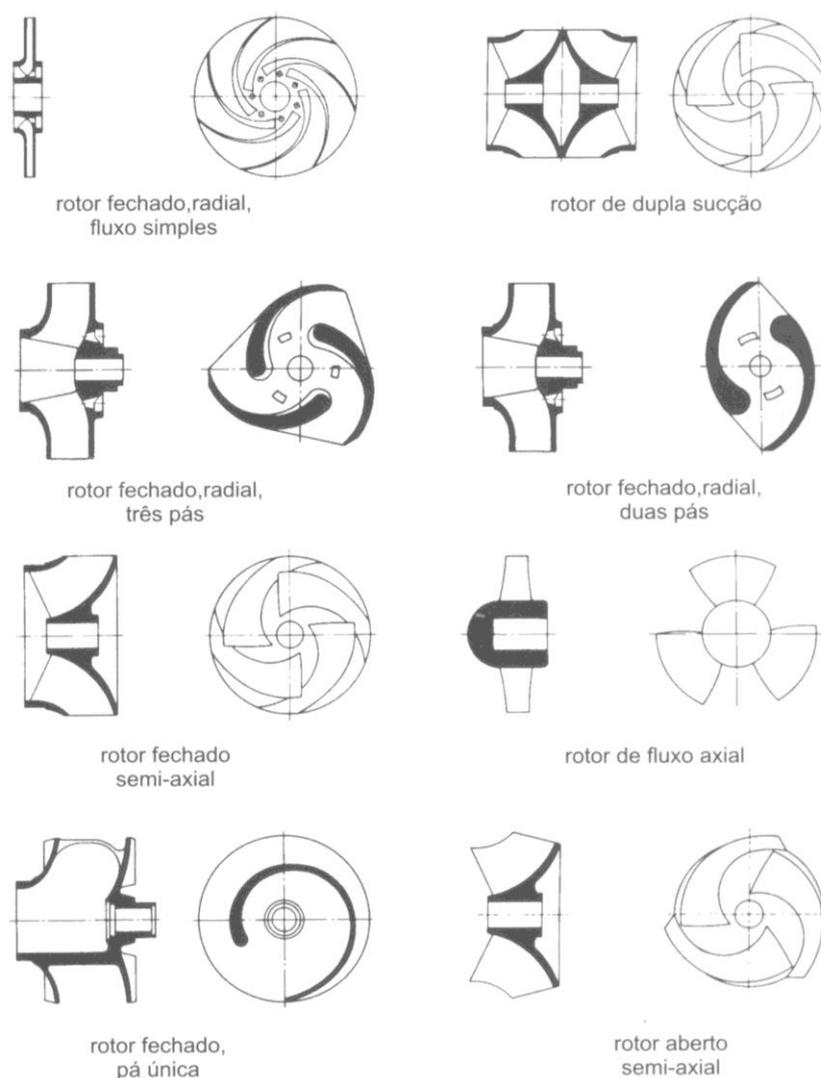


FIGURA 14.8 - Tipos de rotores

14.4.2 - DIFUSOR (recuperador)

Também chamada de carcaça, é a parte componente da bomba, onde a energia de velocidade é transformada em energia de pressão, que faz com que o líquido se eleve e/ou vença distâncias. Coleta o fluido expelido pelo rotor e o encaminha para o recalque.

- Tipos de difusor:

- tubo reto troncônico (bombas axiais)
- caracol ou voluta (simples ou dupla)
- difusor de palhetas diretrizes.

Na figura 14.9 são apresentados dois tipos de difusores.

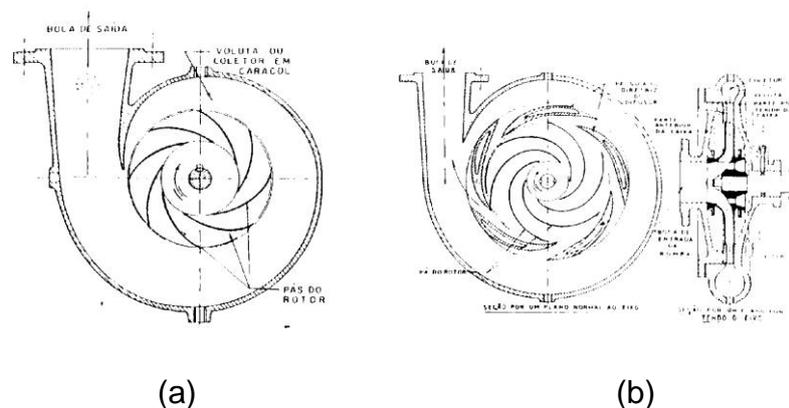


FIGURA 14.9 - Tipos de difusores: (a) Caracol; (b) Difusor com pás guias.

14.4.3 - EIXO

Tem a função de transmitir potência do motor para o rotor da bomba, e ainda, suportar o peso do rotor e cargas axiais e radiais. É projetado para uma certa deflexão máxima quando em funcionamento, evitando que, em operação, as folgas existentes entre as peças rotativas e fixas se alterem significativamente.

14.4.4 - ANÉIS DE DESGASTE

Constituem juntas de vedação econômica, ou seja, de fácil substituição. São montadas na carcaça ou no rotor, ou em ambos. Têm a finalidade de minimizar a recirculação entre regiões de altas e baixas pressões, como é o caso da região entre a descarga e a sucção. São de baixo custo, podendo ser removidos quando se verificar desgaste acentuado, evitando, com isto, a necessidade de substituição de peças mais caras, como o rotor e/ou a carcaça.

14.4.5 - CAIXA DE GAXETAS

É um sistema de selagem que tem como objetivo proteger a bomba contra vazamentos nos pontos onde o eixo passa através da carcaça, ou seja, impedir vazamento do líquido para o exterior, quando a pressão no interior da bomba é maior que a atmosférica, e, evitar a entrada de ar quando a pressão no interior da bomba for inferior à pressão atmosférica.

Tem a forma de uma caixa cilíndrica onde são alojados anéis de gaxeta que se ajustam ao eixo por intermédio de um aperta gaxetas, também denominado de sobreposta, pelo qual se dá o aperto para controle do vazamento. O ajuste necessário deve ser aquele em que o vazamento seja mínimo (30 a 60 gotas por minuto), de forma a permitir a lubrificação e arrefecimento das gaxetas.

As gaxetas são fios trançados de fibras vegetais (juta, rami, algodão), fibras minerais (amianto) ou sintéticas, sendo o uso de um ou outro tipo em função do líquido bombeado.

14.4.6 - SELO MECÂNICO

Sistema de vedação utilizado quando o líquido bombeado não pode vazar para o meio externo (líquido tóxico, inflamável, etc) e, também, em situações em que é necessário evitar uma possível contaminação do líquido bombeado. Composto de duas superfícies polidas que deslizam uma sobre a outra, estando uma delas fixa ao eixo e a outra à carcaça. Quando o selo é novo o vazamento é desprezível.

14.4.7 - ROLAMENTOS

Têm a finalidade de manter o eixo e rotor em alinhamento com as partes estacionárias, impedindo o seu movimento na direção radial ou na direção axial. Existem vários tipos e a sua lubrificação varia de acordo com o fabricante e horas de trabalho.

14.4.8 - ACOPLAMENTOS

Com exceção das bombas tipo monobloco, nas quais o rotor está montado numa extensão do eixo do motor, os outros tipos estão ligados ao motor através de acoplamentos.

O acoplamento da bomba com o motor acionador pode ser flexível ou rígido. Este último não permite qualquer movimento relativo entre os eixos da bomba e do

motor. É utilizado quando se requer perfeito alinhamento dos eixos da bomba e do motor e, também, para suportar sobrecarga de fixação como é o caso de bombas verticais, onde a escora é suportada pelo motor acionador. Os tipos de acoplamento mais comuns são: tipo flange e tipo plit. Funciona de forma similar a um par de flanges, conectando rigidamente os eixos que passam a operar como um eixo único. São utilizados em bombas de pequenas rotações e bombas verticais. Na figura 13.7 é mostrado um acoplamento rígido tipo flange.

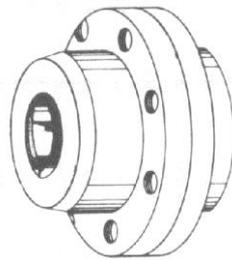


FIGURA 14.10 - Acoplamento rígido tipo flange

Os acoplamentos flexíveis são mais comuns e permitem pequenos desalinhamentos entre os eixos. Entretanto, esses acoplamentos não devem suportar erros de montagem, o desalinhamento é aceitável para atender possíveis ocorrências em trabalho e não, para cobrir as falhas de instalação ou montagem. Qualquer desalinhamento é indesejável, pois aumenta os esforços, prejudica os mancais e conduz o equipamento a falhar. O acoplamento deve ser feito com os eixos perfeitamente alinhados.

De um modo geral, os acoplamentos flexíveis constam essencialmente das seguintes partes:

- luvas que normalmente são enchavetadas no eixo;
- peça amortecedora;
- capa de proteção (ou retenção) do lubrificante.

Existem vários tipos de acoplamentos da bomba com o motor, destacando-se:

1. Luvas com pinos amortecedores: uma das luvas possui vários furos, onde são colocados pinos revestidos de material flexível (normalmente de borracha) os quais são presos a outra luva e são responsáveis pela flexibilidade do acoplamento; (Figura 14.11 - A)
2. Luvas Lovejoy: é uma modificação do modelo anterior; as luvas possuem

ressaltos onde são encaixadas as peças amortecedoras de borracha; (Figura 14.11 - B)

3. Luva Falk: neste tipo de acoplamento as luvas possuem ranhuras onde são adaptadas molas ou grade de aço responsáveis pela ação amortecedora. Possui uma capa de retenção do lubrificante (graxa). (Figura 14.11 - C)
4. Luva Balata: é um dos tipos mais utilizados. O elemento amortecedor é composto de borracha lonada. Não é recomendado para motores com potências maiores que 40 cv e em altas rotações (Figura 14.11 - D)
5. Acoplamento de engrenagens (gear type): possui cubos dotados de engrenagem externos que se acoplam com os dentes de engrenagem internos usinados nas duas extremidades da capa externa. A relativa flexibilidade é dada pelos dentes, havendo, naturalmente, necessidade de lubrificação. (Figura 14.11 - E)

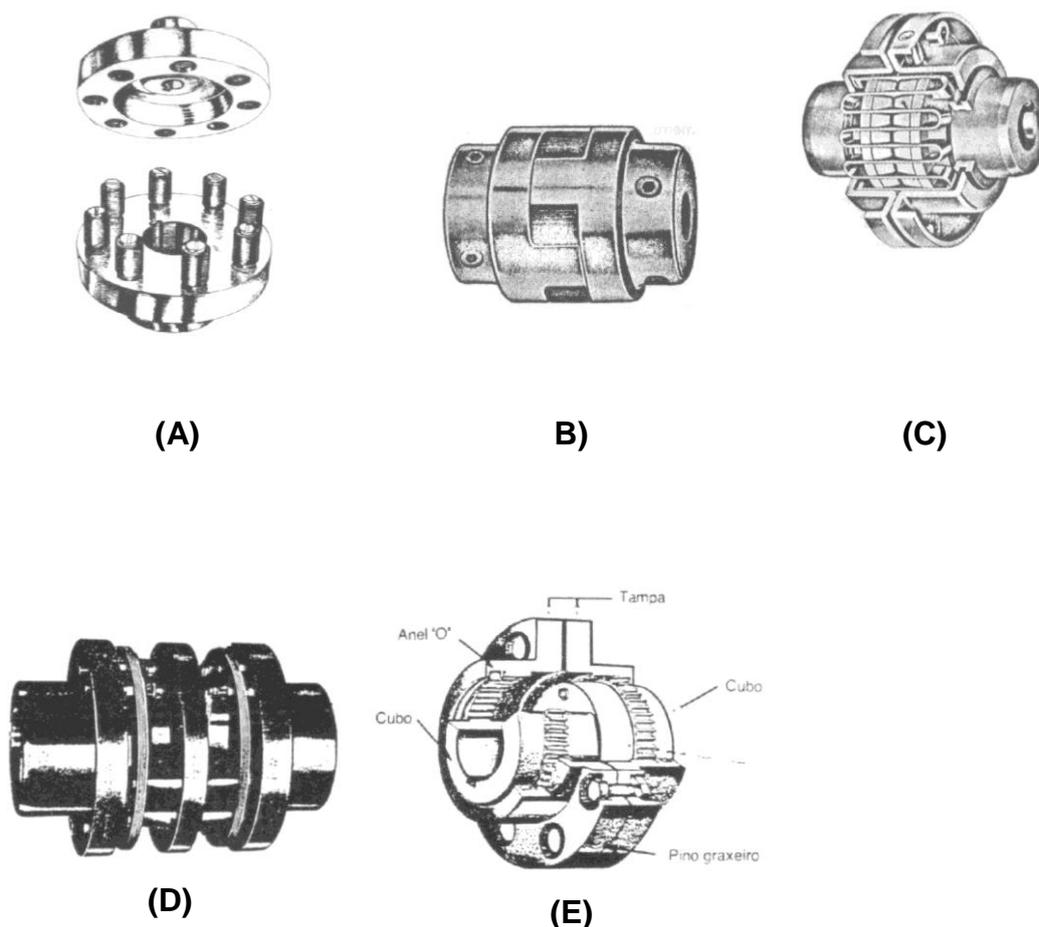


FIGURA 14.11 - Acoplamentos flexíveis: (A) pinos amortecedores; (B) luvas Lovejoy; (C) luvas Falk; (D) Luva Balata; e (E) engrenagens.

Um outro tipo de acoplamento é através de polias e correias. São mais utilizadas quando o acionamento é feito por motores de combustão e quando as velocidades de rotação, da bomba e do motor, são diferentes.

As correias, normalmente usadas, podem ser em “V” ou planas. O cálculo do diâmetro das polias é feito como segue:

CORREIAS EM “V”

$$D_1 = \frac{n_2 \cdot (D_2 - h)}{n_1} + h \quad \text{e} \quad D_2 = \frac{n_1 \cdot (D_1 - h)}{n_2} + h$$

onde,

D_1 = diâmetro externo da polia da bomba;

D_2 = diâmetro externo da polia do motor;

n_1 = velocidade de rotação da bomba (rpm);

n_2 = velocidade de rotação do motor (rpm);

h = valor em função do tipo de correia (tabela 14.1).

TABELA 14.1 - Valor da altura h (mm) em função do tipo de correia

Correia	A	B	C	D	E
h (mm)	9	11	12	16	26

CORREIAS PLANAS

$$D_1 = \frac{n_2 \cdot D_2}{n_1} \quad \text{e} \quad D_2 = \frac{n_1 \cdot D_1}{n_2}$$

A capacidade das correias em “V” é obtida da seguinte forma:

$$C_c = D \cdot n \cdot K \cdot \pi$$

em que,

C_c = capacidade da correia, cv;

D = diâmetro da polia, metros;

n = velocidade de rotação, rpm;

K = constante que depende do tipo de correia, sendo:

0,0023 para correia tipo A

0,0034 para correia tipo B

0,0074 para correia tipo C

Por exemplo: um motor de 12 cv com rotação de 1750 rpm e com uma polia de 250 mm, o número de correias tipo B a ser utilizado é dado por

$$C_c = 0,0034 \cdot 3,1416 \cdot 0,25 \cdot 1750 = 4,67 \text{ cv/correia}$$

Como o motor é de 12 cv $\rightarrow 12 \div 4,67 = 2,59$, ou seja, três correias.

14.5 - EXERCÍCIOS RESOLVIDOS

- 1) Para o recalque de 20 L s⁻¹ a uma altura total de 80 metros e a uma velocidade de rotação de 3500 rpm, o impelidor que apresentará o melhor desempenho será:

$$n_s = \frac{3500 \cdot \sqrt{0,020}}{80^{3/4}} \approx 18,5 \rightarrow \text{bomba com rotor radial centrífuga lenta}$$

- 2) Considerando a bomba do exemplo anterior, determine o máximo rendimento esperado.

Utilizando o gráfico da figura 14.6 tem-se, para a vazão de 20 L s⁻¹ e rotação específica de 18,5, um rendimento próximo de 70%.

15 - CURVAS CARACTERÍSTICAS DA BOMBA

15.1 - ENERGIA CEDIDA AO LÍQUIDO

Alturas estáticas:

- h_S = altura estática de sucção (diferença de nível entre o centro da bomba e a superfície d'água de captação)

- h_R = altura estática de recalque (diferença de nível entre o ponto onde o líquido é abandonado ao sair do tubo de recalque no meio ambiente, ou outro, e o centro da bomba)

- h_E = altura estática de elevação (altura geométrica) $\rightarrow h_E = h_S + h_R$

Alturas totais ou dinâmicas:

- H_S = altura total de sucção

- H_R = altura total de recalque

15.1.1 - BOMBA SITUADA ACIMA DO NÍVEL D'ÁGUA

Neste caso, a energia cedida ao líquido (H_{man}) é dada pela soma das alturas dinâmicas de sucção e de recalque:

$$H_{man} = H_S + H_R$$

A altura dinâmica de sucção (H_S) é a soma das perdas de carga (Δh_S) - contínua e localizada - e a altura geométrica de sucção (h_S):

$$H_S = h_S + \Delta h_S$$

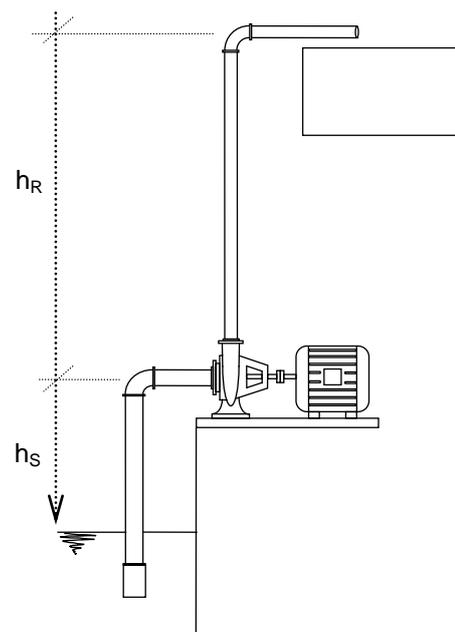


FIGURA 15.1 - Sucção positiva

Da mesma forma, a altura dinâmica de recalque (H_G) é dada pelas perdas de carga no recalque (Δh_G) - contínua e localizada - somada com a altura geométrica de recalque (h_R):

$$H_R = h_R + \Delta h_R$$

A altura manométrica total (H_{man}), neste caso, é obtida pela equação:

$$H_{man} = H_S + H_R$$

A medição da altura manométrica pode ser feita com o uso de um manômetro instalado após a saída da bomba e um vacuômetro situado próximo à entrada da bomba. Pela leitura dos dois aparelhos pode-se obter a altura manométrica pela expressão:

$$H_{man} = M + V + m$$

em que,

H_{man} = altura manométrica desenvolvida pela bomba, m;

M = leitura do manômetro, m;

V = leitura do vacuômetro, m;

m = distância vertical entre os dois aparelhos, m.

15.1.2 - BOMBA AFOGADA

Neste caso, o nível de água do reservatório de sucção se encontra acima do nível do eixo da bomba (figura 15.2).

A energia cedida ao líquido (H_{man}) é dada pela soma das alturas dinâmicas de sucção e de recalque:

$$H_{man} = H_S + H_R$$

A altura dinâmica de sucção (H_S) é a soma das perdas de carga (Δh_S) - contínua e localizada - e a altura geométrica de sucção ($-h_S$):

$$H_S = -h_S + \Delta h_S$$

A altura dinâmica de recalque (H_R) é dada pelas perdas de carga no recalque (Δh_R) - contínua e localizada - somada com a altura geométrica de recalque (h_R):

$$H_R = h_R + \Delta h_R$$

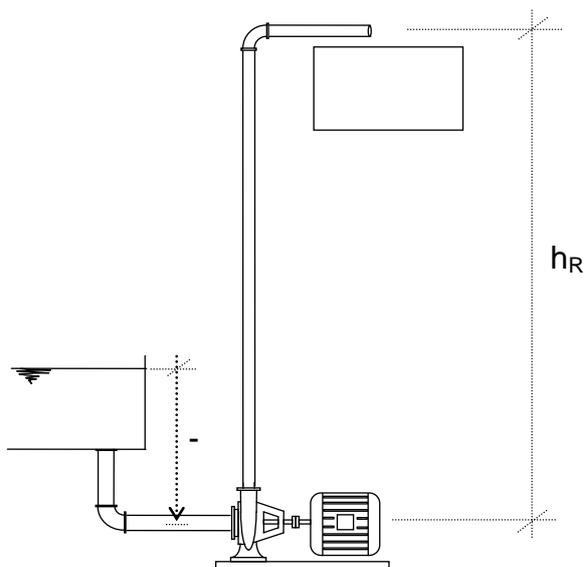


FIGURA 15.2 – Bomba afogada

A altura manométrica total (H_{man}), neste caso, é obtida pela equação:

$$H_{man} = H_S + H_R$$

A medição da altura manométrica pode ser feita, também, com o uso de um manômetro e um vacuômetro, instalados após a saída e a entrada da bomba, respectivamente.

A leitura do vacuômetro irá acusar a diferença entre a pressão atmosférica reinante no reservatório de sucção e a pressão na entrada da bomba. No caso de instalações com sucção negativa (bomba afogada), na maioria dos casos, pode-se, sem grandes erros, assumir a leitura do vacuômetro como igual à diferença de nível entre a superfície d'água no reservatório de sucção e o centro da entrada da bomba ($-h_S$). Assim, a expressão da altura manométrica passa a ser:

$$H_{man} = M - h_S + m$$

15.2 - RENDIMENTOS A CONSIDERAR EM UMA BOMBA**RENDIMENTO HIDRÁULICO**

Depende do acabamento interno das paredes do rotor e da carcaça da bomba.

$$\eta_H = \frac{H_{\text{man}}}{H_{\text{TH}}}$$

em que,

η_H = rendimento hidráulico;

H_{man} = energia absorvida por 1 kg de fluido;

H_{TH} = energia cedida a cada 1 kg de fluido ($H_{\text{TH}} = H_{\text{man}} + \Delta H \rightarrow$ onde ΔH é a energia dissipada no interior da bomba).

RENDIMENTO VOLUMÉTRICO

Leva em conta as perdas devido as vazamentos através da folga entre o eixo e a caixa da bomba, e as perdas interiores, que são devidas à recirculação.

$$\eta_V = \frac{Q}{Q + q}$$

em que,

η_V = rendimento volumétrico;

Q = vazão recalçada;

q = recirculação e vazamentos.

A redução do vazamento pode ser obtida com o uso de engaxetamento apropriado e selo mecânico. Para reduzir a recirculação utilizam-se anéis de desgaste renováveis.

RENDIMENTO MECÂNICO

Leva em conta que parte da potência necessária é utilizada para vencer as resistências passivas da bomba. Parte se perde por atritos mecânicos nos mancais e gaxetas, rolamentos, nos anéis de desgaste, etc.

$$\eta_M = \frac{\text{Pot} - \Delta\text{Pot}}{\text{Pot}}$$

em que,

η_M = rendimento mecânico da bomba;

Pot = potência necessária ao acionamento;

ΔPot = potência dissipada por atrito mecânico.

RENDIMENTO TOTAL (η)

Leva em conta as perdas hidráulicas, mecânicas e volumétricas:

$$\eta = \eta_H \cdot \eta_V \cdot \eta_M$$

15.3 - POTÊNCIA NECESSÁRIA AO ACIONAMENTO DAS BOMBAS

Da expressão do rendimento mecânico, tem-se:

$$\text{Pot} = \frac{\text{Pot} - \Delta\text{Pot}}{\eta_M}$$

sabendo que: H_{TH} é a quantidade de energia cedida a um kg de fluido que atravessa a bomba, e que:

$\text{Pot} - \Delta\text{Pot} \rightarrow$ energia cedida em um segundo, a todos os quilogramas de fluido que passam pela bomba;

$\gamma \cdot (Q + q) \rightarrow$ vazão em peso (quantidade de kg de fluido que atravessa a bomba em um segundo)

tem-se:

para 1 kg $\rightarrow H_{TH}$

para $\gamma \cdot (Q + q) \rightarrow \text{Pot} - \Delta\text{Pot}$ em 1 segundo, daí,

$$\text{Pot} - \Delta\text{Pot} = \gamma \cdot (Q + q) \cdot H_{\text{TH}} \rightarrow \text{sabendo que } \text{Pot} - \Delta\text{Pot} = \eta_M \cdot \text{Pot}$$

$$\text{Pot} = \frac{\gamma \cdot (Q + q) \cdot H_{\text{TH}}}{\eta_M} \rightarrow H_{\text{TH}} = \frac{H_{\text{man}}}{\eta_H} \rightarrow$$

$$\text{Pot} = \frac{\gamma \cdot (Q + q) \cdot H_{\text{man}}}{\eta_M \cdot \eta_H} \rightarrow \times \frac{Q}{Q} \rightarrow$$

$$\text{Pot} = \frac{\gamma \cdot (Q + q) \cdot H_{\text{man}} \cdot Q}{Q \cdot \eta_M \cdot \eta_H} \rightarrow \frac{Q + q}{Q} = \frac{1}{\eta_V} \rightarrow$$

$$\text{Pot} = \frac{\gamma \cdot H_{\text{man}} \cdot Q}{\eta_V \cdot \eta_M \cdot \eta_H} \rightarrow \text{Pot} = \frac{\gamma \cdot H_{\text{man}} \cdot Q}{\eta}$$

em que,

Pot = potência necessária ao acionamento, kgf m s^{-1} ;

Q = vazão recalçada, $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$;

H_{man} = altura manométrica, m;

η = rendimento total, decimal.

Para se obter a potência necessária em “cv”:

$$\text{Pot} = \frac{\gamma \cdot H_{\text{man}} \cdot Q}{75 \cdot \eta} \quad \text{ou} \quad \text{Pot} = \frac{H_{\text{man}} \cdot Q}{270 \cdot \eta} \quad \text{com Q em } \text{m}^3 \text{h}^{-1}.$$

Potência instalada:

Recomenda-se, como segurança, dar um acréscimo ao valor da potência calculada.

- Motores elétricos

até 2 cv	acrécimo de	50%
3 a 5 cv		30%
6 a 10 cv		25%
11 a 25 cv		15%
acima de 25 cv		10%

- Motores à diesel → qualquer potência → acréscimo de 25%
- Motores à gasolina → qualquer potência → acréscimo de 50%

A determinação da potência instalada deve ser de acordo com os valores das potências comerciais, em cv, que, para motores elétricos mais usuais são: $\frac{1}{4}$, $\frac{1}{3}$, $\frac{1}{2}$, $\frac{3}{4}$, $1\frac{1}{2}$, 2, 3, 4, 5, 6, $7\frac{1}{2}$, 10, $12\frac{1}{2}$, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 50, 60, 75, 100, 125, 150, 200, 250 e 300.

15.4 - PRINCIPAIS CURVAS DE DESEMPENHO DA BOMBA

A escolha de uma bomba se baseia no recalque de determinada vazão para uma determinada altura manométrica. A escolha inicial da bomba se faz utilizando-se do gráfico de pré-seleção, ou de aplicação, o qual é normalmente fornecido pelo fabricante de bombas.

Após uma seleção expedita (inicial), deve-se fazer o refinamento (detalhamento da escolha), utilizando-se, para isto, as curvas características das bombas. Estas retratam o comportamento da bomba, mostrando o comportamento de interdependência existente entre as grandezas que caracterizam o seu funcionamento (vazão, pressão, potência e rendimento para cada diâmetro de rotor e velocidade de rotação).

As principais curvas que mostram a performance da bomba são:

1 - $H_{man} \times Q$

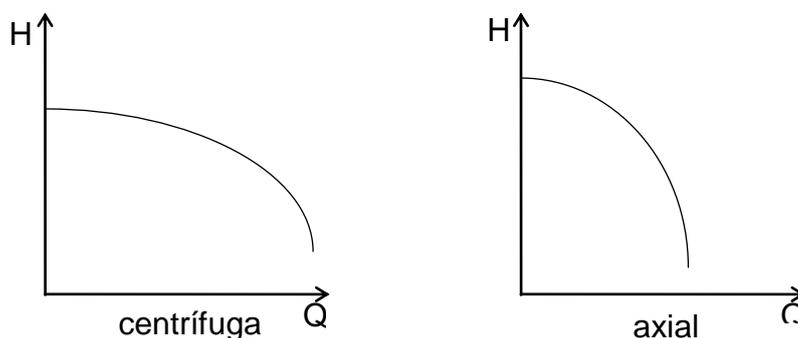
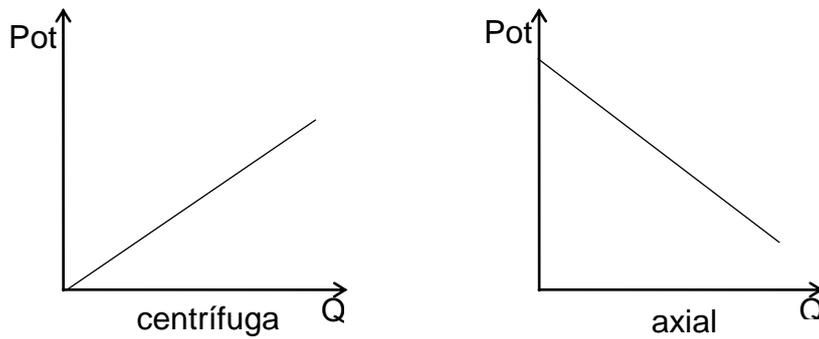
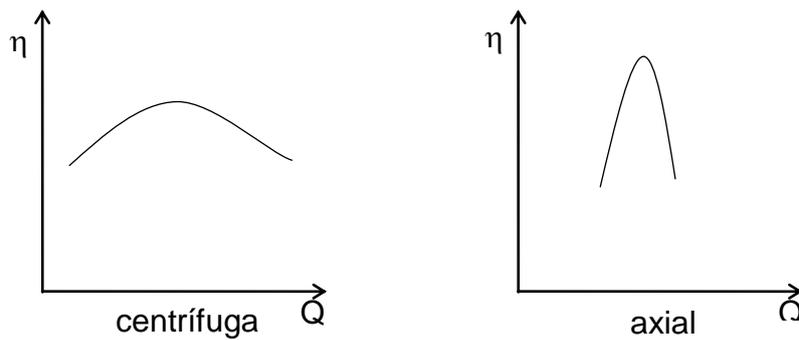
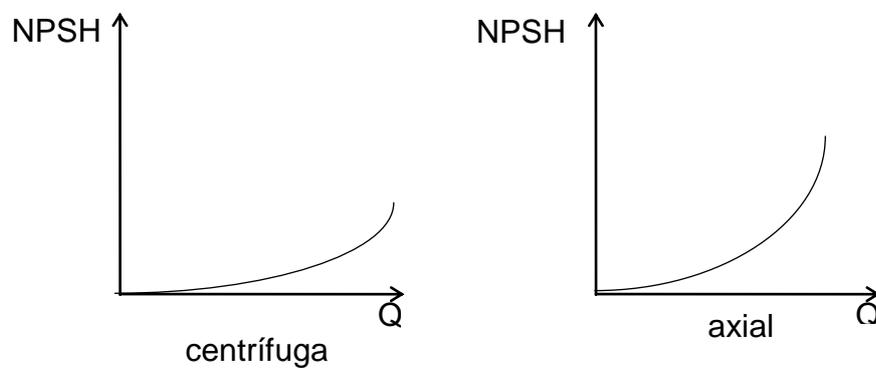


FIGURA 15.3 – Variação da altura manométrica em função da vazão

2 - Pot x Q

**FIGURA 15.4 – Variação da potência no eixo em função da vazão**

3 - Rendimento x Q

**FIGURA 15.5 – Variação do rendimento em função da vazão**4- $NPSH_{req}$ x Q**FIGURA 15.6 – Variação do NPSH em função da vazão**

15.5 - ESCOLHA DA BOMBA

A escolha de uma bomba, de uma forma geral, se dá em função do recalque de determinada vazão para uma determinada altura manométrica.

Por razões econômicas, uma bomba é fabricada de forma a atender uma faixa de utilização de diferentes valores de vazões, com diferentes pressões, potências e rendimentos. Daí, em uma primeira instância, a escolha se dá com o uso de gráficos de pré-seleção.

15.6 - GRÁFICOS DE PRÉ-SELEÇÃO:

São figuras onde o fabricante mostra o campo de aplicação, de uma forma generalizada, das bombas de uma ou mais séries. Na figura 15.7 é mostrado um gráfico de pré-seleção, utilizado na escolha preliminar de uma bomba.



Bombas Centrífugas Monoestágio

CARTA HIDRÁLICA

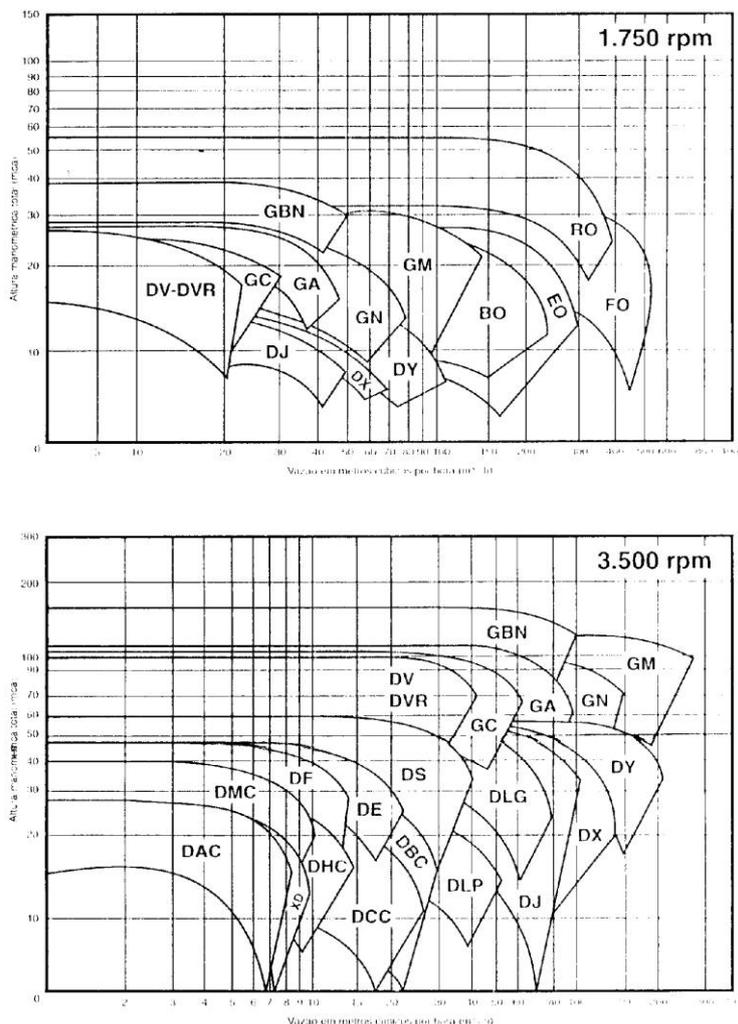


FIGURA 15.7 - Exemplo de gráfico de pré-seleção

15.7 - CURVAS CARACTERÍSTICAS DAS BOMBAS

Uma vez definido o modelo da bomba, pelo gráfico de pré-seleção, procura-se então obter maiores detalhes da bomba escolhida através de suas curvas características. Estas retratam o comportamento da bomba, ou seja, mostram o comportamento de interdependência existente entre as grandezas que caracterizam o seu funcionamento (figura 15.8).

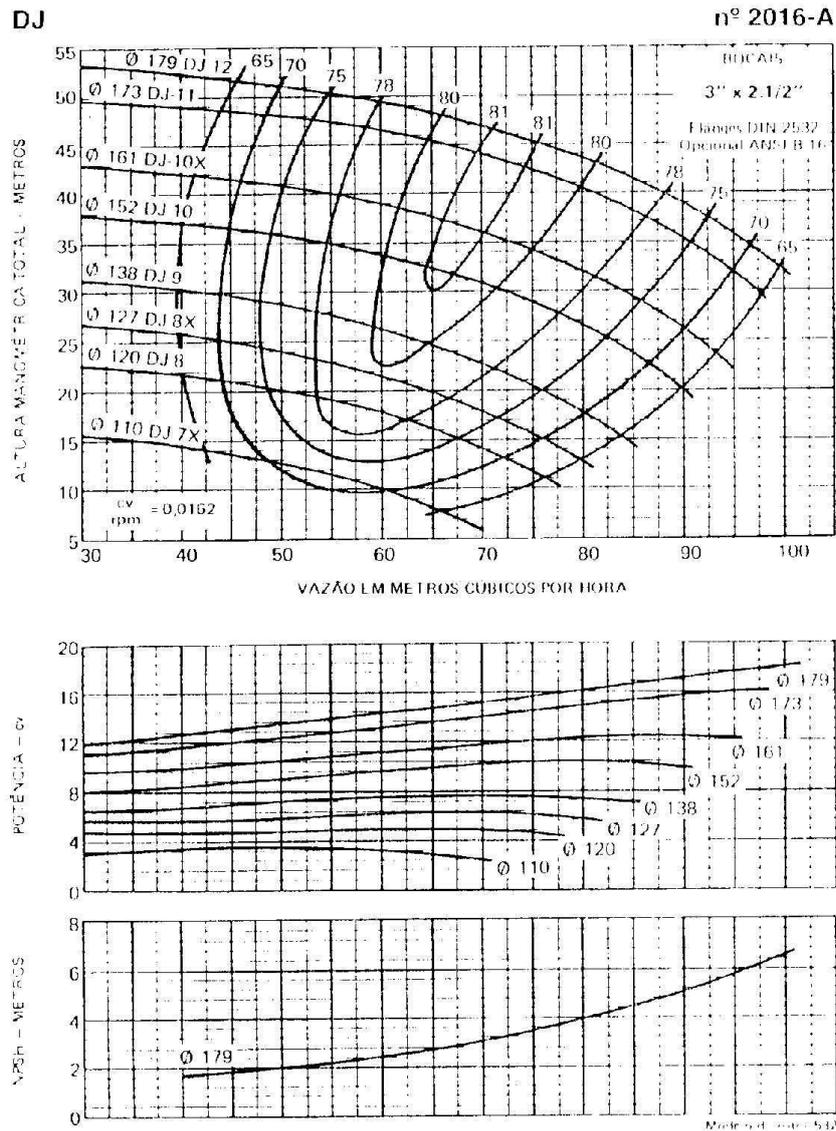


FIGURA 15.8 - Curvas características de uma bomba

15.8 - PONTO DE OPERAÇÃO

Nas curvas características das bombas centrífugas ($Q \times H$), a maior altura manométrica corresponde ao ponto de vazão nula. Este ponto denomina-se “shut off” e indica que a bomba trabalha com rotação normal, porém com o registro fechado.

À medida que se abre o registro, a água começa a escoar, introduzindo perdas de carga na altura manométrica. A pressão vai progressivamente diminuindo até atingir o equilíbrio, ou seja, o ponto em que as curvas características da bomba e do sistema se cruzam, denominado ponto de trabalho ou operação “ P_o ”, conforme figura 15.9. A vazão cresce de zero (registro fechado) até ao valor do ponto de

trabalho (Q_T) e a altura manométrica decresce de um valor máximo "H" até a altura manométrica de equilíbrio (H_T).

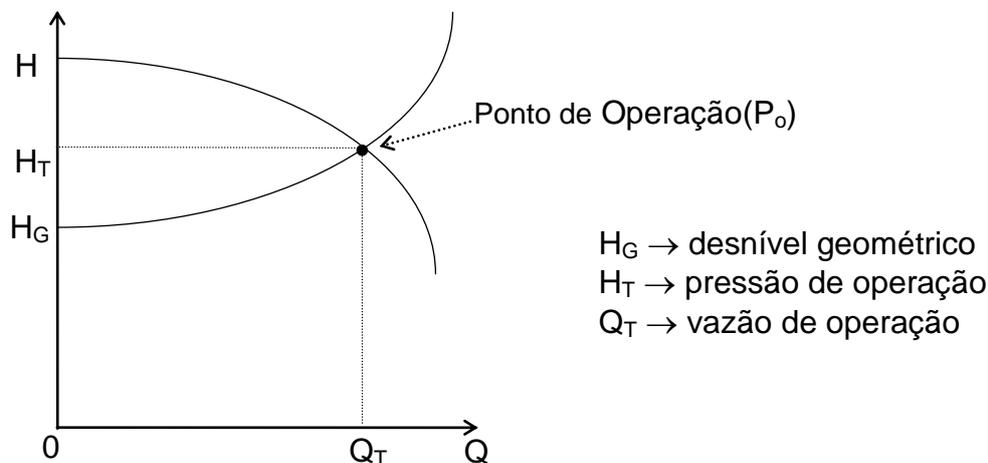


FIGURA 15.9 - Representação do ponto de operação

15.9 - VARIAÇÃO DO PONTO DE OPERAÇÃO

A modificação do ponto de operação pode ser feita de várias formas:

1) modificando a curva do sistema através da abertura ou fechamento parcial do registro de gaveta, ou ainda, mudando o diâmetro e/ou o comprimento da tubulação (variação da perda de carga);

2) modificando a curva característica da bomba através da alteração da velocidade de rotação da mesma, ou ainda, alterando o diâmetro do rotor.

15.9.1 - VARIAÇÃO DA CURVA CARACTERÍSTICA DA BOMBA

15.9.1.1 - VARIAÇÃO DA VELOCIDADE DE ROTAÇÃO

Variando a velocidade de rotação "n" da bomba, varia a curva característica da bomba. Cada ponto ($H \times Q$) com rotação "n", por semelhança mecânica, corresponde a outro ponto ($H' \times Q'$) com rotação n'.

Os pontos (H x Q) com mesmo rendimento são denominados pontos homólogos. As equações de Rateaux se aplicam a esses pontos, ou seja, pontos de mesmo rendimento:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \qquad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \qquad \frac{\text{Pot}_1}{\text{Pot}_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3$$

• Procedimento:

Toma-se, sobre a curva da bomba, alguns pontos aleatórios H x Q (figura 14.10). Aplicando as equações de Rateaux, determinam-se os pontos homólogos (1', 2' e 3') na curva da nova rotação n'.

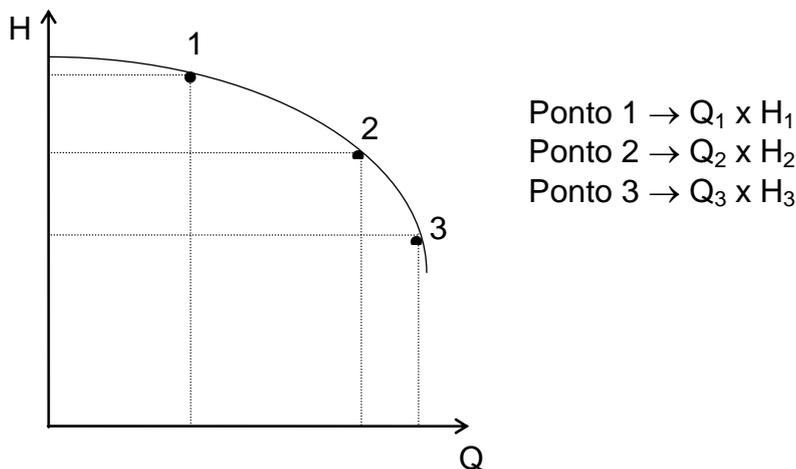


FIGURA 15.10 - Curva característica com pontos aleatórios

Ponto 1' → $\frac{Q_1}{Q_1'} = \frac{n}{n_1} \rightarrow Q_1' = Q_1 \cdot \frac{n_1}{n}$ $\frac{H_1}{H_1'} = \left(\frac{n_1}{n_1'}\right)^2 \rightarrow H_1' = H_1 \cdot \left(\frac{n_1'}{n_1}\right)^2$

Procede-se, assim, com os outros pontos. Marcam-se no gráfico (H x Q) os pontos, e, da união destes surge a curva característica com a nova rotação n' (figura 15.11):

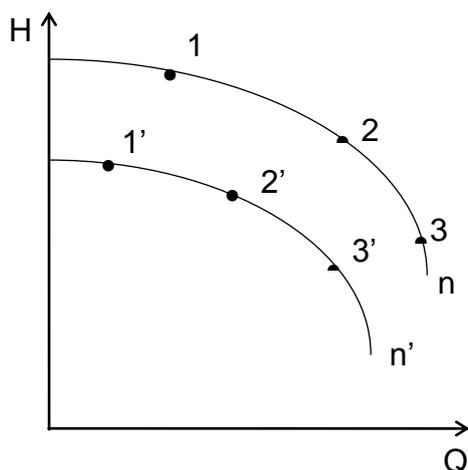


FIGURA 15.11 – Curva característica com nova rotação

Pelas equações de Rateaux, tem-se:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad \text{e} \quad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \rightarrow \quad \text{ou seja,}$$

$$\left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)^2 = \frac{H_1}{H_2} \rightarrow \frac{Q_1^2}{H_1} = \frac{Q_2^2}{H_2} = \text{constante} \rightarrow$$

$\frac{Q^2}{H} = \text{constante} \rightarrow$ parábola de iso-eficiência (“Pontos, pertencentes às curvas de iso-eficiência obedecem a esta relação”).

A variação da rotação deve ser da ordem de 30 a 40% no máximo, para que o rendimento seja mantido o mesmo.

A variação da rotação do motor pode ser obtida por:

- motor elétrico de corrente contínua \rightarrow através do reostato
- motor elétrico de corrente alternada (variador mecânico intercalado entre motor e bomba; outros tipos - inversor de frequência)
- motor de combustão interna \rightarrow variação da aceleração do motor
- uso de correias e polias

15.9.1.2 - CORTES NOS ROTORES

Consiste na redução do diâmetro do rotor com uma operação mecânica de usinagem, de modo a obter um diâmetro $D_2 < D_1$, sem alterar as demais peças.

É uma operação viável nas bombas centrífugas → as faces laterais do rotor são praticamente paralelas. A redução não pode ser excessiva, pois caso contrário, o ângulo β_2 (ângulo de saída) poderia variar além dos limites para os quais admite-se semelhança nos diagramas de velocidade.

Não é recomendado para bombas axiais e diagonais.

A operação de corte consiste na usinagem (raspagem) do rotor até um valor correspondente a 20%, no máximo, do diâmetro original, sem afetar sensivelmente o seu rendimento.

CÁLCULO DO DIÂMETRO DO ROTOR (D_2):

1º CASO: O ponto, no qual se pretende que a bomba opere, está sobre uma parábola de iso-eficiência (figura 15.12).

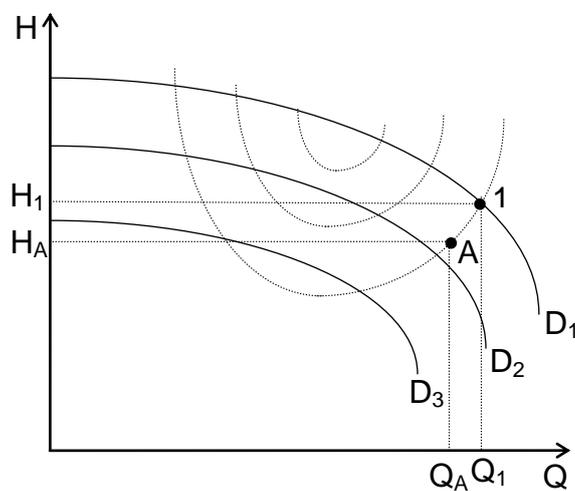


FIGURA 15.12 - Ponto de iso-rendimento

Na figura 15.12 o ponto “A” é o ponto pretendido (ponto de projeto), ou seja, pressão H_A e vazão Q_A . O ponto “1”, situado sobre a curva da bomba de diâmetro do rotor D_1 , é o ponto homólogo, com pressão H_1 e vazão Q_1 .

Para pontos homólogos, são válidas as relações:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{D_1}{D_2} \quad \text{e} \quad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2$$

Então, para o caso em questão tem-se: $D_A = D_1 \cdot \frac{Q_A}{Q_1}$

2º CASO: O ponto, no qual se pretende que a bomba opere, não está sobre uma parábola de iso-eficiência.

Neste caso, com o par de valores “H x Q “ plota-se a curva de iso-eficiência ($\frac{Q^2}{H} = k$), e, com intersecção com a curva da bomba obtém-se o ponto homólogo procurado, ou seja, coordenadas H_1 e Q_1 (figura 15.13). Utilizando-se as equações de isoeeficiência, calcula-se o novo diâmetro do rotor (D_A):

$$D_A = D_1 \cdot \frac{Q_A}{Q_1}$$

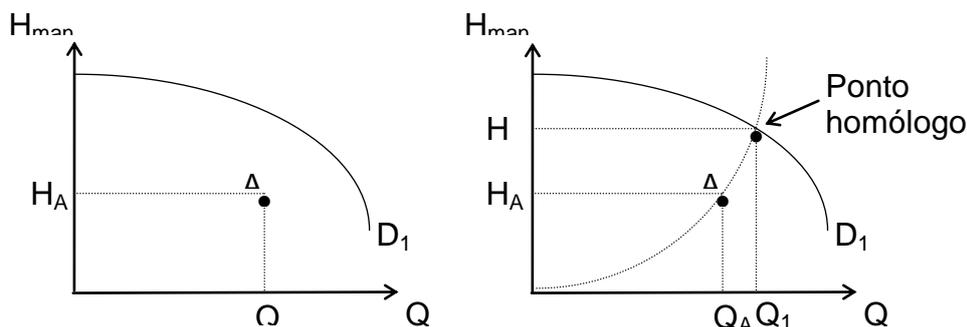


FIGURA 15.13 - Obtenção de ponto homólogo para cálculo de novo diâmetro

Este procedimento também pode ser adotado quando se quer determinar a nova velocidade de rotação da bomba

É importante salientar que:

- Para cortes nos rotores de até 20 %, a vazão varia diretamente com a variação do diâmetro;

- Para alguns autores, a variação da vazão é proporcional ao quadrado da variação do diâmetro do rotor.;
- Alguns fabricantes, ao traçarem as curvas nos catálogos técnicos, se baseiam na variação linear da vazão em relação à variação do diâmetro do rotor, enquanto que outros consideram que a variação é proporcional ao quadrado da variação do diâmetro.

15.10 - EXERCÍCIOS RESOLVIDOS

1) Sabendo que uma bomba centrífuga (curva característica da bomba - quadro abaixo) opera sob uma altura geométrica de 40 m, pede-se para traçar a curva característica da tubulação, sendo a perda de carga total no sistema de 10 m.

Curva da bomba

Vazão ($\text{m}^3 \text{h}^{-1}$)	0	10	20	30	40	50	60	70
H _{man} (m)	52,5	52	51,5	51	50	48	42	37

Solução:

A curva característica do sistema pode ser representada por:

$$H_{\text{man}} = H_g + K.Q^n$$

em que,

K = constante característica da tubulação;

n = expoente da vazão (n = 2 para Darcy e, n = 1,852 para Hazen-Williams).

Pelo enunciado do exercício: $H_g = 40 \text{ m}$ e $H_f = 10 \text{ m}$. A altura manométrica é igual à soma de H_g e H_f ($40 + 10 = 50 \text{ m}$). Pela tabela (curva da bomba) tem-se para a altura manométrica de 50 m uma vazão de $40 \text{ m}^3 \text{h}^{-1}$.

Adotando a equação de Darcy (n = 2) para cálculo da perda de carga tem-se:

$$H_{\text{man}} = H_g + K.Q^2$$

onde $h_f = K.Q^2$ ou seja, $10 = K . 40^2$ obtendo-se $K = 0,00625$

Então, a curva característica da tubulação ($H_{\text{man}} = H_g + K.Q^n$) fica:

$$H_{\text{man}} = 40 + 0,00625.Q^2$$

2) Certo sistema motobomba eleva $26 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ de água a uma altura geométrica de 30 m e “n” rotações por minuto. Sendo a perda de carga total na instalação igual a 5 m, pede-se:

- a) Traçar a curva característica da tubulação;
- b) Calcular a altura manométrica e a vazão para $\eta_B = 75\%$, sabendo-se que a potência demandada foi de 7 cv;
- c) Dizer qual foi o acréscimo de rotações do motor.

Considere rendimento do motor igual a 92% e com rotação variável.

Solução:

a) Procedendo da mesma forma como no exercício anterior, tem-se:

Pelo enunciado do exercício:

$$H_g = 30 \text{ m}; H_f = 5 \text{ m}; Q = 26 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$$

Adotando a equação de Darcy ($n = 2$) para cálculo da perda de carga tem-se:

$$H_{\text{man}} = H_g + K.Q^2 \rightarrow \text{onde } h_f = K.Q^2 \rightarrow 5 = K . 26^2 \rightarrow K = 0,0074$$

Então, a curva característica da tubulação ($H_{\text{man}} = H_g + K.Q^n$) fica:

$$H_{\text{man}} = 30 + 0,0074.Q^2$$

b) A equação da potência do motor é:

$$\text{Pot} = \frac{H_{\text{man}} \cdot Q}{270 \cdot \eta_B \cdot \eta_M}$$

em que,

Pot = potência necessária ao acionamento, cv;

Q = vazão recalçada, m³ h⁻¹;

H_{man} = altura manométrica, m;

η = rendimento total do sistema motobomba, decimal (η = η_B · η_M)

$$\text{substituindo} \rightarrow 7 = \frac{H_{\text{man}} \cdot Q}{270 \cdot 0,75 \cdot 0,92} \rightarrow H_{\text{man}} \cdot Q = 1304,1$$

Igualando esta equação com aquela obtida no item anterior (letra "a" do problema)

→ H_{man} = 30 + 0,0074.Q², e resolvendo chega-se a :

$$Q = 33,87 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1} \text{ e } H_{\text{man}} = 38,5 \text{ m}$$

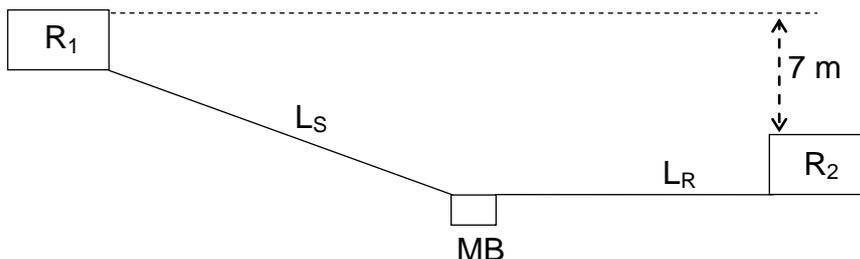
c) O acréscimo na velocidade de rotação para se obter esta nova vazão pode ser obtido utilizando-se a equação:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad \text{Substituindo os valores, tem-se:}$$

$$\frac{26 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}}{33,87 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}} = \frac{n_1}{n_2} = 0,768, \text{ ou seja, a rotação } n_2 \text{ é } 1,30 n_1 \text{ (30\% maior).}$$

3) Para o sistema apresentado a seguir, determinar o seu ponto de funcionamento e o acréscimo de vazão proporcionado pela bomba cuja curva é apresentada na Tabela. Dados: L_S = 4.000 m e D_S = 200 mm; L_R = 2.000 m e D_R = 150 mm; C = 140.

Q (L s ⁻¹)	0	2	4	6	8	10	12	14
H _{man} (m)	12,5	12,4	12,1	11,6	10,9	10,0	8,9	7,6



Solução:

A resolução deste problema consiste em traçar a curva característica da tubulação (note que é uma tubulação em série) e obter a intersecção com a curva da bomba (ponto de trabalho).

Utilizando a equação de Hazen-Williams :

$$\text{Sucção} \rightarrow hf = 10,643 \cdot \frac{4000}{0,2^{4,87}} \cdot \left(\frac{Q}{140} \right)^{1,852}$$

$$\text{Recalque} \rightarrow hf = 10,643 \cdot \frac{2000}{0,15^{4,87}} \cdot \left(\frac{Q}{140} \right)^{1,852}$$

Considerando que as tubulações de sucção e de recalque estão em série, a equação da tubulação é dada por:

$$H_{\text{man}} = -7 + 10,643 \cdot \frac{4000}{0,2^{4,87}} \cdot \left(\frac{Q}{140} \right)^{1,852} + 10,643 \cdot \frac{2000}{0,15^{4,87}} \cdot \left(\frac{Q}{140} \right)^{1,852}$$

Simplificando a equação chega-se a: $H_{\text{man}} = -7 + 34.663,4 \cdot Q^{1,852}$

em que, a vazão (Q) é dada em $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$ e H_{man} em metros. O valor negativo da altura geométrica (-7m) é devido à tubulação funcionar por gravidade.

Utilizando papel milimetrado, plotam-se as curva da tubulação e da bomba, encontrando-se, pela intersecção, o ponto de funcionamento $\rightarrow 12,5 \text{ L s}^{-1} \times 8,5 \text{ m}$

Vazão sem bomba \rightarrow tubulação por gravidade $\rightarrow H_{\text{man}} = 0$ e $Q = 10 \text{ L s}^{-1}$

Acréscimo $\rightarrow \Delta Q = 12,5 - 10 = 2,5 \text{ L s}^{-1}$

15.11 - EXERCÍCIOS PROPOSTOS

1) Uma estação elevatória recalca água a uma altura geométrica total de 25 m com uma tubulação velha com comprimento de 1.607 m, diâmetro de 150 mm e $C = 80$ e motor elétrico de 40 cv. Afim de aumentar a capacidade do sistema, será instalada uma nova tubulação, em paralelo, com comprimento de 1.709 m, $C = 120$ e diâmetro de 150 mm. Pergunta-se: qual o acréscimo que terá na adução de água com a nova adutora? Considerando que o motor da bomba tem 40 cv, e seu rendimento de 85%, pergunta-se: o mesmo suportará a nova tubulação? Considerando o diâmetro do rotor igual a 200 mm, e, sabendo que a referida bomba comporta um rotor de 210 mm, pede-se determinar a nova vazão com este rotor e a potência demandada.

Curva da bomba (diâmetro do rotor de 200 mm)

Q (L s ⁻¹)	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45
Hman	76,5	75,6	74,3	73,0	70,4	66,9	60,8	53,0	42,1	30,0
η (%)		35	45	58	62	68	72	75	72	63

OBS: utilize as relações $\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{D_1}{D_2}$ e $\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2$

R: $\Delta Q = 73,5\%$; $Q_N = 40,5 \text{ L s}^{-1}$ e Pot = 44,95 cv.

2) Para o recalque de $140 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ destinados ao abastecimento de água de uma comunidade necessita-se de uma altura manométrica de 31 m. Sabendo que a altura geométrica total do sistema é de 18,2 m, determinar, utilizando a curva da bomba (1750 rpm) da Figura 15.14, a potência do motor elétrico (comercial) nas seguintes situações:

- Rotação e diâmetro do rotor originais (determinar o novo ponto de trabalho);
- Ajuste da rotação para atender o ponto pretendido (indicar a nova rotação);
- Raspagem do diâmetro do rotor para atender o ponto pretendido (indicar o novo diâmetro)

R: a) Pot = 30 cv; b) Pot = 25 cv; $n_2 = 1680 \text{ rpm}$; c) Pot = 25 cv; $D_2 = 278 \text{ mm}$.

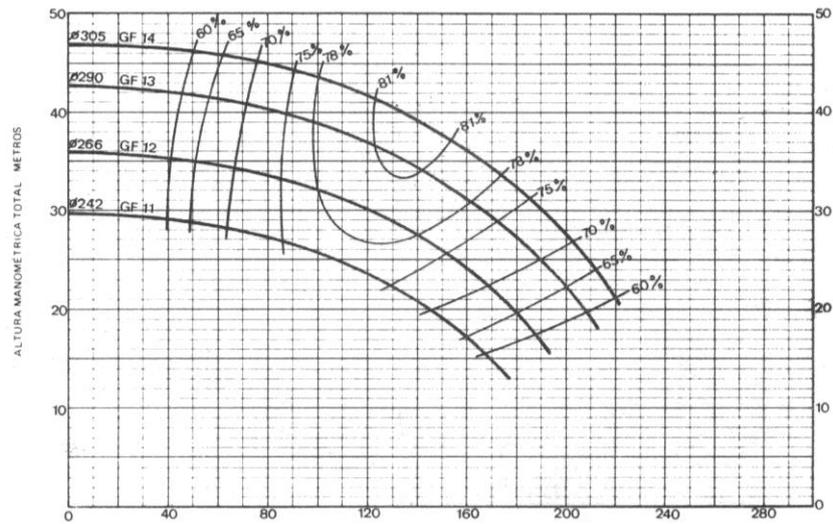


FIGURA 15.14 - Curvas características de uma bomba centrífuga

16 - CAVITAÇÃO

Cavitação consiste da rápida vaporização e condensação de um líquido. O processo é análogo ao da ebulição. Na ebulição, cavidades de vapor são formadas a partir de bolhas menores (núcleos) existentes no meio líquido, com o aumento da temperatura e a pressão mantida constante. A cavitação normalmente ocorre quando o líquido, a uma temperatura constante, é submetido à pressão de vapor, seja por meio estático ou dinâmico.

16.1 - OCORRÊNCIA DO FENÔMENO “CAVITAÇÃO”

Quando próximo à entrada da bomba ocorrer uma pressão (P_e) menor que a pressão de vapor (P_v), a uma determinada temperatura, resultará no aparecimento de bolhas de vapor. Se esse processo ($P_e \leq P_v$) ocorrer em toda a seção transversal, poderá ocorrer a interrupção do fluxo. Caso essa depressão ($P_e \leq P_v$) ocorrer de forma localizada, as bolhas de vapor poderão ser arrastadas para a saída do rotor (região de maior pressão, $P_e > P_v$). Desta forma, devido à alta pressão externa, as bolhas sofrerão condensação (implosão) com aceleração centrípeta → ocasionando o golpe de aríete → com onda de sobrepessão golpeando as paredes do rotor e carcaça, danificando-as (figura 16.1).

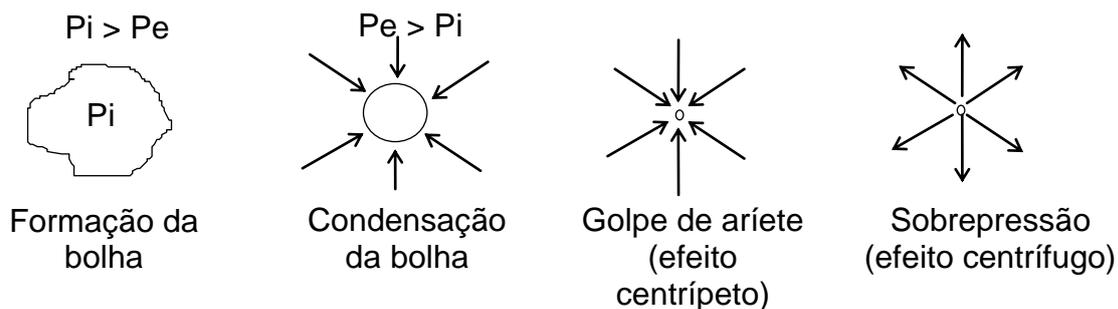


FIGURA 16.1 - Formação do processo de cavitação

Alguns autores citam que, além do efeito mecânico (descrito anteriormente) existe, também, o efeito químico devido a íons livres de oxigênio que corroem a superfície. Já, outros autores, citam que o efeito químico quando ocorre, se deve às características do líquido bombeado e não a íons de oxigênio liberados.

16.2 - EFEITOS DA CAVITAÇÃO

- corrosão, com remoção e destruição de pedaços da parede de rotores e carcaça;
- queda de rendimento;
- aumento da potência no eixo (potência requerida);
- trepidação, vibração, desbalanceamento;
- ruído, martelamento (implosão das bolhas).

Os efeitos poderão ser mais destrutivos dependendo do acabamento interno da bomba. As presenças de cavidades, trincas e ranhuras, facilitam e reforçam o ataque e a corrosão. Daí, a importância do acabamento superficial interno da bomba.

Apesar de não haver nenhum material conhecido que não seja afetado pela cavitação, os materiais mais empregados em bombas, em ordem crescente de resistência à corrosão por cavitação, são: ferro fundido, alumínio, bronze, aço fundido, aço doce laminado, bronze fosforoso, bronze manganês, aço Siemens-Martin, aço-cromo (12 Cr), e, ligas de aço inoxidável especial (18 Cr - 8 Ni).

Quando uma parte da bomba fica muito danificada pela ocorrência da cavitação, pode-se preencher os locais gastos com solda elétrica adequada ao material, esmerilhando em seguida ou, como alguns sugerem, aplicando uma ou duas camadas de neoprene.

16.3 - ALTURA DE INSTALAÇÃO DAS BOMBAS

Aplicando a equação da energia (Bernoulli) entre o nível de água (reservatório de captação) e a entrada da bomba (figura 16.2), tem-se:

$$\frac{P_{atm}}{\gamma} + \frac{v_A^2}{2.g} + 0 = \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2.g} + h_s + hf$$

$$h_s = \frac{P_{atm} - P_1}{\gamma} + \frac{v_A^2 - v_1^2}{2.g} - hf$$

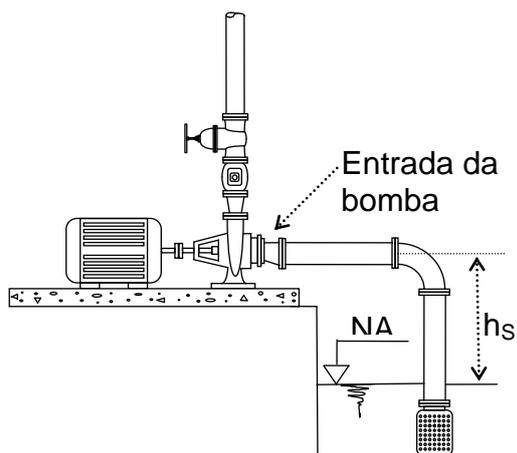


FIGURA 16.2 – Bomba instalada acima no nível d'água

Se considerar:

- variação da energia cinética = 0;
- perda de carga = 0, então:

$$h_s = \frac{P_{atm} - P_1}{\gamma}$$

deduz-se que, teoricamente, a maior altura de sucção seria obtida quando a pressão criada no interior (entrada da bomba) fosse igual ao vácuo absoluto ($P_1 = 0$):

$$h_s = \frac{P_{atm} - 0}{\gamma} = \frac{P_{atm}}{\gamma} = \frac{10.000 \text{ kgf m}^{-2}}{1.000 \text{ kgf m}^{-3}} = 10 \text{ m}$$

Entretanto, na prática, tanto a variação da energia cinética quanto a perda de carga (h_f) são diferentes de zero. Além disso, tão logo a pressão interna abaixar, atingindo a pressão de vapor à temperatura de bombeamento, ocorre a vaporização, conseqüentemente, aparece a cavitação com prejuízos ao funcionamento normal da bomba.

Para que a cavitação não ocorra é necessário que, em todos os pontos do percurso da água, a pressão seja sempre maior que a pressão de vapor, à temperatura de operação.

Daí, conclui-se que:

$$h_s \leq \frac{P_{atm}}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - \frac{v_1^2 - v_A^2}{2.g} - hf$$

OBS: A pressão atmosférica varia com a altitude, e pode ser estimada pela equação:

$$\frac{P_{atm}}{\gamma} = 10 - 0,0012.A$$

em que $\frac{P_{atm}}{\gamma}$ e A (altitude) são dados em metros.

A pressão de vapor (P_v) varia de acordo com a temperatura (tabela 16.1).

A variação da energia cinética $\left(\frac{v_1^2 - v_A^2}{2.g}\right)$ é praticamente desprezível em relação às outras parcelas.

TABELA 16.1 - Pressão de vapor em função da temperatura.

Temperatura ($^{\circ}$ C)	Pressão de vapor (mca)	Temperatura ($^{\circ}$ C)	Pressão de vapor (mca)	Temperatura ($^{\circ}$ C)	Pressão de vapor (mca)
0	0,622	40	0,750	80	4,828
5	0,088	45	0,974	85	5,894
10	0,124	50	1,255	90	7,149
15	0,172	55	1,602	95	8,620
20	0,238	60	2,028	100	10,333
25	0,322	65	2,547	105	12,320
30	0,429	70	3,175	115	17,260
35	0,572	75	3,929	120	20,270

Quanto menor $\frac{v^2}{2.g}$ menor a perda de carga. Desta forma, recomenda-se utilizar maiores diâmetros na tubulação de sucção e $v \leq 2 \text{ m s}^{-1}$.

Dentro da expressão para cálculo da altura de sucção (h_s) deve-se levar em conta as perdas ocasionadas no interior da bomba (Δh_B), devido às depressões locais, assim:

$$h_s = \frac{P_{at}}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - \frac{v_1^2 - v_A^2}{2.g} - hf - \Delta h_B$$

Separando, no primeiro membro, as grandezas que dependem das condições locais, e, no segundo membro as que dependem das características de entrada na bomba, tem-se:

$$\frac{P_{atm}}{\gamma} \pm h_s - \frac{P_v}{\gamma} - hf \geq \frac{v_1^2 - v_A^2}{2.g} + \Delta h_B$$

A soma dos termos do primeiro membro representa a carga líquida positiva disponível \rightarrow $NPSH_{disponível}$.

Já, o segundo membro refere-se à carga líquida requerida pela bomba \rightarrow $NPSH_{requerido}$.

Para que a bomba não cavite, a carga líquida disponível deve ser maior que àquela requerida pela bomba, ou seja:

$$NPSH_{disponível} > NPSH_{requerido}$$

O $NPSH_{disponível}$ é um parâmetro que o projetista pode modificar, já, o $NPSH_{requerido}$, este é fornecido pelo fabricante de bombas. Como segurança, a altura de sucção deve ser bem menor que a calculada.

A figura 16.3 ilustra as duas curvas de NPSH (disponível e requerido) em função da vazão. A intersecção das curvas dá origem à vazão máxima, acima da qual a cavitação ocorrerá.



FIGURA 16.3 - Representação gráfica da variação do NPSH com a Vazão.

16.4 - EXERCÍCIOS RESOLVIDOS

1) Calcular a máxima altura estática de aspiração de uma bomba para elevar 80 L s^{-1} de água a uma altura manométrica de 20 m. Sabe-se também que: para esta vazão o NPSH_R é de 1,69 m; temperatura da água = 20° C ; altitude local de 175 m; rotação da bomba = 1150 rpm; perda de carga na sucção = 1,3 m.

Solução:

Neste caso, foi informado o NPSH da bomba = 1,69 m.

$$h_s \leq \frac{P_{\text{atm}}}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - h_f - \text{NPSH}$$

A pressão atmosférica varia com a altitude, e pode ser estimada pela equação:

$$\frac{P_{\text{atm}}}{\gamma} = 10 - 0,0012A$$

$$\frac{P_{\text{atm}}}{\gamma} = 10 - 0,0012 \cdot 175 = 9,79 \text{ m}$$

A pressão de vapor (P_v) varia de acordo com a temperatura. Para uma temperatura de 20° C a pressão de vapor é de 0,238 m.

A altura máxima de colocação da bomba é estimada pela equação:

$$h_s \leq \frac{P_{atm}}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - h_f - NPSH$$

$$h_s = 9,79 - 0,238 - 1,3 - 1,69 = 6,56 \text{ m}$$

2) Verificar as condições de funcionamento de uma bomba, com relação à cavitação, assentada em um local de 970 m de altitude e com uma altura de aspiração de 2m acima do nível d'água. A bomba deverá recalcar $200 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ e, para esta vazão, a perda de carga na sucção chega a 2,8 m. A temperatura ambiente é de 20°C e o $NPSH_{requerido}$ é de 6,4 m. Caso ocorra cavitação, qual seria a nova altura de instalação da referida bomba para evitar tal ocorrência?

Solução:

Neste caso, o $NPSH_{disponível}$ da bomba será:

$$NPSH_{disponível} = \frac{P_{atm}}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - h_s - h_f$$

A pressão atmosférica varia com a altitude, e pode ser estimada pela equação:

$$\frac{P_{atm}}{\gamma} = 10 - 0,0012.A \quad \text{substituindo}$$

$$\frac{P_{atm}}{\gamma} = 10 - 0,0012.970 = 8,836 \text{ m}$$

A pressão de vapor (P_v) varia de acordo com a temperatura. Para uma temperatura de 20°C a pressão de vapor é de 0,238 m.

Substituindo os valores na equação de $NPSH_{disponível}$ tem-se:

$$NPSH_{disponível} = 8,836 - 0,238 - 2 - 2,8 = 3,8 \text{ m}$$

Como o $NPSH_{\text{requerido}}$ (6,4 m) é maior que o $NPSH_{\text{disponível}}$ (3,8 m), a bomba irá cavitatar. Para evitar a ocorrência da cavitação deve-se calcular a altura máxima permitida para instalação da bomba.

A altura máxima de colocação da bomba será estimada pela equação:

$$h_s \leq \frac{P_{\text{atm}}}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - h_f - NPSH_{\text{requerida}}$$

$$h_s = 8,836 - 0,238 - 2,8 - 6,4 = -0,6 \text{ m}$$

“o sinal negativo indica que a bomba deverá ser instalada abaixo do nível d’água, de, pelo menos, 0,6 m, ou seja, a bomba deverá trabalhar afogada”.

16.5 - EXERCÍCIOS PROPOSTOS

1) Certa bomba deverá ser instalada em uma localidade com 1200 m de altitude para recalcar água a uma temperatura de 20⁰ C. A velocidade da água na entrada da bomba é de 1,5 m s⁻¹, a perda de carga na tubulação de sucção é de 2,5 m e o $NPSH_{\text{requerido}}$ para a vazão de projeto é de 4,2 m. Determine a altura máxima de sucção permitida.

R: $H_s = 1,6 \text{ m}$

2) Verificar se uma bomba, instalada em um local de 1000 m de altitude para o bombeamento de 350 m³ h⁻¹ de água, vai ou não cavitatar. A perda de carga na tubulação de sucção é dada pela equação $h_f = 150.Q^2$ (Q em m³ s⁻¹). A bomba está assentada a 4,8 m acima do nível d’água de captação. O $NPSH_R$ nesta situação é de 4.6 m. Qual a altura máxima de sucção sem que ocorra a cavitação?

R: A bomba vai cavitatar; $H_{s_{\text{max}}} = 2,5 \text{ m}$.

17 - ASSOCIAÇÃO DE BOMBAS

Indicada para situações onde haja a necessidade de variação da vazão e da altura manométrica em magnitude tal que tornaria impossível (difícil economicamente) o atendimento com uma única bomba. Recorre-se então à associação de duas ou mais bombas em série ou paralelo.

Associação pode ser de bombas independentes ou dentro da própria bomba (paralelo → bombas com dupla sucção; série → bombas multicelulares).

17.1 - ASSOCIAÇÃO EM PARALELO

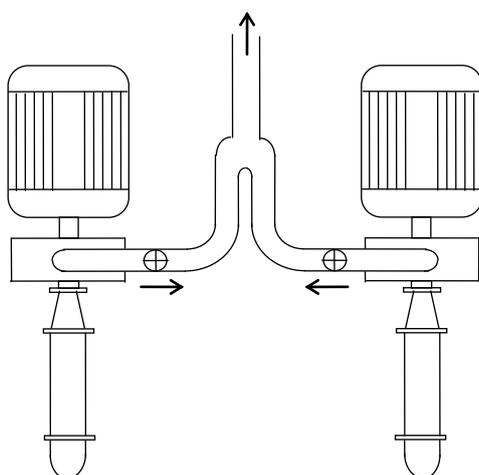


FIGURA 17.1 - Representação de uma associação em paralelo

Consiste na associação de bombas de forma que as vazões de cada uma das unidades afluam por uma mesma tubulação simultaneamente.

Tem a finalidade de aumentar a vazão e dar ao sistema maior flexibilidade, além de permitir a manutenção de unidades de bombeamento.

17.1.1 - ASSOCIAÇÃO DE BOMBAS IGUAIS

Caso mais comum e mais recomendado.

Procedimento para obtenção da curva da associação:

Marca-se no gráfico, para cada valor de altura manométrica, o dobro da vazão de uma bomba (Figura 17.2).

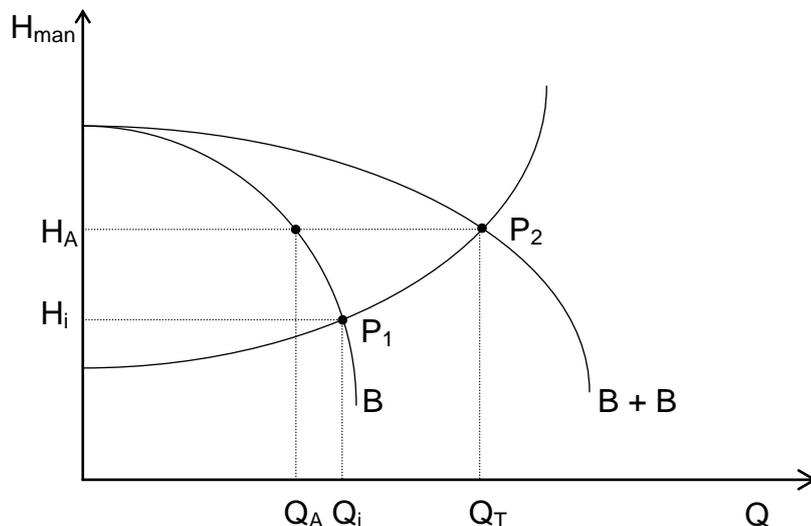


FIGURA 17.2 - Representação gráfica da associação em paralelo

Na figura 17.2 tem-se:

- P_1 = ponto de funcionamento de uma bomba operando isoladamente;
- P_2 = ponto de funcionamento da associação.
- Bomba operando isoladamente → Vazão Q_i e altura manométrica H_i
- Associação → Vazão total Q_T e altura manométrica H_A , sendo que, cada bomba fornece uma vazão Q_A e uma altura manométrica H_A .

Como Q_i é maior que Q_A , maior será a potência quando a bomba operar isoladamente. Assim também, o NPSH requerido será maior para o funcionamento da bomba isoladamente.

“Na associação em paralelo, as bombas deverão ser iguais, afim de evitar correntes secundárias das bombas de maior potência para as de menor potência”.

“Se a curva da bomba ($H \times Q$) for pouco inclinada e a curva da tubulação apresentar apreciável perda de carga (muito inclinada), a associação em paralelo não apresentará vantagens significativas no aumento da vazão. Além disso, cada bomba poderá trabalhar com vazão muito abaixo de seu valor normal, redundando em aquecimento excessivo, baixo rendimento e cavitação” (Figura 17.3).

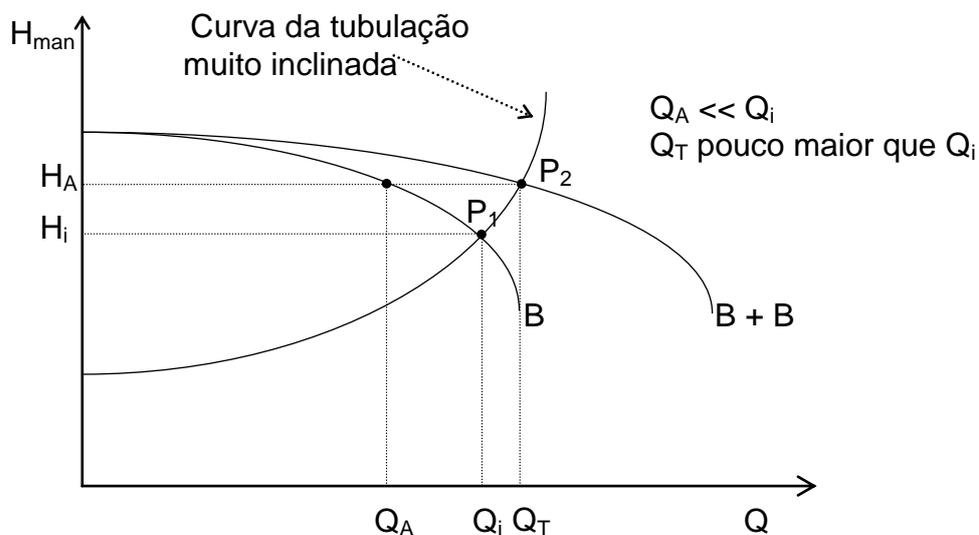


FIGURA 17.3 - Associação em paralelo não recomendada

Devido a este fato, a associação em paralelo deve ser feita com bombas que apresentem curvas características ($H \times Q$) com inclinações bem acentuadas e curva da tubulação com menor curvatura, ou seja, tubulações com diâmetros grandes, com menores perdas de carga (Figura 17.4).

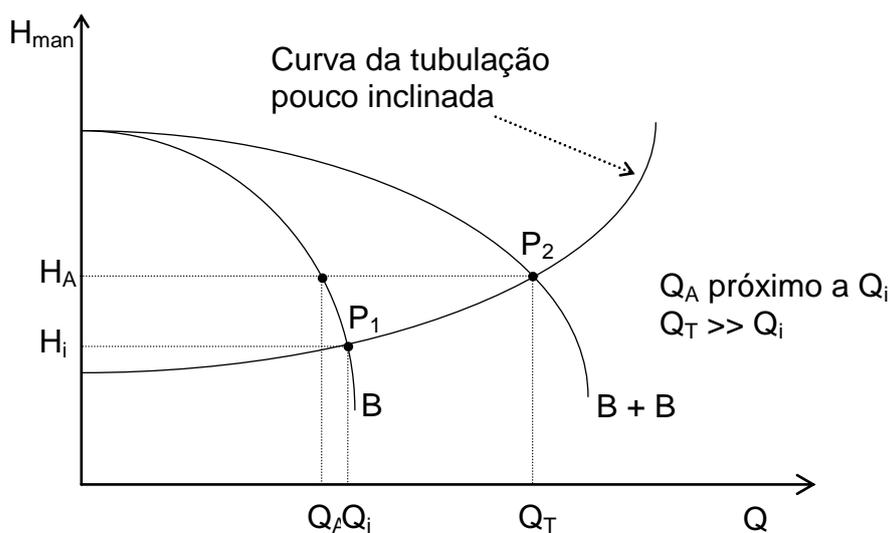


FIGURA 17.4 - Associação em paralelo recomendada

17.1.2 - ASSOCIAÇÃO DE BOMBAS DIFERENTES EM PARALELO

Este tipo de associação pode ser feito, mas, deve, sempre que possível, ser evitado pelos problemas que podem acarretar (figura 17.5).

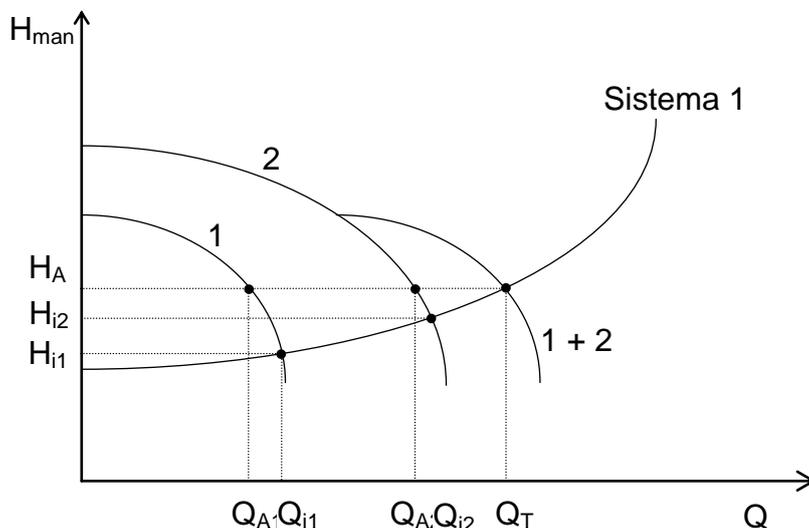


FIGURA 17.5 - Associação em paralelo de bombas diferentes

Considerando o sistema 1 da figura 17.5, tem-se:

- Q_{i1} = vazão da bomba 1 operando isoladamente, com altura manométrica H_{i1} ;
- Q_{i2} = vazão da bomba 2 operando isoladamente, com altura manométrica H_{i2} .
- Q_{A1} = vazão da bomba 1 na associação, com altura manométrica H_A ;
- Q_{A2} = vazão da bomba 2 na associação, com altura manométrica H_A ;
- Q_T = vazão total da associação ($Q_T = Q_{A1} + Q_{A2}$) e altura manométrica H_A .

Tomando como referência o sistema 2 da figura 17.6, tem-se:

Para alturas manométricas maiores que $H_1 = H_2$, a bomba “1” estará operando com vazão nula ($Q_1 = 0$), não tendo sentido a associação em paralelo. Neste caso, a bomba “1” estará operando em ponto de “shutoff” → situação perigosa, mesma em curta duração, pois, como a vazão é nula, toda a potência vai aquecer a pequena quantidade de líquido contido dentro da carcaça da bomba.

Se a bomba “2” estiver funcionando sozinha, com vazão menor ou igual a Q_2 , ao ligar a bomba “1”, esta não terá condições de fornecer qualquer descarga ao sistema ($H_1 < H_2$) e recairá no caso anterior.

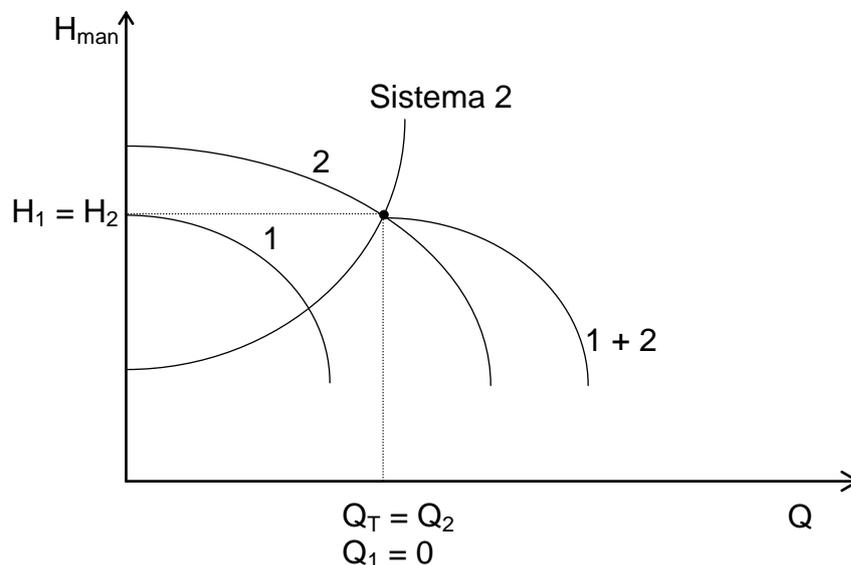


FIGURA 17.6 - Associação (paralelo) mal projetada de bombas diferentes

17.1.3 - RECOMENDAÇÕES PARA ASSOCIAÇÃO EM PARALELO

- As bombas devem ser iguais e com curvas estáveis;
- A altura manométrica máxima do sistema nunca deverá ser maior que aquela fornecida por uma das bombas com vazão nula;
- Os motores deverão ser selecionados de modo a suportar as variações de carga quando há retirada ou adição de unidades de serviço em paralelo;
- As bombas deverão possuir $NPSH_{\text{disponível}} > NPSH_{\text{requerido}}$ para quaisquer valores de carga.

17.1.4 - RENDIMENTO DA ASSOCIAÇÃO EM PARALELO

Bomba 1 $\rightarrow Q_1, Pot_1$ e η_1

Bomba 2 $\rightarrow Q_2, Pot_2$ e η_2

Na associação em paralelo $\rightarrow Q_T = Q_1 + Q_2$ e $H = H_1 = H_2$

$$\text{Pot}_1 = \frac{\gamma \cdot Q_1 \cdot H_1}{\eta_1} \text{ e } \text{Pot}_2 = \frac{\gamma \cdot Q_2 \cdot H_2}{\eta_2}$$

$$\text{Pot}_1 + \text{Pot}_2 = \text{Pot}_T$$

$$\text{Pot}_1 + \text{Pot}_2 = \frac{\gamma \cdot H \cdot Q_T}{\eta}$$

$$\frac{\gamma \cdot H \cdot Q_1}{\eta_1} + \frac{\gamma \cdot H \cdot Q_2}{\eta_2} = \frac{\gamma \cdot H \cdot (Q_1 + Q_2)}{\eta}$$

$$\frac{Q_1}{\eta_1} + \frac{Q_2}{\eta_2} = \frac{(Q_1 + Q_2)}{\eta}$$

$$\eta = \frac{\eta_1 \cdot \eta_2 \cdot (Q_1 + Q_2)}{\eta_1 \cdot Q_2 + \eta_2 \cdot Q_1} \rightarrow \text{generalizando} \rightarrow \sum_{i=1}^n \frac{Q_i}{\eta_i} = \frac{\sum_{i=1}^n Q_i}{\eta_T}$$

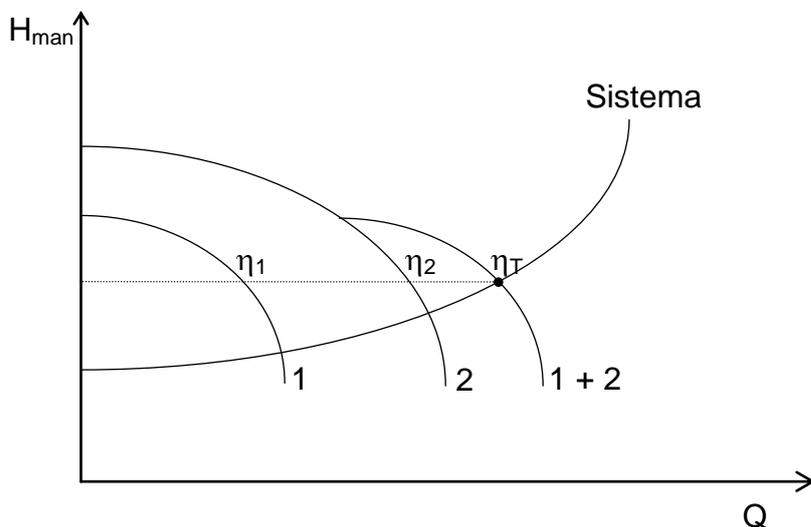


FIGURA 17.7 - Rendimento da associação em paralelo

17.2 - ASSOCIAÇÃO EM SÉRIE

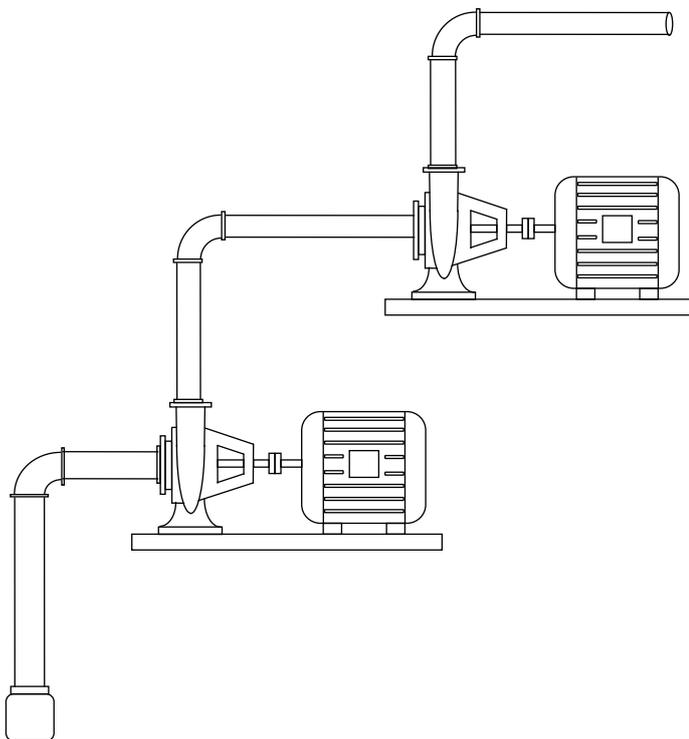


FIGURA 17.8 - Representação de uma associação em série

Este tipo de associação é muito utilizado em instalações com alturas manométricas elevadas. Pode ser feita dentro da própria carcaça da bomba (bomba de múltiplos estágios) ou com unidades independentes.

Teoricamente, tanto faz a associação de bombas próximas uma das outras quanto separadas. Entretanto, no caso de bombas próximas, a pressão desenvolvida no início da tubulação seria muito alto e ainda, deve-se atentar para o fato de saber se a bomba suportaria tal pressão. Na outra alternativa, o inconveniente é a necessidade de mais instalações com maior custo. É necessário um estudo criterioso para tomada de decisão.

Em terreno acidentado, não se deve colocar bombas igualmente espaçadas, mas dispostas de modo a impedir pressões negativas, normalmente, colocando bombas intermediárias antes de pontos mais elevados.

17.2.1 - OBTENÇÃO DA CURVA CARACTERÍSTICA

Somam-se, para cada valor da vazão, as alturas manométricas de cada bomba :

$$H_T = H_1 + H_2$$

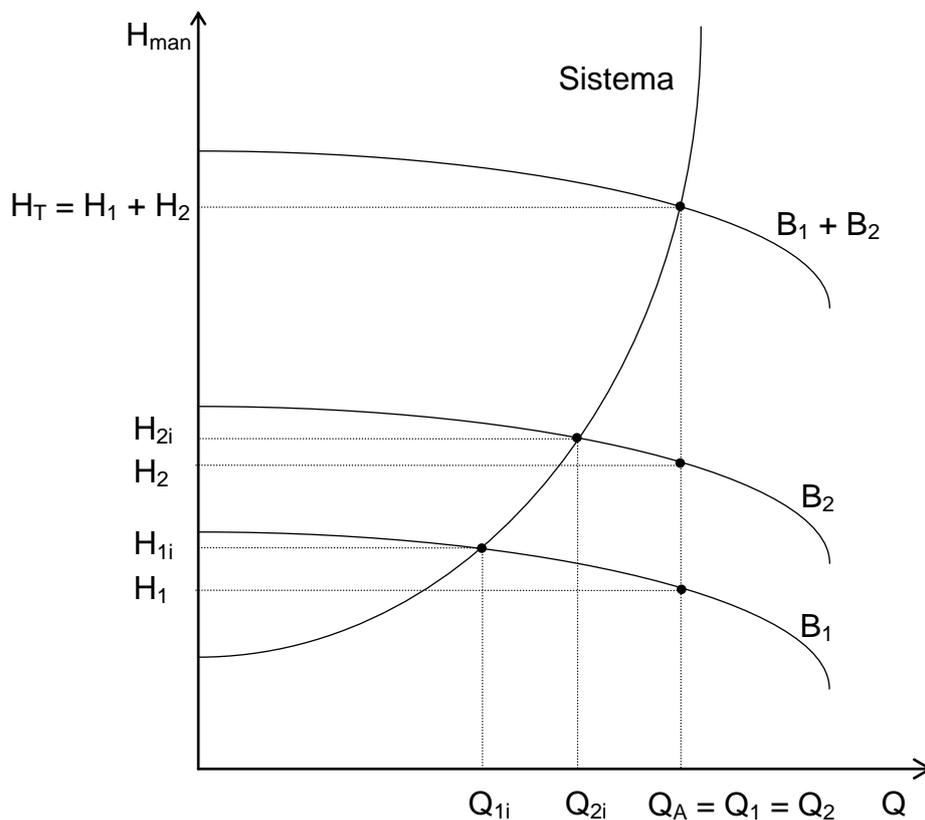


FIGURA 17.9 - Representação gráfica da associação em série

Pela figura 17.9, tem-se os pontos:

$Q_{1i} \times H_{1i}$ = ponto de operação da bomba 1 funcionando isoladamente;

$Q_{2i} \times H_{2i}$ = ponto de operação da bomba 2 funcionando isoladamente;

$Q_A \times H_T$ = ponto de funcionamento da associação em série;

$Q_A \times H_1$ = ponto de funcionamento da bomba 1 na associação;

$Q_A \times H_2$ = ponto de funcionamento da bomba 2 na associação;

A associação feita na mesma carcaça apresenta a vantagem de um menor gasto com instalações, acionamento e operação.

Na associação em série é fundamental verificar se o flange da bomba subsequente suporta a pressão de descarga desenvolvida pela bomba anterior.

A potência consumida por uma bomba, na associação em série, é maior do que quando a mesma estiver operando isoladamente.

Ao funcionar as bombas na associação em série, primeiro ligar a bomba "1" e depois ligar a bomba subsequente.

17.2.1 - RENDIMENTO DA ASSOCIAÇÃO EM SÉRIE

Na associação em série, tem-se:

$$Q_T = Q_1 = Q_2 \quad H_T = H_1 + H_2 \quad Pot_T = Pot_1 + Pot_2$$

$$Pot_1 = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H_1}{270 \cdot \eta_1} \quad e \quad Pot_2 = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H_2}{270 \cdot \eta_2}$$

$$Pot_T = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H_1}{270 \cdot \eta_1} + \frac{\gamma \cdot Q \cdot H_2}{270 \cdot \eta_2} \rightarrow Pot_T = \frac{\gamma \cdot Q}{270} \left(\frac{\eta_2 \cdot H_1 + \eta_1 \cdot H_2}{\eta_1 \cdot \eta_2} \right)$$

$$\text{sabendo que } Pot_T = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{270 \cdot \eta_T}$$

igualando com a equação anterior, tem-se:

$$\frac{\eta_2 \cdot H_1 + \eta_1 \cdot H_2}{\eta_1 \cdot \eta_2} = \frac{H_T}{\eta_T} \quad \frac{\eta_2 \cdot H_1 + \eta_1 \cdot H_2}{\eta_1 \cdot \eta_2} = \frac{H_1 + H_2}{\eta_T}$$

$$\eta_T = \frac{\eta_1 \cdot \eta_2 \cdot (H_1 + H_2)}{\eta_2 \cdot H_1 + \eta_1 \cdot H_2}$$

17.3 – EXERCÍCIOS RESOLVIDOS

1) Duas bombas iguais estão associadas em paralelo. Pede-se:

- a) a produção de cada bomba funcionando isoladamente (vazão, pressão, rendimento, potência no eixo e $NPSH_{requerido}$);
- b) a produção de cada bomba funcionando simultaneamente com a outra na associação (vazão, pressão, rendimento, potência no eixo e $NPSH_{requerido}$);
- c) A vazão e pressão da associação.

Dados:

Bomba	Tubulação
$H_{man} = 60 - 0.02 \cdot Q^2$	$H_{man} = 40 + 0.002 \cdot Q^2$
$\eta (\%) = -0,007 \cdot Q^2 + 0.75 \cdot Q + 35$	
$NPSH_{requerido} = 6 - 0.0005 \cdot Q^2$	

* Q em $m^3 h^{-1}$; H_{man} e $NPSH_{requerido}$ em metros.

Solução

Plotando-se as equações $H_{man} \times Q$, da bomba e tubulação, e ainda, fazendo a associação em paralelo (somando-se as vazões para cada valor de altura manométrica), obtém-se o gráfico da figura 17.10 e os pontos de operação (Q x H) da bomba funcionamento isoladamente e em associação. A partir dos valores de Q e H, e, utilizando as equações dadas, obtém-se os valores de rendimento, NPSH, e, da potência no eixo.

Bomba funcionando isoladamente:

$$Q = 30,2 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$$

$$H_{man} = 41,8 \text{ m}$$

$$\eta (\%) = -0,007 \cdot 30,2^2 + 0.75 \cdot 30,2 + 35 = 51,3 \%$$

$$NPSH_{requerido} = 6 - 0.0005 \cdot 30,2^2 = 5,5 \text{ m}$$

$$Pot (\text{eixo}) = \frac{30,2 \cdot 41,8}{270 \cdot 0,513} = 9,11 \text{ cv}$$

Bomba funcionamento na associação

$$Q = 26,8 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$$

$$H_{\text{man}} = 45,7 \text{ m}$$

$$\eta (\%) = -0,007 \cdot 26,8^2 + 0,75 \cdot 26,8 + 35 = 50,1\%$$

$$\text{NPSH}_{\text{requerido}} = 6 - 0,0005 \cdot 26,8^2 = 5,6 \text{ m}$$

$$\text{Pot (eixo)} = \frac{26,8 \cdot 45,7}{270 \cdot 0,501} = 9,05 \text{ cv}$$

Associação

$$Q = 2 \times 26,8 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1} = 53,6 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$$

$$H_{\text{man}} = 45,7 \text{ m.}$$

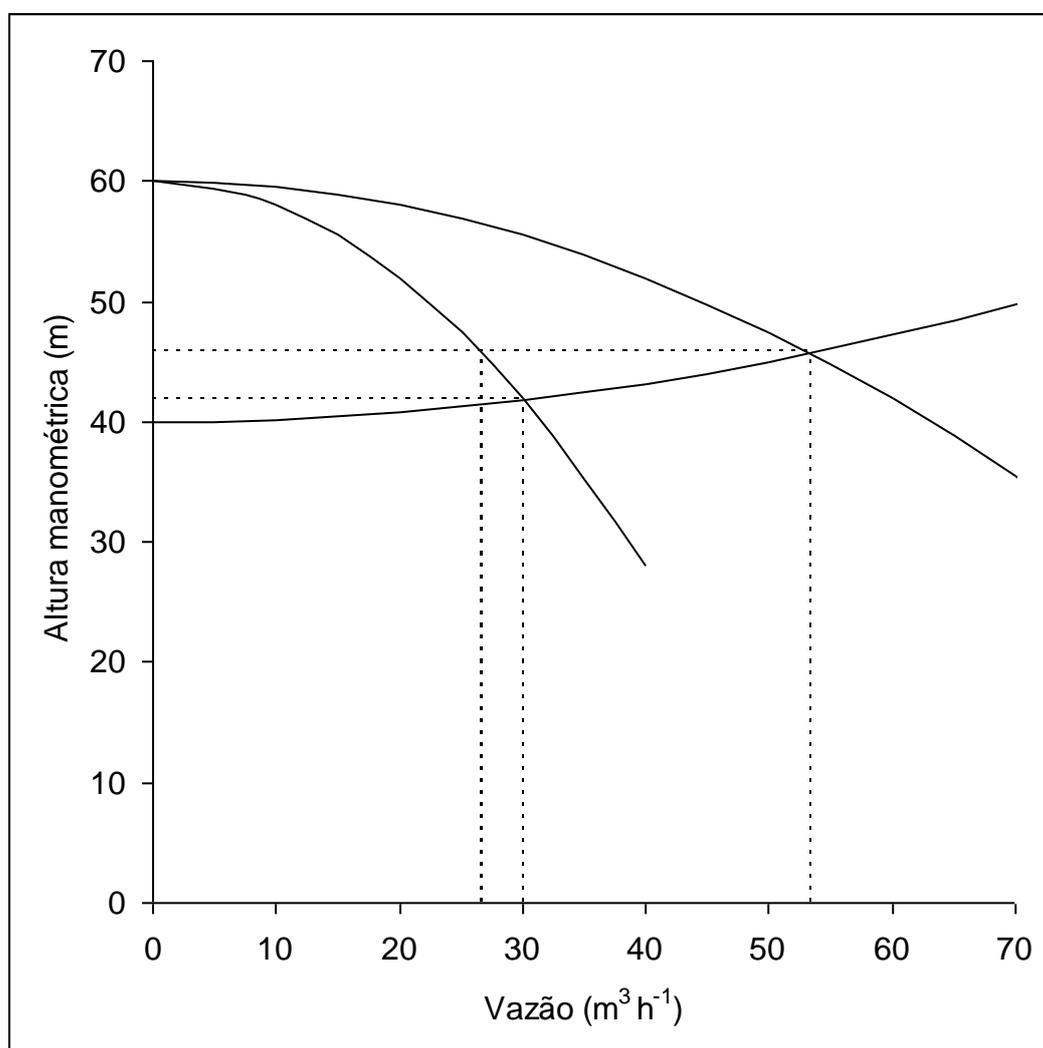


FIGURA 17.10 – Ponto de operação de uma bomba funcionando isoladamente e em associação

2) Duas bombas iguais estão associadas em série. Determine o ponto de operação (vazão, altura manométrica, rendimento e potência no eixo) de cada bomba na associação.

Dados:

Bomba	Tubulação
$H_{\text{man}} = 54 - 0.025 \cdot Q^2$	$H_{\text{man}} = 65 + 0.03 \cdot Q^2$
$\eta (\%) = -0,087 \cdot Q^2 + 4,5 \cdot Q$	
$\text{NPSH}_{\text{requerido}} = 7,5 - 0.0025 \cdot Q^2$	

* Q em $\text{m}^3 \text{h}^{-1}$; H_{man} e $\text{NPSH}_{\text{requerido}}$ em metros.

Solução

Plotando-se as equações $H_{\text{man}} \times Q$, da bomba e tubulação, e ainda, fazendo a associação em série (somando-se as alturas manométricas para cada valor de vazão), obtém-se o gráfico da figura 17.11, e o ponto de operação (Q x H) da associação e de cada bomba na associação. A partir dos valores de Q e H, e, utilizando as equações dadas, obtém-se os valores de $\text{NPSH}_{\text{requerido}}$, rendimento e potência no eixo.

Ponto de operação da associação

$$Q = 23,2 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$$

$$H_{\text{man}} = 81,2 \text{ m}$$

Cada bomba na associação

$$Q = 23,2 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$$

$$H_{\text{man}} = 40,6 \text{ m}$$

$$\eta (\%) = -0,087 \cdot 23,2^2 + 4,5 \cdot 23,2 = 57,6 \%$$

$$\text{NPSH}_{\text{requerido}} = 7,5 - 0.0025 \cdot 23,2^2 = 6,2 \text{ m}$$

$$\text{Pot (eixo)} = \frac{23,2 \cdot 40,6}{270 \cdot 0,367} = 6,1 \text{ cv}$$

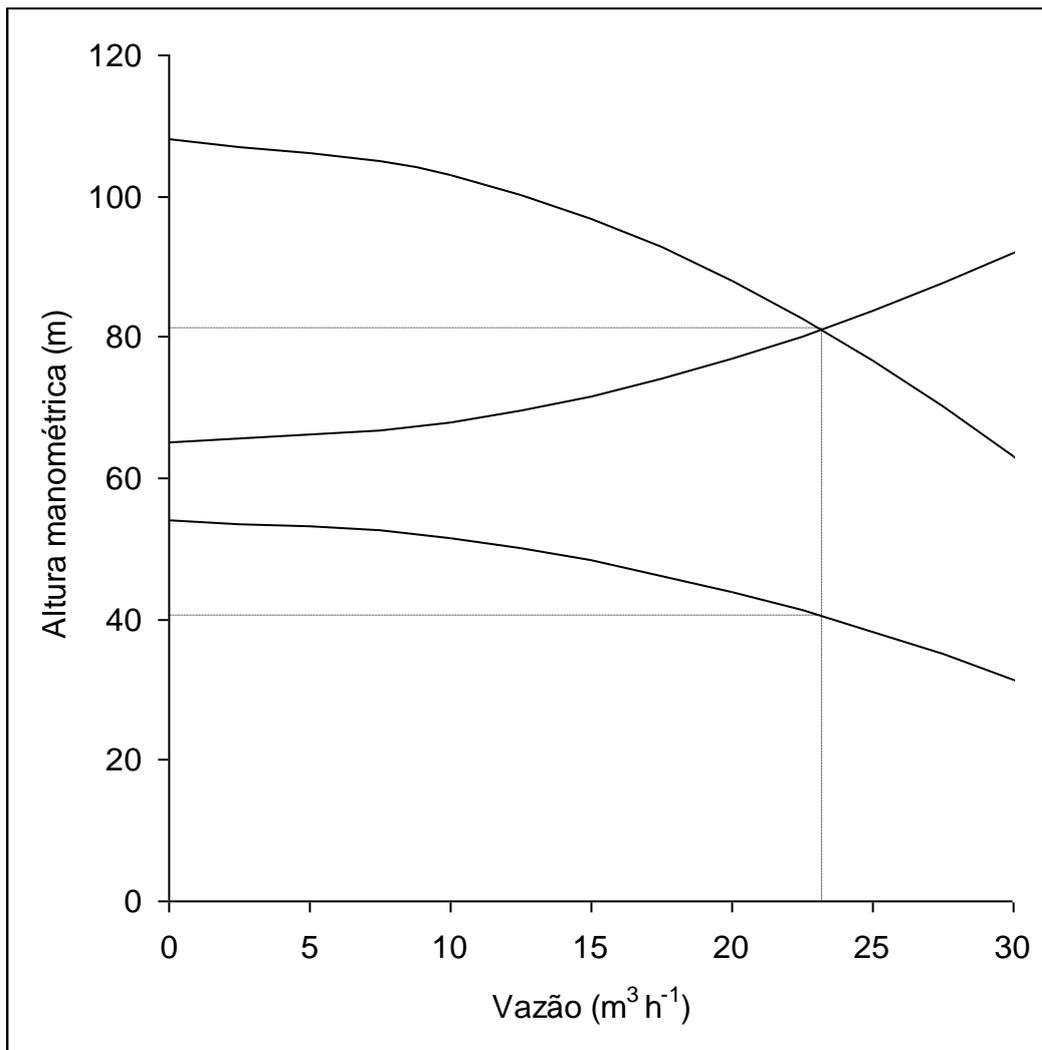


FIGURA 17.11 – Ponto de operação da associação em série

17.4 - EXERCÍCIOS PROPOSTOS

- 1) Um sistema de recalque possui duas bombas iguais instaladas em paralelo; as curvas características da bomba e da tubulação são conhecidas. Pede-se:
 - a) vazão de cada bomba, estando as duas em funcionamento;
 - b) vazão total do sistema (associação);
 - c) altura manométrica desenvolvida pela associação e por cada bomba na associação;
 - d) vazão e altura manométrica de cada bomba operando isoladamente;
 - e) potência total consumida, potência demandada por cada bomba na associação e operando isoladamente;

f) NPSH_{requerido} por cada bomba na associação e funcionando isoladamente.

Dados: (Q em m³ h⁻¹; H_{man} em m; NPSH em m)

$$\text{Sistema (tubulação)} \rightarrow H_{\text{man}} = 20 + 0,004 \cdot Q^2$$

$$\text{Bomba} \rightarrow H_{\text{man}} = 70 - 0,008 \cdot Q^2$$

$$\text{NPSH}_R \rightarrow \text{NPSH} = 0,001 \cdot Q^2$$

$$\text{Rendimento} \rightarrow R (\%) = -0,02 \cdot Q^2 + 2 \cdot Q + 20$$

R: a) Q_A = 45,64 m³ h⁻¹; b) Q_T = 91,29 m³ h⁻¹; c) H_T = H_A = 53,33 m; d) H_i = 36,7 m; Q_i = 64,55 m³ h⁻¹; e) Pot_A = 12,95 cv; Pot_i = 13,3 cv; f) NPSH_A = 2,08 m; NPSH_i = 4,17 m.

2) Um sistema de recalque possui duas bombas B₁ e B₂ (ambas com 3500 rpm) instaladas em paralelo e cujas características são conhecidas. A curva característica do sistema é representada pela equação $H = 35 + 0,004 Q^2$ (H em metros e Q em m³ h⁻¹). Calcular: a) vazão de água recalçada pela associação e por cada bomba simultaneamente com a outra bomba e isoladamente;

b) potência elétrica consumida, sabendo-se que o rendimento dos motores é de 90%;

c) rendimento global da associação;

d) NPSH disponível, verificando o comportamento das bombas quanto ao fenômeno da cavitação. (considere altura de sucção de 3 m, diâmetro da sucção de 150 mm (C = 120), comprimento de 6 metros, com uma válvula de pé, uma curva 90° e uma redução excêntrica. Altitude local de 900 m e a temperatura de 20° → pressão de vapor de 0,238 m).

Bomba modelo PTS (rotor 280 mm)

Q (m ³ h ⁻¹)	20	30	40	50	60	70	80	90	100
H (m)	78	75,5	72	67,5	62	55,5	48	39,5	30
η (%)	42	48	53	58	65	72	79	73	58
NPSH _R	0,3	0,45	0,7	1,0	1,5	1,7	2,0	2,5	3,6

Bomba modelo XOY (rotor 230 mm)

Q (m ³ h ⁻¹)	20	30	40	50	60	70
H (m)	56	51	44	35	24	11

η (%)	44	46	50	56	64	63
NPSH _R	0,4	0,5	0,8	1,1	1,4	1,6

3) Duas bombas iguais estão associadas em paralelo; o desempenho de cada uma delas é representado pelos seguintes dados:

Q (L s ⁻¹)	0	2	4	6	8	10	12	14
H _{man} (m)	15,6	15,2	14,6	13,4	12,0	10,0	7,6	4,4

Com um desnível geométrico de 6 m, as duas bombas ligadas recalcam 10 l/s sob a altura manométrica de 10 m. Qual a altura manométrica e qual a vazão de apenas uma bomba ligada? R: Q = 6 L s⁻¹ e H_{man} = 7,4 m

4) O sistema de adução de água de uma cidade é constituído de uma tubulação de 10" de diâmetro e 3,5 km de comprimento (C = 100). Pretende-se recalcar a água da captação até a estação de tratamento, vencendo um desnível de 11 metros, com a utilização de 2 bombas centrífugas iguais, disponíveis, cuja curva característica obedece a tabela:

Q (m ³ h ⁻¹)	0	50	100	150	200	250	300
H _{man} (m)	23,5	23,4	23,1	22,3	20,8	18,2	13,7

As bombas apresentam rendimento máximo de 82% para uma H_{man} = 20,4 m e Q = 210 m³ h⁻¹. Desprezando as perdas singulares, analisar o comportamento do sistema, em termos de vazão recalçada e altura manométrica nos três casos seguintes:

a) Instalação de uma só bomba; b) Instalação de duas bombas em paralelo; c) Instalação das 2 bombas em série. Faça comentários sobre os três casos e escolha a melhor situação. R: Melhor situação → associação em série.

5) Um sistema de recalque possui duas bombas idênticas instaladas em série. A equação da tubulação, já incluídos os comprimentos equivalentes devido às singularidades é $H_{\text{man}} = 102 + 0,0042 \cdot Q^{1,852}$ (sendo a vazão em m³ h⁻¹ e a altura manométrica em m). A curva da bomba pode ser representada por:

$$H_{\text{man}} = 111 - 0,0084 \cdot Q^{1,852}$$

$$R(\%) = -0,024 \cdot Q^{1,852} + 2 \cdot Q$$

$$NPSH_R = 0,018 + 0,00049 \cdot Q^{1,852}$$

Pede-se:

- vazão de água recalçada e altura manométrica total desenvolvida;
- potência total consumida na associação;
- potência consumida por uma das bombas funcionando isoladamente;
- pressão fornecida por cada bomba na associação;
- $NPSH_R$ de cada bomba na associação e funcionando isoladamente.

R: a) $Q = 106,8 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ e $H_{\text{man}} = 126 \text{ m}$; b) $Pot_A = 65,58 \text{ cv}$; c) $Pot_i = 28,75 \text{ cv}$; d) $H_1 = H_2 = 63 \text{ m}$

6) Duas bombas iguais (Figura 17.10) são instaladas em série, em um sistema no qual há uma diferença de nível de 60 m. Sabendo-se que, com uma vazão de $180 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ a altura manométrica foi de 108,6 m, pede-se:

- a vazão e a altura manométrica da associação;
- a vazão e a altura manométrica de cada bomba na associação;
- a vazão e a altura manométrica de uma bomba funcionando isoladamente;

R: a) $Q = 235 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ e $H = 142,8 \text{ m}$;

b) $Q = 235 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ e $H = 71,4 \text{ m}$;

c) $Q = 120 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ e $H = 81,6 \text{ m}$.

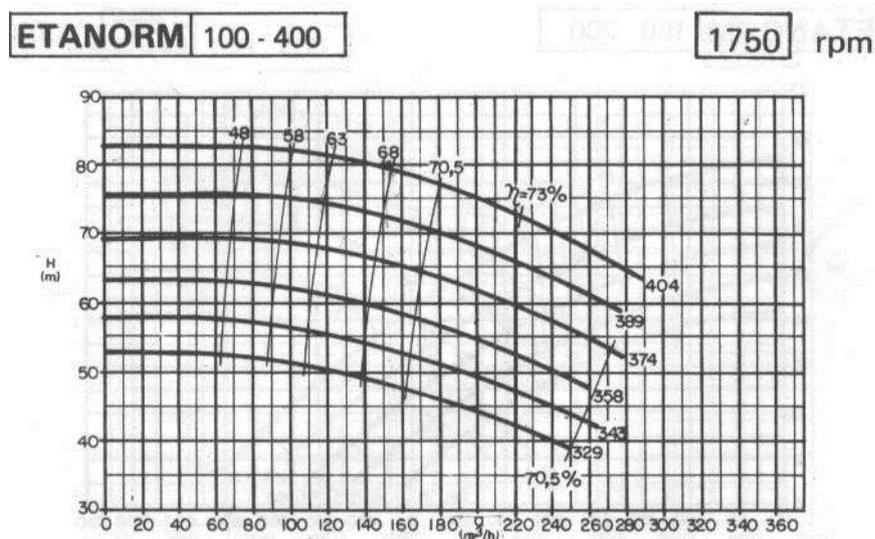


FIGURA 17.10 – Curva de desempenho da bomba KSB Etanorm 100-400

18 - CAPTAÇÃO DA ÁGUA

18.1 - CAPTAÇÃO DE ÁGUAS SUPERFICIAIS

A captação de um sistema de bombeamento consiste de obras e estruturas necessárias ao perfeito funcionamento, em qualquer época do ano. Entende-se como captação de águas superficiais o conjunto de estruturas efetuadas em córregos, rios, lagoas e reservatórios.

A captação de água de cursos d'água constitui a forma mais usual de utilização de águas superficiais. Normalmente, a captação destas águas situa-se em cota inferior ao local de utilização, daí a necessidade da instalação de um sistema de recalque.

A escolha do local de captação deve ser precedida de análise da qualidade, verificação da presença de fontes de contaminação da água, e, estudo hidrológico da vazão do curso d'água. Além disso, é importante que a captação seja instalada em trechos retos do curso d'água ou, junto à parte externa da curva, para evitar a presença de depósitos de areia devido às menores velocidades correntes.

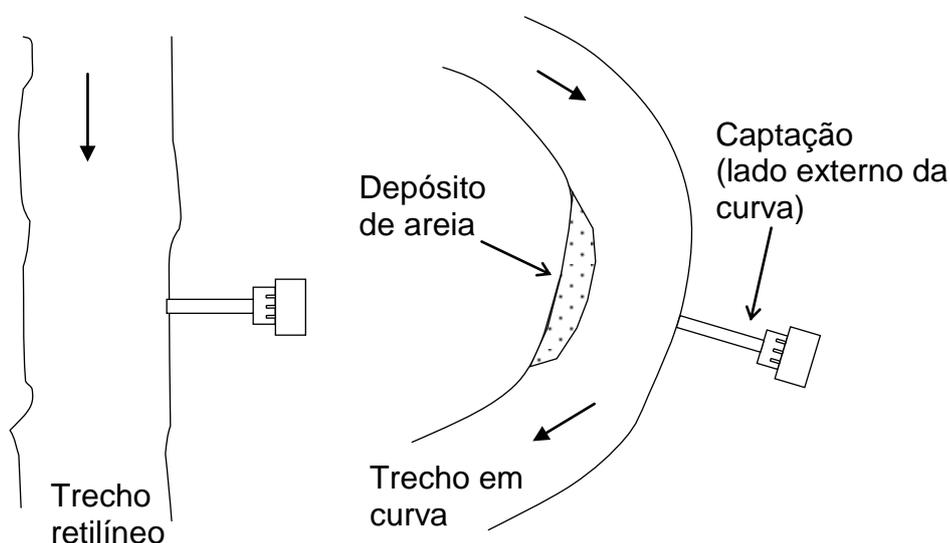


FIGURA 18.1 – Localização da tomada d'água

18.1.1 - PRINCIPAIS ESTRUTURAS DE UMA CAPTAÇÃO

A captação de águas superficiais, em rios e córregos, consiste, dependendo do local, das seguintes estruturas (figura 18.2):

- estrutura de elevação do nível d'água (barramento) e regularização de vazão;
- tubulações e canais de interligação (condutos de derivação);
- dispositivos de controle da entrada de água;
- dispositivos para impedir a entrada de materiais estranhos, peixes, e em suspensão;
- poço de sucção;
- casa de bombas.

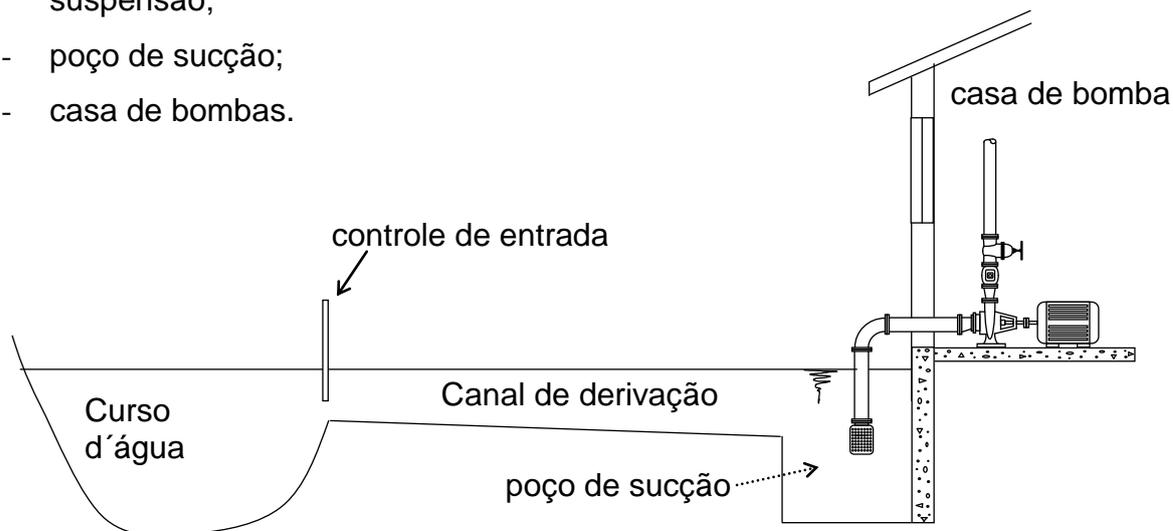


FIGURA 18.2 – Principais partes de uma captação superficial

18.1.1.1 - CONDUTOS DE DERIVAÇÃO

Esses têm a finalidade de ligação entre o rio ou córrego e a caixa de decantação ou poço de sucção. Pode ser um simples canal, revestido ou não, ou uma tubulação de diâmetro suficiente para assegurar uma vazão mínima necessária e com velocidade que não cause turbulências excessivas (figura 18.3). Qualquer que seja o tipo de conduto, adota-se para dimensionamento, valores de velocidade de escoamento entre $0,30$ e $1,0 \text{ m s}^{-1}$.

A ligação por meio de tubulação é mais utilizada quando a tomada d'água é feita no meio do curso d'água ou, quando as margens forem muito elevadas em relação ao nível das águas. Nas outras situações o canal passa a ser mais vantajoso.

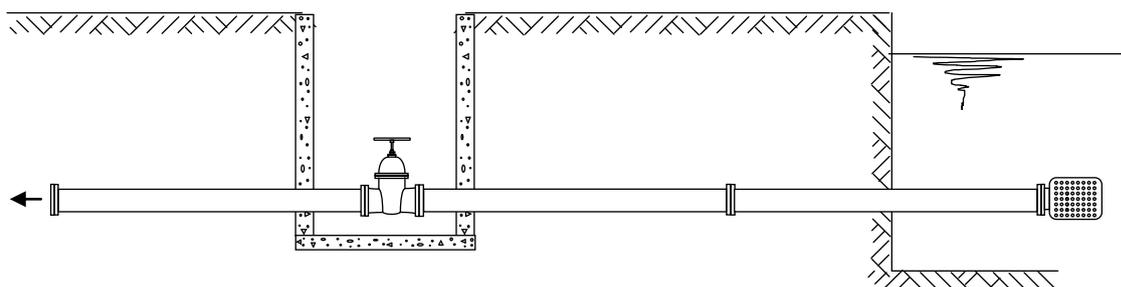


FIGURA 18.3 – Captação/derivação por meio de um tubo com crivos

18.1.1.2 - CONTROLE DA ENTRADA DE ÁGUA

Na entrada do canal de derivação deverá ser instalado um dispositivo de controle o qual servirá para regular e isolar o sistema para execução de reparos, manutenção e limpeza (grades, caixa de decantação, poço de sucção, tubulações, etc). Para isto podem ser instaladas comportas, no caso de canais, e válvulas ou registros quando a derivação é feita através de tubulações.

18.1.1.3 - RETENÇÃO DE CORPOS ESTRANHOS

Qualquer material estranho (folhas, galhos, plantas aquáticas, peixes, sólidos decantáveis, especialmente areia, etc) presente na água deve ser barrado antes de entrar no canal de derivação ou canal de chamada.

Dependendo da qualidade da água, a areia e outros sólidos que se mantêm em suspensão poderão ser barrados por meio de um sistema de decantação construído na entrada do canal de chamada. Esse sistema pode ser construído ao longo do próprio canal de derivação. Consiste em uma obra (caixa) de dimensões suficientes para provocar redução da velocidade de escoamento da água de forma a proporcionar a decantação da areia e de alguns sólidos em suspensão (o tempo de sedimentação, da menor partícula que se pretende remover, deverá ser menor do que aquele necessário para a água escoar através do sistema de decantação).

O impedimento da entrada de folhas, galhos, peixes e materiais flutuantes deverá ser feito com a instalação de dispositivos dotados de grades ou telas no início do canal de derivação ou antes do poço de sucção.

É necessária uma limpeza periódica da caixa de decantação de areia e da grade/tela de proteção, sendo que, dependendo da qualidade da água e da época do ano, essa limpeza deverá ser feita com maior freqüência.

18.1.1.4 - POÇO DE SUCÇÃO

Neste poço são instaladas as tubulações e peças constituintes da sucção das unidades de bombeamento. Deve ter dimensões mínimas suficientes para permitir a instalação, reparos e manutenção da sucção das bombas e, para assegurar entrada de água no sistema de recalque independentemente do nível de água no curso d'água.

A tubulação de sucção deve ser instalada com um mínimo de submergência para evitar a formação de vórtices e conseqüente entrada de ar no sistema. Adota-se, como dado prático, uma submergência mínima de três diâmetros ou de 0,5 m para bombas pequenas. Assim, o poço deve ter uma dimensão vertical mínima capaz de oferecer uma distância suficiente, entre o seu fundo e a extremidade da tubulação de sucção, para não interferir no escoamento.

Em poço com instalação de mais de uma unidade de bombeamento deve-se ser estudado a possibilidade de se proceder a uma divisão em compartimentos, de forma que uma sucção não interfira na outra.

O canal ou a tubulação de derivação, ao descarregar no poço de sucção, não deve causar qualquer tipo de turbulência, remoinhos e formação de bolhas de ar.

18.1.1.5 - CASA DE BOMBAS

As construções destinadas às instalações de recalque (bombas e motores) deverão ter iluminação e ventilação adequadas e espaço suficiente para permitir a movimentação de pessoas durante a operação e manutenção.

As bombas podem ser instaladas em cotas acima ou abaixo do nível d'água a ser recalçada. Quando a bomba está instalada acima do nível d'água é imprescindível o uso de válvula de pé e atentar para a altura máxima de sucção admitida para evitar a cavitação (principalmente em locais que apresentem grandes variações do nível d'água ao longo do ano).

Para locais em que o nível d'água varie acentuadamente pode ser necessário que as bombas fiquem assentadas abaixo da cota do nível d'água (bomba afogada). Neste tipo de instalação é importante o uso, na tubulação de sucção, de válvulas

(registros) para facilitar a retirada e manutenção. Em situações como esta é importante que no dimensionamento da casa de bomba seja levado em conta que a bomba necessita ficar assentada abaixo da cota do nível d'água e, ao mesmo tempo, protegida contra inundação ou submersão.

Em situações em que o nível do curso d'água apresenta grandes variações durante o ano pode ser vantajosa a instalação de bombas verticais (figura 17.4). Neste caso, o motor de acionamento localiza-se acima do solo ou do piso da casa de bombas e a transmissão de movimento é feita através de um eixo prolongado a um ou mais rotores acoplados em série.

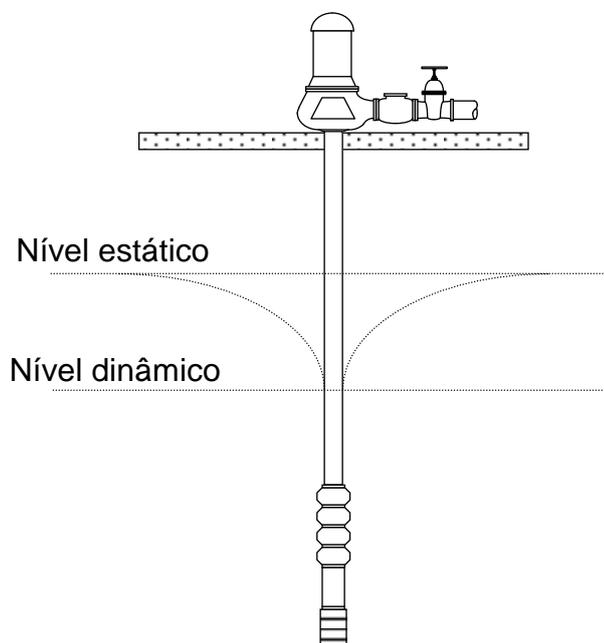


FIGURA 18.4 – Esquema de uma instalação com bomba de eixo vertical

Basicamente, além do motor de acionamento, é constituída de três partes principais:

- Corpo da bomba;
- Coluna;
- Cabeçote de descarga.

Os rotores destas bombas podem ser radiais ou diagonais (tipo turbina). A lubrificação pode ser feita pelo próprio líquido bombeado (construção aberta) e por óleo ou outro líquido de fonte externa (construção fechada – os mancais da coluna são isolados do líquido bombeado).

O acionamento pode ser feito por motores elétrico (normalmente vertical) e, também, com motores de combustão interna, sendo a transmissão: direta, por meio de caixa de engrenagens, ou ainda, por polias.

Este tipo de bomba apresenta como principais vantagens:

- Facilidade de obtenção da submergência adequada evitando os inconvenientes da cavitação;
- Grande economia de espaço horizontal;
- Dispensa válvula de pé e dispositivos de escorva, o que facilita o comando a distância ou o funcionamento inteiramente automático;
- Nas captações diretas em mananciais de superfície apresenta melhor adaptação às variações de níveis;
- Apresenta grande flexibilidade funcional através da alteração da quantidade de estágios.

Seus maiores inconvenientes são:

- Requer uma perfeita verticalidade do poço;
- Apresenta um grande número de pontos sujeitos a desgaste (mancais expostos ao líquido bombeado).

18.2 - CAPTAÇÃO DE ÁGUAS SUBTERRÂNEAS

Águas subterrâneas são aquelas presentes nos subsolo, preenchendo os interstícios, fendas, falhas e canais existentes nas diferentes camadas geológicas, com condições de apresentar escoamento.

Em muitas regiões, a água subterrânea pode se apresentar como um recurso abundante, importante para o abastecimento, seja de cidades, indústrias e irrigação. Em outras situações, onde a água de superfície é escassa, a água subterrânea passa a ser a principal fonte de abastecimento.

A captação de águas subterrâneas apresenta algumas vantagens:

- geralmente, a qualidade da água extraída é boa, especialmente a física (cor e turbidez);
- relativa facilidade de obtenção;
- a captação, muitas das vezes, pode ser localizada nas proximidades dos locais de consumo, proporcionando uma economia nas instalações.

A ocorrência de água subterrânea está ligada à existência de formações geológicas capazes de acumular e fazer circular o líquido. Cada tipo de rocha tem características determinadas quanto às possibilidades aquíferas.

As precipitações naturais sobre a superfície terrestre, ao infiltrar no subsolo, constituem na principal recarga das águas subterrâneas. As rochas encontradas abaixo da superfície do solo possuem porosidade, fendas e falhas variáveis, que, dependendo do tipo, podem apresentar um maior ou menor armazenamento de água, refletindo na produtividade de um futuro poço a ser perfurado na região. As rochas sedimentares e, especialmente os arenitos, apresentam grande armazenamento e permeabilidade, permitindo o deslocamento da água com relativa facilidade. Já, rochas de granulometria fina, com pequenos tamanhos de poros, embora possam apresentar significativos volumes de água armazenados, não apresentam facilidade na liberação desta água, ou seja, comportam como um meio pouco permeável. Assim, a análise do tipo de rocha que ocorre na região é de fundamental importância para a localização e perfuração de poços profundos.

A exploração de águas subterrâneas, em poços profundos, se faz com o uso de bombas submersas.

18.2.1 - BOMBAS SUBMERSAS

Diferem das bombas verticais de eixo prolongado por se apresentarem acopladas a um motor elétrico (em curto-circuito), formando um conjunto fechado (dispensando o eixo de transmissão, mancais e luvas de acoplamento) que trabalha submerso no poço (figura 18.5).

O enrolamento do motor é envolvido e resfriado por água, sendo a fiação isolada por borracha ou por material plástico.

A água penetra em um crivo preso entre o motor e a bomba, sendo o eixo coberto por uma bucha protetora de alta resistência ou, então, construídos de aço inox.

A bomba é normalmente multicelular e tem sua maior aplicação na extração de água de poços de média e grande profundidade. São muito usadas também ou na manutenção ou no rebaixamento de níveis do lençol freático.

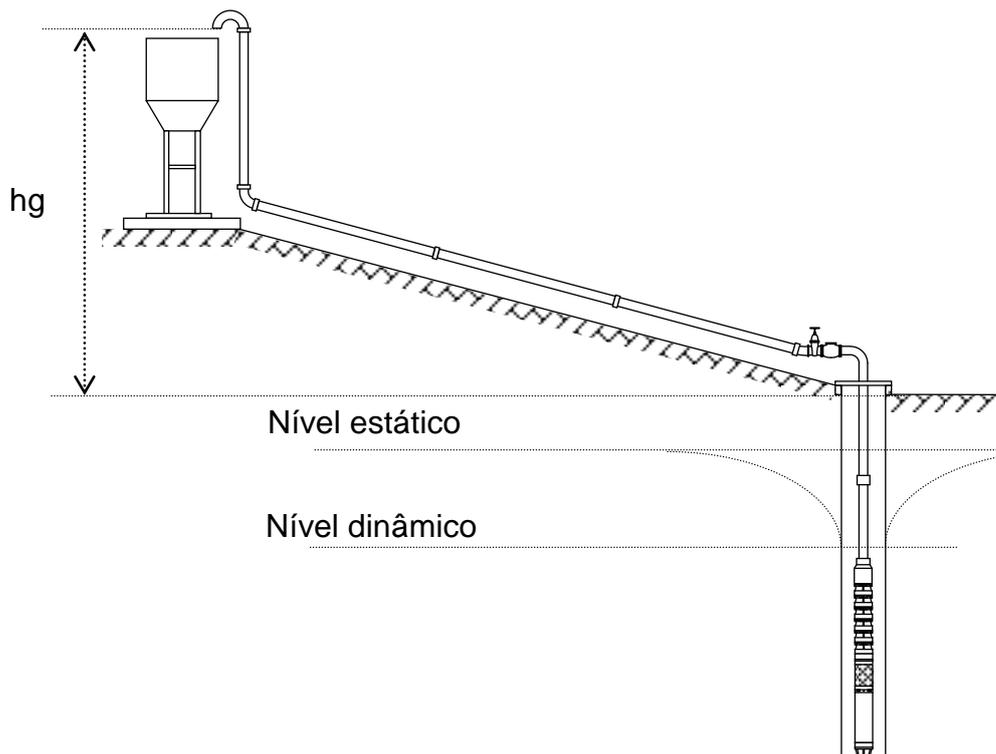


FIGURA 18.5 -Esquema de uma instalação com bomba submersa

Suas maiores vantagens em relação às bombas de eixo vertical, são:

- A inexistência de um eixo prolongado torna a montagem mais barata;
- Não tem mancais expostos ao líquido bombeado e que são pontos de desgaste nas bombas de eixo prolongado;
- Dispensa a casa de bomba (por não ter motor de acionamento acima do solo);
- Não exige poços absolutamente verticais;
- Comparativamente, exige um motor de acionamento menos possante.

Antes de proceder à escolha de uma bomba para qualquer instalação, é necessário dispor de informações precisas com relação às suas condições de operação.

A capacidade de produção do poço e abaixamento do lençol tem aplicação direta na informação dos elementos para escolha e seleção do equipamento de bombeamento que melhor se adaptará à operação permanente deste poço. A partir de um teste de vazão criterioso, os seguintes parâmetros são determinados (figura 18.5):

- Nível estático (NE): Nível no qual a água permanece no poço quando não está sendo extraída; é geralmente expresso pela distância do nível do solo, até o nível da água no interior do poço;
- - Nível dinâmico (ND): Nível em que a água permanece no interior do poço quando está sendo bombeado; expresso da mesma forma que o nível estático;
- - Abaixamento do lençol (S): diferença, expressa em metros, entre o nível estático e o nível dinâmico;
- - Vazão característica (Q): volume de água extraído do poço na unidade de tempo; é expressa geralmente em $\text{m}^3 \text{h}^{-1}$ ou L h^{-1} , conforme maior ou menor vazão.

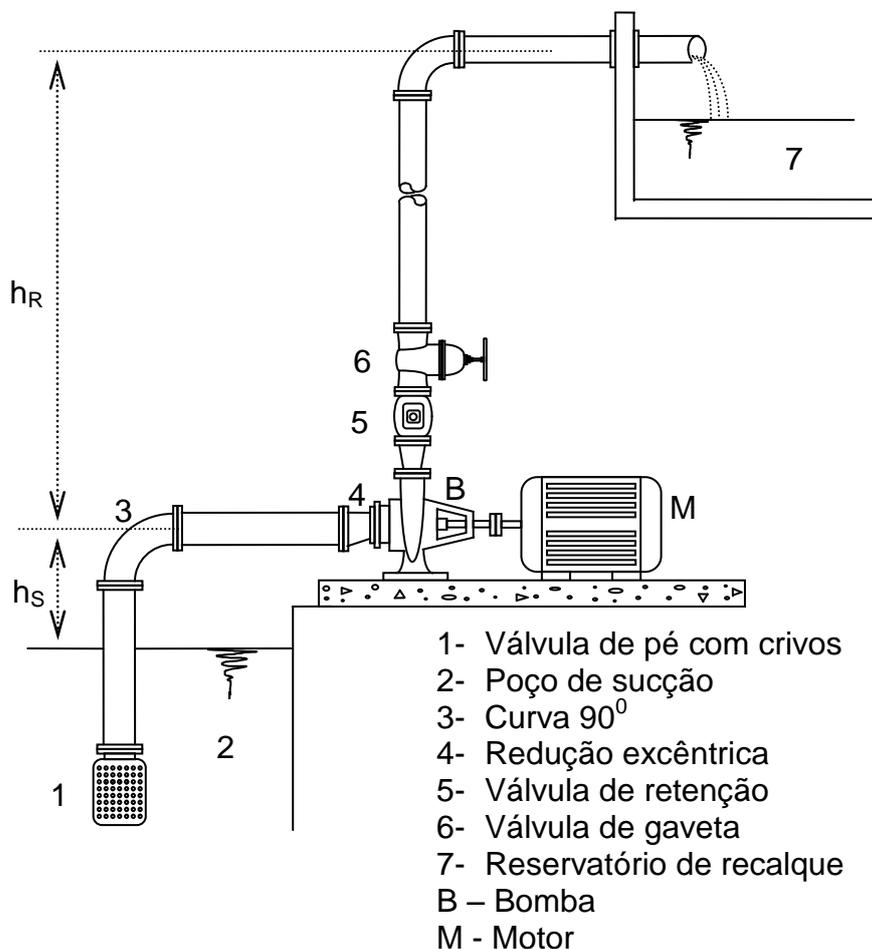
Para a determinação do ponto de trabalho (vazão x pressão) é necessário determinar a energia (altura manométrica) que o sistema solicitará da bomba, em função da vazão bombeada. A exemplo das outras bombas a altura manométrica é representada pela somas das cargas estáticas e dinâmicas, ou seja, alturas geométricas e perdas de carga. A altura geométrica total é dada pela diferença de nível entre o nível dinâmico e o ponto onde descarrega a tubulação. As perdas de carga representam as perdas que ocorrem em toda a tubulação, inclusive àquelas que ocorrem na tubulação dentro do poço. A altura manométrica é dada, então, pela equação:

$$H_{\text{man}} = hg + ND + hf$$

19 – INSTALAÇÃO, OPERAÇÃO E MANUTENÇÃO

As bombas devem ser instaladas, niveladas, alinhadas, operadas, montadas e desmontadas por pessoas habilitadas. Quando esse serviço é executado incorretamente, traz como conseqüências, transtornos na operação, desgastes prematuros e danos irreparáveis.

As instalações de bombeamento podem variar quanto à forma e complexidade, dependendo das condições locais. Na figura 19.1 é mostrada uma instalação típica de bombeamento.



OBS: Em instalações de maior porte, a válvula de retenção deve ser locada sobre uma base firme e devidamente ancorada.

FIGURA 19.1 - Instalação de bombeamento

19.1 - INSTALAÇÃO

Serão comentados requisitos básicos para a instalação de bombas centrífugas, que são as mais usadas. De uma maneira geral, estas recomendações servem para os outros tipos de bombas.

19.2 - LOCALIZAÇÃO

A instalação do conjunto motobomba deve ser feita em local de fácil acesso, arejado e com iluminação satisfatória para inspeções e manutenção. Deve-se atentar para a altura em relação ao nível d'água de captação, dada a altura limitada de aspiração das bombas.

19.3 - FUNDAÇÃO

O conjunto motobomba deverá ser assentado sobre base firme (normalmente de concreto) de forma a absorver as vibrações. Deve ser construída uma base de concreto com dimensões um pouco maiores que a base de ferro do conjunto; não se deve esquecer dos parafusos chumbadores.

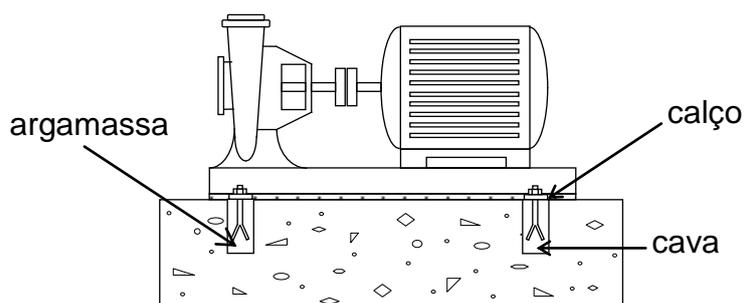
19.3.1 - ASSENTAMENTO DA BASE

Colocar os parafusos chumbadores nos orifícios ou cavas feitas no bloco de fundação de acordo com as dimensões de furação do gabarito (plano de fundação).

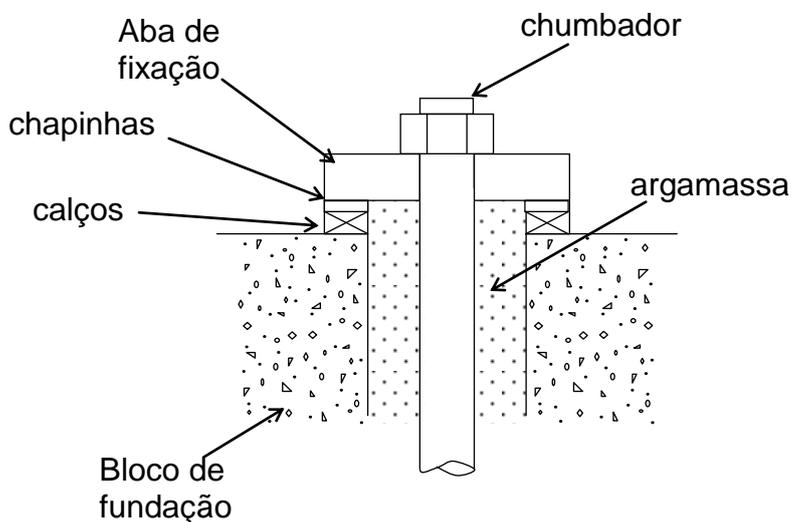
Entre a base e o bloco de fundação, calços metálicos de mesma altura devem ser colocados ao lado dos chumbadores, para apoio da base, sendo os mesmos fixados com argamassa juntamente com os chumbadores.

Para perfeita aderência, os chumbadores e calços metálicos devem estar isentos de quaisquer resíduos de graxa ou de óleo.

Depois de completada a cura da argamassa, colocar a base sobre o bloco de fundação (Figura 19.2).

**FIGURA 19.2 – Assentamento da base****19.3.2 - NIVELAMENTO DA BASE**

Verificar se a base apóia por igual em todos os calços. Caso afirmativo, colocar e apertar uniformemente as porcas nos chumbadores. Com o auxílio de um nível de precisão ($0,1 \text{ mm m}^{-1}$), verificar o nivelamento da base no sentido transversal e longitudinal. Ocorrendo um desnivelamento, soltar as porcas dos chumbadores e introduzir entre o calço metálico e a base, nos pontos em que for necessário, chapinhas para corrigir o nivelamento (Figura 18.3).

**FIGURA 19.3 – Nivelamento da base**

19.3.3 - ENCHIMENTO DA BASE COM ARGAMASSA

Para uma sólida fixação e um funcionamento livre de vibrações, deverá ser efetuado o enchimento do interior da base com argamassa.

A preparação da argamassa para este fim deverá ser efetuada com produtos específicos existentes no mercado de construção civil, os quais evitam a retração durante o processo de cura, bem como proporcionam fluidez adequada para o total preenchimento do interior da base não permitindo a formação de espaços vazios (Figura 18.4).

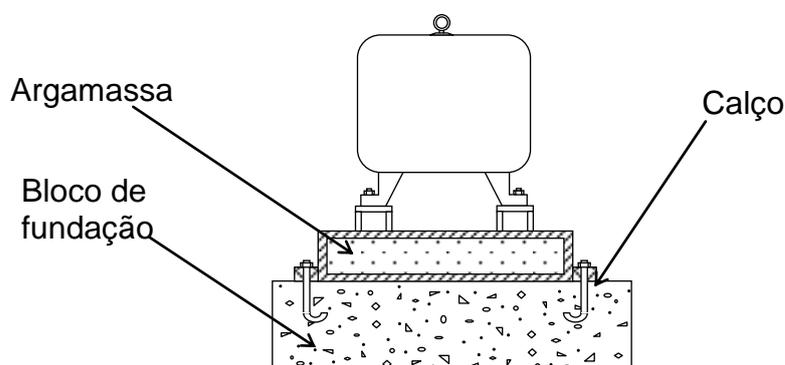


FIGURA 19.4 – Enchimento da base com argamassa

19.4 - ALINHAMENTO DO ACOPLAMENTO

É de fundamental importância verificar o alinhamento e nivelamento do conjunto motobomba. Normalmente este já vem alinhado de fábrica, mas, por razões diversas (problemas no transporte, colocação incorreta sobre a fundação, aperto desigual dos chumbadores, desalinhamento das tubulações, etc), pode ocorrer desalinhamento do conjunto. Desta forma, uma vez instalada a motobomba, deve-se verificar o alinhamento através da inspeção da luva de acoplamento.

Após a cura da argamassa, executar o alinhamento preferencialmente com as tubulações de sucção e recalque já conectadas. O mesmo deve ser efetuado com o auxílio de relógio comparador para controle de deslocamento radial e axial.

A luva deve apresentar espaço uniforme entre as duas metades (figura 19.5);

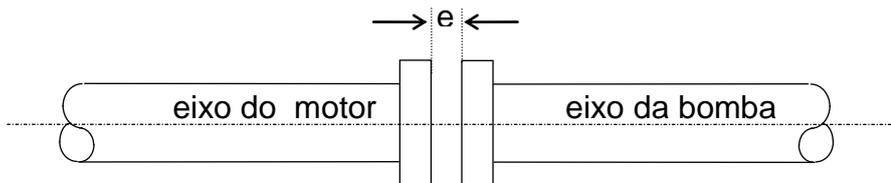


FIGURA 19.5 - Verificação do espaço entre as duas metades da luva

Do perfeito alinhamento entre a bomba e o acionador dependerá a vida útil do conjunto girante e o funcionamento do equipamento livre de vibrações anormais.

Para correção do alinhamento, soltar os parafusos do acionador reposicionando-o lateralmente ou introduzir chapinhas calibradas para corrigir a altura de acordo com a necessidade.

O alinhamento axial e o radial deverão permanecer dentro da tolerância de 0,05 mm com os parafusos de fixação da bomba e acionador apertados definitivamente.

Pode-se utilizar, para controle, uma régua metálica apoiada no sentido longitudinal nas duas partes da luva de acoplamento. O controle deve ser efetuado no plano horizontal e vertical. Para o controle no sentido axial utilizar calibre de lâminas. Obedecer à folga entre os cubos da luva de acoplamento, especificada pelo fabricante.

A distância entre as faces da luva elástica deve ser a mesma em toda a circunferência (alinhamento angular), e, deverão apresentar paralelismo entre si (figura 19.6).

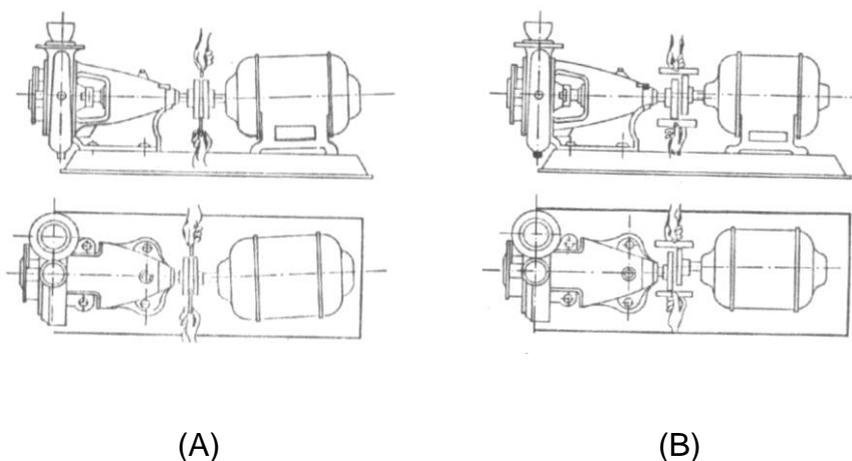


FIGURA 19.6 - Verificação do alinhamento: (A) angular; (B) paralelo.

19.5 - TUBULAÇÃO DE SUCCÃO

Esta deve ser o mais curta possível e com uma ligeira declividade da bomba para o poço de sucção. Deve-se utilizar o mínimo possível de peças especiais. O diâmetro, como já visto, deve ser tal que a velocidade em seu interior não alcance valores excessivos (normalmente, a velocidade deve ser menor que 2 m s^{-1}). À entrada da bomba, na ligação com a tubulação, deve-se utilizar redução excêntrica a fim de evitar o acúmulo de bolsas de ar. Deve-se instalar uma válvula de pé com crivos na extremidade da tubulação de sucção para mantê-la escorvada e também, para impedir a entrada de corpos estranhos. A tubulação de sucção, no caso de instalação acima do nível d'água, deve ficar imersa de forma a evitar a entrada de ar. Recomenda-se que a altura mínima de submersão seja de 4 vezes o seu diâmetro, no caso de tubulações de grandes diâmetros, e de 0,5 m para tubos de pequenos diâmetros. No caso de bombas afogadas, é útil prever a instalação de um registro na tubulação de sucção, entre a bomba e a fonte, para facilitar a manutenção e reparos.

19.5.1 - RECOMENDAÇÕES PARA TUBULAÇÃO DE SUCCÃO

A montagem da tubulação de sucção deve obedecer as seguintes considerações:

- a) somente após a cura da argamassa de enchimento da base é que a tubulação deve ser conectada ao flange da bomba;
- b) a tubulação de sucção, tanto quanto possível deve ser curta e reta, evitando perdas de cargas, e totalmente estanque impedindo a entrada de ar;
- c) para que fique livre de bolsas de ar, o trecho horizontal da tubulação de sucção, quando a bomba for instalada acima do nível d'água, deve ser instalado com ligeiro declive no sentido bomba-tanque de sucção. Quando a bomba for instalada abaixo do nível d'água (bomba afogada), o trecho horizontal da tubulação deve ser instalado com ligeiro aclive no sentido bomba-tanque de sucção;
- d) o diâmetro nominal do flange de sucção da bomba não determina o diâmetro nominal da tubulação de sucção. Para fins de cálculo do diâmetro ideal, como referencial a velocidade pode ser estabelecida entre 1 e 2 m s^{-1} .
- e) quando houver necessidade de uso de redução, esta deverá ser excêntrica, montada com o cone para baixo, de tal maneira que a geratriz superior da

redução fique em posição horizontal e coincidente com a da bomba. Isto para impedir a formação de bolsas de ar.

- f) curvas e acessórios, quando necessários, deverão ser projetados e instalados de modo a propiciar menores perdas de cargas. Ex: prefira curva de raio longo ou médio.
- g) o flange da tubulação deve justapor-se ao de sucção da bomba, totalmente livre de tensões, sem transmitir quaisquer esforços à sua carcaça. A bomba nunca deve ser ponto de apoio para a tubulação. Se isto não for observado poderá ocorrer: desalinhamento e suas consequências, trincas de peças e outras graves avarias;
- h) em instalações onde se aplica válvula de pé observar que a área de passagem seja 1,5 vezes maior que a área da tubulação. Normalmente acoplada à válvula de pé deverá existir um crivo, cuja área de passagem livre seja de 3 a 4 vezes maior que a área da tubulação;
- i) quando o líquido bombeado estiver sujeito a altas variações de temperatura, deve-se prever juntas de expansão para evitar que esforços tubulares devido a dilatação e contração recaiam sobre a bomba;
- j) quando se utiliza bomba afogada é recomendável a instalação de um registro para que o afluxo à bomba possa ser fechado quando necessário. Durante o funcionamento da bomba o mesmo deverá permanecer totalmente aberto;
- k) evitar turbulência, entrada de ar, areia ou lodo na sucção da bomba;
- l) verificar o alinhamento do acoplamento após completada o aperto da tubulação, se o mesmo foi feito antes de aperto;
- m) a fim de facilitar a montagem da tubulação e o ajustamento das peças, instalar, sempre que necessário, juntas de montagem do tipo Dresser, comum ou tipo especial com tirantes;
- n) basicamente, cada bomba dever ser dotada de uma tubulação de sucção própria. Caso isto não seja possível por razões especiais, então a tubulação deverá ser dimensionada para velocidades uniformes até a última bomba;
- o) sucção com um só barrilete para várias bombas, dever ter um registro para cada bomba e a interligação entre o barrilete e a tubulação de sucção deverá ser sempre com mudanças de direções a 45°. Em todos estes casos de uso de registro de gaveta, a haste do mesmo deverá estar disposta horizontalmente ou verticalmente para baixo;

- p) as tubulações e o tanque se sucção devem ser submetidos a uma criteriosa lavagem antes da instalação ser posta pela primeira vez em funcionamento;
- q) em instalações com pressão de sucção recomenda-se a instalação de manômetro para controle.

19.6 - TUBULAÇÃO DE RECALQUE

Também esta deve ser, na medida do possível, o mais curta e reta, a fim de evitar perdas de cargas. Deve ter apoio próprio, sem contudo se apoiar sobre o conjunto motobomba. Deve-se prever a instalação de válvula de retenção que tem a finalidade de proteger a bomba contra sobrepressões e também evitar que o peso da água force a bomba girar em sentido contrário, além de manter a tubulação cheia de água e, através de uma tubulação auxiliar (“by pass”) permite escorvar a bomba e a tubulação de sucção.

O registro de gaveta pode ser usado para isolar a bomba da tubulação de descarga, no caso de manutenção, e também, na operação do sistema. A válvula de retenção deve ser colocada entre a válvula de gaveta (registro) e a bomba, permitindo, assim, inspecioná-la, quando necessário.

Quando for necessário utilizar reduções na tubulação de recalque, estas deverão estar situadas entre a válvula de retenção e a bomba.

19.6.1 - RECOMENDAÇÕES PARA TUBULAÇÃO DE RECALQUE

A montagem da tubulação de recalque deve obedecer as seguintes considerações:

- a) deverá possuir dispositivos para o controle do golpe de aríete, sempre que os valores das sobrepressões, provenientes do retorno do líquido em tubulações longas, ultrapassar os limites recomendados para a tubulação e a bomba;
- b) a ligação da tubulação de recalque ao flange da bomba deverá ser executada com uma redução concêntrica, quando seus diâmetros forem diferentes;
- c) nos pontos onde houver necessidade de expurgar o ar deverão ser previstas válvulas ventosas;
- d) prever registro, instalado preferencialmente logo após a boca de recalque da bomba, de modo a possibilitar a regulagem adequada da vazão e pressão do bombeamento, ou prevenir sobrecarga do acionador;

- e) a válvula de retenção quando instalada deve ser, entre a bomba e o registro, prevalecendo este posicionamento em relação ao item d;
- f) deve-se prever juntas de montagem tirantadas, para absorver os esforços de reação do sistema, provenientes das cargas aplicadas;
- g) válvulas de segurança, dispositivos de alívio e outras válvulas de operação, afora as aqui citadas, deverão ser previstas sempre que necessárias;
- h) proteger a bomba contra operação inferior a vazão mínima.

19.7 - OPERAÇÃO

Antes de iniciar a operação da bomba centrífuga, o motor de acionamento deverá ser testado para verificar seu sentido de rotação, com as metades do acoplamento desconectadas. Na carcaça da bomba existe uma seta indicando o sentido de rotação.

As bombas centrífugas comuns, embora possam bombear fluido de um nível inferior ao do seu bocal de sucção, necessitam para isto serem inicialmente escorvadas. Entende-se por escorva um processo de preparação da bomba para funcionamento, no qual o ar ou gases contidos no seu interior e na tubulação de sucção são extraídos e substituídos pelo fluido a ser bombeado.

Para bombas centrífugas, deve-se ligar o motor com o registro, inicialmente, fechado e abrindo-o lentamente até atingir o ponto de trabalho. Faz-se o processo inverso no ato de desligamento, ou seja, fecha-se lentamente o registro e após completado o seu fechamento desliga-se o motor.

Não se deve operar a bomba centrífuga, por período longo, com o registro fechado e nem mesmo com vazões reduzidas por causa do superaquecimento.

Para bombas axiais o processo é o inverso ao que se faz com as bombas centrífugas, ou seja, liga-se o motor com a válvula controladora de fluxo aberta.

19.7.1 - PROVIDÊNCIAS PARA A PRIMEIRA PARTIDA

Os tópicos abaixo resumem as providências necessárias para a primeira partida.

- a) fixação da bomba e do seu acionador firmemente na base;
- b) fixação da tubulação de sucção e recalque;
- c) conectar e colocar em funcionamento as tubulações e conexões auxiliares (quando houver);

- d) fazer as ligações elétricas, certificando-se de que todos os sistemas de proteção do motor encontram-se devidamente ajustados e funcionando;
- e) examinar o mancal quanto a limpeza e penetração de umidade. Preencher o suporte de mancal com óleo na quantidade e qualidade recomendadas;
- f) verificação do sentido de rotação do acionador, fazendo-a com a bomba desacoplada para evitar operação “à seco “ da bomba;
- g) certificar-se manualmente de que o conjunto girante roda livremente;
- h) certificar-se de que o alinhamento foi executado corretamente;
- i) montar o protetor de acoplamento (quando houver);
- j) escorvar a bomba, isto é, encher a bomba e a tubulação de sucção com água ou com líquido a ser bombeado, eliminando-se simultaneamente o ar dos interiores, através do rubinete instalado no corpo de sucção;
- k) certificar-se de que as porcas do aperta gaxeta estão apenas encostadas;
- l) verificar se um eventual registro existente na tubulação de alívio se encontra aberto;
- m) abrir totalmente o registro de sucção. Deixar a bomba atingir a temperatura de bombeamento. Fechar quase totalmente o registro de recalque;
- n) existindo válvula de retenção e devendo a bomba partir com o registro aberto, observar se existe contra-pressão no sistema. Na falta de contra-pressão a bomba somente deverá partir com registro de recalque parcialmente fechado, fazendo a abertura gradualmente até ao ponto de trabalho.

19.7.2 - PROVIDÊNCIAS IMEDIATAS APÓS PARTIDA

Tendo sido efetuado a partida e estando a bomba em funcionamento observar os seguintes tópicos:

- a) ajustar a bomba para o ponto de operação (pressão e vazão), abrindo-se lentamente o registro de recalque, logo após o acionador ter atingido sua rotação nominal;
- b) controlar a corrente consumida (amperagem) pelo motor elétrico, e o valor da tensão da rede;
- c) certificar-se de que o valor da pressão de sucção e a temperatura do líquido bombeado são os valores previstos no projeto;
- d) certificar-se de que a bomba opera livre de vibrações e ruídos anormais;

- e) controlar a temperatura do mancal. Nas 2 a 3 horas de funcionamento a temperatura tende a aumentar, estabilizando posteriormente. A mesma poderá atingir até 50⁰ C acima da temperatura ambiente, não devendo porém a soma exceder a 90⁰ C;
- f) ajustar o engaxetamento apertando-se as porcas do aperta gaxeta cerca de 1/6 de volta. Como todo engaxetamento recém-executado requer certo período de acomodação, o mesmo deve ser observado nas primeiras 5 a 8 horas de funcionamento, e em caso de vazamento excessivo apertar as porcas do aperta gaxeta certa de 1/6 de volta. Durante o funcionamento todo engaxetamento deve gotejar;

Os itens acima deverão ser controlados a cada 15 minutos, durante as 2 primeiras horas de operação. Se tudo estiver normal, novos controles deverão ser feitos de hora em hora até as primeiras 5 a 8 horas iniciais.

19.8 - MANUTENÇÃO

Uma vez selecionados, de forma correta, o tipo e modelo de bomba, esta deve ser instalada e operada corretamente a fim de se evitar a ocorrência de eventuais falhas no seu funcionamento.

A manutenção pode ser preventiva (quando o objetivo é detectar possíveis anormalidades para evitar falhas futuras), preditiva (se aplica somente em grandes bombas, por ser de alto custo, consiste no acompanhamento contínuo de certas variáveis indicadoras do desempenho da bomba, como por exemplo o nível de vibração, como informação de problemas incipientes e possíveis causas) e corretiva (consiste em, uma vez evidenciado um sintoma de anormalidade, diagnosticar a causa e fazer a devida correção).

19.8.1 - MANUTENÇÃO PREVENTIVA

O rigor, número de itens e periodicidade com que uma bomba é inspecionada não é, nem poderia ser, uma regra invariável pois depende do porte, tipo e importância da bomba e das características do sistema. Para cada caso particular deve-se consultar o manual de instalação, operação e manutenção fornecido pelo fabricante. Como uma orientação geral são apresentados a seguir os itens normalmente inspecionados e uma ordem de grandeza da periodicidade:

- 1 - Inspeções diárias:

- das pressões de sucção e da descarga;
- da vazão (quando possui indicador);
- das alterações bruscas em ruído e vibração;
- dos vazamentos da caixa de gaxetas;
- da temperatura dos mancais;
- caso existam instrumentos indicadores, fazer as leituras para verificar qualquer comportamento anormal da bomba, acionador, sistema de selagem, lubrificação e refrigeração.

2 - Inspeções mensais;

- dos níveis de vibração;
- do alinhamento;
- das temperaturas dos mancais (com termômetro).

3 - Inspeções semi-anuais:

- do funcionamento da caixa de selagem e sobreposta;
- da necessidade de substituir ou complementar o lubrificante dos mancais;

4 - Inspeção anual:

- inspeção completa da bomba, acionador, sistemas auxiliares, acoplamento e instrumentos indicativos.

19.8.2 - MANUTENÇÃO CORRETIVA

A manutenção corretiva compreende, primeiramente, no diagnóstico do problema, na procura de sua causa, e, em seguida, na correção propriamente dita. A seguir são apresentados os problemas mais comuns que ocorrem em bombas centrífugas e as suas principais causas.

19.9 - CORRELAÇÃO SINTOMA x POSSÍVEIS CAUSAS

A BOMBA NÃO BOMBEIA

- a) Não foi escorvada.
- b) Velocidade insuficiente. Se acionada a motor elétrico, verifique a voltagem e a corrente em cada fase.
- c) A altura de descarga requerida pelo sistema é maior do que aquela para a qual a bomba foi projetada.

- d) A altura de sucção é excessiva (NPSH é insuficiente).
- e) Sentido de rotação errado.
- f) Folga insuficiente entre a pressão de vapor e a pressão de sucção.
- g) Bolsões de vapor ou ar na tubulação de recalque.
- h) Penetração de ar na linha de sucção.
- i) Penetração de ar através do selo mecânico, juntas da bucha, junta da carcaça ou bujões.
- j) Entrada da tubulação de sucção insuficientemente submersa.
- k) Operação de bombas em paralelo inadequadas para esta aplicação.
- l) Materiais estranhos no rotor.

CAPACIDADE INSUFICIENTE

- a) Entrada de ar pela tubulação de sucção.
- b) Velocidade muito baixa.
- c) Pressão de descarga requerida pelo sistema é maior do que aquela para a qual a bomba foi selecionada.
- d) Rotor parcialmente obstruído.
- e) Pressão de sucção insuficiente (ocorrendo cavitação).
- f) Defeitos mecânicos, rotor avariado.
- g) Válvula de pé muito pequena ou obstruída.
- h) Válvula de pé insuficientemente submersa.
- i) Sentido de rotação errado.
- j) Formação de vórtex.
- k) Bomba ou tubulação de sucção não completamente cheia de líquido.
- l) Altura de sucção muito grande.
- m) Diferença muito pequena entre a pressão de sucção e a de vapor.
- n) Quantidades excessivas de ar ou gás dissolvidas no líquido.
- o) Bolsões de ar na linha de sucção.
- p) Entrada de ar na bomba através da caixa de gaxeta.
- q) Entrada da tubulação de sucção.
- r) Tubulação de selagem obstruída ou fechada.
- s) Indutor usado desnecessariamente ou indutor, onde requerido, desgastado ou obstruído.
- t) Viscosidade de líquido diferente daquela que foi usada na seleção da bomba.

- u) Anéis de desgaste desgastados.
- v) Rotor avariado ou corroído.
- w) Folga do rotor muito grande.

PRESSÃO INSUFICIENTE

- a) Vazamento na linha de sucção.
- b) Ar ou vapor na linha.
- c) Defeitos mecânicos.
- d) Sentido de rotação errado.
- e) Quantidade excessiva de ar ou gás dissolvida no líquido.
- f) Indutor usado inadequadamente.
- g) Indutor, onde requerido, desgastado ou obstruído.
- h) Velocidade muito baixa.
- i) Altura total do sistema maior do que aquela para a qual a bomba foi projetada.
- j) Viscosidade do líquido difere da usada na seleção.
- k) Materiais estranhos no rotor.
- l) Anel de desgaste desgastado.
- m) Rotor corroído ou avariado.

BOMBA PERDE A ESCORVA

- a) Vazamento na linha de sucção.
- b) Aspiração alta demais.
- c) Ar ou vapor no líquido.
- d) Entrada de ar pela caixa de gaxetas.
- e) Operação muito à direita, na curva.
- f) Pequena diferença entre a pressão de sucção e a pressão de vapor.
- g) Bolsões de ar na linha de sucção.
- h) Entrada de ar pela linha de sucção.
- i) Entrada de ar pelas juntas.
- j) Entrada da tubulação de sucção insuficientemente submergida.
- k) Tubulação do líquido de selagem.
- l) Castanha bipartida mal localizada na caixa de gaxetas, impedindo a formação do filme de selagem.

A BOMBA SOBRECARREGA O MOTOR

- a) Rotação elevada.
- b) Altura manométrica total muito baixa, bombeando líquido demais.
- c) A viscosidade e/ou a densidade do líquido bombeado é diferente daquela para a qual a bomba foi selecionada.
- d) Diâmetro do rotor maior que o necessário.
- e) Sentido de rotação errado.
- f) Altura manométrica total do sistema mais elevada que a de projeto da bomba.
- g) Altura manométrica total do sistema mais baixa que a de projeto da bomba.
- h) Rotor parcial ou totalmente obstruído.
- i) Desalinhamento.
- j) Atrito entre partes móveis e fixas.
- k) Rolamentos gastos.
- l) Superfícies de desgastes gastas.
- m) Engaxetamento incorretamente instalado.
- n) Engaxetamento incorreto para as condições de serviço.
- o) Sobreposta exageradamente apertada resultando em ausência de líquido de lubrificação das gaxetas.

A BOMBA VIBRA

- a) Bomba ou tubulação de sucção não escorvada completamente.
- b) Aspiração alta demais.
- c) Diferença insuficiente entre a pressão de sucção e a pressão de vapor.
- d) Válvula de pé muito pequena.
- e) Válvula de pé parcialmente obstruída.
- f) Entrada da tubulação de sucção insuficientemente submersa.
- g) Indutor usado indevidamente.
- h) Indutor (se necessário) obstruído ou desgastado.
- i) Operação à vazão excessivamente baixa.
- j) Rotor obstruído.
- k) Desalinhamento devido à dilatação da tubulação.
- l) Fundações incorretas.
- m) Eixo empenado.
- n) Partes rotativas e estacionárias atritando-se.

- o) Rolamentos gastos.
- p) Rotor avariado ou corroído.
- q) Eixo girando fora de centro, devido ao desgaste ou desalinhamento dos rolamentos.
- r) Rotor desbalanceado.
- s) Desalinhamento interno devido à manutenção incorreta, fazendo o rotor ou indutor atritar-se.
- t) Carga axial exagerada devida a falhas mecânicas internas.
- u) Graxa excessiva nos rolamentos.
- v) Rolamentos não lubrificados.
- w) Rolamentos montados incorretamente (estragos durante a montagem, montagem incorreta, tipo errado de rolamento, etc).
- x) Poeira ou sujeira nos rolamentos.
- y) Rolamentos enferrujados devido à entrada de água pelo defletor.

ENGAXETAMENTO TEM VIDA CURTA

- a) Tubulação de selagem obstruída.
- b) Castanha bipartida montada fora de posição na caixa de gaxetas, impedindo o líquido de selagem de circular.
- c) Desalinhamento.
- d) Eixo empenado.
- e) Rolamentos gastos.
- f) Eixo ou bucha do eixo gasta ou corroída no lugar do engaxetamento.
- g) Engaxetamento incorretamente instalado.
- h) Engaxetamento incorreto para as condições de uso.
- i) Eixo girando fora do centro, devido a rolamentos gastos ou desalinhados.
- j) Rotor desbalanceado resultando em vibração.
- k) Sobreposta muito apertada, resultando em ausência de líquido de selagem para lubrificar o engaxetamento.
- l) Linha de água da camisa de refrigeração da caixa de gaxetas obstruída.
- m) Folga diametral excessiva entre o fundo da caixa de gaxetas e o eixo, fazendo com que o engaxetamento seja forçado para dentro da bomba.
- n) Líquido de selagem sujo ou com abrasivos, fazendo com que a bucha ou eixo fiquem desgastados.

CAIXA DE GAXETAS VAZA C/ EXCESSO

- a) Tubulação de líquido de selagem obstruída.
- b) Castanha bipartida montada em posição incorreta dentro da caixa de gaxetas, evitando que o líquido de selagem se escoe.
- c) Desalinhamento.
- d) Eixo empenado.
- e) Rolamento desgastado.
- f) Eixo ou bucha do eixo desgastada no engaxetamento.
- g) Engaxetamento incorretamente montado.
- h) Tipo de engaxetamento incorreto para as condições de operação.
- i) Eixo girando fora do centro devido a rolamentos gastos ou desalinhados.
- j) Rotor desbalanceado resultando em vibração.
- k) Sobreposta muito apertada resultando em ausência de líquido de selagem para lubrificar o engaxetamento.
- l) Ausência de líquido de refrigeração na camisa da caixa de gaxetas.
- m) Folga diametral excessiva entre o fundo da caixa de gaxetas e o eixo, fazendo com que o engaxetamento seja forçado para dentro da bomba.
- n) Líquido de selagem sujo ou com abrasivos, provocando a erosão do eixo ou bucha do eixo.

SELO MECÂNICO TEM VIDA CURTA

- a) Eixo empenado.
- b) Bucha do eixo desgastada, corroída ou girando fora de centro.
- c) Selo mecânico incorretamente instalado.
- d) Selo mecânico de tipo incorreto para as condições de operação.
- e) Eixo girando fora de centro, devido a rolamentos gastos ou a desalinhamentos.
- f) Rotor desbalanceado resultando em vibração ou deflexão no eixo.
- g) Abrasivos sólidos no líquido bombeado.
- h) Desalinhamento interno das peças, evitando que a sede estacionária e o anel rotativo do selo se adaptem corretamente.
- i) Selo mecânico trabalhou seco.
- j) Rolamentos gastos.
- k) Desalinhamentos devido a tensões na tubulação.

SELO MECÂNICO VAZA C/ EXCESSO

- a) Desalinhamento devido à dilatação da tubulação.
- b) Eixo empenado.
- c) Rolamentos gastos.
- d) Vazamentos por baixo da bucha devido a estrago do anel de vedação ou junta.
- e) Bucha do eixo desgastada, corroída ou girando fora de centro.
- f) Selo mecânico incorretamente instalado.
- g) Tipo de selo mecânico incorretamente selecionado.
- h) Eixo girando fora de centro devido a rolamentos gastos ou desalinhamentos.
- i) Rotor desbalanceado, resultando em vibração.
- j) Abrasivos sólidos no líquido bombeado.
- k) Desalinhamento interno das peças evitando que a sede estacionária e o anel rotativo do eixo se encaixem corretamente.
- l) Selo mecânico trabalhou seco.

ROLAMENTO COM VIDA CURTA

- a) Desalinhamento interno devido à dilatação da tubulação ou fundações incorretas.
- b) Desalinhamento da luva.
- c) Eixo empenado ou avariado.
- d) Caixas de rolamento avariadas.
- e) Carga axial excessiva causada por falha mecânica no interior da bomba.
- f) Excessiva quantidade de graxa nos rolamentos.
- g) Falta de lubrificação nos rolamentos do motor.
- h) Tipo incorreto de graxa em bombas lubrificadas a graxa.
- i) Tipo incorreto de óleo em bombas lubrificadas a óleo.
- j) Montagem incorreta dos rolamentos (estrago durante a montagem, montagem incorreta, tipo de rolamento errado, etc.).
- k) Poeira entrando na caixa de rolamentos.
- l) Corrosão dos rolamentos devido à entrada de água em torno do defletor.
- m) Nível de óleo incorreto, nas bombas lubrificadas a óleo.
- n) Operação com rotor de diâmetro excessivo, velocidade elevada ou líquido com densidade elevada (superior a que foi usada na seleção).
- o) Rotor aberto excessivamente desgastado.

p) Rotor ou eixo desbalanceado.

BOMBA SUPERAQUECENDO/GRIMPANDO

- a) Bomba não escorvada ou trabalhou seca.
- b) Bolsões de ar ou vapor dentro da bomba.
- c) Operações a capacidades muito reduzidas.
- d) Operação em paralelo de bombas incorretamente selecionadas.
- e) Desalinhamento interno devido à dilatação da tubulação, fundação incorreta ou peças sobressalentes incorretas.
- f) Atrito entre as superfícies estacionárias e rotativas.
- g) Rolamentos gastos.
- h) Falta de lubrificação.

20 - BIBLIOGRAFIA

ALSTOM ENERGIA. **Equipamentos para irrigação e saneamento**. Catálogo. Taubaté, SP. [199-?] 142 p.

AZEVEDO NETTO, J. M.; FERNANDEZ, M. F.; ARAÚJO, R.; ITO, A. E. **Manual de hidráulica**. 8. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 1998. 670 p.

BAPTISTA, M.; LARA, M. **Fundamentos de engenharia hidráulica**. 2. ed. rev. Belo Horizonte, MG: Editora UFMG/Escola de Engenharia da UFMG, 2003. 437 p.

BERMARD. **Válvulas de controle**: Catálogo. [199-?]. 53 p.

BERNARDO, S.; SOARES, A.A.; MANTOVANI, E.C. **Manual de irrigação**. Viçosa, Editora da UFV, 2006. 625p.

CARVALHO, D. F. **Instalações elevatórias**: bombas. 5. ed. Belo Horizonte: Fumarc/PUC, 1992. 352 p.

CARVALHO, J. A. **Obras hidráulicas**. Lavras, MG: UFLA, 2009. 266 p. (Texto acadêmico 63)..

CARVALHO, J. A. **Mecânica dos fluidos e hidráulica**. Lavras, MG: UFLA, 2000. 230 p.

CARVALHO, J. A. **Obras hidráulicas**. Lavras, MG: UFLA, 2000. 200 p. Apostila.

CARVALHO, J. A. **Instalações de bombeamento para irrigação**. Lavras: UFLA/FAEPE, 2000. 144 p. (Curso Pós Graduação "Lato Sensu" (Especialização) a Distância: Sistemas Pressurizados de Irrigação).

CARVALHO, J.A.; REIS, J.B.R.S. **Avaliação dos custos de energia de bombeamento e determinação do diâmetro econômico da tubulação**. Ciência e Agrotecnologia, Lavras, v.24, n.2, p. 441-449, 2000.

CIRILO, J. A.; COELHO, M. M. L. P.; BAPTISTA, M. B. **Hidráulica aplicada**. Porto Alegre: ABRH, 2001. 619 p. (Coleção ABRH de Recursos Hídrico).

DENÍCULI, W. **Instalações de recalque**. Viçosa, MG: UFV, 1986. 103 p.

DURCON. **Válvulas e equipamentos para a indústria**. São Paulo, 1998. 156 p. (Catálogo técnico).

GEC ALSTHOM – MECÂNICA PESADA. **Engenharia de fluidos e hidráulica aplicada – irrigação, saneamento e abastecimento d'água**. São Paulo, 1993. 30 p. (Catálogo).

GOMES, H.P. **Dimensionamento econômico instalações de recalque**. Engenharia Sanitária e Ambiental. v.6, n.3, p. 108-114, 2001.

HWANG, N. H. C. **Fundamentos de sistemas de engenharia hidráulica**. Rio de Janeiro: Prentice Hall do Brasil, 1984. 315 p.

INCOVAL **Válvulas industriais**. Ferraz de Vasconcelos, SP. [199-?]. 26 p. (Catálogo técnico).

JAIN, S. C. **Open-channel flow**. Nova York: John Wiley & Sons, 2001. 328 p.

JARDIM, S. B. **Sistemas de bombeamento**. Porto Alegre, RS: Sagra-DC Luzzatto, 1992. 164 p.

KSB BOMBAS HIDRÁULICAS. **Catálogo técnico**. [s. n. t.]

KSB. **Bombas centrífugas de alta pressão WK**. Várzea Paulista, SP, [199-?] 26 p. (Manual técnico).

KSB. **Bombas centrífugas de alta pressão WK**. Várzea Paulista, SP. [199-?]. 26 p. (Manual técnico).

KSB. **Manual de treinamento**: seleção e aplicação de bombas centrífugas. 4. ed. Várzea Paulista, SP, 2001. 224 p.

MACINTYRE, A. J. **Bombas e instalações de bombeamento**. Rio de Janeiro, RJ: Guanabara Dois, 1980. 667 p.

MAGALHÃES, C.A.C.; MORENO, J.; SILVA, A.J.L. **Programa computacional para o dimensionamento econômico de sistemas de adução de água por recalque**. Engenharia Sanitária e Ambiental. v.8, n.3, p. 120-125, 2003.

MARK PEERLESS BOMBAS HIDRÁULICAS. **Catálogo técnico**. [s. n. t.]

MATTOS, E. E.; FALCO, R. **Bombas industriais**. 2. ed. Rio de Janeiro: Interciência, 1998. 474 p.

OLIVEIRA, W. E.; GAGLIANONE, S.; YASSUDA, E. R.; PEREIRA, B. E. B.; MARTINS, J. A. **Técnica de abastecimento e tratamento de água**. 2. ed. São Paulo: CETESB, 1976. 549 p.

PAULINO, W.D.; PEREIRA, P.M. **Dimensionamento econômico de tubulação de recalque**. In Congresso Nacional de Irrigação e Drenagem, 7, Brasília, 1986. Anais... p.777-796. ABID

PIMENTA, C. F. **Curso de hidráulica geral**. 4. ed. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1981. v. 1, 482 p.

PIMENTA, C. F. **Curso de hidráulica geral**. 4. ed. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1981. v. 2, 436 p.

PORTO, R.M. **Hidráulica básica**. São Carlos, Editora EESC/USP, 1999. 519p.

ROMA, W. N **Introdução às máquinas hidráulicas**. São Carlos, SP: USP, 1998. 140 p.

SAINT GOBAIN. Disponível em: <<http://www.sgpam.com.br/>>. Acesso em: 15/03/2004.

SAINT-GOBAIN. **Válvulas e acessórios** – versão 2002 – 173 p.

SENAI – CST. **Calderaria – Tubulações industriais**. Senai, ES. 1997. 187 p.

SILVESTRE, P. **Golpe de aríete**. Belo Horizonte: Editora UFMG, 1989. 144 p.

SILVESTRE, P. **Hidráulica geral**. Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos e Científicos, 1983. 316 p.

TELLES, P. C. S. **Tubulações industriais**. 9. ed. Rio de Janeiro, RJ: Livros Técnicos e Científicos, 1996. 252 p

TULLIS, J. P. **Hydraulics of pipelines - pumps, valves, cavitation, transients**. New York: John Wiley & Sons, 1989. 266 p.

VAL-MATIC. **Air in pipelines – sources, system impact and removal**. Riverside DR. Elmhurst, IL. 1993. 13 p.

VIANNA, M. R. **Mecânica dos fluidos para engenheiros civis**. Belo Horizonte: Instituto de Engenharia Aplicada, 1993.

ZOCOLER, J.L.; BAGGIO FILHO, F.C.; OLIVEIRA, L.A.F.; HERNANDEZ, F.B.T. **Modelo para determinação do diâmetro e velocidade econômica em sistemas elevatórios de água**. In: Congresso Temático de Dinâmica e Controle da SBMAC, 3, Ilha Solteira, 2004. Anais...CDrom. SBMAC.

ZOCOLER, J.L.; FRIZZONE, J.A. **Modelo de otimização de sistemas elevatórios de água (OSEA) aplicado em um sistema para suprimento de um equipamento de irrigação do tipo pivô central**. In: Congresso Brasileiro de Engenharia Agrícola, 30, Foz do Iguaçu. 2001. Anais...CDrom. SBEA