

HIDRÁULICA

TEORIA E EXERCÍCIOS

Prof. José Renato Zanini

JABOTICABAL – SP, 2016

UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
FACULDADE DE CIÊNCIAS AGRÁRIAS E VETERINÁRIAS
CÂMPUS DE JABOTICABAL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA RURAL

HIDRÁULICA

CURSO ENGENHARIA AGRONÔMICA

DEDICATÓRIA

Ao meu tio e padrinho **José Francisco Zanini** (*in memoriam*) - um grande hidráulico - pelo incentivo, exemplo de luta, entusiasmo e personalidade.

“Se tens de lidar com a água, consulta primeiro a observação, depois a razão”.

Leonardo da Vinci (1452-1519)

“Mais fácil me foi encontrar as leis que regem o movimento dos corpos celestes, que estão a milhões de quilômetros, do que definir as leis do movimento da água, que escoam frente aos meus olhos”.

Galileu Galilei (1564-1642)

APRESENTAÇÃO

A finalidade desta publicação é trazer resumidamente os assuntos ministrados na Disciplina HIDRÁULICA, do Curso Engenharia Agrônômica, da FCAV-Jaboticabal. Não abordando completamente os assuntos tratados, é indispensável utilizar os vários livros-texto de Hidráulica. Trata-se, portanto, de apontamentos incluindo tabelas, gráficos, etc., que possibilitarão aos alunos dedicarem maior atenção às exposições, evitando copiar excessivamente, dispensando distribuí-los durante as aulas. Estão também inseridos vários problemas resolvidos e outros com respostas, servindo como exercícios, semelhantes aos que geralmente são oferecidos em provas. Em relação às edições anteriores desta publicação, devido ao tempo disponível, ao avanço da informática e à experiência adquirida com os alunos, foram suprimidos alguns assuntos e figuras, prestigiando-se o uso de equações e acrescentados diversos exercícios. Além deste material, são muito importantes os livros, catálogos e outros materiais indicados, bem como as informações durante as aulas teóricas, práticas e visitas durante o curso.

Sugestões de qualquer natureza serão muito bem-vindas, para que esta apresentação possa sempre atingir seus objetivos.

Jaboticabal, agosto de 2016.

Prof. José Renato Zanini

ÍNDICE

1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1. Importância e definições.....	1
1.2. Sistemas de unidades.....	1
1.2.1. Conversões entre os sistemas de unidades.....	3
1.3. Pressão provocada pela coluna de um fluido.....	4
1.4. Propriedades dos fluidos.....	4
2. HIDROSTÁTICA.....	8
2.1. Lei de Stevin.....	8
2.2. Lei de Pascal.....	9
2.3. Pressão atmosférica. Unidades de pressão.....	9
2.4. Pressão relativa (manométrica), barométrica e absoluta.....	11
2.5. Medições de pressão relativa.....	12
3. HIDRODINÂMICA.....	17
3.1. Regimes de escoamento.....	17
3.2. Equação da continuidade.....	18
3.3. Teorema de Bernoulli.....	18
4. ESCOAMENTO EM ORIFÍCIOS.....	22
4.1. Teorema de Torricelli.....	23
4.2. Efeito de bocais na vazão.....	24
5. HIDROMETRIA.....	25
5.1. Medição direta de vazão.....	26
5.2. Medição de vazão utilizando redução de seção.....	27
6. CONDUTOS FORÇADOS.....	31
6.1. Classificação dos movimentos.....	31
6.2. Perdas de carga.....	33
6.2.1. Determinação da perda de carga principal (distribuída).....	35
6.2.2. Perdas de carga localizadas.....	42
6.2.3. Perdas de carga com múltiplas saídas equidistantes.....	45
7. ENCANAMENTOS.....	50
7.1. Adutora por gravidade.....	50
7.2. Ramais ou encanamentos com derivação.....	53
7.3. Posição dos encanamentos em relação à linha de carga.....	54

7.4. Conduitos equivalentes, em série e em paralelo.....	64
8. GOLPE DE ARÍETE.....	67
8.1. Duração da manobra.....	70
8.2. Golpe de Aríete em instalações de bombeamento.....	74
8.3. Medidas para atenuar o Golpe de Aríete.....	75
9. BOMBAS HIDRÁULICAS E INSTALAÇÕES DE BOMBEAMENTO	77
9.1. Definições e classificações.....	78
9.2. Bombas centrífugas.....	81
9.2.1. Constituição.....	81
9.2.2. Funcionamento da bomba e esquema do conjunto elevatório.....	82
9.2.3. Altura geométrica de sucção máxima e cavitação.....	83
9.2.4. Relações entre rotação, altura manométrica e potência.....	86
9.2.5. Curvas características.....	87
9.2.6. Seleção de bombas e faixa de trabalho.....	88
9.2.7. Potências e rendimento.....	88
9.2.8. Manejo de instalações elevatórias.....	100
10. CONDUTOS LIVRES.....	103
10.1. Formas e elementos.....	104
10.2. Distribuição das velocidades.....	104
10.3. Área molhada e perímetro molhado.....	104
10.4. Declividade e natureza das paredes.....	105
10.5. Canais em movimento permanente uniforme.....	107
10.6. Fórmulas para canais.....	107
10.7. Canais de máxima eficiência.....	108
11. RESPOSTAS DOS EXERCÍCIOS.....	110
12. BIBLIOGRAFIA.....	115

1. INTRODUÇÃO

1.1. IMPORTÂNCIA E DEFINIÇÕES

A Hidráulica – da língua grega, *hydor* (água) e *aulos* (conduto) – obviamente sugere: condução de água em tubulações. Em sentido amplo, o termo Hidráulica é empregado significando estudo do comportamento da água e de outros líquidos, em repouso (Hidrostática) e em movimento (Hidrodinâmica). Tratando-se de fluidos (líquidos e gases) em geral, este assunto é estudado mais profundamente pela Mecânica dos Fluidos.

As aplicações da Hidráulica abrangem diversos campos: problemas de abastecimentos de água na agricultura, na indústria e na cidade; irrigação; drenagem; conservação do solo e da água; saneamento de áreas alagadas; estações de tratamento de água; problemas de segurança com controle de enchentes; geração de energia em hidrelétricas; bombeamento em poços profundos, etc. É uma disciplina imprescindível aos profissionais envolvidos com problemas da Engenharia, especificamente em Irrigação e, em geral, relacionada com outras diversas áreas; pelo enfoque dado em diversos itens desta publicação, os conhecimentos tornam-se úteis em Hidrologia, Tratamento Fitossanitário, Mecanização Agrícola, Construções, etc.

1.2. SISTEMAS DE UNIDADES

Os sistemas de unidades habitualmente utilizados são do tipo *FLT* (força, comprimento, tempo) ou *MLT* (massa, comprimento e tempo).

O sistema internacional de unidades (**SI**) estabelece sete unidades como fundamentais, cada uma delas correspondendo a uma grandeza, destacando-se para o estudo da Hidráulica, três grandezas:

Grandeza	Unidade	Símbolo
Comprimento	metro	m
Massa	quilograma	kg
Tempo	segundo	s

Todas as unidades, quando escritas por extenso, devem ter inicial minúscula, mesmo que sejam nomes de pessoas. Exemplo: *metro*, *quilômetro*,

pascal, etc. A unidade de temperatura é uma exceção a essa regra – escreve-se *grau Celsius*. Os símbolos também são escritos com letras minúsculas, exceto para nomes de pessoas; exemplos: *m*, *km*, *Pa*.

Na Mecânica, o SI é denominado **MKS**, que corresponde às letras iniciais dos símbolos das três unidades fundamentais utilizadas.

Os sistemas de unidades mais empregados na Hidráulica são: **CGS** (centímetro, grama, segundo); **MKS** (metro, quilograma, segundo); **MKS técnico** (metro, quilograma-força, segundo). Os sistemas CGS e MKS são absolutos, pois independem do local onde as medições são realizadas, empregando-se o grama e o quilograma para expressar a massa; por sua vez, o sistema MKS técnico depende do local da medição, devido à variação espacial da aceleração da gravidade.

A expressão de uma grandeza física em função das grandezas fundamentais denomina-se equação dimensional. Para análise dimensional nesses sistemas de unidades, adotam-se as seguintes notações para as **grandezas fundamentais**:

M - massa; **L** - comprimento; **T** - tempo

A partir das grandezas fundamentais, obtêm-se as seguintes **grandezas derivadas**:

$$\text{Velocidade} = \text{espaço} \cdot \text{tempo}^{-1} = \text{L T}^{-1}$$

$$\text{Aceleração} = \text{velocidade} \cdot \text{tempo}^{-1} = \text{L T}^{-2}$$

$$\text{Força} = \text{massa} \cdot \text{aceleração} = \text{M L T}^{-2} = \text{F}$$

$$\text{Trabalho (Energia)} = \text{força} \cdot \text{deslocamento} = \text{M L}^2 \text{T}^{-2}$$

$$\text{Potência} = \text{trabalho} \cdot \text{tempo}^{-1} = \text{M L}^2 \text{T}^{-3}$$

$$\text{Pressão} = \text{força} \cdot \text{área}^{-1} = \text{M L}^{-1} \text{T}^{-2}$$

Para esta grandeza, fazendo-se, $\frac{\text{força} \cdot \text{L}}{\text{área} \cdot \text{L}}$, tem-se: $\frac{\text{trabalho}}{\text{volume}}$, que é muito

útil para se expressar o potencial de água no solo, na planta, etc., em unidades de pressão, devendo ser interpretado, como a energia necessária para remover a água do meio, por unidade de volume. Assim, é comum referir-se ao potencial de água no solo, na planta ou na atmosfera, nas unidades *pascal*, *atmosfera*, *bar*, etc.

Com essas considerações, pode-se construir o seguinte quadro:

Grandeza	Dimensão	Sistema		
		CGS	MKS (SI)	MKS técnico
Velocidade	$L T^{-1}$	$cm s^{-1}$	$m s^{-1}$	$m s^{-1}$
Aceleração	$L T^{-2}$	$cm s^{-2}$	$m s^{-2}$	$m s^{-2}$
Força	$M L T^{-2}$	$g cm s^{-2} = \text{dina}$	$kg m s^{-2} = \text{newton} = N$	quilograma-força (kgf)
Trabalho	$M L^2 T^{-2}$	$\text{dina cm} = \text{erg}$	$N m = \text{joule} = J$	kgf m (quilogrâmetro)
Pressão	$M L^{-1} T^{-2}$	$\text{dina cm}^{-2} = \text{baria}$	$N m^{-2} = \text{pascal} = Pa$	$kgf m^{-2}$
Potência	$M L^2 T^{-3}$	erg s^{-1}	$\text{joule s}^{-1} = \text{watt} = W$	$kgf m s^{-1}$

Observações:

- embora exista o Sistema Internacional, na prática outras unidades são bastante utilizadas, como por exemplo: hora (h), minuto (min), litro (L), tonelada (t), polegada, libra, bar (10^6 barias), atmosfera, *horse power* (hp), cavalo-vapor (cv), etc.;

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

1.2.1. CONVERSÕES ENTRE OS SISTEMAS DE UNIDADES

Em muitos casos é importante descobrir a equivalência das grandezas de um sistema para outro. Assim, querendo-se saber a equivalência entre dina e newton, utilizando-se análise dimensional, pode-se fazer:

Força	M	L	T^{-2}
dina → CGS	G	cm	s^{-2}
newton → MKS	$10^3 g$	$10^2 cm$	s^{-2}

$$\text{Portanto, } \frac{\text{dina}}{\text{newton}} = \frac{1}{10^5} \Rightarrow 1 \text{ newton} = 10^5 \text{ dinas}$$

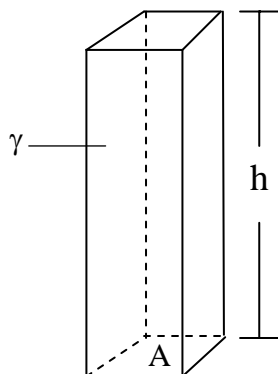
Exercício 1. Usando análise dimensional, determinar a equivalência entre bar e kPa.

Exercício 2. Idem exercício 1, para kW e $kgf m s^{-1}$.

Exercício 3. Idem exercício 1, para kPa e $kgf m^{-2}$.

1.3. PRESSÃO PROVOCADA PELA COLUNA DE UM FLUIDO

A pressão exercida por um fluido pode ser expressa por uma coluna desse fluido em relação a uma superfície. Assim, considerando-se uma coluna de fluido de peso específico γ , altura h e área A ,



a força que o fluido exerce na base A refere-se ao seu peso, ou seja:

$$\text{força} = \text{peso} = \gamma \text{ volume} = \gamma A h.$$

$$\text{Sendo, } \text{pressão} = \text{força/área} = \frac{\gamma A h}{A} = \gamma h. \text{ Assim, } h = \frac{\text{pressão}}{\gamma},$$

podendo-se entender que a pressão corresponde à ***altura de coluna do fluido***.

Na Tabela 1, são apresentadas equivalências entre grandezas em diferentes unidades de medidas, bastante utilizadas na Hidráulica.

1.4. PROPRIEDADES DOS FLUIDOS

Dentre as propriedades dos fluidos, destacam-se para estudo da Hidráulica:

ρ – massa específica ou densidade absoluta

É a massa contida por unidade de volume ($\rho = m/v$). As dimensões de ρ são ML^{-3} ou $FL^{-4}T^2$.

Tabela 1. Equivalências entre unidades de pressão e de potência.

PRESSÃO	EQUIVALÊNCIA							
	atm	kgf/m ²	m c.a.	mm Hg	kgf/cm ²	psi	bar	kPa
atm	1	10.330	10,33	760	1,033	14,7	1,013	101,3
kgf/m ²	$9,67 \cdot 10^{-5}$	1	10^{-3}	0,0735	10^{-4}	$1,42 \cdot 10^{-3}$	$9,8 \cdot 10^{-5}$	$9,81 \cdot 10^{-3}$
m c.a.	0,097	1000	1	73,57	0,1	1,42	0,098	9,81
mm Hg	0,0013	13,59	0,0135	1	0,00135	0,0193	0,00133	0,1333
kgf/cm ²	0,968	10.000	10	735,7	1	14,23	0,981	98,06
lb/pol ² (psi)	0,068	702,85	0,703	51,7	0,07	1	0,0689	6,895
bar	0,987	10.194	10,19	750,24	1,013	14,51	1	100
kPa	$9,87 \cdot 10^{-3}$	101,94	0,1019	7,5018	0,01019	0,14504	0,01	1
POTÊNCIA	kW		hp		cv		kgf m/s	
quilowatt (kW)	1		1,341		1,36		101,94	
<i>horse power</i> (hp)	0,745		1		1,014		76	
cavalo-vapor (cv)	0,735		0,986		1		75	
quilogrametro/s (kgf m/s)	$9,81 \cdot 10^{-3}$		0,0131		0,0133		1	

γ – peso específico (em Inglês – *density*)

É a força (peso) que a Terra exerce sobre os corpos, por unidade de volume. A dimensão de γ é FL^{-3} ($N\ m^{-3}$, $kgf\ m^{-3}$, tonelada-força m^{-3}); por exemplo: $\gamma_{\text{água}(4\ ^\circ C)} = 1.000\ kgf\ m^{-3}$, $\gamma_{Hg} = 13.596\ kgf\ m^{-3}$.

Entre o peso específico e a massa específica existe a relação fundamental, envolvendo a aceleração da gravidade (g): $\gamma = \rho g$.

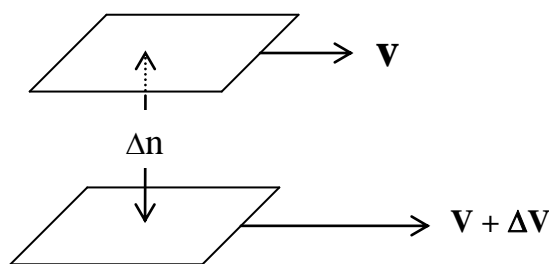
d – densidade ou densidade relativa

Em se tratando de líquidos, é a relação entre o peso específico (ou a massa específica) da substância considerada e o peso específico (ou a massa específica) da água à temperatura de $4\ ^\circ C$. Tratando-se de gases, relaciona-se com o ar. Pela própria definição, a densidade é *adimensional*.

μ – atrito interno ou viscosidade dinâmica

Refere-se à resistência das moléculas ao deslizamento entre as mesmas, sendo bastante influenciada pela temperatura.

Imaginando-se duas lâminas, com área A , no interior de um fluido, distanciadas de Δn , para induzir uma variação de velocidade Δv entre ambas, em regime laminar, necessita-se desenvolver uma força F :



$$F = \mu A \frac{\Delta V}{\Delta n} \Rightarrow \mu = \frac{F \Delta n}{A \Delta V}, \text{ em que,}$$

μ - coeficiente de viscosidade dinâmica (característica de cada fluido); no sistema CGS a unidade é o *poise* ($\text{dina cm}^{-2} \text{ s}$).

ν – viscosidade cinemática = μ/ρ

As dimensões de ν são $L^2 T^{-1}$, sendo, no sistema CGS igual a $\text{cm}^2 \text{ s}^{-1}$ (*stoke*).

α – compressibilidade

Refere-se à redução do volume da substância, sob a ação de pressão externa ou à variação do peso específico, em relação à variação da pressão. O inverso da compressibilidade ($1/\alpha$) é a elasticidade. A compressibilidade da água é considerada, na prática, apenas no cálculo do Golpe de Aríete. Os gases são altamente compressíveis.

f – atrito externo

Refere-se à resistência ao movimento do fluido, devido à rugosidade das paredes dos condutos, provocando perda de carga (energia). Deve-se distinguir dois tipos de Regimes de Escoamento: a) laminar: as trajetórias das moléculas são paralelas e não ocorre atrito externo; b) turbulento: as trajetórias das moléculas se cruzam e há turbulência do fluido, ocorrendo atrito interno e atrito externo, com predominância desse último. Esses regimes são classificados por um valor adimensional - **Número de Reynolds (Rey)**. Para condutos forçados **Rey = VD/v** e para condutos livres **Rey = VR_h/v = VD/4v**.

em que,

V - velocidade média do fluido no conduto;

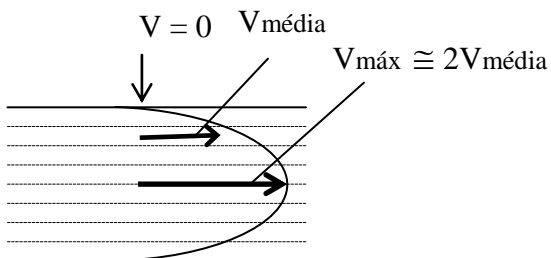
D - diâmetro do conduto;

v - viscosidade cinemática do fluido ($v_{\text{água}} (20\text{ °C}) = 1,01 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$);

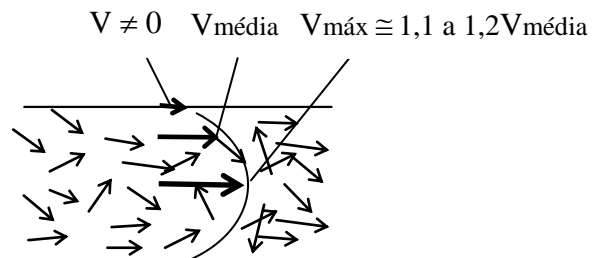
R_h – raio hidráulico = área/perímetro.

A classificação dos regimes em função do N^o de Reynolds é:

Regime	Condutos Forçados	Condutos Livres
Laminar	Rey < 2.000	Rey < 500
Instável	2.000 < Rey < 4.000	500 < Rey < 1.000
Turbulento	Rey > 4.000	Rey > 1.000



REGIME LAMINAR
(somente atrito interno)



REGIME TURBULENTO
(atrito interno + **atrito externo**)

pressão de vapor

Os líquidos atingem o estado de vapor com a elevação da temperatura ou com a redução da pressão (pressão negativa ou tensão). Se o líquido está em um recipiente fechado, as moléculas de vapor vão acumulando-se sobre o mesmo, até atingirem a saturação (pressão de saturação), exercendo uma pressão – *pressão de vapor*. A pressão de vapor aumenta com a elevação da temperatura, tornando-se igual ao valor da pressão atmosférica no ponto de ebulição. Para a água, ao nível do mar, isso ocorre a 100 °C, com pressão de 10,33 m c.a.

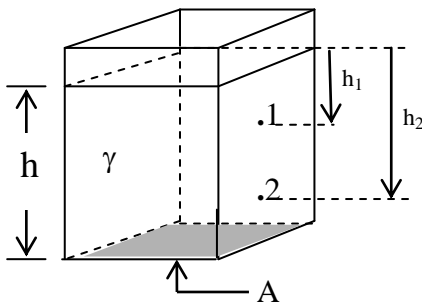
Exercício 4. Sendo $\gamma_{\text{água}} \text{ a } 4 \text{ } ^\circ\text{C} = 1.000 \text{ kgf/m}^3$ e a aceleração da gravidade (g) = 9,81 m/s², expressar γ nos sistemas CGS e MKS.

Exercício 5. Para o exercício anterior, expressar o valor da *massa específica* (ρ) no sistema MKS técnico.

2. HIDROSTÁTICA

A Hidrostática refere-se ao estudo de forças em fluidos em repouso.

2.1. LEI DE STEVIN



Para o reservatório com base A, contendo um líquido de peso específico γ , até a altura h, a pressão exercida na base é:

$$\text{pressão} = \frac{\text{peso}}{\text{área}} = \frac{\gamma \text{ volume}}{A} = \frac{\gamma A h}{A} = \gamma h$$

Por essa expressão, verifica-se que a pressão exercida pela coluna do fluido (pressão hidrostática), não depende da área envolvida, mas somente da natureza do fluido (γ) e da altura da coluna (h).

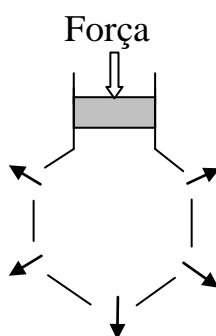
Considerando-se os pontos 1 e 2, nas profundidades h_1 e h_2 , as pressões serão: pressão 1 = γh_1 e pressão 2 = γh_2 . Assim, pressão 2 – pressão 1 = $\gamma (h_2 - h_1)$, que traduz o Teorema Fundamental da Hidrostática, ou **Lei de Stevin**:

“A diferença de pressão entre dois pontos no interior de um fluido homogêneo e em repouso, é igual ao produto da diferença de profundidade e o peso específico”.

2.2. LEI DE PASCAL

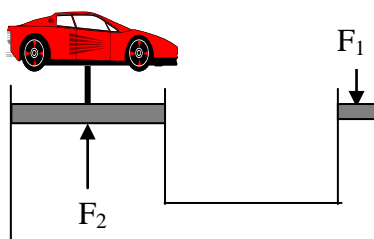
“A pressão exercida num ponto no interior de um fluido transmite-se com a mesma intensidade em todas as direções”.

Como exemplo, acionando-se o êmbolo do sistema ilustrado, o fluido escoa-se semelhantemente pelos orifícios.



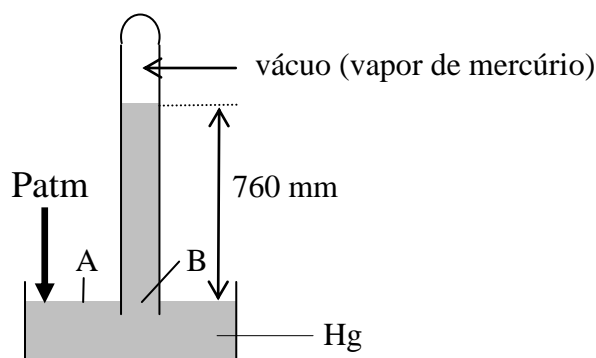
Existem muitas aplicações práticas do princípio de Pascal, podendo-se citar: o freio hidráulico de máquinas e de automóveis, elevadores em postos de lavagem e a prensa hidráulica.

Exercício 6. O elevador hidráulico consta de dois recipientes providos de êmbolos, cujas seções têm áreas diferentes e se intercomunicam por um fluido. Imaginando-se que o diâmetro do cilindro maior é 5 vezes o diâmetro do cilindro menor e o peso do veículo é 3.000 kgf, qual deverá ser a força F_1 para equilibrar o sistema?



2.3. PRESSÃO ATMOSFÉRICA. UNIDADES DE PRESSÃO

A atmosfera constitui-se em um fluido que exerce pressão na superfície da Terra: a *pressão atmosférica*. Essa pressão exercida pelo ar foi demonstrada pela clássica experiência de Torricelli: um tubo é preenchido com mercúrio e invertido

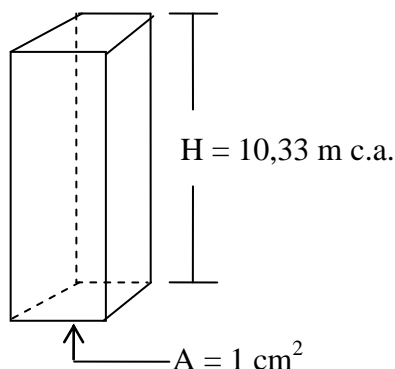


em uma cuba com esse mesmo fluido. O n\u00edvel do merc\u00far\u00edo estabiliza-se a 760 mm de altura, no caso de a experi\u00eancia ter sido realizada ao n\u00edvel do mar. Acima do merc\u00far\u00edo no tubo, praticamente reina o v\u00e1cuo. Pela Lei de Stevin, estando os pontos A e B ao mesmo n\u00edvel, eles possuem a mesma press\u00e3o e conclui-se que a press\u00e3o atmosf\u00e9rica ao n\u00edvel do mar (*press\u00e3o atmosf\u00e9rica normal*) corresponde a **760 mm de Hg**.

Essa mesma press\u00e3o pode ser expressa em coluna de outro l\u00edquido. Assim, sendo a \u00e1gua 13,596 vezes mais leve que o merc\u00far\u00edo ($d_{\text{Hg}} = 13,596$), multiplicando-se a coluna de merc\u00far\u00edo pelo valor de sua densidade, ter-se-\u00e1 o equivalente em coluna d'\u00e1gua: $0,760 \text{ m} \times 13,596 = 10,33 \text{ metros de coluna d'\u00e1gua}$. Exemplificando, no esquema a seguir, para uma coluna com essa altura e 1 cm^2 de \u00e1rea, tem-se:

$$\text{Peso da coluna} = \gamma A H = 10^3 \text{ kgf/m}^3 \cdot 0,0001 \text{ m}^2 \cdot 10,33 \text{ m} = 1,033 \text{ kgf} \Rightarrow$$

$$\text{press\u00e3o} = \frac{1,033 \text{ kgf}}{1 \text{ cm}^2} = 1,033 \text{ kgf/cm}^2$$



Deste modo, a pressão atmosférica ao nível do mar, chamada atmosfera física, pode ser expressa em diversas unidades (Tabela 1).

$$1 \text{ atm física} \left\{ \begin{array}{l} 760 \text{ mm Hg} \\ 10,33 \text{ m c.a.} \\ 1,033 \text{ kgf/cm}^2 \\ 10.330 \text{ kgf/m}^2 \\ 1,013 \text{ bar} \\ 101,3 \text{ kPa} \\ 0,101 \text{ MPa} \\ 14,7 \text{ psi (pound square inch)} \end{array} \right.$$

Observações:

$$1 \text{ kgf/cm}^2 = 10 \text{ m c.a.}$$

$$1 \text{ bar} = 1 \text{ mega } (10^6) \text{ barias} = 0,987 \text{ atm}$$

$$1 \text{ libra-força} = 0,4536 \text{ kgf}$$

$$\text{pound square inch} = \text{libra por polegada ao quadrado}$$

2.4. PRESSÃO RELATIVA (MANOMÉTRICA), BAROMÉTRICA E ABSOLUTA

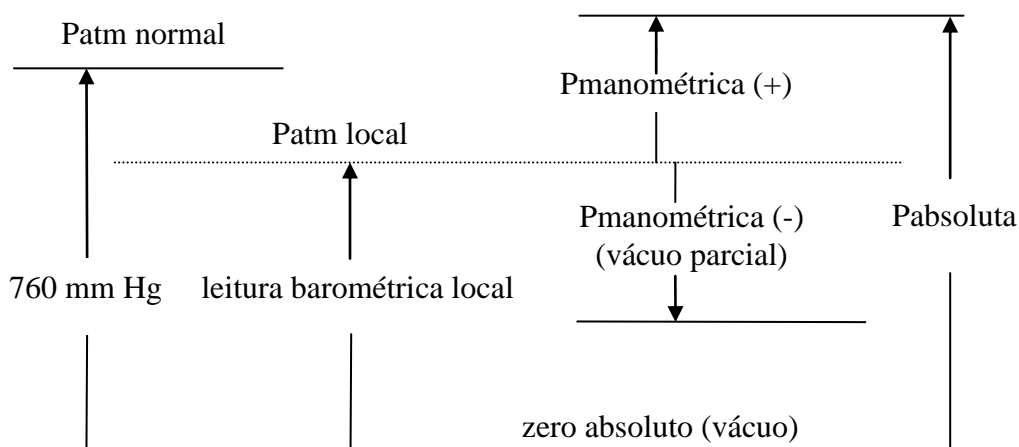
Conforme indicado no esquema a seguir, tendo-se como referência o vácuo, a pressão atmosférica local é obtida pela leitura barométrica; se o local estiver ao nível do mar, o valor da pressão será 760 mm de Hg (pressão atmosférica normal).

As pressões podem também ser medidas em relação à pressão atmosférica de um local qualquer e nesse caso, são chamadas *pressões manométricas ou relativas*. Como essas pressões podem ser maiores ou menores que a pressão local, elas serão positivas ou negativas. Se essas pressões tiverem como referencial o vácuo, elas serão obtidas pela soma da pressão atmosférica local e a pressão manométrica, sendo chamadas de *pressão absoluta*, com valores sempre positivos. Em resumo, tem-se:

pressão barométrica → medida em referência ao vácuo;

pressão manométrica ou relativa → medida em referência à pressão atmosférica local;

pressão absoluta → pressão manométrica + pressão atmosférica local.



Exercício 7. Determinar a pressão absoluta (em atm) que atua em um mergulhador em um lago ao nível do mar, a 20 m de profundidade. Considere $\gamma_{\text{água do lago}} = 1,07 \text{ grama-força/cm}^3$.

Exercício 8. Para o exercício anterior, qual a pressão manométrica (em m c.a) se a densidade da água do lago for considerada igual a 1. (Observe que neste caso, o valor da pressão coincide com a profundidade na água).

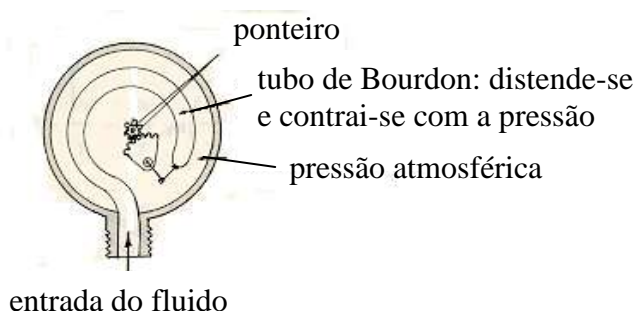
Exercício 9. Expressar o resultado do exercício 7 em metro de coluna d'água pura (4 °C).

Exercício 10. Qual a pressão absoluta (em atm), sendo a pressão manométrica igual a -200 mm Hg e a pressão atmosférica 10 m c.a.

2.5 MEDIÇÕES DE PRESSÃO RELATIVA

As pressões relativas podem ser medidas por meio de diversos aparelhos ou dispositivos, sendo frequente o uso de:

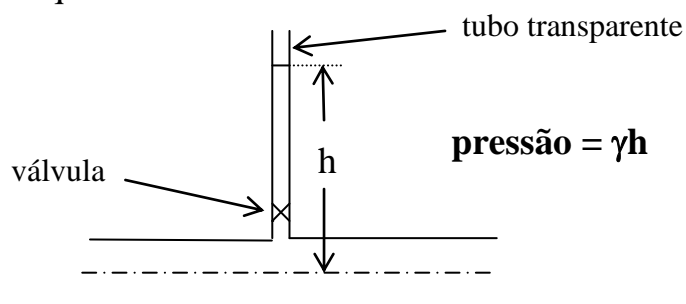
a) Manômetro metálico ou de Bourdon



O manômetro de Bourdon possui uma haste flexível que se distende com a pressão, acionando uma engrenagem ligada a um ponteiro que se movimenta sobre uma escala, indicando o valor da pressão. Esse tipo de manômetro pode levar a imprecisão, devido efeito da temperatura, desgaste, erros de fabricação, etc.; quando contém glicerina envolvendo as partes móveis, reduz vibrações e desgastes. Para os vacuômetros (medem pressão negativa), o sistema é o mesmo, porém o ponteiro movimenta-se em sentido inverso.

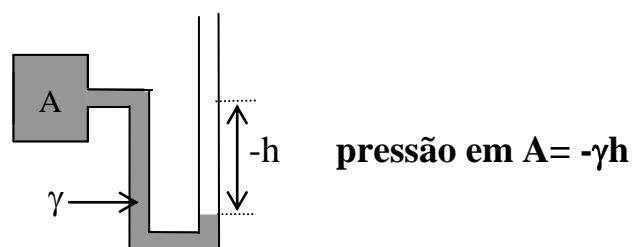
b) Piezômetro

É um medidor simples e exato, podendo medir pressões relativamente pequenas e positivas. O piezômetro pode ser facilmente construído inserindo-se um tubo transparente no sistema em que se quer medir a pressão, a qual é obtida pela coluna de fluido que sobe no tubo.



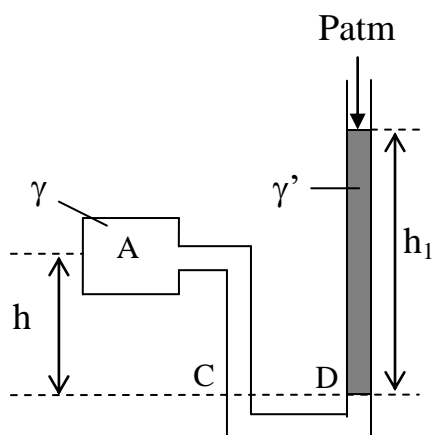
c) Tubo em U

Indicado para medir pressões pequenas, positivas ou negativas. É basicamente igual ao piezômetro, inserindo-se um tubo transparente e recurvado ao sistema em que se deseja medir a pressão.



d) Tubo em U com líquido manométrico

Permite medições de pressões maiores do que as obtidas com tubo simples, podendo também, ser positivas ou negativas. O líquido manométrico utilizado geralmente é o mercúrio ($d = 13,596$).



$$P_C = P_D$$

$$P_A + \gamma h = \gamma' h_1$$

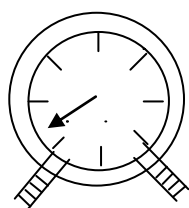
$$P_A = \gamma' h_1 - \gamma h \text{ (P. manométrica)}$$

ou,

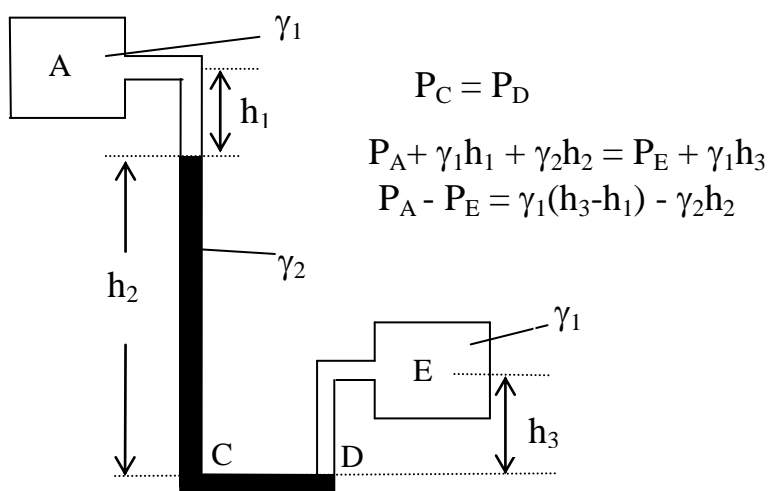
$$P_A = \gamma' h_1 - \gamma h + P_{atm} \text{ (P. absoluta)}$$

e) Manômetros diferenciais

São indicados para medir diferenças de pressão entre dois pontos. Podem ser do tipo Bourdon ou em U com líquido manométrico.



manômetro diferencial de Bourdon



$$P_C = P_D$$

$$P_A + \gamma_1 h_1 + \gamma_2 h_2 = P_E + \gamma_1 h_3$$

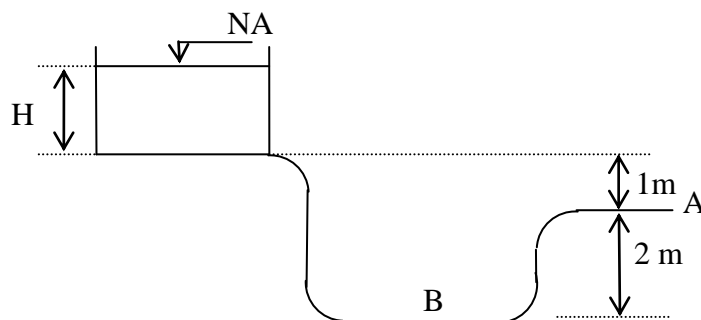
$$P_A - P_E = \gamma_1 (h_3 - h_1) - \gamma_2 h_2$$

manômetro diferencial em U

Exercício 11. Em condições de pressão atmosférica normal, a pressão absoluta de um sistema é 460 mm Hg. Qual a pressão manométrica ou relativa (em atm)?

Exercício 12. O fundo de um recipiente contendo óleo ($\gamma = 800 \text{ kgf/m}^3$) está submetido a uma pressão de 4 kgf/cm^2 . Expressar essa pressão, em metros de coluna desse óleo.

Exercício 13. A pressão manométrica na torneira em A é $0,18 \text{ kgf/cm}^2$. Desprezando-se a perda de carga e sendo constante o nível de água (NA), calcular: a) a altura H da água na caixa; b) a pressão na torneira em B (em m c.a.).

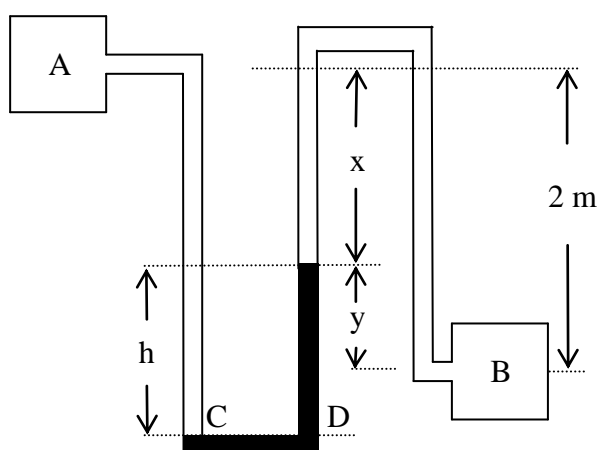


Exercício 14. Qual a pressão relativa em kgf/cm^2 à profundidade de 6 m, em um reservatório de água?

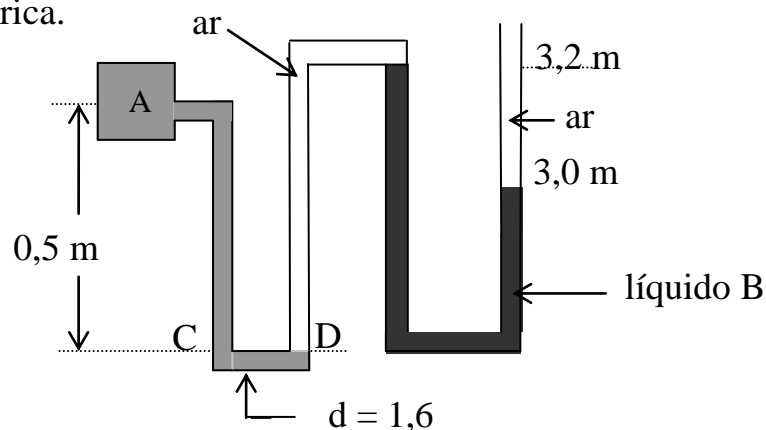
Exercício 15. Idem exercício 14, a 10 m de profundidade, em um tanque de óleo com densidade 0,75.

Exercício 16. Qual a pressão absoluta para o exercício 15, quando o barômetro indica 750 mm de Hg ?

Exercício 17. Os recipientes A e B contêm água com pressões de 3 kgf/cm^2 e $1,5 \text{ kgf/cm}^2$, respectivamente. Qual é a deflexão (h) do Hg no manômetro diferencial?



Exercício 18. Considerando-se desprezível o peso específico do ar, e sendo -1000 kgf/m^2 a pressão manométrica em A, determine a densidade do líquido B da coluna manométrica.



Exercício 19. Que profundidade de óleo ($d = 0,75$) produzirá uma pressão de 28 m c.a.?

Exercício 20. Uma caixa d'água vazia pesa 540 kgf e possui as dimensões: comprimento = 1,20 m; largura = 0,50 m; altura = 1 m. Que pressão ela exerce sobre o solo, vazia e cheia?

Exercício 21. A perda de carga em X (Figura 1) deve ser medida com um manômetro diferencial contendo óleo ($d = 0,75$) como indicador. O líquido que escoia tem densidade 1,5. Qual a diferença de pressão entre A e B?

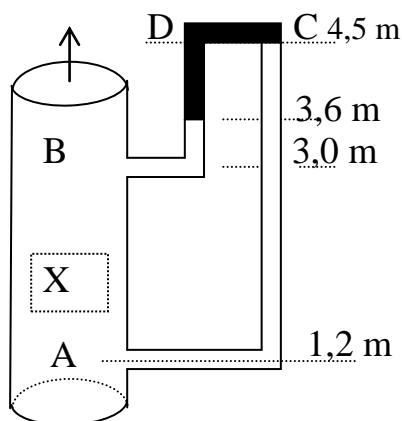


Figura 1

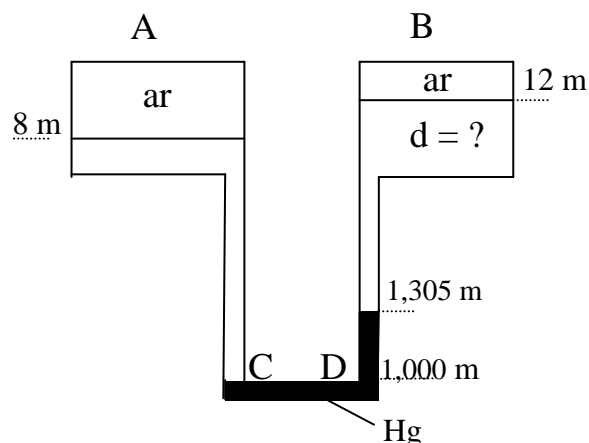
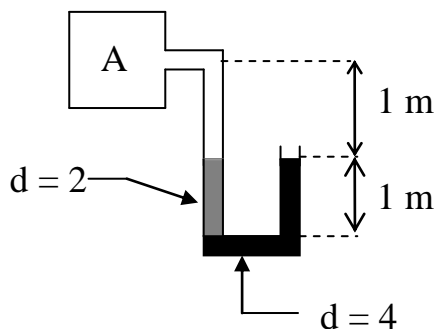


Figura 2

Exercício 22. O recipiente A contém água com pressão de 10.500 kgf/m^2 e B contém um líquido com 7.000 kgf/m^2 . Qual a densidade do líquido em B? (Figura 2).

Exercício 23. O sistema contém um fluido com $\gamma = 750 \text{ kgf/m}^3$ e está montado em local de pressão atmosférica igual a 750 mm de Hg. Calcular a pressão absoluta no ponto A.



3. HIDRODINÂMICA

Na hidrodinâmica estudam-se as leis que regem o movimento dos fluidos. Em algumas situações, os fluidos são considerados *fluidos perfeitos*, ou seja, *incompressíveis e sem viscosidade*.

3.1. REGIMES DE ESCOAMENTO

Os regimes de escoamento podem ser *laminar, instável e turbulento* e são calculados por um *adimensional*, o Número de Reynolds (N° Rey), definido como:

a) *para condutos de seção circular*

$$N^{\circ} \text{ Rey} = \frac{VD}{\nu}, \text{ em que,}$$

V - velocidade média do fluido (m/s);

D - diâmetro da tubulação (m);

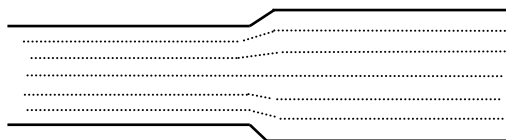
ν - viscosidade cinemática do fluido (m^2/s).

b) *para condutos de seção não-circular*

Utilizando-se a definição de *Raio hidráulico* (R_H) = *área/perímetro*, tem-se:

$$R_H = \frac{\pi D^2/4}{\pi D} = D/4 \Rightarrow D = 4R_H. \text{ Logo, } N^{\circ} \text{ Rey} = \frac{4VR_H}{\nu}$$

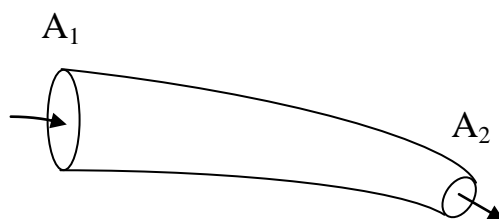
Regime laminar: neste regime, as trajetórias das moléculas são bem definidas, não se cruzam e a velocidade é relativamente baixa. A ocorrência deste regime é pouco frequente quando o fluido é água.



Regime turbulento: as trajetórias são desordenadas e as moléculas cruzam-se totalmente. Há forte influência das asperezas das paredes das tubulações, aumentando a turbulência e gerando *perda de carga* (*perda de energia*). Este regime ocorre na maioria das situações práticas em que o fluido é a água.

3.2. EQUAÇÃO DA CONTINUIDADE

Admitindo-se o *princípio da conservação da massa*, no fluxo em um conduto, tem-se:



A - Área da seção
 W - quantidade de fluido escoado
 γ - peso específico
 V - velocidade média na seção

As quantidades de fluidos escoados são $W_1 = \gamma_1 A_1 V_1$ e $W_2 = \gamma_1 A_2 V_2$. Considerando-se o fluido incompressível ($\gamma_1 = \gamma_2$) e tratando-se de movimento permanente (a quantidade escoada é constante), $W_1 = W_2$. Assim, a expressão da **equação da continuidade** é:

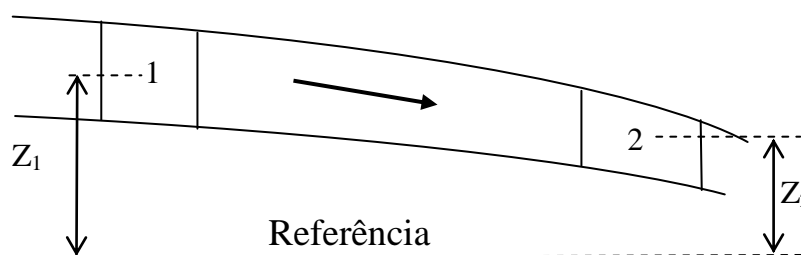
$$Q_1 = Q_2 = A_1 V_1 = A_2 V_2 = \dots = A_n V_n = Q_n = \text{constante}$$

em que, Q é a **vazão** (volume escoado por unidade de tempo).

Exercício 24. A velocidade calculada para uma linha de recalque é 1,05 m/s e a vazão é 450 m³/hora. a) qual o diâmetro da tubulação a ser comprada, se no mercado encontraram-se 350, 400 e 450 mm? b) supondo-se que foi adotado o diâmetro de 400 mm, qual a velocidade efetiva? c) sabendo-se que a potência necessária da bomba aumenta com o aumento da velocidade na tubulação, qual a consequência em relação à potência da bomba a ser utilizada, se adotado o diâmetro de 450 mm?

3.3. TEOREMA DE BERNOULLI

O Teorema de Bernoulli refere-se ao *princípio da conservação da energia*. Assim, para o escoamento indicado no esquema seguinte tem-se:



No conduto com fluido em escoamento, identificam-se três formas de energia:

- de posição (potencial) = mgz , metro;
- de pressão (piezométrica) = $\text{pressão}/\gamma = h$, metro;
- cinética (velocidade) = $mv^2/2$, metro.

Considerando-se uma quantidade de massa que se desloca do ponto 1 para o ponto 2, tem-se:

$$\text{ponto 1} \begin{cases} v_1 - \text{velocidade 1} \\ p_1 - \text{pressão 1} \\ vol_1 - \text{volume 1} \end{cases} \quad \text{ponto 2} \begin{cases} v_2 - \text{velocidade 2} \\ p_2 - \text{pressão 2} \\ vol_2 - \text{volume 2} \end{cases}$$

Pelo **Teorema de Bernoulli**: as diferentes formas de energia se convertem e o somatório das mesmas mantém-se constante. Assim,

$$\frac{mv_1^2}{2} + p_1 vol_1 + mgz_1 = \frac{mv_2^2}{2} + p_2 vol_2 + mgz_2$$

Como: $\rho = m/vol$; $\gamma = \text{peso}/vol = \rho g$; $\text{peso} = mg$ e considerando-se fluido perfeito,

$$\frac{\rho vol v_1^2}{2} + \frac{p_1 \text{ peso}}{\gamma} + \text{peso } z_1 = \frac{\rho vol v_2^2}{2} + \frac{p_2 \text{ peso}}{\gamma} + \text{peso } z_2 \Rightarrow$$

$$\frac{\rho \text{ peso } v_1^2}{2\gamma} + \frac{p_1 \text{ peso}}{\gamma} + \text{peso } z_1 = \frac{\rho \text{ peso } v_2^2}{2\gamma} + \frac{p_2 \text{ peso}}{\gamma} + \text{peso } z_2,$$

ou,

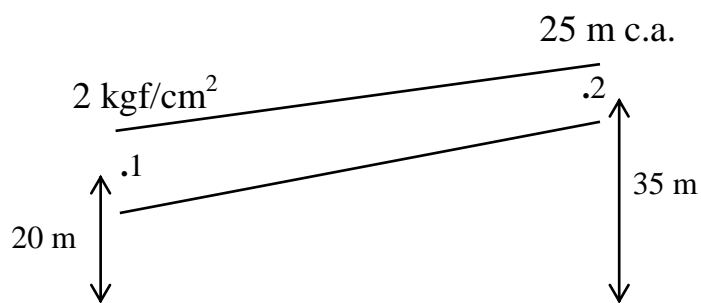
$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 \quad \leftarrow \quad \boxed{\text{expressão do Teorema de Bernoulli para fluido perfeito}}$$

Tratando-se de **fluido real**, no deslocamento do fluido de um ponto a outro ocorre dissipação de energia, com transferência de calor para o fluido e para o ambiente externo à tubulação, devido ao atrito interno ou atrito interno mais atrito externo. Assim, a expressão fica:

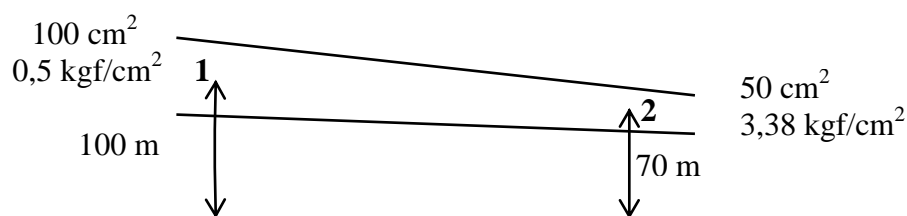
$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \mathbf{h_f}$$

em que, $\mathbf{h_f}$ = energia dissipada ou **perda de carga**; e todas as formas de energia da equação podem ser expressas em *metro de coluna do fluido*.

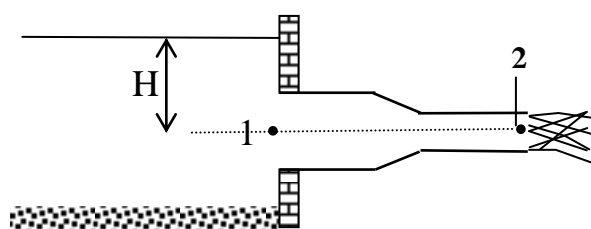
Exercício 25. Uma tubulação possui 75 mm de diâmetro no ponto 1 e reduz-se para 70 mm no ponto 2. Sendo a vazão de água $21 \text{ m}^3/\text{h}$ e com as demais informações no esquema apresentado, calcular a perda de carga e indicar o sentido do fluxo.



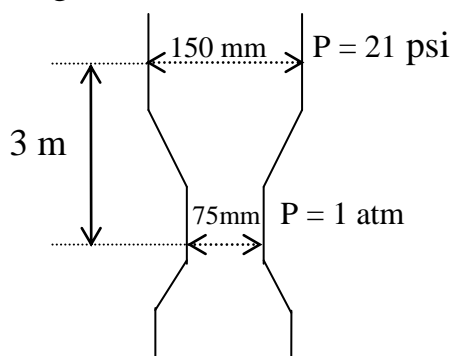
Exercício 26. Com os dados para os pontos 1 e 2, considerando-se que não ocorre perda de carga, calcular a vazão de água em L/s.



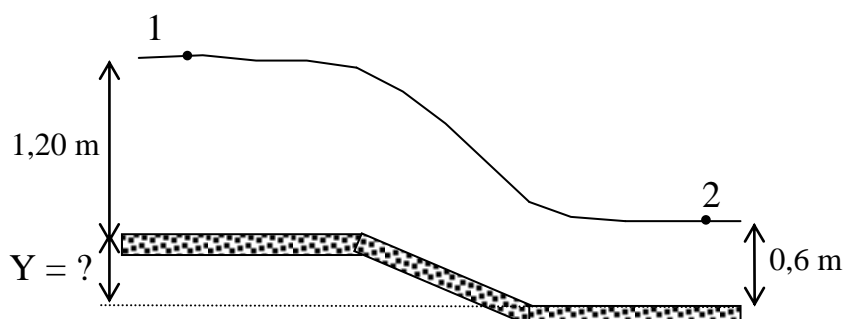
Exercício 27. Uma barragem (nível constante) possui uma canalização de 250 mm de diâmetro que se reduz para 125 mm. A água sai para a atmosfera em forma de jato e a vazão é 105 L/s . Calcular: a) a pressão no ponto 1; b) H.



Exercício 28. Uma tubulação apresenta uma seção contraída, onde a pressão é 1 atm. A 3 metros acima a pressão é 21 psi. Calcular a vazão da água na tubulação, sendo desprezível a perda de carga.



Exercício 29. Em um canal, no ponto 1 a profundidade é 1,20 m e a velocidade da água é 2,4 m/s. No ponto 2 a velocidade é 12 m/s e a profundidade é 0,60 m. Determinar a diferença de nível Y .



Exercício 30. No tubo de Venturi (Figura 3), o diâmetro maior possui 30 mm e o diâmetro menor é de 20 mm. Sabendo-se que a diferença de pressão entre os pontos 1 e 2 é 2 m c.a., calcular a vazão de água e a altura h no manômetro.

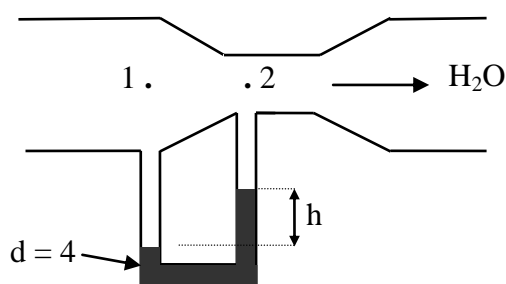


Figura 3

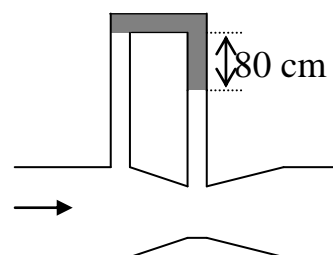
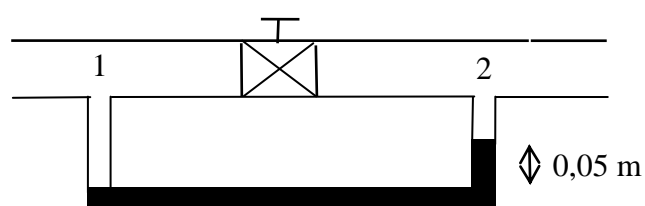


Figura 4

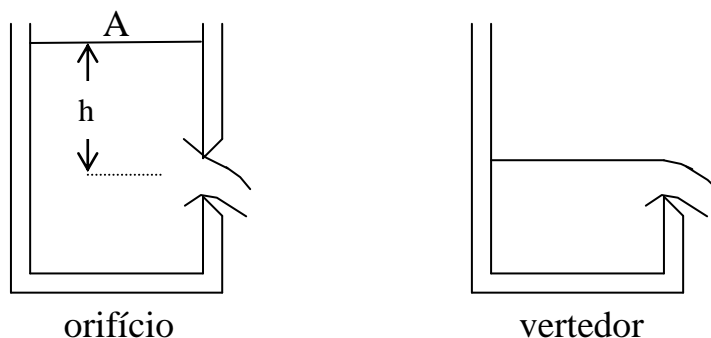
Exercício 31. Na Figura 4, tem-se um líquido manométrico de densidade 0,8 e os diâmetros do tubo de Venturi são 2 polegadas e 1 polegada. Calcular a vazão de água em L/h.

Exercício 32. Em uma canalização foi instalado um manômetro diferencial com mercúrio, para determinar a perda de carga provocada por uma válvula. Calcular a diferença de pressão entre os pontos 1 e 2, expressando o resultado em m c.a.



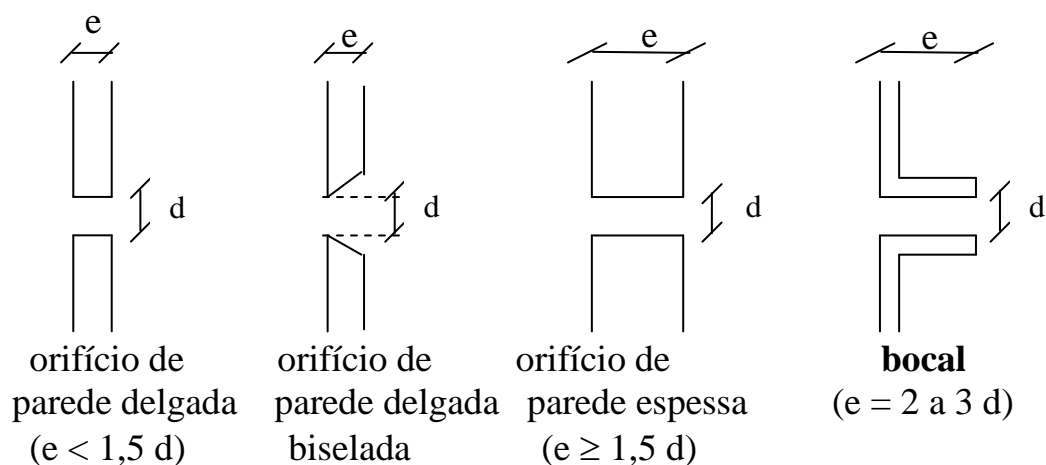
4. ESCOAMENTO EM ORIFÍCIOS

Orifícios são perfurações, de forma bem definida, feitas abaixo da superfície livre do líquido, em paredes de reservatórios, tanques, canais, tubulações, etc. Quando a abertura atinge a superfície livre do líquido recebem o nome de vertedores.



Os orifícios podem ser de diferentes formas: circular, retangular, etc. Quanto ao tamanho, são considerados *pequenos* se o diâmetro da perfuração (d) for menor que $h/3$ e a área dos mesmos for menor que um décimo da área da superfície líquida (A); nesse caso, a velocidade de rebaixamento da superfície pode ser considerada igual a zero.

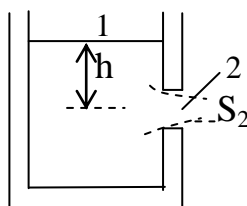
Em relação às paredes, os orifícios são considerados de parede delgada quando a espessura (e) da mesma é menor que 1,5 vez o diâmetro (d) do orifício. Geralmente são obtidos com chapas finas ou cortes em bisel, resultando num jato que toca a perfuração apenas no perímetro do orifício. Se a espessura for maior ou igual a 1,5 vez o diâmetro, o jato poderá colar-se no interior da parede, sendo classificado como orifício de parede espessa; sendo a espessura igual a 2 a 3 vezes o diâmetro, o orifício recebe o nome de **bocal**.



4.1. TEOREMA DE TORRICELLI

Verificando-se o jato que sai de um orifício, em um reservatório com **carga hidráulica h**, pode-se observar que o mesmo, após passar pelo perímetro do orifício, comprime-se formando uma seção contraída (S_2). A relação entre a área contraída e a área do orifício (S) é denominada **coeficiente de contração** ($C_c = S_2/S$).

a) Reservatório de nível constante



Aplicando-se o Teorema de Bernoulli para os pontos 1 e 2, tomando-se o ponto 2 como referência, tem-se:

$$v_1 = 0; \quad p_1 = p_2 = p_{\text{atm}}; \quad z_1 = h$$

$$V_2 = \sqrt{2gh}$$

← Expressão do Teorema de Torricelli

Porém, a velocidade real no ponto 2 é menor que V_2 indicada pela equação de Torricelli, devido ao atrito do jato nas paredes do orifício, definindo o **coeficiente de velocidade** ($C_v = V_{\text{real}}/V_2$).

Para cálculo da vazão (Q), pela equação da continuidade tem-se:

$$Q = S C_v C_c \sqrt{2gh},$$

Sendo, $C_v C_c = C_d =$ **coeficiente de descarga**, a fórmula final fica:

$$Q = S C_d \sqrt{2gh}$$

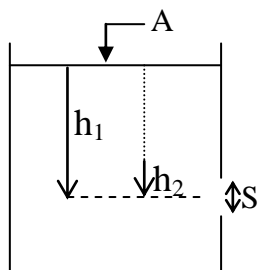
Exercício 33. Um aspersor de irrigação possui dois bocais com diâmetros de 4 mm e 6,6 mm. Sendo 3 kgf/cm^2 a pressão de trabalho e 0,9 o coeficiente de descarga, calcular a vazão do aspersor, em m^3/h .

Exercício 34. Um microaspersor possui vazão de 40 litros/hora, com um orifício de 0,9 mm de diâmetro e o coeficiente de descarga é 0,88. Determinar a pressão de funcionamento, expressando o resultado em kgf/cm^2 .

b) Reservatório de nível variável

Ocorrendo rebaixamento do nível do líquido no reservatório, tem-se uma variação contínua da carga hidráulica no decorrer do esvaziamento. Neste caso, o que interessa é determinar o tempo necessário para o esvaziamento completo.

Seja o reservatório ilustrado a seguir, em que,



- S - área do orifício;
- A - área da superfície no reservatório;
- h_1 - carga inicial;
- h_2 - carga após um tempo decorrido do início do esvaziamento;
- t - tempo para o esvaziamento completo.

Considerando-se um intervalo de tempo infinitamente pequeno dt, correspondendo a um rebaixamento dh, o volume esvaziado será:

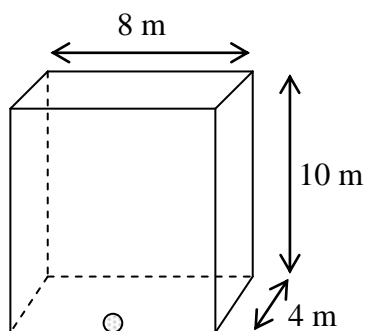
$$\text{Volume} = S C_d \sqrt{2gh} dt = A dh \Rightarrow dt = \frac{A dh}{S C_d \sqrt{2gh}}, \text{ ou,}$$

$$t = \frac{A}{S C_d \sqrt{2g}} \int_{h_2=0}^{h_1} h^{-1/2} dh = \frac{2A\sqrt{h}}{S C_d \sqrt{2g}}$$

4.2. EFEITO DE BOCAIS NA VAZÃO

Os bocais são constituídos por tubos curtos, para serem adaptados aos orifícios. Servem para direcionar o jato em diversos equipamentos: aspersores, bicos de pulverização, etc., e seus efeitos na vazão dependem do coeficiente de descarga. Na figura 5, estão ilustrados exemplos de orifícios e bocais com valores de C_c , C_v e C_d .

Exercício 35. Um tanque esquematizado a seguir foi perfurado em sua base, formando um orifício de 20 mm de diâmetro. Considerando-se um coeficiente de descarga 0,98, calcular o tempo necessário para o esvaziamento completo.



Exercício 36. Um tambor cilíndrico possui 4 m de diâmetro, contém 8 m de coluna de água e uma perfuração de 5 mm de diâmetro a aproximadamente 0 m de altura em sua parede. Considerando-se C_d igual a 0,95, calcular o tempo para esvaziamento total.

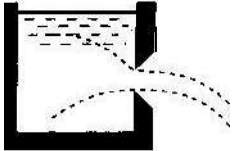
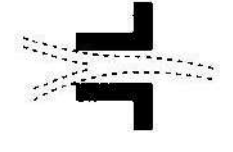
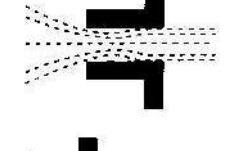

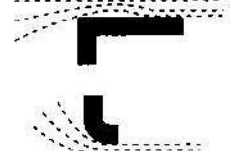

	C_c	C_v	C_d	Observações
	0,62	0,985	0,61	Valores médios para orifícios comuns em parede delgada
	0,52	0,98	0,51	Veia livre
	1,00	0,75	0,75	Veia colada
	0,62	0,985	0,61	Veia livre (valores médios)
	1,00	0,82	0,82	Veia colada
	1,00	0,98	0,98	Bordas arredondadas acompanhando os filetes líquidos

Figura 5. Bocais e coeficientes médios (fonte: Azevedo Netto et al., 1998).

5. HIDROMETRIA

Como sugere a palavra, hidrometria refere-se a qualquer medição relacionada à água, porém, normalmente é utilizada para mencionar medição de vazão, o que é de elevada importância em irrigação, estudos hidrológicos, pesquisas em laboratório, na indústria, testes de poços, etc.

De modo geral, os procedimentos de medição de vazão podem ser classificados em quatro métodos, dos quais serão feitas considerações apenas sobre os dois primeiros:

- direto;
- que utiliza redução de seção;
- que utiliza o produto área \times velocidade;
- que não se incluem nos anteriores (exemplos: vertedores; medidores Parshall; medidores magnéticos, etc.).

5.1. MEDIÇÃO DIRETA DE VAZÃO

Consiste em medir o volume coletado em um recipiente (tambor, caixa, etc.) e relacioná-lo com o tempo de coleta; quanto maior o tempo, maior a precisão da determinação.

Pela equação da continuidade, $Q = \text{área} \times \text{velocidade} = L^2 L T^{-1} \Rightarrow$

$$Q = L^3 T^{-1} \Rightarrow \boxed{Q = \text{volume/tempo}}$$

Com este método, embora relativamente simples, pode-se realizar medições bastante exatas, servindo inclusive para aferição de outros métodos. Geralmente, só é aplicável em casos de pequenas vazões: riachos, bicas, saídas de poços, etc. As vazões dos cursos d'água são desviadas em calhas ou tubos; tratando-se de vazões maiores pode-se dividi-las em duas ou mais partes. Quando não se tem um recipiente com escala de volume, ou quando conveniente, pode-se obter o volume coletado pesando-se o mesmo e dividindo-o pelo peso específico do fluido.

Para medições de volumes em longos períodos, geralmente são utilizados *hidrômetros*. Esses medidores, instalados nas residências e em indústrias, possuem pás giratórias que se movimentam com a passagem da água e acionam uma escala volumétrica. A exatidão do volume indicado depende da aferição do aparelho, do desgaste pelo uso e dos limites de sensibilidade do hidrômetro. Chama-se vazão característica, a vazão (m^3/h) que, ao passar pelo hidrômetro causa perda de carga de 10 m c.a., entre a sua entrada e a sua saída; essa vazão característica serve para decisão do tamanho do hidrômetro a ser instalado em qualquer local, devendo ser instalados hidrômetros cuja vazão característica seja superior à vazão máxima horária estimada para o local.

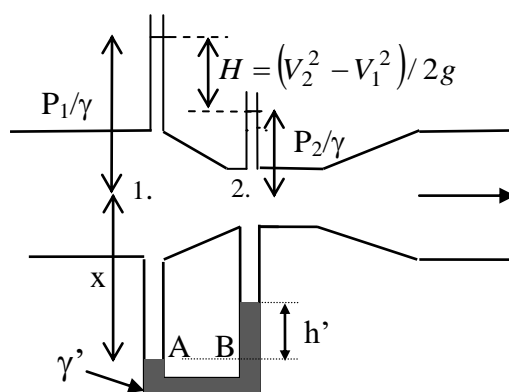
5.2. MEDIÇÃO DE VAZÃO UTILIZANDO REDUÇÃO DE SEÇÃO

Utiliza-se uma redução da seção de escoamento, aumentando a velocidade e provocando diferença de pressão entre a seção reduzida e a seção não-reduzida. Podem ser empregados em condutos forçados ou condutos livres e os mais utilizados são:

Medidor Venturi ou Venturímetro

É um aparelho inventado em 1881, por Clemens Herschel, levando o nome de Venturi – primeiro filósofo italiano a experimentar tubos divergentes. Compreende três seções: convergente, divergente e o estrangulamento, com dimensões padronizadas.

Para operação do Venturi, bastaria o acoplamento do manômetro diferencial, porém, para dedução da fórmula de cálculo da vazão, no esquema a seguir foram colocados os piezômetros.



Sendo iguais as pressões nos pontos A e B do manômetro, tem-se:

pressão em A = pressão em B

$$P_1 + \gamma x = P_2 + \gamma(x - h') + \gamma' h' \Rightarrow P_1 - P_2 = \gamma' h' - \gamma h', \text{ ou,}$$

$$(P_1 - P_2)/\gamma = (\gamma' h'/\gamma) - h'$$

$$\boxed{H = h'[(\gamma'/\gamma) - 1]}$$

Se $\gamma' < \gamma$, o manômetro deverá estar em posição invertida (acima do Venturi) e a conversão da leitura de h' para H será:

$$\boxed{H = h'[1 - (\gamma'/\gamma)]}$$

Como os diâmetros nos pontos 1 e 2 devem ser conhecidos, pode-se calcular a velocidade e conseqüentemente a vazão, pela igualdade $V_2^2 - V_1^2 = 2gH$. A vazão obtida a partir dessa equação é teórica, devendo-se, para obter a vazão real, introduzir o coeficiente de descarga do medidor, obtido em laboratório.

Diafragma ou Placa de Orifício

Utiliza o mesmo princípio do venturímetro, ou seja, medição de vazão usando-se a diferença de pressão.

Consiste de um disco com orifício concêntrico, inserido na tubulação. Comparado ao venturímetro, causa maior perda de carga, devido à redução brusca da seção, porém é mais fácil de ser construído.

AULA PRÁTICA – Medição de vazão com diafragma

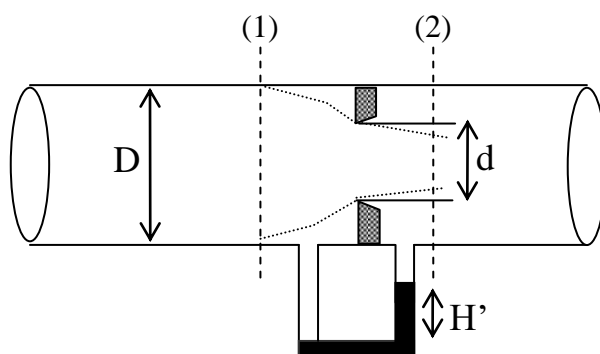
a) Introdução

A colocação da placa de orifício (diafragma) na tubulação provoca redução da seção de escoamento, com aumento da velocidade e conseqüentemente variação da pressão. Conhecendo-se o diâmetro da tubulação e o diâmetro do orifício da placa, medindo-se a diferença de pressão e aplicando-se o Teorema de Bernoulli, pode-se determinar a vazão.

b) Objetivos e fundamentos teóricos

O objetivo desta aula prática é a obtenção de uma curva de calibração, correlacionando-se a leitura no manômetro de mercúrio (H') e vazão *versus* o coeficiente de descarga (C_d).

O diafragma possui diâmetro do orifício d e está inserido na tubulação com diâmetro interno D .



Supondo-se escoamento de um fluido ideal e aplicando-se o Teorema de Bernoulli às seções 1 e 2,

$$V_1^2/2g + P_1/\gamma = V_2^2/2g + P_2/\gamma$$

$$V_2^2 - V_1^2 = 2g [(P_1 - P_2)/\gamma]$$

Sendo, $D = 38,2 \text{ mm}$ e $d = 25,8 \text{ mm} \Rightarrow A_1 = 0,001146 \text{ m}^2$ e $A_2 = 5,2279 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$, tendo-se $A_1/A_2 = 2,19207$.

$$\text{Logo, } (2,192V_1)^2 - V_1^2 = 2g [(P_1 - P_2)/\gamma] \Rightarrow V_1 = \sqrt{5,156(P_1 - P_2)/\gamma}$$

$$\text{Assim, } Q_{\text{teórica}} = A_1 V_1 = 0,0026 \sqrt{P_1 - P_2 / \gamma} .$$

Tratando-se de fluido real, introduz-se o coeficiente de descarga (C_d) do medidor e a vazão real será:

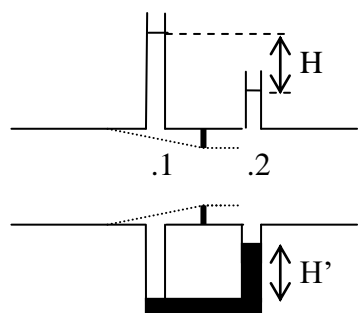
$$Q_{\text{real}} = 0,0026 C_d \sqrt{(P_1 - P_2) / \gamma} \quad (1)$$

c) Montagem e condução do ensaio

- ligar as tomadas de pressão do diafragma ao manômetro de mercúrio;
- fechar o registro na saída da bomba hidráulica e dar partida na mesma;
- abrir o registro da bomba e “sangrar” o manômetro;
- para cada abertura do registro ao final da mangueira, fazer leituras no manômetro e medir a vazão pelo método direto (utilizando balança e cronômetro).

d) Dados e interpretação

Com os dados de diferença de pressão e vazão, calcula-se o C_d , lembrando-se que:



$$H = H' \left(\frac{\gamma'}{\gamma} - 1 \right) = 12,596H'$$

Substituindo-se na equação 1, tem-se:

$$Q_{\text{real}} = 0,0026C_d\sqrt{H} = 0,0026C_d\sqrt{12,596H'} = 0,00923C_d\sqrt{H'}, \text{ ou,}$$

$$\text{finalmente, } C_d = \frac{Q_{\text{real}}}{0,00923\sqrt{H'}}$$

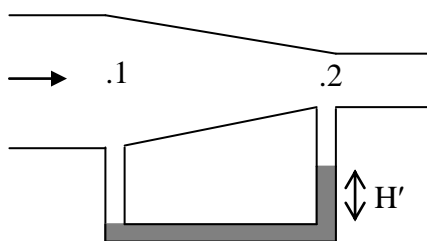
e) Planilha de anotações e cálculos

abertura do registro	leituras no manômetro (mm)		H'(m)	volume coletado (L = kgf)	tempo (s)	Qreal (m ³ /s)	Cd
	inferior	superior					

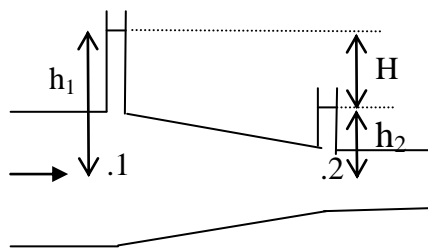
f) Construir o gráfico $C_d \times H'$ e Q ;

g) Discutir os resultados.

Exercício 37. Para o escoamento de água no tubo de Venturi apresentado sabe-se: diâmetro maior = 2 polegadas; diâmetro menor = 1 polegada; densidade do líquido no manômetro = 3; $H' = 0,4$ m. **a)** Supondo-se a água como um fluido ideal, não ocorrendo perda de carga, calcular a vazão teórica (m³/h); **b)** Havendo perda de carga e sendo a vazão real = 7 m³/h, calcular o coeficiente de descarga (C_d) do medidor, para essa vazão.



Exercício 38. Para o problema anterior, utilizando-se tubos transparentes (piezômetros) foi também obtida a diferença de pressão H . Sabendo-se que a pressão no ponto 1 é 2.000 kgf/m², quais serão os valores de h_1 , h_2 e H , em m c.a., correspondentes ao valor H' , com a vazão teórica.

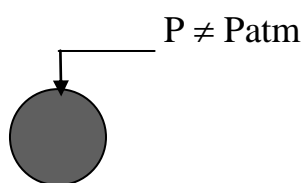


6. CONDUTOS FORÇADOS

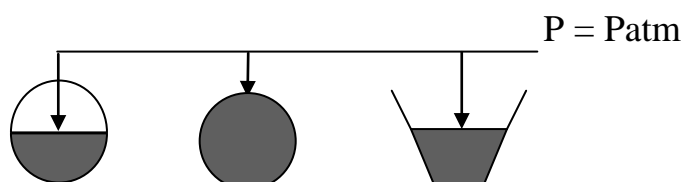
São chamados condutos forçados, aqueles em que a pressão reinante em seu interior é diferente (inferior ou superior) à pressão atmosférica. Geralmente o conduto está cheio, devendo resistir à pressão interna, ou possuir algum dispositivo para não haver ruptura do mesmo.

De outro modo, constituem-se condutos livres aqueles em que a pressão reinante é a pressão atmosférica, funcionando sempre por gravidade.

conduto forçado:

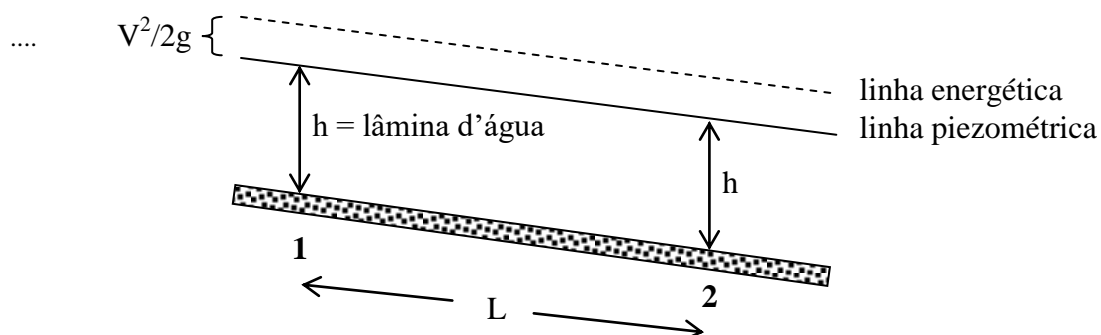


condutos livres:



6.1. CLASSIFICAÇÃO DOS MOVIMENTOS

Tomando-se como exemplo o escoamento em um canal, tem-se:



Em relação ao transcorrer do tempo (t) e à velocidade de escoamento (v), o movimento pode ser:

Permanente ($Q = \text{constante}$): $\Rightarrow dh/dt = 0$ e $dv/dt = 0$

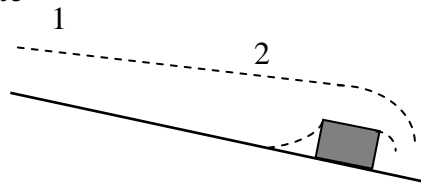
$\left\{ \begin{array}{l} \text{a) Uniforme } (dh/dL = 0) \Rightarrow \text{ velocidade média e } h \\ \text{ não variam do ponto 1 ao ponto 2} \\ \text{b) Variado = Não uniforme } (dh/dL \neq 0): \text{ acelerado} \\ \text{ ou retardado (velocidade média e } h \text{ variáveis do} \\ \text{ ponto 1 ao ponto 2)} \end{array} \right.$

Não-permanente ou variável ($Q = \text{variável}$): $\Rightarrow dv/dt \neq 0$

$\left\{ \begin{array}{l} \text{velocidade e seção variáveis com o tempo e com} \\ \text{o espaço } \Rightarrow dv/dL = \text{ ou } \neq 0 \end{array} \right.$

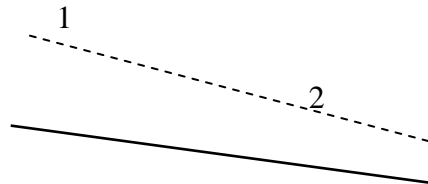
Assim, a seguir são apresentados exemplos de movimentos em condutos livres ou em condutos forçados:

a) $Q = \text{constante}$



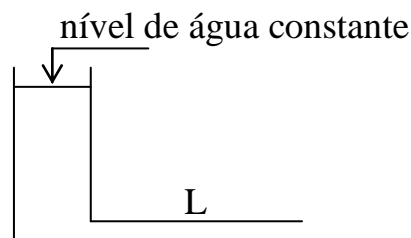
$dv/dL \neq 0 \Rightarrow$ movimento permanente, gradualmente retardado

b) $Q = \text{constante}$



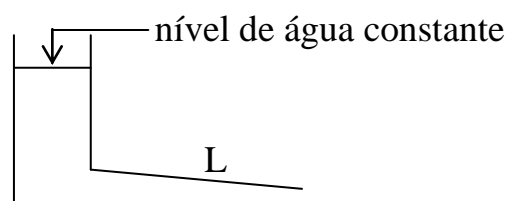
$dv/dL \neq 0 \Rightarrow$ movimento permanente, gradualmente acelerado

c)



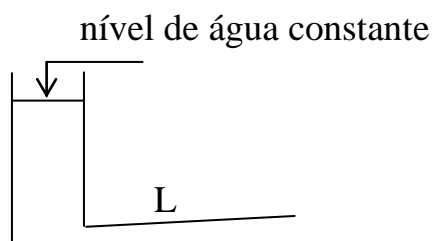
$Q = \text{constante}, dv/dt = 0; dv/dL = 0 \Rightarrow$ movimento permanente uniforme

d)



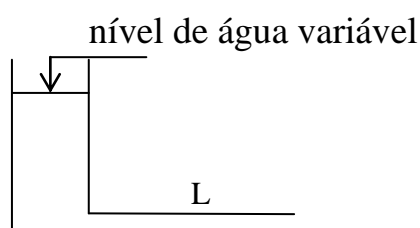
$Q = \text{constante}, dv/dt = 0; dv/dL \neq 0 \Rightarrow$ movimento permanente, gradualmente acelerado

e)



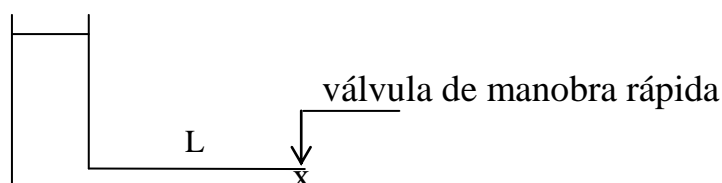
$Q = \text{constante}$, $dv/dt = 0$; $dv/dL \neq 0 \Rightarrow$ movimento permanente, gradualmente retardado

f)



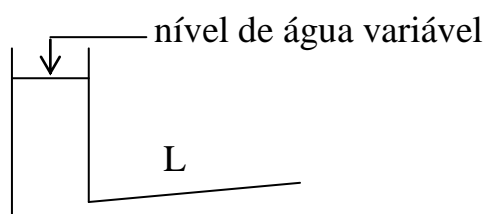
$Q = \text{variável}$; $dv/dt \neq 0$; $dv/dL = 0 \Rightarrow$ movimento não-permanente

g)



$Q = \text{variável}$; $dv/dt \neq 0$; $dv/dL = 0 \Rightarrow$ movimento não-permanente

h)

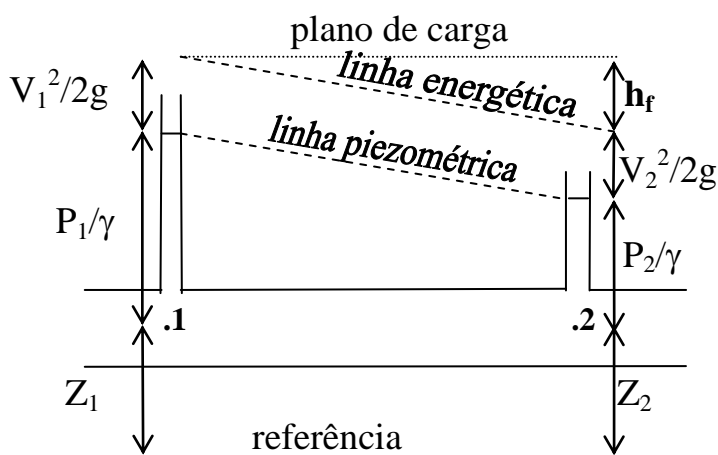


$Q = \text{variável}$; $dv/dt \neq 0$; $dv/dL \neq 0 \Rightarrow$ movimento não-permanente

6.2. PERDAS DE CARGA

No Teorema de Bernoulli, tratado no item 3.3, ressaltou-se que o mesmo era aplicado para fluido perfeito, isto é, incompressível e sem viscosidade. Porém, com fluidos reais isso não ocorre, pois quando um fluido se movimenta de um ponto para outro, parte da energia dissipa-se para o meio na forma de calor. Essa

diferença de energia é chamada de perda de carga (h_f) e assume grande importância na Hidráulica. Esquematisando-se, na figura seguinte, tem-se:



deste modo,
$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + h_f$$

A perda de carga h_f é diferenciada nos encanamentos, sendo classificada como:

principal ou distribuída: a que ocorre nos trechos retilíneos das tubulações, sendo geralmente predominante em relação às perdas de carga localizadas;

localizada: também chamada perda de carga acidental, ocorre em pontos diferenciados da canalização – nas chamadas singularidades -, como por exemplo: ampliações, curvas, uniões, medidores, válvulas, etc., sendo mais importantes quantitativamente em instalações com grande número de acessórios (instalações prediais, estações de bombeamento, etc.).

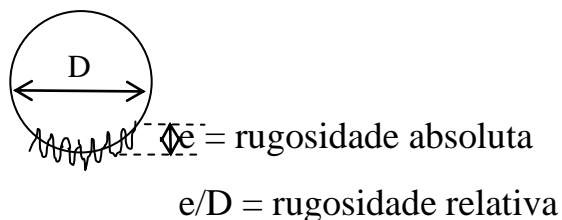
Em qualquer circunstância, a perda de carga significa uma resistência ao fluxo. No regime laminar, a resistência se dá somente pela viscosidade (atrito interno), pois, junto à parede do conduto forma-se uma película do fluido, com velocidade zero. No regime turbulento, a resistência ocorre devido à viscosidade e à inércia; a rugosidade da parede tem efeito marcante na perda de carga, pela turbulência gerada, aumentando as forças de inércia. Assim, o Número de Reynolds, definido simplesmente por uma expressão adimensional, pode ser mais

bem interpretado, uma vez que representa um balanço entre as forças de inércia e de viscosidade:

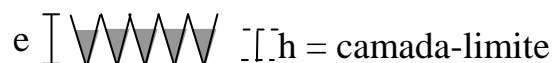
$$N^{\circ} \text{ de Reynolds} = \frac{\text{forças de inércia}}{\text{forças de viscosidade}}$$

Deste modo, se predominar as forças de viscosidade o Número de Reynolds será baixo, tendendo a regime laminar. Predominando as forças de inércia, o Número de Reynolds será elevado, tendendo a regime turbulento.

Quanto à rugosidade das paredes, ela dependerá do processo de fabricação, do envelhecimento do tubo, do desgaste pelo uso, do tipo de material, etc. Denomina-se *rugosidade absoluta* (e) a altura das asperezas e a sua relação com o diâmetro médio (D) do tubo é denominada *rugosidade relativa* (e/D).



O comportamento do fluxo depende da rugosidade relativa e também da interação do fluido com a superfície do tubo. Assim, nas reentrâncias da rugosidade ocorre uma camada de fluido estagnado (**camada-limite** = h), que pode cobrir totalmente a rugosidade e então o tubo é considerado **hidraulicamente liso** ($h = e$). Ao contrário, se a camada limite cobrir apenas parcialmente a rugosidade, o tubo é considerado **rugoso** ($h < e$).



6.2.1 DETERMINAÇÃO DA PERDA DE CARGA PRINCIPAL (DISTRIBUÍDA)

a) Fórmula Universal (Darcy-Weisbach)

A Fórmula Universal é válida para qualquer fluido e a qualquer temperatura, sendo também aplicável para qualquer N° de Reynolds (regime laminar ou turbulento) e a sua apresentação é a seguinte:

$$h_f = f \frac{L V^2}{D 2g}$$

em que,

h_f - perda de carga, m c. fluido;

f - coeficiente de atrito, adimensional;

L - comprimento da tubulação, m;

D - diâmetro da tubulação, m;

V - velocidade média do fluido, m/s;

g - aceleração da gravidade, m/s^2 .

O coeficiente f depende do N^o de Reynolds e da rugosidade relativa (e/D), tendo-se diversas equações para a sua determinação:

Regime laminar:

(equação de Poiseuille - 1840) $\rightarrow f = 64/N^o \text{ Rey}$; neste caso, f depende somente do $N^o \text{ Rey}$;

Regime turbulento:

tubos lisos (equação de Von Karman - 1930)

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log(\text{Rey} \sqrt{f}) - 0,8; \quad f \text{ também depende somente do } N^o \text{ Rey};$$

tubos rugosos: turbulência completa (equação de Nikuradse)

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1,74 + 2 \log \frac{D}{2e}; \quad \text{neste caso, } f \text{ depende apenas de } e/D;$$

região de transição (equação de Colebrook - 1938)

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left[\frac{e}{3,71D} + \frac{2,51}{\text{Rey} \sqrt{f}} \right]; \quad \text{neste caso, } f \text{ depende do } N^o \text{ de Rey e de } e/D,$$

sendo esta região compreendida entre as duas situações anteriores.

A utilização dessa última equação é difícil, uma vez que o valor de f não é apresentado explicitamente. Segundo PORTO (1999), para sanar esta dificuldade, algumas fórmulas explícitas e aproximadas para determinação de f têm sido apresentadas na literatura, dentre elas a de Swamee-Jain:

$$f = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{e}{3,7D} + \frac{5,74}{Re y^{0,9}} \right) \right]^2}, \text{ para } 10^{-6} \leq e/D \leq 10^{-2} \text{ e } 5 \cdot 10^3 \leq Re y \leq 10^8$$

Devido à dificuldade para calcular f pelas equações, principalmente para a época em que foram apresentadas, surgiram apresentações gráficas para a sua determinação. Dentre elas, em 1944, o Diagrama de Moody (Figura 6), devendo-se conhecer o valor da rugosidade do material para a sua utilização (Tabela 2).

Tabela 2. Valores de rugosidade (e^*) dos tubos (mm) - *Azevedo Netto et al.*, 1998.

Material	tubos novos	tubos velhos
aço galvanizado	0,15 a 0,20	4,6
aço rebitado	1 a 3	6
aço revestido	0,4	0,5 a 1,2
aço soldado	0,04 a 0,06	2,4
chumbo	liso	liso
cimento-amianto	0,025	
cobre ou latão	0,3 a 1	Liso
concreto bem acabado	0,3 a 1	
concreto ordinário	1 a 2	
ferro forjado	0,04 a 0,06	2,4
ferro fundido (fºfº)	0,25 a 0,50	3 a 5
fºfº com revestimento asfáltico	0,12 a 2,1	2,1
madeira em aduelas	0,2 a 1	
manilhas cerâmicas	0,6	3
vidro	liso	Liso
plástico	liso	Liso

*para tubos lisos o valor é 0,01 ou menos.

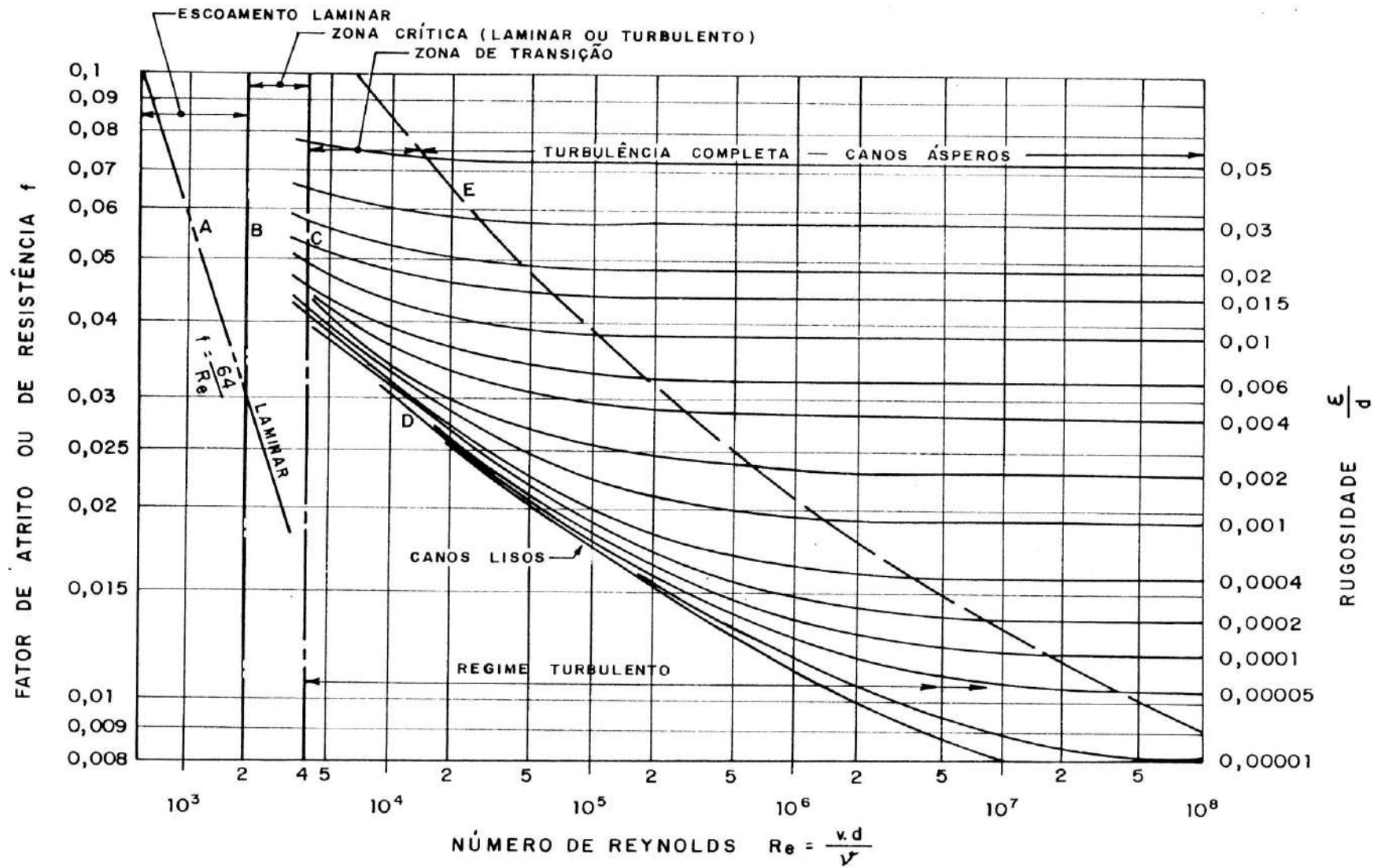
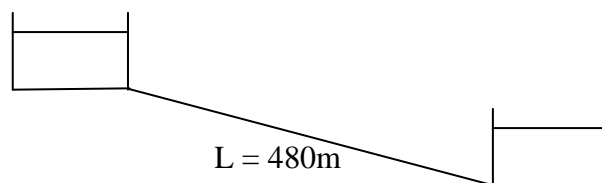


Figura 6. Diagrama de Moody (fonte: McIntyre, 1997).

Exercício 39. No escoamento de um fluido tem-se:



duto de aço galvanizado ($e = 0,175\text{ mm}$; $D = 100\text{ mm}$); $Q = 15\text{ L/s}$; $v = 3,704 \cdot 10^{-4}\text{ m}^2/\text{s}$; $\gamma = 1.324\text{ kgf/m}^3$. Pergunta-se: qual a perda de carga em m c.fluido e o valor equivalente em m c.a.

Exercício 40. Idem ao exercício anterior, porém transportando água a $20\text{ }^\circ\text{C}$. (viscosidade = $1,01 \cdot 10^{-6}\text{ m}^2/\text{s}$).

Exercício 41. Numa canalização de PVC de 25 mm , com 200 m de comprimento, escoam 1 L/s de água a $20\text{ }^\circ\text{C}$. Calcular a perda de carga h_f e a perda de carga unitária $J = h_f/L$.

b) Fórmulas práticas (Fórmula de Hazen-Williams)

As fórmulas práticas ou empíricas consideram apenas a rugosidade do tubo no cálculo de h_f , sendo válidas somente para água e regime turbulento. Oferecem maior facilidade para cálculo da perda de carga e, devido ao grande número de observações bem-sucedidas, são de ampla aceitação.

Existem diversas fórmulas práticas, dentre elas a Fórmula de Scobey, de Flamant, de Kutter, porém a mais utilizada é a Fórmula de Hazen-Williams, empregada em diversos países. Foi originalmente recomendada para diâmetro $\geq 50\text{ mm}$, mas devido a apresentar bons resultados tem sido empregada também para tubos de diâmetros menores. Pode ser utilizada também para condutos livres, possuindo as seguintes apresentações:

$$V = 0,355 C D^{0,63} J^{0,54} \quad (\text{m/s})$$

$$Q = 0,2788 C D^{2,63} J^{0,54} \quad (\text{m}^3/\text{s})$$

$$J = \frac{6,81 V^{1,85}}{C^{1,85} D^{1,17}} = \frac{10,65 Q^{1,85}}{C^{1,85} D^{4,87}} \quad (\text{m/m})$$

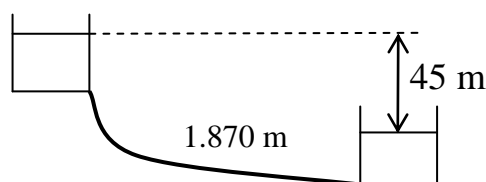
$$D = \frac{Q^{0,38}}{0,615C^{0,38}J^{0,205}} \quad (\text{m})$$

em que, **C = coeficiente de rugosidade** do material (Tabela 3).

Tabela 3. Valores de coeficiente de rugosidade (C) da Fórmula de Hazen-Williams.

Material	C (m ^{0,37} /s)
plástico (polietileno, PVC)	150
latão, cobre, chumbo, chapas de ferro estanhados – novos cimento amianto, mangueiras de tecido revestido de borracha	140
aço galvanizado (zincado) concreto liso, ferro fundido (fºfº) novo	130
ferro galvanizado	125
concreto de acabamento ordinário aço novo com juntas soldadas ou de acoplamento alumínio com acoplamento rápido manilha de argila comum para drenos	120
manilhas de barro vitrificadas para esgoto aço rebitado novo	110
fºfº com 15 anos de uso tijolos revestidos de cimento liso	100
fºfº, aço rebitado ou soldado – velhos mangueira de tecido sem revestimento	90
tubos corrugados, chapas onduladas ferro e aço corroídos e incrustados	60

Exercício 42. Em uma adutora por gravidade (todo desnível pode ser aproveitado como perda de carga) estão instalados tubos de fºfº usado (C = 90) com D = 0,3 m. Utilizando a Fórmula de Hazen-Williams, calcular a vazão de água.



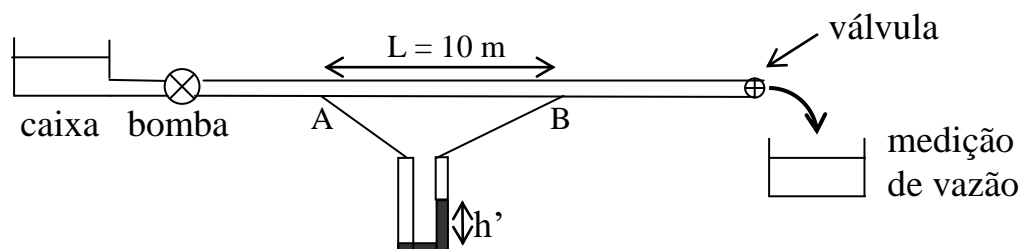
Exercício 43. a) Qual o diâmetro de uma canalização de fºfº novo, para conduzir 10 L/s de água, a uma distância de 1.200 m, em uma adutora por gravidade, com 38 m de desnível, para se obter vazão máxima; b) admitindo-se que seja adotado

diâmetro de 100 mm, encontrado no mercado, qual o novo valor de vazão; c) ainda com 100 mm de diâmetro, porém controlando-se a vazão para 10 L/s com uma válvula de gaveta no final do encanamento, calcular a perda de carga e a pressão no final da tubulação; d) fazer um esquema da instalação indicando a perda de carga e a pressão ao final da canalização.

AULA PRÁTICA – Medição de perda de carga principal em uma mangueira de polietileno.

a) Instalação

Partindo-se da caixa d'água, uma mangueira de polietileno de 25 mm de diâmetro interno foi conectada à saída da bomba hidráulica, controlando-se a vazão com uma válvula de gaveta ao final da mangueira. A perda de carga será medida entre dois pontos da mangueira (A e B), os quais foram ligados ao manômetro de coluna de mercúrio para obtenção da diferença de pressão. As vazões serão obtidas pelo método direto, utilizando-se de balança e cronômetro, conforme indicado a seguir:



b) Medições

A diferença de pressão lida como coluna de mercúrio (h' , com $\gamma' = 13.596 \text{ kgf/m}^3$) no manômetro, transformada em metro de coluna do fluido em escoamento (água, $\gamma = 1.000 \text{ kgf/m}^3$) é obtida pela expressão

$$\frac{P_A - P_B}{\gamma} = h' \left(\frac{\gamma'}{\gamma} - 1 \right).$$

É a própria diferença de pressão; assim, $h_f = 12,596 h'$.

c) Planilha de anotações e cálculos

leitura no manômetro (mm)		h' (m)	h _f = 12,596 h' (m c.a.)	tempo de coleta (s)	volume coletado (L)	Q (m ³ /s)	J = (h _f /L) · 100 [m/100 m]
inferior	superior						

d) Traçar um gráfico para os dados obtidos, colocando os valores de J na ordenada e os de vazão na abscissa; com os mesmos valores de vazão, calcular J pela equação de Hazen-Williams e pela Fórmula Universal, traçando também os gráficos;

e) Idem d, utilizando escala logarítmica na ordenada e na abscissa (log-log);

f) discutir sobre os dados obtidos e emitir conclusões.

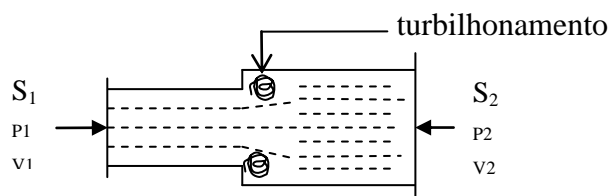
6.2.2. PERDAS DE CARGA LOCALIZADAS

São chamadas também perdas de carga *acidental* ou *singular* e ocorrem em partes específicas das tubulações (singularidades), tais como: válvulas, curvas, uniões, reduções, ampliações, medidores, etc. De modo diferente aos trechos retilíneos da canalização, as singularidades elevam a turbulência do fluido e causam maior choque das moléculas, intensificando a perda de carga.

Podem ser consideradas desprezíveis quando o comprimento da tubulação é significativamente maior que o diâmetro ($L > 4000 D$), porém são importantes em sistemas de bombeamento e canalizações curtas com muitas peças (instalações prediais).

a) equação geral da perda localizada

Considerando-se um alargamento brusco de seção (ampliação), as partículas animadas com velocidade v_1 chocam-se com as partículas animadas com velocidade v_2 , formando um turbilhonamento que absorve energia.



Aplicando-se o Teorema de Bernoulli em relação às seções 1 e 2, tem-se:

$$h_f = \frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g} - \left(\frac{P_2}{\gamma} - \frac{P_1}{\gamma} \right) \quad (2)$$

A resultante (força = pressão · área) que atua da direita para a esquerda será $(P_2 - P_1)S_2$. Considerando-se a vazão Q , a variação da quantidade de movimento será: massa que escoou na unidade de tempo \times variação da velocidade, ou seja:

$$(Q\rho)(V_1 - V_2) = \frac{L^3 ML}{TL^3 T} = \frac{ML}{T^2} = \text{força}$$

$$\text{Fazendo-se } \rho = \gamma/g \Rightarrow Q(\gamma/g)(V_1 - V_2) = (P_2 - P_1)S_2 \Rightarrow \frac{Q(V_1 - V_2)}{gS_2} = \frac{P_2 - P_1}{\gamma}$$

$$\text{Como, } Q = S_2 V_2 \Rightarrow \frac{S_2 V_2 (V_1 - V_2)}{gS_2} = \frac{P_2 - P_1}{\gamma}$$

Aplicando-se na equação 2, tem-se:

$$h_f = \frac{V_1^2}{2g} - \frac{V_2^2}{2g} - \frac{V_2(V_1 - V_2)}{g} = \frac{V_1^2}{2g} - \frac{V_2^2}{2g} - \frac{2V_2(V_1 - V_2)}{2g} =$$

$$= \frac{V_1^2}{2g} + \frac{V_2^2}{2g} - \frac{2V_2 V_1}{2g} = \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g}$$

$$\text{Como, } V_2 = (S_1/S_2)V_1, \quad h_f = \frac{\left(V_1 - \frac{S_1}{S_2} V_1 \right)^2}{2g} = \frac{\left[V_1 \left(1 - \frac{S_1}{S_2} \right) \right]^2}{2g} =$$

$$= \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2 \frac{V_1^2}{2g}. \text{ Assim, para a ampliação a fórmula fica: } h_f = K \frac{V_1^2}{2g}$$

Tratando-se de apenas um diâmetro, a fórmula geral será: $h_f = K \frac{V^2}{2g}$

Os valores de K foram obtidos experimentalmente para diversas peças e estão tabelados (Tabela 4). Encontrou-se também que para $N^{\circ} \text{Rey} > 50.000$, K não varia, independentemente de V, D e ν .

Tabela 4. Valores de K para cálculo de perdas de carga localizadas pela fórmula

$$h_f = KV^2/2g$$

Peça	K
ampliação gradual	0,30*
bocais	2,75
cotovelo 90° (curva de raio curto)	0,90
cotovelo 45°	0,40
crivo	0,75
curva 90°	0,40
curva 45°	0,20
curva 22°30'	0,50
entrada normal de canalização	0,10
junção	0,40
medidor Venturi	2,50**
redução gradual	0,15
saída de canalização	1,00
te, passagem direta	0,60
te, saída lateral	1,30
válvula de gaveta aberta	0,20
válvula borboleta aberta	0,30
válvula-de-pé	1,75
válvula de retenção	2,50
válvula globo aberta	10,0

*com base na velocidade da menor seção

**com base na velocidade da canalização

b) método do comprimento equivalente

A existência de peças na canalização pode ser interpretada como um aumento do comprimento da canalização, que provocaria a mesma perda de carga

dessas peças. Utilizando a Fórmula Universal e igualando-se à fórmula geral $KV^2/2g$, tem-se:

$$f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} = K \frac{V^2}{2g} \Rightarrow L = \frac{KD}{f}$$

em que,

L = comprimento retilíneo de canalização, que provoca a mesma perda de carga originada pela peça (Tabela 5).

Exercício 44. Utilizando o comprimento equivalente das singularidades (Tabela 5) e a Fórmula de Hazen-Williams, calcular a perda de carga total (principal mais localizada) em um encanamento com tubos flangeados, de $f^{\circ}f^{\circ}$ com 15 anos de uso, diâmetro 50 mm, comprimento 300 m e vazão 3 L/s. Na canalização estão instalados: - 2 curvas de 90° raio médio; - 1 válvula de retenção leve; - 2 curvas de 45° ; - 1 registro de gaveta.

Exercício 45. Para o exercício anterior, calcular a porcentagem de perda localizada em relação à perda de carga principal. Observação: o resultado é menor que 5% (porcentagem comumente adotada quando as perdas localizadas não são calculadas).

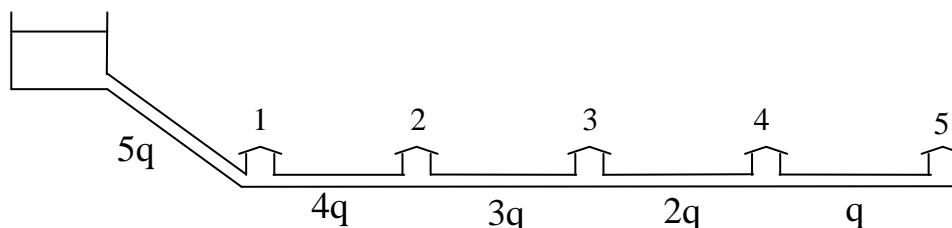
6.2.3. PERDA DE CARGA EM TUBULAÇÕES COM MÚLTIPLAS SAÍDAS EQUIDISTANTES

Muitas vezes, a vazão que entra no início da tubulação é a mesma que sai na extremidade final. Porém, quando ao longo da tubulação existem diversos pontos de saída, a vazão do início até o final da linha vai diminuindo de trecho em trecho, e conseqüentemente a perda de carga também diminui. São exemplos de tubulações com múltiplas saídas: o abastecimento de casas ligadas a uma mesma linha, e, tipicamente, as linhas laterais de irrigação com diversos emissores de água.

Tabela 5. Comprimento equivalente de canalização (metro) para cálculo de perda de carga localizada. (Macintyre, 1997).

DIÂMETRO D	mm.																				
	pol.		CURVA 90° RAIO LONGO	CURVA 90° RAIO MÉDIO	CURVA 90° RAIO CURTO	CURVA 45°	CURVA 90° R/D-1 1/2	CURVA 90° R/D-1	CURVA 45°	ENTRADA NORMAL	ENTRADA DE BORDA	REGISTRO DE GAVETA ABERTO	REGISTRO DE GLOBO ABERTO	REGISTRO DE ANGULO ABERTO	TÊ PASSAGEM DIRETA	TÊ SAÍDA DE LADO	TÊ SAÍDA BILATERAL	VÁLVULA DE PE E CRIVO	SAÍDA DA CANALIZAÇÃO TÍPO LEVE	VÁLVULA DE RETENÇÃO TÍPO PESADO	VÁLVULA DE RETENÇÃO TÍPO PESADO
13	1/2		0,3	0,4	0,5	0,2	0,2	0,3	0,2	0,2	0,4	0,1	4,9	2,6	0,3	1,0	1,0	3,6	0,4	1,1	1,6
19	3/4		0,4	0,6	0,7	0,3	0,3	0,4	0,2	0,2	0,5	0,1	6,7	3,6	0,4	1,4	1,4	5,6	0,5	1,6	2,4
25	1		0,5	0,7	0,8	0,4	0,3	0,5	0,2	0,3	0,7	0,2	8,2	4,6	0,5	1,7	1,7	7,3	0,7	2,1	3,2
32	1 1/4		0,7	0,9	1,1	0,5	0,4	0,6	0,3	0,4	0,9	0,2	11,3	5,6	0,7	2,3	2,3	10,0	0,9	1,7	4,0
38	1 1/2		0,9	1,1	1,3	0,6	0,5	0,7	0,3	0,5	1,0	0,3	13,4	6,7	0,9	2,8	2,8	11,6	1,0	3,2	4,8
50	2		1,1	1,4	1,7	0,8	0,6	0,9	0,4	0,7	1,5	0,4	17,4	8,5	1,1	3,5	3,5	14,0	1,5	4,2	6,4
63	2 1/2		1,3	1,7	2,0	0,9	0,8	1,0	0,5	0,9	1,9	0,4	21,0	10,0	1,3	4,3	4,3	17,0	1,9	5,2	8,1
75	3		1,6	2,1	2,5	1,2	1,0	1,3	0,6	1,1	2,2	0,5	26,0	13,0	1,6	5,2	5,2	20,0	2,2	6,3	9,7
100	4		2,1	2,8	3,4	1,5	1,3	1,6	0,7	1,6	3,2	0,7	34,0	17,0	2,1	6,7	6,7	23,0	3,2	6,4	12,9
125	5		2,7	3,7	4,2	1,9	1,6	2,1	0,9	2,0	4,0	0,9	43,0	21,0	2,7	8,4	8,4	30,0	4,0	10,4	16,1
150	6		3,4	4,3	4,9	2,3	1,9	2,5	1,1	2,5	5,0	1,1	51,0	26,0	3,4	10,0	10,0	39,0	5,0	12,5	19,3
200	8		4,3	5,5	6,4	3,0	2,4	3,3	1,5	3,5	6,0	1,4	67,0	34,0	4,3	13,0	13,0	52,0	6,0	16,0	25,0
250	10		5,5	6,7	7,9	3,8	3,0	4,1	1,8	4,5	7,5	1,7	85,0	43,0	5,5	16,0	16,0	65,0	7,5	20,0	32,0
300	12		6,1	7,9	9,5	4,6	3,6	4,8	2,2	5,5	9,0	2,1	102,0	51,0	6,1	19,0	19,0	78,0	9,0	24,0	38,0
350	14		7,3	9,5	10,5	5,3	4,4	5,4	2,5	6,2	11,0	2,4	120,0	60,0	7,3	22,0	22,0	90,0	11,0	28,0	45,0

Assim, no esquema a seguir, considerando-se que em cada ponto de abastecimento ocorre a vazão q , tem-se:



Christiansen (1942) estudou essa redução de perda de carga, chegando a um fator F . Quando a distância do ponto de abastecimento à primeira saída é igual ao espaçamento entre as saídas, F é representado como F_1 e calculado pela seguinte expressão:

$$F_1 = \frac{h_f \text{ com múltiplas saídas}}{h_f \text{ com única saída}} = \frac{1}{m+1} + \frac{1}{2N} + \frac{\sqrt{m-1}}{6N^2}$$

em que,

N - número de saídas;

m - expoente da velocidade ou da vazão, da equação considerada para cálculo de h_f .

Quando a distância até a primeira saída é igual à metade do espaçamento entre saídas, F é representado como $F_{1/2}$ e a expressão para cálculo do seu valor muda para:

$$F_{1/2} = \frac{h_f \text{ com múltiplas saídas}}{h_f \text{ com única saída}} = \frac{2N}{2N-1} \left(\frac{1}{m+1} + \frac{\sqrt{m-1}}{6N^2} \right)$$

O fator F geralmente é consultado em tabelas (Tabela 6) e sendo $N \geq 20$, $F \cong 1/(m+1)$.

Exercício 46. No abastecimento de 5 casas de uma colônia, igualmente espaçadas de 100 m e com essa mesma distância da caixa d'água até a primeira casa, têm-se: consumo de cada casa – 0,5 L/s; diâmetro da rede – 2 polegadas; material – PVC. Utilizando a Fórmula de Hazen-Williams e o fator F de Christiansen, calcular a perda de carga desde a captação até a última casa.

Tabela 6. Valores do coeficiente F^* de Christiansen, para cálculo da perda de carga em tubulações com múltiplas saídas equidistantes, utilizando a Fórmula de Hazen-Williams.

N (nº de saídas)	S_1	$S_{1/2}$	N (nº de saídas)	S_1	$S_{1/2}$
1	1,00	1,00	9	0,41	0,37
2	0,64	0,52	10 a 11	0,40	0,37
3	0,53	0,44	12 a 15	0,39	0,37
4	0,49	0,41	16 a 20	0,38	0,36
5	0,46	0,40	21 a 30	0,37	0,36
6	0,44	0,39	31 a 100	0,36	0,36
7	0,43	0,38	> 100	0,35	0,35
8	0,42	0,38			

S_1 – distância até a primeira saída igual à distância entre as demais saídas;

$S_{1/2}$ – distância até a primeira saída igual à metade da distância entre as demais saídas.

$$*F_1 = \frac{1}{m+1} + \frac{1}{2N} + \frac{\sqrt{m-1}}{6N^2} \quad *F_{1/2} = \frac{2N}{2N-1} \left(\frac{1}{m+1} + \frac{\sqrt{m-1}}{6N^2} \right)$$

Exercício 47. Uma linha lateral de aspersão será constituída de tubos *Al ED*, com 10 aspersores espaçados de 12 m, com os demais dados: vazão média dos aspersores = 0,6 L/s; pressão de serviço no último aspersor = 30 m c.a; variação máxima admissível de pressão na linha = 20% da pressão do último aspersor; distância do primeiro aspersor à linha principal = 12 m. Considerando-se pressão no primeiro aspersor igual à pressão no início da linha, pede-se: a) qual a máxima variação admissível de vazão entre os aspersores; b) indicar o diâmetro da tubulação, usando nomograma para tubos *Al ED* (Figura 7); c) adotando-se o diâmetro de 3 polegadas, qual a variação de vazão ?

Exercício 48. Uma linha de irrigação localizada de polietileno ($C = 150$), com 16 mm de diâmetro, será instalada com microaspersores de vazão unitária média de 30 L/h. Sabendo-se que o espaçamento do início da linha até o primeiro microaspersor e entre os microaspersores será de 6 m e o último microaspersor terá pressão de 20 m c.a., qual o maior número de microaspersores que a linha poderá ter, para que a variação máxima de vazão não ultrapasse 10%.

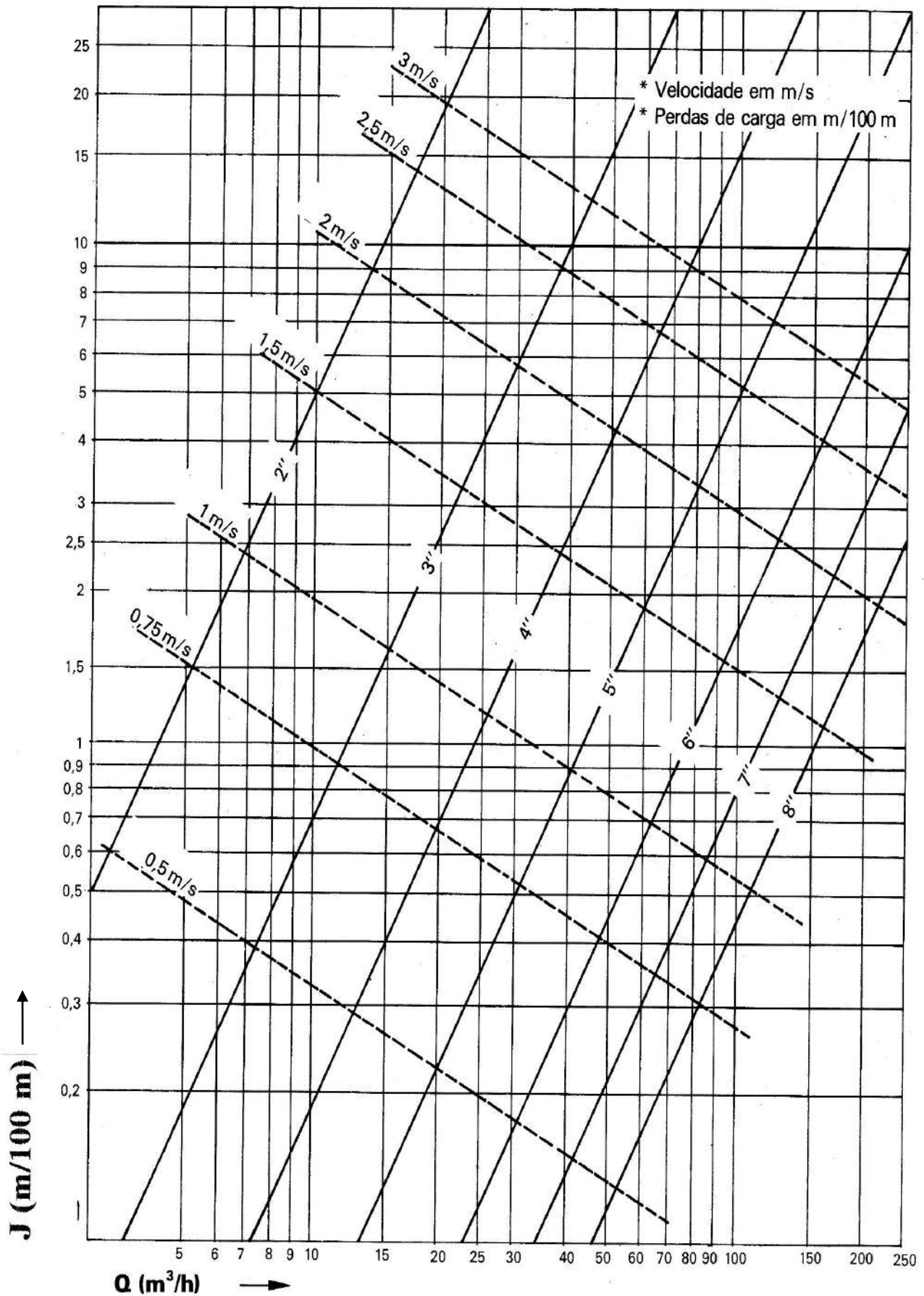


Figura 7. Nomograma de perda de carga nos tubos de *ALUMÍNIO ED*.

Exercício 49. Um tubo de polietileno possui 25,4 mm de diâmetro, 32 m de comprimento e 20 m c.a. de pressão no seu início.

- estando o tubo na horizontal e com vazão de 4.000 L/h, qual a pressão no seu final?
- com vazão de 4.000 L/h e colocando-se o tubo em declive, com 3,2 m de desnível do início para o final do tubo, qual a pressão no seu final?
- para a posição do tubo no item b, foram realizadas 40 perfurações espaçadas de 0,8 m, com vazão média de 100 L/h em cada perfuração. Qual a nova pressão no final do tubo?
- para o item c, sendo os orifícios com 1,34 mm de diâmetro e coeficiente de descarga igual a 1, qual a pressão média de trabalho no tubo?

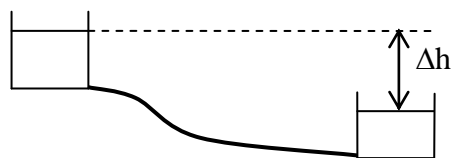
7. ENCANAMENTOS

Os problemas de perda de carga aparecem com grande frequência no escoamento em encanamentos.

Devido ao pequeno valor das perdas localizadas e da energia cinética, muitas vezes pode-se considerar a linha energética efetiva coincidente com a linha piezométrica efetiva.

7.1. ADUTORA POR GRAVIDADE

A condução da água ocorre aproveitando-se o desnível entre a captação e o local de abastecimento, podendo-se identificar os seguintes casos:



- $h_f = \Delta h \rightarrow$ vazão máxima (situação mais econômica);
- $h_f < \Delta h \rightarrow$ vazão < vazão máxima e resulta pressão ao longo do encanamento; é uma situação que ocorre tipicamente quando se reduz a vazão com uma válvula ao final do encanamento;

c) $h_f > \Delta h \rightarrow$ não é possível ocorrer com escoamento por gravidade; somente se dá com bombeamento.

Exercício 50. Em uma adutora por gravidade têm-se os seguintes dados:

- desnível = 36 m;
- diâmetro da tubulação = 6" \cong 150 mm;
- material = fºfº 5 anos de uso ($C = 118$);
- consumo previsto = 2.000 m³/dia = 23,2 L/s;
- comprimento da tubulação = 4.240 m;

Verificar se a adutora terá capacidade para atender a demanda; caso contrário, apontar solução.

Solução:

$$J_{118} = 36 \text{ m} / 4.240 \text{ m} = 0,00849 \text{ m/m};$$

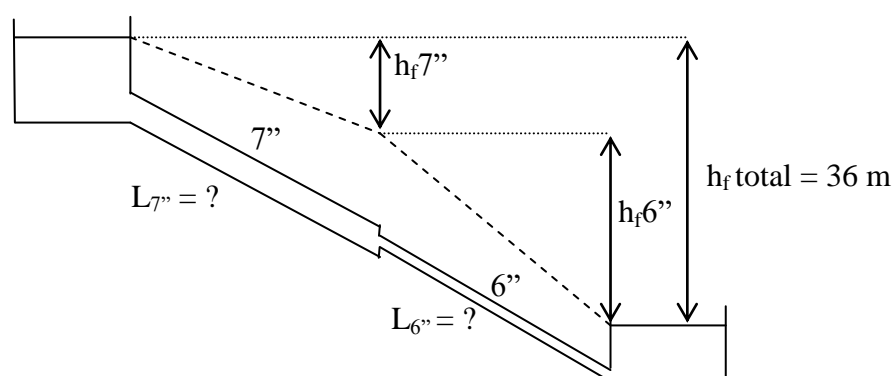
$$\text{Por Hazen-Williams tem-se: } Q = 0,2788CD^{2,63}J^{0,54} \Rightarrow Q = 0,017 \text{ m}^3/\text{s} = 17 \text{ L/s};$$

Sendo 17 L/s < 23,2 L/s, a vazão é insuficiente e deve-se aumentar o diâmetro.

Adotando-se o diâmetro comercial imediatamente maior (7" \cong 175 mm) $\Rightarrow Q = 25,6 \text{ L/s}$.

Conclusão: a vazão é maior que a desejada, devendo-se controlá-la com uma válvula no final do encanamento ou adotar um trecho de 7" e outro de 6".

Solução com dois diâmetros:



Sendo a mesma vazão para os dois diâmetros, pela Fórmula de Hazen-

Williams encontra-se a perda de carga unitária: $J = \frac{10,65Q^{1,85}}{C^{1,85}D^{4,87}}$. Assim,

$J_7 = 0,0072$ m/m e $J_6 = 0,0152$ m/m.

A solução final é obtida fazendo-se, **$h_f \text{ total} = hf_7 + hf_6 = J_7L_7 + J_6L_6 = 36$ m.**

Como, $L_7 + L_6 = 4.240$ m, encontram-se: $L_7 = 3.556$ m e $L_6 = 684$ m.

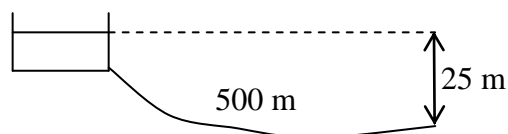
Exercício 51. De uma nascente situada na parte alta de uma fazenda foi feito um encanamento por gravidade, com tubos de PVC ($C = 150$), com 400 m de comprimento, até uma horta, onde será instalado um aspersor com vazão $3 \text{ m}^3/\text{hora}$. Sendo o desnível igual a 50 m e utilizando-se tubos de 32 mm de diâmetro, pergunta-se:

- qual a pressão de funcionamento do aspersor;
- fazer um esquema do encanamento, indicando o valor da perda de carga principal, a pressão do aspersor e a linha piezométrica.

Exercício 52. Um encanamento por gravidade possui tubos de PVC, com 500 m de comprimento e 25 m de desnível:

- Se no comércio forem encontrados apenas tubos de “polegadas inteiras” (1” = 25,4 mm; 2” = 50,8 mm; 3” = 76,2 mm, etc.), desejando-se $Q = 2$ L/s com a tubulação totalmente aberta, quais os diâmetros e respectivos comprimentos de tubos devem ser colocados de “polegadas inteiras”.
- traçar a linha piezométrica para o item **a**, indicando os valores de perda de carga principal para os trechos encontrados;
- supondo-se que o encanamento seja montado utilizando-se somente tubos de 25,4 mm e desejando-se $Q = 0,4$ L/s, qual a distância vertical que deveria ser colocada a ponta da tubulação, em relação ao nível da água na caixa?
- considerando-se que o comprimento equivalente para cálculo das perdas localizadas representa 10% do comprimento da tubulação, e o encanamento

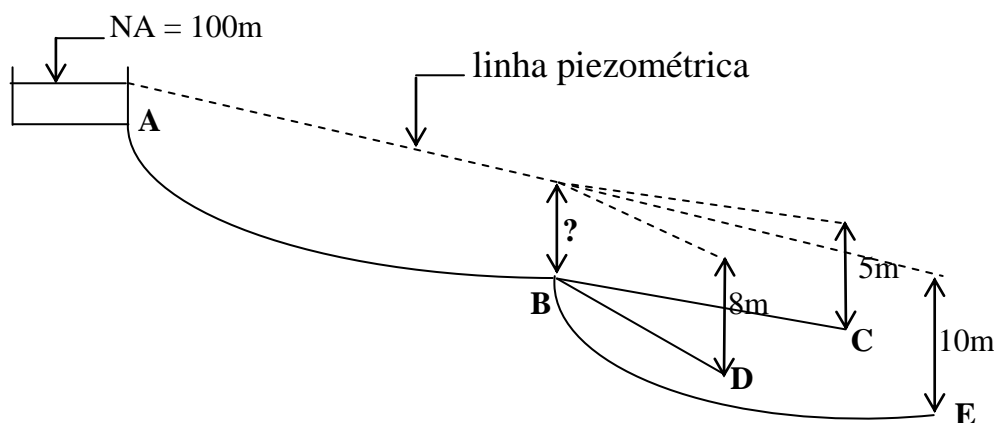
será instalado com diâmetro de 25,4 mm, qual a pressão na extremidade do encanamento, para vazão igual a 0,2 L/s e 25 m de desnível.



7.2. RAMAIS OU ENCANAMENTOS COM DERIVAÇÕES

Encanamentos com ramais ou derivações, ocorrem quando, a partir de um ponto do encanamento, nascem dois ou mais trechos, como exemplificado no exercício seguinte:

Exercício 53. Dimensionar um sistema de distribuição de água por gravidade, com as exigências mencionadas, partindo-se de um reservatório A, até um ponto B, de onde saem três derivações, utilizando-se tubos com coeficiente de rugosidade $C = 100$, esquematizado a seguir:



Exigências		Cotas (m)	Distâncias (m)
Q (L/s)	Pressões (m c.a.)	B = 70	AB = 5.000
C = 1,2	$P_C/\gamma = 5$	C = 60	BC = 2.000
D = 4,5	$P_D/\gamma = 8$	D = 55	BD = 1.000
E = 1,0	$P_E/\gamma = 10$	E = 50	BE = 3.000

Solução:

Trecho AB

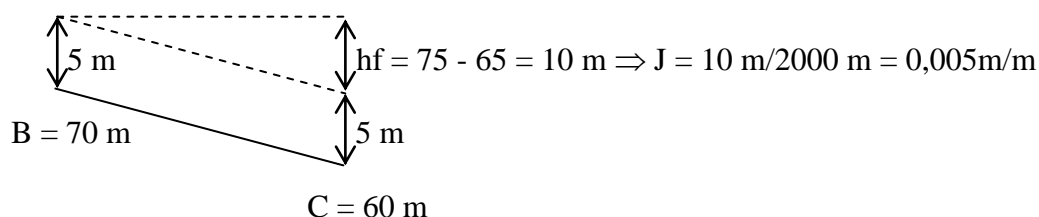
$$Q = 1,2 + 4,5 + 1,0 = 6,7 \text{ L/s}$$

$$J_{AB} \text{ máximo} = (100 - 70)/5.000 = 0,006 \text{ m/m}$$

$$\left. \begin{array}{l} Q = 6,7 \text{ L/s} \\ J_{AB} \text{ máximo} = 0,006 \text{ m/m} \end{array} \right\} D = 120 \text{ mm}$$

Como é conveniente que a pressão em B seja maior que zero, supondo-se um diâmetro comercial de 125 mm (5 polegadas), tem-se: $J_{AB} = 0,0050 \text{ m/m} \Rightarrow hf = JL = 25 \text{ m}$. Logo, a pressão no ponto B será: desnível $- hf_{AB} = 30 - 25 = 5 \text{ m c.a.}$

Trecho BC

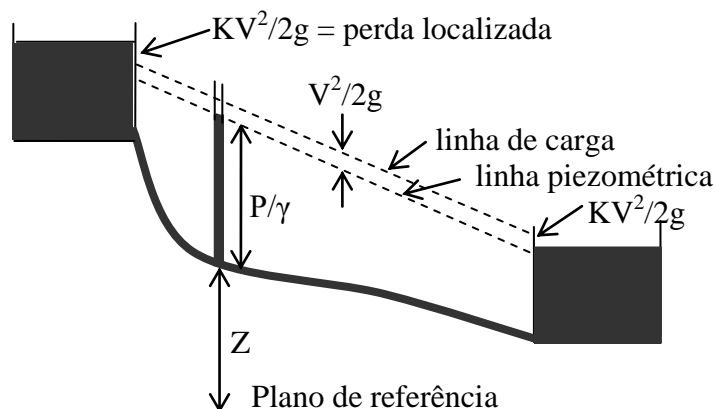


Procedendo-se da mesma maneira para os outros trechos, serão encontrados:

Trecho	hf (m c.a.)	J (m/m)	Q (L/s)	D (mm)
AB	25	0,005	6,7	125
BC	10	0,005	1,2	65
BD	12	0,012	4,5	90
BE	15	0,005	1,0	61

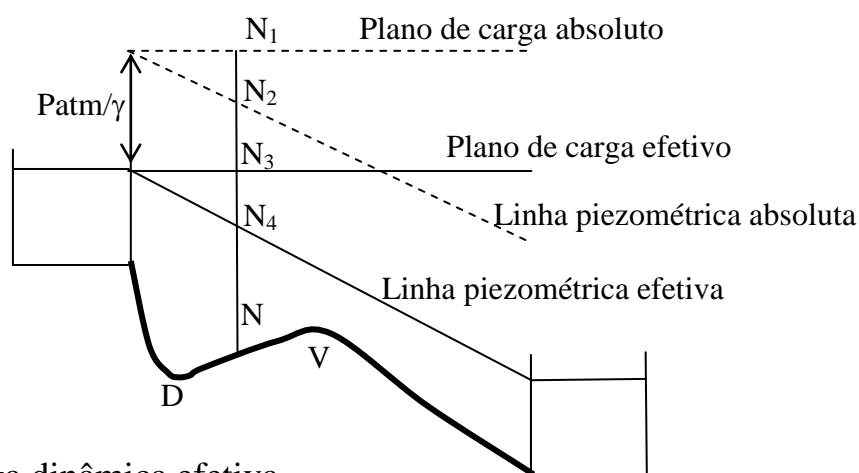
7.3. POSIÇÃO DOS ENCANAMENTOS EM RELAÇÃO À LINHA DE CARGA

A linha de carga ou linha energética de uma canalização refere-se ao somatório das três cargas: *cinética*, *piezométrica* e *potencial*. A expressão $V^2/2g$ (carga cinética) separa a linha piezométrica da linha de carga; se o diâmetro da canalização é constante, essas duas linhas são paralelas, conforme ilustrado a seguir:



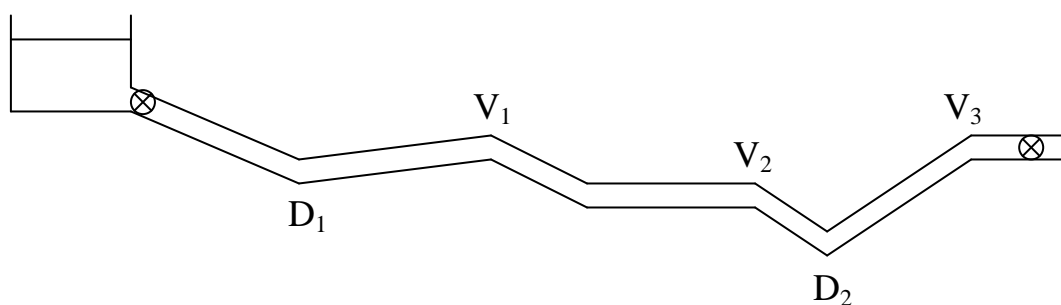
Para análise dos encanamentos em relação à linha de carga, são considerados os dois planos de carga: o *absoluto* – que se considera a pressão atmosférica e o *efetivo* – referente ao nível de água a montante; em correspondência, têm-se a *linha de carga absoluta* e a *linha de carga efetiva*, que podem ser aproximadas como *linha piezométrica absoluta* e *linha piezométrica efetiva*. Sendo a carga cinética e as perdas localizadas ($KV^2/2g$) muito pequenas em relação à linha de carga, muitas vezes a linha piezométrica pode ser admitida como linha de carga, desprezando-se as perdas localizadas e fazendo-se a linha piezométrica unindo as superfícies livres de água dos dois reservatórios.

1ª posição: canalização abaixo da linha piezométrica efetiva

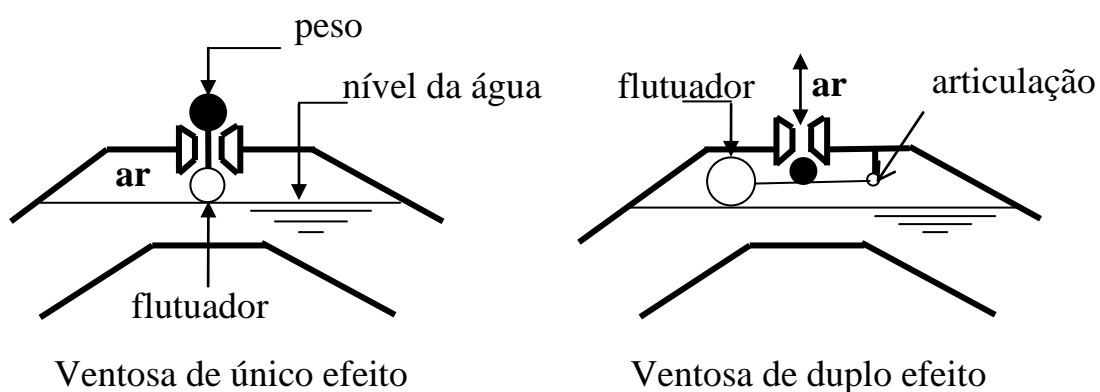


NN_4 – carga dinâmica efetiva
 NN_3 – carga estática efetiva
 NN_2 – carga dinâmica absoluta
 NN_1 – carga estática absoluta

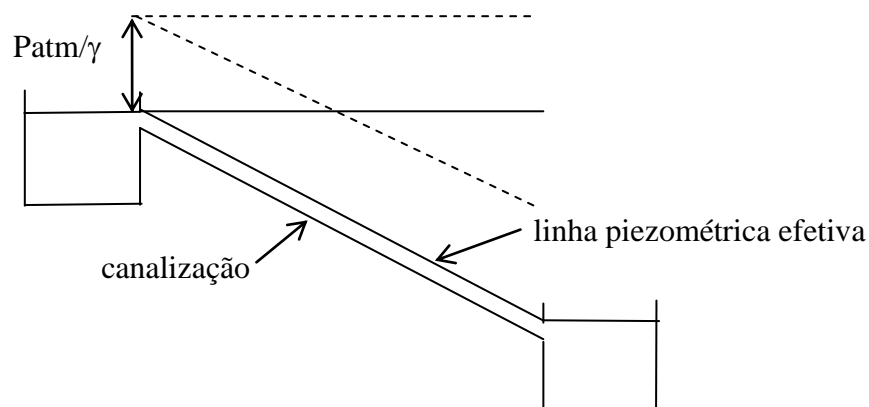
É uma posição ótima; preferivelmente, deve-se manter a canalização no mínimo a 4 metros abaixo da linha piezométrica efetiva. A vazão real corresponde à vazão calculada. Nos pontos mais baixos da canalização devem ser instaladas *válvulas de descarga* (D), para possibilitar limpeza e o esvaziamento total da tubulação. Nos pontos mais altos, devem ser instaladas válvulas denominadas *ventosas* (V), que possibilitam sair o ar acumulado. Assim, dependendo da dimensão e das inclinações dos diversos trechos do encanamento poderão ser instaladas diversas válvulas, exemplificado a seguir:



O tipo de ventosa a ser instalado nesta e em outras situações depende do manejo da canalização, permitindo a expulsão e/ou a intrusão de ar na canalização. Sendo possível formar vácuo na tubulação, com perigo de seu esmagamento (colapso) devido ao efeito da pressão atmosférica, são necessárias ventosas que permitam a entrada de ar na canalização (também chamadas de válvulas antivácuo). Quando a válvula permite apenas a saída do ar é chamada de válvula de único efeito; permitindo a saída e a entrada de ar é chamada de válvula de duplo efeito, conforme esquemas seguintes.

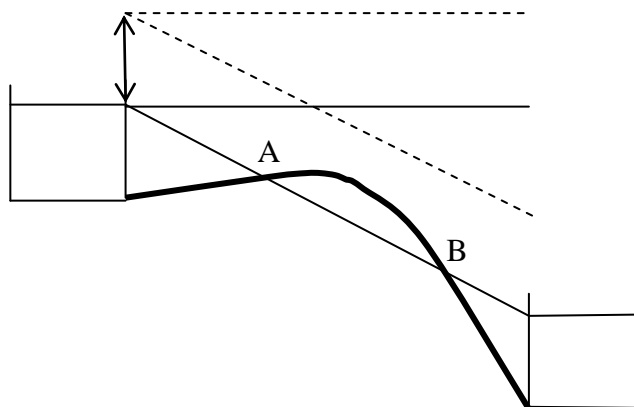


2ª posição: a canalização coincide com a linha piezométrica efetiva ($NN_4 = 0$)



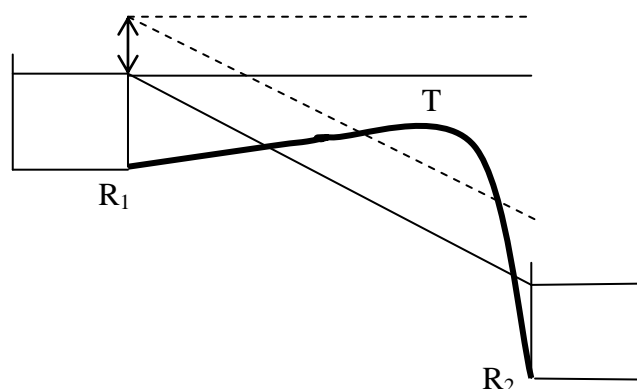
A canalização funciona como um conduto livre; um orifício feito na parte superior do tubo não provocaria a saída d'água e nem a entrada de ar.

3ª posição: a canalização passa sobre a linha piezométrica efetiva, mas abaixo da linha piezométrica absoluta.



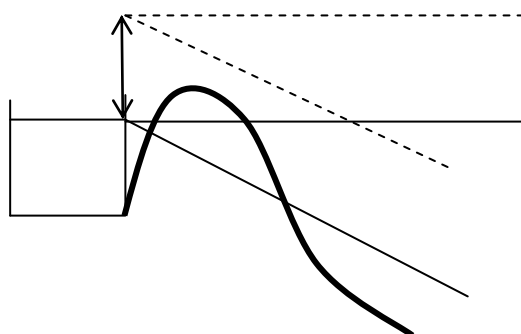
No trecho AB a pressão manométrica é negativa, propiciando a formação de bolsas de ar e provocando diminuição de vazão; devem ser instaladas ventosas de único efeito – que permitem a saída do ar -, porém não permitem a entrada do mesmo na tubulação.

4ª posição: a canalização corta a linha piezométrica absoluta; porém, fica abaixo do plano de carga efetivo.



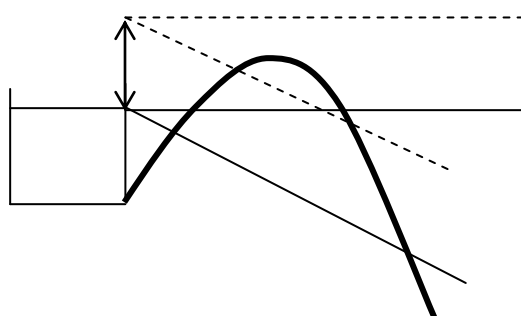
No trecho R_1 a T tem-se escoamento em carga; de T a R_2 o escoamento é como em vertedor, ficando parte da canalização parcialmente preenchida. A vazão é reduzida e imprevisível, devendo-se procurar evitar esta posição.

5ª posição: a canalização corta a linha piezométrica efetiva e o plano de carga efetivo, mas fica abaixo da linha piezométrica absoluta.



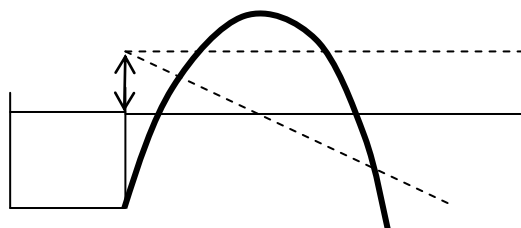
A canalização funciona como um sifão, exigindo escorvamento sempre que entrar ar na mesma.

6ª posição: a canalização passa acima do plano de carga efetivo e da linha piezométrica absoluta, porém, abaixo do plano de carga absoluto.

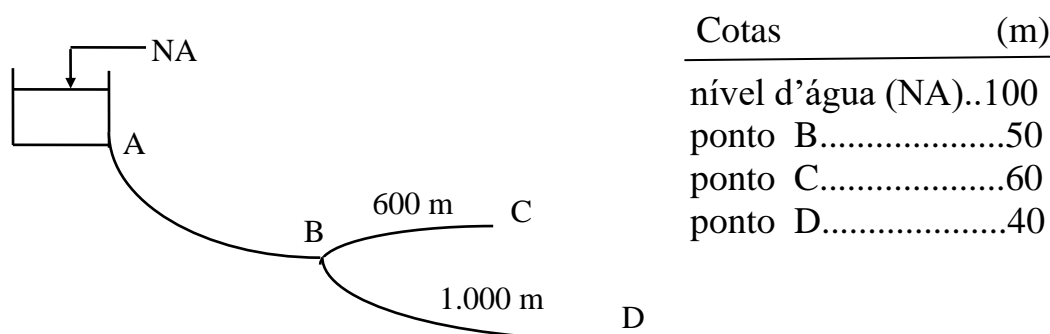


Trata-se de um sifão funcionando nas piores condições possíveis; necessita-se de escorvamento por meio de dispositivos mecânicos.

7ª posição: a canalização corta o plano de carga absoluto. O escoamento por gravidade é impossível, havendo necessidade de bombeamento, devido ao trecho em aclave.



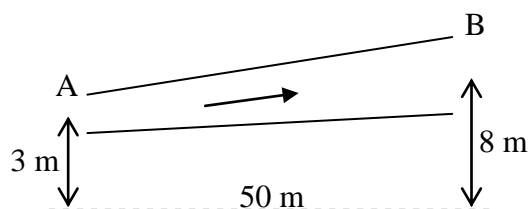
Exercício 54. No encanamento de PVC ($C = 150$), a pressão no ponto B é 30 m c.a., o diâmetro de B até C é 1" e o de B até D é 3/4".



Pede-se:

- calcular Q_{A-B} (vazão total máxima), sendo zero a pressão em C e em D;
- supondo-se que o manejo do sistema provoque 30% de aumento da pressão estática efetiva, qual deve ser a resistência da tubulação nos pontos B, C e D.

Exercício 55. A água flui de A para B com $Q = 0,4 \text{ m}^3/\text{s}$ e a altura piezométrica em A é 7 m c.a. Sendo os diâmetros $D_A = 0,3 \text{ m}$ e $D_B = 0,6 \text{ m}$, determinar a altura piezométrica em B e traçar as linhas piezométrica e energética para o sistema, usando escala conveniente. Considerar h_f desprezível.



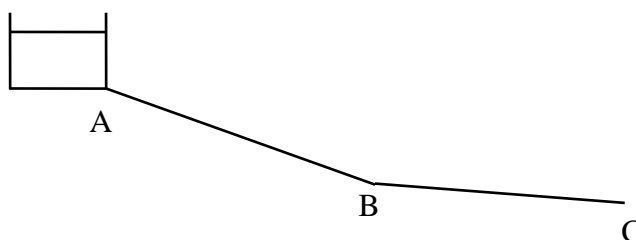
Exercício 56. Um encanamento possui 250 m de comprimento real e as seguintes singularidades, com os respectivos comprimentos equivalentes de perda de carga:

Singularidade	Comprimento equivalente para uma singularidade (m)
1 registro de gaveta	0,8
3 curvas de 45°	1,5
1 curva de 90°	1,3
1 válvula de retenção	7,1

Sendo o coeficiente de rugosidade $C = 140$, diâmetro externo do tubo igual 50 mm e a espessura da parede do tubo 2 mm, calcular a perda de carga para vazão de $20 \text{ m}^3/\text{hora}$.

Exercício 57. Um encanamento por gravidade, com coeficiente $C = 140$, possui os demais dados:

Pressão exigida (m c.a.)	Distância (m)	Cotas (m)	Vazão (L/s)
em B = 20	A até B = 1000	água na caixa = 100	A até B = 5
em C = 0	B até C = 600	B = 50	B até C = 2
		C = 40	



Imaginando-se que serão utilizados apenas tubos de polegadas inteiras (1;

2; 3; etc.) e considerando-se 1 polegada = 25 mm:

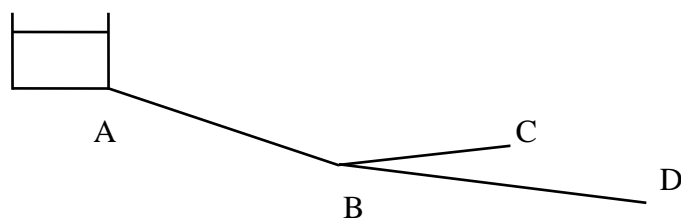
- calcular o(s) diâmetro(s) e comprimento(s) dos tubos para os dois trechos, podendo-se em cada trecho utilizar apenas tubos com 1 polegada de diferença entre os diâmetros;
- qual deve ser a resistência da tubulação nos pontos B e C quando o encanamento estiver cheio e a vazão for zero.

Exercício 58. Para o exercício anterior, considere que o encanamento de A até C possui vazão de 3 L/s e 3 polegadas de diâmetro. No ponto C será instalado um equipamento hidráulico que também utilizará 3 L/s. Pede-se:

- com que pressão trabalhará o equipamento;
- traçar a linha piezométrica efetiva de A até C, indicando a pressão no ponto C e a perda de carga total.

Exercício 59. No encanamento esquematizado, a tubulação possui coeficiente de rugosidade $C = 150$, o diâmetro de B até C = 25 mm e de B até D = 20 mm, tendo-se também as informações:

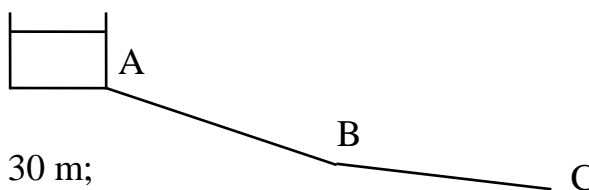
cotas (m)	distâncias (m)	pressão requerida (m c.a.)
nível de água na caixa = 100	A até B = 1.000	no ponto B = 40
ponto B = 40	B até C = 600	no ponto C = 0
ponto C = 60	B até D = 1.000	no ponto D = 10
ponto D = 30		



- calcular a vazão total;
- supondo-se que o fechamento da tubulação nos pontos C e D provoque aumento de 40% da pressão estática efetiva, calcular qual deve ser a resistência da tubulação nos pontos B, C e D.

Exercício 60. No encanamento esquematizado tem-se:

- diâmetro BC = 50 mm;
- vazão = 2 L/s;
- comprimento AB = 400 m;
BC = 200 m;
- desnível da água até o ponto C = 30 m;
- material = PVC (C = 150).



- qual o diâmetro seria exato para o trecho AB, quando a vazão é 2 L/s ? (vide condutos em série);
- admitindo-se que existe uma válvula no ponto C, podendo-se controlar a vazão para 1 L/s, traçar a linha piezométrica efetiva para o encanamento nessa condição, indicando a perda de carga principal nos dois trechos.

Exercício 61. Uma fazenda possui um poço profundo (artesianos não-jorrante), com armazenamento da água em uma caixa elevada. Da caixa, que uma chave-bóia mantém o nível d'água a 100 metros, será feito um abastecimento por gravidade para uma casa e para uma pastagem com bebedouro em caixa d'água com bóia. Baseando-se no levantamento topográfico da área, o encanamento será instalado, conduzindo-se a água até um ponto B (entroncamento), e desse ponto, um trecho será derivado até a casa e outro trecho até a pastagem. Os demais dados disponíveis são os seguintes:

Casa:

- $Q = 0,5 \text{ L/s}$
- pressão mínima = 20 m c.a.
- cota = 43 m

Pastagem:

- $Q = 9.000 \text{ L/dia}$
- pressão mínima = 20 m c.a.
- cota = 50 m

Ponto B:

- cota = 70 m

Distâncias:

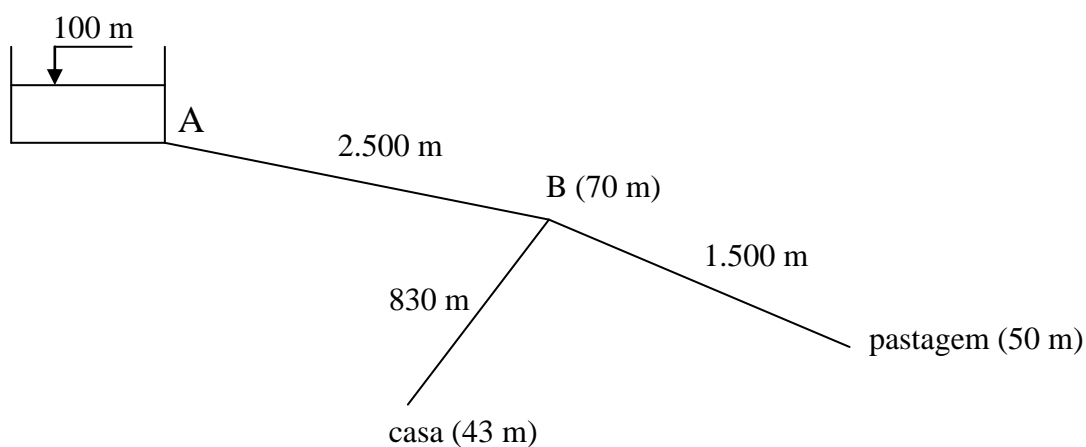
- caixa até o ponto de derivação (B) = 2.500 m
- ponto B até a casa = 830 m
- ponto B até a pastagem = 1.500 m

Utilizando-se tubos de polietileno CIPLA e de PVC TIGRE (quadros anexos):

- a) dimensionar as tubulações para os diferentes trechos e especificar: *material, espessura da parede, diâmetro e pressão de serviço*;
- b) traçar o diagrama piezométrico para pressão dinâmica efetiva.

Observações:

- usar fórmula de Hazen-Williams ($C = 150$);
- admitir 30% de elevação da pressão estática devido ao Golpe de Aríete;
- considerar tubos de diâmetros menores que 1½" mais baratos quando o material é polietileno; a partir de 1½" considerar mais baratos os tubos de PVC.



TUBOS DE PVC RÍGIDO – TIGRE

SÉRIE A – TUBOS PARA INSTALAÇÕES PREDIAIS PRESSÃO DE SERVIÇO 7,5 kgf/cm² (20 °C)			
Referência (pol.)	TUBOS COM JUNTAS SOLDÁVEIS		
	Diâmetro (mm)		espessura da parede e (mm)
	externo	Interno	
3/8	16	13,0	1,5
½	20	17,0	1,5
¾	25	21,6	1,7
1	32	27,8	2,1
1¼	40	35,2	2,4
1½	50	44,0	3,0
2	60	53,4	3,3
2½	75	66,6	4,2
3	85	75,6	4,7
4	110	103,4	6,1

MANGUEIRAS DE POLIETILENO CIPLA

Série Standard:

Diâmetro interno		Espessura da parede (mm)	Pressão de trabalho (kgf/cm ²)	Pressão de ruptura (kgf/cm ²)
pol	mm			
3/8	9,5	1,2	5,0	15
1/2	12,7	1,5	5,0	15
3/4	19,0	2,0	4,5	14
1	25,4	2,5	4,0	12

Série Prata:

Diâmetro interno		Espessura da parede (mm)	Pressão de trabalho (kgf/cm ²)	Pressão de ruptura (kgf/cm ²)
Pol	mm			
3/8	9,5	1,5	6,5	20
1/2	12,7	2,0	7,0	21
3/4	19,0	2,5	7,0	21
1	25,4	3,1	7,0	21
1¼	31,8	3,5	6,0	18
1½	38,1	3,5	5,0	15
2	50,8	4,0	4,0	12
3	76,2	5,5	3,5	11
4	101,6	6,0	3,0	9

7.4. CONDUTOS EQUIVALENTES, EM SÉRIE E EM PARALELO

a) condutos equivalentes

Dois ou mais condutos com o mesmo coeficiente de rugosidade são ditos equivalentes, quando para uma mesma vazão levam a uma mesma perda de carga.

Partindo-se da Fórmula Universal, tem-se:

$$hf = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}; \quad V^2 = \frac{Q^2}{A^2}$$

$$hf = f \frac{L}{2gD} \frac{Q^2}{(\pi D^2/4)^2} = 16f \frac{L}{2g\pi^2} \frac{Q^2}{D^5} = 0,083 f L \frac{Q^2}{D^5} \Rightarrow h_f = K L \frac{Q^2}{D^5}$$

Considerando-se dois tubos tem-se:

$$h_{f1} = \frac{K L_1 Q^2}{D_1^5}; \quad h_{f2} = \frac{K L_2 Q^2}{D_2^5}$$

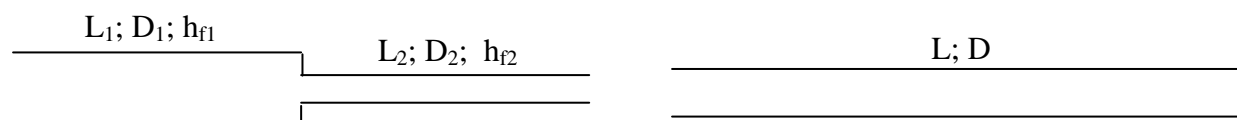
Pela definição de condutos equivalentes h_{f1} é igual a h_{f2} , assim:

$$\frac{K L_1 Q^2}{D_1^5} = \frac{K L_2 Q^2}{D_2^5} \Rightarrow L_2 = L_1 (D_2/D_1)^5 \Rightarrow L_1/(D_1)^5 = L_2/(D_2)^5$$

Exercício 62. Em um tubo de 1" e 20 m de comprimento submetido a uma determinada vazão, a perda de carga é 0,2 m c.a. Qual será o comprimento de seu equivalente de 1¼".

b) condutos em série (Regra de Dupuit)

Quando um escoamento dá-se em tubos de mais de um diâmetro, muitas vezes deseja-se substituí-los por apenas um tubo que leve à mesma perda de carga total. Tem-se então, o problema de tubos em série:



Neste caso, como h_f total = $h_{f1} + h_{f2}$,

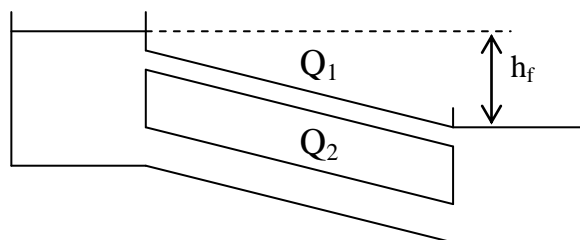
$$K L \frac{Q^2}{D^5} = K L_1 \frac{Q^2}{D_1^5} + K L_2 \frac{Q^2}{D_2^5}, \quad \text{ou,}$$

$$\frac{L}{D^5} = \frac{L_1}{D_1^5} + \frac{L_2}{D_2^5} + \dots \quad \text{(Regra de Dupuit)}$$

Exercício 63. Um encanamento antigo de 90 mm de diâmetro e de 1.000 m de comprimento será substituído por tubos de 4" e de 3". Supondo-se que todos os tubos possuem o mesmo coeficiente de rugosidade, calcular os comprimentos dos tubos (L_4 e L_3).

c) Conduitos em paralelo

Muitas vezes, a vazão é conduzida por conduitos em paralelo, podendo-se também substituí-los por uma tubulação de diâmetro único.



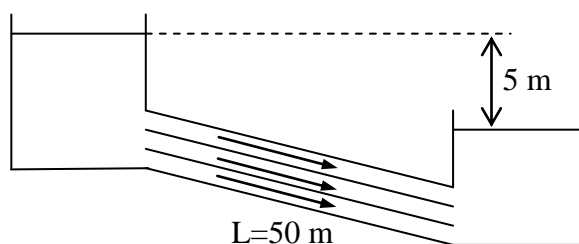
Sendo, $h_{f1} = h_{f2} = h_f$,

$$h_{f1} = KL \frac{Q_1^2}{D_1^5} \Rightarrow Q_1 = \sqrt{\frac{h_f D_1^5}{K L_1}} \Rightarrow Q_2 = \sqrt{\frac{h_f D_2^5}{K L_2}} \Rightarrow Q = \sqrt{\frac{h_f D^5}{K L}}$$

Para o conduto único, $Q = Q_1 + Q_2$, tendo-se:

$$\sqrt{\frac{D^5}{L}} = \sqrt{\frac{D_1^5}{L_1}} + \sqrt{\frac{D_2^5}{L_2}} + \dots$$

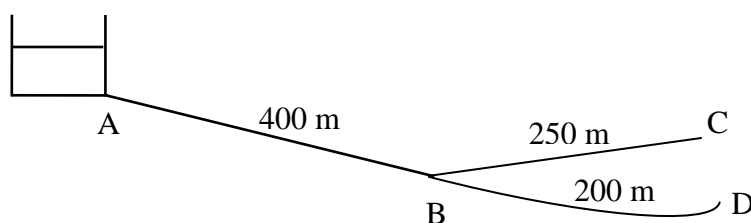
Exercício 64. No encanamento em paralelo, os três tubos de PVC ($C = 150$) possuem 1 polegada de diâmetro interno. Pergunta-se: a) qual a vazão total; b) qual o diâmetro de um único tubo para substituí-los com o mesmo material; c) idem b quando os tubos são de aço ($C = 120$).



Exercício 65. No encanamento por gravidade, com dois ramais abertos, deseja-se obter vazões $Q_C = 6 \text{ L/s}$ e $Q_D = 7 \text{ L/s}$. As cotas nos pontos são: nível d'água = 100 m; B = 50 m; C = 70 m; D = 50 m. Utilizando-se tubos de PVC:

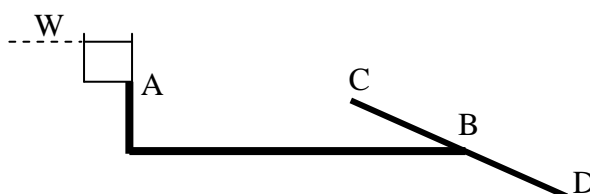
a) dimensionar os diâmetros dos três trechos, utilizando-se tubos de polegadas inteiras (1" = 25,4 mm; 2" = 50,8 mm; etc.) para o trecho AB e tubos de diâmetros exatos para os trechos BC e BD, com apenas um diâmetro em cada um dos três trechos;

b) tendo-se calculado os diâmetros para o item a, calcular a vazão em C quando o trecho BD está fechado.



Exercício 66. Um encanamento possui dois tubos em paralelo, com diâmetros internos de 3" e 2" e 1.000 m de comprimento para cada tubo. a) Calcular um diâmetro exato para substituí-los; b) Não sendo encontrado no comércio o diâmetro calculado para o item a, transformar a situação para encanamento com tubos em série, indicando os "diâmetros inteiros" e os respectivos comprimentos.

Exercício 67. Para o encanamento de PVC ($C = 150$) na figura apresentada, têm-se as seguintes informações:

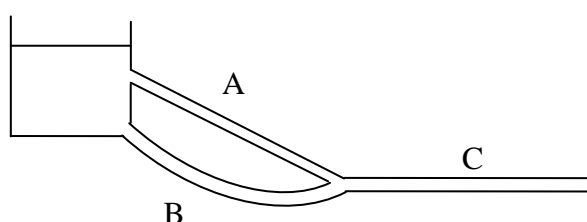


comprimento (metro)	diâmetro (polegada)	desnível (metro)
AB = 60 m	AB = 2	WB = WC = WD = 5 m
BC = BD = 20 m	CD = 1	W = nível de água na caixa

a) Considerando-se apenas a perda de carga principal, calcular a vazão máxima em C, quando a saída em D está totalmente fechada;

b) Calcular a vazão máxima em C, quando as duas extremidades (C e D) estão totalmente abertas.

Exercício 68. No encanamento esquematizado, tem-se: diâmetros (tubo A = tubo C = 50 mm; tubo B = 75 mm); comprimentos (tubo A = tubo C = 100 m; tubo B = 130 m). Sendo os tubos de PVC e 30 m o desnível da água do reservatório até o final do encanamento, calcular: **a)** o diâmetro de um tubo equivalente aos três tubos, passando pelas posições dos tubos A e C (comprimento total = 200 m); **b)** a vazão no final do encanamento.

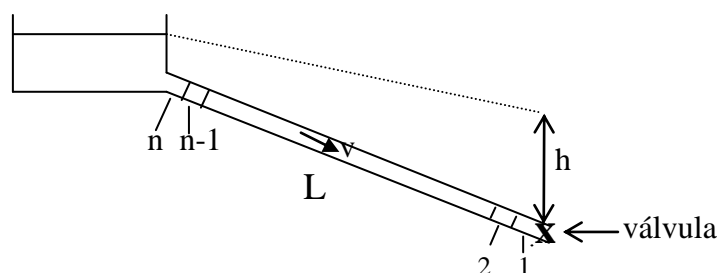


8. GOLPE DE ARÍETE

O Golpe de Aríete (*water hammer* em inglês - martelo d'água) é a variação de pressão que ocorre nos encanamentos, sempre que há passagem do movimento permanente para movimento não-permanente, devido à **variação brusca** da velocidade de escoamento. É um dos chamados *transientes hidráulicos*, que são ocorrências transitórias nos encanamentos. Assim, por exemplo, durante o fechamento de uma válvula na extremidade de uma tubulação, a variação da velocidade provoca variação da energia de pressão. Neste caso, o Teorema de Bernoulli não é mais aplicável e resultam ondas de elevação e de redução de pressão que se propagam alternadamente na tubulação. A elevação ou redução da pressão pode provocar ruptura ou colapso (esmagamento) da tubulação, ruídos e interferência em equipamentos hidráulicos. Um exemplo clássico de aplicação positiva do Golpe de Aríete é o acionamento da bomba hidráulica – *Aríete Hidráulico*, também conhecida como *Carneiro Hidráulico*.

Descrição do fenômeno e etapas:

Na ilustração a seguir, tem-se uma válvula de acionamento rápido, com escoamento estabelecido e uma *pressão dinâmica* h .



Estando o fluido com velocidade v , com o fechamento da válvula desenvolve-se uma *força* $= m \frac{dv}{dt}$. Se o tempo de fechamento (t) tende a zero, a força tende ao infinito e a pressão resultante tende também ao infinito; devido à compressibilidade do fluido, à elasticidade do tubo e o tempo serem maiores que zero, a força é menor que o infinito.

a) com o fechamento da válvula, a energia cinética transforma-se em energia de pressão, a lâmina 1 comprime-se e o tubo dilata-se. A seguir, propaga-se uma onda de elevação de pressão (sobrepessão), da lâmina 1 até a lâmina n ;

b) a onda de pressão chega ao reservatório e as lâminas tendem a sair do tubo; o mesmo acomoda-se, voltando ao diâmetro original no sentido de n para 1; até esse instante, a lâmina 1 ficou submetida à sobrepessão durante o tempo necessário para a onda de pressão e de acomodação percorrerem duas vezes o comprimento L do tubo;

c) a válvula permanecendo fechada após a acomodação do tubo, com a tendência de as lâminas deixarem o mesmo, propaga-se uma onda de subpressão, novamente de 1 para n e o tubo comprime-se. Dependendo do valor da subpressão o tubo pode entrar em colapso (esmagamento) ou até o fluido atingir o estado de vapor;

d) com a subpressão criada no interior do tubo, a água assume novamente o sentido inicial da velocidade e o fenômeno tende a se repetir indefinidamente. O atrito no tubo e a elasticidade do mesmo contribuem para a dissipação da energia e amortecimento dos golpes.

A velocidade de propagação das ondas de sobrepressão e de subpressão, refere-se ao espaço de ida e volta em relação ao tempo de ida e volta ($2L/T$), sendo geralmente da ordem da velocidade de propagação do som na água ($\cong 1 \text{ km/s}$) e é chamada de celeridade (C), dada pela fórmula de Allievi:

$$C = \frac{9900}{\sqrt{48,3 + k \frac{D_i}{e}}}$$

em que,

C - celeridade, m s^{-1} ;

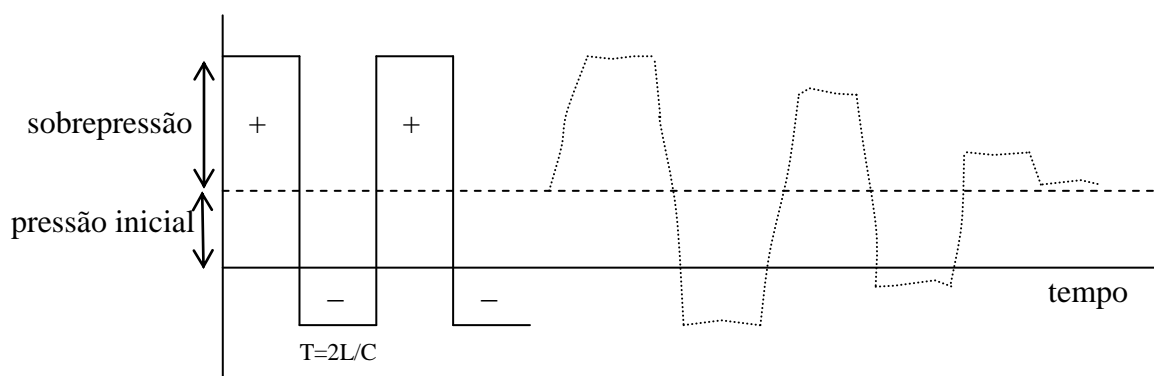
k - coeficiente de elasticidade;

Material	k
Aço	0,5
Ferro	1
Cimento-amianto	4,4
Concreto	5
Plástico	18

D_i - diâmetro interno do tubo;

e - espessura da parede do tubo.

Se a elevação e a redução da pressão ocorressem instantaneamente, as ondas seriam representadas conforme a linha contínua do gráfico seguinte. Devido ao tempo de propagação das ondas e à dissipação das mesmas, elas possuem o comportamento ilustrado pela linha pontilhada:

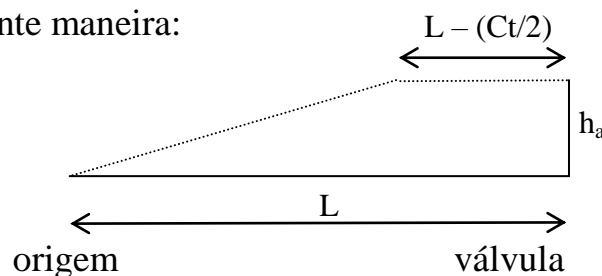


8.1. DURAÇÃO DA MANOBRA

A intensidade do golpe depende do tempo de abertura ou fechamento do acessório hidráulico. Sendo t o tempo de manobra e T o período da canalização ($T = 2L/C$), pode-se ter:

a) $t \leq T \rightarrow$ manobra rápida \Rightarrow sobrepressão máxima

A sobrepressão máxima pode ser calculada pela expressão $h_a = Cv/g$, sendo v a velocidade média da água na tubulação, g a aceleração da gravidade e h_a o aumento de pressão em m c.a. Ao longo da canalização, a sobrepressão distribui-se da seguinte maneira:

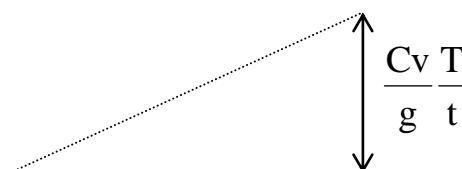


b) $t > T \rightarrow$ manobra lenta \Rightarrow sobrepressão menor que a máxima

Neste caso, pode-se aplicar a fórmula anterior, multiplicada pela proporcionalidade T/t . O resultado é válido para manobras sem variação da velocidade de fechamento da válvula, tendo-se:

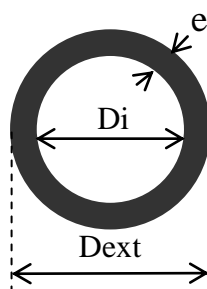
$$h = \frac{Cv}{g} \frac{T}{t} \quad (\text{Fórmula de Michaud})$$

Sendo $T = 2L/C$, a fórmula de Michaud pode também ser apresentada como $h = 2Lv/gt$ e a distribuição da sobrepressão ao longo da tubulação é decrescente da extremidade (válvula) até a origem, da seguinte forma:



A fórmula de Michaud leva a valores superiores aos verificados experimentalmente, contudo ainda vem sendo aplicada na prática por garantir maior segurança às instalações. Para casos de grande importância o estudo deve ser aprofundado, o que foge dos objetivos ora pretendidos.

O cálculo do Golpe de Ariete é importante para o dimensionamento das tubulações, que devem resistir à pressão no momento do fechamento da válvula. Para isso, a resistência da tubulação deve ser verificada no catálogo do fabricante. Sendo os tubos fabricados pelo processo de extrusão, os catálogos fornecem o diâmetro nominal (DN), o diâmetro externo (Dext) e a espessura da parede do tubo (e). Assim, para cada classe dos tubos, deve-se calcular o diâmetro interno (Di), fazendo-se $Di = Dext - 2e$, conforme esquema a seguir:

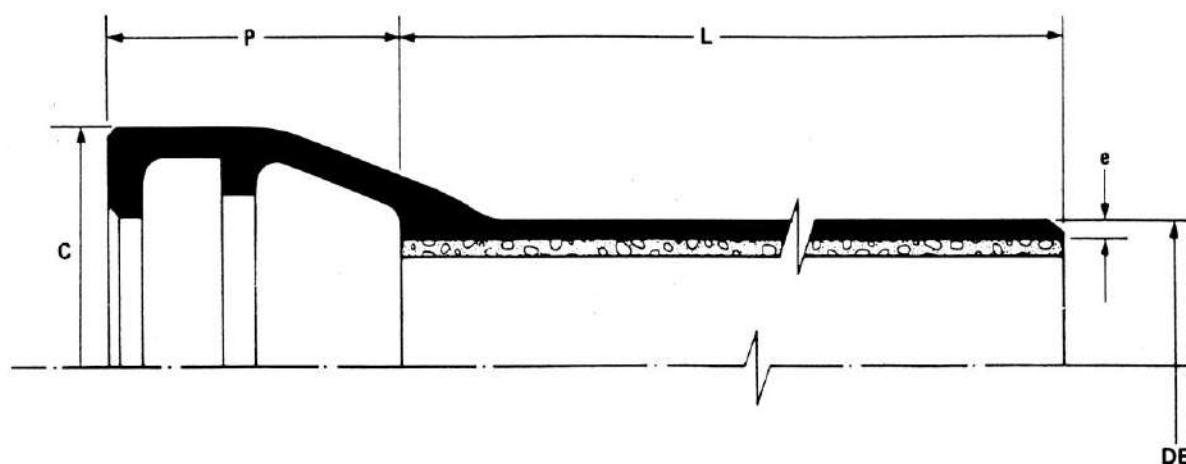


Exercício 69. Para uma tubulação de adução têm-se os seguintes dados: a) pressão dinâmica junto à válvula totalmente aberta = 20 m c.a; b) velocidade da água, admitida constante = 1,13 m/s; c) diâmetro nominal do tubo = 150 mm. Sendo utilizados tubos *BARBARÁ* (atualmente Saint Gobain) *IRRIFER*: a) calcular a sobrepressão máxima; b) qual será a classe de tubos a ser adquirida.

Exercício 70. Calcular a sobrepressão em um conduto de aço e a resistência que deve ter o tubo, sendo dados:

- comprimento até a válvula provocadora do golpe = 3.000 m;
- diâmetro interno da tubulação = 150 mm;
- espessura da parede do tubo = 3 mm;
- vazão = 44,2 L/s;
- pressão inicial junto à válvula = 40 m c.a;
- tempo de fechamento da válvula = 30 s.

Tubos Barbará IRRIFER



PRESSÕES MÁXIMAS DE SERVIÇO

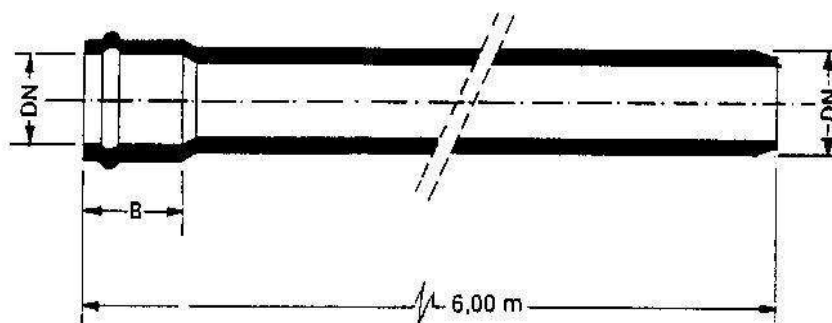
Os tubos IRRIFER estão dimensionados para suportar pressão máxima de serviço de 10, 15 e 20 kgf/cm² para as classes 1, 1,5 e 2 MPa.

Diâmetro Nominal DN	DIMENSÕES							MASSAS		
	Comprim. Útil L	Diâm. Externo DE	Do Corpo			Da Bolsa		Do Corpo		
			Espessura e			Prof. P	Diam. C	Classe 1 MPa	Classe 1,5 MPa	Classe 2 MPa
			Classe 1 MPa	Classe 1,5 MPa	Classe 2 MPa					
Nº	m	mm	mm	mm	mm	mm	kg/m	kg/m	kg/m	
75	3	92	3,4	3,7	3,9	82	154	6,5	7,2	7,6
	6	92	3,4	3,7	3,9	82	154	6,5	7,2	7,6
100	6	118	3,6	3,9	4,1	88	183	9,1	9,9	10,2
150	6	170	3,9	4,2	4,4	94	240	14,3	15,4	16,1
200	6	222	4,2	4,5	4,8	100	299	20,3	21,7	23,1
250	6	274	4,5	4,8	5,2	103	358	26,9	28,6	31
300	6	326	4,8	5,1	5,6	105	401	34,1	36,2	39,7
350	6	378	4,9	5,4	6,0	107	448	40,5	44,6	49,5
400	6	429	5,0	5,7	6,4	110	501	47	53,5	59
500	6	532	5,5	6,3	7,1	115	608	64,1	73,4	82,6
600	6	635	5,9	6,9	7,9	120	715	82,2	96	110
700	6	738	6,3	7,5	8,7	133	822	102	121	141
	7	738	6,3	7,5	8,7	133	822	102	121	141
800	6	842	6,8	8,1	9,4	140	930	126	150	174
	7	842	6,8	8,1	9,4	140	930	126	150	174
900	6	945	7,2	8,7	10,2	145	1038	150	180	211
	7	945	7,2	8,7	10,2	145	1028	150	180	211
1000	7	1048	7,6	9,3	11	150	1150	175	214	253
1200	7	1255	8,5	10,5	12,5	163	1383	235	289	344

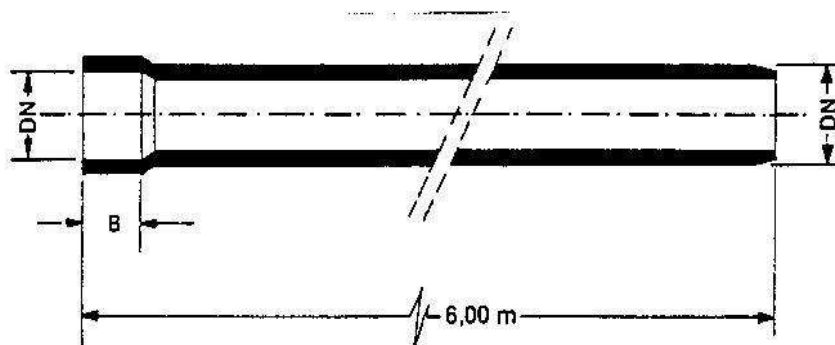
TUBOS DE PVC RÍGIDO PARA REDES DE ÁGUA E ADUTORAS



junta elástica



junta soldada



Diâmetro nominal externo		B		CLASSE 20		CLASSE 15		CLASSE 12	
Ref.	DN	Tubo J.E.	Tubo J.S.	Pressão de serviço 20°C - 10 kg/cm ²		Pressão de serviço 20°C - 7,5 kg/cm ²		Pressão de serviço 20°C - 6 kg/cm ²	
pol.	mm	mm	mm	Espessura mínima	Peso aprox.	Espessura mínima	Peso aprox.	Espessura mínima	Peso aprox.
				mm	kg/m	mm	kg/m	mm	kg/m
2	60	85	38	4,3	1,100	3,3	0,870	2,7	0,730
2 ½	75	98	44	5,4	1,710	4,2	1,370	3,4	1,130
3	85	103	51	6,1	2,200	4,7	1,760	3,9	1,500
4	110	113	68	7,9	3,700	6,1	2,950	5,0	2,450
5	140	132	84	10,0	5,950	7,8	4,800	6,4	4,000
6	160	136	96	11,4	7,700	8,9	6,200	7,3	5,200
8	200	153	118	14,3	12,100	11,1	9,650	9,1	8,050
10	250	179	—	17,9	18,890	13,9	14,950	11,4	12,500
12	300	195	—	21,4	26,700	16,7	21,300	13,7	17,750

Especificações de acordo com a EB-183 da ABNT

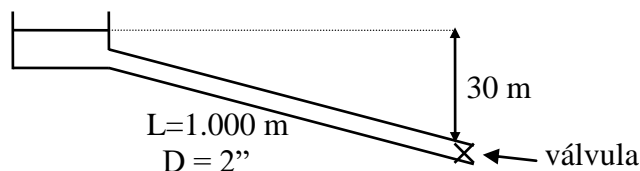
Observações:

O diâmetro nominal do tubo é constante em todas as classes.

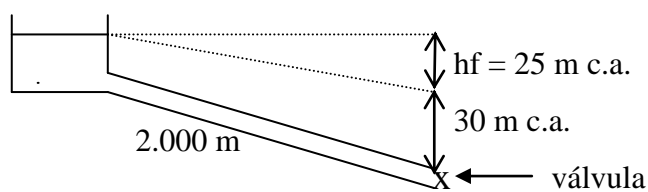
Os tubos são fornecidos com junta elástica até \varnothing 300 mm ou com junta soldada até \varnothing 200 mm, em barras de 6 m de comprimento, na cor marrom.

Os tubos classe 20 de \varnothing 160, 200, 250 e 300 mm serão fornecidos somente sob encomenda.

Exercício 71. Na instalação esquematizada, a perda de carga é 20 m c.a. Sabendo-se que os tubos são de PVC rígido BRASILIT e que ocorre sobrepressão máxima, indicar a sobrepressão e a classe da tubulação a ser utilizada, considerando o aspecto hidráulico e econômico.



Exercício 72. Na instalação esquematizada, sabendo-se que os tubos são de PVC rígido BRASILIT e que ocorre sobrepressão máxima, indicar a pressão que a tubulação será submetida e a classe da tubulação a ser adquirida. Os tubos possuem diâmetro **externo** de 85 mm.



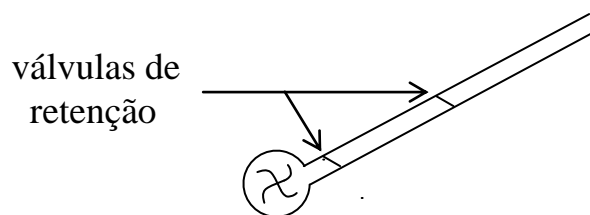
8.2. GOLPE DE ARÍETE EM INSTALAÇÕES DE BOMBEAMENTO

Em instalações de bombeamento o sistema fica sujeito a paradas repentinas, devido a interrupções do fornecimento de energia, ou desligamento da chave de partida. Com o fechamento da válvula de retenção, tanto a tubulação como a válvula devem suportar a carga estática (altura geométrica de elevação) mais a sobrepressão.

A sobrepressão vai depender do tempo de fechamento da válvula de retenção e da velocidade adquirida pelo fluido que retorna no sentido da bomba. Segundo Macintyre (1997), o valor da sobrepressão é da ordem de 90% da altura estática de elevação. Assim, aproximando-se esse valor para 100%, a resistência da tubulação poderá ser estimada em duas vezes a altura estática de elevação.

Na prática, encontram-se instalações com duas ou mais válvulas, dividindo o comprimento da canalização ou a altura geométrica de elevação. Como exemplo, colocando-se duas válvulas o comprimento considerado será $L' =$

$L/2$ e então, $T' = 2L'/C = L/C$. Deste modo, $T' = T/2$, aumentando a chance de o fechamento ser lento ($t > T'$), com sobrepressão menor que a máxima.



8.3. MEDIDAS PARA EVITAR OU ATENUAR O GOLPE DE ARÍETE

Sempre que possível, o Golpe de Aríete deve ser evitado em instalações hidráulicas; porém, quando sua ocorrência é inevitável, seus efeitos podem ser suavizados pelo emprego de uma ou mais medidas:

a) *velocidade de escoamento*

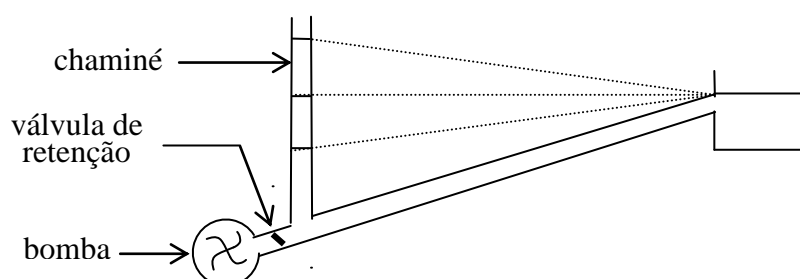
Como a sobrepressão ($h = Cv/g$) é função da velocidade de escoamento, limitando-a, a sobrepressão também será limitada.

b) *tempo de fechamento de válvulas*

Acionando-se lentamente os acessórios hidráulicos a manobra será lenta e a sobrepressão será inversamente proporcional ao tempo de acionamento.

c) *chaminés de equilíbrio*

As chaminés podem ser instaladas em estações de bombeamento ou com turbinas, recebendo e fornecendo água durante os períodos de sobrepressão e de subpressão e originando perdas de carga que reduzem os choques.



Ao ser desligada a bomba, a chaminé fornece água ao encanamento diminuindo a depressão. A seguir, com a paralisação do rotor da bomba, ocorre

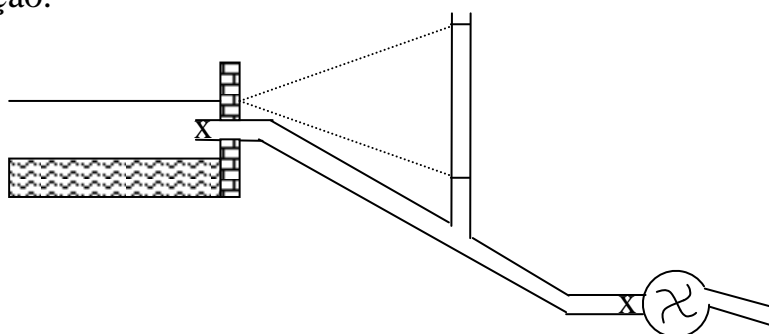
inversão do sentido do fluxo e fechamento da válvula de retenção e a chaminé recebe água até o nível da cota de sobrepressão.

Para maior eficiência da chaminé, deve-se ter:

- localização: o mais próximo possível da bomba, o que pode tornar-se inviável economicamente e tecnicamente;
- altura: suficiente para evitar o transbordamento ou dispor de vertedor e evitar também a entrada de ar na canalização;

Na base da chaminé pode ser instalada uma válvula de sentido único, permitindo apenas a passagem do líquido da chaminé para a tubulação, diminuindo o efeito da subpressão; neste caso, a chaminé poderá ser instalada com qualquer altura e em qualquer local.

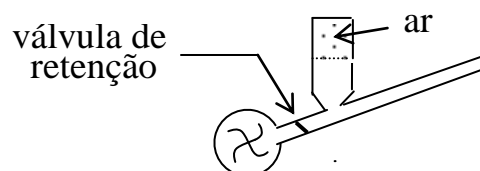
Em um sistema de acionamento de uma turbina, se a válvula a montante for fechada rapidamente haverá depressão na tubulação e a chaminé fornecerá água para a tubulação.



Se a válvula à jusante fechar-se rapidamente, o nível d'água na chaminé subirá, reduzindo a propagação das ondas de pressão as suas consequências.

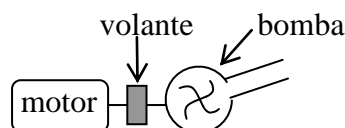
d) câmaras de ar comprimido

São ligadas logo após a válvula de retenção, contendo ar comprimido em parte de seu volume total. Durante a depressão a câmara fornece água à linha de elevação e posteriormente recebe água durante a elevação da pressão, com expansão e compressão do volume de ar. Com isso, reduzem-se as mudanças de velocidade da água na tubulação e os efeitos do Golpe de Aríete. Devido ao arrastamento do ar pela água, tanto maior quanto mais elevadas forem as pressões, a câmaras necessitam de reposição periódica do mesmo.



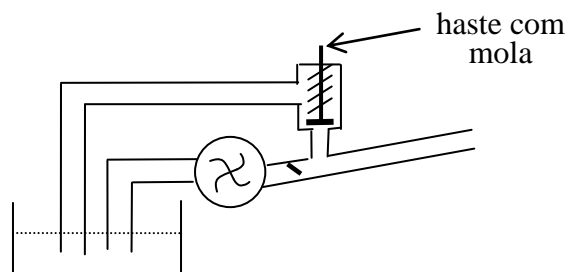
e) volante de inércia

O volante, colocado no eixo, entre o motor e a bomba, prolonga o tempo de paralisação do conjunto após o desligamento do motor e muitas vezes provoca fechamento lento da válvula de retenção. No seu dimensionamento deve-se levar em consideração o limite máximo de inércia que o motor suporta; o raio do volante também deve ser calculado, para que não se atinja a velocidade periférica que cause desintegração do seu material na velocidade de rotação do motor.



f) válvulas de alívio

As válvulas de alívio possuem uma haste que se movimenta, permitindo a abertura das mesmas. Com a sobrepessão a mola comprime-se, havendo descarga do fluido da tubulação.



Conforme SILVESTRE (1979), as válvulas de alívio são ligadas à linha de elevação e quando a pressão ultrapassa em 10% a 15% a pressão normal de bombeamento, abrem-se para a atmosfera, descarregando certo volume de água. Por isso, limitam as pressões a valores compatíveis com a resistência dos tubos, mas não combatem as subpressões.

9. BOMBAS HIDRÁULICAS E INSTALAÇÕES DE BOMBEAMENTO

Os problemas relacionados ao deslocamento de fluidos são preocupações desde a Antiguidade, para o abastecimento de água das civilizações e em outras

necessidades, sendo famosas as geniais invenções, tal como a bomba de parafuso de Arquimedes (287 - 212 a. C.)

Este assunto – instalações de bombeamento – torna-se a cada dia mais importante, no meio industrial, rural, urbano e em muitos ramos da Ciência, sendo oportuno lembrar a melhor bomba que existe e a mais importante para o Homem – o coração humano.

9.1. DEFINIÇÕES E CLASSIFICAÇÕES

máquinas hidráulicas

a) motrizes: transformam energia hidráulica em energia mecânica, aproveitando o potencial hidráulico das quedas hidráulicas. São os chamados motores hidráulicos. Exemplos: roda d'água, turbinas hidráulicas, etc.;

b) geratrizes: transformam energia mecânica em energia hidráulica, podendo-se tomar como exemplo, de modo geral, todas as bombas hidráulicas;

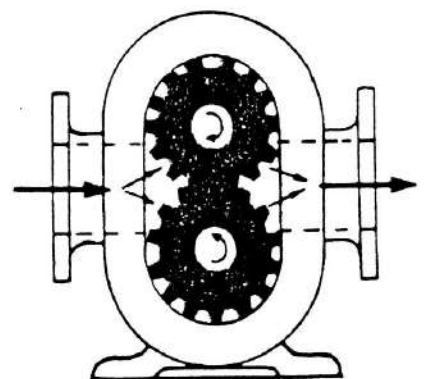
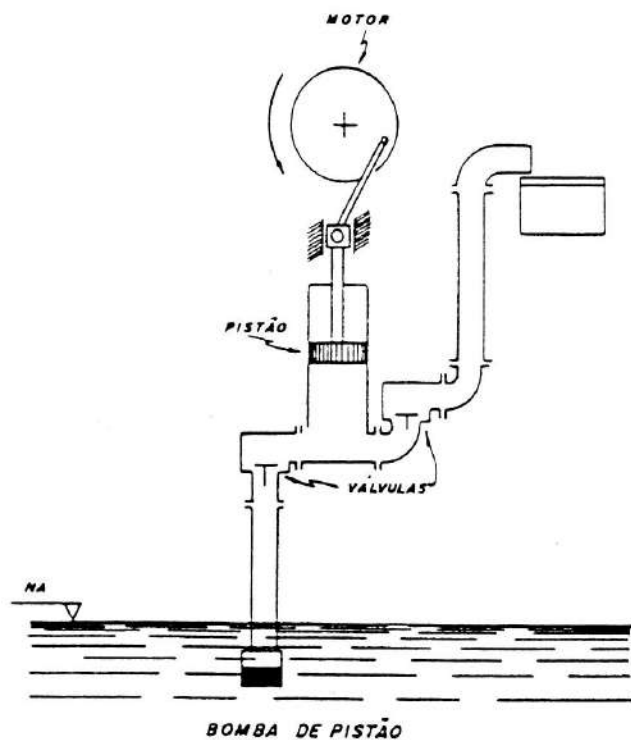
c) mistas ou especiais: modificam o estado de energia que o fluido possui, transformando a energia hidráulica de uma forma para outra. Exemplos: a bomba hidráulica chamada Aríete Hidráulico, que converte energia de velocidade em energia de pressão pelo Golpe de Aríete e; bombas com injetores para poços.

bombas hidráulicas

São máquinas hidráulicas geratrizes, que transferem energia ao fluido a fim de promover o seu deslocamento. Podem ser classificadas em dois grandes grupos:

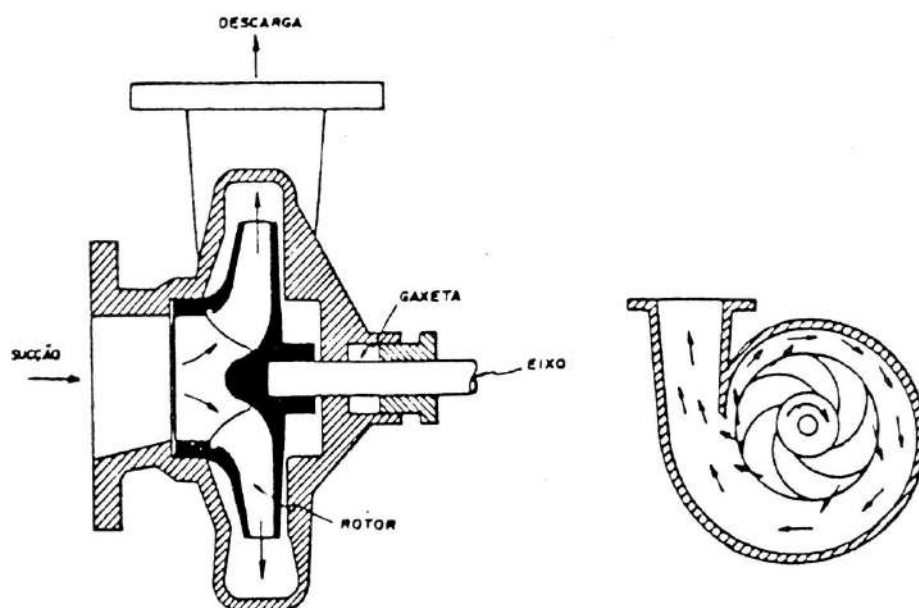
a) Bombas volumógenas

A energia de pressão comunicada ao fluido independe da velocidade de suas partes móveis; a velocidade afeta somente a vazão. Podem ser de *escoamento intermitente* ou *alternativas* (bomba de pistão, de diafragma) e de *escoamento contínuo* (bomba de engrenagens, de parafuso). Outras características deste tipo de bombas: a) a trajetória do fluido no interior da bomba acompanha a trajetória de suas partes móveis; b) podem iniciar seu funcionamento sem escorvamento.



b) Turbobombas

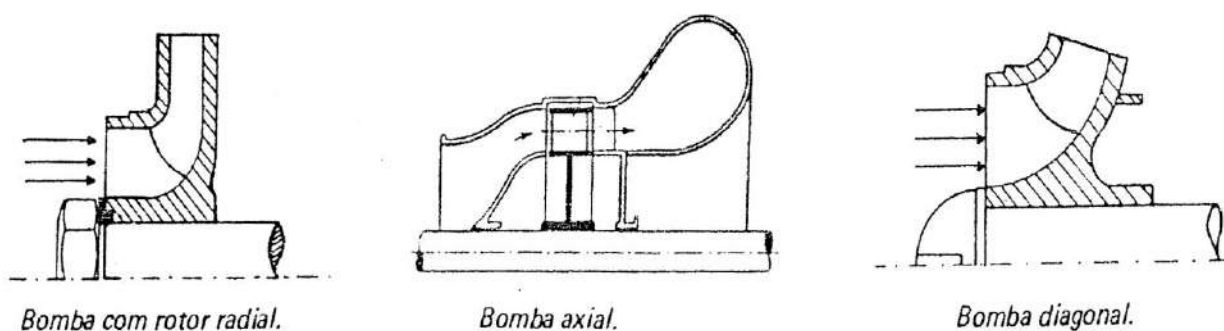
São também chamadas de bombas rotativas. Neste caso, a energia (pressão) comunicada ao fluido depende da velocidade de suas partes móveis (rotores) e a trajetória descrita pelo fluido difere da trajetória dos mesmos.



Esquema de funcionamento de uma bomba centrífuga (rotor e carcaça)

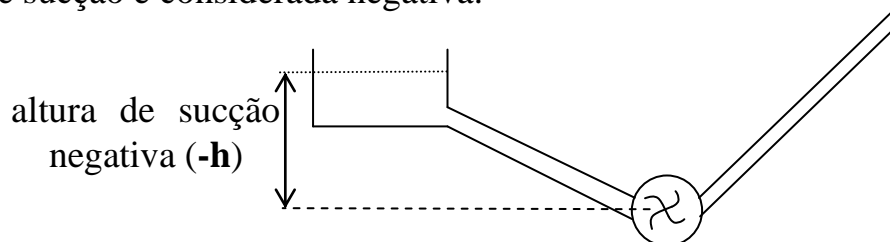
A principal classificação das turbobombas considera a trajetória desenvolvida pelo fluido no rotor. Assim, classificam-se as turbobombas em:

- Bombas radiais ou centrífugas: o fluido penetra axialmente no rotor e sua trajetória é bruscamente desviada para a direção radial. São bombas empregadas para valores relativamente pequenos de vazões, em grandes alturas.
- Bombas axiais: a trajetória do fluido se desenvolve, em relação ao rotor, em direção preponderantemente axial. O campo de emprego caracteriza-se pelo recalque de grandes vazões, em pequenas alturas.
- Bombas diagonais: trata-se de caso intermediário entre os dois tipos anteriores, tanto em relação à trajetória do fluido no rotor, como no campo de emprego.

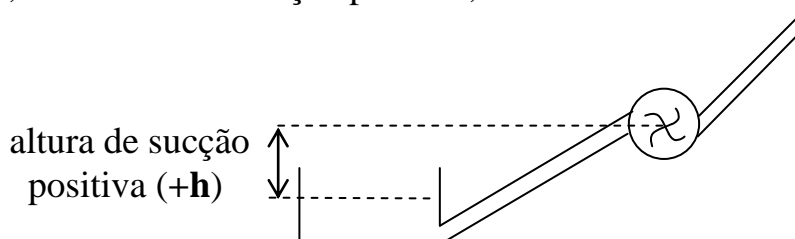


Dentre os tipos de instalação de bombas tem-se:

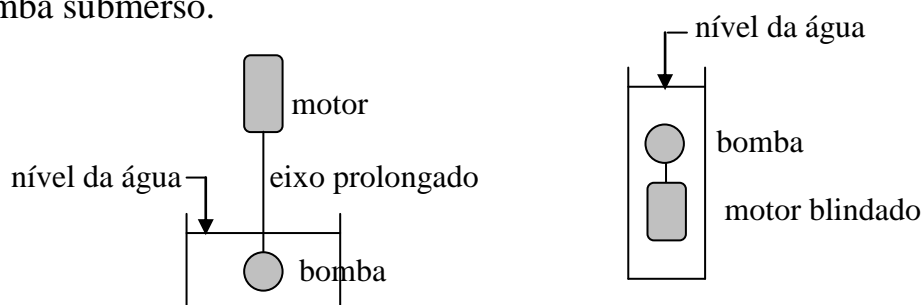
bombas afogadas: o eixo da bomba encontra-se abaixo do nível da água do reservatório de captação, dispensando o escorvamento (preenchimento do interior da bomba e da tubulação de sucção com o fluido, expulsando-se o ar). Neste caso, a altura de sucção é considerada negativa.



bombas não-afogadas: a bomba encontra-se acima do nível da água do reservatório, com altura de sucção positiva, necessitando-se de escorvamento.



bombas submersas: podem estar com o motor acima da água ou todo conjunto motobomba submerso.



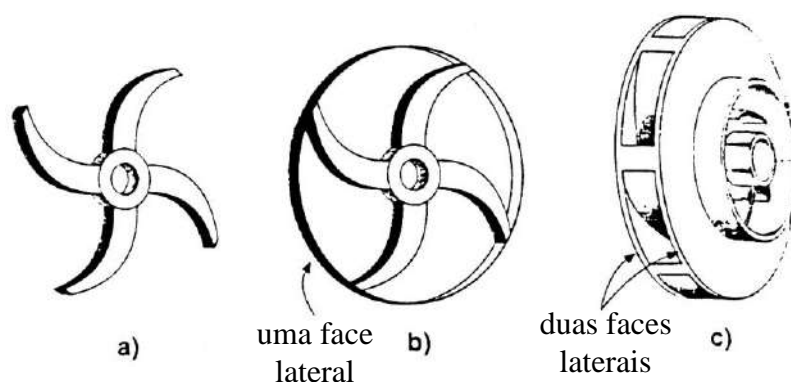
9.2. BOMBAS CENTRÍFUGAS

São as mais utilizadas, motivo pelo qual serão destacadas a seguir:

9.2.1. CONSTITUIÇÃO

Os componentes de fabricação das bombas podem variar para atender as mais diversas situações de bombeamento, porém, basicamente tem-se:

a) *rotor*: órgão móvel, comumente com o formato de disco e dotado de pás, é acionado pelo eixo que transmite o movimento de rotação do motor, criando depressão na região central da bomba, possibilitando a sucção do fluido e aumento da pressão em sua periferia, promovendo o seu deslocamento. Dependendo das substâncias em suspensão no fluido, o rotor poderá ser aberto ou fechado, conforme ilustração seguinte:



tipos de rotores: a) aberto; b) semi-aberto; c) fechado

b) *difusor*: canal de seção crescente, com a função de coletar o fluido expelido pelo rotor e encaminhá-lo à tubulação de recalque;

c) *caixa de gaxetas*: permite a colocação de anéis lubrificadas (gaxeta), permitindo a vedação entre a carcaça da bomba e seu eixo. Para essa função

existem também os selos mecânicos, que fazem a vedação com menor desgaste do que a gaxeta, empregando-se outros elementos de vedação (porcelana, mola, anel, etc.);

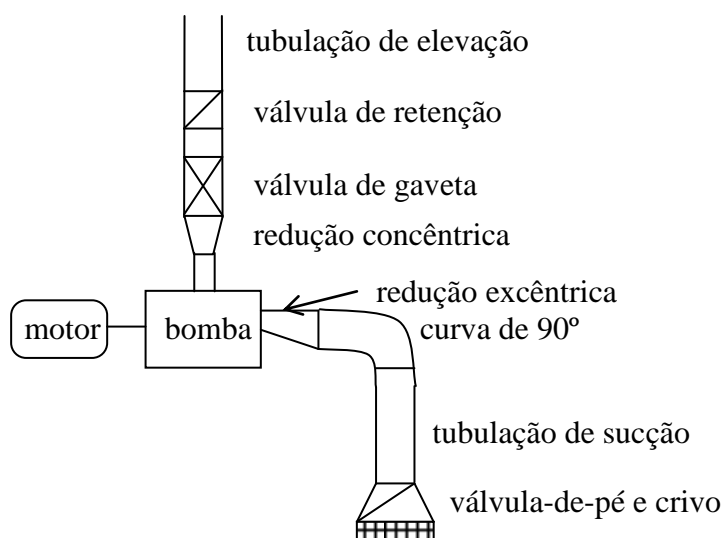
d) carcaça: é a parte estacionária que envolve o rotor, sustenta o eixo e possui abertura para a sucção e para a descarga;

f) rolamentos e acoplamentos: os rolamentos permitem o movimento do eixo em relação à carcaça, necessitando lubrificação. Por sua vez, o eixo pode estar ligado ao motor por acoplamento fixo ou móvel (junta elástica).

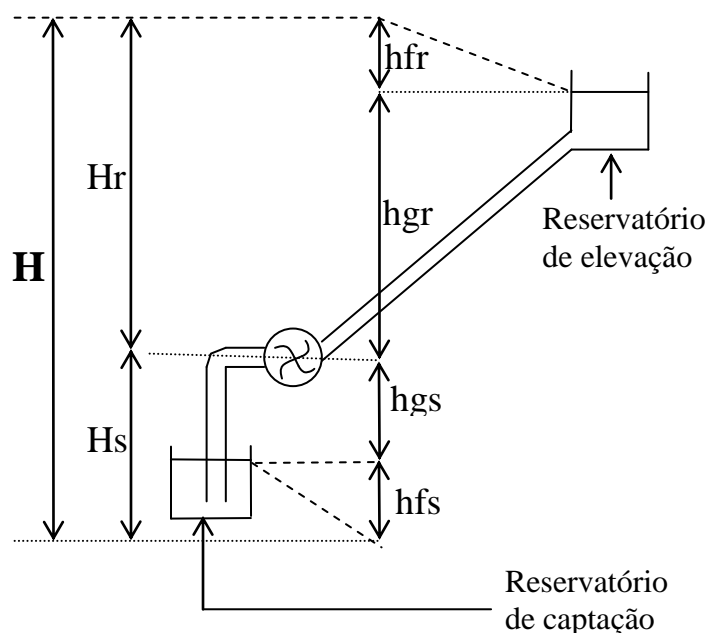
9.2.2. FUNCIONAMENTO DA BOMBA E ESQUEMA DO CONJUNTO ELEVATÓRIO

Para início de funcionamento da bomba, necessita-se fazer o escorvamento, quando se tratam de bombas não-afogadas. Com a movimentação do rotor, o fluido é deslocado do centro para a periferia, pelo efeito da força centrífuga, produzindo depressão no interior da mesma. Estando a tubulação de sucção ligada ao poço, o líquido penetra continuamente na bomba pela ação da pressão atmosférica.

A massa líquida, que sai do rotor com elevada energia cinética, adquire pressão pela ação do difusor. Em muitos casos, as bombas possuem mais de um rotor (bomba de múltiplos estágios), que quando instalados em série aumentam a capacidade de elevação do fluido. A bomba ligada ao motor e com acessórios que geralmente fazem parte da instalação é esquematizada a seguir:



Para o esquema apresentado anteriormente, definem-se as seguintes variáveis:



h_{gs} = altura geométrica de sucção

h_{fs} = perda de carga na tubulação de sucção

H_s = $h_{gs} + h_{fs}$ = altura manométrica de sucção

h_{gr} = altura geométrica de recalque

h_{fr} = perda de carga no recalque

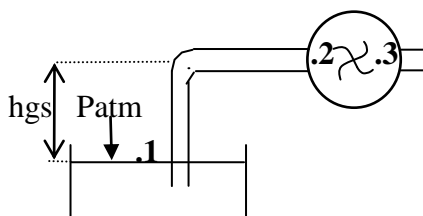
H_r = altura manométrica de recalque

H = $H_s + H_r$ = altura manométrica total

A altura manométrica total representa a energia que a bomba deve fornecer ao fluido, representando a soma das alturas geométricas (desnível), as perdas de carga, e também em muitos casos, a energia para acionamento de um equipamento, com por exemplo um aspersor.

9.2.3. ALTURA GEOMÉTRICA DE SUCÇÃO MÁXIMA E CAVITAÇÃO

Considerando-se a pressão absoluta e aplicando-se o Teorema de Bernoulli ao sistema esquematizado a seguir, com plano de referência passando pelo nível da água no reservatório, tem-se:



$$\frac{P_{\text{atm}}}{\gamma} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + h_{gs} + hf_{1a2} \quad (3)$$

$$h_{gs} = \frac{P_{\text{atm}}}{\gamma} - \left(\frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + hf_{1a2} \right)$$

Assim, como os termos entre parênteses são maiores que zero, a altura geométrica de sucção é menor que o valor da pressão atmosférica local e muitas vezes tem valor máximo em torno de 7 a 8 m.

Considerando-se também que na passagem do fluido pelo interior da bomba ocorre perda de carga (hf_{2a3}), a equação 3 modifica-se para:

$$\frac{P_{\text{atm}}}{\gamma} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + h_{gs} + hf_{1a2} + hf_{2a3}$$

Também, considerando-se que não deve ocorrer vaporização da água, o limite mínimo de pressão na entrada da bomba (P_2/γ) é a pressão de vapor. Assim, organizando-se a equação anterior, tem-se:

$$\frac{P_{\text{atm}}}{\gamma} - H_s - \frac{P_{\text{vapor}}}{\gamma} = \frac{V^2}{2g} + hf_{2a3}$$

Cada lado desta igualdade é chamado de NPSH (*net positive suction head* = carga líquida de sucção positiva) e representam energias. Do lado esquerdo, significa o saldo de energia disponível (**NPSH disponível**) para a água entrar na bomba ainda no estado líquido. Do lado direito, a soma significa a energia exigida (**NPSH exigido**) para a água passar pela bomba com determinada velocidade e perda de carga.

Se na entrada da bomba for atingida a pressão de vapor, haverá liberação de bolhas de vapor e outros gases. Entrando pela bomba, as bolhas sofrerão compressão pelo rotor e a água penetra nas mesmas com altíssima velocidade, atritando com o rotor e carcaça, gerando desgaste e queda do rendimento da bomba, podendo interromper o fluxo. Este fenômeno denominado **cavitação** tem ruído característico e muitas vezes pode ser ouvido facilmente; o som assemelha-se ao ocorrido com a explosão de pipocas ou som de algum parafuso que estivesse solto no interior da bomba.

No NPSH disponível estão os parâmetros que dependem das condições locais da instalação e no NPSH exigido os relacionados à bomba. Certamente, a bomba não cavitara se: $\boxed{\text{NPSH}_{\text{disponível}} > \text{NPSH}_{\text{exigido}}}$

Exercício 73. Conforme catálogo de uma bomba, em determinada vazão o NPSH exigido é 3 m. Se a temperatura da água é 65 °C, a altitude do local é 600 m e a perda de carga na tubulação de sucção é 1,50 m, qual a altura geométrica de sucção que a bomba poderá ter?

Exercício 74. O catálogo de uma bomba indica que para uma vazão o NPSH exigido é 4,60 m. Sabendo-se que a mesma será instalada em uma indústria a 500 m de altitude, conduzindo água a 90 °C e a perda de carga calculada para a tubulação de sucção é 1,20 m, que posição a bomba poderá ser instalada em relação ao nível da água do reservatório de captação?

Tabela 7. Valores da pressão atmosférica em diferentes altitudes.

altitude (m)	pressão (m c.a.)
0	10,33
300	9,96
600	9,59
900	9,22
1.200	8,88
1.500	8,54
1.800	8,20
2.100	7,89
2.400	7,58
2.700	7,31

Tabela 8. Valores de pressão de vapor da água e sua densidade em diferentes temperaturas.

temperatura (°C)	pressão de vapor (m c.a.)	densidade
4	0,083	1,0000
10	0,125	0,9997
15	0,174	0,9991
20	0,238	0,998
25	0,322	0,997
30	0,429	0,996
35	0,572	0,994
40	0,750	0,992
45	0,974	0,990
50	1,255	0,988

Tabela 8. continuação.

55	1,602	0,986
60	2,028	0,983
65	2,547	0,981
70	3,175	0,978
75	3,929	0,975
80	4,828	0,972
85	5,894	0,969
90	7,149	0,965
95	8,620	0,962
100	10,33	0,958
110	14,61	0,951
120	20,27	0,943

9.2.4. RELAÇÕES ENTRE ROTAÇÃO (n), DIÂMETRO DO ROTOR (d), ALTURA MANOMÉTRICA (H) E POTÊNCIA (P)

Variando-se a rotação e o diâmetro do rotor, as bombas alteram seus valores de vazão, de altura manométrica (pressão) bem como a potência necessária no eixo. Essas alterações podem ser calculadas por relações empíricas e, portanto, os resultados com elas obtidos não são exatos, uma vez que o rendimento da bomba também pode variar com a nova situação. Assim, sendo d_1 , n_1 , H_1 , Q_1 e P_1 , os valores na condição inicial e essas variáveis com índice 2 os valores na condição alterada, tem-se:

a) mantendo-se a forma e o diâmetro do rotor e variando-se sua rotação

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{n_2}{n_1}; \quad \frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2; \quad \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3$$

b) mantendo-se a rotação e variando-se o diâmetro do rotor

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{d_2}{d_1}; \quad \frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2; \quad \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^3$$

Por exemplo, se exageradamente fosse colocado um rotor de diâmetro igual ao dobro do diâmetro do rotor que será substituído, seria obtido: $Q_2 = 2Q_1$, $H_2 = 4H_1$, $P_2 = 8P_1$. Assim, a vazão dobraria, a pressão seria quatro vezes maior, porém a potência exigida para acionamento da bomba seria oito vezes maior!

Entretanto, para não fugir do previsto com essas relações e das características da bomba, na prática as alterações do diâmetro e da rotação do rotor não devem ultrapassar 20% e 40%, respectivamente.

Exercício 75. Um oficial usinou um rotor de 20 cm de diâmetro, diminuindo-lhe 8 mm. Sabendo-se que inicialmente a bomba exigia 10 cv, qual a nova potência exigida?

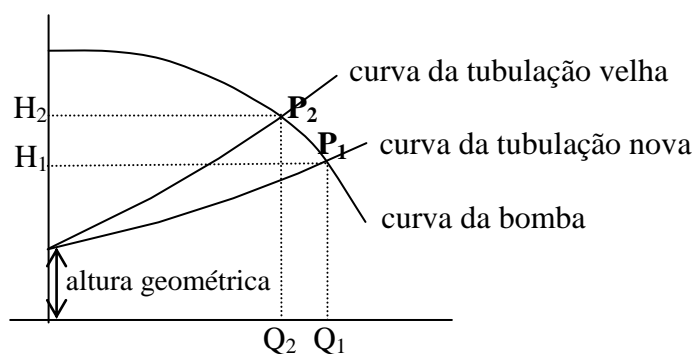
Exercício 76. O diâmetro do rotor de uma bomba centrífuga foi diminuído 25 mm. Sabendo-se que o diâmetro original era 200 mm e a velocidade de rotação era 1.750 rpm, qual deverá ser a nova velocidade de rotação para que a vazão original de 20 L/s seja mantida?

9.2.5 CURVAS CARACTERÍSTICAS

As informações da pressão desenvolvida (altura manométrica), potência necessária no eixo e rendimento em relação à vazão, para uma determinada rotação e diâmetro do rotor, são obtidas em ensaios de laboratório e apresentadas graficamente em curvas chamadas *curvas características*. Esses gráficos, que informam o comportamento geral das bombas em diferentes condições, trazem também outras informações importantes como por exemplo, os valores de NPSH exigido ou a altura manométrica de sucção máxima para que não ocorra a cavitação.

Sendo a altura manométrica decrescente com o aumento da vazão, para vazão nula obtém-se o máximo valor de altura manométrica. Esse ponto é denominado *shut-off* e corresponde à máxima pressão obtida na saída da bomba, com a válvula de gaveta fechada.

Conhecendo-se a curva vazão \times pressão (altura manométrica) da bomba e da tubulação, define-se o ponto de trabalho (P). Esse ponto pode variar de acordo com alterações no projeto inicial do bombeamento ou pelo efeito do envelhecimento dos tubos, conforme ilustrado a seguir. Prevendo-se essas variações é importante escolher-se bombas que, alterando-se a altura manométrica tenham pouca variação de vazão.



9.2.6. SELEÇÃO DE BOMBAS E FAIXA DE TRABALHO

Na escolha de bombas para atendimento de uma ou mais situações de vazão, pressão, etc., pode-se deparar com muitas alternativas quanto a fabricantes, modelo de bombas, etc.

Inicialmente, tendo-se a vazão e a altura manométrica deve-se consultar o catálogo do fabricante que especificará a bomba para cada condição de fluido. A indicação poderá vir em diagramas (gráficos de pré-seleção) que especificam o campo de trabalho para cada uma das bombas de uma mesma série, ou em tabelas, de acordo com a vazão e com a altura manométrica.

Por exemplo, tendo-se $Q = 250 \text{ m}^3/\text{h}$ e $H = 82 \text{ m}$, consultando os catálogos do fabricante KSB (páginas 90 e 91), com 1.750 rpm, a indicação será

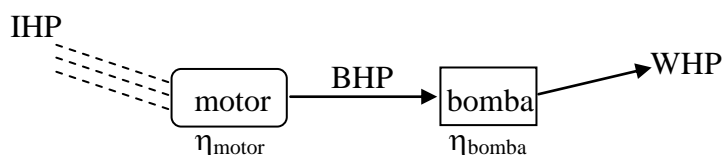
125*-50
97,5

, que se refere ao modelo (125-50) e potência exigida no eixo (97,5 cv).

Escolhida a bomba, consultam-se as curvas características, obtendo-se: diâmetro do rotor (\varnothing) = 320 mm; rendimento da bomba (η) = 77%; altura manométrica de sucção máxima (H_s) = 7,75 m; potência exigida (N) = 100 cv.

9.2.7. POTÊNCIAS E RENDIMENTO

No dimensionamento de um conjunto elevatório, além da definição do modelo da bomba, diâmetro da tubulação, etc., é fundamental determinar a potência exigida pela bomba e a potência do motor, necessitando-se conhecer o rendimento dos mesmos. Esquemmatizando-se o conjunto tem-se:



WHP = *water horse power* = potência útil

BHP = *break horse power* = potência exigida no eixo da bomba

IHP = *input horse power* = potência absorvida pelo motor

η_{motor} = rendimento do motor; η_{bomba} = rendimento da bomba

Pela definição de potência tem-se:

WHP = trabalho \cdot tempo⁻¹ = força \cdot deslocamento \cdot tempo⁻¹ = volume $\cdot \gamma \cdot$
deslocamento \cdot tempo⁻¹ = Q γ H.

Sendo H a altura manométrica e usando-se as variáveis nas unidades: Q (L/s), γ (kgf/L), H (m) e tratando-se de água (kgf \cong L), **WHP = Q (L/s) \cdot H (m)**, resultando kgf m s⁻¹. Também, sendo 1 cavalo-vapor (cv) equivalente a 75 kgf m s⁻¹, tem-se:

$$\text{WHP} = \frac{Q(\text{L/s}) H(\text{m})}{75} \quad (\text{cv})$$

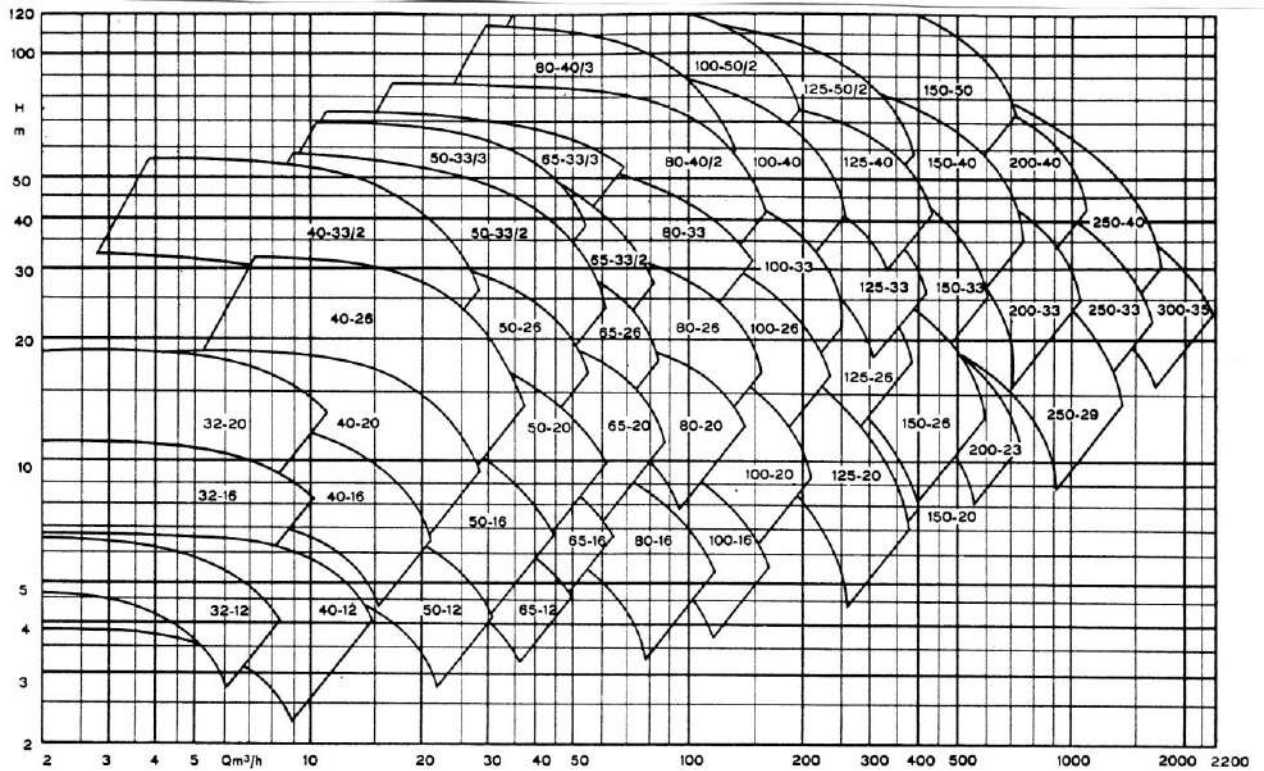
$$\text{BHP} = \frac{\text{WHP}}{\eta_{\text{bomba}}} \quad (\text{cv})$$

$$\text{IHP} = \frac{\text{BHP}}{\eta_{\text{motor}}} \quad (\text{cv})$$

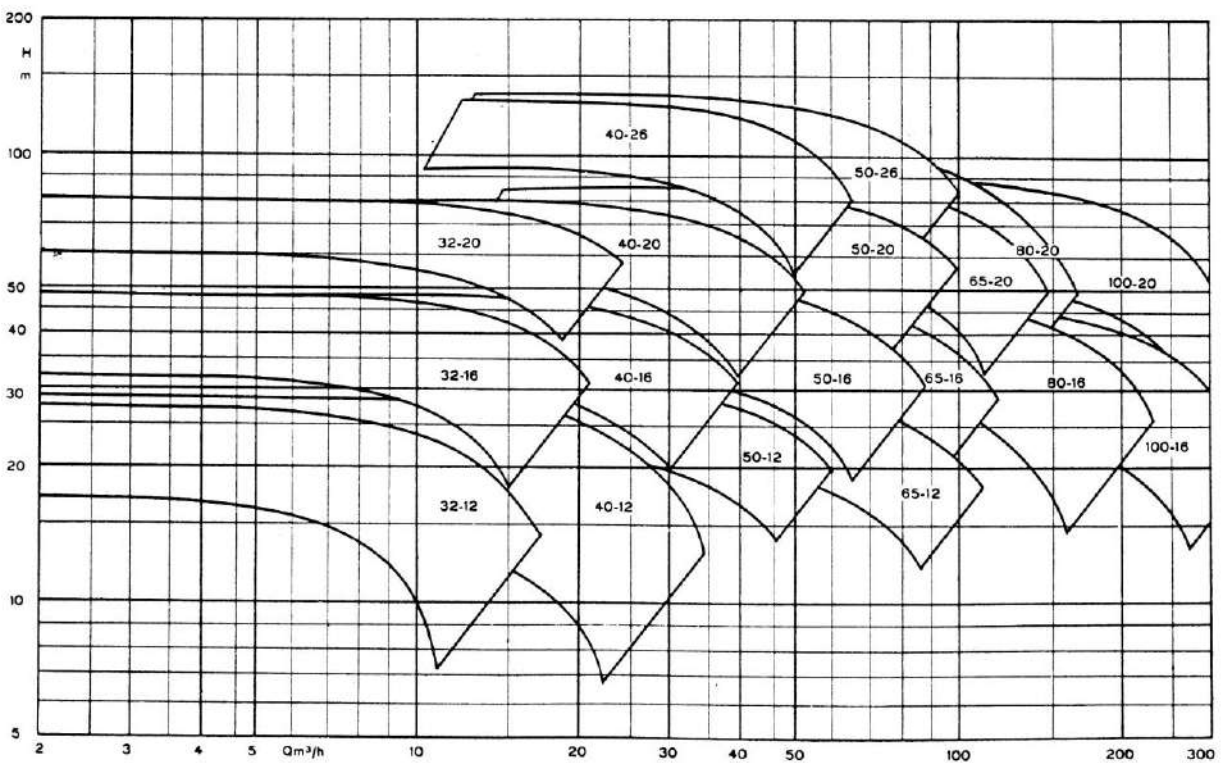
Como muitas vezes não se dispõe do catálogo do motor para verificar seu rendimento, é comum usar-se a seguinte recomendação:

MOTORES ELÉTRICOS	
consumo da bomba (cv) (BHP)	potência do motor (cv) (IHP)
0,1 a 0,4	0,75
>0,4 a 0,7	1
>0,7 a 1,2	1,5
>1,2 a 1,6	2
>1,6 a 15	20% a mais
>15	15% a mais

BOMBAS KSB-ETA: CAMPO DE APLICAÇÃO



n = 1750 rpm



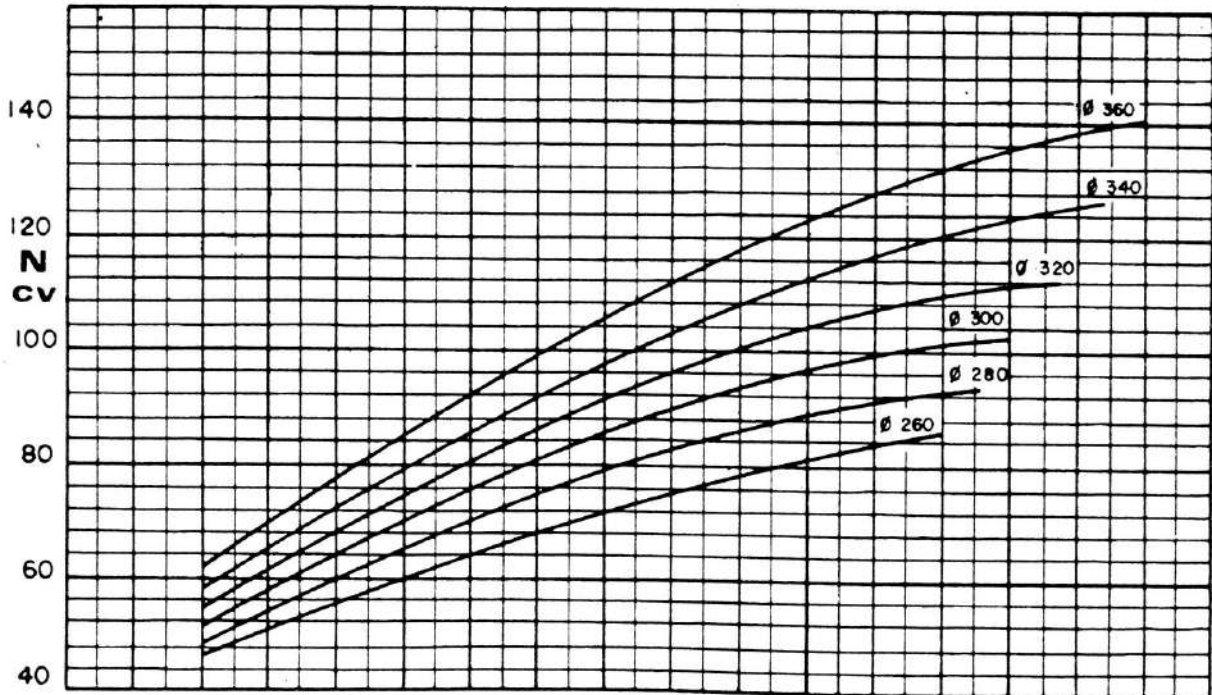
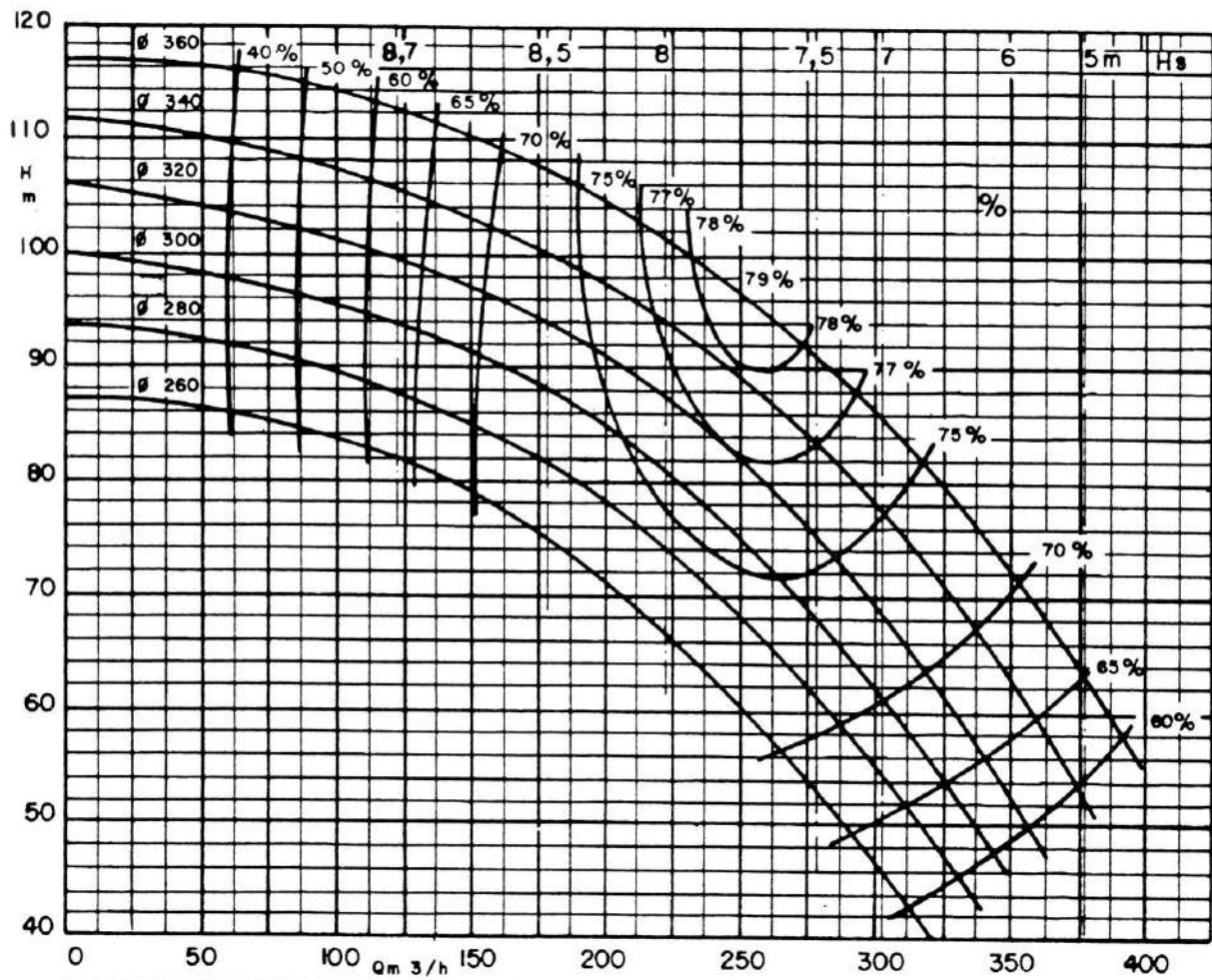
n = 3500 rpm

 KSB	<h2>Bombas Centrífugas ETA</h2> <p>TABELA DE ESCOLHA PARA 1.700 r.p.m.</p>	60 CICLOS
---	--	--------------

Vol. em m ³ / h	ALTURA MANOMÉTRICA TOTAL EM METROS															
	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	60	70	80	90	100	110
2,5	32-12 0,1	32-16 0,25	32-20 0,45													
5	32-12 0,2	32-16 0,4	32-20 0,6													
7,5	40-12 0,25	32-16 0,55	32-20 0,85	40-26 1,6	40-26 1,9	40-26 2,6	40-33 2,15	40-33 2,5	40-33 2,9	40-33 3,4						
10	40-12 0,3	40-16 0,65	32-20 1,1	40-26 1,8	40-26 2,1	40-26 2,8	40-33 2,6	40-33 3,0	40-33 3,4	40-33 4,0	50-33 5,6	50-33 6,65				
12,5	40-12 0,35	40-16 0,8	40-20 1,3	40-26 2,0	40-26 2,4	40-26 3,1	40-33 3,1	40-33 3,5	40-33 4,0	40-33 4,6	50-33 6,2	50-33 7,7				
15	50-12 0,45	40-16 0,9	40-20 1,5	40-26 2,2	40-26 2,75	40-26 3,5	40-33 3,6	40-33 4,1	50-33 4,35	50-33 4,9	50-33 6,8	50-33 8,6	80-40 12,7			
17,5	50-12 0,5	50-16 1,0	40-20 1,7	40-26 2,45	40-26 3,1	40-26 3,9	50-33 3,5	50-33 4,1	50-33 4,7	50-33 5,4	50-33 7,7	65-33 9,9	80-40 13,0			
20	50-12 0,6	50-16 1,1	40-20 1,95	40-26 2,85	40-26 3,55	50-26 4,0	50-33 3,9	50-33 4,5	50-33 5,15	50-33 5,8	50-33 8,2	65-33 10,6	80-40 14,1			
25	65-12 0,65	50-16 1,25	50-20 2,1	40-26 3,8	50-26 3,8	50-26 4,6	50-33 4,7	50-33 5,4	50-33 6,15	50-33 6,9	50-33 9,6	65-33 12,3	80-40 15,9			
30	65-12 0,75	50-16 1,5	50-20 2,45	50-26 3,8	50-26 4,4	65-26 5,2	50-33 5,6	50-33 6,35	50-33 7,15	50-33 8,1	50-33 11,1	65-33 13,3	80-40 17,1	80-40 23,2	80-40 26,5	
35	65-12 0,85	65-16 1,75	50-20 2,8	50-26 4,2	50-26 5,05	65-26 5,8	50-33 6,6	50-33 7,4	50-33 8,2	65-33 9,7	50-33 12,6	80-40 16,2	80-40 18,8	80-40 23,8	80-40 27,0	
40	65-12 0,95	65-16 2,0	50-20 3,2	50-26 4,15	65-26 5,25	65-26 6,45	50-33 7,7	50-33 8,6	65-33 9,25	65-33 10,6	65-33 12,7	80-40 17,3	80-40 19,8	80-40 24,2	80-40 27,5	
45	65-12 1,1	80-16 2,3	65-20 3,35	65-26 4,65	65-26 5,8	65-26 7,1	65-33 7,9	65-33 9,0	65-33 10,3	65-33 11,7	80-40 15,9	80-40 18,3	80-40 21,2	80-40 25,5	80-40 28,8	
50	65-12 1,2	80-16 2,45	65-20 3,7	65-26 5,15	65-26 6,4	80-26 8,4	65-33 8,8	65-33 9,9	65-33 11,3	65-33 12,9	80-40 17,0	80-40 19,7	80-40 22,6	80-40 26,0	80-40 30,0	100-50 45,3
60	80-16 1,5	80-16 2,8	80-20 4,4	65-26 6,35	65-26 7,85	80-26 9,4	65-33 10,7	65-33 12,0	80-33 14,8	80-33 16,9	80-40 19,4	80-40 22,2	80-40 25,8	80-40 29,4	100-50 42,5	100-50 47,0
70	80-16 1,8	100-16 3,95	80-20 5,0	80-26 6,85	80-26 8,6	80-26 10,5	80-33 12,7	80-33 14,7	80-33 16,7	80-33 18,8	80-40 21,8	80-40 25,2	80-40 29,2	80-40 32,9	100-50 45,5	100-50 51,0
80	80-16 2,2	100-16 4,25	80-20 5,55	80-26 7,7	80-26 9,6	80-26 11,7	80-33 14,4	80-33 16,5	80-33 18,7	80-40 21,2	80-40 24,4	80-40 28,0	80-40 32,5	80-40 36,8	100-50 49,0	100-50 54,4
90	100-16 2,5	100-16 4,5	80-20 6,25	80-26 8,65	80-26 10,7	80-26 12,9	80-33 16,2	80-33 18,4	80-33 20,9	80-40 23,9	80-40 27,1	80-40 31,4	80-40 37,6	100-50 47,0	100-50 53,0	100-50 59,0
100	100-16 2,7	100-20 5,0	80-20 7,0	80-26 9,75	80-26 11,9	100-26 14,8	80-33 18,2	80-33 20,6	80-33 22,9	80-40 26,5	80-40 30,2	80-40 34,6	80-40 42,4	100-50 51,0	100-50 57,0	100-50 63,6
120	100-16 3,3	100-20 5,95	100-20 8,35	80-26 12,2	80-26 14,5	100-26 16,9	100-33 20,9	100-33 23,9	100-33 26,8	100-40 33,5	100-40 37,1	100-40 45,1	100-50 52,4	100-50 58,4	100-50 65,0	100-50 71,9
140		100-20 7,0	100-20 9,7	100-26 13,1	100-26 16,0	100-33 20,9	100-33 24,1	100-33 27,2	100-33 30,4	100-40 37,4	100-40 44,0	100-40 51,5	100-50 59,7	100-50 66,2	100-50 73,3	100-50 81,0
160		100-20 8,5	100-20 11,4	100-26 15,0	100-26 18,3	100-33 24,0	100-33 27,5	100-33 30,8	125-33 36,0	125-40 40,6	100-40 50,7	100-40 58,5	100-50 68,2	100-50 75,0	100-50 82,0	125-50 93,0
180		125-20 8,8	125-20 12,5	100-26 17,6	100-26 21,0	125-26 25,6	100-33 31,3	100-33 34,6	125-33 39,0	125-40 44,5	125-40 53,4	125-40 63,5	125-50 73,6	125-50 81,2	125-50 90,0	125-50 102,0
200		125-20 9,65	125-20 13,7	125-26 19,0	125-26 23,2	100-33 28,0	125-33 36,2	125-33 38,0	125-33 42,7	125-40 48,7	125-40 58,5	125-40 69,0	125-50 80,0	125-50 88,5	125-50 97,5	125-50 109,0
250		125-20 12,4	125-20 16,7	125-26 24,0	125-26 28,8	125-33 34,1	125-33 41,5	125-33 47,0	125-33 52,0	125-40 60,0	125-40 71,2	125-40 83,6	125-50 97,5	125-50 107,0	125-50 118,0	
300		125-20 14,8	150-26 22,4	125-26 30,5	125-26 35,7	150-33 41,2	125-33 51,8	150-33 54,1	150-33 61,4	125-40 74,0	125-40 87,7	125-50 108,0	125-50 118,0	125-50 130,0	125-50 159,0	
350			150-26 25,4	150-26 32,2	150-26 40,3	150-33 47,4	150-33 54,0	150-33 61,3	150-33 69,0	150-40 81,0	150-40 97,0	125-50 132,0	125-50 146,0	150-50 158,0	150-50 175,0	
400			150-26 28,5	150-26 36,4	150-26 45,2	150-33 54,2	150-33 61,7	150-33 69,3	150-33 78,0	150-40 91,5	150-40 108,5	150-50 128,0	150-50 154,0	150-50 172,0	150-50 192,0	
450		200-23 24,0	150-26 32,5	150-26 40,7	150-33 55,0	150-33 61,7	150-33 70,3	150-33 79,0	150-40 96,0	150-40 104,0	150-40 123,0	150-50 141,0	150-50 172,0	150-50 191,0	150-50 212,0	
500		200-23 24,4	200-23 33,2	150-26 45,7	150-33 62,5	150-33 71,2	150-33 81,0	150-40 100,0	150-40 109,8	150-40 119,0	150-40 139,0	150-50 175,0	150-50 192,0	150-50 214,0	150-50 237,0	

* bomba de 2 estágios ** bomba de 3 estágios *** rotor de bronze

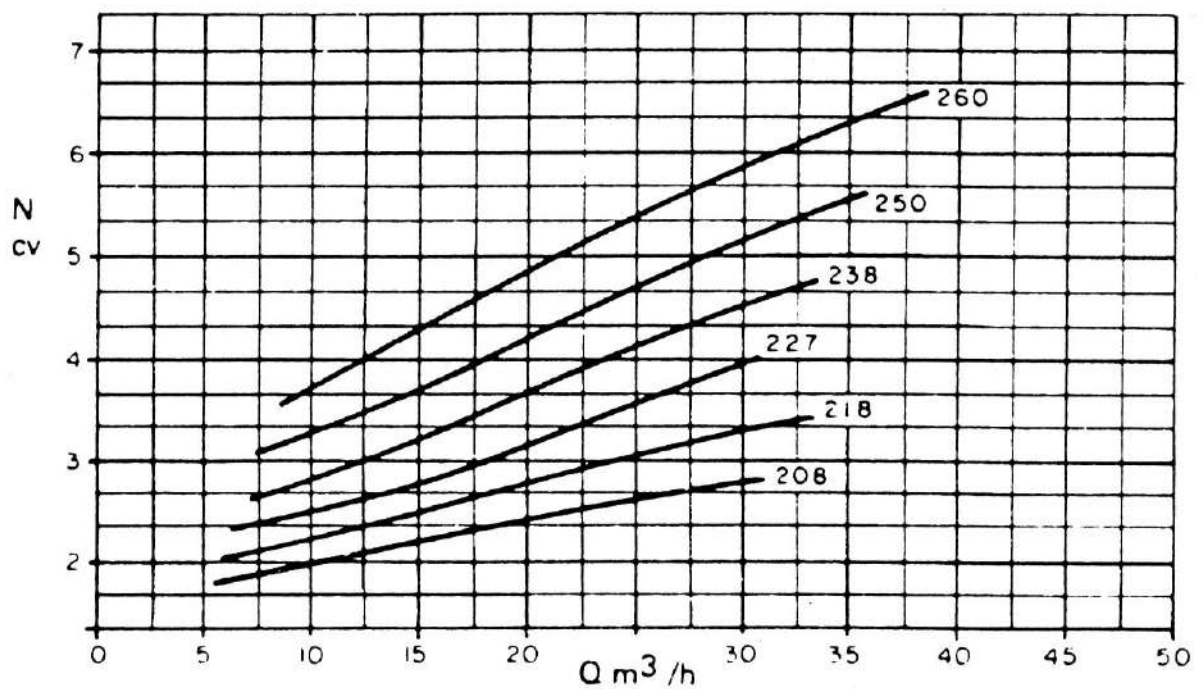
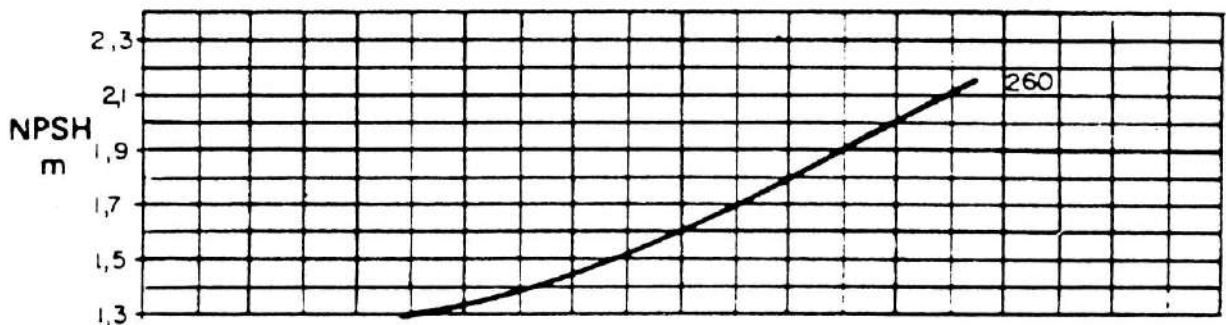
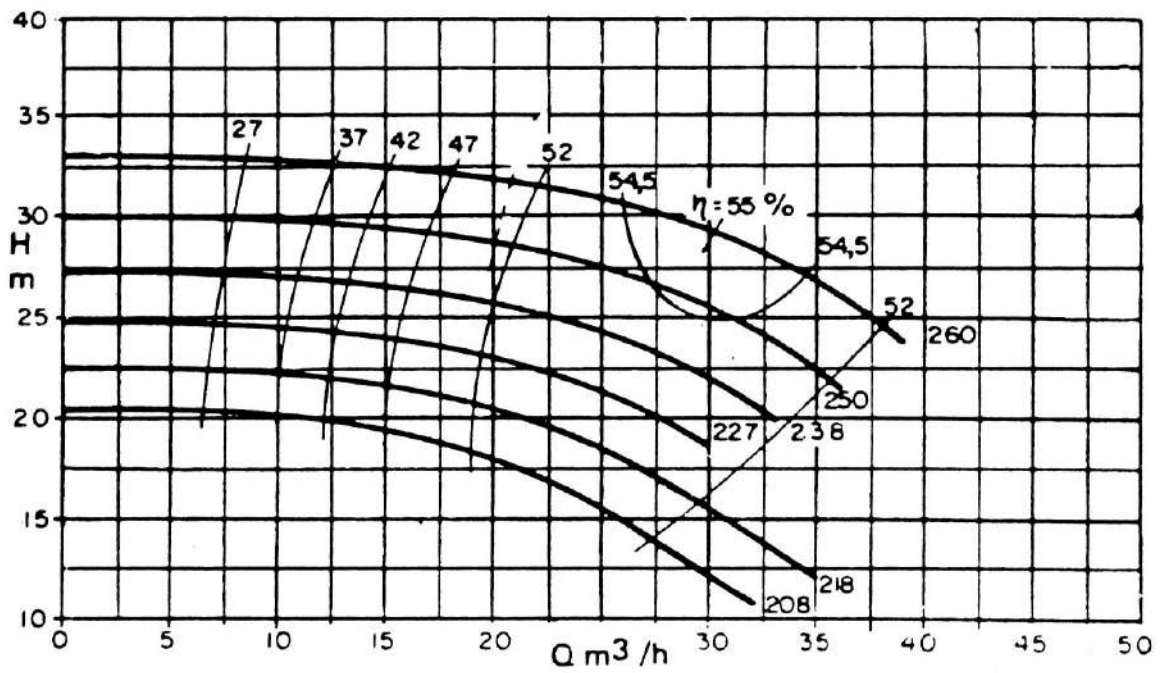
ETA 125-50/2



Rotor				Corpo sólido Ø max.	Dados para água $\gamma = 1$ Recalcular sempre os pontos de aplicação para a rotação efetiva	N — max. n	Pressão max.	rpm
Ø max.	Ø min.	largura	nº modelo					
360	260	16	34392	55	0,094	10 atm.	1750	

KSB ANS 40-250

1750 rpm



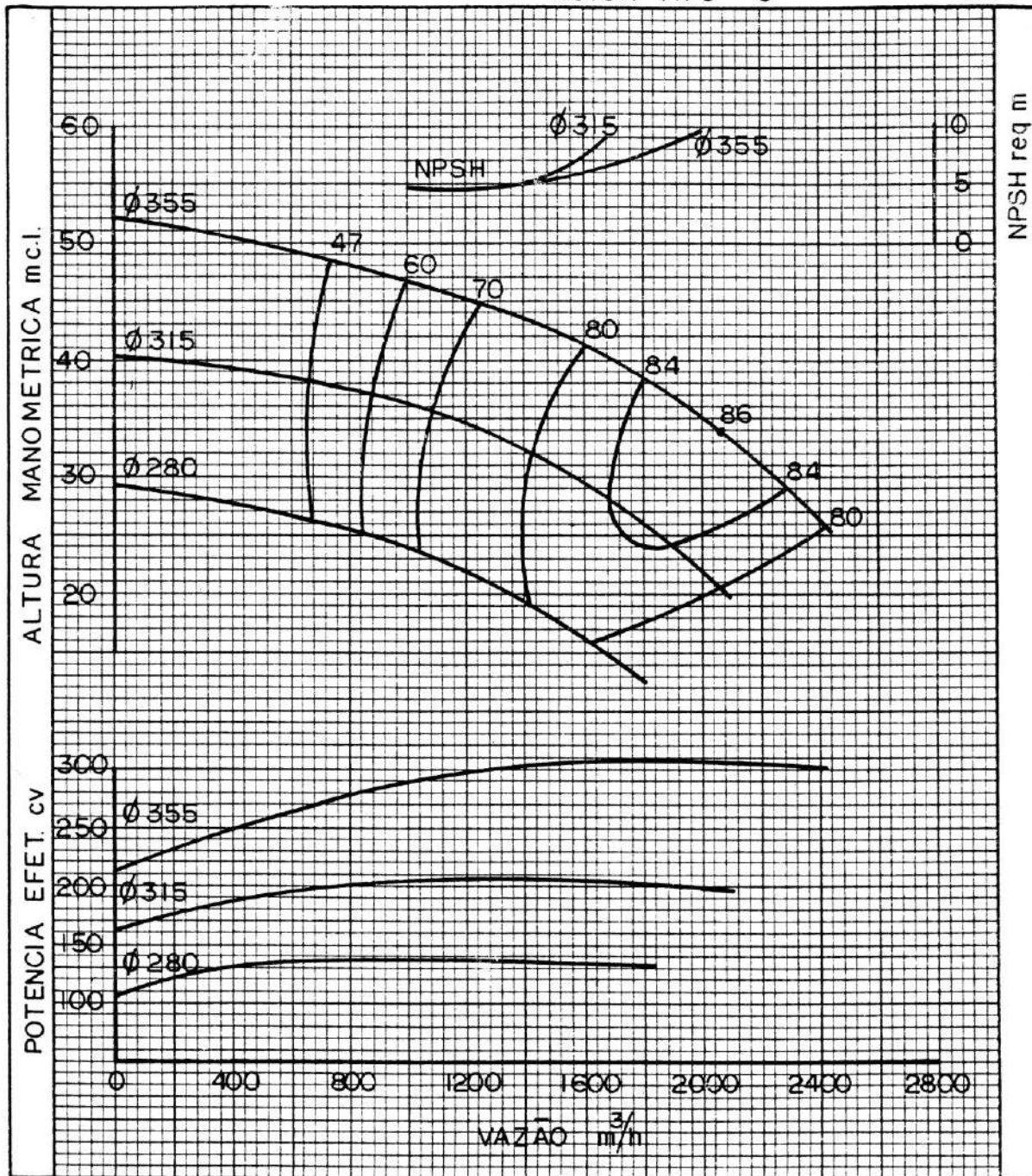


MODELO: BI-PARTIDA

TIPO: 350 DD 35

CC 7
350 DD 35
2ª EDIÇÃO

ROTOR TIPO "O"



Ø MÁX DE CORPO SOLIDO-

ROTOR PRINCIPAL			ROTOR COMPLEMENTAR			CURVAS P/LIQUIDOS COM: $\delta = 1 \text{ Kg f/dm}^3$ $\mu = 30 \text{ SSU}$
DES.	MOD.	LARGURA	DES.	MOD.	QTDE.	
Ø MAX.	Ø MIN.		Ø	LARGURA		ROTAÇÃO (rpm)
355	280					1750

BOMBAS ALBRIZZI - PETRY LTDA SÃO PAULO - BRASIL

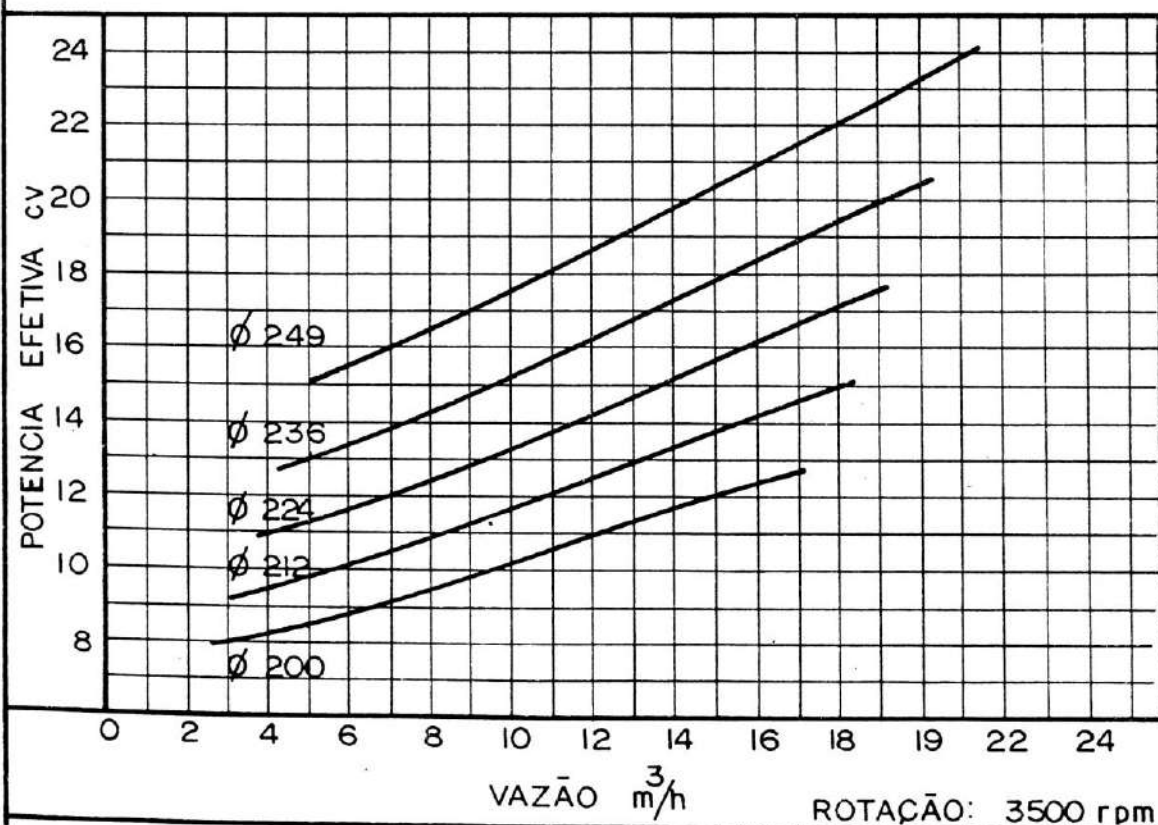
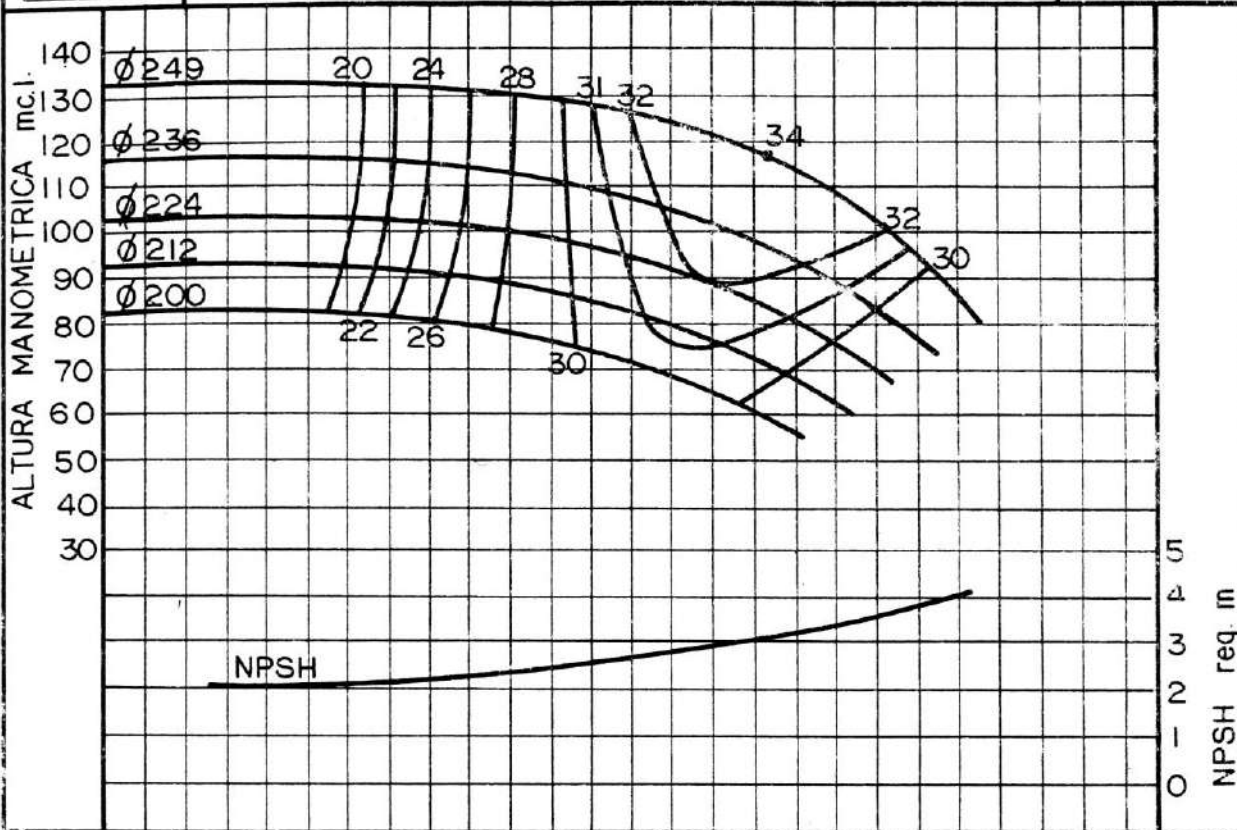


MODELO: BQ

M-1458

TIPO: 32 /25

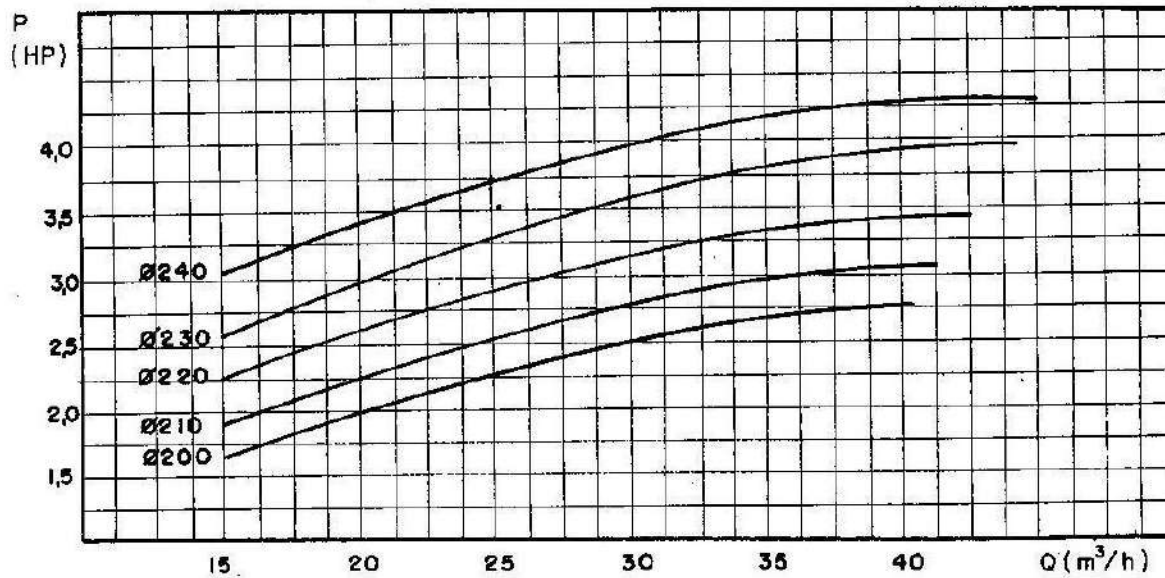
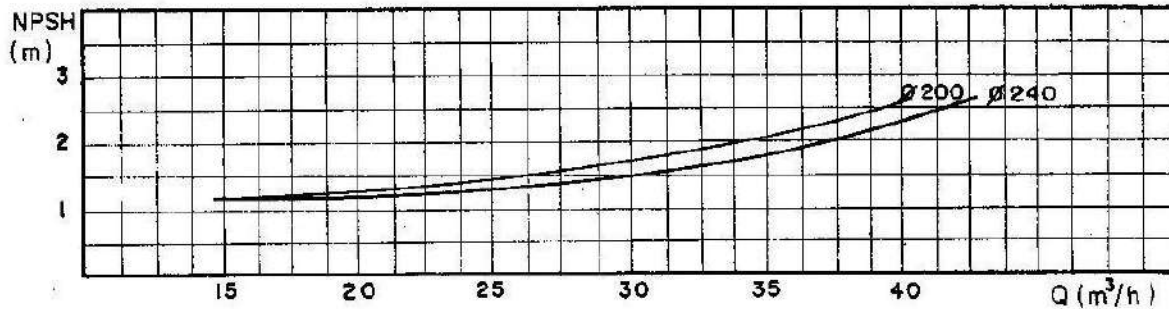
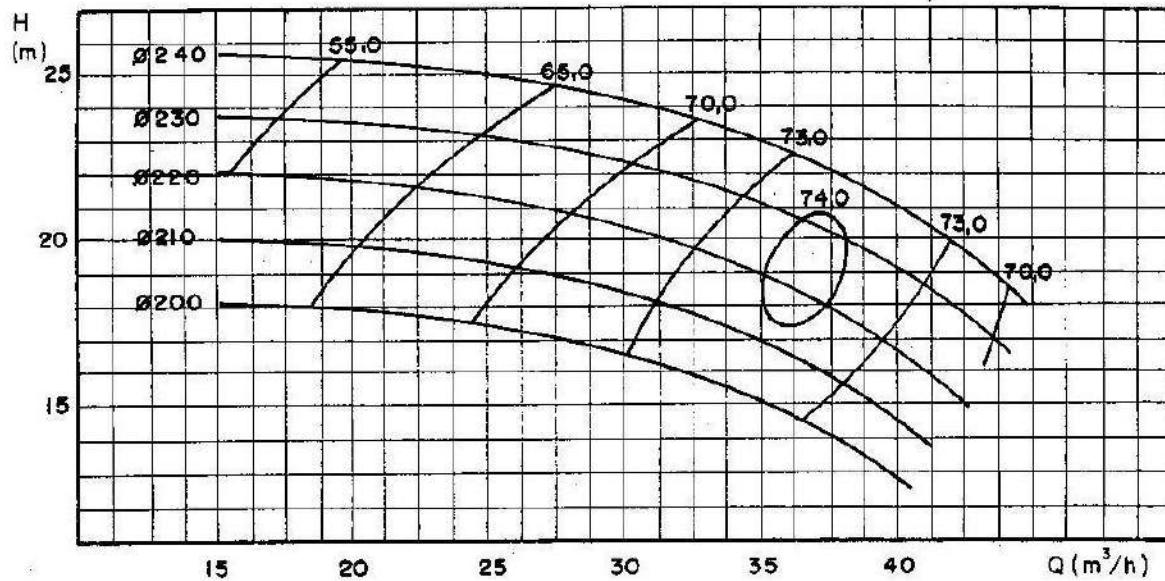
1ª edição





BOMBA CENTRIFUGA
TIPO EQ-65-24

CURVA
Nº 0008



ROTOR				SUCÇÃO	RECALQUE	ROTAÇÃO
Ø máx.	Ø mín.	largura	modelo	Ø mm	Ø mm	r. p. m.
240	200	6	8350	90	65	1750

Ainda, a potência encontrada (IHP) deve ser ajustada para a *potência nominal do motor*, também denominada *bitola comercial*, segundo padronização da ABNT.

POTÊNCIAS NOMINAIS DE MOTORES (cv) – ABNT: NP 38/1970

1/12 – 1/8 – 1/6 – 1/4 – 1/3 – 1/2 – 3/4 – 1 – 1,5 – 2 – 3 – 4 – 5 – 6 – 7,5 – 10 – 12,5 – 15 – 20 – 25 – 30 – 40 – 50 – 60 – 75 – 100 – 125 – 150 – 200 – 250 – 300 – 350 – 425 – 475 – 530 – 600 – 675 – 750 – 850 – 950.

Exercício 77. Para o exemplo dado anteriormente ($Q = 250 \text{ m}^3/\text{h}$; $H = 82 \text{ m}$), calcular BHP e indicar a bitola comercial do motor.

Solução: Pelas fórmulas de potência tem-se:

$$\text{BHP} = \frac{250 \times 1000 \times 82}{3600 \times 0,77 \times 75} = 98,6 \text{ cv}$$

$$\text{IHP} = 98,6 \times 1,15 = 113,4 \text{ cv}$$

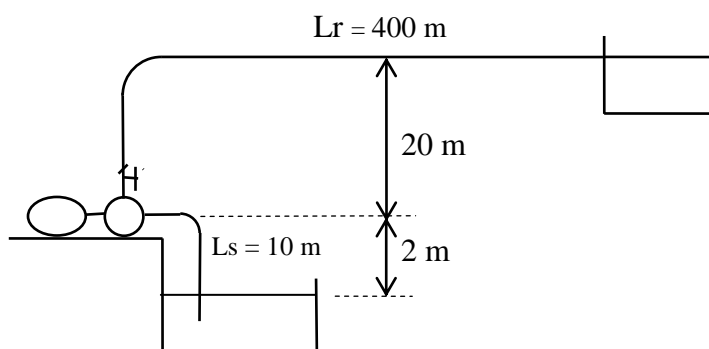
Assim, a bitola comercial deverá ser 125 cv

Exercício 78. Um sistema de bombeamento está instalado a 900 m de altitude, bombeando água a 50 °C. A altura do eixo da bomba em relação ao nível d'água no reservatório de captação é 5,31 m e a perda de carga calculada para a tubulação de sucção é 0,20 m. Sabendo-se que será utilizada a bomba KSB ANS 40-250, verificar até que vazão poderá ser bombeada, admitindo-se NPSH disponível – NPSH exigido $\geq 0,5 \text{ m}$.

DIMENSIONAMENTO DE UMA INSTALAÇÃO DE BOMBEAMENTO

Dados:

- $Q = 20 \text{ m}^3/\text{h} = 5,5 \text{ L/s}$
- tubos = PVC rígido BRASILIT ($C = 150$)
- T° da água = 20 °C
- altitude = 600 m
- operação = contínua
- altura geométrica de sucção (hgs) = 2 m
- comprimento da tubulação de sucção = 10 m
- altura geométrica de recalque (hgr) = 20 m
- comprimento da tubulação de recalque = 400 m
- perdas de carga localizadas $\cong 5\%$ da perda de carga principal
- Fórmula de Hazen-Williams: $J = \frac{10,65 Q^{1,85}}{C^{1,85} D^{4,87}} \text{ (m/m)}$



Calcular:

- diâmetro da tubulação;
- admitindo-se sobrepressão devido ao Golpe de Aríete equivalente à altura geométrica de recalque (h_{gr}), indicar a resistência necessária da tubulação;
- Bomba: - modelo; - potência necessária no eixo (BHP); - potência do motor (IHP e bitola comercial);
- verificar se haverá cavitação.

SOLUÇÃO:

1. Diâmetro da tubulação de recalque

O cálculo da tubulação de recalque envolve estudos econômicos que consideram fatores como o custo da energia, da instalação e outros. Para instalações operadas continuamente, utiliza-se a Fórmula de Bresse:

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

sendo: D (m); $K = f(V)$; Q (m^3/s)

Segundo Azevedo Netto et al. (1998), “no Brasil têm sido adotados valores para K entre 0,9 e 1,4. Entretanto, o valor desse coeficiente é conseqüência dos preços da energia, dos materiais e das máquinas empregadas nas instalações, variando portanto com o tempo e com a região considerada. Na realidade a adoção da fórmula de Bresse equivale à fixação de uma velocidade média, que se denomina velocidade econômica. A velocidade nas canalizações de recalque, geralmente, é superior a 0,66 m/s, raramente ultrapassando 2,4 m/s. Esse limite superior é encontrado com maior frequência nas instalações que funcionam apenas algumas horas por dia”.

Tabela 9. Valores do coeficiente K da fórmula de Bresse em função da velocidade.

V(m/s)	K
2,26	0,75
1,99	0,80
1,76	0,85
1,57	0,90
1,27	1,00
1,05	1,10
0,88	1,20
0,75	1,30
0,65	1,40

Para instalações não operadas continuamente, emprega-se a fórmula de Forcheimmer:

$$D = 1,3 \sqrt[4]{X} \sqrt{Q}$$

sendo: $X = (\text{n}^\circ \text{ de horas de funcionamento por dia}) / 24 \text{ horas}$

Para o exemplo, adotando-se $K = 1$ tem-se:

$D = (20/3600)^{0,5} = 0,074 \text{ m} \cong 3'' \cong 75 \text{ mm}$. Este diâmetro será adotado também para a tubulação de sucção, porém será melhor definido com a verificação da cavitação.

2. Cálculo da perda de carga

$$V = Q/A = 1,26 \text{ m/s} \Rightarrow J = 0,02 \text{ m/m}$$

$$h_{fs} = 0,02 \times 10 \times 1,05 = 0,21 \text{ m c.a.}$$

$$h_{fr} = 0,02 \times 400 \times 1,05 = 8,40 \text{ m c.a.}$$

3. Cálculo da altura manométrica total

$$H = 2 + 0,21 + 20 + 8,4 = 30,61 \text{ m c.a.}$$

4. Escolha da bomba

Como exemplo, será adotada a bomba ANS 40-250, cujas curvas características foram apresentadas anteriormente:

$$Q = 20 \text{ m}^3/\text{h} ; H \cong 31 \text{ m} \Rightarrow \text{ANS 40-250, 1.750 rpm}$$

rotor $\cong 260 \text{ mm}$; rendimento $\cong 50\%$; potência no eixo $\cong 4,5 \text{ cv}$; NPSH exigido $\cong 1,45 \text{ m c.a.}$

4.1. Cálculo de potências

$$\text{BHP} = \frac{Q(\text{L/s}) H(\text{m})}{75 \text{ rend.}} = \frac{5,55 \times 30,61}{75 \times 0,5} = 4,5 \text{ cv}$$

$$\text{IHP} = 4,5 \times 1,2 = 5,4 \Rightarrow \text{potência nominal (ABNT)} = 6 \text{ cv}$$

5. Verificação de cavitação

$$\text{NPSH disponível} = \frac{P_{\text{atm}}}{\gamma} - H_s - \frac{P_{\text{vapor}}}{\gamma} = \frac{9,59}{0,998} - 2,21 - \frac{0,238}{0,998} = 7,16 \text{ m}$$

Portanto, NPSH disp. > NPSH exig. \Rightarrow não haverá cavitação

6. Resistência da tubulação

Não se calculando o Golpe de Aríete e admitindo-se que a resistência pode ser igual a duas vezes a altura geométrica de recalque, tem-se: $2 \text{ hgr} = 2 \times 20 \text{ m} = 40 \text{ m c.a.}$ Pela tabela de tubos PVC BRASILIT, tem-se: tubo de 3 polegadas (DN = 85 mm) $\Rightarrow 6 \text{ kgf/cm}^2 = 60 \text{ m c.a.}$ (Classe 12)

9.2.8. MANEJO DE INSTALAÇÕES ELEVATÓRIAS

Os detalhes de instalação e operação da estação elevatória dependem de cada situação, porém algumas recomendações são válidas para a maioria dos casos:

- a altura manométrica de sucção (H_s) deve ser mínima;
- a tubulação de sucção não deve permitir a entrada de ar e apresentar inclinação ascendente da captação até a bomba;
- a fundação para o assentamento da bomba e do motor deve ser firme e bem nivelada;
- as tubulações de sucção e de recalque devem ter suportes próprios, não devendo proporcionar esforços na carcaça da bomba;
- no início da tubulação de recalque deve-se instalar uma válvula de retenção e um registro de operação lenta;
- no início da tubulação de sucção deve-se instalar uma válvula-de-pé com crivo;
- para bombas centrífugas é importante fechar o registro antes de acionar e de parar a bomba; para bombas volumógenas deve-se proceder de maneira inversa;

- é necessário o escorvamento antes de acionar a bomba;
- em instalações até 5 cv pode-se ligar o motor diretamente à rede de energia; acima desse valor, necessita-se de dispositivo de redução de corrente de partida (chave de partida – manual ou automática).

Exercício 79. Em uma fábrica será utilizada a bomba **BQ 32/25**, com os seguintes dados: $Q = 16 \text{ m}^3/\text{h}$; T° da água = 70° C ; altitude = 900 m; comprimento da tubulação de sucção (L_s) = 60 m; comprimento equivalente devido perdas localizadas na sucção = 25% do comprimento da tubulação de sucção; altura geométrica de sucção = -0,7 m (**bomba afogada**); diâmetro interno da tubulação = 54,6 mm; material = PVC ($C = 150$). Usando a fórmula de Hazen-Williams para cálculo de perdas de carga, verificar se haverá cavitação.

Exercício 80. Para a questão anterior, supondo-se que não haverá cavitação e com os demais dados:

- Material = tubos PVC BRASILIT
- Perdas de carga localizadas no recalque = desprezíveis
- Comprimento da tubulação de recalque = 640 m
- Altura geométrica de recalque = 40 m

Calcular :

- a) potência necessária no eixo da bomba (BHP)
- b) bitola comercial do motor (ABNT)
- c) o golpe de Aríete com uma válvula de fechamento lento (tempo = 6 s)
- d) indicar a classe da tubulação a ser comprada, levando-se em consideração a pressão estática mais a sobrepressão.

Exercício 81. Num sistema de bombeamento foi utilizada a bomba ALBRIZI PETRI 350 DD 35, com os seguintes dados:

- tubos: aço zincado novo;
- $Q = 1.400 \text{ m}^3/\text{hora}$;
- $h_{gs} = 5 \text{ m}$; $h_{gr} = 25 \text{ m}$;
- $L_{\text{sucção}} = 10 \text{ m}$; $L_{\text{recalque}} = 100 \text{ m}$;
- diâmetro interno tubulação de sucção e recalque = 350 mm;

- Altitude = 700 m ; temperatura da água = 30 °C
- principais peças:

sucção: 1 válvula-de-pé e crivo; 1 curva de raio médio (90°)

recalque: 1 válvula de retenção leve; 1 registro de gaveta; 2 curvas 90° raio médio

Usando-se a Fórmula de Hazen-Williams, calcular e indicar: potência no eixo da bomba; potência comercial do motor; diâmetro do rotor; verificar se haverá cavitação.

Exercício 82. Dizer se as seguintes afirmações são falsas ou verdadeiras, argumentando:

- a) Para uma bomba afogada, mantendo-se constante a vazão e aumentando-se o diâmetro da tubulação de recalque, maior deverá ser a potência necessária para a mesma, devido maior peso da água na tubulação;
- b) Para uma bomba afogada é desnecessário o escorvamento, dispensando-se a válvula-de-pé e portanto não haverá cavitação.

Exercício 83. Em uma instalação será utilizada a bomba EQ-65-24, com os dados: $Q = 20 \text{ m}^3/\text{h}$; $L_s = 150 \text{ m}$; $h_{gs} = -2 \text{ m}$; $L_r = 180 \text{ m}$; $h_{gr} = 20,82 \text{ m}$; diâmetro interno da tubulação (tubos Bárbara Irrifer: $C = 130$) de sucção e de recalque = 84,2 mm; temperatura da água = 4 °C; altitude = 0 m; comprimento equivalente devido uma válvula de retenção = 20 m. Obs: considerar desprezíveis outras perdas devido singularidades na sucção e no recalque.

- a) Indicar: diâmetro exato do rotor e rendimento exato da bomba;
- b) Calcular: potência necessária no eixo da bomba;
- c) Calcular: potência nominal do motor;
- d) Demonstrar se a bomba irá cavitar;
- e) Qual h_{gs} levaria a bomba à **iminência** de cavitação?

Exercício 84. Para o exercício anterior, considere que a válvula de retenção possui tempo de fechamento igual a 0,2 segundo. Baseando-se no Golpe de Aríete:

- a) calcular a resistência necessária da tubulação com diâmetro interno 84,2 mm, considerando-se a **pressão estática (hgr) mais a sobrepressão**;
- b) qual a classe economicamente mais indicada para a tubulação?

Exercício 85. Para as curvas da bomba EQ-65-24, imagine que a altura manométrica com um rotor de 240 mm é $H = 25$ m c.a. Supondo-se que esse rotor foi trocado por outro de 220 mm, utilizando relações empíricas, calcular:

- a) os novos valores de Q, H e potência;
- b) qual seria a nova rotação do rotor para que a altura manométrica com rotor de 220 mm volte para 25 m c.a.;
- c) Supondo-se que $H = 25$ m seja obtido com apenas 1 rotor, o que aconteceria com a vazão, com a altura manométrica e com a potência, quando são instalados 3 rotores em série nessa bomba, mantendo-se o diâmetro de 240 mm, sendo o rendimento o mesmo para 1 ou 3 rotores.

Exercício 86. a) Esquematizar um conjunto de bombeamento com altura geométrica de sucção positiva, altura geométrica de recalque negativa e altura manométrica de recalque positiva, indicando: h_{gs} , h_{fs} , h_{gr} , h_{fr} , H_s , H_r e H .

b) Para o esquema do item **a**, indicar quatro acessórios que necessariamente deverão fazer parte da tubulação.

10. CONDUTOS LIVRES

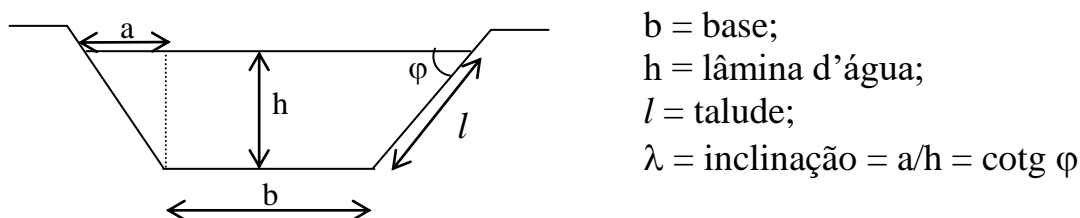
São denominados *condutos livres*, aqueles em que a pressão em pelo menos um ponto da seção de escoamento é a pressão atmosférica. Como exemplos têm-se os cursos naturais de água (rios, riachos), galerias coletoras de esgotos, calhas e tipicamente os *canais*, aos quais serão enfatizadas as considerações deste capítulo.

Tanto os condutos forçados quanto os condutos livres são de extrema importância na Hidráulica, porém os problemas que se apresentam com esses últimos geralmente são de maior dificuldade: a superfície livre pode variar no espaço e no tempo e em consequência, a altura d'água, a vazão, a declividade do canal e do nível da água são interdependentes; dados experimentais a respeito de condutos livres são de difícil obtenção; a aspereza das paredes pode ser muito

variável e a adoção de coeficientes de rugosidade leva a maiores incertezas do que para condutos forçados.

10.1. FORMAS E ELEMENTOS

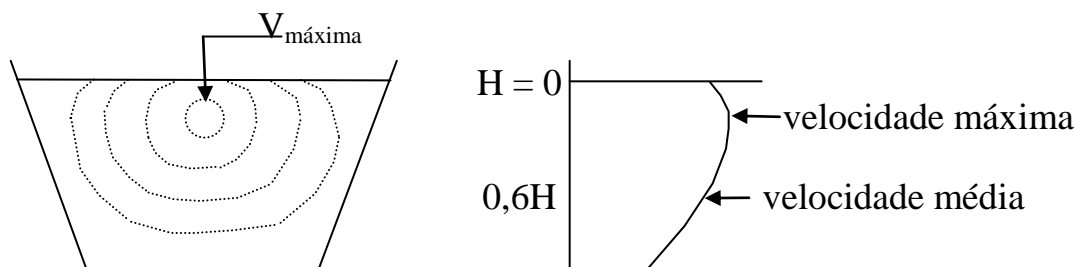
Os condutos livres podem ser abertos ou fechados e construídos em diferentes formatos de seção transversal (retangular, trapezoidal, circular); quando não revestidos, geralmente são escavados no terreno com seção trapezoidal ou retangular, porém com o desgaste das paredes e deposições no fundo, aproximam-se do formato semicircular. Tomando-se como exemplo um canal trapezoidal, têm-se os elementos:



A inclinação das paredes, quando o canal não é revestido, depende do tipo de solo e da cobertura do mesmo, existindo recomendações de 1:1; ...3:1; etc.

10.2. DISTRIBUIÇÃO DAS VELOCIDADES

A resistência oferecida pelas paredes e pelo fundo do canal reduz a velocidade; na superfície livre, o ar também oferece resistência. Assim, a velocidade máxima ocorre na região central do canal e pouco abaixo da superfície da água, ilustrada a seguir:



A velocidade média geralmente representa de 80% a 90% da velocidade na superfície livre e ocorre em torno da profundidade correspondente a 60% da profundidade total ($0,6 H$).

10.3. ÁREA MOLHADA E PERÍMETRO MOLHADO

Denomina-se área molhada (A) de um conduto, a área útil de escoamento, na seção transversal, podendo atingir total ou parcialmente a área do conduto; o perímetro molhado abrange as paredes molhadas e o fundo do canal. Deste modo, para os elementos do canal trapezoidal esquematizado anteriormente, tem-se:

$$P = 2l + b$$

$$A = \frac{[(2a + b) + b]}{2} h = (a + b) h ;$$

$$\text{ou, como } a = \lambda h \Rightarrow \mathbf{A = \lambda h^2 + bh.}$$

Com esses dois elementos, define-se um importante parâmetro dos canais, denominado *Raio Hidráulico* (R_H), que é a relação entre a área molhada e o perímetro: $R_H = A/P$.

10.4. DECLIVIDADE E NATUREZA DAS PAREDES

A declividade (I) do canal afeta a velocidade da água e existem limites críticos de velocidades: quando a velocidade é muito baixa pode ocorrer deposição de partículas carregadas no canal, ou, sendo a velocidade muito alta, ocorrerá erosão das paredes laterais e do fundo do canal. A velocidade e a declividade estão interrelacionadas e existem recomendações de valores de velocidade e de rugosidade em função do tipo de solo ou da natureza das paredes.

Valores recomendados de λ , v , e n para alguns tipos de canais (FAO, 1974).

Superfície	Inclinação dos taludes (λ)	Velocidade máxima ($m\ s^{-1}$)	Coefficiente de rugosidade de Manning (n)
CANAIS DE TERRA			
Arenoso	3:1	0,3 – 0,7	0,03 – 0,04
barro arenoso	2:1 a 2,5:1	0,5 – 0,7	0,03 – 0,035
barro argiloso	1,5:1 a 2:1	0,6 – 0,9	0,03
Argiloso	1:1 a 2:1	0,9 – 1,5	0,025 – 0,03
Cascalho	1:1 a 1,5 : 1	0,9 – 1,5	0,03 – 0,035
Rocha	0,25:1 a 1:1	1,2 – 1,8	0,03 – 0,04
CANAIS REVESTIDOS			
concreto moldado no local	1:1 a 1,5:1	1,5 – 2,5	0,015

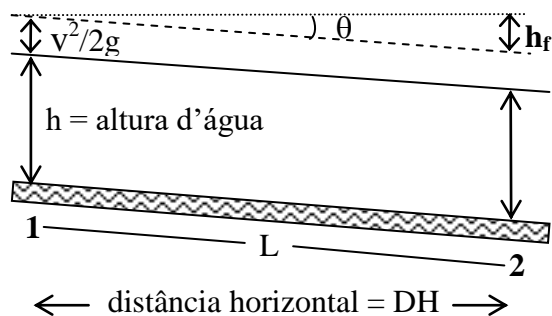
concreto pré-fabricado	1,5:1	1,5 – 2,0	0,018 – 0,022
tijolos	1,5:1	1,2 – 1,8	0,018 – 0,022
Asfalto	1:1 a 1,5:1	1,2 – 1,8	0,015
membrana plástica	2,5:1	0,6 – 0,9	0,025 – 0,03
CANALETAS			
concreto	semicircular ou elíptica	1,5 – 2,0	0,013
material liso	semicircular	1,5 – 2,0	0,015
metal corrugado	semicircular	1,2- 1,8	0,021
Madeira	retangular	0,9 – 1,5	0,014

Valores do coeficiente de Manning (n) (USDA – SCS)

Tipo de canal	valores de n	
	mínimo	máximo
<i>Canais revestidos</i>		
semicircular, metálico, liso	0,011	0,015
canaleta de tábuas lisas	0,010	0,015
canaleta de tábuas não aplainadas	0,011	0,015
revestimento de cimento liso	0,010	0,013
Concreto	0,012	0,018
cimento e cascalho	0,017	0,030
alvenaria de tijolos revestidos de cimento	0,012	0,017
paredes de tijolos lisos esmaltados	0,011	0,015
argamassa de cimento	0,011	0,015
<i>Canais não revestidos</i>		
terra, retilíneo e uniforme	0,020	0,025
com leito dragado	0,025	0,033
escoamento lento e tortuoso	0,023	0,030
fundo com pedras, vegetação nos taludes	0,025	0,040
fundo de terra e taludes com cascalho	0,028	0,035
canais escavados com recortes e saliências	0,035	0,045
<i>Terra: pequenos, rasos com vegetação</i>		
grama alta (30 cm), verde	0,042	-
grama alta, dormente	0,035	0,28
grama rasteira (7 cm), verde	0,034	-
grama rasteira dormente	0,034	-
<i>Cursos naturais</i>		
1. limpos, margens retas e uniformes, leito cheio	0,025	0,033
2. como 1, com pedras e vegetação	0,030	0,040
3. tortuoso, limpo, com empoçamentos e bancos de areia	0,033	0,045
4. como 3, declive e seção irregulares	0,040	0,055
5. como 3, algumas pedras e vegetação	0,035	0,050

10.5. CANAIS EM MOVIMENTO PERMANENTE UNIFORME

Analisando-se longitudinalmente um canal, tem-se:



Se a lâmina d'água não variar com o tempo ($\frac{dh}{dt} = 0$), ou seja, a vazão é constante, o movimento é *permanente*; e, se a lâmina também não variar com o espaço ($\frac{dh}{dL} = 0$), o movimento é *permanente e uniforme*. Esta é uma condição ideal que não ocorre exatamente na prática.

Para o esquema apresentado, $hf/DH = \text{tg } \theta = \text{declividade (I)}$. Por outro lado, $hf/L = \text{sen } \theta = \text{perda de carga unitária (J)}$. Como a declividade dos canais geralmente é muito pequena (≤ 1 a $2 \text{ m}/1.000 \text{ m}$), o seno e a tangente do ângulo θ podem ser considerados iguais. Deste modo, nas fórmulas utilizadas para condutos forçados a perda de carga unitária (J) pode ser substituída pela declividade (I), chegando-se à dedução de fórmulas para os condutos livres.

Sendo constante a declividade do canal, deve-se procurar manter também constante o nível de água. Para que isso aconteça, a força aceleradora provocada pela aceleração da gravidade local deve ser igual à força retardadora provocada pela perda de carga hf, tendo-se $J = I$, e o movimento será permanente uniforme.

10.6. FÓRMULAS PARA CANAIS

As fórmulas de perda de carga para canais, válidas para movimento permanente uniforme, são deduzidas da fórmula de Chézy, derivada da Fórmula Universal:

$$J = \frac{fV^2}{D2g} ; R_H = D/4 \Rightarrow J = \frac{fV^2}{4R_H 2g} \Rightarrow V = \sqrt{8g/f} \sqrt{R_H J}$$

ou, fazendo-se $C = \sqrt{8g/f}$, $V = C\sqrt{R_H J}$ ← *Fórmula de Chézy*

O fator de resistência C é obtido experimentalmente e depende da rugosidade (n) e do raio hidráulico (R_H). Para Manning, $C = (R_H)^{1/6}/n$, sendo $n =$ coeficiente de Manning. Assim, a **Fórmula de Manning** fica:

$$V = \frac{1}{n} R_H^{2/3} I^{0,5} \quad \text{ou, sendo } V = Q/A, \quad I = \frac{Q^2 n^2}{A^2 R_H^{4/3}}$$

Exercício 87. Analisar a velocidade de água num canal de terra ($n = 0,03$), que possui declividade $I = 2,1/1.000$, com base $b = 1$ m, altura d'água $h = 1$ m e inclinação $\lambda = 2/1$.

Exercício 88. Que declividade deve ter um canal trapezoidal, com os seguintes dados: material = concreto ($n = 0,012$); $Q = 0,05$ m³/s ; $\lambda = 1/1$; $b = 0,20$ m ; $h = 0,21$ m.

10.7. CANAIS DE MÁXIMA EFICIÊNCIA

Canais de máxima eficiência, mínima resistência, ou máxima vazão são aqueles que apresentam menor perímetro molhado em relação à área.

a) *seção circular:*

A figura que comparada com outras de mesma área, apresenta a menor relação perímetro/área, é o círculo. Assim, para conduto circular ou semicircular,

$$\left. \begin{array}{l} \text{Círculo} \\ A = \pi D^2/4 \\ P = \pi D \end{array} \right\} R_H = A/P = D/4$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{Semicírculo} \\ A = \pi D^2/8 \\ P = \pi D/2 \end{array} \right\} R_H = D/4 = 2R/4 = R/2 = h/2$$

Portanto, o canal será de máxima eficiência quando $R_H = h/2$

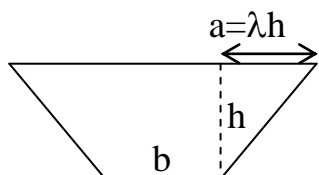
b) *Seção retangular:*

Partindo-se da condição de máxima eficiência,

$$\left. \begin{array}{l} \text{Retângulo} \\ h \\ L \end{array} \right\} R_H = h/2 = Lh/(2h + L) \Rightarrow h = L/2$$

Logo, o canal retangular será de máxima eficiência quando a altura de água for metade de sua largura.

c) Seção trapezoidal:



$$A = h (b + \lambda h) \dots\dots\dots(I)$$

$$b = A/h - \lambda h \dots\dots\dots(Ia)$$

$$P = b + 2h \sqrt{1 + \lambda^2} \dots\dots\dots(II)$$

$$P = (A/h - \lambda h) + 2h \sqrt{1 + \lambda^2} \dots\dots\dots(IIa)$$

Tratando-se de seção de máxima eficiência, P = mínimo; portanto, a derivada primeira é igual a zero, ou seja, dP/dh = 0.

$$dP/dh = 0 = -A/h^2 - \lambda + 2\sqrt{1 + \lambda^2} \quad , \quad \text{ou,}$$

$$\boxed{A = h^2 (2\sqrt{1 + \lambda^2} - \lambda)} \leftarrow \text{Área de máxima eficiência..} \dots\dots\dots(III)$$

$$\text{Substituindo-se I em III, tem-se: } h (b + \lambda h) = h^2(2\sqrt{1 + \lambda^2} - \lambda) \Rightarrow$$

$$b = 2h\sqrt{1 + \lambda^2} - 2\lambda h = 2h (\sqrt{1 + \lambda^2} - \lambda) \Rightarrow$$

$$\boxed{b/h = 2(\sqrt{1 + \lambda^2} - \lambda)}$$

Assim, para os seguintes valores de λ, têm-se as respectivas relações b/h:

<u>Canal retangular:</u>	λ = 0	b/h = 2
<u>Canal trapezoidal:</u>	λ = 1	b/h = 0,83
	λ = 1,5	b/h = 0,61
	λ = 2	b/h = 0,47
	λ = 2,5	b/h = 0,39
	λ = 3	b/h = 0,32

Deste modo, à medida que aumenta a inclinação do canal, a sua base vai ficando mais estreita em relação à altura.

Exercício 89. Determinar a declividade (I) e a largura (b) de um canal em regime uniforme, para que se obtenha uma seção trapezoidal de máxima eficiência, com os seguintes dados: Q = 10 m³/s; n = 0,013; h = 2 m; λ = 1.

11. RESPOSTAS DOS EXERCÍCIOS

1. bar = 100 kPa
2. kW = 101,9 kgf m s⁻¹
3. KPa = 101,9 kgf m⁻²
4. CGS = 981 dina cm⁻³; MKS = 9.810 N m⁻³
5. $\rho = 101,9 \text{ kgf m}^{-4} \text{ s}^2$
6. $F_1 = 120 \text{ kgf}$
7. 3,07 atm
8. 20 m c.a.
9. 31,7 m c.a.
10. 0,705 atm
11. -0,395 atm
12. 50 m c. óleo
13. H = 0,8 m; $P_B = 3,8 \text{ m c.a.}$
14. 0,6 kgf/cm²
15. 0,75 kgf/cm²
16. 1,77 kgf/cm²
17. h = 1,35 m
18. d = 1
19. 37,3 m
20. vazia = 900 kgf/m²; cheia = 1.900 kgf/m²
21. 3.375 kgf/m²
22. 0,594
23. 11.444 kgf/m²
24. a) 400 mm; b) 1m/s; c) < potência
25. hf = 20 m c.a; sentido: 2 →1
26. Q = 28 L/s
27. pressão = 3,5 m c.a; H = 3,7 m
28. 55 L/s
29. y = 6,5 m

30. $Q = 7.909 \text{ L/h}$; $h = 0,66 \text{ m}$

31. 3.338 L/h

32. $0,63 \text{ m c.a.}$

33. $3,617 \text{ m}^3/\text{h}$

34. $2,01 \text{ kgf/cm}^2$

35. $41,2 \text{ h}$

36. $9,46 \text{ dias}$

37. $Q_{\text{teórica}} = 7,464 \text{ m}^3/\text{h}$; $C_d = 0,938$

38. $h_1 = 2 \text{ m c.a.}$; $h_2 = 1,2 \text{ m c.a.}$; $H = 0,8 \text{ m c.a.}$

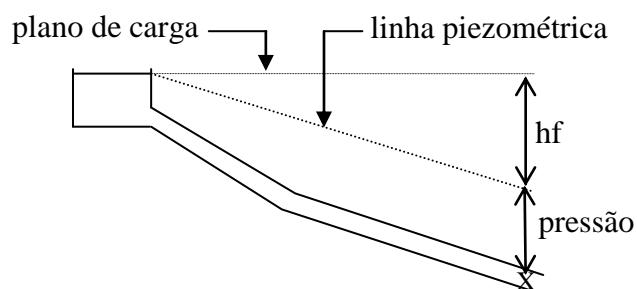
39. 110 m c. fluido ; $146,6 \text{ m c.a.}$

40. $20,5 \text{ m c.a.}$

41. $h_f = 38,9 \text{ m c.a.}$; $J = 0,195 \text{ m/m}$

42. 141 L/s

43. a) 90 mm ; b) $13,1 \text{ L/s}$; c) $h_f = 22,8 \text{ m c.a.}$; pressão = $15,2 \text{ m c.a.}$



44. $30,62 \text{ m c.a.}$

45. 3%

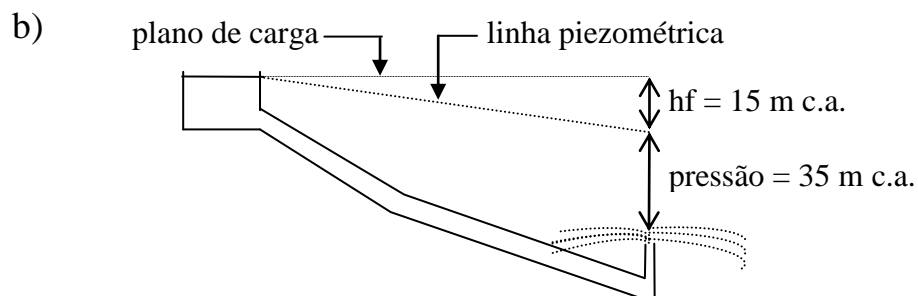
46. 7 m c.a.

47. a) $\cong 10\%$; b) $2,3 \text{ polegadas}$; $\Delta q \cong 2,4\%$

48. $24 \text{ microaspersores}$

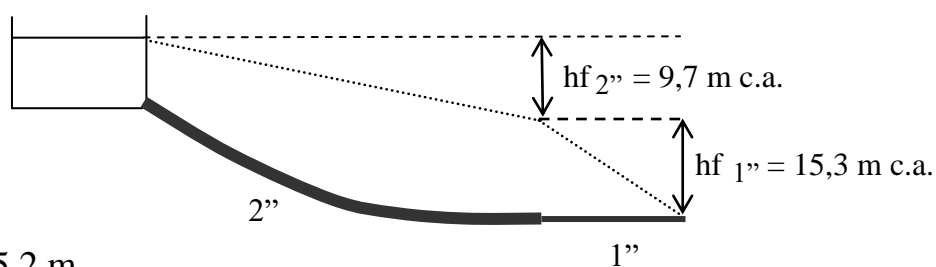
49. a) $13,55 \text{ m c.a.}$; b) $16,75 \text{ m c.a.}$; c) $20,88 \text{ m c.a.}$; d) $19,77 \text{ m c.a.}$

51. a) pressão = 35 m c.a.



52. a) 2 polegadas = 474,5 m; 1 polegada = 25,5 m

b)

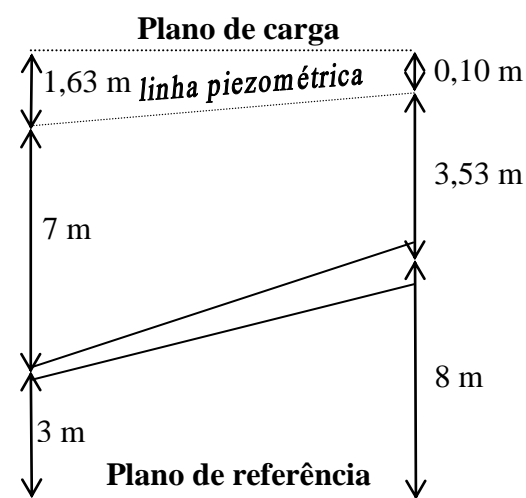


c) 15,2 m

d) 20,35 m c.a.

54. a) 0,645 L/s; b) resistências: B = 65 m c.a; C = 52 m c.a. e D = 78 m c.a.

55.



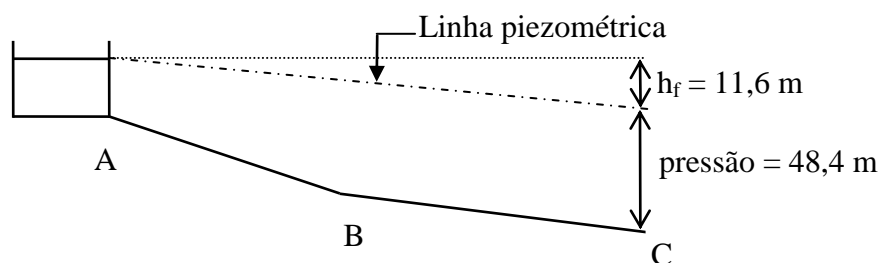
56. 64,7 m c.a.

57. Trecho BC: $L_{1''} = 21,8$ m; $L_{2''} = 578,2$ m

Trecho AB: $L_{2''} = 97,9$ m; $L_{3''} = 902,1$ m

Resistências: B = 50 m c.a; C = 60 m c.a.

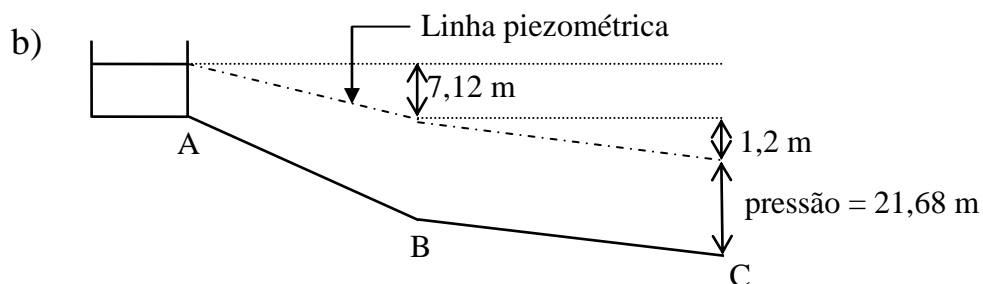
58.



59. $Q_{\text{total}} = 0,658$ L/s

Resistências: B = 84 m c.a; C = 56 m c.a; D = 98 m c.a.

60. a) $D = 40 \text{ mm}$



61. **Trecho AB**

Mangueira de polietileno série prata 1½"; diâmetro interno = 38,1 mm; espessura = 3,5 mm; pressão de serviço = 5 kgf/cm²

Trecho B até pastagem

Mangueira de polietileno série prata; diâmetro interno = 21,8 mm (uma parte de 1" e outra parte de 3/4"); pressão de serviço = 7 kgf/cm²

Trecho B até a casa

Tubo de PVC, diâmetro interno exato = 30,8 mm (uma parte de 1 1/4" e outra parte de 1"); pressão de serviço = 7,5 kgf/cm²

62. $L_{1\frac{1}{4}"} = 61 \text{ m}$

63. $L_{4"} = 784,2 \text{ m}$; $L_{3"} = 215,8 \text{ m}$

64. a) 2,3 L/s; b) 39,4 mm; c) 42 mm

65. a) $D_{AB} = 4" = 101,6 \text{ mm}$; $D_{BC} = 57 \text{ mm}$; $D_{BD} = 50,8 \text{ mm}$

b) $Q_C = 6,7 \text{ L/s}$

66. $D = 3,458"$; $L_{4"} = 667 \text{ m}$; $L_{3"} = 333 \text{ m}$

67. a) $Q_C = 1,18 \text{ L s}^{-1}$; b) $Q_C = 1,08 \text{ L s}^{-1}$

68. a) diâmetro = 56,5 mm; b) vazão = 7,84 L s⁻¹

69. a) sobrepressão = 122,4 m c.a; b) classe = 1,5 MPa

70. sobrepressão = 51 m c.a; resistência $\geq 91 \text{ m c.a.}$

71. a) sobrepressão = 55,7 m c.a; b) classe 15

72. a) pressão = 89,6 m c.a; b) classe 20

73. hgs < 2,68 m

74. hgs < -3,15 m (bomba afogada)

75. potência = 8,85 cv

76. 2.000 rpm

78. vazão $\cong 36,2 \text{ m}^3/\text{h}$

79. $\text{NPSH}_{\text{disp}} = 2,23 \text{ m}$; $\text{NPSH}_{\text{ex}} = 3 \text{ m} \Rightarrow$ haverá cavitação

80. a) potência no eixo = 15,98 cv; b) bitola comercial = 20 cv; c) sobrepressão = 41,2 m c.a.; d) classe 20

81. a) potência no eixo = 270,9 cv; b) bitola comercial = 350 cv; c) $\cong 340 \text{ mm}$;
d) $\text{NPSH}_{\text{disponível}} = -0,03 \text{ m}$; $\text{NPSH}_{\text{exigido}} = 5 \text{ m} \Rightarrow$ haverá cavitação

82. a) falsa: aumentando-se o diâmetro, menor será a velocidade, com conseqüentes reduções de perda de carga, de altura manométrica e de potência.

b) falsa: a certeza de que não haverá cavitação somente pode-se ter se $\text{NPSH}_{\text{disponível}} > \text{NPSH}_{\text{exigido}}$

83. a) $\varnothing = 232 \text{ mm}$; $\eta = 57,5\%$; b) 3,09 cv; c) 4 cv; d) $\text{NPSH}_{\text{disponível}} = 10 \text{ m} >$
 $\text{NPSH}_{\text{exigido}} = 1,2 \text{ m} \Rightarrow$ não ocorre cavitação; e) $h_{\text{gs}} = 6,83 \text{ m}$

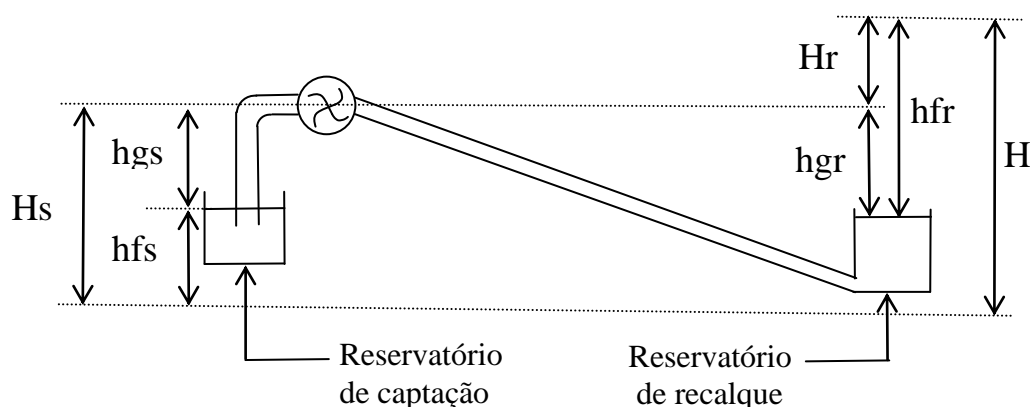
84. a) resistência necessária = 140,8 m c.a.; b) classe 1,5 MPa.

85. a) $Q = 22,9 \text{ m}^3/\text{h}$; $H = 21 \text{ m c.a.}$; $P = 2,8 \text{ cv}$

b) $\eta = 1.909 \text{ rpm}$;

c) $Q = 25 \text{ m}^3/\text{h}$; $H = 75 \text{ m c.a.}$; $P = 11,1 \text{ cv}$

86. a)



b) válvula-de-pé e crivo; curva de 90° ; redução excêntrica; registro de gaveta

87. velocidade excessiva para solo arenoso, barro arenoso e barro argiloso;
velocidade aceitável para solo argiloso, cascalho e rocha

88. $I \cong 0,94 \text{ m}/1.000 \text{ m}$

89. $b = 1,66 \text{ m}$; $I = 0,32 \text{ m}/1.000 \text{ m}$

12. BIBLIOGRAFIA

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE RECURSOS HÍDRICOS (ABRH). *Hidráulica aplicada*. 2.ed. rev. e ampl. Porto Alegre: ABRH, 2003. 621p.

AZEVEDO NETTO, J.M.; FERNANDEZ, M.F.; ARAUJO, R.; ITO, E.A. *Manual de hidráulica*. 8.ed. São Paulo: Edgard Blücher, 1998. 669p.

GEANINI PERES, J. *Hidráulica agrícola*. Piracicaba: O autor, 2006. 373p.

GOMES FILHO, R.R. et al. *Hidráulica aplicada às ciências agrárias*. Goiânia: Editora América/UEG, 2013. 254p.

MACINTYRE, A.J. *Bombas e instalações de bombeamento*. 2.ed. rev. Rio de Janeiro: LTC, 1997, 782p.

MIRANDA, J.H.; PIRES, R.C.M. (Ed.). *Irrigação*. Jaboticabal: Funep, SBEA, 2003, 2 vol.

PORTO, R. M. *Hidráulica básica*. São Carlos: EESC-USP, 4. ed., 2006. 519p.

PORTO, R. M. *Exercícios de hidráulica básica*. São Carlos: EESC-USP, 2007. 105p.

SILVESTRE, P. *Hidráulica geral*. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos, 1979. 316p.