

O golpe de aríete em tubulações de recalque. Análise simplificada.

Engº Luiz A. Camargo

*Trabalho apresentado no XV Encontro de Engenheiros de Assistência Técnica
TUBOS E CONEXÕES TIGRE S.A.
Joinville/SC - 23 a 27 de Outubro de 1989*

ÍNDICE

1- Introdução	03
2- Equações do golpe de aríete	03
3- Representação gráfica	05
4- Tempo de parada t	07
5- Aplicações	09
5.1- Problemas	09
5.2- Representação gráfica do problema 5.1	11
6- Conduitos com pressão negativa	11
7- Conduitos com características variáveis	12
8- Dispositivos de proteção	14
8.1- Volantes de inércia	14
8.1.1- Exemplo	15
8.1.2- Limite prático de utilização de volantes	15
8.2- Ventosas	16
8.3- Reservatórios unidirecionais	17
8.4- By-pass	20
8.5- Chaminés de equilíbrio	20
8.5.1- Exemplo	22
8.5.2- Outros comentários	22
8.6- Reservatórios hidropneumáticos	23
8.6.1- Exemplo	25
8.6.2- Comentários sobre o reservatório hidropneumático	25
8.7- Válvulas de alívio	26
8.8- Válvulas de retenção	27
8.8.1- Exemplo	28
8.9- Outros meios de proteção	29
8.10- Comentários finais	29
Apêndice	30
1- Momento polar de inércia	30
2- Relações úteis	31
3- Dimensões de alguns tubos de PVC	32
Referências bibliográficas	33

1- INTRODUÇÃO.

Em hidráulica, na análise dos vários aspectos que a compreende, um tema dos mais complexos e que nos últimos tempos tem tido notáveis progressos, devido a sua grande importância em projetos de sistemas hidráulicos, é o que se refere aos fenômenos transitórios. Dentre esses, o mais comum, e um dos mais interessantes, é o que se conhece como golpe de aríete.

Por golpe de aríete comumente se denominam as variações de pressão, resultantes de variações da vazão, causadas por alguma perturbação, voluntária ou involuntária, que se impõe ao fluxo de líquidos no interior de condutos, tais como operações de abertura ou fechamento de válvulas, falhas mecânicas de dispositivos de proteção ou controle, parada de bombas causadas por interrupção da energia elétrica fornecida ao motor, embora haja outros tipos de causa.

A análise do fenômeno possibilita quantificar os seus efeitos e, com isto, se adotar as medidas preventivas cabíveis que possam evitar, por exemplo, ruptura de tubulações por sobrepressão, avarias em bombas, colapso de tubos, etc. Além do mais, esta análise se considera necessária, também, porque o desconhecimento dos efeitos do golpe de aríete, como se sabe, pode ocasionar projetos de tubulações com espessuras de parede perigosamente reduzidas ou economicamente elevadas.

Os cálculos relativos ao golpe de aríete podem ser realizados de várias maneiras. O objetivo do presente trabalho é apresentar elementos para cálculo do golpe de aríete, que possibilitem a sua determinação, com base nas equações de Allievi, Michaud e Rosich, aplicáveis a casos simples de escoamentos transitórios, que ocorrem em tubulações de recalque. Não tem, portanto, este trabalho, o objetivo de apresentar teoria de transientes hidráulicos nem modelações para resolução do fenômeno em situações mais complexas. Pretende-se apresentar um meio simples de cálculo, expedito e de fácil compreensão. Desta maneira, nos casos de maior complexidade, outros métodos de cálculo, tais como o método das características (que o autor mostra em outro trabalho) ou o método gráfico de Schnyder-Bergeron deverão ser examinados.

Se de alguma forma este trabalho puder ser útil, seria uma modesta contribuição que se faz ao desenvolvimento e à divulgação do tema, com um texto que reúne e resume alguns pontos básicos sobre o assunto.

2- EQUAÇÕES DO GOLPE DE ARÍETE.

Pode-se descrever o fenômeno do golpe de aríete, e explicar simplificada a sua ocorrência, mediante a análise do escoamento de um líquido com velocidade v , através de uma tubulação horizontal de diâmetro e espessura de parede constantes, com área interna da seção transversal A . O fechamento repentino de uma válvula colocada na tubulação, interrompe o movimento da camada líquida imediatamente a montante da válvula, transformando a energia cinética em energia potencial, que resulta num aumento da pressão. Considerando ser o líquido compressível, implica em que a parada de toda a massa líquida na tubulação não ocorrerá instantaneamente, e sim num tempo t .

O volume que contém o líquido parado terá o seu limite expandindo-se, na forma de uma onda de pressão, ao longo da tubulação, com certa velocidade c denominada velocidade de propagação da onda de pressão, ou celeridade.

Na figura 1 pode ser examinada a parte do volume $A \cdot dx = A \cdot c \cdot dt$ de líquido limítrofe à válvula. No tempo dt , este volume, detendo-se, perde a quantidade de movimento $\rho \cdot A \cdot dx \cdot v$.

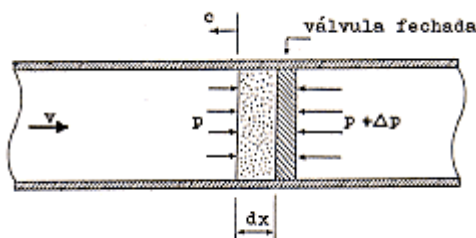


Fig. 1 - Volume de líquido limítrofe à válvula.

Se a pressão atuante na válvula, antes dela fechar-se, for designada por p , e a pressão que ocorre depois da parada for designada por $p+\Delta p$, então empregando-se o teorema da quantidade de movimento pode-se determinar a diferença de pressões Δp . Com isto, no tempo dt , o impulso da força atuante é igual a $\Delta p.A.dt$. Igualando o impulso à variação da quantidade de movimento nesse tempo, obtem-se:

$$\Delta p.A.dt = \rho.A.dx.v$$

Ao se resolver problemas de tubulações, é conveniente trabalhar com a carga piezométrica H ao invés de p . Desta maneira, como $\Delta p = \rho.g.\Delta H$, e considerando que $dx/dt = c$, vem:

$$\rho.g.\Delta H.A = \rho.A \frac{dx}{dt} v$$

Daí:

$$\Delta H = \frac{c.v}{g} \tag{1}$$

A equação 1 é devida a Allievi (costuma também ser atribuída a Joukowsky ou Allievi-Joukowsky) que a apresentou por volta de 1903, e representa o valor máximo da variação da pressão, nas situações em que se tem $t < T$ (manobra rápida), onde $T = 2L/c$ é o período da tubulação e L o seu comprimento.

Para utilizar a equação 1 no cálculo da sobrepressão ($+\Delta H$) ou depressão ($-\Delta H$), é preciso conhecer a celeridade c . Para calculá-la, Allievi deduziu a seguinte expressão:

$$c = 9900 \sqrt{48,3 + k.D/e} \tag{2}$$

onde D é o diâmetro interno do tubo e "e" a espessura da parede. Os valores de k , adimensionais, para c em m/s, são os abaixo [12] (*):

<i>PVC</i>	33,3
<i>Poliéster</i>	6,6
<i>Fibrocimento</i>	5,4
<i>F.Fundido</i>	1,0
<i>Aço</i>	0,5

Cabe aqui um parêntese para ressaltar que experimentos realizados por Watters et al [14], relativos à determinação da celeridade em tubos de PVC e também de plástico reforçado, mostram que enterrando o tubo, mesmo com recobrimento bem compactado, há um acréscimo médio máximo que se verifica no valor da celeridade, devido ao efeito de "ancoragem" do solo, que é da ordem de 7%.

Há, no entanto, situações que se caracterizam por apresentarem um tempo de fechamento superior a $2L/c$, ou seja, superior a uma ida e volta da onda. Nestas circunstâncias, se v é a velocidade no tempo zero, depois de um tempo $2L/c$ ela passará a v_1 . Em conseqüência, o valor da variação da pressão, conforme a equação 1, será:

(*) os números entre colchetes referem-se às referências bibliográficas citadas no final deste trabalho.

$$\Delta H = \frac{c}{g} (v - v_i) \quad (3)$$

Supondo que o tempo de fechamento, ou parada, seja $t = n.2L/c$, onde n é um número real maior que 1, e que durante esse tempo a velocidade varie linearmente, tem-se que $v - v_i = v/n$.

Associando essas duas últimas equações, vem:

$$v - v_i = \frac{2Lv}{ct} \quad (4)$$

Substituindo a equação 4 na equação 3, tem-se:

$$\Delta H = \frac{2Lv}{gt} \quad (5)$$

A equação 5 é devida a Michaud que a apresentou na segunda metade do século XIX (1878), e representa o valor máximo da variação da pressão, nas situações em que $t > T$ (manobra lenta).

Na equação 5 pode-se verificar o que ocorreria se t coincidissem com $2L/c$, isto é, se $t = 2L/c$:

$$\Delta H = \frac{2Lv}{gt} = \frac{2Lv}{g \frac{2L}{c}} = \frac{cv}{g}$$

Isto significa que, à uma distância da extremidade a jusante $L_c = c.t/2$ coincidem os valores do golpe obtidos tanto com a equação de Michaud quanto com a de Allievi. Nesse ponto, a partir do reservatório, a linha de sobrepressões crescentes se converte em horizontal, como se pode ver na Fig. 3, isto é, a jusante do ponto de coincidência aplica-se a equação de Michaud, e a montante a equação de Allievi.

Em suma, o limite máximo dos valores do golpe de ariete quando $t \geq T$, é o obtido com a equação de Michaud, e esta equação se aplica sempre, pelo menos em um trecho da tubulação, enquanto que a de Allievi somente se aplica nos casos em que $t < T$.

3- REPRESENTAÇÃO GRÁFICA.

Pode-se verificar que, de acordo com o que foi anteriormente apresentado, com um gráfico apenas é possível representar as pressões e as sobrepressões e depressões máximas que poderão ocorrer ao longo de toda a tubulação.

Na Fig. 2, após encontrado o valor do golpe, sobre a altura geométrica em B , situa-se o ponto M que representa o limite de pressão máxima H_{MAX} na tubulação. Simetricamente ao ponto M , em relação à linha PR , o ponto N representa o limite da pressão mínima H_{MIN} .

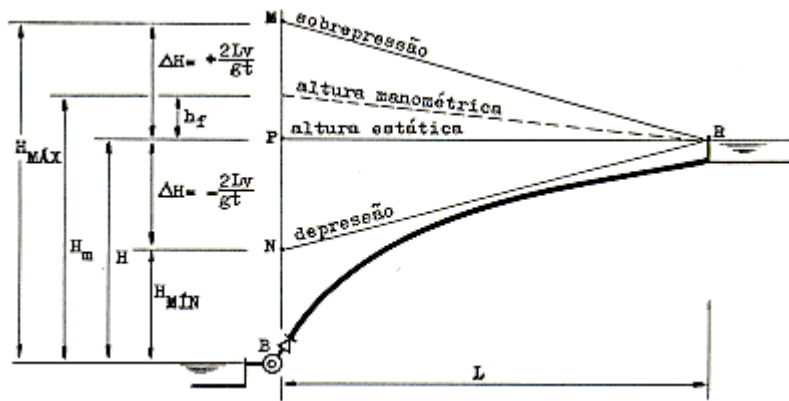


Fig. 2 - Representação gráfica do golpe de aríete em manobra lenta: $t > T$.

Nesta representação, as grandezas são as seguintes:

$$H_{MAX} = H + \Delta H$$

$$H_{MIN} = H - \Delta H$$

H = altura estática ou geométrica.

h_f = perda de carga.

H_m = altura manométrica.

ΔH = golpe de aríete.

L = comprimento da tubulação.

$T = 2L / c =$ período da tubulação.

Unindo os pontos M com R e N com R tem-se as linhas de carga que possibilitam determinar as pressões, respectivamente, máxima e mínima em cada ponto da tubulação. Com estas pressões, então, é que se procederá ao dimensionamento da classe de pressão da tubulação.

Na Fig. 3, tomando o comprimento L_c a partir do reservatório R , localiza-se o ponto C , no qual o valor da sobressensão é:

$$\Delta H = \frac{cv}{g} = \frac{2Lv}{gt}$$

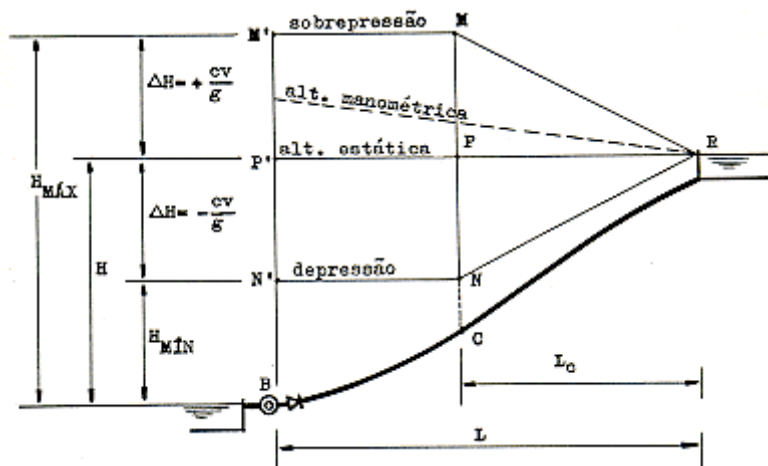


Fig. 3 - Representação gráfica do golpe de aríete em manobra rápida: $t < T$.

Esta sobressensão, representada pelo segmento MP , se manterá constante até $M'P'$, sendo que com a distância

até o reservatório R terá uma variação linear até anular-se. Pelo critério da simetria, como no caso anterior, determina-se a pressão mínima.

Desta forma, como se vê, uma vez determinado o valor do golpe de aríete em um ponto, passa-se à representação gráfica, conforme mostrado, e determina-se as pressões ao longo de toda a linha, que se utilizarão para o seu dimensionamento.

Isto posto, está definido um método simples e prático a se utilizar para o cálculo do golpe de aríete. Há, no entanto, um ponto onde poderia haver alguma dificuldade, que é exatamente a determinação do tempo t . Em instalações de recalque esta variável, chamada "tempo de parada", vem imposta pelas características da tubulação, do grupo motobomba e também do escoamento. Este assunto é tratado no próximo tópico.

4- TEMPO DE PARADA t .

O tempo t considerado na análise do golpe de aríete, é o decorrido entre o começo e o fim da manobra, seja ela rápida ou lenta, de abertura ou fechamento, total ou parcial, visto ser este o intervalo de tempo durante o qual o regime do movimento é transitório. Isto é válido tanto para condutos por gravidade quanto por bombeamento.

Em linhas de recalque, no caso de interrupção da energia elétrica fornecida ao motor, transcorrerá um tempo t entre o corte da corrente e a anulação da velocidade de escoamento. No instante da anulação, em que $v = 0$, nas proximidades da bomba a pressão será $H_{\text{MIN}} = H - \Delta H$, e a válvula de retenção, suposta instalada imediatamente a jusante da bomba, se fechará. Em ato contínuo haverá inversão no sentido do escoamento que encontrará a válvula de retenção fechada, resultando numa elevação da pressão até atingir o valor $H_{\text{MAX}} = H + \Delta H$.

Rosich [12], analisando esta questão, concluiu haver na mesma, interveniência de energias cinética, inercial, de gravidade e de atrito. Do balanço dessas energias, analiticamente chegou à seguinte expressão:

$$t = \frac{Lv + \frac{GD^2 \cdot w^2 \cdot \eta}{8Q}}{g(H + h_f / 2)} \quad (6)$$

que com L , H e h_f em metros, v em m/s, g em m/s^2 , w em rad/s, η (rendimento do grupo) em %, GD^2 (fator de inércia das partes girantes - ver apêndice) em $Kgf.m^2$ e Q em l/s, fornece t em segundos.

Em posteriores experimentos com esta equação, seu autor verificou que além das energias principais citadas, outras energias, tais como energia cinética da água de aspiração, energia de descompressão da água, etc., interferem no tempo de parada, e que introduzidas na equação 6, em termos de x , y , z , ..., produz:

$$t = \frac{Lv + \frac{GD^2 \cdot w^2 \cdot \eta}{8Q} + x + y + z + \dots}{g(H + h_f / 2)} \quad (7)$$

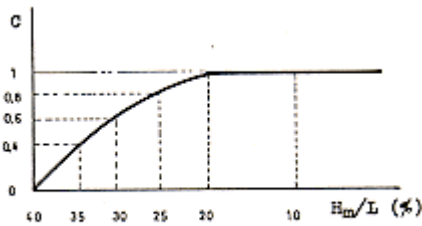
Em sua análise, não determinou analiticamente estes acréscimos, e sim englobou-os num coeficiente empírico representado pela seguinte expressão:

$$C = \frac{x + y + z + \dots}{g(H + h_f / 2)}$$

Este coeficiente, levado na Eq. 7, resulta em:

$$t = C + \frac{Lv + \frac{GD^2 \cdot w^2 \cdot \eta}{8 \cdot Q}}{g(H + h_f / 2)} \quad (8)$$

O coeficiente C é obtido experimentalmente em função da declividade H_m / L , e seus valores, em segundos, são os seguintes [12]:



$H_m / L \leq 0,20$	$C = 1,0$
$H_m / L \leq 0,25$	$C = 0,8$
$H_m / L \leq 0,30$	$C = 0,6$
$H_m / L \leq 0,35$	$C = 0,4$
$H_m / L \leq 0,40$	$C = 0$

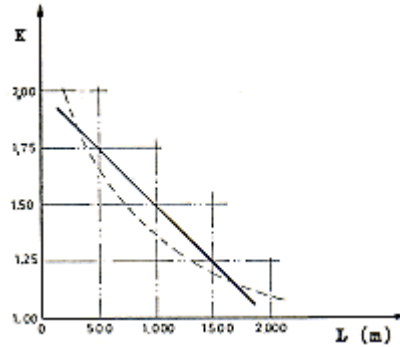
Portanto, se conhecidos o fator de inércia GD^2 do grupo e seu rendimento η , bem como a velocidade angular w , o tempo de parada poderá ser determinado com a equação 8. Contudo, muitas vezes, estes dados não são conhecidos previamente, o que, neste caso, impediria a resolução da equação, fato este que levou seu autor a fazer

$$K = 1 + \frac{GD^2 \cdot w^2 \cdot \eta}{8 \cdot Q \cdot Lv}$$

e simplificando $H + h_f/2 \approx H_m$, a equação 8 passa a:

$$t = C + \frac{K \cdot L \cdot v}{g \cdot H_m} \quad (9)$$

onde o coeficiente K representa principalmente o efeito da inércia das partes rotativas do grupo eletrobomba, e seus valores obtidos experimentalmente para conjuntos não acrescidos de volantes de inércia ou outros sistemas, são os seguintes [12]:



$L < 500 \text{ m}$	$K = 2,00$
$L \cong 500 \text{ m}$	$K = 1,75$
$500 < L < 1500 \text{ m}$	$K = 1,50$
$L \cong 1500 \text{ m}$	$K = 1,25$
$L > 1500 \text{ m}$	$K = 1,00$

A equação 9, de Rosich, é utilizada para cálculo do tempo de parada, o qual será comparado com $T = 2L/c$ para identificação da manobra. Se lenta, o golpe é calculado levando-se t à equação 5, de Michaud. Se rápida, basta usar a equação 1, de Allievi.

Esta equação, segundo seu autor, é válida para $v > 0,5 \text{ m/s}$, e para declividades acima de 50% recomenda a equação de Allievi, já que nestes casos a parada é muito rápida.

5- APLICAÇÕES.

5.1- ESTUDO DE CASO.

Em uma estação de tratamento de água, uma instalação elevatória de PVC com diâmetro nominal de 12" e comprimento de 600 metros, tem o conjunto eletrobomba situado a 55 metros abaixo da superfície livre do reservatório alimentado pela tubulação. A partir da bomba, a tubulação sobe de forma regular até o reservatório, transportando 60 l/s. Determinar a classe de pressão da tubulação, tendo em vista suportar o golpe de aríete decorrente do corte súbito da energia elétrica do motor.

Dados do problema:

$D = 12''$
 $Q = 60 \text{ l/s}$
 $L = 600 \text{ m}$
 $H = 55 \text{ m}$

Determinar:

O golpe de aríete (ΔH) e a classe de pressão da tubulação.

Solução:

Nesta bitola, para este fim, com amparo em norma ABNT, há quatro tipos de tubos de PVC que podem ser examinados. Economicamente, em termos de custo direto, na ordem crescente, tem-se: PBA Classe 12, DEFOFO, PBA Classe 15 e PBA Classe 20.

a) PBA Classe 12:

Da respectiva tabela de vazão, velocidade e perdas de carga, e fazendo operações, vem:

$$\begin{aligned}v &= 1,03 \text{ m/s} \\h_f &= 1,96 \text{ m} \\H_m &= 56,96 \text{ m} \\c &= 369,92 \text{ m/s} \\T &= 3,24 \text{ s}\end{aligned}$$

Da equação 9, com $K = 1,5$ e $C = 1,0$ vem

$$t = 2,66 \text{ s}$$

Como $t < T$, a manobra é rápida e o golpe é calculado com a equação de Allievi:

$$\Delta H = c.v/g = 38,88 \text{ mca.}$$

Daí,

$$\begin{aligned}H_{\text{MAX}} &= 93,88 \text{ mca.} \\H_{\text{MIN}} &= 16,12 \text{ mca.}\end{aligned}$$

Como se vê, este tubo não poderia ser utilizado, uma vez que sua classe de pressão, 60 mca, é inferior à carga máxima, 93,88 mca, a qual a tubulação estaria submetida.

b) DEFOFO:

Da mesma forma que a seqüência anterior, tem-se:

$$\begin{aligned}v &= 0,85 \text{ m/s} \\h_f &= 1,22 \text{ m} \\H_m &= 56,22 \text{ m} \\c &= 347,77 \text{ m/s} \\T &= 3,45 \text{ s} \\t &= 2,39 \text{ s (manobra rápida)}\end{aligned}$$

Daí, vem:

$$\begin{aligned}\Delta H &= 30,16 \text{ mca (Allievi)} \\H_{\text{MAX}} &= 85,16 \text{ mca} \\H_{\text{MIN}} &= 24,84 \text{ mca.}\end{aligned}$$

Este tubo, como visto, poderia ser utilizado, uma vez que a sua classe de pressão, 100 mca, é superior à carga máxima, 85,16 mca, a qual a tubulação estaria submetida.

Os demais tubos nem precisam ser examinados, visto que seus custos são mais elevados. Contudo, para melhor compreensão, segue adiante análise da utilização do tubo PBA Classe 20.

c) PBA Classe 20:

Da mesma maneira que os anteriores, tem-se:

$$\begin{aligned}v &= 1,15 \text{ m/s} \\v_f &= 2,62 \text{ m} \\H_m &= 57,62 \text{ m} \\c &= 467,47 \text{ m/s} \\T &= 2,57 \text{ s} \\t &= 2,83 \text{ s (manobra lenta)}\end{aligned}$$

Daí, vem:

$$\Delta H = 49,76 \text{ mca}$$

$$H_{\text{MAX}} = 104,76 \text{ mca}$$

$$H_{\text{MIN}} = 5,24 \text{ mca.}$$

Conforme demonstrado acima, este tubo também não poderia ser utilizado, uma vez que a carga máxima no mesmo, 104,76 mca, seria superior à sua pressão de serviço que é 100 mca. O mesmo ocorreria com o PBA Classe 15.

Concluindo, a se considerar o conduto uniforme, o tubo mais adequado, técnica e economicamente, para o presente caso, seria o DEFOFO.

5.2- REPRESENTAÇÃO GRÁFICA DO PROBLEMA 5.1.

No gráfico da Fig. 4, para melhor esclarecer, estão representados os valores máximos e mínimos das pressões, nas situações de utilização dos tubos DEFOFO e PBA Classe 20.

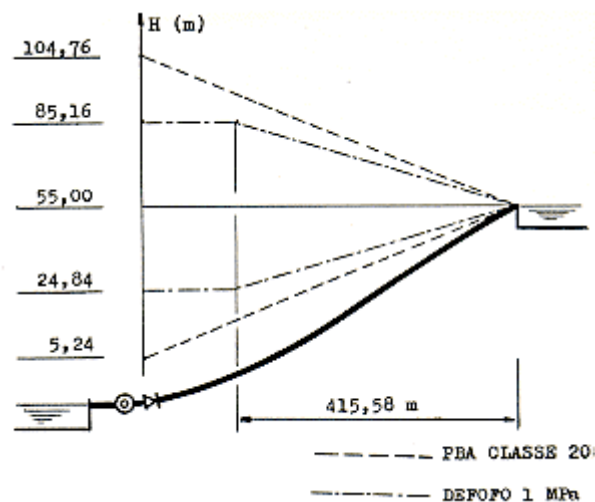


Fig. 4 - Representação gráfica do golpe de aríete em tubos DEFOFO x PBA CLASSE 20, relativa ao probl. 5.1.

Note-se que o gráfico possibilita a visualização simultânea de diversas alternativas de situações. No caso do tubo DEFOFO, situação que resulta em manobra rápida, o comprimento $L_c = c.t / 2 = 415,58 \text{ m}$.

Cabe ainda ressaltar que aqui, com o objetivo de facilitar a exposição do assunto, bem como a sua compreensão, o conduto foi considerado uniforme, isto é, com as mesmas características ao longo de toda a sua extensão. Contudo, a tubulação poderá ter, em sua extensão, características diferenciadas, tais como classe de pressão, diâmetro, etc, conforme se verá no tópico 7 mais adiante.

6- CONDUTOS COM PRESSÃO NEGATIVA.

Até o momento, nos casos aqui vistos, o valor do golpe de aríete tem sido menor que a pressão estática, o que faz com que no momento da máxima depressão, decorrente da parada dos motores, a pressão na tubulação continue sendo positiva.

Porém, as características da instalação poderão reunir condições, tais que o golpe de aríete em alguma parte da instalação possa atingir um valor superior à pressão estática e, em conseqüência, produzir uma depressão na tubulação, abaixo da pressão atmosférica.

Esta pressão negativa, também chamada vácuo, dependendo do valor que atingir, caso não se tomem

precauções, poderá trazer danos à instalação.

A Fig. 5 ilustra uma situação de instalação onde haveria, na tubulação, ocorrência de pressões inferiores à pressão atmosférica. Note-se que o vácuo ocorre no trecho *BR*.

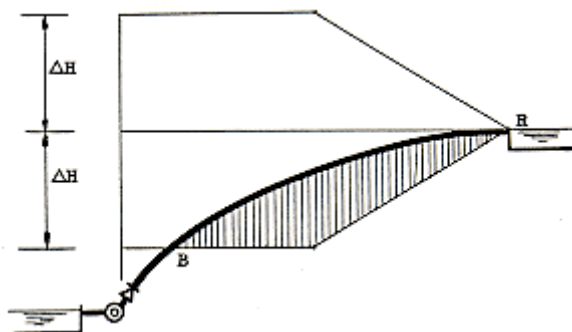


Fig. 5 - Ocorrência de vácuo.

Nestas circunstâncias, se o tubo não tiver espessura de parede que lhe dê resistência mecânica suficiente para suportar as solicitações, ou se não houver na instalação, conforme exposto no tópico 8 adiante, dispositivos de proteção, poderá haver até colapso (implosão) de tubos.

A partir do instante em que se interrompe a energia do grupo motobomba, a pressão começa então a reduzir-se. Se a altura estática for suficientemente pequena, esta redução a superará, iniciando-se a pressão negativa, cujo crescimento, segundo Rosich [12], não é linear como nas pressões positivas, mas sim exponencial, e que, por isto, o vácuo que se produz em uma parada de bombas, em recalque, é sempre um valor discreto. Este mesmo autor propõe, para discussão, a seguinte expressão para relacionar pressões negativas com vácuo:

$$V = P^{0,8} \tag{10}$$

sendo *V* o vácuo em centímetros de coluna de mercúrio (cm de Hg) e *P* a pressão negativa expressa em metros de coluna de água (mca). De acordo com esta proposição, por exemplo, numa instalação em que houvesse uma depressão de 20 mca negativos, o vácuo seria pouco mais que 10 cm de Hg, o que não chega nem a 15% do vácuo total (76 cm de Hg).

Contudo, se necessária maior compreensão dos fenômenos relacionados a pressões negativas, tais como cavitação e separação de coluna, o assunto poderá ser visto em profundidade nas referências [4], [7], [12] e [13].

Assim, em termos gerais, no dimensionamento das tubulações de recalque devem ser levadas em consideração não só as cargas máximas, conforme mostrado em 5.1, mas também as cargas mínimas.

7- CONDUTOS COM CARACTERÍSTICAS VARIÁVEIS.

Nas situações analisadas até o momento, as considerações têm sido conduzidas para tubulações com características constantes (diâmetro, espessura de parede e natureza do material). Contudo, poderão ocorrer situações em que as características variem ao longo do comprimento da tubulação, conforme ilustração da Fig. 6.

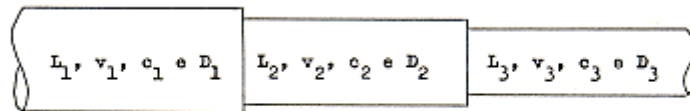


Fig. 6 - Conduto com características variáveis.

Segundo Castillo [3], nestas condições pode-se determinar a magnitude da carga piezométrica ao longo de todo o conduto, mediante hipóteses simplificadoras, nas quais se substitui o conduto real por outro equivalente, tendo como base que a energia cinética da água para o fluxo permanente é a mesma nos condutos real e equivalente, e que o tempo de translação da onda de pressão para o fluxo transitório é o mesmo para os condutos real e equivalente.

Assim ter-se-á uma celeridade equivalente dada pela seguinte expressão:

$$c_e = \frac{L_1 + L_2 + L_3}{\frac{L_1}{c_1} + \frac{L_2}{c_2} + \frac{L_3}{c_3}} \quad (11)$$

O período equivalente correspondente será dado por:

$$T_e = \frac{2.(L_1 + L_2 + L_3)}{c_e} \quad (12)$$

Isto posto, o tempo de parada t da equação de Rosich será, então, comparado com o período equivalente T_e para identificação da manobra, se lenta ou rápida.

Se a manobra for rápida, no cálculo do golpe com a equação de Allievi a celeridade c será substituída pela celeridade equivalente c_e , e a velocidade v será substituída pela velocidade equivalente dada por:

$$v_e^2 = \frac{L_1 D_1^2 v_1^2 + L_2 D_2^2 v_2^2 + L_3 D_3^2 v_3^2}{L_1 D_1^2 + L_2 D_2^2 + L_3 D_3^2} \quad (13)$$

Se a manobra for lenta, no cálculo do golpe com a equação de Michaud a velocidade v será substituída pela velocidade v_i de qualquer trecho $i = 1, 2, 3, \dots$, com diâmetro D_i , e o comprimento L será substituído pelo comprimento equivalente L_e , obtido com referência ao trecho i , dado por:

$$\frac{L_e}{D_i^2} = \frac{L_1}{D_1^2} + \frac{L_2}{D_2^2} + \frac{L_3}{D_3^2} \quad (14)$$

com vistas a manter constante o produto $L_e \cdot v_i$, para qualquer que seja o trecho i utilizado como referência.

Cabe, contudo, ressaltar que a metodologia de análise de condutos com características variáveis, aqui

apresentada, produz resultados tão somente aproximados, e que o desvio em relação aos verdadeiros será tanto maior quanto mais características diferentes contiver o conduto. Assim, conforme já referido anteriormente, havendo necessidade, métodos mais potentes de cálculo deverão ser examinados.

8- DISPOSITIVOS DE PROTEÇÃO.

Um projeto cuidadoso de tubulação de recalque, deve incluir uma adequada investigação e especificação de equipamentos e dispositivos, com vistas a se evitar transientes indesejáveis.

Em alguns casos são especificadas tubulações com classes de pressão capazes de suportar as sobrepressões e depressões previstas. Porém estas variações de pressão na tubulação, submetem o material constitutivo do tubo a variações de tensões, que podem levá-lo à fadiga (*), o que não é recomendável para sua boa conservação. Portanto, um bom procedimento seria valer-se de algum tipo de proteção capaz de minimizar estas variações de pressão

Assim, uma vez calculado o golpe de aríete, causado pela parada do grupo eletrobomba, já se pode analisar a conveniência e os meios de minimizá-lo.

A seleção de um ou vários dispositivos de proteção deverá resultar da análise de um número conveniente de alternativas que possibilitem eleger aquela de melhor resposta, considerando a eficiência, a economia, a natureza, a frequência de manutenção, etc.

Os dispositivos de proteção contra o golpe de aríete devem, portanto, ter por efeito limitar os valores da sobrepressão e da depressão. Alguns dispositivos utilizados para este fim são descritos nos tópicos que se seguem.

8.1- VOLANTES DE INÉRCIA.

Os volantes de inércia são dispositivos que atuam na proteção contra as depressões, devido à influência do tempo de parada no golpe de aríete. Ao se incorporar um volante ao grupo motobomba, sua inércia retardará a perda de rotações, aumentando o tempo de parada do conjunto e, conseqüentemente, diminuirá a intensidade do golpe. Devido à diminuição da depressão máxima, somente de forma indireta as sobrepressões serão atenuadas com estes dispositivos.

Assim, com a incorporação adequada de volantes, qualquer instalação poderá resultar em manobra lenta. Com isto, arbitra-se o valor admissível para o golpe e calcula-se o tempo necessário para consegui-lo, com a equação de Michaud, conforme segue:

$$t = \frac{2 \cdot L \cdot v}{g \cdot \Delta H}$$

Uma vez determinado o tempo t , o mesmo é levado à equação de Rosich, que produz:

$$GD^2 = \frac{8Q(H_m \cdot g t - L \cdot v)}{w^2 \cdot \eta} \quad (15)$$

(*) Fadiga é a diminuição gradual da resistência de um material, por efeito de solicitações repetidas. Corpos submetidos a cargas repetidas falham sob tensões inferiores ao seu limite. Este tipo de falha é conhecido por ruptura por fadiga.

Com esta equação, segundo seu autor, pode-se determinar analiticamente o fator GD^2 do volante e, conseqüentemente, suas dimensões e peso.

8.1.1- ESTUDO DE CASO.

a) Determinar o valor do golpe de aríete, bem como as cargas máxima e mínima, para os dados a seguir:

$H = 34$ m
 $L = 2500$ m
 $Q = 10$ l/s
 $D = 150$ mm (fibrocimento classe 20)

Desenvolvendo vem:

$v = 0,57$ m/s
 $h_f = 5,76$ m
 $H_m = 39,76$ m
 $c = 960,86$ m/s
 $T = 5,20$ s
 $t = 4,66$ s (manobra rápida)

Daí tem-se:

$\Delta H = 55,89$ mca
 $H_{MAX} = 89,89$ mca (ok para a classe 20)
 $H_{MIN} = -21,89$ mca (ocorrerá vácuo)

b) No problema anterior, determinar o GD^2 e as dimensões mínimas de um volante de inércia capaz de evitar a ocorrência do vácuo.

Se se fizer $\Delta H = H = 34$ m, resultará em $H_{MIN} = 0$ e não ocorrerá vácuo. Logo:

$$t = \frac{2Lv}{g\Delta H}$$

$t = 8,55$ seg.

Uma bomba, para esta vazão e altura manométrica, com 3500 rpm, segundo os catálogos de fabricantes, teria um rendimento da ordem de uns 56%. Dado que $w = 2\pi N / 60 = 2 \times 3,14 \times 3500 / 60 = 366,52$ rad/s, da equação 15 se obtem $GD^2 = 2,03$ Kgf.m².

De acordo com o exposto no Apêndice:

$$I = \frac{GD^2}{4g}$$

$I = 0,05178$ Kgf.m.s² = 0,5075 Kg.m²

Sendo o volante de aço ($\rho = 7800$ Kg/m³), tendo a forma de um cilindro anular, conforme Fig. 7, e com

$R_1 = 0,7R_2$, então tem-se:

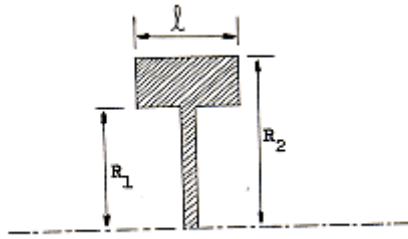


Fig. 7 - Seção do volante.

$$I = \frac{1}{2} M (R_1^2 + R_2^2)$$

Mas, a massa do volante é dada por

$$M = \rho \pi (R_2^2 - R_1^2) l$$

Portanto

$$I = \frac{1}{2} \rho \pi (R_2^2 - R_1^2) l (R_1^2 + R_2^2)$$

Fazendo-se $l = 0,10$ m, que é um valor razoável, tem-se:

$$R_2 = 0,153 \text{ m}$$

$$R_1 = 0,107 \text{ m}$$

$$M = 29,30 \text{ Kg.}$$

8.1.2- LIMITE PRÁTICO DE UTILIZAÇÃO DE VOLANTES.

Quanto à utilização deste dispositivo de proteção, é importante ressaltar que o acoplamento de volantes a grupos motobomba, apesar da aparente simplicidade, introduz uma questão de ordem eletro-mecânica, pois quanto mais seu peso aumenta, mais potente deverá ser o motor para vencer a inércia do volante na partida e maior será a intensidade de corrente elétrica, elevando os custos de investimento e operação. Portanto, este tipo de proteção fica bastante limitado na prática, podendo, eventualmente, o uso de ventosas, por exemplo, eliminar o vácuo com um custo significativamente inferior.

8.2- VENTOSAS.

As ventosas são, também, dispositivos que atuam na proteção contra as depressões, uma vez que permitem a

entrada de ar na tubulação, limitando o valor da depressão ao da pressão atmosférica. Entre os vários modelos existentes, um tipo comum é a ventosa com flutuador esférico, conforme mostrado na Fig. 8.

Com a pressurização da linha, a água deslocará o flutuador para cima, em direção ao orifício de passagem do ar, mantendo-o fechado. Quando, decorrente do golpe de aríete na seção onde se encontra instalada a ventosa, a pressão cair, o nível da água descera, movimentando o flutuador para baixo, abrindo o orifício e permitindo a entrada de uma quantidade de ar para a tubulação, que evitará a formação de vácuo, impedindo o colapso do conduto. Quando novamente a pressão aumentar, estando a ventosa instalada em ponto conveniente da linha, esta possibilitará também a saída do ar contido na tubulação, que deverá ser de maneira controlada para evitar sobrepressão.

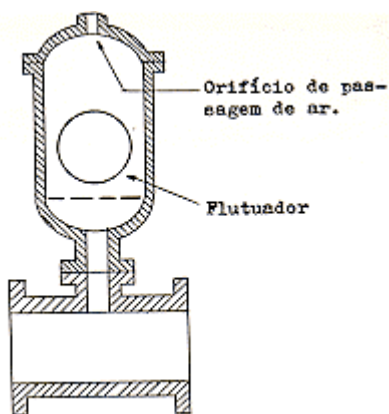


Fig. 8 - Ventosa com flutuador.

Como exemplo, veja-se o gráfico da Fig. 5 que ilustra uma situação de vácuo. A onda de depressão se origina na válvula de retenção e caminha no sentido do reservatório. Ao atingir o ponto B, teria início a formação do vácuo. Uma ventosa instalada neste ponto permite entrada de ar protegendo o trecho a jusante.

8.3- RESERVATÓRIOS UNIDIRECIONAIS.

Os reservatórios unidirecionais também são dispositivos que atuam na proteção contra as depressões, pois alimentam a linha de recalque quando a carga piezométrica nesta atingir valores inferiores ao do nível da água neste reservatório, evitando, desta forma, que a linha piezométrica cause vácuo na linha, conforme ilustrado na Fig. 9.

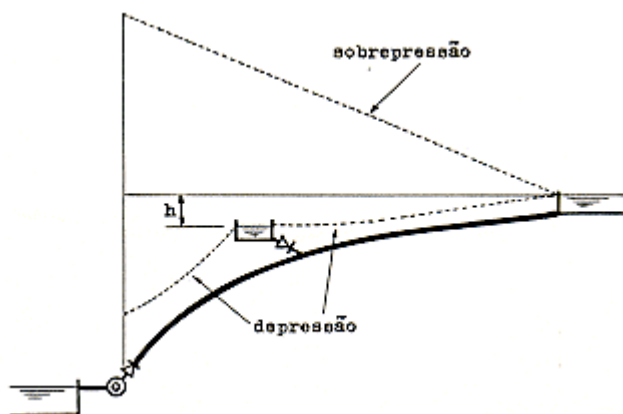


Fig. 9 - Reservatório unidirecional.

A interligação do reservatório unidirecional à tubulação de recalque, deverá conter válvula de retenção para evitar o retorno do escoamento, e a recarga é feita através de um sistema do tipo torneira de bóia, como mostra a Fig. 10.

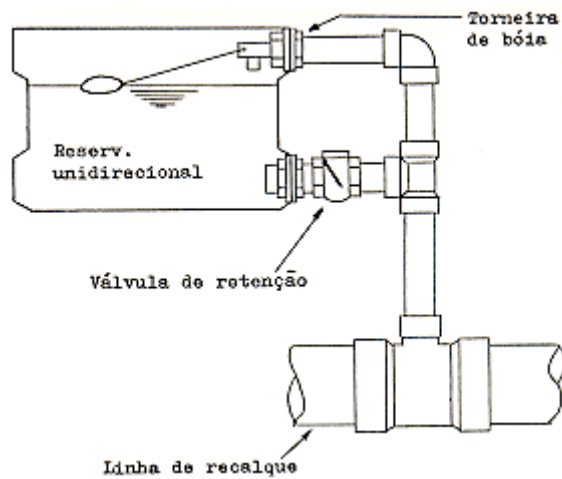


Fig. 10 - Válvula de retenção e torneira de bóia no reservatório unidirecional.

De acordo com Almeida [2] e Lencastre [6], os reservatórios unidirecionais podem ser dimensionados com a utilização dos gráficos de Stephenson, mostrados nas Figs. 11 e 12 adiante.

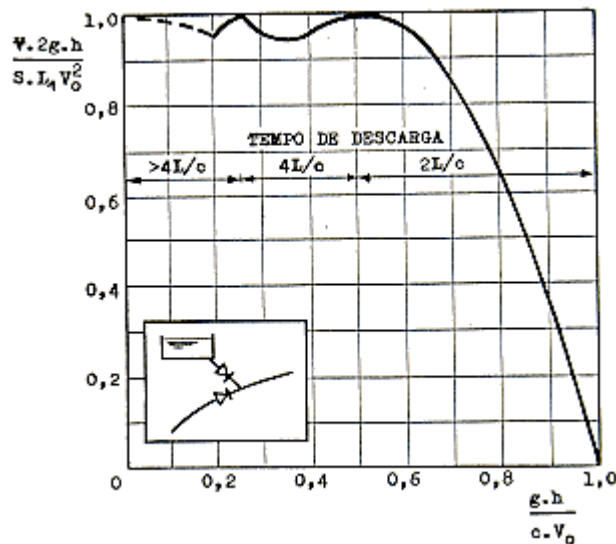


Fig. 11 - Reservatório unidirecional interligado à linha de recalque contendo válvula de retenção imediatamente a montante do ponto de interligação.

Estes gráficos possibilitam a determinação do volume do reservatório, onde h é o desnível entre a superfície do reservatório a jusante e a superfície do reservatório unidirecional; L é o comprimento total da linha de recalque, L_1 o seu comprimento a jusante do reservatório unidirecional e S a área de sua seção transversal interna; v_0 é a velocidade da água na linha de recalque, relativa ao regime permanente inicial; c é a celeridade; e ∇ é o volume útil mínimo necessário do reservatório unidirecional.

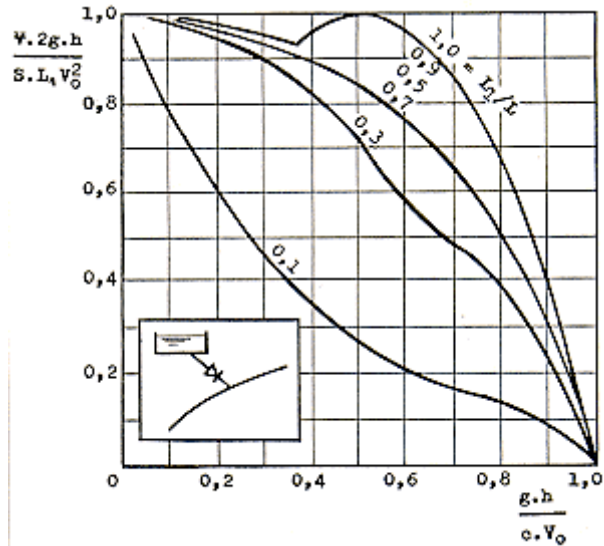


Fig. 12 - Reservatório unidirecional interligado à linha de recalque sem válvula de retenção.

De acordo com Almeida [2], o número de linhas de interligação do reservatório unidirecional à tubulação de recalque, não deve ser inferior a 2 (dois), e o diâmetro de cada uma delas não deverá ser menor que 1/3 do diâmetro da linha de recalque. Deverão também, ser curtas e ter menor perda possível.

8.3.1- ESTUDO DE CASO.

Determinar o volume mínimo de um reservatório unidirecional, para os seguintes dados:

$$L_1 = 3000 \text{ m}$$

$$h = 30 \text{ m}$$

$$S = 0,05582 \text{ m}^2 \text{ (PBA Classe 12 bit. 12")}$$

$$v_0 = 1,61 \text{ m/s}$$

$$c = 452,58 \text{ m/s}$$

Considerando a interligação próxima da válvula de retenção, e tendo em conta que

$$\frac{g \cdot h}{c \cdot v_0} = 0,40$$

da Fig. 11 tem-se que

$$\frac{\nabla \cdot 2g \cdot h}{S \cdot L_1 \cdot v_0^2} = 0,95$$

que resolvendo, obtém-se:

$$\nabla = 0,70 \text{ m}^3.$$

8.4- BY-PASS.

O "by-pass" também é um dispositivo que atua na proteção contra as depressões. Seu funcionamento é idêntico ao do reservatório unidirecional, com a diferença apenas de que a referência será o nível da água do reservatório de alimentação da bomba, isto é, atuará quando a carga piezométrica na tubulação de recalque atingir valores inferiores ao do nível do reservatório de alimentação da bomba.

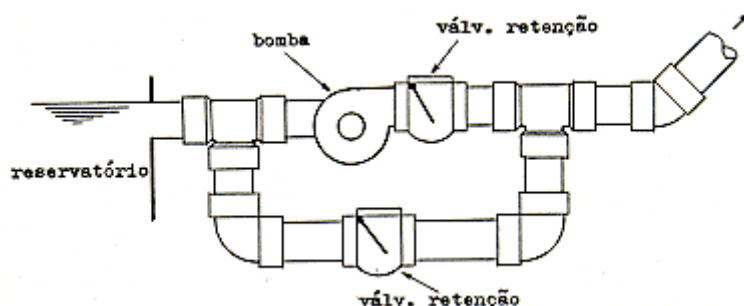


Fig. 13 - By-pass.

A Fig. 13 ilustra este dispositivo. Note-se que, como no reservatório unidirecional, este também possui válvula de retenção para evitar o retorno da água.

8.5- CHAMINÉS DE EQUILÍBRIO.

As chaminés de equilíbrio são dispositivos que atuam, ao mesmo tempo, na proteção contra as depressões e contra as sobrepressões, visto que possibilitam a oscilação em massa da água entre a chaminé e o reservatório, conforme mostra a Fig. 14, evitando-se, neste trecho, a ocorrência de variações elevadas de pressões.

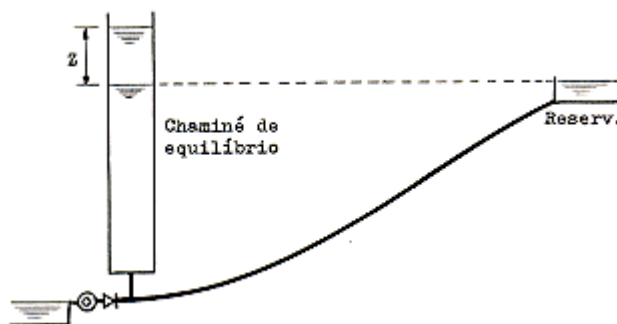


Fig. 14 - Chaminé de equilíbrio.

Com a parada do grupo motobomba, e conseqüente redução da pressão na tubulação, o nível da água na chaminé desce, alimentando a linha de recalque, reduzindo a variação da vazão, e, com isto, reduzindo o valor da depressão. Em seguida, com a inversão do fluxo e fechamento da válvula de retenção, o nível da água sobe, transformando a energia cinética em potencial, e, assim, reduzindo o valor da sobrepressão.

Desta forma, com o afluxo e oscilação da água na chaminé, os efeitos do golpe de aríete entre esta e o reservatório são evitados. Portanto a chaminé de equilíbrio deverá estar tão próxima quanto possível da válvula de retenção. Deverá também ter tamanho adequado para não extravasar, a não ser que conte com vertedouro, e nem esvaziar para não permitir a entrada de ar na tubulação.

As chaminés simples são unidas, em sua parte inferior, sem estreitamentos, à tubulação de recalque. As chaminés com orifício possuem em sua parte inferior estreitamentos (estrangulamentos) que introduzem perdas de carga na passagem da água, contribuindo para que a carga em excesso seja dissipada, sendo, por isto, mais

vantajosas que as simples. Eventualmente, além do orifício, poderia haver uma tubulação de união entre a chaminé e a tubulação de recalque. A chaminé diferencial é uma associação das duas anteriores citadas.

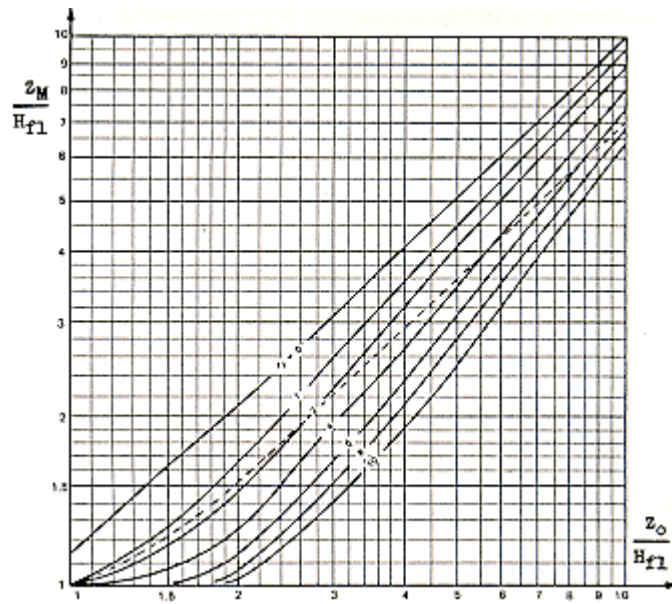


Fig. 15 - Máxima elevação do nível da água na chaminé de equilíbrio devido ao arranque total instantâneo das bombas.

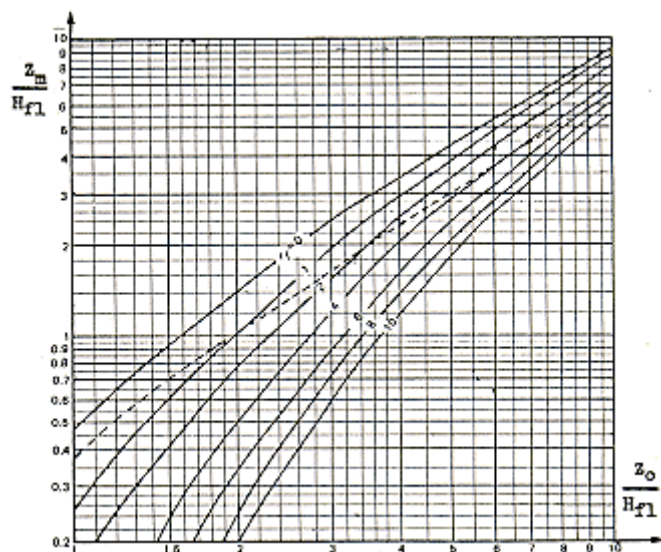


Fig. 16 - Máxima descida do nível da água na chaminé de equilíbrio devido à parada total instantânea das bombas.

Com os gráficos de Castillo [3], mostrados nas Figs. 15 e 16, pode-se avaliar a elevação Z_M e a descida Z_m , máximas, do nível da água na chaminé, em relação ao nível estático, decorrentes, respectivamente, do estabelecimento instantâneo da vazão Q (arranque total instantâneo das bombas) e da interrupção instantânea da vazão Q (parada total instantânea das bombas), em que H_{f1} é a perda de carga na tubulação de recalque e H_{f2} é a perda de carga no estrangulamento, com:

$$r_f = \frac{H_{f2}}{H_{f1}} \quad (16)$$

e

$$Z_o = Q \cdot \sqrt{L / (F \cdot A \cdot g)} \quad (17)$$

onde L é o comprimento da tubulação de recalque, A é a área de sua seção transversal e F é a área da seção transversal da chaminé.

Para projetos equilibrados, as linhas tracejadas acrescentadas aos gráficos, correspondem ao valor ótimo do estrangulamento, em que a oscilação máxima Z_M ou Z_m é igual à perda no estrangulamento H_{f2} .

8.5.1- ESTUDO DE CASO.

Determinar as máximas descida e elevação do nível da água em uma chaminé de equilíbrio, causadas, respectivamente, por uma parada e por um arranque total instantâneo de um grupo motobomba, com os seguintes dados:

$L = 1500$ m
 $Q = 0,0414$ m³/s (150 m³/h)
 $A = 0,04987$ m² (DEFOFO DN 250)
 $F = 0,19635$ m² (chaminé com seção circular de $\phi = 0,5$ m)
 $H_{f1} = 3,60$ m
 $H_{f2} = 1,58$ m

Da equação 17 tem-se que $Z_o = 5,21$ m, que leva a $Z_o/H_{f1} = 1,447$.

Da equação 16 obtém-se que $r_f = 0,438$.

Entrando com estes dois últimos valores no gráfico da Fig. 16, obtém-se $Z_m/H_{f1} = 0,70$.

Logo a descida máxima será:

$Z_m = 0,70 \times 3,60 = 2,52$ m.

De modo análogo, com o gráfico da Fig. 15, a elevação máxima seria:

$Z_M = 5,04$ m.

8.5.2- OUTROS COMENTÁRIOS.

Tal como os reservatórios unidirecionais, as chaminés de equilíbrio põem a água em contato com a atmosfera. Portanto, em se tratando de água potável, cuidados devem ser tomados para evitar contaminação.

Ademais, fora as considerações de natureza construtiva e econômica, as chaminés de equilíbrio constituem dispositivos de elevada eficácia na proteção contra o golpe de aríete.

8.6- RESERVATÓRIOS HIDROPNEUMÁTICOS.

Os reservatórios hidropneumáticos, como as chaminés de equilíbrio, são também dispositivos que atuam, ao mesmo tempo, na proteção contra as depressões e contra as sobrepressões, pois são recipientes fechados que contêm ar (ou gás) e água, e por isto, conforme mostrado na Fig. 17, possibilitam a oscilação da massa de água entre este recipiente e o reservatório, com amortecimento, devido ao ar (ou gás), evitando que ocorra neste trecho, variações elevadas de pressões.



Fig. 17 - Reservatório hidropneumático.

As etapas de funcionamento do reservatório hidropneumático, nas quais ocorre variação do volume de ar, podem ser melhor compreendidas na ilustração mostrada na Fig. 18.

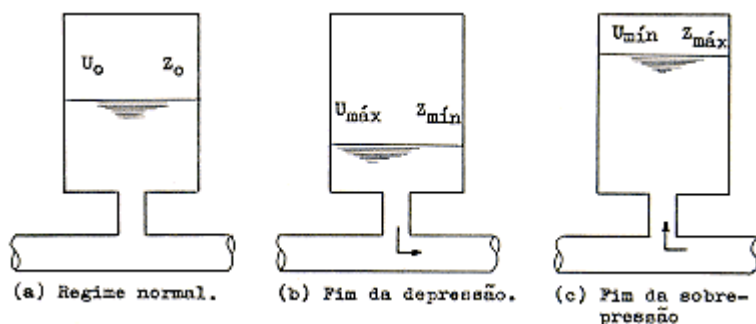


Fig. 18 - Variação do volume de ar no reservatório hidropneumático.

Na Fig. 18-a, regime normal de funcionamento, o volume de ar é U_0 , medido em m^3 , e a pressão absoluta é Z_0 , expressa em mca (altura estática em metros mais 10 metros).

Na Fig. 18-b, final da depressão, o ar ocupa um volume máximo U_{max} , sendo, pois, sua pressão absoluta, mínima, Z_{min} .

Na Fig. 18-c, final da sobrepressão, o ar ocupa um volume mínimo U_{min} , menor que o do regime normal, sendo, portanto, sua pressão absoluta, máxima, Z_{max} .

Segundo Dupont [5], para instalações modestas, até cerca de 1200 metros de comprimento, e mais ou menos 30 l/s, o cálculo do reservatório hidropneumático pode ser feito de forma simplificada com a utilização do ábaco de VIBERT, mostrado no quadro da Fig. 19, onde se determina o volume U_0 de ar contido no recipiente, sob uma velocidade v_0 em m/s.

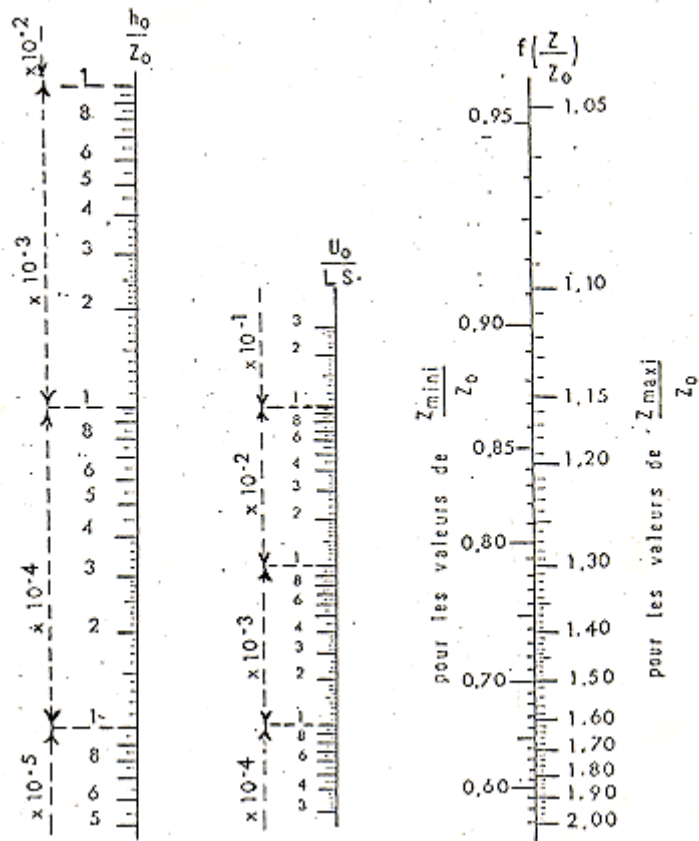


Fig. 19 - Ábaco de Vibert.

Este ábaco está associado às seguintes expressões:

$$\frac{U_0}{LS} = \frac{h_0}{Z_0} \cdot \frac{1}{f(Z/Z_0)} \tag{18}$$

com

$$U_{\max} = U_0 f(Z_{\max}/Z_0) \tag{19}$$

onde

$$h_0 = \frac{v_0^2}{2g}$$

e

$$S = \pi D^2 / 4$$

8.6.1- ESTUDO DE CASO.

a) Determinar o valor do golpe de ariete, bem como as cargas máxima e mínima, para os dados a seguir:

$L = 800$ m
 $H = 40$ m
 $Q = 30$ l/s
 $D = 200$ mm (PVC PBA Classe 12)

Desenvolvimento:

$v = 1,16$ m/s
 $h_f = 5,34$ m
 $H_m = 45,34$ m
 $c = 370,61$ m/s
 $T = 4,32$ s
 $t = 4,13$ s
 $\Delta H = 43,82$ m
 $H_{MAX} = 83,82$ m (superior à capacidade do tubo)
 $H_{MIN} = -3,82$ m (ocorrerá vácuo)

b) Para o problema anterior, determinar o volume mínimo de um reservatório hidropneumático que, inserido no sistema, possibilite ao mesmo operar dentro dos limites de segurança da tubulação, isto é, com $H_{MAX} \leq 60$ mca e $H_{MIN} \geq 0$ mca.

Desenvolvimento:

$Z_o = H + 10 = 40 + 10 = 50$ m
 $Z_{max} = H_{MAX} + 10 = 60 + 10 = 70$ m
 $Z_{max} / Z_o = 1,4$
 $h_o = v_o^2 / 2g = 0,0686$ m
 $h_o / Z_o = 1,37 \cdot 10^{-3}$

No ábaco do Vibert, o ponto 1,4 na escala Z_{max} / Z_o unido ao ponto $1,37 \cdot 10^{-3}$ da escala h_o / Z_o , através de uma reta, intercepta a escala U_o / LS no ponto $2,7 \cdot 10^{-2}$ e a escala $f(Z/Z_o)$ em seu ponto $Z_{min} / Z_o = 0,737$.

Assim, com $LS = 800 \cdot \pi \cdot 0,1818^2 / 4 = 20,77$ m³ e $U_o / LS = 2,7 \cdot 10^{-2}$, tem-se que $U_o = 0,56$ m³.

Com isto, da equação 19 tem-se:

$U_{max} = 0,760$ m³ ou 760 litros.

Para que o reservatório hidropneumático não se esvazie quando U atingir o seu valor máximo, o mesmo poderá ser projetado para uma capacidade de cerca de 1000 litros.

Com o valor de $Z_{min} / Z_o = 0,737$ encontrado, determina-se o valor da depressão.

$Z_{min} = 0,737 \times 50 = 36,85$ m (absoluta).
 $H_{MIN} = Z_{min} - 10 = 26,85$ mca (Ok).

8.6.2- COMENTÁRIO SOBRE O RESERVATÓRIO HIDROPNEUMÁTICO.

Este tipo de dispositivo tem a desvantagem de sofrer perdas de ar por fugas ou dissolução na água. Assim, para repor a quantidade de ar perdida, a fim de manter o volume de ar requerido, torna-se necessária a utilização de compressores de ar, cuja frequência de uso, dependendo do porte da instalação, implicará em custos que

poderão ser decisivos na escolha destes dispositivos. O ar pode ser separado por uma membrana flexível ou por um pistão, resultando em custos que, da mesma forma, irão influenciar na decisão.

8.7- VÁLVULAS DE ALÍVIO.

As válvulas de alívio são dispositivos que atuam na proteção contra as sobrepressões, pois, através de mecanismos de regulagem, abrem-se quando a pressão excede a valores pré-fixados, permitindo a saída de uma quantidade de água até que a pressão caia abaixo do valor estabelecido, quando, então, fecham-se imediatamente. Desta forma, controlam o excesso de pressão, mantendo a pressão estabilizada.

Dado à pequena compressibilidade da água e ao curto tempo de ocorrência do golpe, é de se esperar que para estabilizar a pressão, a quantidade de água extravazada não seja importante.

O funcionamento destas válvulas é por meio de molas que acionam um tampão, conforme mostrado na Fig. 20, ou através de mecanismos mais aperfeiçoados (válvulas compensadas) que conferem às mesmas maior precisão e eficácia.

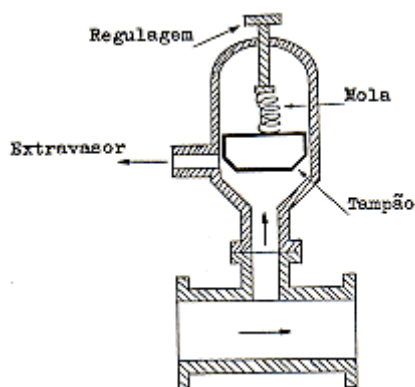


Fig. 20 - Válvula de alívio.

Estes dispositivos, que devem ser instalados no trecho que se deseja proteger contra os efeitos da sobrepressão, devem abrir-se a uma pressão pré-fixada na ordem de aproximadamente 10% acima da pressão manométrica. Este número é um limite prático médio recomendado por diversos especialistas.

Os gráficos da Fig. 21 ilustram a simulação de uma mesma instalação, com e sem válvula de alívio. Note-se que os picos de sobrepressão são fortemente reduzidos com a utilização de válvula de alívio, ficando os mesmos limitados à pressão regulada.

Uma característica importante requerida para estas válvulas é que tenham uma baixa inércia, de forma que possam abrir antes que a pressão estabelecida (pré-fixada) possa ser, em muito, excedida. Esta característica associada a um fechamento amortecido dará uma grande eficácia à válvula de alívio.

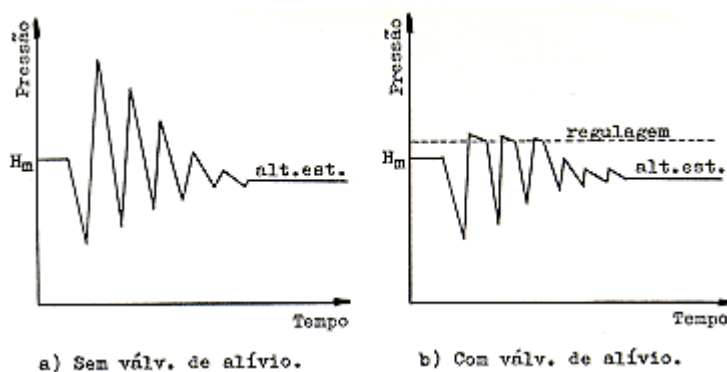


Fig. 21 - Redução da sobrepressão com utilização de válvula de alívio.

Cabe ainda ressaltar que a utilização destas válvulas requer um programa de manutenção cuidadoso e contínuo, e assim sendo, as válvulas de alívio podem vir a ser uma solução viável e bem econômica.

8.8- VÁLVULAS DE RETENÇÃO.

As válvulas de retenção são dispositivos que, por servirem para impedir a inversão do fluxo num conduto, atuam na proteção contra as sobrepressões.

Um tipo muito comum de válvula de retenção é o de portinhola, a qual se move por um mecanismo de rotação em torno de um eixo horizontal situado em sua parte superior, conforme mostra a ilustração da Fig. 22.

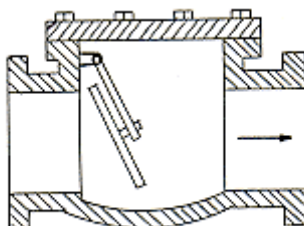


Fig. 22 - Válvula de retenção com portinhola.

Há, no entanto, outros tipos de válvulas de retenção, onde se incluem as de alta tecnologia, cuja concepção permite que o fechamento seja lento e acabe um pouco antes da inversão, com o propósito de minorar a sobrepressão.

A portinhola abre-se com o próprio movimento da água e fecha-se quando cessa o movimento, de modo a impedir o retorno da coluna de água. Assim, se instaladas convenientemente em uma linha de recalque, isolam entre si trechos da tubulação, possibilitando que trechos situados em níveis inferiores fiquem aliviados das cargas dos trechos de níveis superiores. Com base neste princípio é que se instalam válvulas de retenção nas saídas das bombas, isolando-as da linha de recalque, pois a sobrepressão atua e tem o seu valor máximo exatamente até a válvula, ficando, por conseguinte, a bomba protegida. Isto pode ser aplicado em outros trechos da tubulação onde se queira proteger contra as sobrepressões.

Os gráficos da Fig. 23 simulam os efeitos de uma válvula de retenção na redução das sobrepressões, tanto na manobra rápida como na lenta.

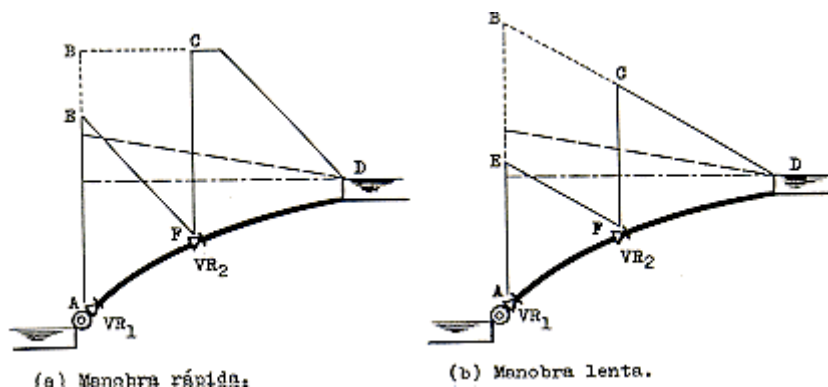


Fig. 23 - Utilização de válvulas de retenção na redução das sobrepressões.

Note-se que se houvesse apenas a válvula VR_1 a altura piezométrica seria a representada pela linha que une os pontos ABCD. Com a interposição da válvula VR_2 , separando (isolando) dois trechos da tubulação, a altura piezométrica assume a posição representada pela linha que une os pontos AEFCD, beneficiando a tubulação no trecho de interesse, com diminuição da carga.

A jusante da válvula VR_2 , o crescimento da sobrepressão, conforme a equação de Michaud, varia linearmente com o comprimento da tubulação desde o reservatório (Fig. 23-b), e se a manobra for suficientemente rápida o valor máximo da sobrepressão será obtido pela equação de Allievi (Fig. 23-a). A jusante da válvula VR_1 , ocorrerá o mesmo, sendo que a válvula de retenção VR_2 atuará como final de linha. Isto se repetirá em quantos trechos houver.

Desta forma, com relação à sobrepressão, a altura que deverá ser utilizada como base para o dimensionamento da classe de pressão da tubulação, será a altura de carga máxima que vier a ocorrer no trecho em análise. O exemplo dado em 8.8.1 ilustra esta questão.

Como não poderia deixar de ser, a utilização destas válvulas também requer uma manutenção cuidadosa e contínua, pois, como mostrado, fora as considerações de natureza econômica, podem vir a ser uma solução satisfatória em muitos problemas de transientes indesejáveis.

8.8.1- ESTUDO DE CASO.

No problema 5.1.a, posicionar na tubulação uma válvula de retenção, de tal forma que, instalada, torne possível a utilização dos tubos de PVC PBA Classe 12.

Desenvolvimento:

Como foi visto, neste problema chegou-se a $H_{MAX} = 93,88$ mca que é superior à classe de pressão do tubo que é 60 mca.

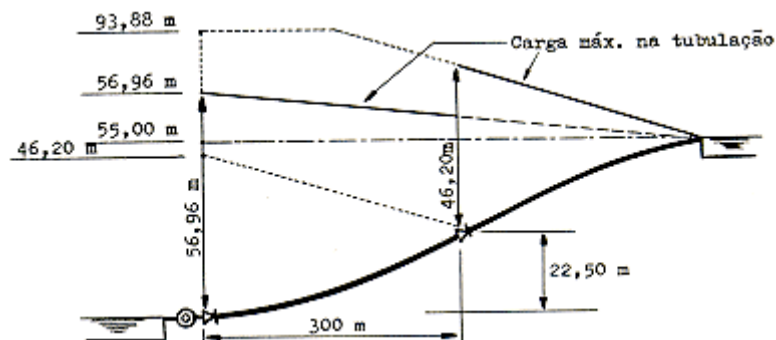


Fig. 24 - Gráfico do exemplo 8.8.1.

Contudo, interpondo-se uma válvula de retenção na tubulação, como se vê na Fig. 24, a 300 m de distância da bomba (o comprimento total da tubulação é 600 m), isto é, a uma cota de 22,50 m (a altura estática é 55 m), a sobrepressão chegaria a:

$$\Delta = (2 \times 300 \times 1,03) / (9,8 \times 2,66) = 23,70 \text{ m}$$

Somando este valor obtido com $H = 22,5$ m, vem:

$$H_{MAX} = H + \Delta H = 46,20 \text{ mca.}$$

Então, nos primeiros 300 m de tubulação a carga máxima seria a altura manométrica H_m cujo valor seria 56,96 metros. Nos 300 metros restantes a carga máxima seria 46,20 metros. Nestas condições, portanto, os tubos PBA Classe 12 poderiam ser utilizados ao longo de toda a elevatória. É importante frisar, no entanto, que o custo da válvula não poderá ser superior ao que se economiza com a redução da classe de pressão dos tubos.

8.9- OUTROS MEIOS DE PROTEÇÃO.

O golpe de aríete é sempre proporcional à variação da velocidade, a qual varia com o inverso do quadrado do diâmetro. Desta forma, aumentos no diâmetro da tubulação trazem significativas reduções no golpe de aríete.

Redução do golpe também pode ser obtida reduzindo-se a celeridade. Então, tubulações com menores celeridades produzirão golpes de aríete com menor magnitude. Os tubos plásticos propiciam celeridades bem menores que os tubos metálicos e de fibrocimento, para uma mesma bitola e classe de pressão. No exemplo 8.1.1, com a utilização de tubos de fibrocimento classe 20, DN 150 (celeridade $c = 960,86$ m/s) o golpe ultrapassa a marca dos 55 mca, enquanto que se se utilizasse, por exemplo, tubos PVC DEFOFO DN 150 (celeridade $c = 346,95$ m/s) o valor do golpe não chegaria a 19 mca, isto é, um terço do valor inicial, com a vantagem ainda, neste caso, da não ocorrência de vácuo e conseqüente dispensa do volante de inércia.

Outros aspectos, tais como comprimento da tubulação, rotação das bombas, etc, devem ser analisados.

8.10- COMENTÁRIOS FINAIS.

A adoção de dispositivos de proteção, como os aqui comentados, ou outros dispositivos controladores de fluxo e pressão, juntamente com os procedimentos operacionais, geralmente podem constituir meios de manter os efeitos dos transientes dentro de limites satisfatórios. Em algumas situações pode também se tornar interessante a combinação desses dispositivos. Por exemplo, se a adoção de uma chaminé de equilíbrio ou um reservatório hidropneumático vier a ser uma solução inviável, a associação de ventosas com válvulas de alívio poderá vir a ser uma opção favorável, visto que, juntas, atuam na proteção contra as sobrepressões e depressões.

APÊNDICE

1- MOMENTO POLAR DE INÉRCIA.

O momento polar de inércia das massas girantes, é definido por

$$I = \int r^2 \cdot dm$$

onde r é a distância do eixo de rotação à massa elementar dm .

Contudo, é usual se adotar, em vez de I , a grandeza PD^2 , também representada por WD^2 ou GD^2 , às vezes chamada de "fator de inércia", que se define [10] por:

$$GD^2 = \int d^2 \cdot dp = \int (2r)^2 \cdot g \cdot dm = 4g \int r^2 \cdot dm$$

Portanto

$$GD^2 = 4g \cdot I \tag{20}$$

e representa o limite do somatório dos produtos dos pesos elementares dp das partes girantes do grupo, pelo quadrado do diâmetro d da circunferência concêntrica com o eixo, e que passa pelos respectivos centros de gravidade.

Usa-se também WR^2 ou

$$GR^2 = \int r^2 \cdot dp = \int r^2 \cdot g \cdot dm = g \int r^2 \cdot dm = g \cdot I$$

Assim, tem-se:

$$GR^2 = \frac{GD^2}{4} = g \cdot I \tag{21}$$

Unidades:

$$[GD^2] = [WR^2] = \text{Kgf.m}^2, \text{N.m}^2, \text{lb.ft}^2$$

$$[I] = \text{Kg.m}^2, \text{Kgf.m.s}^2, \text{N.m.s}^2$$

2- RELAÇÕES ÚTEIS.

a) $I \text{ (Kg.m}^2\text{)} = 9,81 \times I \text{ (Kgf.m.s}^2\text{)}$

b) $I \text{ (Kg.m}^2\text{)} = 0,1019 \times I \text{ (Kg.m / (Kg.m}^2\text{))}$

c) $GD \text{ (Kgf.m}^2\text{)} = 0,04213 \times GD^2 \text{ (lb.ft}^2\text{)}$

d) Momentos de inércia usuais:

- Cilindro maciço ou disco:

$$I = \frac{1}{2} \cdot MR^2$$

- Cilindro anular ou oco:

$$I = \frac{1}{2} \cdot M(R_1^2 + R_2^2)$$

e) GD^2 do grupo = GD^2 do motor + GD^2 da bomba + GD^2 do volante.

f) A tabela a seguir apresenta valores de I (em Kg.m^2) de motores elétricos de diversas potências, do fabricante WEG.

Potência		Momento de Inércia	
CV	KW	1800 rpm	3600 rpm
0,14	0,12	—	—
0,25	0,18	—	—
0,33	0,25	0,0006	0,0006
0,5	0,37	0,0006	0,0006
0,75	0,55	0,0015	0,0006
1	0,75	0,0016	0,0015
1,5	1,1	0,0066	0,0016
2	1,5	0,0074	0,0020
3	2,2	0,0075	0,0026
4	3	0,0084	0,0064
5	3,7	0,0157	0,0087
6	4,4	0,0177	—
7,5	5,5	0,0285	0,0124
10	7,3	0,0330	0,1790
12,5	8,2	0,0400	—
15	11	0,0600	0,0220
20	15	0,101	0,0530
25	18,5	0,250	0,0600
30	22	0,263	0,209
40	30	0,426	0,320
50	37	0,444	0,333
60	45	0,790	0,440
75	55	0,900	0,480
100	75	1,06	0,610
125	90	2,10	1,22
150	110	2,51	1,27
200	150	2,63	—
250	185	3,69	1,49
300	220	6,56	—
350	260	7,36	—
425	315	8,80	—

g) A tabela abaixo indica valores de I (em Kg.m^2) de bombas de diversos tamanhos (diâmetros nominais da boca de recalque e do rotor), do fabricante KSB, referentes ao modelo ETANORM.

Tamanho	Diâmetro	20-125L	20-125	20-160.1	20-160	20-200.1	20-200	40-125	40-160	40-200	50-125	50-160	50-200	65-160	65-200	80-160	80-200	100-160	100-200	100-400	125-200	125-250	125-315	150-400	160-200	160-250	160-315	160-400	
Sup. Manc.		A30										A40						A40R				A50				A60			
Larg. Rot.	mm	7	9	5	5	6	6	4	12	15	19	19	12	21	21	31	31	36	35	35	40	37	30	29	29	55	48	38	33
Mom. Inér. Conj. Gir.	kgm ²	0,0142	0,0142	0,0224	0,0224	0,0296	0,0296	0,0144	0,0288	0,0360	0,0190	0,0294	0,0290	0,0293	0,0390	0,0541	0,0541	0,0426	0,0400	0,0400	0,0400	0,0400	0,0400	0,0400	0,0400	0,0400	0,0400	0,0400	0,0400

3- DIMENSÕES DE ALGUNS TUBOS DE PVC.

TUBO	CLASSE	DN	REF. (pol.)	DIÂMETRO EXTERNO (mm)	DIÂMETRO INTERNO (m)	ESPESSURA PAREDE (m)	ÁREA SEÇÃO INTERNA (m2)		
	12	40	1.1/2	50	0,0454	0,0023	0,00162		
		50	2	60	0,0546	0,0027	0,00234		
		60	2.1/2	75	0,0682	0,0034	0,00365		
		75	3	85	0,0772	0,0039	0,00468		
		100	4	110	0,1000	0,0050	0,00785		
		125	5	140	0,1272	0,0064	0,01271		
		140	6	160	0,1454	0,0073	0,01660		
		180	8	200	0,1818	0,0091	0,02596		
		220	10	250	0,2272	0,0114	0,04054		
		270	12	300	0,2728	0,0136	0,05845		
		PBA	15	40	1.1/2	50	0,0440	0,0030	0,00152
				50	2	60	0,0534	0,0033	0,00224
60	2.1/2			75	0,0666	0,0042	0,00348		
75	3			85	0,0756	0,0047	0,00449		
100	4			110	0,0978	0,0061	0,00751		
125	5			140	0,1244	0,0078	0,01215		
140	6			160	0,1422	0,0089	0,01588		
180	8			200	0,1778	0,0111	0,02483		
220	10			250	0,2222	0,0139	0,03878		
270	12			300	0,2666	0,0167	0,05582		
	20			40	1.1/2	50	0,0428	0,0036	0,00144
				50	2	60	0,0514	0,0043	0,00207
		60	2.1/2	75	0,0644	0,0053	0,00326		
		75	3	85	0,0728	0,0061	0,00416		
		100	4	110	0,0944	0,0078	0,00700		
		125	5	140	0,1200	0,0100	0,01131		
		140	6	160	0,1372	0,0114	0,01478		
		180	8	200	0,1714	0,0143	0,02307		
		220	10	250	0,2142	0,0179	0,03604		
		270	12	300	0,2572	0,0214	0,05196		
		DEFOFO	1 MPa	100	4	118	0,1084	0,0048	0,00923
				150	6	170	0,1564	0,0068	0,01921
200	8			222	0,2042	0,0089	0,03275		
250	10			274	0,2520	0,0110	0,04987		
300	12			326	0,2998	0,0131	0,07060		
	PN 40	35		38,1	0,0357	0,0012	0,00100		
		50	2	50,5	0,0481	0,0012	0,00182		
		75	3	75,5	0,0725	0,0015	0,00428		
		100	4	101,6	0,0976	0,0020	0,00739		
		125	5	125,0	0,1200	0,0025	0,01131		
		150	6	150,0	0,1440	0,0030	0,01629		
	IRRIGA	PN 60	100	4	118	0,1126	0,0027	0,00996	
			150	6	170	0,1622	0,0039	0,02066	
			200	8	222	0,2120	0,0050	0,03530	
			250	10	274	0,2616	0,0062	0,05374	
			300	12	326	0,3112	0,0074	0,07606	
			PN 80	50	2	50,5	0,0467	0,0019	0,00171
75	3	75,5		0,0705	0,0025	0,00390			
100	4	101,6		0,0944	0,0036	0,00700			
PN 125	100	4	118	0,1084	0,0048	0,00923			
	150	6	170	0,1564	0,0068	0,01921			
	200	8	222	0,2042	0,0089	0,03275			
	250	10	274	0,2520	0,0110	0,04987			
	300	12	326	0,2998	0,0131	0,07060			

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.

- [1] - Abecasis,F.M., "Escoamento em Pressão em Regime Variável: Chaminés de Equilíbrio" , Seminário 238, LNEC, Lisboa, 1979.
- [2] - Almeida,A.B., "Manual de Protecção Contra o Golpe de Aríete", LNEC, Lisboa, 1982.
- [3] - Castillo,U.M., "Teoría del Golpe de Ariete y sus Aplicaciones en Ingeniería Hidráulica", Limusa, México, 1987.
- [4] - Chaudhry,M.H., "Applied Hydraulic Transients", Van Nostrand Reinhold, New York, 1987.
- [5] - Dupont,A., "Hydraulique Urbaine", Tome II, Eyrolles, Paris, 1969.
- [6] - Lencastre,A., "Hidráulica Geral", Hidroprojeto, Lisboa, 1983.
- [7] - Martins,R.M., "Curso Transientes Hidráulicos - Notas de Aula", ABES, Florianópolis, 1988.
- [8] - Parmakian,J., "Waterhammer Analysis", Dover, New York, 1963.
- [9] - Quintela,A.C., "Instalações com Chaminé de Equilíbrio de Pequena Seção ou Dotadas de Estrangulamento na Base", Seminário 238, LNEC, Lisboa, 1979.
- [10]- Quintela,A.C., "Hidráulica", Fundação Calouste Gulbenkian, Lisboa, 1981.
- [11]- Rabinóvich,E.Z., "Hidráulica", Mir, Moscou, 1987.
- [12]- Rosich,E.M., "El Golpe de Ariete en Impulsiones", Bellisco, Madrid, 1987.
- [13]- Streeter,V.L.; Wylie,E.B., "Fluid Transients", Feb Press, Ann Arbor, 1985.
- [14]- Watters,G.Z.; Jeppson,R.W.; Flammer,G.H., "Water Hammer in PVC and Reinforced Plastic Pipe", Journal of Hydraulic Division., Vol. 102. ASCE, 1976.

CATÁLOGOS E MANUAIS.

- KSB - Manual Técnico Bombas Centrífugas Etanorm - Várzea Paulista, 1987.
- TIGRE - Catálogo Geral de Tubos e Conexões de PVC - Joinville, 1988.
- WEG - Manual de Motores Elétricos - Catálogo 511.04.0181.PE, Jaraguá do Sul.

////