

**Serviço Autônomo de Água e Esgoto de Guarulhos
SAAE**

Capítulo 7-Bomba centrífuga
dezembro/2007

Capítulo 7-Bomba centrífuga

7.1 Introdução

Uma bomba é denominada centrífuga quando a direção de escoamento do fluido é perpendicular à do eixo de rotação da hélice. Na sua forma mais simples, a bomba centrífuga é constituída por um rotor que gira no interior de uma carcaça conforme Figura (7.1) e (7.2)

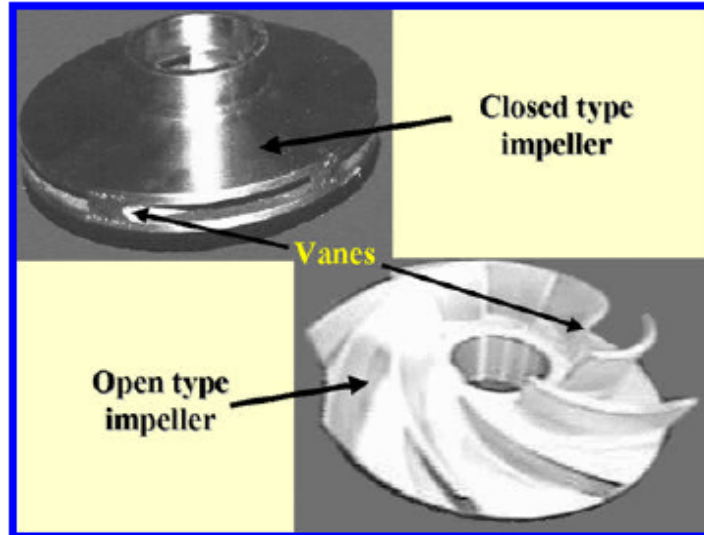


Figura 7.1- Tipos de rotores: fechado e aberto

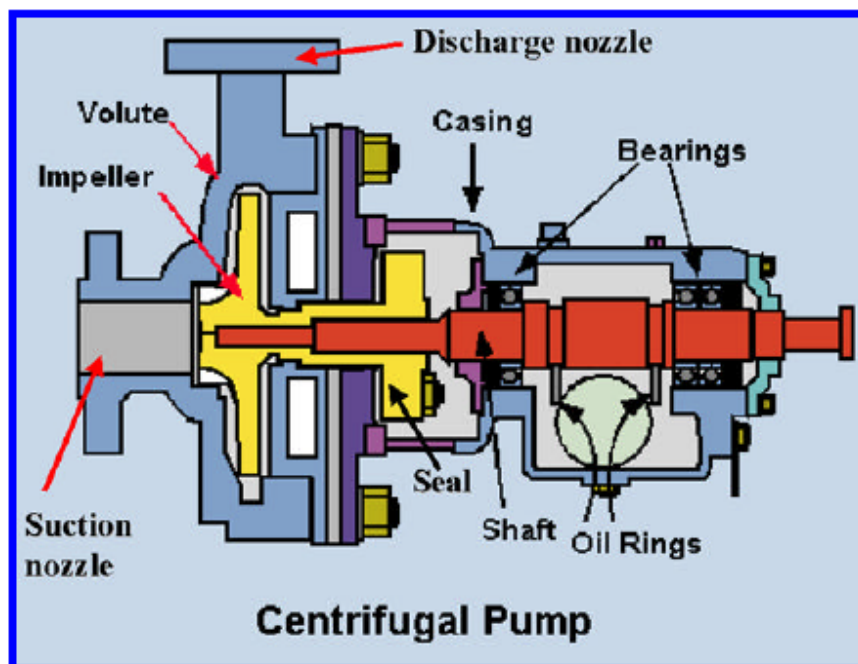


Figura 7.2- Componentes de uma bomba centrífuga

O fluido entra na bomba nas vizinhanças do eixo do rotor propulsor e é lançado para a periferia pela ação centrífuga conforme Grundfos, 2005. A energia cinética do fluido aumenta do

centro do rotor para a ponta das palhetas propulsoras. Esta energia cinética é convertida em pressão quando o fluido sai do rotor.

As bombas centrífugas podem trabalhar de duas maneiras: **sucção e afogadas** conforme Figura (7.3).

Vamos definir alguns parâmetros importantes:

H_{man} = **altura manométrica total** (m)

H_g é a soma algébrica entre as alturas de sucção (h_s) e a altura de recalque (h_r).

$$H_g = h_r + h_s \quad (\text{sucção})$$

$$H_g = h_r - h_s \quad (\text{afogada})$$

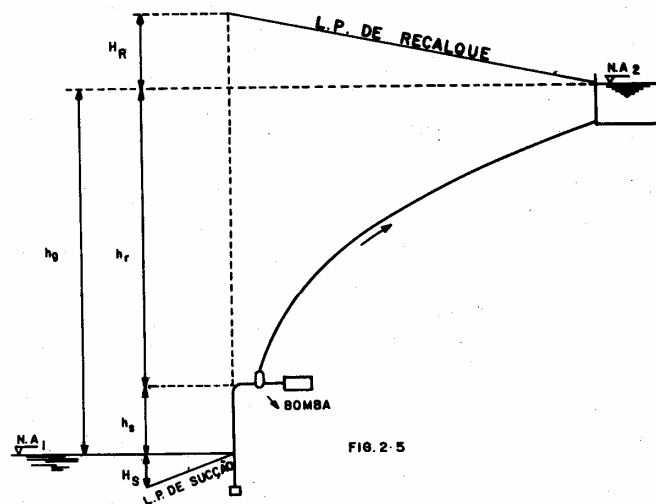


FIG. 2-5

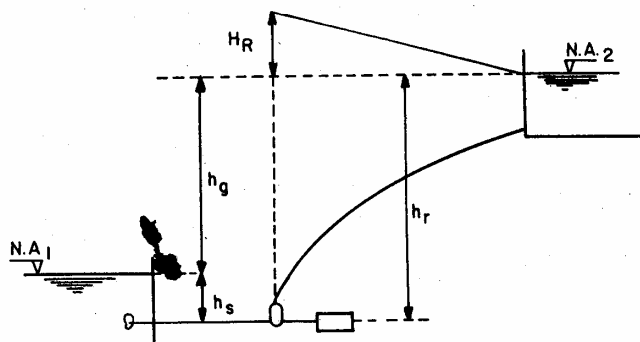


Figura 7.2- Esquema de bomba afogada e bomba por sucção
Fonte: Lucarelli et al, 1974

h_r = altura estática de recalque é a distância vertical entre a bomba e o nível de água do tanque que será alimentado (m).

h_s = altura estática de sucção é distancia vertical entre a bomba e o nível de água do tanque onde haverá sucção (m). Pode ser positivo ou negativo.

H_r = perda de carga distribuída e localizado do recalque (m)

H_s = perda de carga distribuída e localizada na sucção (m)

7.2 Potência dos conjuntos elevatórios

Conforme Azevedo Neto, 1998 temos:

$$P = \gamma \times Q \times H_{man} / (75 \eta)$$
$$P = 1000 \times Q \times H_{man} / (75 \eta)$$

Sendo:

P= potência em HP

Q= vazão em m³/s

H_{man}= altura manométrica em metro de coluna de água.

$\eta = \eta_{motor} \times \eta_{bomba}$

γ = peso específico da água= 1000kgf/m³

Acréscimos recomendáveis de potência:

Tabela 7.1- Acréscimo de potência recomendável

Acréscimo da potência	Potência da bomba
50%	2HP
30%	2 a 5HP
20%	5 a 10HP
15%	10 a 20HP
10%	>20HP

Fonte: Azevedo Neto, 1998

7.3 Padrão dos motores elétricos brasileiros

Existe uma padronização dos motores no Brasil, mas sempre se deve conferir com o fabricante de motores elétricos.

1/4 HP, 1/3 HP, 1/2, 3/4, 1; 1,5, 2, 3, 5, 6, 7,5 10, 12,5 15,20, 25, 30,40.,50, 60, 75,100,125,150, 200, 250, 300, 350,400, 450, 500, 600, 700, 800, 900, 1000. 1250, 1500, 1750 e 2000.

Tabela 7.2 Menores valores de rendimento para motores de alto rendimento (mercado norte-americano). Fonte: catálogo eletrônico da Weg.

Potência nominal kW	Velocidade síncrona rpm			
	3600	1800	1200	900
	Rendimento nominal			
1,0	75,5	82,5	80,0	74,0
1,5	82,5	84,0	85,5	77,0
2,0	84,0	84,0	86,5	82,5
3,0	85,5	87,5	87,5	84,0
5,0	87,5	87,5	87,5	85,5
7,5	88,5	89,5	89,5	85,5
10,0	89,5	89,5	89,5	88,5
15,0	90,2	91,0	90,2	88,5
20,0	90,2	91,0	90,2	89,5
25,0	91,0	92,4	91,7	89,5
30,0	91,00	92,4	91,7	91,0
40,0	91,7	93,0	93,0	91,0
50,0	92,4	93,0	93,0	91,7
60,0	93,0	93,6	93,6	91,7
75,0	93,0	94,1	93,6	93,0
100,0	93,6	94,5	94,1	93,0
125,0	94,5	94,5	94,1	93,6
150,0	94,5	95,0	95,0	93,6
200,0	95,0	95,0	95,0	94,1
250,0	95,4	95,0	95,0	94,5
300,0	95,4	95,4	95,0	--
350,0	95,4	95,4	95,0	--
400,0	95,4	95,4	--	--
450,0	95,4	95,4	--	--
500,0	95,4	95,8	--	--

7.4 Rendimentos das bombas centrífugas

Tabela 7.3 Rendimento estimado da bomba em função da vazão de bombeamento

Vazão litros /segundo	Rendimento da bomba centrífuga η_b
5	52%
7,5	61%
10	66%
15	68%
20	71%
25	75%
30	80%
40	84%
50	85%
100	87%
200	88%

Fonte: Azevedo Neto, 1998

7.5 Normas da ABNT

Existe a norma NBR 12214/92 que trata de projeto de sistema de bombeamento de água.

Exemplo 7.1

Dimensionar o motor para recalcar $0,04\text{m}^3/\text{s}$ numa altura manométrica $H_{man} = 35,6\text{m}$ sendo o rendimento da bomba igual a 0,8 e o rendimento do motor igual a 0,90.

Bomba $\eta_B = 0,8$

Motor $\eta_M = 0,9$

$\eta = \eta_{motor} \times \eta_{bomba} = 0,9 \times 0,8 = 0,72$

$$P = 1000 \times Q \times H_{man} / (75 \eta)$$

$$P = 1000 \times 0,04 \times 35,6 / (75 \times 0,72) = 26\text{HP}$$

Dando um acréscimo de 10% temos

$$P = 26 + 2,6 = 28,9\text{HP}$$

Escolhemos um motor padrão que é de $P = 30\text{HP}$

A potencia consumida em KW será: $P = 30\text{HP} \times 0,736 = 22,08\text{KW}$

Caso queiramos outra unidade:

$$P = 30\text{HP} \times 75,9 = 2277\text{kgm/s}$$

7.6 Curva característica da tubulação

A curva característica da tubulação ou curva característica do sistema fornece para cada vazão de bombeamento, a perda de carga e a altura manométrica total.

A curva é feita tomando-se o desnível geométrico e somando-se as perdas de carga para cada vazão conforme Figura (7.3).

Em cada ponto da bomba a soma da altura geométrica com todas as perdas no sistema, isto é, perdas distribuídas e localizadas.

$$H_{man} = H_g + \sum J_i \times L_i + \sum K_i \times V^2 / 2g$$

Sendo:

H_{man} = altura manométrica total (9m)

H_g = é a soma algébrica entre as alturas de sucção (h_s) e a altura de recalque (h_r).

$$H_g = h_r + h_s \quad (\text{sucção})$$

$$H_g = h_r - h_s \quad (\text{afogada})$$

J_i = perdas de carga do trecho i (m/m)

L_i = comprimento do trecho i (m)

K_i = coeficiente de perda de carga localizada da peça i

V_i = velocidade média (m/s)

$g =$ aceleração da gravidade (m/s^2) = 9,81
Notamos que a variação da perda de carga é quadrática em função da vazão o que dá a forma da Figura (7.4).

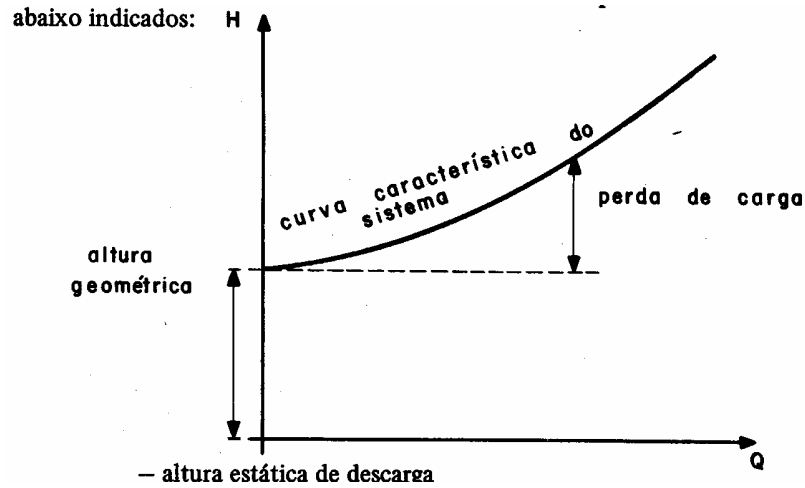


Figura 7.4- Curva característica do sistema
Cetesb, 1975

7.7 Curva da bomba

Cada bomba tem um determinado rotor e tem uma determinada curva conforme se pode ver na Figura (7.5).

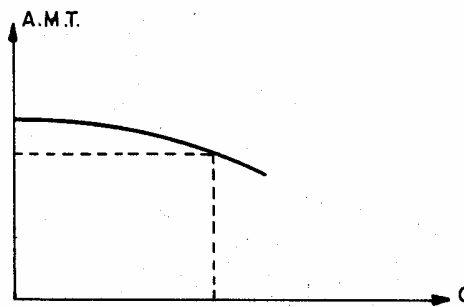


FIG 4.8

Figura 7.5- Curva da bomba
Fonte: Lucarelli et al, 1974

7.8 Curva da bomba e do sistema

A resolução do problema para a escolha do conjunto motor-bomba centrífuga vai depender do ponto achado pela intersecção da curva da bomba com a curva do sistema conforme Figura (7.6).

Geralmente se escolhe o **ponto da bomba** como aquele de **maior rendimento**.

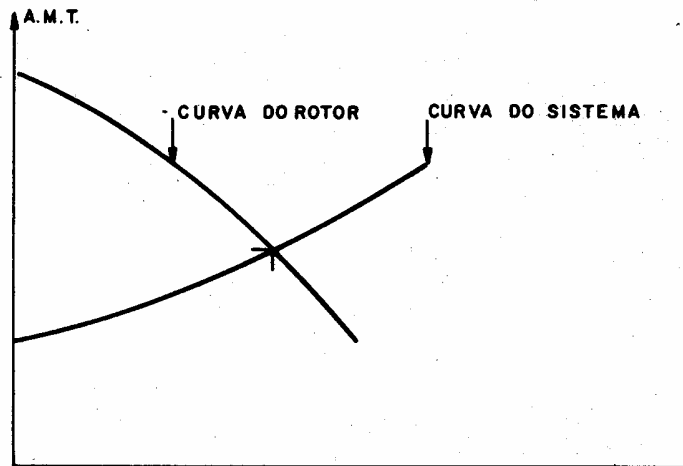


Figura 7.6- Curva da bomba + curva do sistema

Fonte: Lucarelli et al, 1974

7.9 Bombas em paralelo

Quando se tem duas bombas em paralelo de modo geral as bombas são iguais, mas podem ser diferentes, isto é, possuir curvas diferentes conforme Figura (7.7) e (7.8).

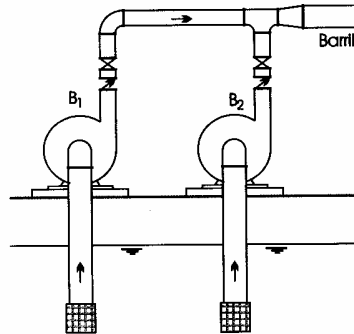


Figura 7.7- Bombas em paralelo

Fonte: Heller, 2006

Em bombas em paralelos somamos as vazões na horizontal e obtemos a curva das duas bombas e achamos o ponto de intersecção com a curva do sistema.

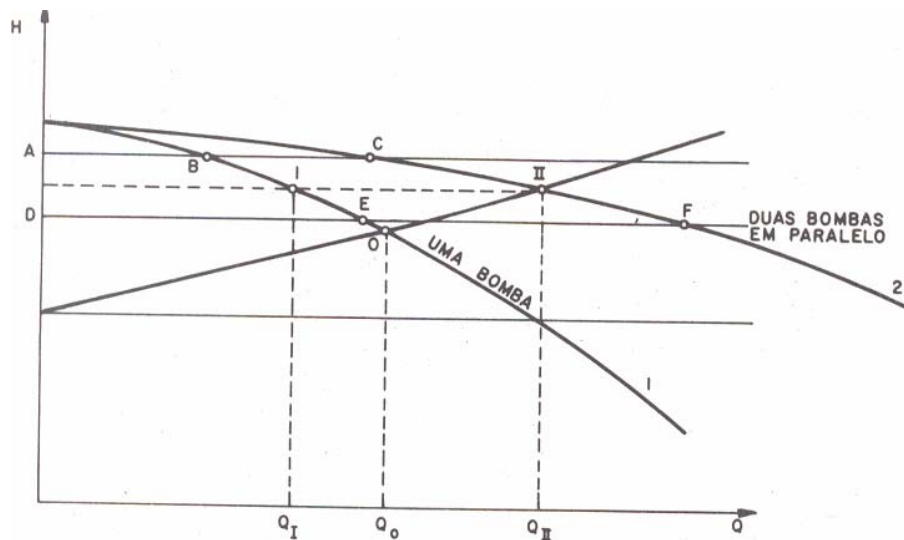


Figura 7.8- Curva de duas bombas em paralelo + curva do sistema
Fonte: Lucarelli et al, 1974

7.10 Bombas em série

As bombas em série podem ser iguais o que é mais comum mas podem ser diferentes conforme Figura (7.9) e (7.10).

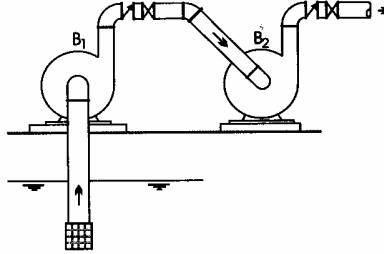


Figura 7.9- Bombas em série

Fonte: Heller, 2006

Vamos supor duas bombas em série iguais e então somamos as ordenadas na vertical obtendo a curva final cujo ponto será achado com a intersecção da curva do sistema.

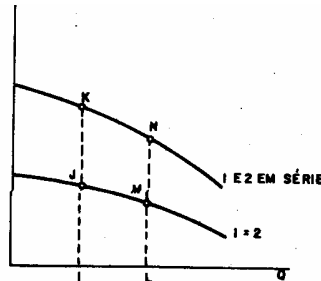


Figura 7.10- Curva de duas bombas em paralelo + curva do sistema

Fonte: Lucarelli et al, 1974

As bombas em série são muito usadas em poços tubulares profundos.

7.11 Cavitação

Cavitação é um fenômeno hidráulico no qual se formam bolhas de vapor que repentinamente implodem quando elas se deslocam no rotor. Estas implensões no rotor causam um barulho excessivo e há uma redução da performance da bomba conforme Figura (7.11) a (7.13).



Figura 7.11- Estragos feito em um rotor de bomba devido a cavitação



Figura 7.12 Cavitação em bomba no ano 2007

7



Figura 7.13 Cavitação em bomba no ano 2007

Os efeitos mecânicos, além do desgaste dos rotores, causam vibração que pode danificar totalmente o rotor da bomba e demais peças.

A cavitação ocorre quando a pressão do líquido é reduzida pela pressão de vapor e então começa o processo de fervura, sem que a temperatura do líquido mude.

Para prevenir a cavitação é necessária que a pressão não caia abaixo da pressão de vapor do líquido. Para isto usa-se o que se chama NPSH que é um acrônimo do termo inglês *Net Positive Suction Head* e há duas, uma fornecida pelo fabricante da bomba que é o *NPSH requerido* e o *NPSH disponível* no local calculado pelo projetista sendo necessário que $NPSH_{disponível} - NPSH_{requerido} \geq 1,0m$ a $1,5mca$.

$$NPSH_{disponível} - NPSH_{requerido} \geq 1,0m \text{ a } 1,5mca.$$

$$NPSH_{disponível} = H_{pa} + H_s - h_s - H_{vp}$$

Sendo:

$NPSH_d = NPSH$ disponível no local (m)

H_{pa} = pressão atmosfera na superfície do líquido no poço de sucção bombeado (m). Geralmente admitido como 10,3m ao nível do mar. Em São Paulo a pressão atmosférica é 9,5m.

H_s = altura da sucção do líquido (m). É a altura da superfície do líquido no poço até o centro do rotor da bomba. Pode ser positivo ou negativo (sucção).

h_s = perdas de cargas total na linha de sucção (m)

H_{vp} = pressão de vapor do líquido na temperatura de operação a 20°C (m). Geralmente $H_{vp} = 0,235m$.

A pressão de vapor depende da temperatura ambiente e pode ser obtida conforme Tabela (7.4)

Tabela 7.4-Vapor de pressão em função da temperatura

Temperatura (°C)	Pressão de Vapor H_{vp} (m)
0	0,062
15	0,171
20	0,235
23,9	0,303
37,8	0,658

Adaptado de FHWA, 2001

Tabela 7.1- Alturas máximas de sucção conforme altitude e pressão atmosférica

Altitude (m)	Pressão atmosférica (m)	Limite prático de sucção (m)
0	10,33	7,60
300	10,00	7,40
600	9,64	7,10
900	9,30	6,80
1200	8,96	6,50
1500	8,62	6,25
1800	8,27	6,00
2100	8,00	5,70
2400	7,75	5,50
2700	7,50	5,40
3000	7,24	5,20
São Paulo cota 760	9,50	

Estimativa da pressão atmosférica em função da altitude

Conforme Heller, 2006 podemos estimar o valor da pressão atmosférica local em função da altitude.

$$Pa = 10,33 - h / 900$$

Para a capital de São Paulo $h=760\text{m}$

$$Pa = 10,33 - 760/900 = \mathbf{9,5\text{m}}$$

Exemplo 7.2

Calcular o NPSH disponível de uma bomba cujo nível mais baixo está a 2,40m acima do eixo do rotor da bomba, considerando as perdas de cargas desprezíveis.

A pressão atmosférica é 9,5m de água e a de vapor é de 0,235m para temperatura de 20° C.

Então teremos:

$$H_{pa} = 9,5\text{m (São Paulo)}$$

$$h_s = 0,11\text{m}$$

$$H_s = -2,4\text{m (bomba afogada)}$$

$$H_{vp} = 0,235 \text{ conforme Tabela (7.4).}$$

$$\text{NPSH disponível} = H_{pa} + H_s - h_s - H_{vp}$$

$$\text{NPSH disponível} = 9,5 - 2,4 - 0,11 - 0,235 = 8,46\text{m}$$

Portanto, o NPSH disponível é 8,46m. Teremos que comparar com o NPSHr que é o fornecido pelo fabricante. Supondo que seja de 3,10m então:

$$\text{NPSHd} - \text{NPSHr} = 8,46\text{m} - 3,10\text{m} = \mathbf{5,36\text{m} > 1,5\text{m OK}}$$

Portanto, **não haverá cavitação na bomba.**

Conforme Heller, 2006 quando não possuímos o NPSHr do fabricante podemos estimar pela equação:

$$\text{NPSHr} = 0,0012 \times n^{4/3} \times Q^{2/3}$$

Sendo:

NPSHr= estimativa do NPSHr fornecido pelo fabricante da bomba centrífuga (m)

n= rotação do motor em r.p.m.

Q= vazão no ponto de rendimento máximo (m³/s)

Exemplo 7.3

Dada uma bomba com 1750rpm e vazão de 0,045m³/s estimar o NPSHr.

$$\text{NPSHr} = 0,0012 \times n^{4/3} \times Q^{2/3}$$

$$\text{NPSHr} = 0,0012 \times 1750^{4/3} \times 0,045^{2/3} = \mathbf{3,1\text{m}}$$

Nota: O NPSHr fornecido pelo fabricante é igual a 1,80m

Margem de segurança do NPSH

Segundo Grundfoss, 2005 a margem de segurança do NPSH deve ser suficientemente grande para suportar variações numa situação onde as condições reais podem ser diferentes das calculadas teoricamente. As perdas de carga na tubulação de sucção podem ser incorretamente calculadas e o ponto de funcionamento real da bomba pode diferir da teoria devido a variações da curva Q/H e cálculos incorretos da resistência da tubulação de sucção.

A Grundfoss, 2005 baseado no *Europump, 1997- NPSH for rotodynamic pumps, reference guide* recomenda que para bombas instaladas horizontalmente em tubulações retilíneas deve ser usada margem de segurança de 1,0m a 1,5m. Para bombas instaladas verticalmente a margem de segurança deve ser de 2,0m a 2,50m.

$$\text{NPSHd} \geq \text{NPSHr} + 1,5\text{m}$$

Dica: o NPSH disponível deve ser sempre maior que 1,5m do NPSH requerido

Dica: o diâmetro da sucção é sempre um diâmetro maior que o de recalque. Assim um recalque de 200mm o diâmetro da sucção será de 250mm.

Altura máxima de sucção

A altura máxima de sucção precisamos da equação do NPSHd.é mostrada na Figura (7.14).

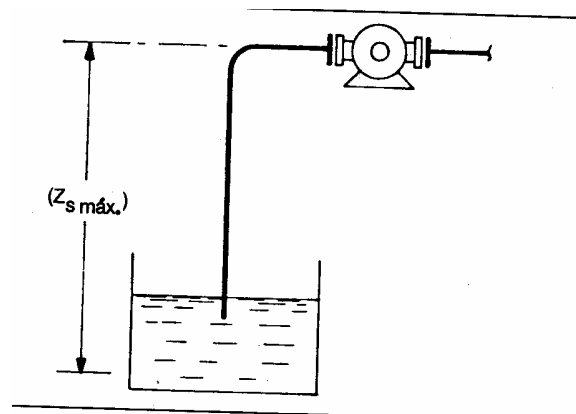


Figura 7.14- Altura estática de sucção

7.12- Velocidade específica Ns

A velocidade específica Ns, apesar de ser considerada adimensional, tem as dimensões e é um índice usado para verificação dos rotores das bombas.

A velocidade específica da bomba tem as seguintes atribuições:

- Selecionar a forma da curva da bomba
- Determinar a eficiência da bomba
- Antecipar problemas com NPSH

- Selecionar o mínimo custo da bomba

Uma bomba de fluxo radial de N_s entre 500 e 4000 e é a típica bomba centrífuga com simples ou dupla sucção conforme Figura (7.16)

As bombas mistas estão entre 2000 e 8000 e as bombas axiais estão entre 7000 e 20000.

A velocidade específica segundo Azevedo Neto, 1998 é de grande utilidade na caracterização das bombas.

$$N_s = N \times Q^{0,5} / H^{0,75}$$

Sendo:

N_s = velocidade específica da bomba (adimensional)

N = número de rotações por minuto (rpm)

H = altura manométrica total da bomba (ft)

Q = capacidade da bomba no melhor ponto (gpm- galão por minuto).

Fórmula de Thoma;

Thoma criou o adimensional

$$\sigma = (H_a - H_v - H_s) / H$$

Sendo:

σ = número de Thoma

H_a =9,5m (São Paulo)= pressão atmosférica local (m)

H_v = 0,235m=pressão de vapor local (m)

H_s = altura de sucção da bomba (m)

H = altura manométrica total (m)

Devemos calcular o numero de Thoma e a velocidade específica N_s usando as unidades americanas, Entramos no gráfico da Figura (7.15) e verificamos se a bomba está em zona segura ou zona perigosa.

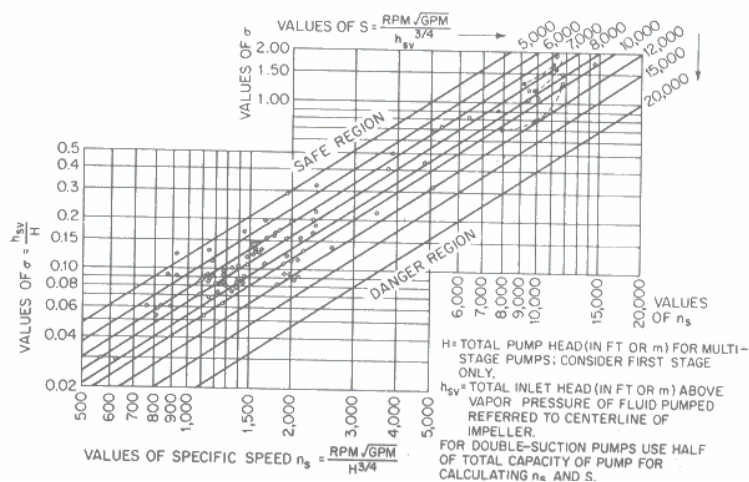


Figura 7.15- Velocidade específica N_s e valores do número de Thoma σ

Fonte: Karassik et al, 1996

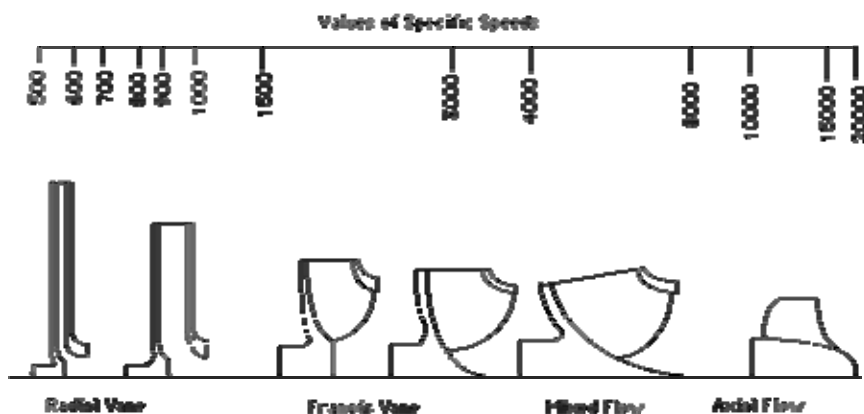


Figura 7.16- Valores da velocidade específica

Exemplo 7.4

Calcular a velocidade específica N_s da bomba com 1750 rpm com vazão de $0,045\text{m}^3/\text{s}$ e altura manométrica de $45,61\text{m}$.

$$Q = 0,045 \times 1000 \times 60\text{s} / 3,78 \text{ litros} = 714 \text{ galao por minuto} = 714\text{gpm}$$

$$H = 45,61\text{m} / 0,30\text{m} = 152 \text{ ft}$$

$$N_s = N \times Q^{0,5} / H^{0,75}$$

$$N_s = 1750 \times 714^{0,5} / 152^{0,75} = 1080$$

Fórmula de Thoma

$$\sigma = (H_a - H_v - H_s) / H$$

$$\sigma = (9,5 - 0,235 - 2,40) / 45,61 = 0,15$$

Entrando na Figura (7.12) com o número de Thoma=0,15 e $N_s=1080$. Estaremos dentro de uma região segura onde não haverá cavitação.

7.13 Perda de carga localizada

As curvas, peças, válvulas, contrações, etc introduzidas numa canalização causam perda de energia, isto é, perdas de cargas localizadas ou também chamadas de perdas singulares.

Jeppson, 1973 mostra a Figura (7.17) onde a água sofre mudanças de velocidade e criação de espirais duplas que persistem até 50 diâmetros ou 100 diâmetros a jusante. Isto mostra que os efeitos das perdas singulares não se dão na própria curva e sim em um determinado comprimento de tubo a jusante.

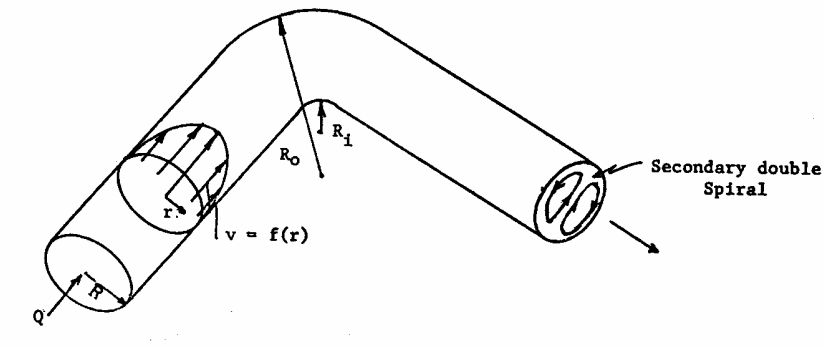


Figura 7.17- Perda de carga em uma curva

Fonte: Jeppson, 1973

A perda de carga localizada é calculada pela equação:

$$h_L = K_s \times V^2 / 2g$$

Sendo:

h_L = perda de carga localizada em metros

V = velocidade média da água no recalque em m/s

g = aceleração da gravidade = $9,81 \text{ m/s}^2$

K_s = coeficiente de perda de carga localizada (adimensional) conforme Tabela (7.6).

Tabela 7.6- Valores de Ks para cálculo das perdas de cargas localizadas

Peça	Valor de Ks
Crivo	0,75
Curva de 22,5	0,10
Curva de 45	0,40
Curva de 90	0,40
Entrada normal	1,00
Saída da canalização	1,00
Tê passagem direta	0,60
Tê saída lateral	1,80
Válvula de gaveta	0,19
Válvula de pé	15,0
Válvula de retenção	2,30
Válvula globo aberta	10
Válvula de ângulo aberta	5
Válvula de gaveta aberta	0,19
Válvula de gaveta $\frac{3}{4}$ aberta	1,0
Válvula de gaveta $\frac{1}{2}$ aberta	5,6

Fonte: adaptado de Jeppson, 1973

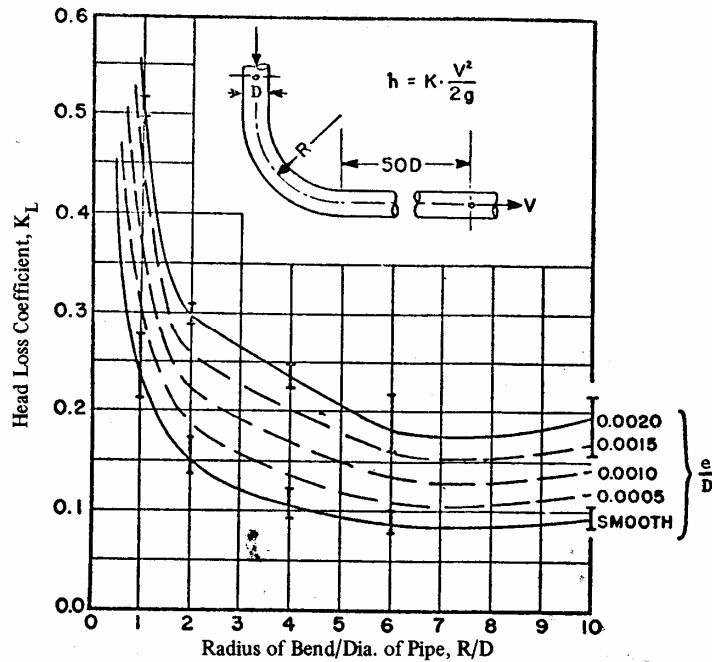


Figura 7.18- Perda de carga em uma curva de 90° com diâmetro constante
 Fonte: Jeppson, 1973

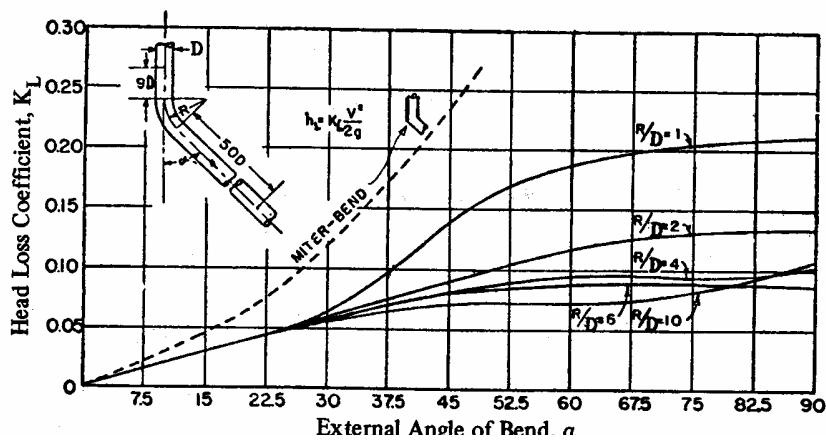


Figura 7.19- Perda de carga em uma curva de raio variável considerando o número de Reynolds $> 2,3 \times 10^5$
 Fonte: Jeppson, 1973

As entradas de tubulações conforme Figura (7.20) possuem perda de carga conforme ela é arredondada ou não conforme o desenho.

É muito comum usar-se a entrada de um reservatório com $K_s=1,0$, ou seja, na entrada de um reservatório há perda de carga $h_L = K_s \cdot V^2/2g = V^2/2g$

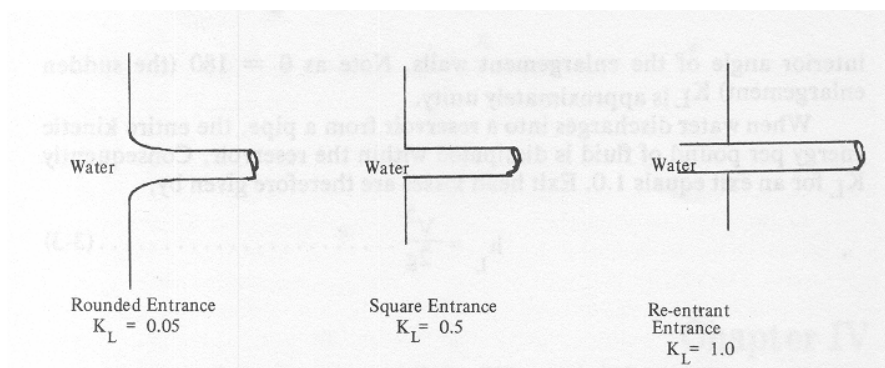


Figura 7.20- Perda de carga em vários tipos de entrada

Fonte: Jeppson, 1973

A contração de uma tubulação se comporta similarmente a uma entrada. Para uma contração gradual usa-se $K_s=0,04$ e para uma contração abrupta usa-se $K_s=0,5$.

Uma maneira mais detalhada para calcular um alargamento de uma tubulação é através da equação:

$$h_L = K_s \times (V_1 - V_2)^2 / 2g$$

Sendo:

h_L = perda de carga do alargamento (m)

K_s = coeficiente de perda de carga do alargamento (adimensional)

V_1 = velocidade da seção de menor diâmetro (m/s)

V_2 = velocidade da seção de maior diâmetro (m/s)

A Figura (7.21) fornece os valores de K_s conforme o ângulo.

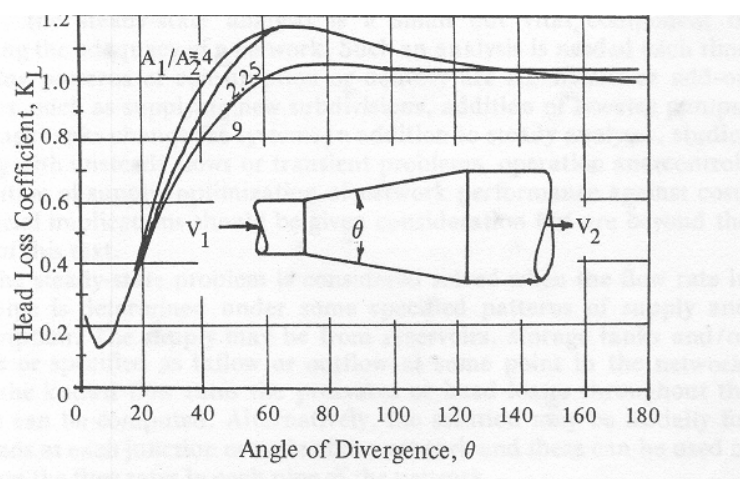


Figura 7.21- Perda de carga em uma expansão

Fonte: Jeppson, 1973

Exemplo 7.5

Calcular a perda de carga localizada numa adutora de 0,25m de diâmetro e com duas curvas de 90.

Área da seção transversal = $\pi \times D^2/4 = 3,1416 \times 0,25^2/4 = 0,049m^2$

$Q = A \times V$

$$V = Q/A = 0,040\text{m}^3/\text{s} / 0,040\text{m}^2 = 1,0\text{m/s}$$

$$h = Ks \times V^2 / 2g$$

$$h = 0,40 \times 1,0^2 / (2 \times 9,81) = 0,02\text{m}$$

Como são duas peças então $h = 2 \times 0,02\text{m} = 0,04\text{m}$

7.14 Velocidade máxima de sucção

A ABNT NBR 12214/92 de projeto de sistemas de bombeamento de água recomenda velocidades máxima na sucção conforme Tabela (7.7)..

Tabela 7.7- Velocidade máxima na sucção conforme NBR 12214/92

Diâmetro nominal	Velocidade máxima na sucção (m/s)
50	0,70
75	0,80
100	0,90
150	1,00
200	1,10
250	1,20
300	1,40
400	1,50

7.15 Velocidade mínima de sucção

A ABNT NBR 12214/92 de projeto de sistemas de bombeamento de água recomenda velocidades mínima na sucção conforme Tabela (7.8)

Tabela 7.8- Velocidade mínima na sucção conforme NBR 12214/92

Tipo de material	Velocidade mínima na sucção (m/s)
Matéria orgânica	0,30
Suspensão siltosas	0,30
Suspensão arenosas	0,45

7.16 Fórmula de Bresse

Quando se faz um bombeamento é comum se procurar um diâmetro econômico que leva em conta as despesas de energia bem como os custos de construção, manutenção e operação. Usa-se então a formula de Bresse:

$$D = K \cdot Q^{0,5}$$

Sendo:

D= diâmetro da tubulação de recalque (m)

Q= vazão (m^3/s)

K= coeficiente obtido na prática. O valor de K varia de 0,7 a 1,8. Atualmente está sendo usado K=1,0

$$D = K \cdot Q^{0,5}$$
$$D = 1,00 \cdot Q^{0,5}$$

Exemplo 7.6

Calcular o diâmetro econômico para vazão de $0,15\text{m}^3/\text{s}$ adotando o valor $K=1,3$

$$D = 1,3 \cdot Q^{0,5}$$
$$D = 1,3 \cdot 0,15^{0,5} = 0,50\text{m}$$

Quando se leva em conta o número de horas de bombeamento por dia se usa:

$$D = 1,3 \cdot X^{1/4} \cdot Q^{0,5}$$

Sendo:

$$X = (\text{número de horas de bombeamento por dia}) / 24\text{h}$$

Exemplo 7.7

Calcular o diâmetro econômico para vazão média diária de $0,15\text{m}^3/\text{s}$. para 8 horas de bombeamento por dia.

$$X = (\text{número de horas de bombeamento por dia}) / 24\text{h}$$

$$X = 8\text{h}/24\text{h} = 0,33$$

Durante um dia o volume $V = 0,15\text{m}^3/\text{s} \times 86400\text{s} = 12.960\text{m}^3$

Durante 8h a vazão será $Q = 12960 / (8\text{h} \times 3600\text{s}) = 0,45\text{m}^3/\text{s}$

$$D = 1,3 \cdot X^{1/4} \cdot Q^{0,5}$$
$$D = 1,3 \cdot 0,33^{1/4} \cdot 0,45^{0,5} = 0,66\text{m} \text{ Adoto } D = 0,70\text{m}$$

Exemplo 7.8

Dimensionar uma tubulação de recalque para vazão de $0,045\text{m}^3/\text{s}$ durante 24 horas. O comprimento da tubulação de recalque é de 220m e a bomba encontra-se a $h_s = 2,30\text{m}$ do nível da água para sucção. A altura de recalque h_r é igual a 42,70m. Usar a equação de Hazen-Williams com $C=100$. O rendimento total do motor e da bomba é 70%.

O diâmetro econômico pela fórmula de Bresse é:

$$D = 1,3 \cdot Q^{0,5}$$
$$D = 1,3 \cdot 0,045^{0,5} = 0,28\text{m} = 0,30\text{m}$$

Portanto, o diâmetro do recalque será de 0,30m e de sucção será um diâmetro maior, ou seja, $D = 0,40\text{m}$.

$$H_g = h_r + h_s \text{ (sucção)}$$

A altura geométrica $H_g = h_s + h_r = 2,30\text{m} + 42,70\text{m} = 45,00$

Vamos calcular as perdas de cargas localizadas na sucção e no recalque.

Perdas de cargas localizadas na sucção

Entrada da tubulação	$K_s = 1,0$
Válvula de pé	$K_s = 15,0$
Curva de 90°	$K_s = 0,40$
Redução excêntrica de 400x300	$K_s = 0,5$
Redução excêntrica de 300x150	$K_s = 0,5$
Total	$K_s = 16,4$

A velocidade na sucção é:

$$J = (10,643 \times Q^{1,85}) / (C^{1,85} \times D^{4,87})$$

$$Q=0,045\text{m}^3/\text{s}$$

$$D=0,40\text{m}$$

$$C=100$$

$$J= (10,643 \times 0,045^{1,85}) / (100^{1,85} \times 0,40^{4,87})=0,000594\text{m}/\text{m}$$

$$\text{Area}= \text{PI} \times D^2/4= 3,1416 \times 0,40^2/4=0,1257\text{m}^2$$

$$V= Q/A= 0,045/0,1257=0,36 \text{ m/s} < 1,40\text{m/s OK}$$

$$hL= K_s \times V^2 / 2g= 16,4 \times 0,36^2 / (2 \times 9,81)=0,013\text{m}$$

Perda distribuída na sucção

$$L_s= 2,30\text{m} + 3,50\text{m (dentro da água)}= 5,80$$

$$\text{Perdas na sucção}= 5,80\text{m} \times 0,000594\text{m}/\text{m}=0,0034\text{m}$$

$$H_s= 0,013\text{m} + 0,0034\text{m}=0,0164\text{m}$$

Observemos que a perda localizada é bem maior que a perda distribuída devido as varias peças existentes num trecho curto.

Perdas de cargas no recalque

Válvula de retenção	$K_s= 2,30$
---------------------	-------------

2 Curvas de 90°	$K_s= 0,80$
-----------------	-------------

Registro de gaveta aberto	$K_s=0,19$
---------------------------	------------

Saída da canalização	$K_s=1,00$
----------------------	------------

2 redução concêntricas	$K_s= 2,0$
------------------------	------------

Total	$K_s= 6,29$
-------	-------------

A velocidade na sucção é:

$$J= (10,643 \times Q^{1,85}) / (C^{1,85} \times D^{4,87})$$

$$Q=0,045\text{m}^3/\text{s}$$

$$D=0,30\text{m}$$

$$C=100$$

$$J= (10,643 \times 0,045^{1,85}) / (100^{1,85} \times 0,30^{4,87})=0,0024\text{m}/\text{m}$$

$$\text{Area}= \text{PI} \times D^2/4= 3,1416 \times 0,30^2/4=0,0706\text{m}^2$$

$$V= Q/A= 0,045/0,0706=0,64 \text{ m/s}$$

$$hL= K_s \times V^2 / 2g= 16,4 \times 0,64^2 / (2 \times 9,81)=0,066\text{m}$$

Perda distribuída no recalque

$$L_r= 220,00\text{m}$$

$$\text{Perdas distribuída no recalque}= 220\text{m} \times 0,0024\text{m}/\text{m}=0,528\text{m}$$

$$\text{Perda de carga total no recalque}= H_r= 0,528\text{m} + 0,066\text{m}= 0,594\text{m}$$

Altura manométrica da bomba

$$H_{man}= H_g + H_r + H_s= 45,0 + 0,594\text{m} + 0,0164\text{m}= 45,61\text{m}$$

$$Q=0,045\text{m}^3/\text{s}$$

Rendimento total motor igual a 90% e bomba= 67,7%

$$P= 1000 \times Q \times H_{man} / (75 \eta)$$

$$P= 1000 \times 0,045 \times 45,61 / (75 \times 0,9 \times 0,677)= 44,01 \text{ HP}$$

Colocando-se tolerância de 10% teremos $P= 44,01 + 4,40= 48,41 \text{ HP}$

Adoto P=50 HP

$$P_{KW}= 0,736 \times 50= 36,8 \text{ KW}$$

NPSH disponível

$$\text{NPSH disponível}= H_{pa} + H_s - h_s - H_{vp}$$

$$\text{NPSH disponível}= 9,5 - 2,3 - 0,164 - 0,235= 6,80\text{m}$$

Mas o valor do $NPSH_r = 1,80m$

$$NPSH_d > NPSH_r + 1,50m$$

$$NPSH_d > 1,80 + 1,50m = 3,30m \text{ OK}$$

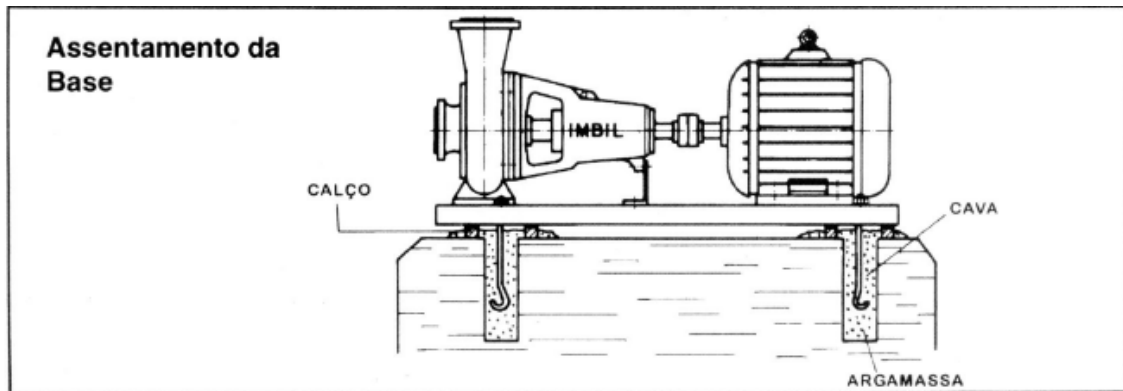


Figura 7.22- Bomba Imbil -ID 65 -INI 125-315 com 1750 rpm, rotor com diâmetro de 300,8mm, rendimento da bomba de 67,7%, potência 39,89 HP $NPSH_r=1,80m$.
Fonte: catalogo da Imbil

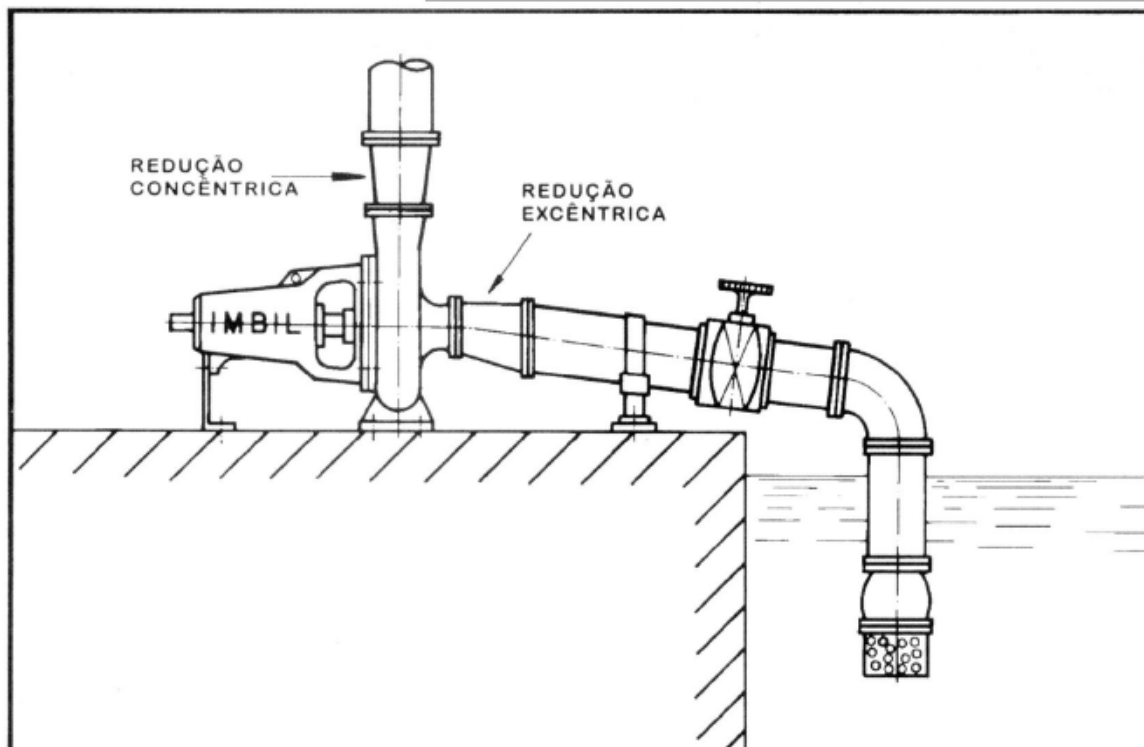


Figura 7.23- Sucção da bomba

DIMENSÕES BÁSICAS (MM) - INI

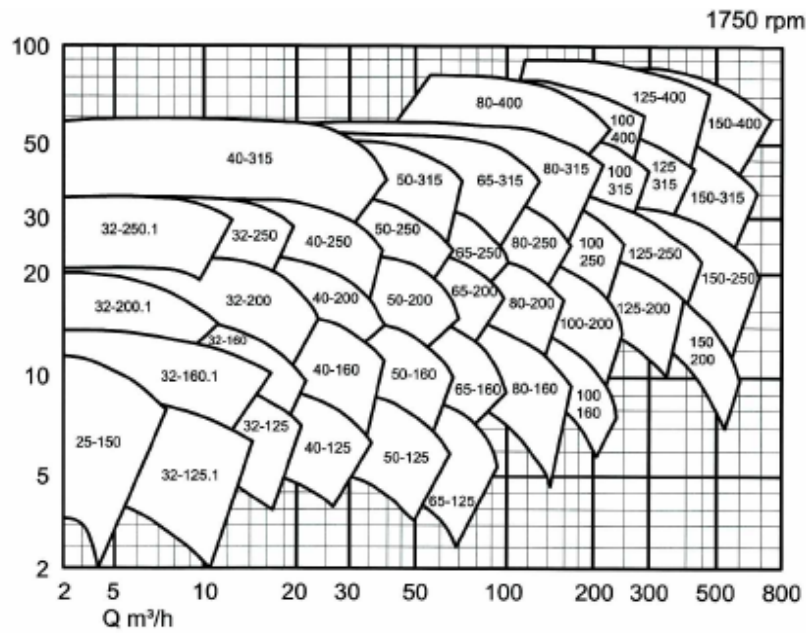
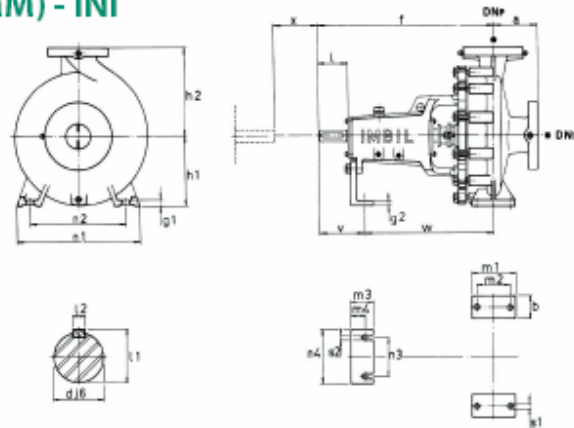
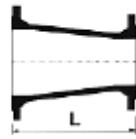


Figura 7.24. Bomba INI 125-315 para 45 L/s ($162m^3/h$) e $H_{man}= 45,61m$

Cavalete	Modelos	Dimensões da bomba					
		DN _s	DN _p	a	f	h ₁	h ₂
I 30	25-150	32	25	73	400	112	160
	32-125.1	50	32	80	400	112	140
	32-160.1	50	32			132	160
	32-200.1	50	32			160	180
	32-125	50	32			112	140
	32-160	50	32			132	160
	32-200	50	32			160	180
	40-125	65	40			112	140
	40-160	65	40			132	160
	40-200	65	40			160	180
	50-125	80	50			132	160
	50-160	80	50			160	180
	50-200	80	50			160	200
	65-125	100	65			100	160
I 40	32-250.1	50	32			100	500
	32-250	50	32	100	180	225	
	40-250	65	40	100	180	225	
	50-250	80	50	125	180	225	
	65-160	100	65	100	160	200	
	65-200	100	65	100	180	225	
	80-160	125	80	125	180	225	
I 40 R	65-250	100	65	125	500	200	250
	80-250	125	80			225	280
	100-160	125	100			200	280
	100-200	125	100			200	280
	40-315	65	40			200	250
	50-315	80	50			225	280
	80-200	125	80			180	250
I 50	65-315	100	65	125	530	225	280
	80-315	125	80	125		250	315
	80-400	125	80	125		280	355
	100-250	125	100	140		225	280
	100-315	125	100	140		250	315
	125-200	150	125	140		250	315
	125-250	150	125	140		250	355
	100-400	125	100	140		280	355
	125-315	150	125	140		280	355
	125-400	150	125	140		315	400
	150-200	200	150	160		280	375
150-250	200	150	160	280	375		
I 60	150-315	200	150	160	670	315	400
	150-400	200	150			315	400

Figura 7.25- A bomba Imbil linha INI 125-315 tem 1750 rpm e DN_s sucção=150mm e DN_p = 125mm para recalque
 Fonte: catalogo da Imbil



Redução concêntrica

Abrev.:
 PN 10: RFF10
 PN 16: RFF16
 PN 25: RFF25



Redução excêntrica

Abrev.:
 PN 10: REFF10
 PN 16: REFF16
 PN 25: REFF25

DN	dn	Dimensões e Massas						
		L	Massas					
			Concêntrica			Excêntrica		
			PN 10	PN 16	PN 25	PN 10	PN 16	PN 25
mm		kg	kg	kg	kg	kg	kg	
80	50	200	7,11			7,2		
	75	205	8,70		9,4	-		
100	50	300	8,40		16,0	-		
	80	200	9,6		9,5	10,0		10,0
150	80	400	15,85		26,5	17,2		18,2
	100	300	14,6		17,00	16,25		
200	100	600	38,30	38,30	40,20	37,1	37,1	38
	150	300	21,00	24,1	25,00	22,0	22,0	25,0
250	150	600	53,30	52	52	47,40	47,40	43,0
	200	300	33,40	32,10	47	30,0	30,0	35,0
300	150	600	59,20	52,0	58,0	59,70	59,70	52,0
	200	600	58,0	58,0	58,0	60,66	60,66	58,0
	250	300	49,0	49,00	49,00	42,60	42,66	49,0
350	200	600	46,00	46,00	92,0	-		
	250	600	85,15	85,15	89,0	-		
	300	310	65,4	65,40	66,0	-		
400	250	610	73,4	73,40	98,0	104,35	104,35	92,0
	300	600	105,5	105,50	98,00	113,45	113,35	101,0
	350	310	79,75	79,75	86,0	-		
	300	600	108,10	108,10	127,0	-	-	-

Figura 7.26- Reduções flangeadas concêntricas e excêntricas da Saint Gobain

Peças na sucção

Redução excêntrica 400 x 300

Redução excêntrica 300x 150

Curva de 90

Válvula de pé com crivo

Peças no recalque

Redução concêntrica 125x150

Redução concêntrica 150x300

Válvula de retenção

Registro de gaveta

2 curvas de 45° no trajeto

2 curva de 90° na chegada ao reservatório.

7.17 Estimativa de potência

Conforme Azevedo Neto, 1998 podemos estimar a potência usando:

$$P = Q \times H_{man} / 50$$

Sendo:

P= potencia em HP

Q= vazão em L/s

Exemplo 7.9

Calcular a potência do motor para Q=45 L/s e H_{man}=45,61m

$$P = Q \times H$$

$$man / 50$$

$$P = 45 \times 45,61 / 50 = 41 \text{ HP}$$

Mais 10% de tolerância P= 41+ 4,1=45,1 HP Adoto 50HP

7.18 Momento de inércia das bombas e motores

É muito importante nos estudos dos transientes hidráulicos de bombeamento saber o momento de inércia da parte girante das bombas e dos motores.

Recordando o momento polar de um cilindro de massa m e raio r em relação ao seu eixo é: $I = 1/2 \times m \times r^2$.

A Tabela (7.9) fornece os momentos de inércia do rotor dos motores de diversas potencias e rotações. Assim um motor de 50 CV tem momento de inércia a 1750 rpm de 0,4440 kg x m².

Tabela 7.9- Momento de inércia do rotor de motores de diversas potências e rotações diferentes.

Potência		Momento de Inércia (Kg.m ²)	
(CV)	(KW)	1800 rpm	3600 rpm
0,16	0,12	-	-
0,25	0,18	-	-
0,33	0,25	0,0006	0,0005
0,50	0,37	0,0008	0,0006
0,75	0,55	0,0015	0,0006
1,00	0,75	0,0016	0,0015
1,50	1,10	0,0050	0,0016
2,00	1,50	0,0074	0,0020
3,00	2,20	0,0075	0,0020
4,00	3,00	0,0084	0,0064
6,00	3,70	0,0167	0,0097
8,00	4,40	0,0177	-
7,50	5,50	0,0285	0,0104
10,00	7,50	0,0330	0,0179
12,50	9,20	0,0400	-
15,00	11,00	0,0900	0,0220
20,00	15,00	0,1010	0,0530
25,00	18,50	0,2500	0,0600
30,00	22,00	0,2630	0,2090
40,00	30,00	0,4050	0,3200
50,00	37,00	0,4440	0,3330
80,00	45,00	0,7900	0,4400
75,00	55,00	0,9000	0,4000
100,00	75,00	1,0600	0,6100
125,00	90,00	2,1000	1,2100
150,00	110,00	2,5100	1,2700
200,00	150,00	2,8300	1,4800
250,00	185,00	3,6900	-
300,00	220,00	6,6500	-
350,00	260,00	7,3600	-
425,00	315,00	8,8000	-

Fonte: Engenheiro Luiz A. Camargo, 1991, Tigre

Observar que para a mesma potência o momento de inércia do rotor do motor é diferente para rotação de 3600 RPM e 1750 RPM, quanto maior a rotação, menor é o momento polar de inércia.

Salientamos também que os motores fabricados depois da década de 1960 possuem menores momento de inércia devido a isto se deve ter o cuidado em usar equações antigas para pré-dimensionamento dos momento de inércia de motores.

Na Tabela (7.10) estão os momentos de inércia da bombas KSB. Assim uma bomba tamanho 125-315 tem momento de inércia 0,774 kg x m².

Tabela 7.10- Momento de inércia de bombas da KSB

Tamanho	Momento inércia do conj. girante (Kg.m ²)
32-125.1	0,0140
32-125	0,0142
32-160.1	0,0224
32-160	0,0238
32-200.1	0,0780
32-200	0,0788
32-250.1	0,1800
32-250	0,1820
40-125	0,0144
40-160	0,0338
40-200	0,0840
40-250	0,1880
40-315	0,4398
50-125	0,0189
50-160	0,0394
50-200	0,0750
50-250	0,1820
50-315	0,4900
65-125	0,0283
65-160	0,0521
65-200	0,0985
65-250	0,2232
65-315	0,5120
80-160	0,0841
80-200	0,1508
80-250	0,2901
80-315	0,5898
80-400	1,2700
100-160	0,1040
100-200	0,1800
100-250	0,3172
100-315	0,6100
100-400	1,3832
125-200	0,2230
125-250	0,4100
125-315	0,7740
125-400	1,6017
150-200	0,2918
150-250	0,4858
150-315	0,8680
150-400	1,0800

Fonte: Engenheiro Luiz A. Camargo, 1991, Tigre

O momento polar de inércia das bombas é fornecido pelo fabricante em kgxm². Para uso do método das características necessitamos do momento de inércia dos rotores do motor e da bomba.

Universidade de Pretoria. África do Sul

Uma maneira conservativa para se obter os momentos polares de inércia de motores e de bombas pode ser dado pelas seguintes equações:

Momento de inércia de bombas

$$I = 0,03407 \times (P/N)^{0,844}$$

Sendo:

I= momento polar de inércia da bomba em kg x m²

P= potência do motor em kW

N= rotação da bomba em 1000 rotações por minuto. Assim 1750 rpm será N=1,75

Exemplo 7.10

Dada uma bomba com motor de 50HP=0,736 x 50=36,8KW calcular o momento polar de inércia sendo a rotação de 1750rpm.

$$I = 0,03407 \times (P/N)^{0,844}$$
$$I = 0,03407 \times (36,8/1,75)^{0,844} = 0,4454 \text{ kgxm}^2$$

Momento de inércia dos motores

$$I = 0,0043 \times (P/N)^{1,48}$$

Sendo:

I= momento polar de inércia da bomba em kgxm²

P= potência do motor em kW

N= rotação da bomba em 1000 rotações por minuto. Assim 1750 rpm será N=1,75

Exemplo 7.11

Dada um motor de 36,8KW calcular o momento polar de inércia do motor sendo a rotação de 1750rpm.

$$I = 0,0043 \times (P/N)^{1,48}$$
$$I = 0,0043 \times (36,8/1,75)^{1,48} = 0,3901 \text{ kgxm}^2$$

Nota: o momento de inércia da bomba e do motor é 0,4454kgxm² + 0,3901=0,8355

Koelle e Betâmio, 1992 apresentam uma fórmula empírica para achar o momento de inércia da bomba e do motor.

$$I = 228 \times (KW / \text{rpm})^{1,435}$$

Sendo:

I= momento polar de inércia em kgxm²

KW= potencia do motor em KW

Rpm= rotação da bomba em rotação por minuto

Exemplo 7.12

Para motor de 50HPx 0,736=36,8KW

1750 rpm. Calcular o momento polar de inércia do motor e da bomba.

$$I = 228 \times (KW / \text{rpm})^{1,435}$$
$$I = 228 \times (36,8 / 1750)^{1,435}$$
$$I = 0,8936 \text{ kgxm}^2$$

Koelle e Betâmio, 1992 ainda comentam que uma solução aproximada do momento de inércia da bomba é que o mesmo é aproximadamente 10% do momento de inércia do motor.

Conversão de unidades

Para converter GD² (kg x m²) para WR² (lb x ft²) multiplicar por 11,868 conforme Parmakian e ao contrario temos que dividir por 11,868.

Exemplo 7.13

Converter 0,3604 kg x m² para WR² (lb x ft²)

$$0,3604 \times 11,868 = 4,28 \text{ lb x ft}^2$$

7.19 Equação da curva da bomba

As bombas centrífugas são geralmente da fórmula:

$$H=A + B.Q +C . Q^2$$

Sendo :

H= altura manométrica total em metros;

Q= vazão em m³/s;

A,B,C = coeficiente obtidos na análise de regressão.

Que é a equação de uma parábola. Existem programas de Hardy Cross que consideram o polinômio até o terceiro ou até o quarto grau. Nós iremos considerar para os cálculos o polinômio do segundo grau somente.

Exemplo 7.14

Assim como exemplo, conforme Tabela (7.12).

Tabela 7.12- Vazões e pressões necessários para o calculo dos coeficientes A,B e C da bomba

Q(m ³ /s)	0	Q1=0,03	Q2=0,06	Q3=0,09
H (m)	30	H1=29	H2=26	H3=20

Sendo:

Q= vazão da bomba em m³/s;

H= altura manométrica da bomba em metros de coluna de água;

Para a vazão zero, isto é, *shut-off*, temos H=30 m.

Para este programa a vazão é *espaçada* de 0,03 m³/s em 0,03 m³/s.

obtemos a polinômio do segundo grau:

$$H=A + B.Q +C . Q^2$$

$$A=30,0$$

$$C= (H2XQ3 - H3 X Q2 - AX Q3 + A X Q2)/ [Q2 X Q3 X (Q2- Q3)]$$

$$\text{Achamos } C= -1388,87$$

$$B= (H3 - CQ3^2 - A)/ Q3$$

$$B= 15,00$$

$$H=30,00 + 15,00.Q - 1388,87 . Q^2$$

A curva característica da bomba é calculada automaticamente pelo programa, sempre começando com a vazão igual a zero e depois fornecer a altura manométrica, conforme o espaçamento que será escolhido e no caso é 0,03m³/s.

A bomba pode funcionar junto a um reservatório como uma bomba normalmente considerada ou na linha. Trata-se então de um booster,

Em caso do funcionamento junto ao reservatório, a bomba pode ser transformada em um reservatório com a altura a ser determinada pelo calculista da rede malhada.

7.20 Momento e torque

Quando a opção é usar volantes de inércia é importante recordar alguns conceitos do que é conjugado de um motor. Deverá sempre ser verificado se o conjugado do motor é maior que o conjugado da bomba e do volante, pois caso não seja suficiente a bomba não irá funcionar.

Vamos mostrar o que é momento de inércia e o que é torque ou conjugado.

O **torque ou conjugado** é o esforço aplicado a um objeto com que faz que o mesmo gire em torno de um eixo.

Um motor deve ter o conjunto motor C maior que o conjugado resistente oferecido pela bomba e pelo volante de inércia, para acelerá-lo até que atinja a velocidade normal ou de regime.

O **conjugado resistente da bomba** deve ter suas ordenadas inferiores as curvas do conjunto do motor elétrico. As duas curvas devem-se cruzar no ponto que corresponde à velocidade nominal conforme Macintyre, 1980 conforme Figura (7.9).

Conforme Carvalho, 1968 temos:

$$C = 5250 \times \text{HP} / n$$

Sendo:

HP= potência do motor em HP

C= conjugado ou torque de aceleração do motor em $\text{lb} \times \text{ft}^2$

n= rotações por minuto (rpm)

$$t = \frac{WK^2 \times (n_2 - n_1)}{(308 \times C)}$$

Sendo:

t= tempo de aceleração em segundos

WK^2 = momento de inércia do conjunto girante motor +bomba em $\text{lb} \times \text{ft}^2$

n_2 = rotação final em rpm

n_1 = rotação inicial em rpm

C= conjugado médio de aceleração $\text{lb} \times \text{ft}$

Exemplo 7.15

Calcular o conjunto de um motor de 50HP com $n=1750$ rpm e momento de inércia de $0,8936 \text{ kg} \times \text{m}^2$ que multiplicando por 11,868 resulta em $0,8936 \times 11,868 = 10,61 \text{ lb} \times \text{ft}^2$ calcular o tempo que o motor leva da rotação 0 até a rotação de 1750rpm.

$$C = 5250 \times \text{HP} / n = 5250 \times 50 / 1750 = 150 \text{ lb} \times \text{ft}$$

$n_1 = 0$

$n_2 = 1750$ rpm

$$t = \frac{WK^2 \times (n_2 - n_1)}{(308 \times C)}$$
$$t = 10,61 \times (1750 - 0) / (308 \times 150) = 0,40 \text{ s}$$

Dica: o torque do motor tem que ser maior que o torque da bomba

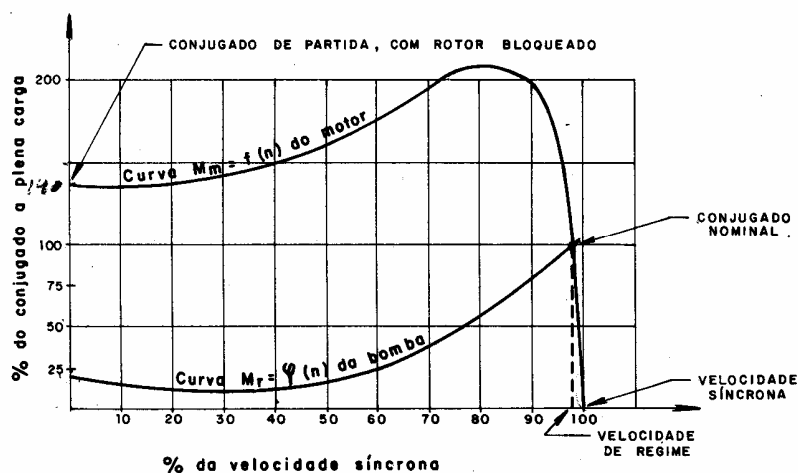


Figura 7.27 Conjugado do motor e conjugado da bomba

Fonte: Macyntire,1980

É aconselhável que o conjugado máximo deveria ser acima de 150% do conjugado de plena carga para levar em contas as flutuações de tensão e de frequência da rede.

7.21 Bombas de velocidade fixa

Geralmente a bombas com que trabalhos em engenharia sanitária são bombas de velocidade fixa e onde a pressão de bombeamento é mantida aproximadamente constante.

7.22 Bombas de velocidade variável

Mas existem bombas de velocidade variável cuja pressão é mantida constante, independente do consumo da rede. As variações de pressão de descarga das bombas provocadas quer por alteração de pressão de aspiração, quer por variação de consumo, são detectadas por um sensor que atua no variador de velocidade de forma a manter a pressão de bombeamento constante conforme Grundfos, 2005.

7.23 Variação das curvas características

Conforme a velocidade da bomba variam as características

$$\begin{aligned} Q_2/Q_1 &= N_2/N_1 \\ H_2/H_1 &= (N_2/N_1)^2 \\ P_2/P_1 &= (N_2/N_1)^3 \end{aligned}$$

Sendo:

Q= vazão da bomba

N= rotação da bomba

P= potencia aplicada a bomba

Conforme Grundfos, 2005 a Figura (7.28) mostra varias curvas características de uma bomba com diferentes velocidades de rotação em rpm. Podemos observar que o rendimento da bomba não varia com a velocidade da bomba, por exemplo, para uma pressão constante de 7,5 bar e uma variação de vazão entre 500 e 1000m³/h corresponde uma variação de rendimento Maximo compreendido entre 70% e 80%.

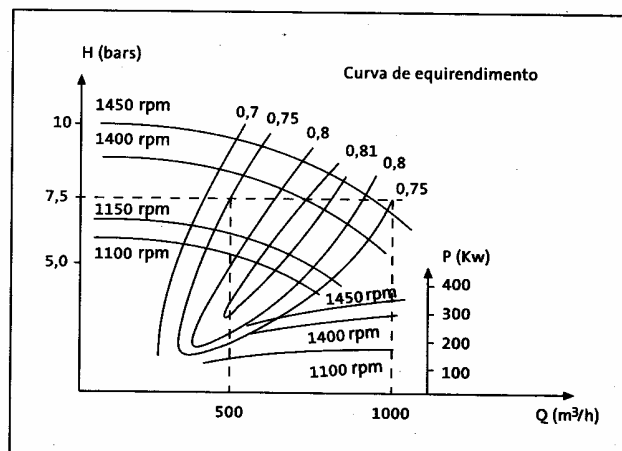


Figura 7.28- Curvas características de uma bomba com velocidades diferentes
Fonte: Grundfos, 2005

7.24 Variadores de velocidade

O bombeamento pode ser feito para um reservatório elevado ou num alto de um morro. Daí a água é distribuída saindo de uma pressão constante variando o consumo durante o dia até os picos de vazão.

A idéia é muito antiga. Como fazer o bombeamento diretamente para rede e assim eliminaríamos uma torre de uns 15m de altura. O problema era que a vazão variava bastante e olhando a curva da bomba, quando aumenta a vazão diminuía a pressão. Como manter constante a pressão era o problema até parecer no Brasil a Mark- Peerless

Há anos o SAAE de Guarulhos começou a usar variadores de velocidade hidrocínético ao mesmo tempo que a Sabesp que executou o booster enterrado do Shangrilá na capital de São Paulo, o qual visitamos antes da nossa primeira experiência em Guarulhos. Eram dispositivos mecânicos envolvidos em óleo e fabricados no Brasil pela Mark-Peerless de Santo André Estado de São Paulo.

A manutenção dos variadores de velocidade era muito grande e estávamos a espera dos variadores de velocidade baseados na variação da frequência.

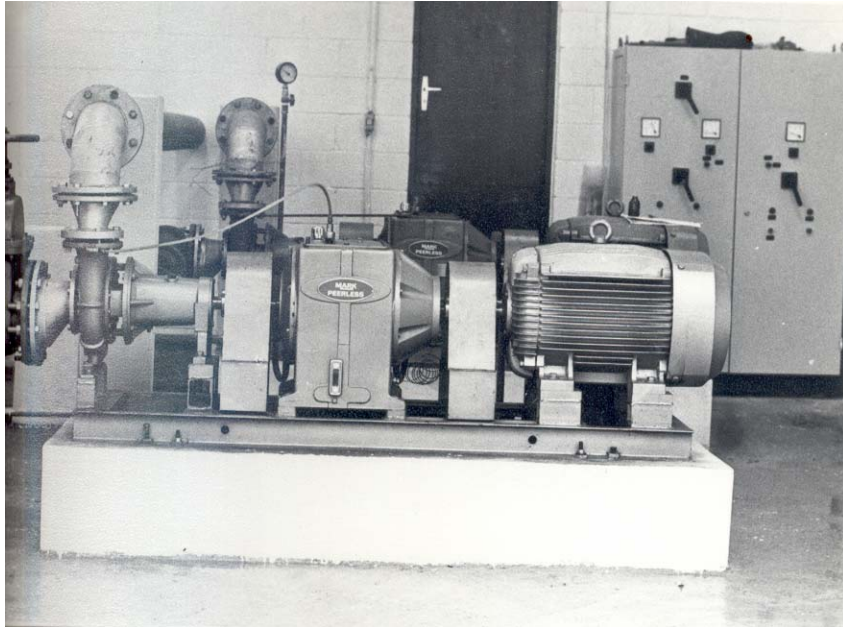
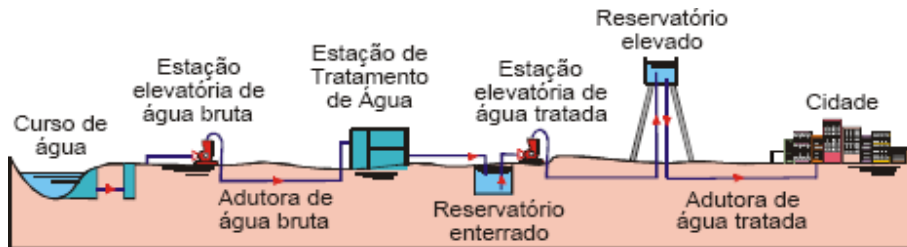


Figura 7.31- Variador de velocidade de 75HP da firma Mark-Peerless

Vamos mostrar slides de palestra do prof. dr. Milton Tomoyuki Tsutiya da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.

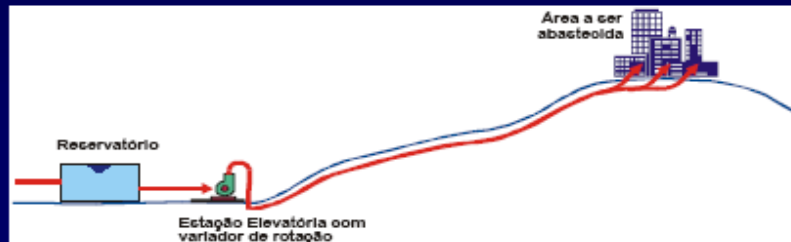


UTILIZAÇÃO DE VARIADORES DE ROTAÇÃO NOS CONJUNTOS MOTOR-BOMBA PARA ABASTECIMENTO DE ÁGUA

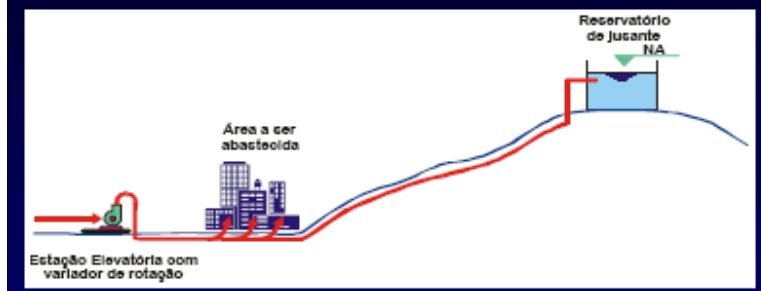
Bombeamento de água diretamente para a rede de distribuição com eliminação do reservatório elevado



Bombeamento de água diretamente para a rede de distribuição localizada em área elevada



Bombeamento de água diretamente para a rede de distribuição com reservatório a jusante

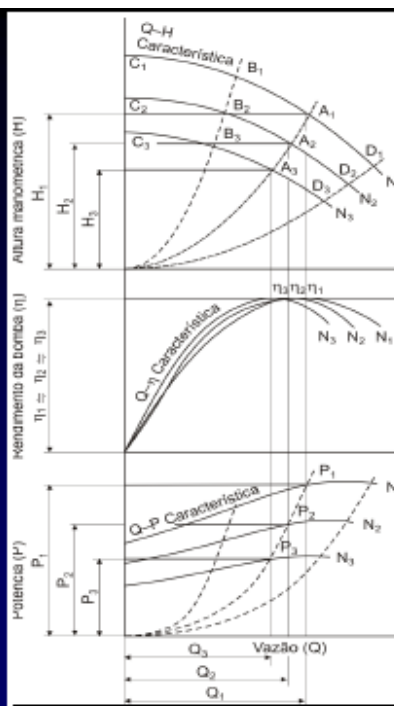


PRINCIPAIS MÉTODOS DE CONTROLE DE VAZÃO

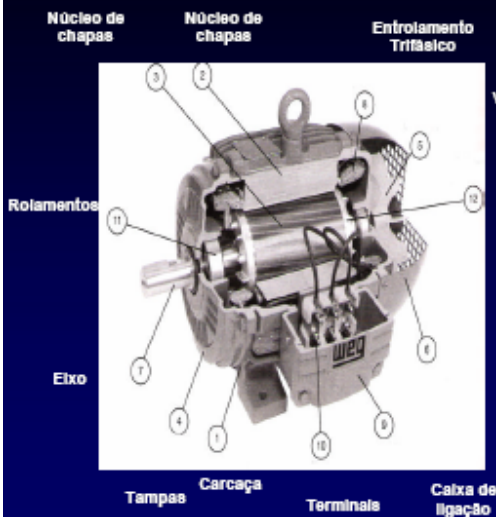
- Manobras de válvulas
- Número de bombas em operação
- Variação da rotação da bomba

CONTROLE DA VAZÃO

Varição nas características da bomba pela variação da rotação



MOTOR DE INDUÇÃO TRIFÁSICO

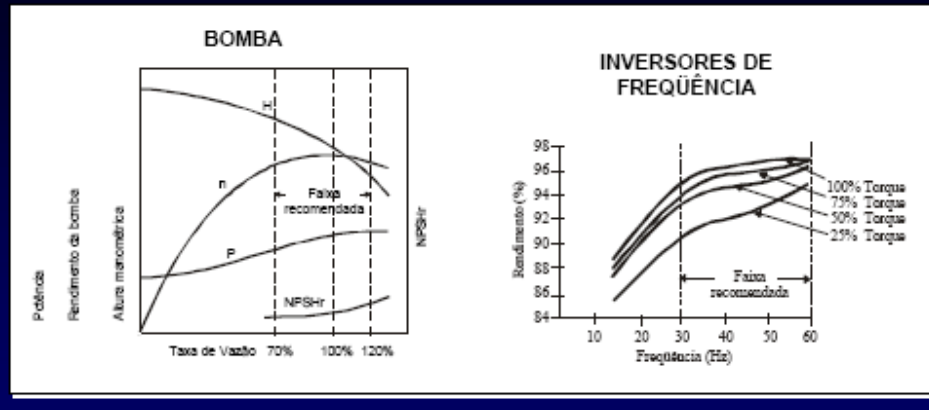


$$N_m = \frac{120 f (1-s)}{p} = N_s (1-s)$$

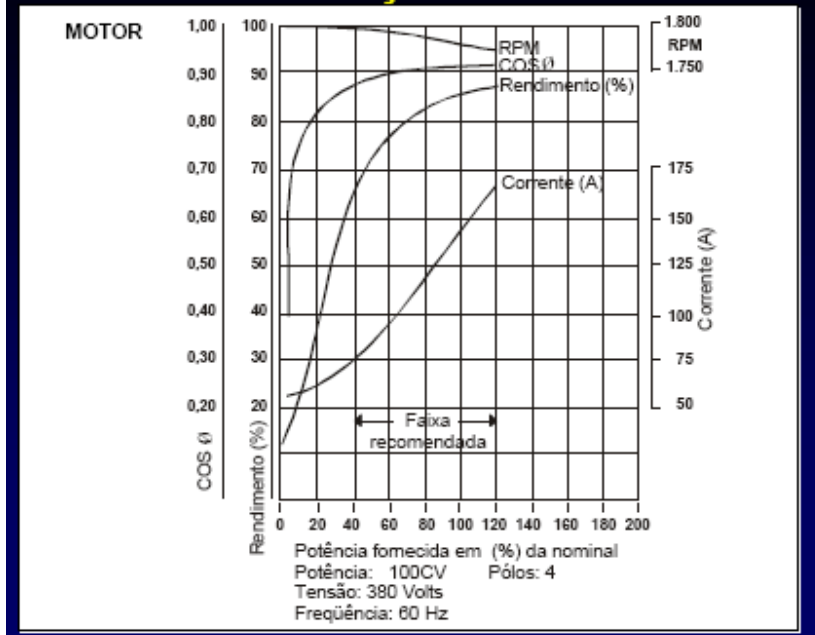
$$N_s = \frac{120 f}{p}$$

Nº de Pólos (p)	Rotação síncrona (Ns) – 60Hz (rpm)
2	3600
4	1800
6	1200
8	900
10	720
12	600

REGIÃO DE OPERAÇÃO RECOMENDADA

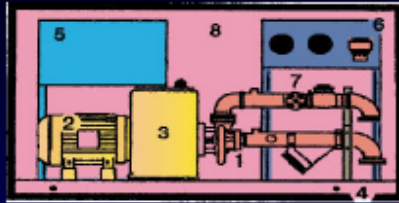


REGIÃO DE OPERAÇÃO RECOMENDADA



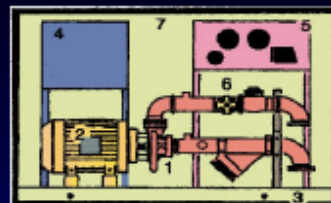
ESTAÇÕES ELEVATÓRIAS DE ÁGUA

Componentes de um booster com variador de rotação hidrocínético



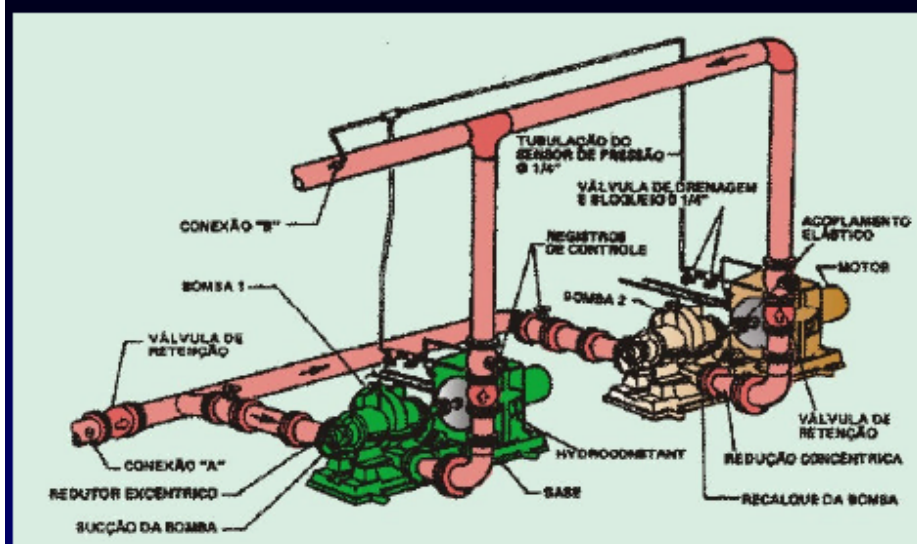
- (1) Bomba centrífuga
- (2) Motor elétrico
- (3) Variador hidrocínético
- (4) Base metálica para o conjunto
- (5) Painel de comando
- (6) Pressostatos para operação automática
- (7) Registros
- (8) Proteção metálica, com tratamento especial anticorrosivo, resistente para trabalhar ao tempo

Componentes de um booster com inversor de frequência



- (1) Bomba centrífuga
- (2) Motor elétrico
- (3) Base metálica para o conjunto
- (4) Painel de comando, incluindo inversor de frequência
- (5) Painel de controle automático de pressão
- (6) Registros
- (7) Proteção metálica, com tratamento especial anticorrosivo, resistente para trabalhar ao tempo

ESTAÇÃO ELEVATÓRIA COM VARIADOR HIDROCINÉTICO



ESTAÇÃO ELEVATÓRIA DE ÁGUA



Booster com variador hidrocínético instalado na Conceição, RMSP.



Booster com inversor de frequência instalado no Portal D'Oeste, RMSP



Instalações do booster Vitápolis com inversor de frequência, RMSP



Instalações do booster Munhoz Junior no passeio, RMSP

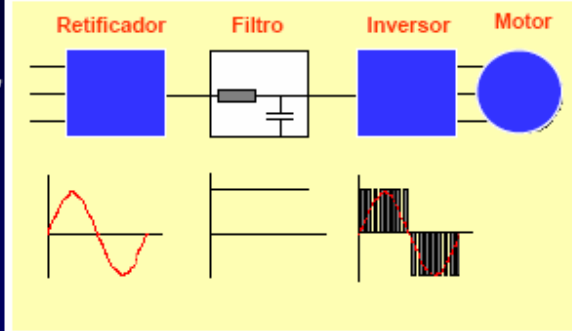


Rede de alimentação, tensão e frequências fixas

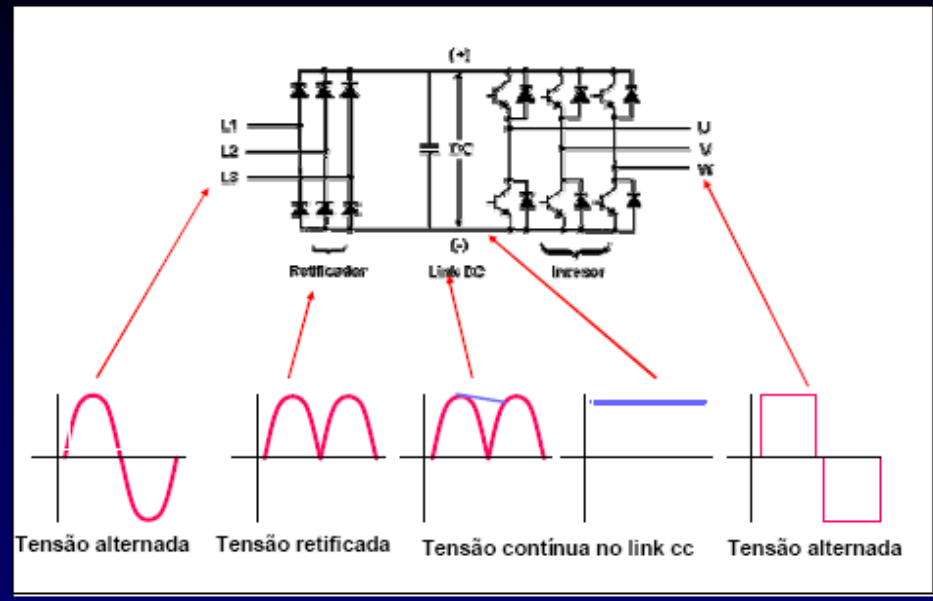


INVERSOR DE FREQUÊNCIA

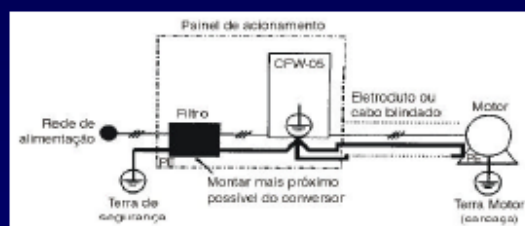
Componentes de um inversor



FUNCIONAMENTO DO INVERSOR DE FREQUÊNCIA

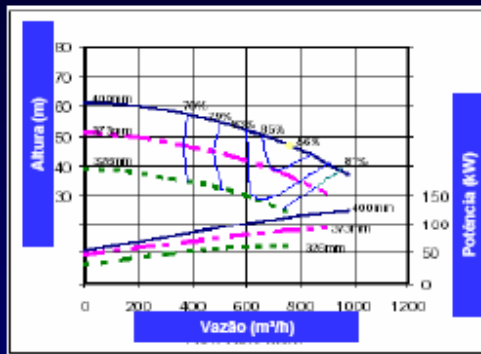


INVERSOR DE FREQUÊNCIA – DETALHES

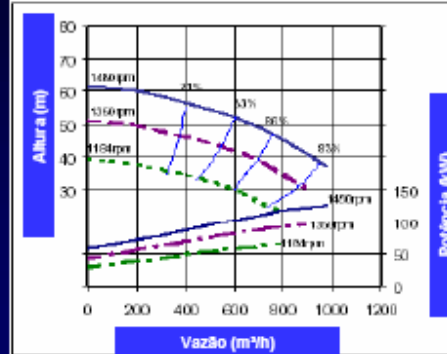


CURVAS DE BOMBAS

Variação do diâmetro do rotor da bomba

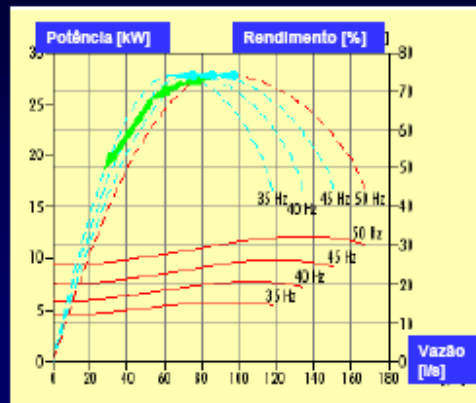
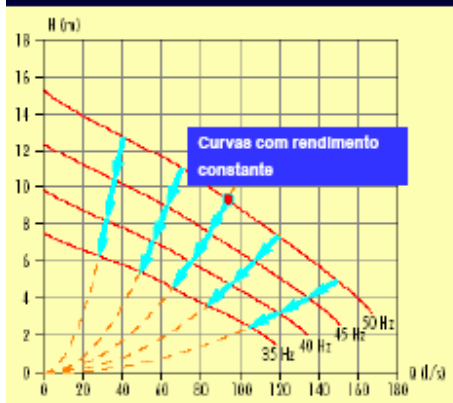


Variação da rotação da bomba



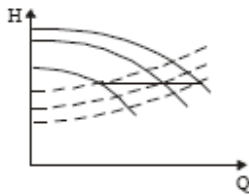
CURVAS DE BOMBAS

Variação da frequência

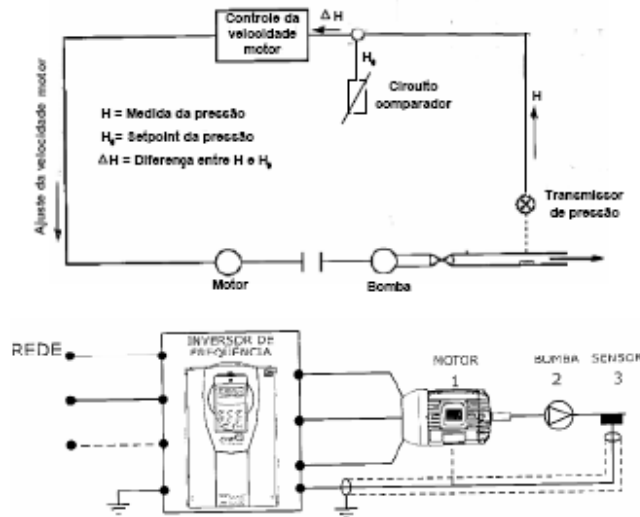
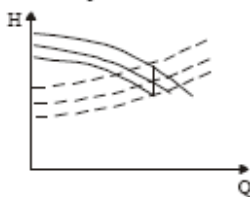


CONTROLE DAS BOMBAS

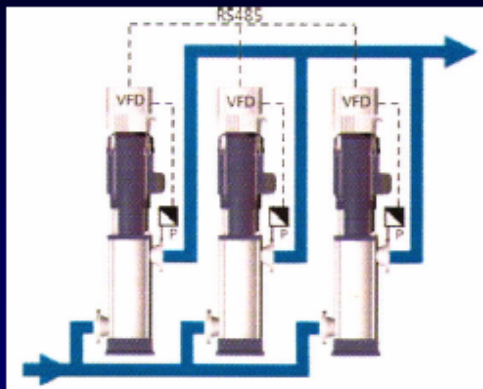
Pressão constante com
 variação da vazão



Vazão constante com
 variação de pressão



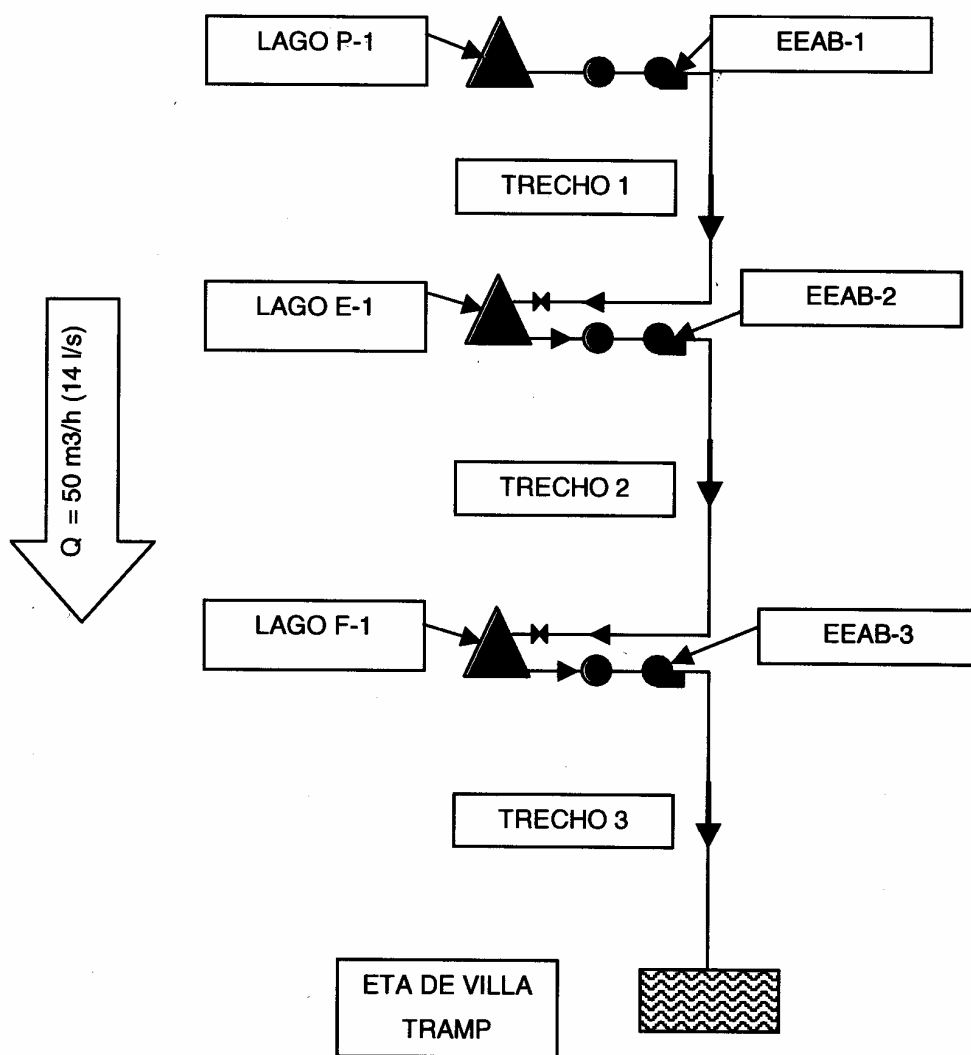
ECONOMIA DE ENERGIA UTILIZANDO INVERSORES DE FREQUÊNCIA



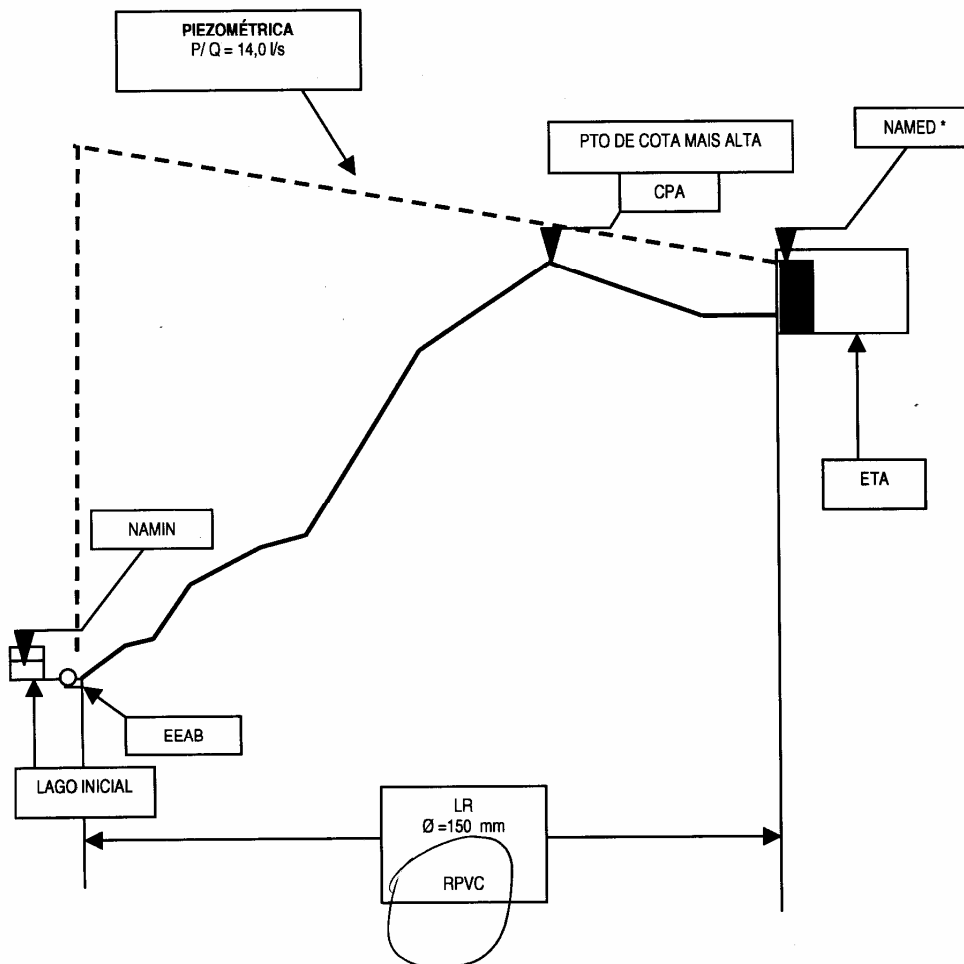
Inversores de
 Frequência
 ↓
 Redução
 Controlada da
 Potência dos
 Motores

Economia de
 Energia
 Elétrica
 (10 a 50%)

Loteamento denominado Villa Trump, Itatiba, Estado de São Paulo, ano 2007.
Trecho 3



b) Trecho nº 3:



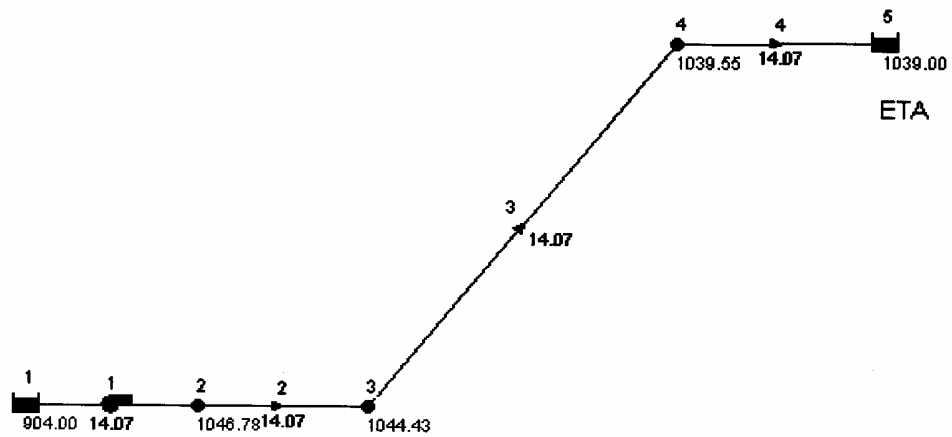
* O NA MED indicado na ETA é a cota do vertedor da Caixa de Entrada de Água Bruta que descarrega para o canal de tomada dos flocluladores

2.1.3 – EEAB-3

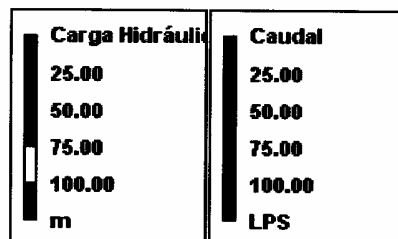
DADOS GERAIS DOS CONJUNTOS MOTOR-BOMBA			DADOS DA BOMBA		DADOS DO MOTOR	
Nº DE GRUPOS OPERACIONAIS		1	FABRICANTE	KSB	FABRICANTE	WEG
			MODELO	WKL 80/7	MODELO	
ARRANJO	HORIZONTAL	X	ROTAÇÃO (RPM)	1750	Nº DE PÓLOS	4
	VERTICAL		ROTOR (mm)	208	TIPO	IP-55
			Nº DE ESTÁGIOS	7	POTÊNCIA (CV)	50
			RENDIMENTO (%)	66,0	GD ² /4 (Kgm ²)	0,2936
POÇO	SECO	X	SUCCÃO	SIMPLES		
	ÚMIDO			DUPLA		
			GD ² /4 (Kgm ²)	0,5110		
			MEO EXTERNO	ATMOSFERA		
				PRÓPRIO LÍQUIDO		
			CARCAÇA	INTERIÇA		
				BIPARTIDA		
				MODULAR		
OBS : Momentos Polares de Inércia obtidos nos Catálogos KSB e WEG						

1, 1 0,2936

TRECHO F-1 / ETA



LAGO F-1



DADOS GERAIS DO SISTEMA			
ANO	Q máx. (l/s)	Q méd (l/s)	Q mín. (l/s)
ANO 20	13,9	6,9	3,5

Nível do terreno:	913,0
Nível máx.:	910,5
Nível mín.:	904,0
Nível destino:	1041,5
Folga:	0,5
Desn MAX:	138,0
Desn MIN:	131,0
Comprimento:	1200

Diâmetro Econômico - Fórmula de Hazen-Williams

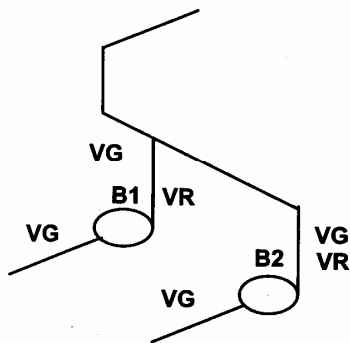
$D = K \cdot Q^{1/2}$
 adotado $K = 1,0$

$D = 0,118 \text{ m}$
 Adotado $D = 0,150 \text{ m}$
 área = $0,02 \text{ m}^2$
 velocidade = $0,79 \text{ m/s}$

Fórmulas de Perdas
 localizada = $k \cdot v^2 / 2 \cdot g$
 distribuída: Hazen-Williams

PERDA DE CARGA LOCALIZADA

Tipo de perda	k	B1	B2	B1 + B2	
		Q/2	Q		
Curva 90	0,4	14	15	1	14
Curva 45	0,2	32	32		32
Curva 22,5	0,1	19	19		19
válvula de retenção	2,5	1	1	2	
válvula gaveta	0,2	2	2	4	
tê passagem direta	0,6		1		1
tê saída lateral	1,3	1		1	
entrada normal	1,0	1	1	2	
saída de canalização	1,0	1	1		1



5,6	6,0	0,4	5,6
6,4	6,4	0,0	6,4
1,9	1,9	0,0	1,9
2,5	2,5	5,0	0,0
0,4	0,4	0,8	0,0
0,0	0,6	0,0	0,6
1,3	0,0	1,3	0,0
1,0	1,0	2,0	0,0
1,0	1,0	0,0	1,0
20,1	19,8	9,5	15,5

somatoria de K

CURVA DO SISTEMA

Coef. C: 100

sistema B1 (1 bomba com vazão Total)

Som. K1 20,1 trecho linha de recalque - vazao cheia

Som. K2 0,0 trecho com a metade da vazão

Q2 = Q1

BOMBA WKL 80/7

vazão (m³/s)	perda localizada	perda distribuída	perda total	Hm máx	Hm mín	Hm Bomba
0,0000	0,000	0,000	0,000	138,000	131,010	173,000
0,0004	0,000	0,012	0,013	138,013	131,023	
0,0019	0,012	0,231	0,243	138,243	131,253	
0,0034	0,038	0,681	0,718	138,718	131,728	
0,0049	0,078	1,341	1,419	139,419	132,429	
0,0064	0,134	2,199	2,333	140,333	133,343	167,000
0,0079	0,204	3,248	3,453	141,453	134,463	
0,0094	0,289	4,482	4,772	142,772	135,782	160,000
0,0109	0,389	5,896	6,285	144,285	137,295	
0,0124	0,504	7,486	7,990	145,990	139,000	
0,0139	0,633	9,249	9,882	147,882	140,892	148,000
0,0154	0,777	11,181	11,958	149,958	142,968	
0,0169	0,936	13,280	14,216	152,216	145,226	137,000
0,0184	1,109	15,544	16,653	154,653	147,663	

ALTERNATIVA - 1 BOMBA - VAZÃO TOTAL

POTENCIA DA BOMBA

ALTURA MANOMÉTRICA

VAZÃO ADOTADA

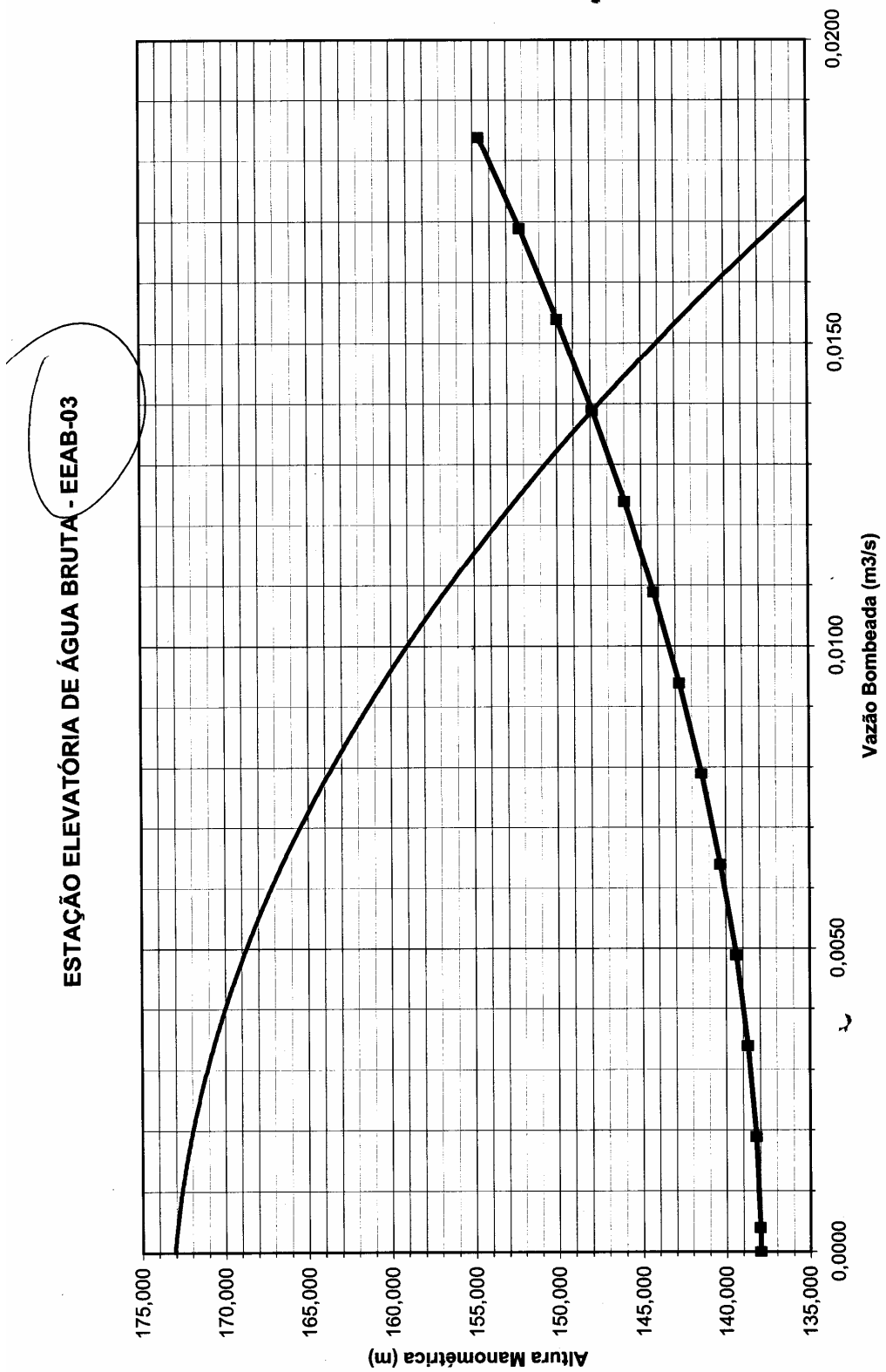
PESO ESPECIFICO

N

POTENCIA =

BOMBA WKL 80/7

~~147,88 m~~
~~0,0139 m³/s~~
 10000 N / m³
 64%
 43,6 CV



FOLHA DE DADOS - BOMBA HORIZONTAL



CLIENTE	GEASANEVITA	PROJETO	Elevatórias de Água Bruta
REFERÊNCIA	Elevatória de Água	TAG	EEAB-3
ITEM	3	PROPOSTA Nº	612CA00773 1
QTDE	2		

MODELO DA BOMBA: WKL 80/7

1- Dados Operacionais:

Líquido Bombeado	ÁGUA	Temperatura	25	°C
Peso Específico	1,00	kgf/dm ³	Viscosidade	1,00 cSt
Vazão Nominal	50,0	m ³ /h	AMT	148,40 m
Pressão Sucção	0,00	kgf/cm ²	Pressão Descarga	14,8 kgf/cm ²
Pressão Diferencial	14,84	kgf/cm ²	AMT Shutoff	171,3 m
NPSH Requerido	2,90	m	NPSH Disponível	10,00 m
Rotação Nominal	1750	rpm	Rendimento	64 %
Potência Consumida	42,9	HP	Potência Motor	50 HP
Vazão Mínima Contínua	14,2	m ³ /h	GD ²	0,511 Kg.m ²

2- Materiais:

Corpo Espiral	A48CL30	Rotor	A48CL30
Anel Desgaste Corpo	A48CL30	Anel Desgaste Rotor	A48CL30
Eixo da Bomba	SAE1045	Luva Protetora Eixo	A48CL30

3- Dados Construtivos:


Número de Estágios	7			
Bocal de Sucção	100mm	Norma/Classe/Posição	DIN 2533 PN16	HORIZONTAL
Bocal de Descarga	80mm	Norma/Classe/Posição	DIN 2535 PN 40	VERTICAL
Carcaça Bipartida/Montagem	BIPARTIDA RADIALMENTE PÉS			
Rotor Tipo/Entrada/Fluxo	FECHADO SIMPLES RADIAL			
Rotor Diâmetro (mm)	Máximo: 220	Mínimo: 180	Projeto: 211	
Mancais Tipo/Lubrificação	ROLAMENTOS GRAXA			
Vedação de Eixo	GAXETA AMIANTO GRAFITADO			
Líquido Externo de Vedação	N/A			
Conexões Auxiliares	Respiro: NÃO	Dreno: SIM	Manômetro: SIM	Gotejamento: SIM
Rotação (visto do lado do acion.)	HORÁRIO	Pintura: PADRÃO		
Líquido de Refrigeração da Bomba	N/A			

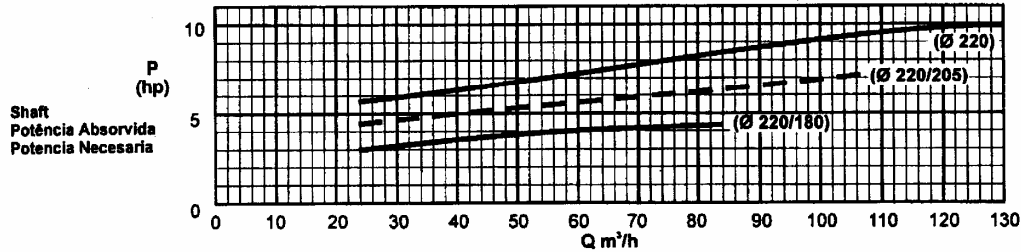
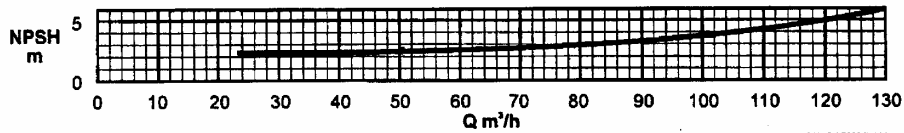
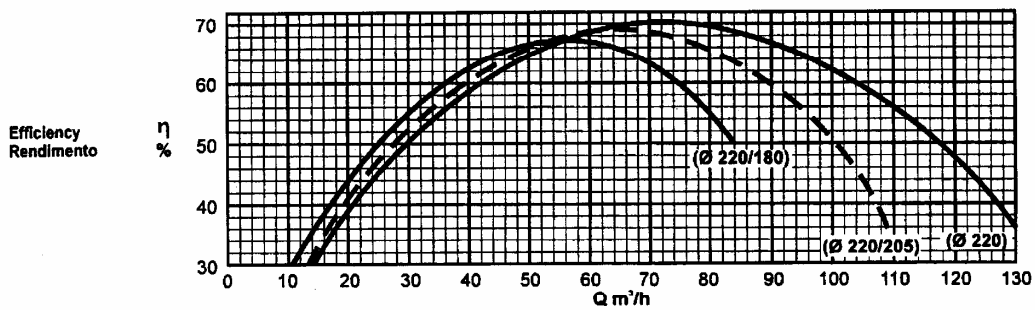
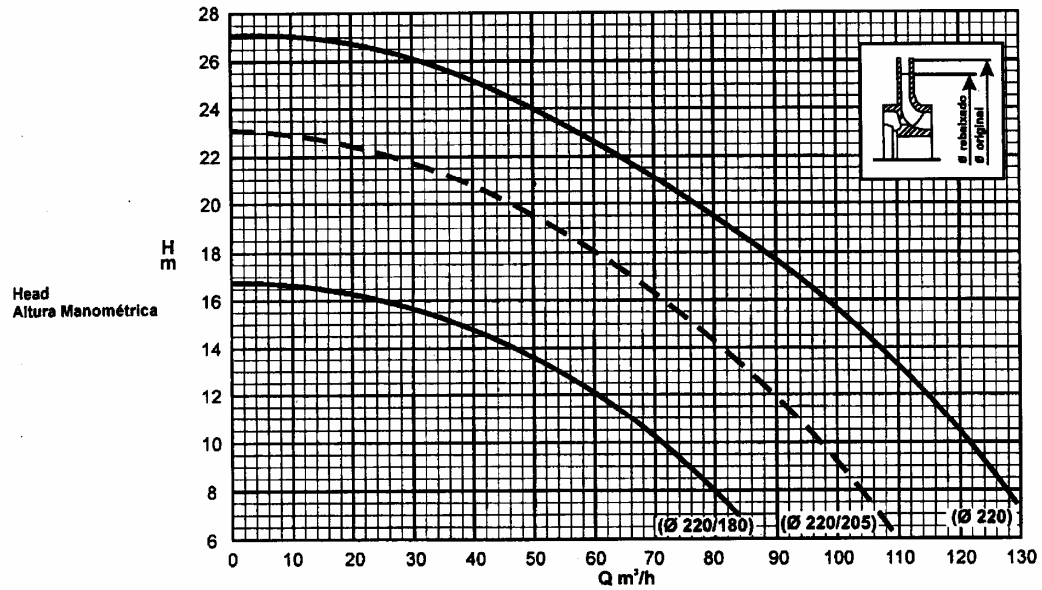
4- Acessórios:

Base Metálica Tipo	AÇO CARBONO ESTRUTURAL
Luva Elástica (Fabricante/Modelo)	VULKAN NOR-MEX E128
Protetor da Luva Elástica (Material)	AÇO CARBONO
Selo Mecânico (Fabricante/Cod. API)	Não Previsto
Plano de Selagem/Modelo	Não Previsto
Motor Elétrico	WEG/STANDARD / 50 CV / 4 Pólos / 200L / IP55 / 220/760V / Trifásico

5- Pesos: Bomba **360,78** Kg Motor **244,00** Kg Base **108,00** Kg Luva + Protetor **7,90** Kg

Método de Hardy-Cross
 Capítulo 7-Bombeamento engenheiro Plínio Tomaz 8 dezembro de 2007

Pump Type Bomba Tipo Tipo de Bomba	KSB WKL	Size Tamanho Tamanho	80	60 hz	KSB 
Project - No. Oferta n° Oferta - n°		Item - No. Item n° Pos. n°		Nominal Speed Velocidade Nominal Velocidad Nominal	1750 rpm



Passagem do Rotor: 17 mm

ELEVATÓRIA				ADUTOR			
PRESSÃO MAX	PRESSÃO MIN	VÁCUO ?	REQUER PROTEÇÃO ?	PRESSÃO MAX	PRESSÃO MIN	VÁCUO ?	REQUER PROTEÇÃO ?
(mca)	(mca)			(mca)	(mca)		
169,02	102,69	NÃO	NÃO	168,48	-9,00	SIM	SIM

Caso I
 " II

verificar

CONCLUSÃO :

O SISTEMA REQUER A INSTALAÇÃO DE DISPOSITIVOS DE PROTEÇÃO ANTIGOLPE DE ARÍETE, POIS AS AMPLITUDES DAS OSCILAÇÕES DE PRESSÃO SÃO ELEVADAS E HÁ VÁCUO GENERALIZADO AO LONGO DA ADUTORA.

**Dispositivo antigolpe usado: acumulador de membrana
 Chegou-se com o acumulador de membrana as seguintes
 pressões:**

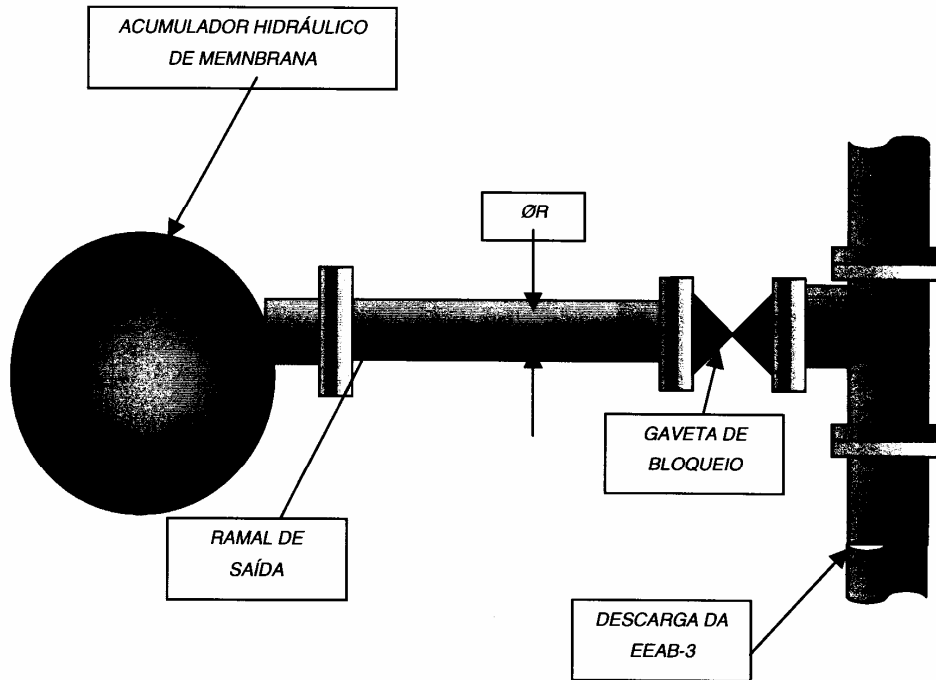
6.3 – Trecho 3:

BOTA				BOTO			
PRESSÃO MAX (mca)	PRESSÃO MIN (mca)	REDUÇÃO DA AMPLITUDE (%)	CLASSE DE PRESSÃO	PRESSÃO MAX (mca)	PRESSÃO MIN (mca)	REDUÇÃO DA AMPLITUDE (%)	CLASSE DE PRESSÃO
155,37	111,97	34,57	PN-16	154,08	-0,04	13,16	PN-16

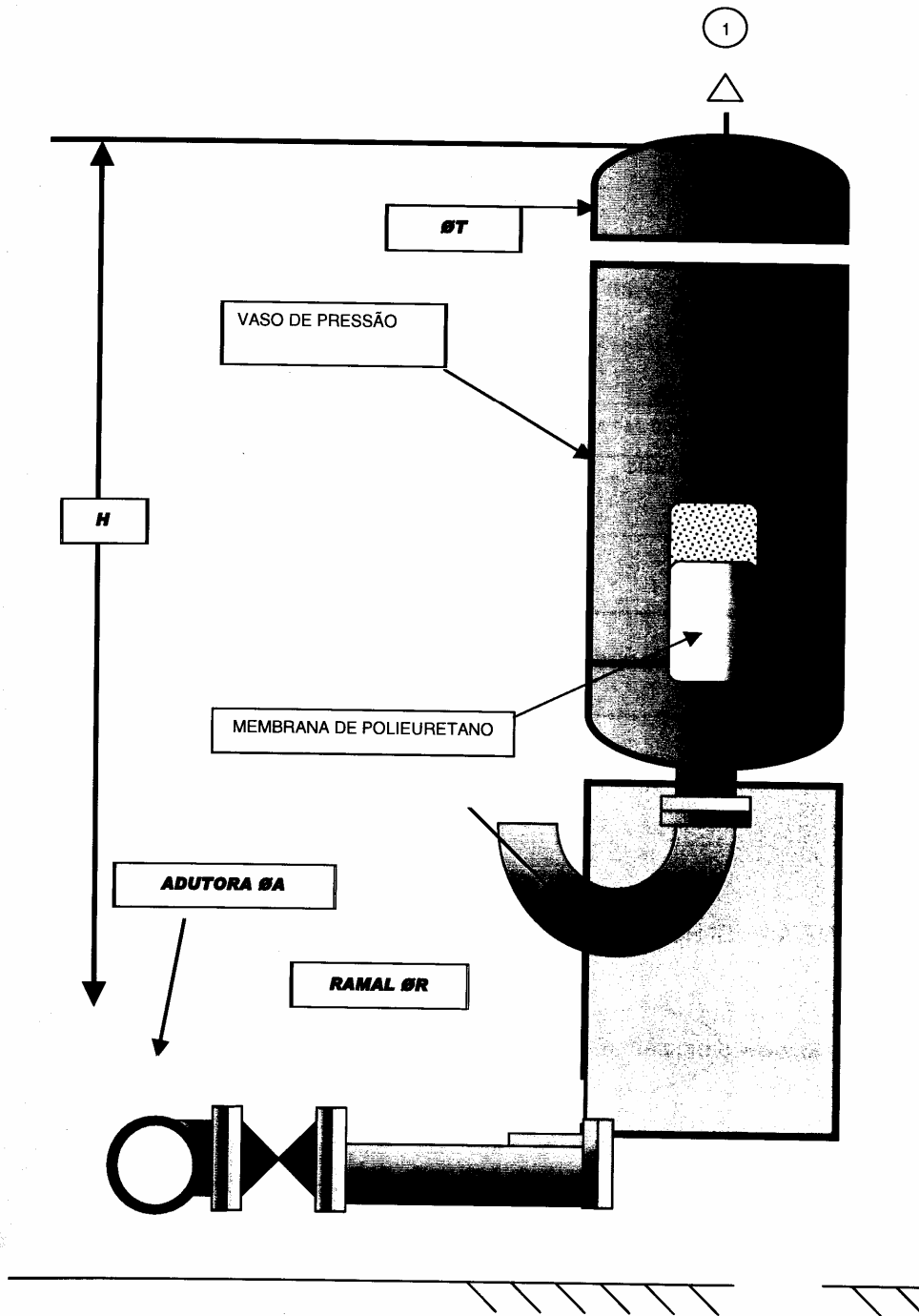
9 – ESQUEMAS DE INSTALAÇÃO DO ACUMULADOR HIDRÁULICO

a) Esquema de Instalação

-PLANTA :



PERFIL :



Vila Trump

A4

- 1 - Válvula de Segurança e Alívio a ser fornecida pelo fabricante

*Charlatte
Acumulada Hidráulica*

b) Dimensões Básicas Referenciais

DIMENSÕES DO ACUMULADOR *			DIMENSÕES DAS CONEXÕES	
DIÂMETRO ØT (mm)	ALTURA H (mm)	VOLUME (Litros)	DIÂMETRO DO RAMAL ØR (mm)	DIÂMETRO DA ADUTORA ØA (mm)
750	1.550	500	150	180
OBS; Dimensões conforme Catálogo ZILMET				

a) FABRICANTES E EQUIPAMENTOS DE REFERÊNCIA

Alternativa 1

-HIDROCHOC EUV SORTI COUDÉE do Grupo OLAER-OILTECH IBERIA S/A & CHARLATTE S/A.

-Representante no BRASIL: BUGATTI BRASIL LTDA

TELS : 4702-5081 / 4702-5762

-Dados Técnicos : Consultar através dos Sites : www.charlatte.com e www.olaer.es

Alternativa 2

-HYDROPRO 500L da ZILMET S.p.A.

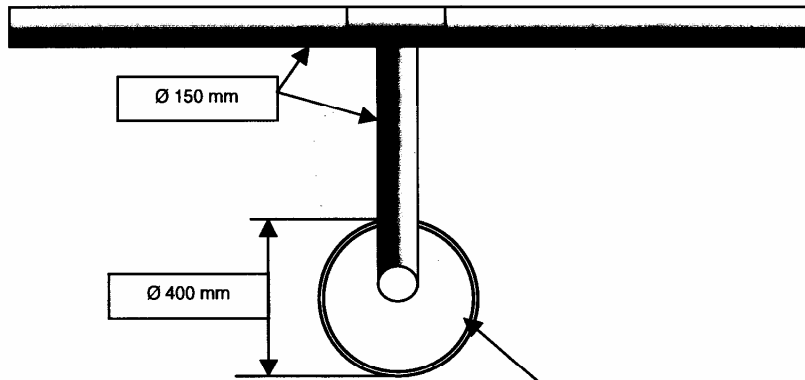
-Representante no BRASIL: BUGATTI BRASIL LTDA

TELS : 4702-5081 / 4702-5762

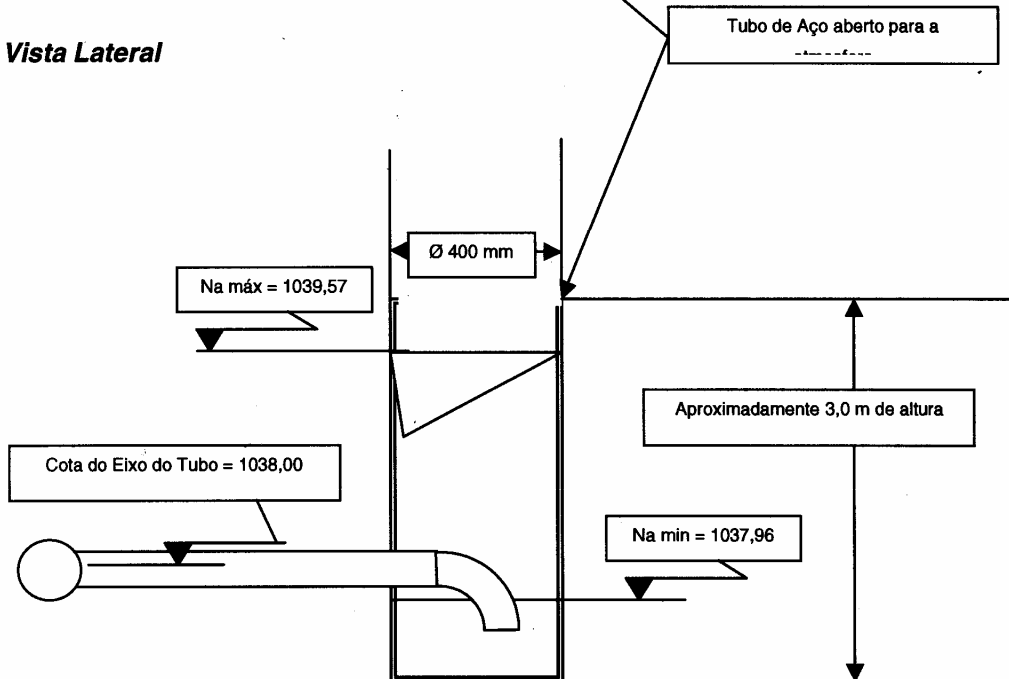
-Dados Técnicos : Consultar através do Site : www.zilmet.it

11 – ESQUEMA DO STAND PIPE

a) Planta



b) Vista Lateral



7.25 Bibliografia e livros consultados

- ABNT- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR-12214/92. *Projeto de sistema de bombeamento de água para abastecimento público.*
- ABNT- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. PNB-591/77. *Elaboração de projetos de sistemas de adução de água para abastecimento público.*
- ABNT- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. PNB-591/91. *Projetos de adutoras para abastecimento público.* 8 páginas
- AZEVEDO NETO. *Manual de Hidráulica.* 8ª edição. São Paulo, 669 páginas
- BLACK, PERRY O. *Bombas.* Livro Técnico: 1979 1ª ed, 437 páginas
- CETESB. Projeto de sistema de distribuição de água. São Paulo, 1975, 335páginas.
- GRUNDFOS. *Grundfos Catálogo versão 2007,* 64páginas, 2007, Portugal.
- GRUNDFOS. *Manual de engenharia;* 215páginas, 2005, Portugal, ISBN 972-99554-0-9.
- HELLER, LEO et al. *Abastecimento de água para consumo humano.* Editora UMFG, 2006, 859páginas.
- JEPPSON, ROLAND W. *Analysis of flow in pipe networks.* Arbor Science Publishers, 1976, ISBN 025040119-3, USA, MA. 164páginas.
- KARASSIK, IGOR J. et al. *Pump Handbook.* 2a ed. McGrawHill, 1986, ISBN 0-07-033302-5. Singapore,
- LUCARELLI, DRAUSIO L. et al. *Bombas e sistemas de recalque.* Cetesb, São Paulo, 1974, 260 páginas.
- MATOS, EDSON EZEQUIEL et al. *Bombas industriais.* 2a ed. Interciência, Petrobras 1998,
- NUNES, EDUARDO. *Sistemas de pressurização com velocidade fixa e velocidade variável.* In Grundfos, 2005, Portugal.
- TORREIRA, RAUL PERAGALLO. *Bombas, válvulas e acessórios.* MCT-Produções gráficas, 1996, ISBN 85-900126-1-1, 724páginas.
- TSUTIYA, MILTON TOMOYUKI. *Abastecimento de água.* EPUSP. 2004, 641páginas.

Custos médios de energia elétrica em Guarulhos em dezembro de 2007

Baixa tensão (até 75 Kw)

R\$ 0,29 /kWh

Média tensão (75kw a 5000 Kw)

R\$ 0,19/kwh

Exemplo 7.1

EEAB3 Villa Trump, Itatiba, São Paulo	
Diâmetro da tubulação de recalque (m)	0,15
Coeficiente de C de Hazen-Willians	100
Comprimento do recalque (m)	1290
Vazão (m3/s) 50m3/h	0,01388
Área secção transversal (m2)	0,017672
Velocidade (m/s)	0,79
Perda de carga unitária J (m/m)	0,007997
Coeficiente de perda de carga Ks total	20
Perda de carga localizada estimada $KsV^2/2g$	0,63
Perda de carga total (m)	10,94
Altura geométrica (m)	138
Altura manométrica recalque (m)	148,94
Rendimento estimado da bomba =	0,64
Potencia do motor em HP	47,9
Potencia do motor em HP adotada	50,0
Potencia em KW= HP x 0,736	36,8
Energia consumida por dia (KWH)	883
Custo médio do kwh (R\$)	0,17
Custo médio anual de energia elétrica (R\$)	54803
Custo unitário dos tubos R\$/m	76
Custo total dos tubos R\$	98040
Custo de 2 conjuntos motor-bomba e equipamentos elétricos R\$	16500
Custo total dos tubos + conjuntos motor-bomba e equipamentos elétricos R\$	114540
Amortização anual de capital a juros de 12% ao ano e em 10anos R\$	20272
Dispêndio anual com energia elétrica, juros e amortização R\$	75074
NPSH disponível= Hpa - Hs + hs - Hvp	
Hpa= pressão atmosférica= 9,5m em São Paulo	9,5
Hvp= pressão de vapor a 20graus= 0,235m	0,235
Hs= altura da sucção do liquido (m). Afogada (positivo), sucção (negativo)	0,4
hs= perda de cargas na adução (m)	0,2
NPSH disponível= Hpa - Hs + hs - Hvp	9,47
NPSHr=	2,38
Bomba Imbil 1750 rpm ID280	
Linha BEW Modelo 80/7 rendimento da bomba =64,4%	

Perda distribuída HW

$$J = (10,643 \times Q^{1,85}) / (C^{1,85} \times D^{4,87})$$

Perda localizada hL

$$hL = K_s \times V^2 / 2g$$

Amortização de capital em 10anos a juros de 12% ao ano

$$\text{Amortização} = \text{Custo das obra} \times i \cdot (1 + i)^n / [(1+i)^n - 1]$$

n=10anos

$$I = 12\% = 0,12$$