

C6. SISTEMAS DE RECALQUE

O aprendizado acontece através do comportamento ativo do estudante: ele aprende o que ele faz, não o que o professor faz.

Ralph W. Tyler

6.1.	Introdução	278
6.2.	Instalações de Bombeamento	278
6.2.1.	Morfologia das instalações.....	280
6.2.2.	Bomba com sucção afogada	282
6.2.3.	Bomba com sucção não afogada	283
6.2.4.	Instalação de recalque	284
6.2.5.	Determinação da dissipação na instalação.....	285
6.2.6.	Adução por gravidade	288
6.2.7.	Reservatórios sob pressão: carga estática	288
6.3.	Curvas características de bombas hidráulicas de fluxo.....	289
6.3.1.	Tipos de curvas características [Lazarkiewicz e Trokolanski]	290
6.3.2.	Influências externas sobre as curvas de uma bomba	295
6.4.	Ponto de funcionamento de uma bomba hidráulica de fluxo	300
6.4.1.	Introdução.....	300
6.4.2.	Ponto de funcionamento.....	301
6.4.3.	Escolha de uma bomba hidráulica de fluxo	302
6.5.	Operação de bombas hidráulicas de fluxo	304
6.5.1.	Introdução.....	304
6.5.2.	Regulagem por manobra de válvula	304
6.5.3.	Regulagem por associação de bombas	307
6.5.4.	Regulagem por by-pass	313
6.5.5.	Regulagem por variação de rotação	314
6.5.6.	Comparação entre regulagem por válvula, by-pass e variação de rotação	317
6.5.7.	Regulagem por manobra de pás do rotor	319
6.5.8.	Adequação das curvas da bomba à operação.....	320
6.5.9.	Condições limite de operação	321
6.6.	Partida e parada de bombas hidráulicas de fluxo.....	326
6.6.1.	Partida com válvula de controle de vazão fechada	326
6.6.2.	Partida com retenção fechada e controle aberto	327
6.6.3.	Partida com controle aberto e sem carga estática	327
6.6.4.	Partida com controle aberto e tubulação vazia	328
6.6.5.	Parada de bomba com válvula de retenção.....	328
6.6.6.	Parada de bomba sem válvula de retenção.....	329
6.6.7.	Alternativas ao bloqueio por válvula de retenção	329
6.7.	Bombas hidráulicas	330
6.7.1.	Introdução.....	330
6.7.2.	Bombas hidráulicas de fluxo.....	330
6.7.3.	Bombas com rotores associados	340
6.7.4.	Formas construtivas especiais	345

6.7.5.	Rotores para bombas hidráulicas de fluxo	348
6.7.6.	Triângulos de velocidade em bombas hidráulicas de fluxo.....	350
6.7.7.	Transformação de energia em bombas hidráulicas de fluxo	353
6.7.8.	Bombas estáticas	356
6.8.	Ejetores.....	362
6.9.	Problemas	363
6.10.	Bibliografia.....	400
6.12.	Apêndice A: Dados sobre tubos, conexões e fluidos	404
6.12.1.	Dimensões de tubos (B36.10).....	404
6.12.2.	Dimensões de tubos (ANSI B36.19 e B36.10).....	405
6.12.3.	Viscosidade dinâmica e cinemática de fluidos.....	406
6.12.4.	Diagrama de Moody.....	407
6.12.5.	Comprimentos equivalentes de conexões e válvulas	408
6.12.6.	Rugosidade relativa de tubos	409
6.13.	Apêndice B: Curvas características de bombas hidráulicas de fluxo	410
6.13.1.	KSB Etanorm 50-315, 1450 rpm e KSB Etanorm 50-125, 3500 rpm	410
6.13.2.	Multisteel 100/320 E 3500 rpm e Multisteel 100/260 E, 3500 rpm	411
6.13.3.	KSB Etanorm 50-315, 1750 rpm e KSB Etanorm 50-125, 1750 rpm	413
6.13.4.	KSB RDL 600-540 A, 1160 rpm e KSB RDL 600-620 B, 1160 rpm	414
6.13.5.	KSB WKL 32, 3500 rpm e KSB WKL 80, 3500 rpm	415
6.13.6.	Bomba submersa KSB UPH 293, 3500 rpm	416
6.14.	Apêndice C: Dados sobre motores elétricos	417
6.14.1.	Motor elétrico Weg, 2 e 4 polos	418
6.14.2.	Motor elétrico Weg, 6 e 8 polos	419
6.14.3.	Motor elétrico Siemens, 2 polos.....	419
6.14.4.	Motor elétrico Siemens, 4 polos.....	420
6.14.5.	Motor elétrico Siemens, 6 polos.....	421
6.14.6.	Motor elétrico Siemens, 8 polos.....	422

6.1. Introdução

Este capítulo apresenta os sistemas de recalque e seus componentes principais. A primeira parte discute a morfologia das instalações de bombeamento, as peculiaridades de comportamento operacional, forma de seleção e os vários recursos de controle de operação das bombas.

A segunda parte analisa as bombas hidráulicas de fluxo de isoladas das instalações, suas formas construtivas básicas e especiais, a morfologia das associações, os triângulos de velocidade nas faces de pressão e de sucção dos rotores e a análise da forma de transformação de energia nestas máquinas. Outras bombas hidráulicas, chamadas de volumétricas ou de deslocamento positivo, são apresentadas de forma sintética ao final desta segunda parte. Ao longo do capítulo será usada a norma brasileira NBR 10131 que define a terminologia das bombas hidráulicas de fluxo e as demais normas pertinentes. A terceira parte do capítulo discute as válvulas, elementos de maior emprego no controle de sistemas de recalque. Apresenta ainda informações gerais sobre as suas várias formas construtivas e características operacionais e uma metodologia específica de seleção apoiada na referência LAURIA, J. C., 1992. Os exercícios incluem desde os aspectos mais simples dos sistemas de recalque até o projeto de uma instalação de distribuição de líquidos de alguma complexidade.

6.2. Instalações de Bombeamento

Instalações de bombeamento são sistemas que fazem parte do dia-a-dia do ser humano, encontradas nas mais variadas formas e aplicações. Sempre que necessária a transferência de energia para um fluido com o intuito de transporte, armazenamento ou realização de trabalho a solução passará por instalações de bombeamento.

Instalações de bombeamento são encontradas tanto na mais simples garrafa térmica automática, quanto nos sistemas de arrefecimento da quase totalidade dos veículos automotores, nos complexos sistemas de adução de água em cidades ou transporte de derivados de petróleo e nos simples sistemas de aeração e limpeza de aquários domiciliares.

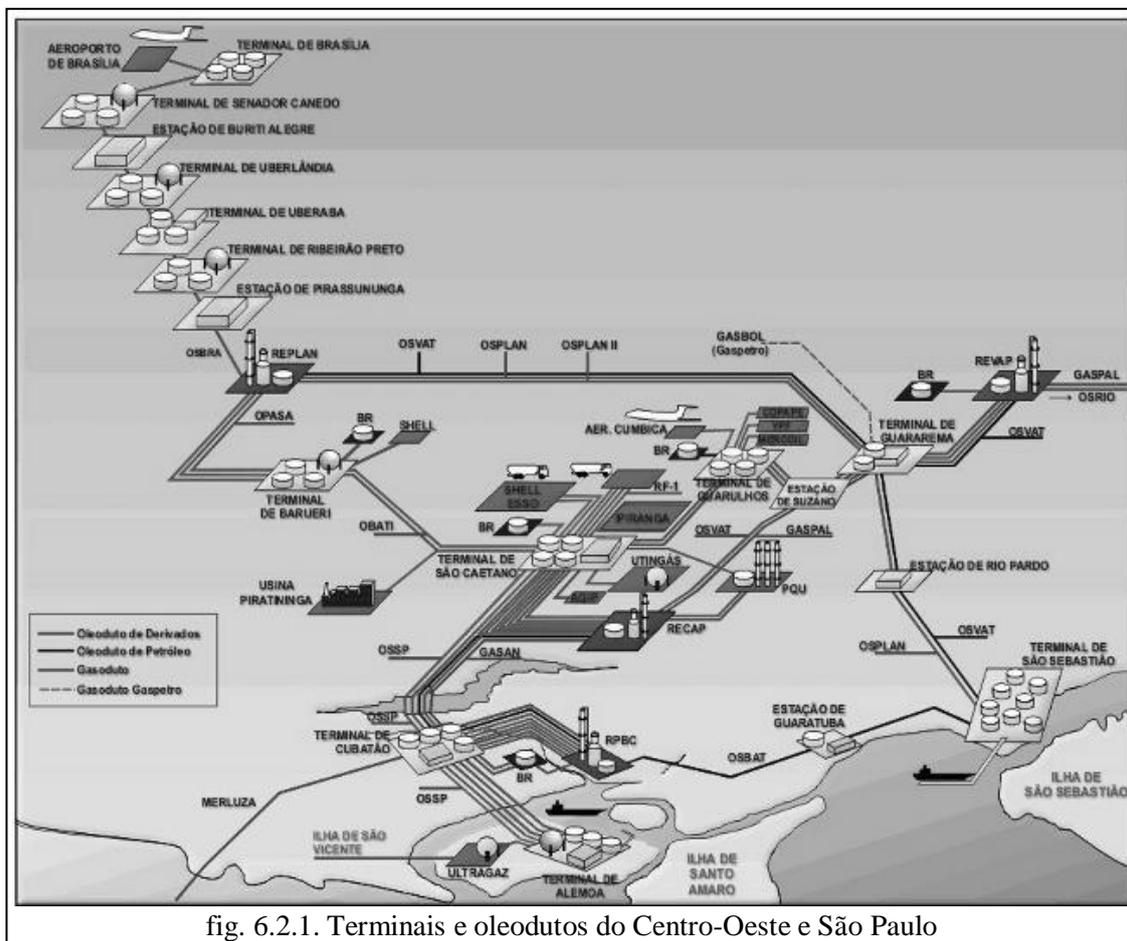
A complexidade destas instalações depende da aplicação desejada. Pode-se ter uma simples bomba e condutos em circuito fechado como os sistemas de arrefecimento de veículos. O líquido refrigerante recalado pela bomba opera sob diferentes temperaturas, retirando calor do bloco do motor e transferindo-o para o radiador para então retornar ao bloco. Neste caso a complexidade maior fica por conta da existência de controle do ciclo por um termostato, próprio da maioria dos veículos modernos. Pode-se ainda ter sistemas extremamente complexos compostos por muitas bombas interligadas por condutos em rede e de várias dimensões, com as bombas, válvulas e demais equipamentos sendo controlados remotamente a partir de informações fornecidas por instrumentação específica.

Sistemas de adução de água em cidades e polidutos, responsáveis pelo transporte contínuo de combustíveis líquidos entre centros de consumo distantes entre si são exemplos claros de tais sistemas.

O Sistema Adutor Metropolitano capta, trata, armazena e distribui água para todos os habitantes da Grande S. Paulo. Todos os elementos ativos da rede, bombas, válvulas, reservatórios, torres, redes de adutoras somando mais de 20 000 km de condutos de vários diâmetros, são controlados de uma central a partir de informações recebidas remotamente.

O Poliduto OSBRA, com cerca de 800 km de condutos de cerca de 500 mm de diâmetro e 200 km de condutos de 300 mm leva combustíveis da Refinaria de Paulínia em SP até Brasília. O controle operacional deste poliduto é feito a partir de Guarulhos por meio de informações trocadas por satélite entre os elementos ativos do poliduto e a central de controle.

De complexidade muito maior, o sistema de dutos e terminais da região compreendida por São Paulo e o Centro-Oeste do Brasil é mostrada de forma esquemática na figura 6.2.1. [W1].



Uma instalação de bombeamento, por mais simples que seja, deve ser adequadamente projetada. Infelizmente, por pior que seja o projeto de uma instalação o fluido a ser recalcado chegará sempre ao seu destino, às vezes a um custo muito superior ao imposto por um projeto adequado. Esta economia se evidenciará tanto nos custos de operação e manutenção quanto na vida útil do equipamento e no valor da energia demandada para a operação do sistema.

6.2.1. Morfologia das instalações

A morfologia dos sistemas de recalque, assim como a nomenclatura específica e as formas de instalação das bombas nas casas de máquinas são aqui apresentadas. Ressalte-se que, apesar da grande variedade de sistemas encontrados, as alternativas de morfologia e de instalação das bombas é reduzida, restringindo-se às apresentadas neste item.

As figuras 6.2.2. e 6.2.3. mostram de forma esquemática duas instalações de bombeamento em que o recalque acontece de um reservatório de sucção para um reservatório de recalque situado em cota superior. Neste caso, a bomba deve fornecer energia ao fluido para suprir as perdas ao longo do conduto e também a diferença de nível entre os reservatórios de sucção e de recalque.

A figura 6.2.2. mostra a instalação da bomba afogada, o que implica no contato do líquido a ser recalcado com o rotor quando a instalação não estiver operando. Isto é caracterizado pela cota da superfície livre do reservatório de sucção estar acima, ou no mesmo valor da cota de instalação da bomba, definida pelo seu eixo.

Na figura 6.2.3. a bomba está instalada não afogada, com a sua cota de instalação sendo superior à da superfície livre do reservatório de sucção. Neste caso, com a instalação parada não haverá contato do fluido com o rotor da bomba, o que inviabilizará a operação de bombeamento. Por não ter condições de succionar o líquido até a entrada do rotor deve-se inserir na instalação recursos que permitam manter líquido em contato com ele. Tal é conseguido através da instalação de uma válvula de pé no início do conduto de sucção e que permitirá apenas fluxo ascendente, para a bomba, do líquido do reservatório de sucção.

O desnível geométrico ao qual a bomba é submetida corresponde à diferença de cotas entre o reservatório de recalque e o de sucção e é um valor positivo, dado por:

$$H_g = C_r - C_s \quad (6.2.1)$$

Seguindo a convenção de altura de sucção encontrada no capítulo 3, o seu valor é dado pela diferença entre a cota do reservatório de sucção e a cota de instalação da bomba, conforme (6.2.2)

$$H_s = C_s - C_b \quad (6.2.2)$$

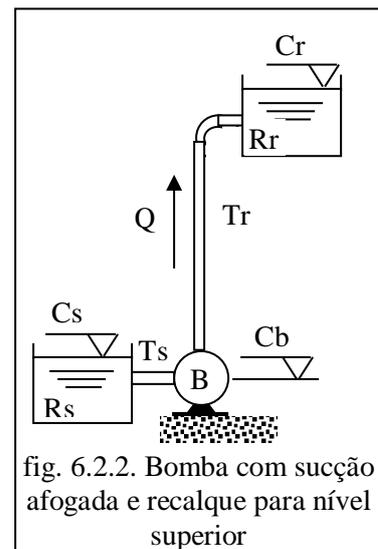


fig. 6.2.2. Bomba com sucção afogada e recalque para nível superior

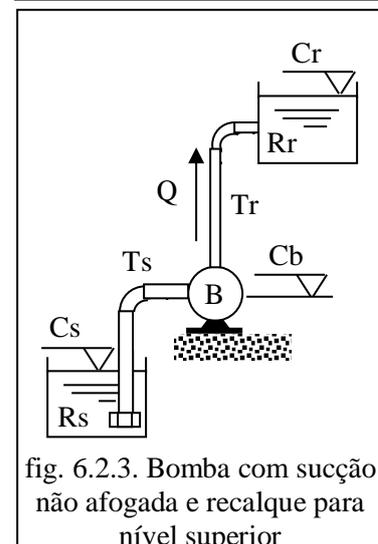


fig. 6.2.3. Bomba com sucção não afogada e recalque para nível superior

Com esta definição tem-se o valor da altura de sucção negativo para bombas não afogadas e positivo para bombas afogadas, conforme a convenção citada.

As figuras 6.2.4. e 6.2.5. mostram de forma esquemática duas instalações de bombeamento em que o recalque acontece de um reservatório de sucção para um reservatório de recalque situado em cota inferior. Neste caso, a bomba deve fornecer energia ao fluido apenas para suprir as perdas ao longo do conduto, pois a diferença de cotas contribui para o sistema com energia suficiente para viabilizar uma vazão máxima, conseqüente a esta diferença de nível.

A figura 6.2.4. mostra a instalação da bomba afogada, o que implica, como já visto, no contato do líquido a ser recalcado com o rotor quando a instalação não estiver operando.

Na figura 6.2.5. a bomba está instalada não afogada, com a sua cota de instalação sendo superior à da superfície livre do reservatório de sucção. Com a instalação parada não haverá contato do fluido com o rotor da bomba, o que inviabilizará a operação de bombeamento. Deve-se aqui, então, tomar os cuidados citados para a fig. 6.2.3..

O desnível geométrico ao qual a bomba é submetida corresponde à diferença de cotas entre o reservatório de recalque e o de sucção e é um valor negativo dado por:

$$H_g = C_r - C_s \quad (6.2.1)$$

A altura de sucção independe da posição relativa dos reservatórios e é determinada por (6.2.2).

$$H_s = C_s - C_b \quad (6.2.2)$$

Normalmente deve-se ter na instalação sistemas de controle operacional e de medição. O mais comum é alocar estes sistemas no recalque, próximo à saída da bomba, conforme a figura 6.2.6., aproveitando-se assim a casa de máquinas para proteger os equipamentos. Deve-se evitar a sua instalação na sucção para evitar o aumento da perda de carga naquele trecho da instalação.

Na figura 6.2.6. tem-se os seguintes equipamentos representados esquematicamente:

- 1 – sistema de controle por válvula
- 2 – sistemas de medição de pressão, vazão e outros julgados necessários
- 3 – válvula de retenção permite apenas o fluxo ascendente.

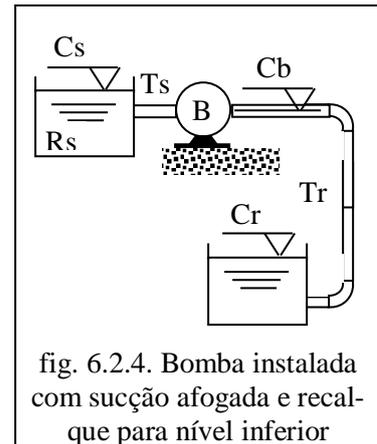


fig. 6.2.4. Bomba instalada com sucção afogada e recalque para nível inferior

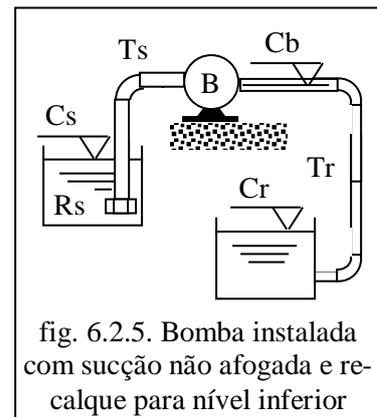


fig. 6.2.5. Bomba instalada com sucção não afogada e recalque para nível inferior

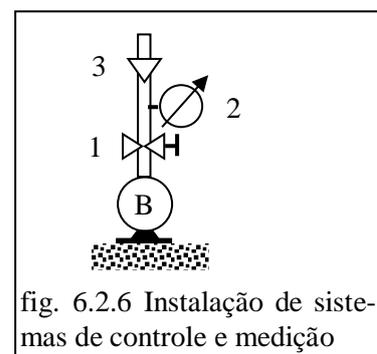


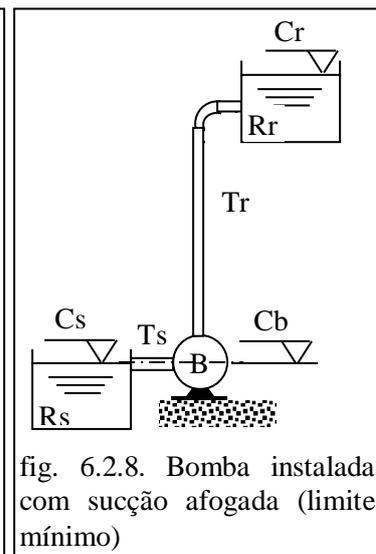
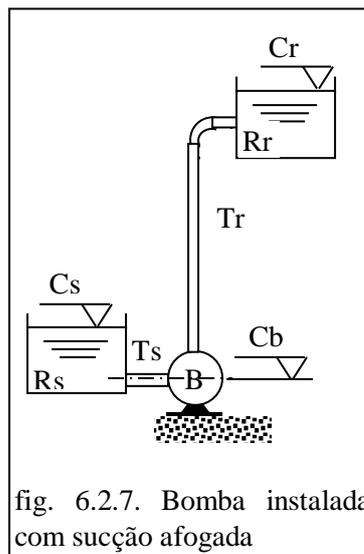
fig. 6.2.6 Instalação de sistemas de controle e medição

6.2.2. Bomba com sucção afogada

Bombas com sucção afogada caracterizam-se por ter a superfície livre do líquido no reservatório de sucção no mínimo na mesma cota da linha de centro do eixo do rotor, quando de bombas com eixos horizontais. Desta forma a bomba sempre terá seu rotor em contato com o líquido a ser recalcado, e sempre será possível um recalque imediato após o acionamento do motor elétrico. Deve-se lembrar que bombas hidráulicas de fluxo são desenvolvidas para operar com líquidos, sendo inúteis para gases ou vapores.

As figuras 6.2.7. e 6.2.8. mostram esquemas de instalações com sucção afogada das bombas.

Na figura 6.2.7 o afogamento da bomba é claro, enquanto que na figura 6.2.8. o nível do reservatório de sucção está na mesma cota da linha de centro do eixo da bomba, com $C_b = C_s$. Este valor corresponde ao limite teórico para caracterização de afogamento de bomba. Isto não significa que com menos de meio rotor afogado a bomba não deva ser considerada afogada. Apenas não se pode



definir claramente, neste caso, quando ela terá ou não condições de operar.

Toda tubulação de sucção deve ter sempre o menor comprimento e o menor número possível de curvas e conexões com o intuito de reduzir ao mínimo a perda de carga. Sabe-se que quanto maiores estas perdas menor será a carga absoluta disponível à entrada da bomba, $NPSH_d$, e maiores os riscos de ocorrência de cavitação.

6.2.3. Bomba com sucção não afogada

A fig. 6.2.9. apresenta um esquema de instalação de bomba com sucção não afogada.

Para viabilizar a operação nesta condição, a bomba exige uma instalação específica e pouco mais complexa que na condição de bomba afogada. Quando da partida da bomba deve-se garantir a existência de líquido em contato com o rotor pois, caso contrário, não é iniciado o bombeamento.

A condição limite teórica para instalação não afogada corresponde a $C_s = C_b$. Isto não significa que com menos de meio rotor afogado a bomba deva ser considerada não afogada. Apenas não se pode definir claramente quando ela irá ou não operar.

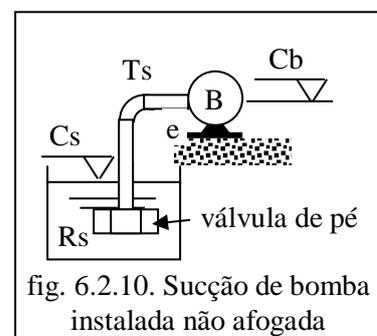
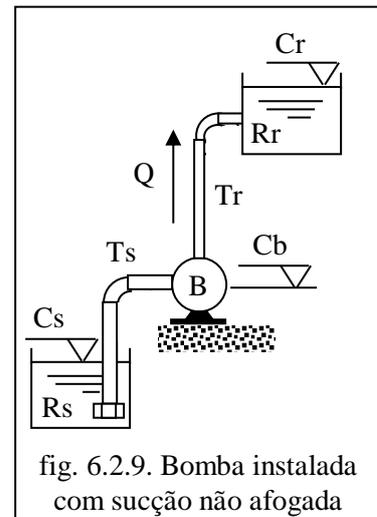
Para iniciar a operação de uma bomba com sucção não afogada deve-se garantir a presença de líquido no conduto de sucção de tal forma que o rotor esteja molhado e, assim, tenha condições de recalque.

O preenchimento da tubulação de sucção com líquido para início de operação é chamado de escorva. A escorva é, na maioria dos casos, uma operação manual feita pelo operador do sistema a partir de locais específicos encontrados na carcaça da bomba. Tem-se ainda bombas com escorva automática, chamadas de auto-escorvantes.

Para manter o regime permanente a bomba com sucção não afogada deve gerar à sua entrada pressões inferiores à atmosférica. Tal conclusão pode ser conseguida a partir da simples observação da fig. 6.2.9., onde é admitido reservatório de sucção aberto à atmosfera.

Por outro lado, instalações como as da fig. 6.2.9. não podem ser escorvadas sem uma obstrução que impeça o líquido introduzido durante a escorva de passar para o reservatório de sucção. Isto faz com que a instalação receba uma válvula ao início do conduto de sucção.

A sucção de uma instalação não afogada é apresentada na fig. 6.2.10. A válvula de pé é composta por dois elementos independentes. Uma válvula de retenção, cuja função é permitir o escoamento apenas num único sentido, bloqueando o escoamento descendente quando da escorva e da bomba parada. Assim, em princípio, basta a primeira escorva para um sem número de operações consecutivas. Apenas quando de longas paradas da bomba pode ser necessária uma nova escorva. O segundo elemento é o crivo, em forma de peneira, que visa impedir a presença de corpos sólidos de grande porte no interior do conduto.



A altura de sucção da bomba dada por (6.2.2) está diretamente ligada à sua capacidade de gerar pressões inferiores à atmosférica à sua entrada. Sabendo-se que existe uma pressão mínima, equivalente a zero na escala absoluta e que esta se iguala em módulo à pressão atmosférica local na escala efetiva, conclui-se que para bombas com sucção não afogada existe um limite máximo para a altura entre a linha de centro do rotor da bomba e o nível da superfície livre do reservatório de sucção.

Considerada a escala efetiva, a menor pressão possível, negativa, de ser gerada à entrada da bomba, indicada por e na figura 6.2.10., corresponde à pressão atmosférica local. Admitida a instalação da bomba ao nível do mar, a carga atmosférica iguala-se a $h_{atm} = 10,33$ m. Desta forma, a menor pressão possível de ser gerada à entrada da bomba na condição de vácuo absoluto, expressa em unidades de carga, é igual a $h_e = -10,33$ m. Isto significa que a maior altura de sucção possível para uma bomba não afogada instalada ao nível do mar é igual a 10,33 m.

Sabe-se, porém, que cavitação ocorre quando a pressão local num escoamento atinge a pressão de vapor do líquido, e que esta sempre é superior ao zero absoluto. Como o zero absoluto é igual à carga atmosférica local, conclui-se que ocorre cavitação antes de a pressão atingir o zero absoluto.

Além deste fator deve-se ainda considerar a influência da perda de carga na sucção, da temperatura do fluido e da cota de instalação da bomba sobre a própria cavitação. Conclui-se então que o valor de 10,33 m para a altura de sucção máxima jamais será alcançado. Valores máximos para a altura de sucção, para instalação não afogada, giram em torno de 6 (seis) a 7 (sete) m, dependendo de cada instalação em particular.

Formas construtivas especiais de bombas, a serem abordadas em parágrafos posteriores, permitem retirar fluido de profundidades superiores aos cerca de 7 (sete) m anteriormente citados.

6.2.4. Instalação de recalque

A fig. 6.2.11. mostra a instalação mais simples recomendável para o recalque de bombas; uma válvula de retenção e um registro de gaveta.

A válvula de retenção (2) tem a função de permitir apenas o escoamento ascendente. Quando da interrupção do bombeamento, a válvula de retenção impede a refluxo do líquido bombeado de volta para o reservatório inferior. Quando do início de operação da bomba a válvula de retenção no recalque permite a aceleração do rotor em vazio. Isto significa que, a baixas rotações,

o rotor não precisa transferir energia ao fluido, o que evita sobrecargas ao seu acionador, normalmente um motor elétrico. A válvula abre-se apenas quando a pressão gerada pela bomba for maior que a exercida pela coluna líquida, o que ocorre quando a rotação do motor se aproxima daquela de regime.

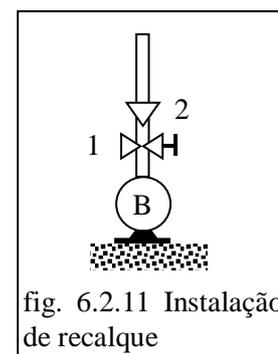


fig. 6.2.11 Instalação de recalque

O registro de gaveta (1) tem a função de permitir uma completa isolação do restante do recalque, composto exclusivamente de condutos, da parte ativa do sistema, bombas e válvulas e, eventualmente, equipamentos de medição e controle como indicado na figura 6.2.6..

6.2.5. Determinação da dissipação na instalação

A determinação das condições de dissipação no sistema segue a proposta da Mecânica dos Fluidos. Esta propõe que a dissipação de energia no escoamento, também chamada de perda de carga, seja dividida em duas partes, local e distribuída, e os seus cálculos sejam feitos de forma separada.

A perda de carga localizada é devida à variação do vetor velocidade de escoamento imposta pela forma de peças especiais tais como cotovelos, curvas longas, uniões, válvulas, registros etc., instaladas ao longo do conduto. A perda de carga localizada é determinada por:

$$\Delta h_s = k_s \frac{V^2}{2g} \quad (6.2.3)$$

k_s : coeficiente de perda de carga localizada ou coeficiente de forma (adimensional).

V : velocidade média máxima do escoamento na peça especial (m/s).

g : aceleração da gravidade (m/s²).

Admite-se o coeficiente constante para cada peça especial, no caso de escoamento turbulento.

As peças especiais podem ser divididas em dois grupos. Aquelas cuja secção transversal de escoamento não é alterável, tais como cotovelos, luvas, uniões etc e aquelas cuja secção transversal de escoamento é alterada em função de sua forma construtiva. Incluem-se aqui as válvulas e registros que, para cada posição do obturador, impõe ao escoamento uma perda de carga diferente.

A perda de carga distribuída ocorre ao longo de condutos retilíneos de secção transversal constante e é devida à viscosidade fluida; o vetor velocidade permanece constante.

$$\Delta h_f = f \frac{L V^2}{D 2g} \quad (6.2.4)$$

L : comprimento do conduto (m); D : diâmetro do conduto;

f : coeficiente de perda de carga distribuída (adimensional), função do número de Reynolds e da rugosidade relativa, $f = f(\text{Re}, \varepsilon/D)$ e determinado no diagrama de MOODY.

Re : número de Reynolds do escoamento médio (adimensional);

ε : rugosidade absoluta do interior do conduto e função do material do conduto (m).

$$\text{Re} = \frac{\rho V D}{\mu} \quad \nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (6.2.5, a, b)$$

ρ : massa específica do fluido (kg/m³) (N s²/m⁴); ν : viscosidade cinemática (m²/s);

μ : viscosidade dinâmica (N s/m²).

Uma série de pesquisadores tem buscado por expressões, implícitas ou explícitas, com o objetivo de determinar o coeficiente de perda de carga distribuída sem o uso do diagrama de Moody.

Serão apresentadas aqui a expressão implícita clássica de 1939 proposta por Colebrook, WHITE (1999), e a expressão explícita mais precisa proposta por Souza (1999).

$$\boxed{\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon}{3,7 D} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right)} \quad \text{Colebrook} \quad (6.2.6)$$

$$\boxed{\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left[\frac{\varepsilon}{3,7 D} - \frac{5,16}{Re} \log \left(\frac{\varepsilon}{3,7 D} + \frac{5,09}{Re^{0,87}} \right) \right]} \quad \text{Souza (erro= 0,123\%)} \quad (6.2.7)$$

A perda de carga total na instalação é igual à soma das perdas de carga localizada e distribuída.

$$\boxed{\Delta h_t = \Delta h_s + \Delta h_f} \quad (6.2.8)$$

$$\boxed{\Delta h_t = k_s \frac{V^2}{2g} + f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}} \quad (6.2.9)$$

Aplicada a equação da continuidade para fluidos incompressíveis em escoamento permanente,

$$\boxed{Q = V A} \quad (6.2.10)$$

Q : vazão em volume (m³/s); V : velocidade média de escoamento na seção A (m/s);

A : área da seção de escoamento (m²).

$$\boxed{\Delta h_t = \frac{8}{\pi^2 g} \left[k_s \frac{1}{D_s^4} + f \frac{L}{D_r^5} \right] Q^2} \quad (6.2.11)$$

D_s: diâmetro do conduto de sucção (m) e D_r: diâmetro do conduto de recalque (m)

De (6.2.9), admitidos os coeficientes de perda de carga localizada e distribuída constantes com a vazão, conclui-se que a perda de carga total num conduto é representada por uma parábola de segundo grau na vazão. Por ser o coeficiente da eq. (6.2.11) sempre positivo, conclui-se que a sua representação gráfica é expressa por uma curva com concavidade no sentido de cargas crescentes, conforme figura 6.2.12..

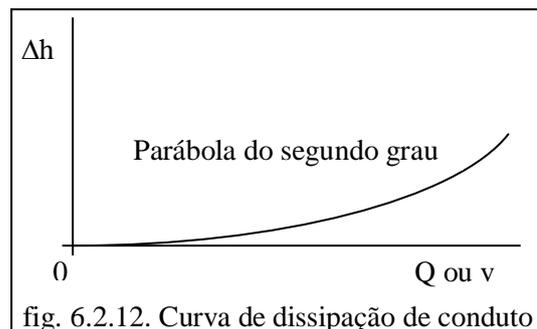


fig. 6.2.12. Curva de dissipação de conduto

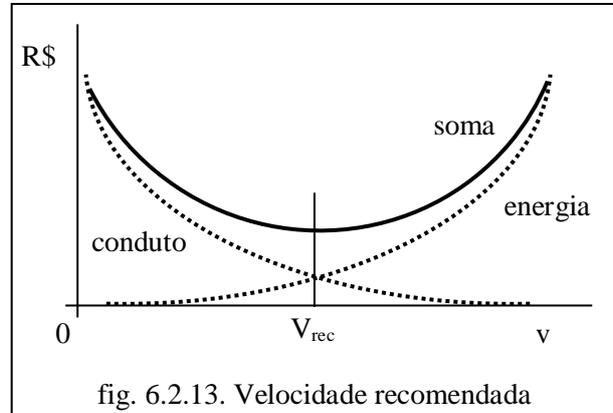
A perda de carga exige o conhecimento prévio da instalação e (6.2.11) pode ser reduzida a:

$$\boxed{\Delta h_t = K Q^2} \quad (6.2.12)$$

K: constante dimensional do conduto (s²/m⁵)

6.2.5.1. Velocidade recomendada

O dimensionamento de condutos com a equação (6.2.11) pode levar a duas incógnitas, o que dificulta os cálculos. As velocidades recomendadas de escoamento permitem reduzir a um o número de incógnitas. Esta velocidade é o valor médio obtido com a análise econômica dos condutos, como visto na figura 6.2.13. Quanto maior o diâmetro do conduto menor será a velocidade de escoamento e o custo da energia demandada para o escoamento. Mas, quanto maior o diâmetro do conduto maior será o custo da tubulação. A composição dos dois custos leva a um ponto de mínimo, correspondente à velocidade recomendada, que na tabela 6.2.1 está expressa em intervalos por serem as bitolas dos condutos descontínuas.



Fluido		Material do conduto	Velocidade recomendada (m/s)
Água doce	Redes em cidades	Aço carbono	1,0 a 2,0
	Redes em instalações industriais	Aço carbono	2,0 a 3,0
	Alimentação de caldeiras	Aço carbono	4,0 a 8,0
	Sucção de bombas	Aço carbono	1,0 a 1,5
Água salgada		Aço com revestimento	1,5 a 2,5
		Latão	1,5 (máximo)
		Liga Cobre-Níquel 90-10	3,0 (máximo)
		Metal Monel, liga Cu-Ni 90-10	4,0 (máximo)
Amônia (gás)		Aço carbono	25,0 a 35,0
Amônia (líquido)		Aço carbono	2,0
Ar comprimido		Aço carbono	15,0 a 20,0
Acetileno		Aço carbono	20,0 a 25,0
Ácido sulfúrico		Chumbo	1,0 a 1,2
Ácido sulfúrico concentrado		Aço carbono	1,0 a 1,2
Cloro (líquido)		Aço carbono	1,5 a 2,0
Cloro (gás)		Aço carbono	15,0 a 20,0
Cloreto de cálcio		Aço carbono	1,5
Cloreto de sódio		Aço carbono	1,5 a 2,0
Hidrocarbonetos em instalações industri-			
linhas de sucção de líquidos		Aço (qualquer composição)	1,0 a 2,0
linhas de recalque de líquidos		Aço (qualquer composição)	2,0 a 4,0
gasosos		Aço (qualquer composição)	25,0 a 30,0
Hidrogênio		Aço (qualquer composição)	20,0
Soda Cáustica de 0% a 30%		Aço (qualquer composição)	2,0
Soda Cáustica de 30% a 50%		Aço carbono ou Metal Monel	1,5
Soda Cáustica de 50% a 75%		Aço carbono ou Metal Monel	1,2
Tetracloro de carbono		Aço carbono	2,0
Vapor	até 196 kPa (2,0 kg/cm ²)	Aço carbono	20,0 a 40,0
	de 196 a 981 kPa (2,0 a 10,0)	Aço (qualquer composição)	40,0 a 80,0
	Mais de 981 kPa (10,0 kg/cm ²)	Aço (qualquer composição)	60,0 a 100,0

Tab. 6.2.1. Velocidades recomendadas [Silva Telles (1991)]

6.2.6. Adução por gravidade

A adução por gravidade se caracteriza pela transferência de fluido entre dois pontos quaisquer quando apenas a energia associada ao campo gravitacional é a responsável pelo escoamento. Isto significa não haver trabalho de máquina envolvido no processo, seja pela efetiva ausência de máquina na instalação, seja por se manter esta máquina desligada.

A figura 6.2.17 mostra uma instalação simples de adução por gravidade.

O fluido contido no reservatório superior, R_s , escoou pelo conduto até o reservatório R_i . Durante a operação do sistema admite-se que os dois reservatórios permaneçam com os seus níveis constantes. A energia por unidade de peso, isto é, a carga disponível para o escoamento entre os reservatórios é dada pela diferença entre as cotas C_s e C_i . Desta forma, se

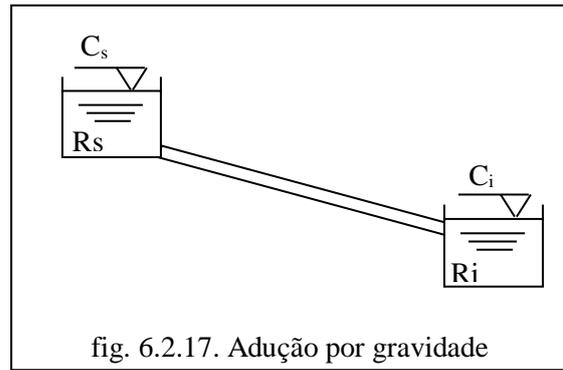


fig. 6.2.17. Adução por gravidade

uma partícula fluida deixa o reservatório superior com nível de carga C_s e escoou até o inferior, ali chegando com o nível de energia C_i , a variação de energia entre os reservatórios será igual à perda de carga no escoamento entre ambos.

$$H_g = C_s - C_i = k_s \frac{v^2}{2g} + f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \quad (6.2.13)$$

$$H_g = C_s - C_i = \Delta h_s + \Delta h_f \quad (6.2.14)$$

6.2.7. Reservatórios sob pressão: carga estática

Ao se operar instalações com fluidos diferentes de água pode ser necessário que os reservatórios sejam fechados e inclusive submetidos a pressões diferentes da atmosférica. Nestes casos, as pressões internas aos reservatórios interferem na determinação da energia potencial envolvida no processo.

Na figura 6.2.18 tem-se os níveis dos reservatórios nas cotas C_r e C_i , porém a cota efetiva de cada reservatório será a cota geométrica somada à sua correspondente carga de pressão.

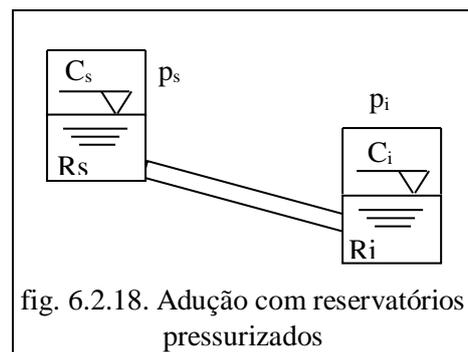


fig. 6.2.18. Adução com reservatórios pressurizados

$$(6.2.15.a,b) \quad C_{SF} = C_s + \frac{p_s}{\gamma} \quad C_{IF} = C_i + \frac{p_i}{\gamma}$$

A diferença entre os valores C_{SF} e C_{IF} é chamada de carga estática, H_{est} , e não de desnível geométrico, H_g , pois engloba as cargas de pressão dos reservatórios além do desnível geométrico.

$$H_{est} = C_{SF} - C_{IF} = \Delta h_s + \Delta h_f \quad (6.2.16)$$

6.3. Curvas características de bombas hidráulicas de fluxo

Os vários órgãos componentes das bombas impõem dissipações de energia que variam em função da vazão que por eles escoam. Assim, a expressão gráfica destas curvas se faz sob forma côncava, com a curvatura no sentido decrescente do eixo das cargas, conforme a figura 6.3.1..

Na figura 6.3.1., é encontrada a curva característica de carga em função da vazão ao longo de toda a faixa de operação da máquina. As cotas cheias indicam a carga da bomba para três vazões diferentes e as cotas tracejadas indicam a perda de carga entre as seções de determinação da carga da bomba para as mesmas três vazões, com relação à carga para vazão nula. Note-se que mesmo com vazão nula há uma perda de carga no interior da bomba. Como toda condição dissipativa em escoamentos, esta também é proporcional ao quadrado da vazão.

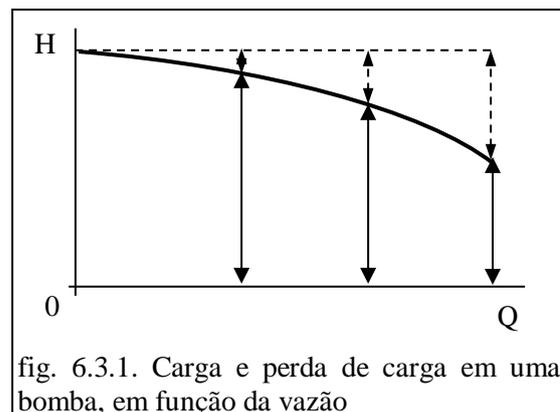


fig. 6.3.1. Carga e perda de carga em uma bomba, em função da vazão

Curvas características fornecem sob forma gráfica as condições de operação das bombas, e, tendo como variável independente a vazão em volume, Q , exprimem as seguintes funções:

Carga, H , $H = H(Q)$; rendimento útil ou efetivo, η_u , $\eta_u = \eta_u(Q)$; carga absoluta requerida na face de sucção da bomba, $NPSH_{3\%}$ ou $NPSH_r$, $NPSH_{3\%} = NPSH_{3\%}(Q)$ ou $NPSH_r = NPSH_r(Q)$; potência útil ou efetiva, P_u ou P_{ef} , $P_u = P_u(Q)$ ou $P_{ef} = P_{ef}(Q)$.

Em alguns catálogos é fornecida a altura de sucção em função da vazão como parâmetro de análise de cavitação, $h_s = h_s(Q)$.

A potência útil corresponde aos valores calculados por (6.3.1).

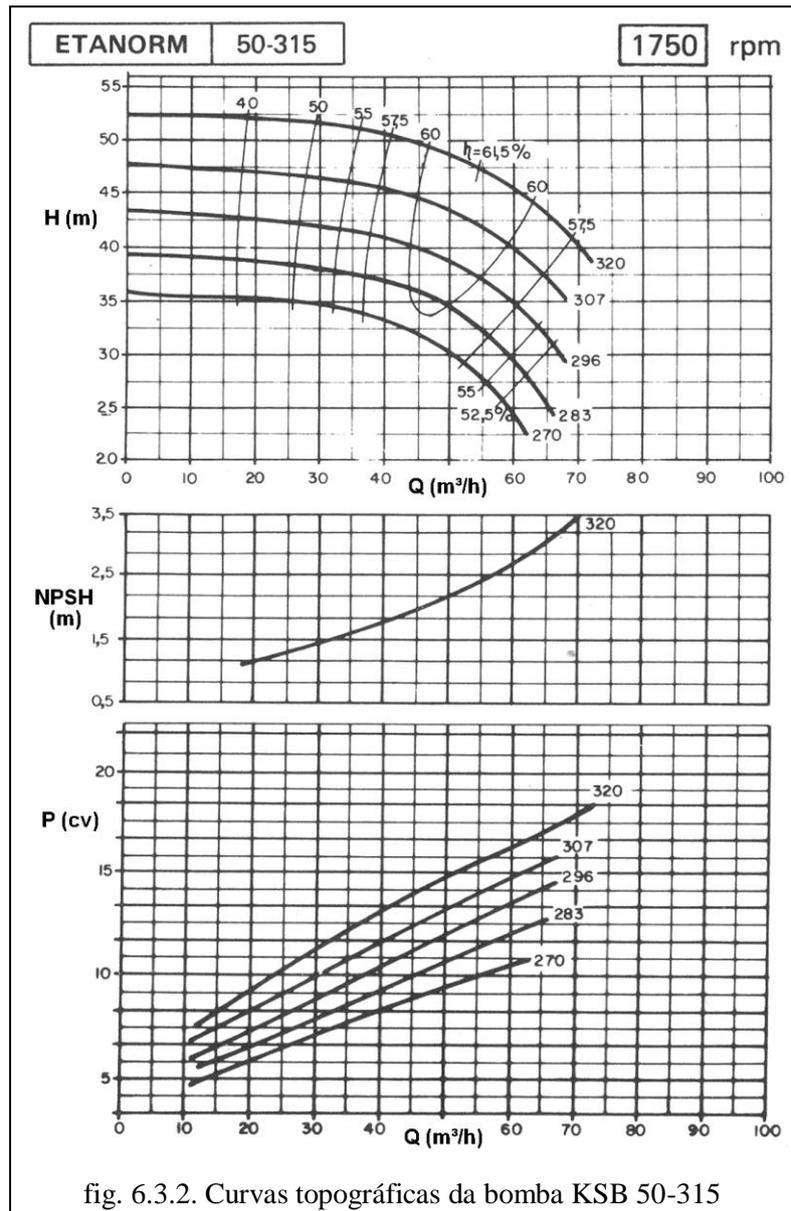
$$P_u = \gamma Q H \eta^{-1} \quad (6.3.1)$$

A potência útil, P_u , é a potência no eixo da bomba. Admiti-la como igual à potência elétrica significa admitir unitários os rendimentos do motor elétrico e do acoplamento que o conecta ao eixo da bomba. A forma mais comum de se apresentar as curvas de uma bomba corresponde a três gráficos distintos representando as quatro grandezas $H(Q)$; $\eta_u = \eta_u(Q)$; $NPSH_{3\%}(Q)$; $P_u(Q)$. A curva topográfica expõe num único gráfico $H(Q)$ e $\eta_u(Q)$, com as curvas de iso-rendimento dando ao conjunto uma conotação de curvas de nível e originando o nome de curva topográfica. A curva do parâmetro de cavitação, $NPSH_{3\%}(Q)$, é apresentada separada da curva de potência $P_u(Q)$.

Fabricantes de bombas hidráulicas de fluxo oferecem mais de um rotor para a mesma carcaça, para máquinas “standard”. Tais máquinas são produzidas em lotes e normalmente comercializadas por revendedores.

Na figura 6.3.2. são encontradas curvas de carga e de potência útil em função da vazão para cinco diâmetros diferentes de rotores, 320, 307, 292, 283 e 270 milímetros. A curva de NPSH_{3%} é apresentada apenas para o rotor de maior diâmetro e deve ser usada para todos os demais. Diâmetros menores de rotor levam a valores de NPSH_{3%} menores e, usados os valores máximos, trabalha-se a favor da segurança da instalação no tocante à cavitação.

As curvas de potência são obtidas a partir da aplicação da equação (6.3.1).



6.3.1. Tipos de curvas características [Lazarkiewicz e Troskolanski]

No capítulo 2, figura 2.8.8, foram mostrados os tipos de curvas características e de potência para os vários rotores de bombas hidráulicas de fluxo, apresentadas ainda as respectivas rotações específicas, formas construtivas, relações de diâmetros e triângulos de velocidade. O conhecimento da forma destas curvas é de importância para a seleção e principalmente para o projeto da instalação à qual a bomba está associada. Os valores numéricos relativos às curvas são uma indicação das relações entre as grandezas envolvidas e jamais podem ser tomados como valores absolutos. Por pretender representar todas as bombas hidráulicas de fluxo na faixa de rotação específica correspondente, deve-se tomar tais valores com reservas. Eles devem ser considerados uma referência para tais máquinas, jamais como a representação correta de suas condições operacionais. Estes valores podem e devem ser

tomados como valores indicativos para análises qualitativas. Os valores reais, efetivos, devem ser tomados apenas nas curvas representativas próprias de cada máquina.

6.3.1.1. Rotores radiais ($10 \leq n_q \leq 30$ ou $0,19 \leq K \leq 0,57$)

Estes rotores apresentam curvas de carga e de potência bem definidas. A curva de carga $H(Q)$ é decrescente com a vazão, característica de todas as bombas hidráulicas de fluxo. A curva de potência útil é linear, crescente com a vazão. A máxima potência útil ocorre na máxima vazão da bomba.

A figura 6.3.3. mostra as curvas $H(Q)$ e $P_u(Q)$ para o rotor radial em questão, o triângulo de velocidades típico para a face de pressão e a projeção meridiana do rotor.

A faixa relativa de vazão encontrada na figura, 1,00 a 1,70, corresponde à faixa recomendada de operação da máquina e deve ser centrada no rendimento máximo, 1,35. Das curvas observa-se que o aumento de cerca de 70% na vazão, 1,00 a 1,70, implica num aumento de potência da ordem de 30%, 1,00 a 1,30, e numa redução de cerca de 20% na carga %, 1,00 a 0,80.

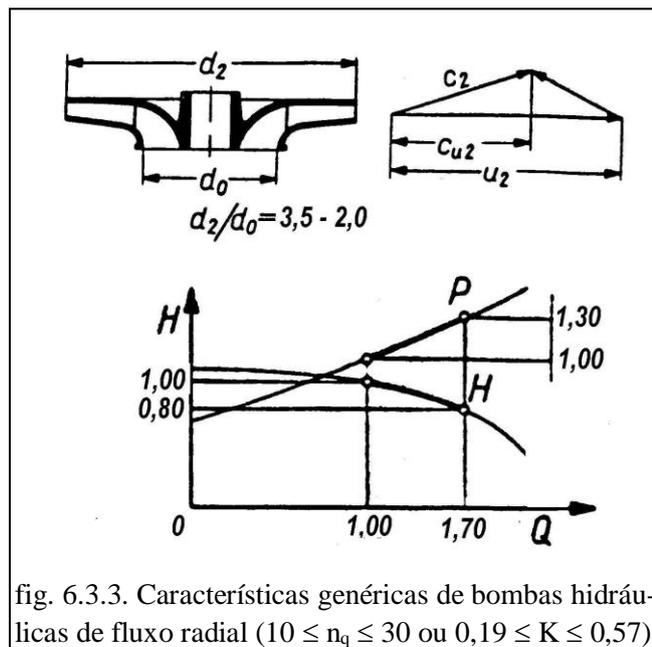


fig. 6.3.3. Características genéricas de bombas hidráulicas de fluxo radial ($10 \leq n_q \leq 30$ ou $0,19 \leq K \leq 0,57$)

6.3.1.2. Rotores radiais ($30 \leq n_q \leq 50$ ou $0,57 \leq K \leq 0,95$)

Estes rotores apresentam curvas característica e de potência semelhantes às dos radiais de maior relação de diâmetros. A curva característica $H(Q)$ é decrescente com a vazão, enquanto a de potência útil apresenta um máximo próximo ao limite superior de vazão recomendada. Esta tendência de potência inversamente proporcional à vazão torna-se tanto mais pronunciada quanto maior for a rotação específica da bomba.

A figura 6.3.4. mostra as curvas $H(Q)$ e $P_u(Q)$ para o rotor radial em questão. Apresenta ainda o triângulo de velocidades típico para

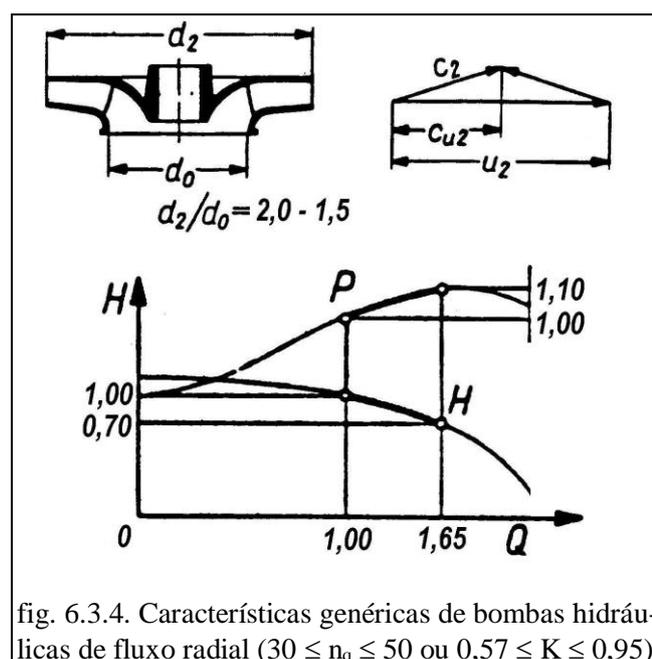


fig. 6.3.4. Características genéricas de bombas hidráulicas de fluxo radial ($30 \leq n_q \leq 50$ ou $0,57 \leq K \leq 0,95$)

a face de pressão e a projeção meridiana do rotor.

A faixa relativa de vazão encontrada na figura 6.3.4, 1,00 a 1,65, corresponde à faixa recomendada de operação da máquina e deve ser centrada no rendimento máximo, 1,325. Das curvas observa-se que um aumento de cerca de 65% na vazão, de 1,00 a 1,65, implica num conseqüente aumento de potência da ordem de 10%, de 1,00 a 1,10, e numa redução de cerca de 30% na carga, de 1,00 a 0,70.

Comparadas as faixas recomendadas das figuras 6.3.3. e 6.3.4., nota-se que a redução na variação da faixa de vazão implica na redução da faixa de potência, ainda crescente, e na redução mais acentuada da carga. Tal tendência irá ser potencializada nas formas construtivas seguintes.

6.3.1.3. Rotores mistos fechados ($50 \leq n_q \leq 80$ ou $0,95 \leq K \leq 1,52$)

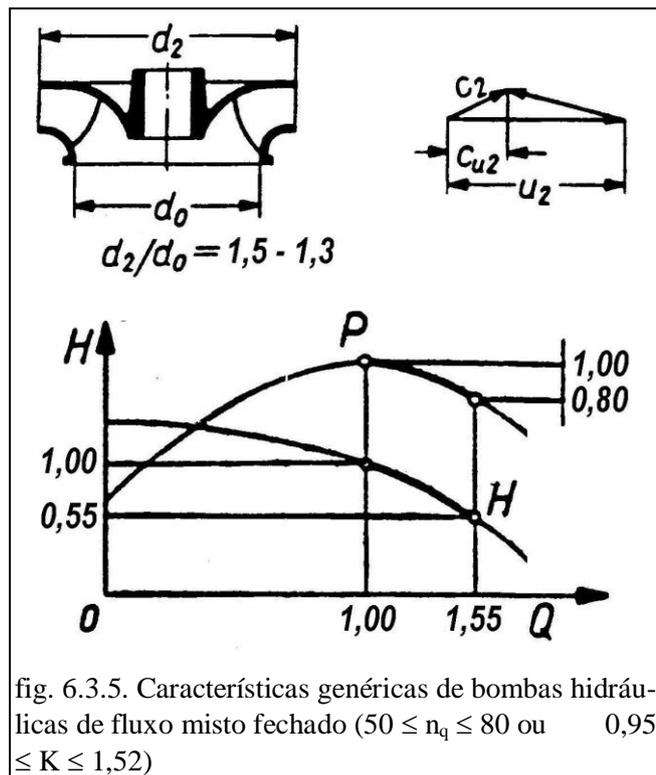
Estes rotores apresentam curvas característica e de potência muito diferentes dos radiais. A curva característica $H(Q)$ decresce com a vazão de forma mais pronunciada ao longo de toda a faixa de vazões, enquanto a de potência útil apresenta um máximo próximo ao limite inferior de vazão recomendada. Com isso a potência útil será sempre decrescente na faixa de vazões recomendadas.

A figura 6.3.5. mostra as curvas $H(Q)$ e $P_u(Q)$ para rotores mistos fechados. Apresenta ainda o triângulo de velocidades típico para a face de pressão e a projeção meridiana do rotor.

A faixa relativa de vazão encontrada na figura, 1,00 a 1,55, corresponde à faixa recomendada de operação da máquina e deve ser centrada no rendimento máximo, 1,275. Das curvas observa-se que um aumento de cerca de 55% na vazão, de 1,00 a 1,55, implica numa conseqüente redução de potência da ordem de 20%, de 1,00 a 0,80, e numa redução de cerca de 45% na carga, de 1,00 a 0,55.

Comparadas as faixas recomendadas das fi-

guras 6.3.3., 6.3.4. e 6.3.5. nota-se que a redução na variação da faixa de vazão implica na redução ainda mais acentuada da carga e numa inversão do comportamento da potência, agora decrescente com a vazão. Sendo a potência conseqüente ao produto QH , o seu decréscimo está relacionado com a redução acentuada de carga para um menor acréscimo de vazão.



6.3.1.4. Rotores mistos abertos ($80 \leq n_q \leq 160$ ou $1,52 \leq K \leq 3,04$)

As curvas característica e de potência útil são decrescentes com a vazão, apresentando um ponto de mínimo local, logo a seguir um ponto de máximo local, para então se tornarem decrescentes até a máxima vazão da bomba. Assim como a curva de potência, a curva característica $H(Q)$ tem a inflexão na primeira metade da faixa de vazões. A instabilidade consequente a estas inflexões recomenda a utilização dos rotores para operação em vazões além da região de instabilidade, a partir do ponto de máximo local da curva de carga. Na mesma condição a curva de potência útil indica uma inflexão menos pronunciada e a máxima potência útil ocorre próximo à menor vazão de operação da bomba.

A figura 6.3.6. mostra as curvas $H(Q)$ e $P_u(Q)$ para rotores mistos abertos. Apresenta ainda o triângulo de velocidades típico para a face de pressão e a projeção meridiana do rotor.

A faixa relativa de vazão encontrada na figura, 1,00 a 1,40, corresponde à faixa recomendada de operação da máquina e deve ser centrada no rendimento máximo, 1,20. Das curvas observa-se que um aumento de cerca de 40% na vazão, de 1,00 a 1,40, implica numa consequente redução de potência da ordem de 30%, de 1,00 a 0,70, e numa redução de cerca de 40% na carga, de 1,00 a 0,60.

Comparadas as faixas recomendadas das figuras 6.3.5. e 6.3.6. nota-se que a redução na variação da faixa de vazão implica numa pequena elevação da carga, de 0,55 para 0,60, e na manutenção do comportamento da potência, de-

crecente com a vazão

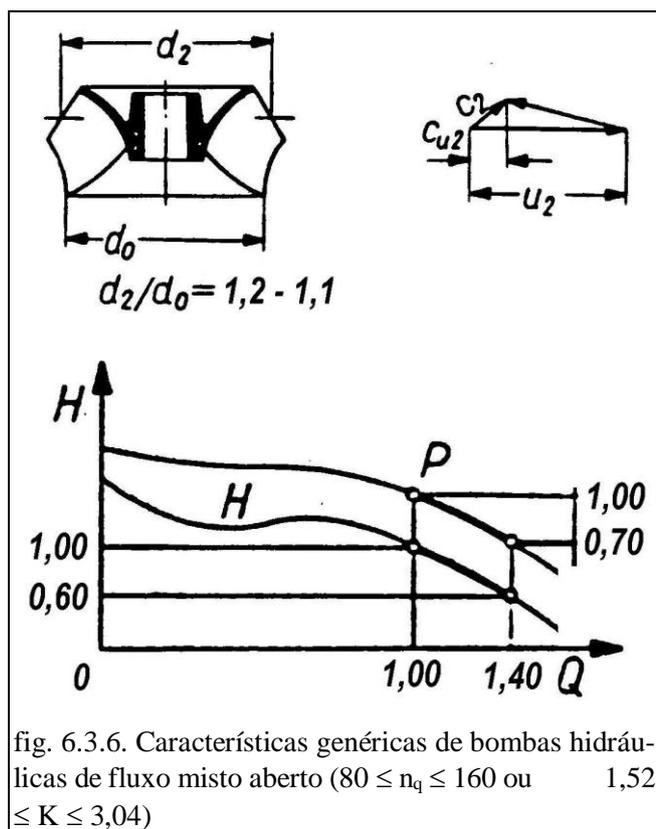


fig. 6.3.6. Características genéricas de bombas hidráulicas de fluxo misto aberto ($80 \leq n_q \leq 160$ ou $1,52 \leq K \leq 3,04$)

6.3.1.5. Rotores axiais ($140 \leq n_q \leq 400$ ou $2,66 \leq K \leq 7,60$)

As curvas característica $H(Q)$ e de potência útil $P_u(Q)$ são decrescentes com a vazão em praticamente toda a faixa de vazões. A curva característica $H(Q)$ mostra uma inflexão pronunciada na faixa correspondente à primeira metade das vazões, com um ponto de descontinuidade claramente delineado. O mesmo ocorre com a curva de potência útil. A instabilidade consequente a estas inflexões impede a utilização dos rotores em vazões inferiores a um determinado valor, normalmente indicado pelo fabricante da máquina, conforme figura 6.5.15. Como nas mistas abertas, a máxima potência útil ocorre próximo à menor vazão de operação da bomba

A figura 6.3.7. mostra as curvas $H(Q)$ e $P_u(Q)$ para rotores axiais. Apresenta ainda os triângulos de velocidades típicos para a face de pressão no perímetro externo, maior diâmetros das pás, e no cubo, menor diâmetro das pás, e a projeção meridiana do rotor.

A faixa relativa de vazões encontrada na figura, 1,00 a 1,30, corresponde à faixa recomendada de operação da máquina e deve ser centrada no rendimento máximo, 1,15. Das curvas observa-se que um aumento de cerca de 30% na vazão, de 1,00 a 1,30, implica numa consequente redução de potência da ordem de 35%, de 1,00 a 0,65, e numa redução de cerca de 55% na carga, de 1,00 a 0,45.

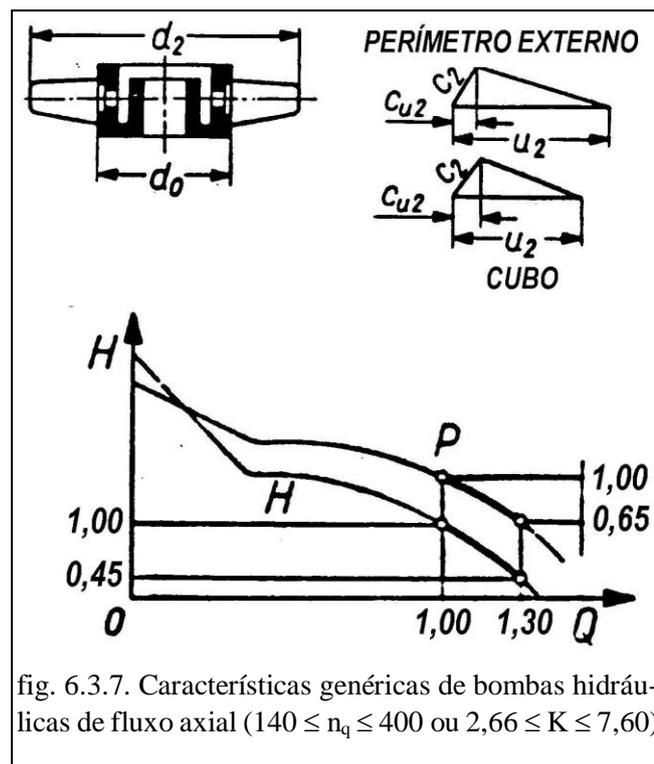


fig. 6.3.7. Características genéricas de bombas hidráulicas de fluxo axial ($140 \leq n_q \leq 400$ ou $2,66 \leq K \leq 7,60$)

6.3.1.6. Observações sobre as curvas de bombas

Todas as curvas características de uma bomba hidráulica de fluxo são definidas pelo projeto de seu rotor e de sua carcaça. Podem ser então encontradas curvas instáveis, com as grandezas apresentando um comportamento crescente e depois decrescente com a vazão, para qualquer forma construtiva. A operação de uma bomba hidráulica de fluxo na região de instabilidade pode conduzir a escoamentos pulsantes, vibrações, oscilações abruptas de carga e sobrecarga no sistema.

A operação de uma bomba hidráulica de fluxo fora da faixa recomendada, mesmo em bombas com curvas estáveis, conduz à deterioração do escoamento, induzindo vibrações, aumento de esforços sobre os mancais, descolamento do escoamento e escoamentos secundários no rotor. Quanto mais afastada do limite recomendado pior a condição operacional da bomba. A operação em carga parcial é mais crítica do que em sobrecarga.

6.3.2. Influências externas sobre as curvas de uma bomba

As influências externas que podem alterar as características de operação de uma bomba hidráulica de fluxo estão relacionadas tanto com as próprias condições operacionais quanto com a viscosidade do fluido a ser recalcado. As condições operacionais podem ser associadas ao tempo de operação da máquina e se potencializa com o passar deste tempo; a influência da viscosidade está diretamente relacionada ao fluido recalcado. O recalque comum de fluidos diferentes da água recomenda a análise da influência da viscosidade sobre as condições operacionais das bombas hidráulicas de fluxo.

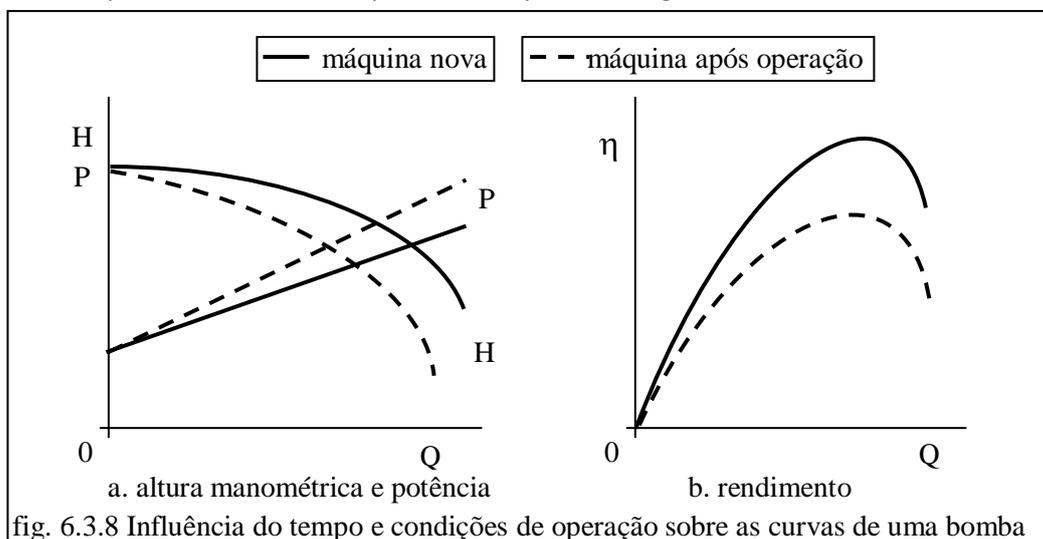
6.3.2.1. Tempo de operação

A operação da máquina ao longo de sua vida útil, que pode se estender por décadas, altera as superfícies do rotor, assim como das demais partes dos órgãos em contato com o escoamento. Tais alterações são mais acentuadas quanto mais agressivo o fluido recalcado e mais extremas as condições operacionais. Isto implica numa conseqüente mudança das curvas da bomba.

Uma bomba operando com água limpa próximo do seu ponto de máximo rendimento e sob condições que dificultem ou impeçam a cavitação será preservada em relação a máquinas que operem fluidos diferentes em vazões variáveis e condições menos favoráveis de instalação no tocante à ocorrência de cavitação.

A conseqüência da longa operação de uma máquina transparece sob forma de incrustações, desgaste por abrasão ou erosão provocados por cavitação, oxidação e atrito de partículas sólidas em suspensão no líquido recalcado ou de todas estas influências associadas. Ao longo do tempo de operação tem-se uma mudança das curvas operacionais da bomba, observando-se para uma mesma vazão tanto queda de rendimento quanto de altura total de elevação e, como conseqüência destas quedas, um aumento da potência demandada.

A quantificação destes efeitos é dificultada por variar para cada condição operacional específica. Com isso pode-se apenas fazer a análise qualitativa expressa na figura 6.3.8.



Considerados os fluidos comuns, cujas propriedades físicas giram em torno daquelas da água, o número de Reynolds, obtido pela equação (6.3.5), não oferece qualquer informação relativa ao fenômeno de bombeamento.

A operação da máquina com fluidos cujas características físicas, particularmente a viscosidade, são muito maiores que as dos fluidos comuns, representados pela água, também provoca alterações nas curvas das bombas, assim como o tempo de operação.

A viscosidade cinemática da água é $\nu=10^{-6}$ m²/s. Bombas hidráulicas de fluxo têm uma aplicação economicamente viável para viscosidades cinemáticas $\nu=150 \times 10^{-6}$ m²/s. Podem ainda ser encontradas bombas hidráulicas de fluxo convencionais recalçando fluidos com viscosidades cinemáticas de até $\nu=500 \times 10^{-6}$ m²/s. Formas construtivas especiais de bombas hidráulicas de fluxo podem operar com viscosidades de até $\nu=1000 \times 10^{-6}$ m²/s. Acima deste valor deve-se utilizar bombas volumétricas. Ressalte-se que quanto maior a viscosidade maior será o NPSH requerido e, com ele, o NPSH disponível; SULZER, 1986.

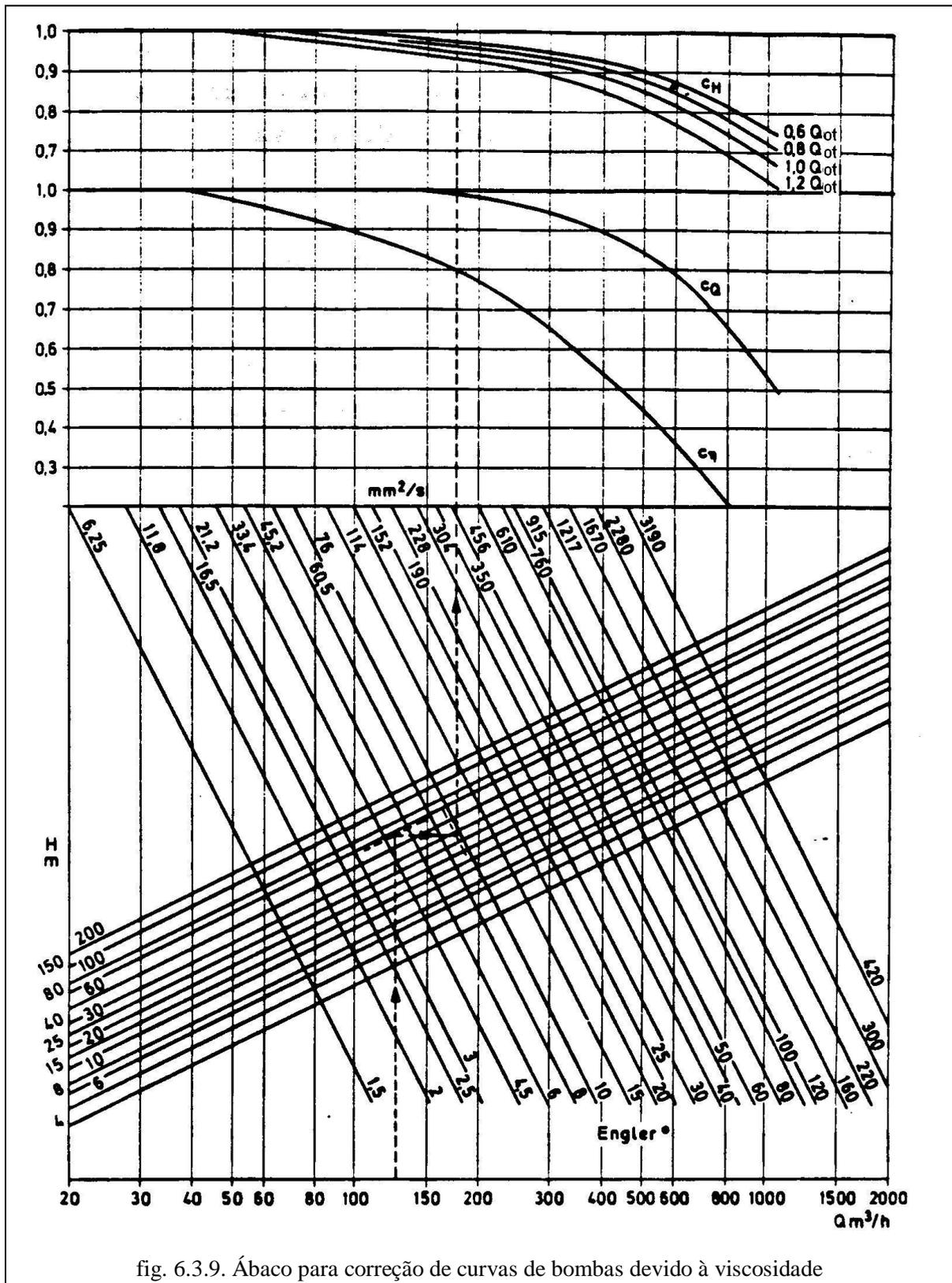
Curvas de bombas são fornecidas por fabricantes sempre para recalque de água fria e limpa. Admitida a operação da bomba com água a um número de Reynolds igual a $Re=10^7$, sua operação com um fluido de viscosidade 500 vezes maior que a água implicará num número de Reynolds 500 vezes menor, isto é, $Re=2 \times 10^4$. Com tal redução de número de Reynolds torna-se claro que as curvas devem sofrer influência da viscosidade, representada pelo número de Reynolds.

Coefficientes de correção para o cálculo da carga, vazão e rendimento são encontrados na literatura. Obtidos experimentalmente, tais coeficientes de correção somente podem ser aplicados dentro das condições específicas usadas para a sua obtenção. O procedimento aqui apresentado segue a proposta do Hydraulic Institute dos USA. Estes diagramas estão na fig. 6.3.9., sendo válidos apenas para as seguintes condições:

- fluidos newtonianos homogêneos;
- apenas rotores radiais, abertos ou fechados, o que impõe rotações específicas entre 10 (dez) e 50 (cinquenta);
- para casos em que a carga absoluta disponível seja suficiente para não ocorrer cavitação;
- apenas dentro da faixa abrangida pelo diagrama, sem poderem ser feitas extrapolações.

A determinação dos coeficientes é feita a partir do conhecimento de alguns valores de carga, H (m), vazão, Q (m³/h) e viscosidade cinemática, ν , (° Engler ou mm²/s) para a bomba operando com água.

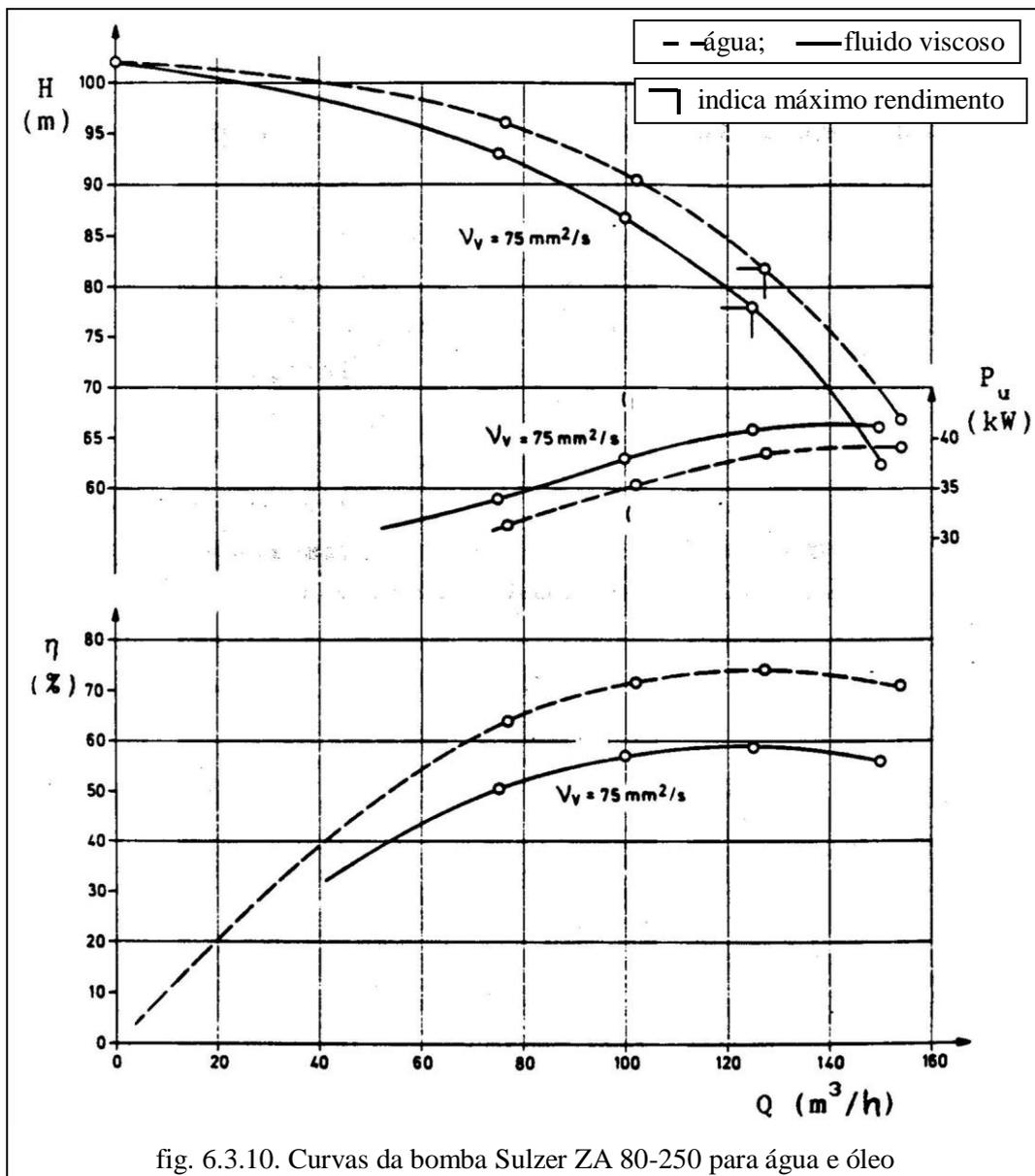
A figura 6.3.9. mostra o ábaco para correção dos valores de carga, vazão e rendimento de uma bomba operando com líquido viscoso a partir de condições específicas para água.



As curvas dos coeficientes de correção, encontradas na parte superior da figura 6.3.9., indicam ser possível corrigir as cargas em quatro pontos diferentes da curva $H(Q)$ da bomba, tomada como referência a carga no ponto ótimo. Tais cargas correspondem a 1,2; 1,0; 0,8 e 0,6 vezes a vazão neste ponto ótimo. O rendimento e a vazão têm uma única curva de correção.

A aplicação do ábaco limita-se a vazões entre 20,0 e 2000,0 m³/h, cargas entre 4,0 e 200,0 m e viscosidade cinemática entre 6,25 e 3190 mm²/s. Valores de viscosidade cinemática inferiores a 6,25 m²/s não devem sofrer correção, com as curvas sendo as mesmas daquelas para água. Valores superiores a 3190 m²/s não podem ser corrigidos.

A figura 6.3.10. mostra as curvas da bomba Sulzer ZA 80-250 para água, curvas tracejadas e para um líquido cuja viscosidade é igual a 75 mm²/s ou 75 vezes a viscosidade da água e a sua massa específica igual a 0,91 a da água. A determinação dos coeficientes de correção para o ponto de máximo rendimento da bomba encontra-se indicada na figura 6.3.9. e foi obtida como segue.



Da figura 6.3.10. obtém-se os valores de vazão, carga e rendimento para o ponto ótimo, $Q_{ot} = 130,0$ m³/h; $H_{ot} = 82,0$ m; $\eta_{ot} = 75\%$.

A partir da vazão no ponto ótimo traça-se uma vertical na fig. 6.3.9. até encontrar o valor de carga correspondente à carga da bomba para água. A partir deste ponto traça-se uma horizontal até encontrar a curva correspondente à viscosidade cinemática do fluido a ser recalcado. Deste ponto traça-se uma nova vertical que deve seccionar as curvas dos coeficientes de correção, determinando-os. Todos estes passos estão traçados na figura 6.3.9.

O valor do coeficiente de correção de rendimento será igual a $C_{\eta} = 0,8$, o de correção de vazão será igual a $C_Q = 1,0$ e o coeficiente de correção da carga para o ponto ótimo, determinado sobre a curva indicada por $1,0 Q_{ot}$ será igual a $C_H = 0,95$.

A aplicação de bombas hidráulicas de fluxo para o recalque de fluidos de elevada viscosidade revela-se mais conveniente do que o uso de máquinas volumétricas. A pequena sensibilidade da bomba volumétrica à viscosidade é compensada pelas melhores características mecânicas e operacionais das bombas hidráulicas de fluxo. Por outro lado, como pode ser visto na figura 6.3.11., a faixa de vazões coberta pelas máquinas de fluxo é muito mais ampla que as volumétricas, facilitando a variação das condições operacionais do sistema. Além disso as cargas ou pressões tendem a valores muito altos para pequenas reduções de vazões em máquinas volumétricas e exigem sistemas de segurança para proteção do conduto. Isto não ocorre com as máquinas de fluxo, que para vazão nula apresentam carga definida e da ordem de grandeza daquela para vazões diferentes de zero.

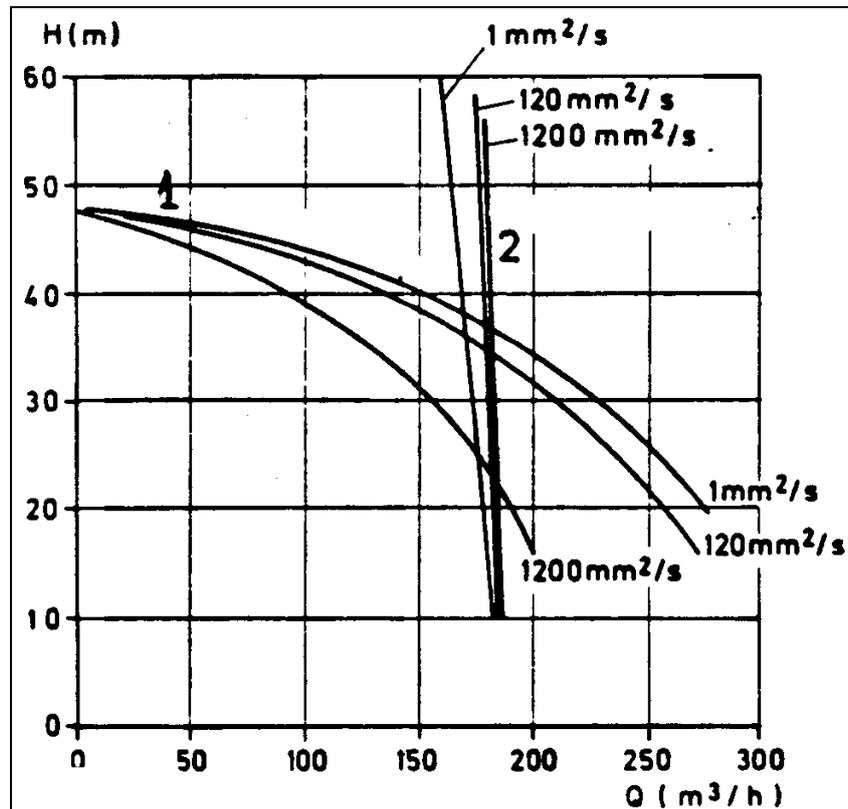


fig. 6.3.11. Curvas $H(Q)$ para bombas hidráulicas de fluxo (1) e volumétricas (2)

6.4. Ponto de funcionamento de uma bomba hidráulica de fluxo

6.4.1. Introdução

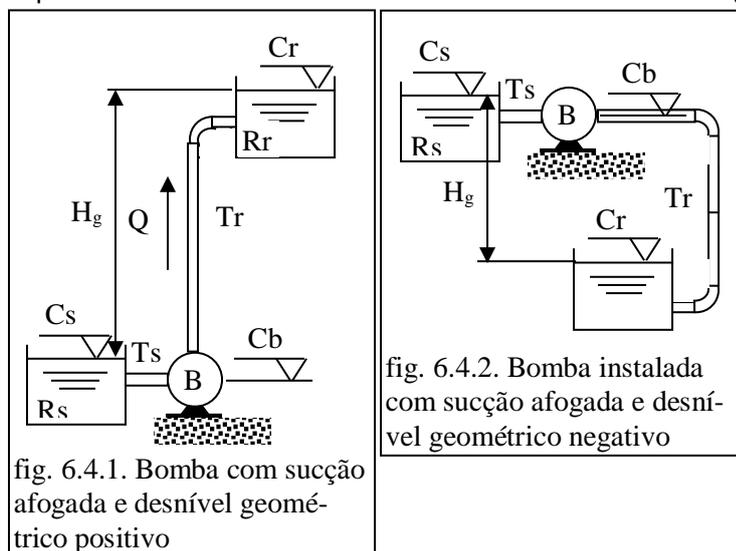
De forma simples, pode-se afirmar ser a principal função de uma bomba a de transferir energia ao fluido. A energia recebida pelo fluido deve ser suficiente para viabilizar a operação desejada, seja realizar trabalho seja transferir um determinado volume de fluido entre dois reservatórios.

A partir desta afirmação pode-se concluir que a utilização de uma bomba apenas tem sentido quando de sua interligação a uma instalação. Este conjunto bomba-instalação fará com que o fluido possa chegar à bomba, ter seu nível de energia elevado e ser transferido para o seu local de destino ou realizar o trabalho desejado.

O nível de energia a ser transferido ao fluido será sempre igual a aquele necessário para deslocar uma partícula fluida de sua origem ao seu destino. Este nível de energia se resume à energia potencial representada pelo desnível geométrico, H_g , ou pela carga estática, H_{est} , definidos nas equações (6.2.1) ou (6.2.16) e a perda de carga total no conduto. Caso um ou os dois reservatórios sejam fechados e submetidos a pressões internas diferentes da atmosférica, maiores ou menores, deve-se considerar a influência destas pressões sobre a definição da energia potencial, ou carga estática da instalação.

Assim, a condição de operação da bomba, o seu ponto de funcionamento em regime permanente, será sempre determinado pelo equilíbrio entre a energia fornecida pela bomba e a demandada pelo fluido.

O ponto de funcionamento da bomba definirá a vazão em regime permanente no sistema.



O desnível geométrico, H_g , pode apresentar valores positivos ou negativos, dependendo da instalação em análise, como pode ser verificado nas figuras 6.4.1. e 6.4.2.. Será positivo se o recalque acontecer para uma cota superior à de sucção, figura 6.4.1. e negativo no caso contrário, figura 6.4.2.

Note-se que no caso de reservatórios de sucção pressurizados, o nível da superfície livre do fluido pode estar abaixo da linha de centro do eixo da bomba, porém uma pressão interna maior que a atmosférica pode fazer com que o fluido chegue ao rotor, assim caracterizando a condição de afogamento da bomba. O inverso, consequente a pressão abaixo da atmosférica, também pode ocorrer. E situações semelhantes também se evidenciam no reservatório de recalque.

6.4.2. Ponto de funcionamento

Definida uma situação de equilíbrio, caracterizada pelo regime permanente, sua alteração somente será possível por alguma ação externa como uma manobra de válvula. A condição de equilíbrio entre a energia fornecida pela bomba e a dissipada pelo fluido caracteriza o chamado ponto de funcionamento da bomba. Graficamente este ponto de funcionamento é representado pela intersecção da curva característica da bomba $H = H(Q)$ com a curva de dissipação do sistema, $\Delta h_t = \Delta h_t(Q)$, conforme figura 6.4.3.. Nela estão indicadas a curva característica $H(Q)$ e três curvas de dissipação. As intersecções das curvas de dissipação com a curva característica $H(Q)$ identificam três diferentes pontos de funcionamento, P_1 , P_2 e P_3 .

A instalação para a qual os pontos da figura 6.4.3. estão definidos é semelhante à apresentada na figura 6.4.1., com desnível geométrico positivo (ou carga estática).

A figura 6.4.4. mostra a determinação do ponto de funcionamento P_1 de uma instalação alimentada por bomba hidráulica de fluxo que recalca para um nível inferior ao do reservatório de sucção. A vazão Q_g indicada na figura corresponde à obtida por gravidade, isto é, viabilizada pela energia potencial equivalente ao desnível geométrico H_g , ou carga estática H_{est} , com a bomba desligada. Desejada uma vazão maior que Q_g deve-se acionar a bomba.

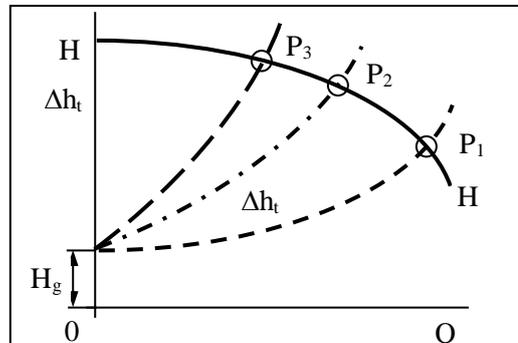


fig. 6.4.3. Pontos de funcionamento de uma bomba hidráulica de fluxo com desnível geométrico positivo

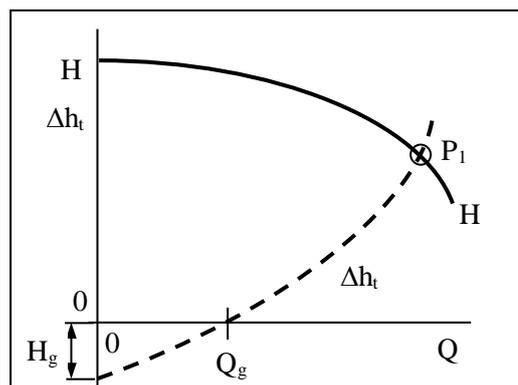


fig. 6.4.4. Ponto de funcionamento de uma bomba hidráulica de fluxo com desnível geométrico negativo

O equacionamento da condição expressa nas figuras 6.4.3. e 6.4.4. é dado pela equação (6.4.1) e, de forma explícita, por (6.4.2).

(6.2.1)

$$H_g = C_r - C_s$$

$$H_B = \pm H_g + \Delta h_t$$

(6.4.1)

$$H_B = (C_r - C_s) + \frac{8}{\pi^2 g} \left[k_s \frac{1}{D_s^4} + f \frac{L}{D_r^5} \right] Q^2$$

(6.4.2)

com: D_s : diâmetro do conduto de sucção, D_r : diâmetro do conduto de recalque.

6.4.3. Escolha de uma bomba hidráulica de fluxo

A escolha de uma bomba hidráulica de fluxo se resume à determinação de seu ponto ou de seus pontos de funcionamento. Algumas instalações podem operar num único ponto de funcionamento, outras podem operar numa faixa de vazões pré-definidas, caracterizadas por uma vazão máxima e uma vazão mínima, o que leva a dois pontos extremos de funcionamento. Para a determinação do ponto de funcionamento de uma bomba devem ser conhecidas todas as variáveis associadas à instalação:

- posição relativa dos reservatórios ou pontos de saída e destino do fluido, representados pelas suas cotas e que permite determinar o desnível geométrico ou a carga estática;
- posição de instalação da bomba, representada por sua cota e que permite determinar a altura de sucção da bomba;
- diâmetro, comprimento e material do conduto e que permite obter a perda de carga distribuída como função da vazão;
- forma de ligação de tubos e outras conexões e que leva à determinação da perda de carga localizada;
- curvas específicas ou catálogos de bombas hidráulicas de fluxo.

Em resumo, a escolha de uma bomba será possível apenas se forem conhecidas todas as variáveis associadas à instalação. Tal conclusão se apóia no fato de que uma bomba opera nas condições impostas pela instalação, jamais auto definindo as suas condições operacionais.

Admitidos conhecidos a curva de dissipação de uma instalação, representada pela equação (6.4.2) e o seu desnível geométrico conforme (6.2.1), ou carga estática conforme (6.2.16), determina-se a ponto de funcionamento da bomba KSB ETANORN 100-200 operando a 3500 rpm, cujas curvas estão na figura 6.4.5., com o procedimento seguinte.

- a partir dos valores de vazão da bomba determina-se alguns pontos da curva de dissipação com a equação (6.4.2),
- local estes pontos, após a soma com o desnível geométrico ou com a carga estática, sobre a curva topográfica ou característica $H(Q)$ da bomba;
- unir os pontos obtidos até a intersecção das curvas característica $H(Q)$ e de dissipação do sistema;
- este ponto de intersecção é o ponto de funcionamento da bomba.

A figura 6.4.5. mostra as curvas $H(Q)$, $\eta(Q)$, $NPSH_{3\%}(Q)$ e $P_u(Q)$ da bomba KSB 100-200. Deve-se verificar se ela pode operar uma instalação submetida a um desnível geométrico igual a $H_g = 25,0$ m, ou carga estática $H_{est} = 25,0$ m, e uma instalação caracterizada por um coeficiente de perda de carga distribuída $f = 0,02$; comprimento da tubulação $L = 1000,0$ m e diâmetro $D = 0,200$ m. Com tais dados a curva de dissipação é $\Delta h_t = 5164,2 Q^2$, com Q em m^3/s levando a Δh_t em m.

A curva de dissipação do sistema, traçada sobre as curvas da bomba, expõe cinco pontos de funcionamento diferentes, um para cada diâmetro de rotor oferecido. Tomado o ponto de funcionamento para o maior diâmetro, $D = 219$ mm, a variável independente vazão será igual a $Q_b = 435,0 \text{ m}^3/\text{h}$. A partir da vazão da bomba são determinados a carga $H_b = 65,0 \text{ m}$; o rendimento útil $\eta_u = 71,5 \%$; a carga absoluta requerida $\text{NPSH}_{3\%} = 10,0 \text{ m}$ e a potência útil $P_u = 140,0 \text{ cv}$.

Importante notar que todas as grandezas encontradas nos gráficos variam com o diâmetro do rotor conforme as leis de semelhança apresentadas no capítulo 2, submetidas às mesmas ressalvas lá encontradas.

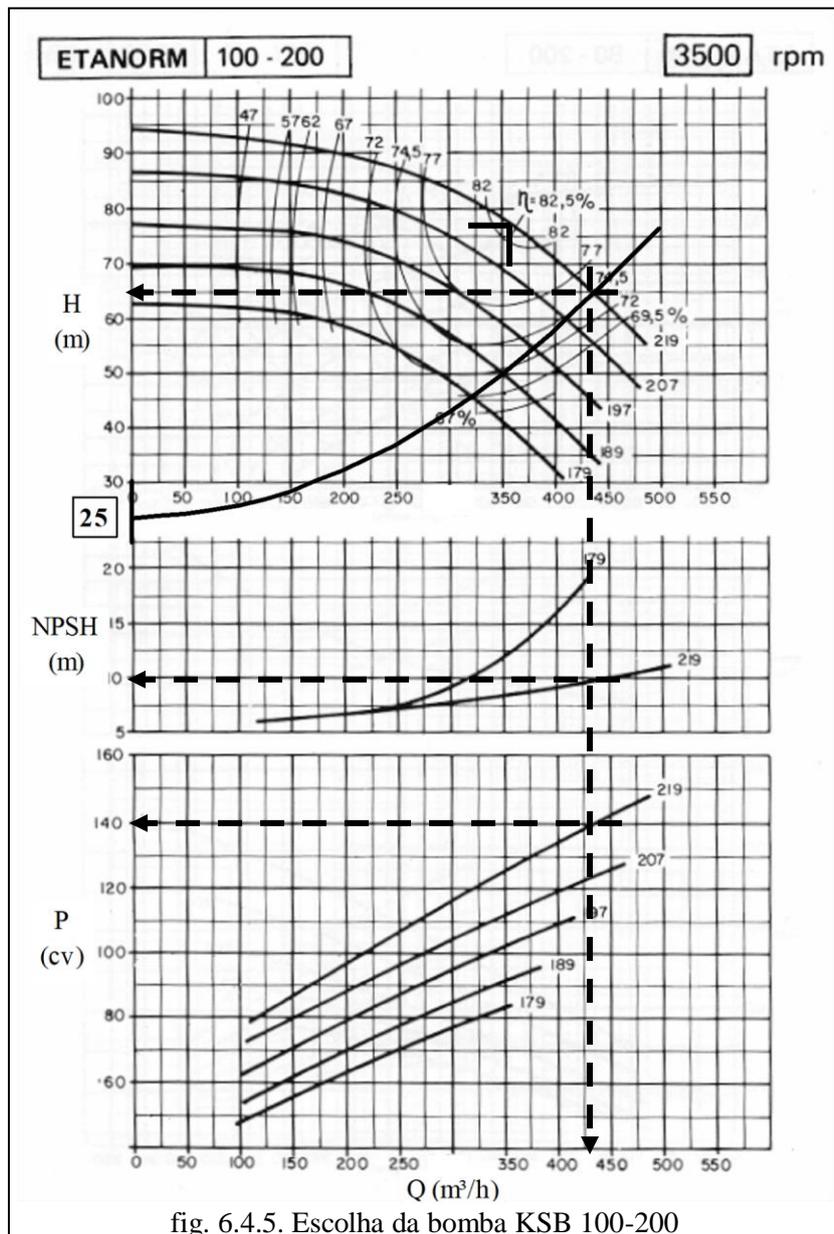


fig. 6.4.5. Escolha da bomba KSB 100-200

6.5. Operação de bombas hidráulicas de fluxo

6.5.1. Introdução

Na maioria dos sistemas de recalque deve-se prever a possibilidade da variação do ponto de funcionamento da bomba visando maiores ou menores vazões. Esta variação do ponto de funcionamento pode ser conseguida de diversas formas, cada uma com características específicas no tocante ao desempenho da bomba que opera o sistema. Esta regulagem objetiva sempre adequar as características (Q, H) do sistema às necessidades de operação, por sua vez impostas pelas necessidades do processo servido pela bomba. Os custos associados às várias formas de regulagem também variam em função da maior ou menor sofisticação do sistema de controle sendo, como normalmente, os de maior custo os mais eficientes tanto com relação ao desgaste da máquina quanto no tocante à energia envolvida.

6.5.2. Regulagem por manobra de válvula

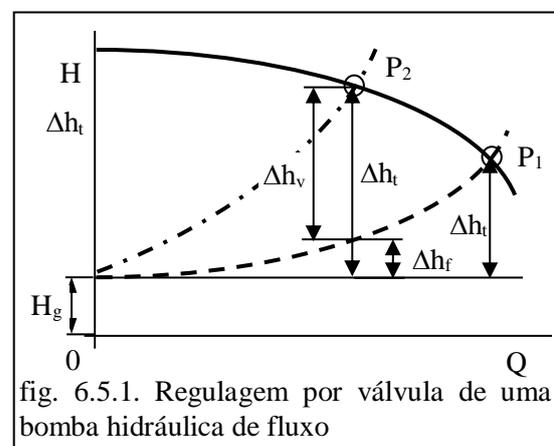
A válvula é o sistema mais comum de controle operacional de bombas hidráulicas de fluxo além de apresentar menor custo, quando da utilização de válvulas simples. A instalação a ser regulada é munida de uma válvula para controle de vazão, o recurso de mais fácil variação de vazão numa instalação. O controle é conseguido com a variação para maior ou menor da área de escoamento através da válvula, o que introduz uma variação de perda de carga localizada no sistema e, com isso, uma variação de vazão. Note-se que a perda de carga ao longo de todo o sistema, excetuada aquela na válvula, permanece constante, isto é, a curva de dissipação para o sistema sem a válvula se mantém.

A variação da perda de carga localizada implica na variação do ponto de funcionamento da bomba, isto é, na variação da vazão e das demais grandezas associadas à operação da bomba e à instalação.

Na condição de dissipação mínima, a perda de carga na válvula também será mínima. Em outras condições de dissipação a parcela de perda de carga correspondente à válvula aumenta, enquanto que a parcela restante de perda, excetuada a válvula, diminui, como indicado na figura 6.5.1..

A fig. 6.5.1. mostra dois pontos de funcionamento, P_1 e P_2 , para uma mesma instalação.

O ponto P_1 corresponde ao de máxima vazão, indicada a perda de carga mínima Δh_t . O ponto de funcionamento P_2 foi alcançado a partir de manobra de fechamento de válvula. A curva de dissipação do sistema, exceto a da válvula, continua a mesma, tracejada. Isto faz com que a perda de carga, exceto a da válvula, diminua para Δh_f . A perda de carga na válvula aumentou para Δh_v , caso contrário o ponto de funcionamento não seria alterado.



A configuração da figura 6.5.1. pode ser expressa matematicamente conforme segue.

$$\Delta h_t = (C + C_v) Q^2 \quad (6.5.1)$$

$$C = \left(f \frac{L}{D_r} + \Sigma k_s \right) \frac{8}{g \pi^2 D_r^4} \quad (6.5.2)$$

C: constante que introduz a perda de carga imposta pelo conduto e pelas peças especiais de secção não variável, tais como curvas, uniões etc;

C_v : coeficiente de perda de carga localizada da válvula, função da sua abertura;

Σk_s : soma de todos os coeficientes de perda de carga localizada das peças especiais com secção não variável.

Na equação (6.5.2) foi considerada apenas a perda de carga no recalque pois na maioria dos casos as perdas na sucção são desprezíveis se comparadas com as perdas no recalque. Em linhas muito curtas as perdas na sucção podem ser significativas.

$$C_v = \frac{8}{g \pi^2 D_r^4} k_v \quad (6.5.3)$$

C_v : variável que introduz a perda de carga na válvula;

k_v : coeficiente de perda de carga localizada da válvula, função da sua abertura.

Por se dever evitar instalar sistemas de controle na sucção das bombas, a contribuição da válvula se relaciona sempre com o diâmetro de recalque.

A potência útil da bomba é dada pela equação (6.3.1).

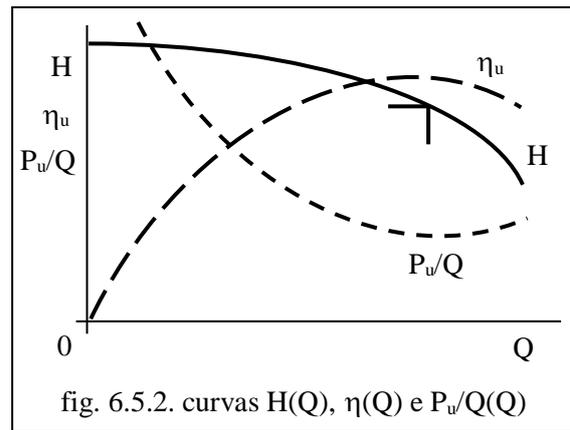
$$(6.2.1) \quad P_u = \gamma Q H \eta^{-1}$$

A potência útil por unidade de vazão é dada por:

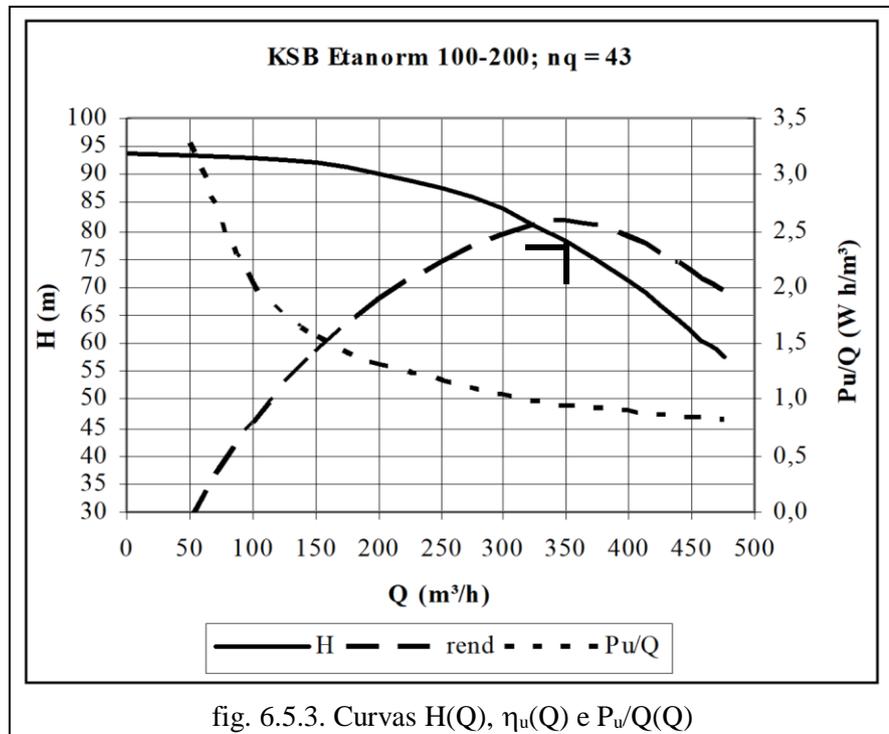
$$\frac{P_u}{Q} = \gamma \frac{H}{\eta} \quad (6.5.4)$$

A análise da expressão (6.5.4.) mostra que a relação entre a potência útil e a vazão depende apenas da relação entre a carga e o rendimento. Partindo da máxima vazão possível, ponto P_1 na figura 6.5.1., verifica-se que com a redução da vazão a carga irá sempre aumentar. Da mesma forma, o rendimento passa por um máximo e decresce até o valor zero para vazão nula, como pode ser visto na figura 6.4.5.. Conclui-se então que a potência por unidade de vazão aumenta com a redução de vazão na bomba.

A figura 6.5.2. mostra de forma qualitativa o comportamento das grandezas discutidas no parágrafo anterior. As curvas de rendimento e de carga em função da vazão já foram apresentadas e discutidas. A relação entre potência útil e vazão depende da forma construtiva do rotor pois as relações entre cargas e vazões diferem como visto no parágrafo 6.3.1.. A curva desta grandeza na figura 6.5.2. é apenas uma representação aproximada, podendo as curvas específicas apresentar ou não um ponto de mínimo.



Tomada a bomba radial KSB Etanorm 100-200, $nq = 43$, como exemplo tem-se na figura 6.5.3. a curva da expressão da equação (6.5.4). A curva de potência de máquinas radiais é crescente com a vazão, enquanto que para as mistas tal curva é decrescente com a vazão, como visto no parágrafo 6.3.1. Em bombas com rotações específicas acima de



cerca de 60 (sessenta), SULZER 1986, o aumento de potência por unidade de vazão será muito acentuado, podendo levar a danos no motor elétrico. Tal conclusão indica ser conveniente o uso de regulação de operação por válvula apenas para bombas hidráulicas de fluxo radial ($10 \leq nq \leq 50$). Se considerado o limite de 60 (sessenta) para a rotação específica deve-se incluir ainda as bombas hidráulicas de fluxo misto fechado na sua fronteira inferior de rotação específica, em que o seu comportamento mais se aproxima das radiais. Mesmo para máquinas radiais de grande porte deve-se considerar esta condição operacional inconveniente e recomenda-se a regulação por manobra de válvula apenas para variações próximas do ponto de máximo rendimento.

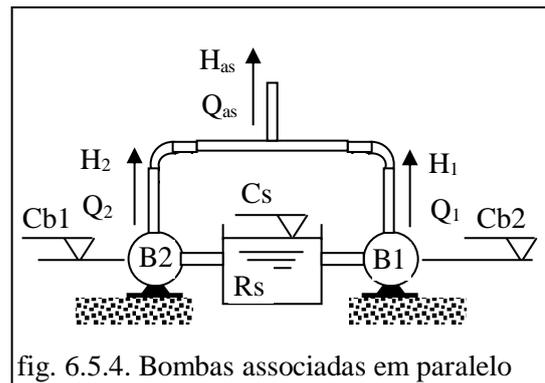
6.5.3. Regulação por associação de bombas

Para instalações com demanda muito variável pode ser conveniente a associação de bombas com o objetivo de suprir o exigido pelo processo. Estas bombas associadas seriam colocadas em operação quando da necessidade de um aumento de vazão e retiradas de operação quando do interesse pela redução desta mesma vazão. Tal recurso permite que as bombas operem próximas de seu ponto de máximo rendimento, dentro da faixa recomendada de operação de cada forma construtiva. Quanto maior o número de bombas associadas menor será o seu porte e maior poderá ser a sua rotação. A associação terá máquinas pequenas e do menor custo unitário possível, o que implica também em menor custo operacional.

Ressalte-se que neste caso não tem sentido falar em associação de rotores no mesmo eixo pois isto implica num mesmo motor elétrico e na impossibilidade da operação controlada das máquinas. Quando da associação de bombas deve-se cuidar para que a interligação entre estas máquinas imponha a menor perda de carga possível à instalação.

6.5.3.1. associação de bombas em paralelo

A figura 6.5.4. mostra de forma esquemática a associação de duas bombas em paralelo. Ambas têm sucção independente e as suas tubulações de recalque se unem compondo uma única instalação de recalque. Desta forma as vazões das bombas se somam enquanto a carga de cada uma à sua saída, ou no nó onde os recalques se interligam, devem ser iguais.



As condições da associação a partir das condições operacionais de cada bomba leva a:

$$\boxed{H_{as} = H_1 = H_2} \quad (6.5.5)$$

$$\boxed{Q_{as} = Q_1 + Q_2} \quad (6.5.6)$$

$$\boxed{P_{uas} = P_{u1} + P_{u2}} \quad (6.5.7)$$

Para associação de n bombas iguais, tem-se:

$$\boxed{H_{as} = H_1 = H_2 = \dots = H_n} \quad \boxed{Q_{as} = \sum_{i=1}^n Q_i} \quad \boxed{P_{uas} = \sum_{i=1}^n P_{ui}} \quad (6.5.8 \text{ a, b, c})$$

Do capítulo 2, a equação (2.8.18), permite obter a rotação específica de rotores iguais associados em paralelo, seja a associação de rotores em uma bomba ou de várias bombas.

$$(2.8.18) \quad n_{qasp} = n_{q1} i^{0,5}$$

onde i : número de rotores associados em paralelo;

n_{qasp} : rotação específica da associação em paralelo;

n_{q1} : rotação específica de um único rotor da associação.

Esta forma de associação é recomendada para instalações em que a carga estática da bomba, representada pelo desnível geométrico H_g , ou pela carga estática H_{est} , é maior que a perda de carga do sistema, também chamada de carga dinâmica H_{din} .

$$H_b = H_g + \Delta h_t \quad (6.5.9)$$

$$H_b = H_g + H_{din} \quad (6.5.10)$$

$$H_{din} = \Delta h_t \quad (6.5.11)$$

Nestas condições verifica-se que a redução de vazão de n para $n-1$ bombas associadas é menor que aquela imposta quando de associações em série. As características de cavitação e de rendimento também revelam-se mais convenientes em associações em paralelo para situações em que $H_g \geq H_{din}$.

A figura 6.5.5. mostra a obtenção da curva da associação de duas bombas ou rotores em paralelo. Para mesmas cargas somam-se as vazões. Note-se que, sendo a curva de dissipação uma parábola crescente com a vazão, esta jamais será multiplicada numa associação em paralelo.

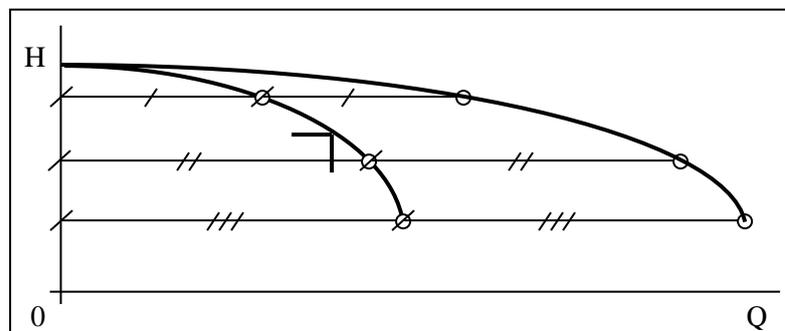


fig. 6.5.5. obtenção da curva da associação de dois rotores em paralelo

A figura 6.5.6. mostra a curva $H(Q)$ para o maior diâmetro de rotor da bomba KSB Etanorm 100-200 e as curvas das associações em paralelo de duas e três bombas iguais. A bomba opera duas instalações diferentes. Na primeira instalação predomina a carga estática, com um desnível geométrico $H_g = 55,0$ m, superior à carga dinâmica e curva de dissipação dada pela expressão $\Delta h_t = 250,0 Q^2$, com Q em m^3/s levando a Δh_t em m. A segunda apresenta uma carga predominantemente dinâmica, com um desnível geométrico $H_g = 35,0$ m, inferior à carga dinâmica e curva de dissipação representada pela expressão $\Delta h_t = 1420,0 Q^2$, com Q em m^3/s levando a Δh_t em m.

O ponto de funcionamento para uma única bomba é o mesmo para as duas instalações.

Na figura 6.5.6. estão indicados os seis pontos de funcionamento possíveis para uma, duas e três bombas em operação. A curva de dissipação do sistema independe da forma de transferência de energia ao fluido e, assim, do número de bombas em operação e não se altera.

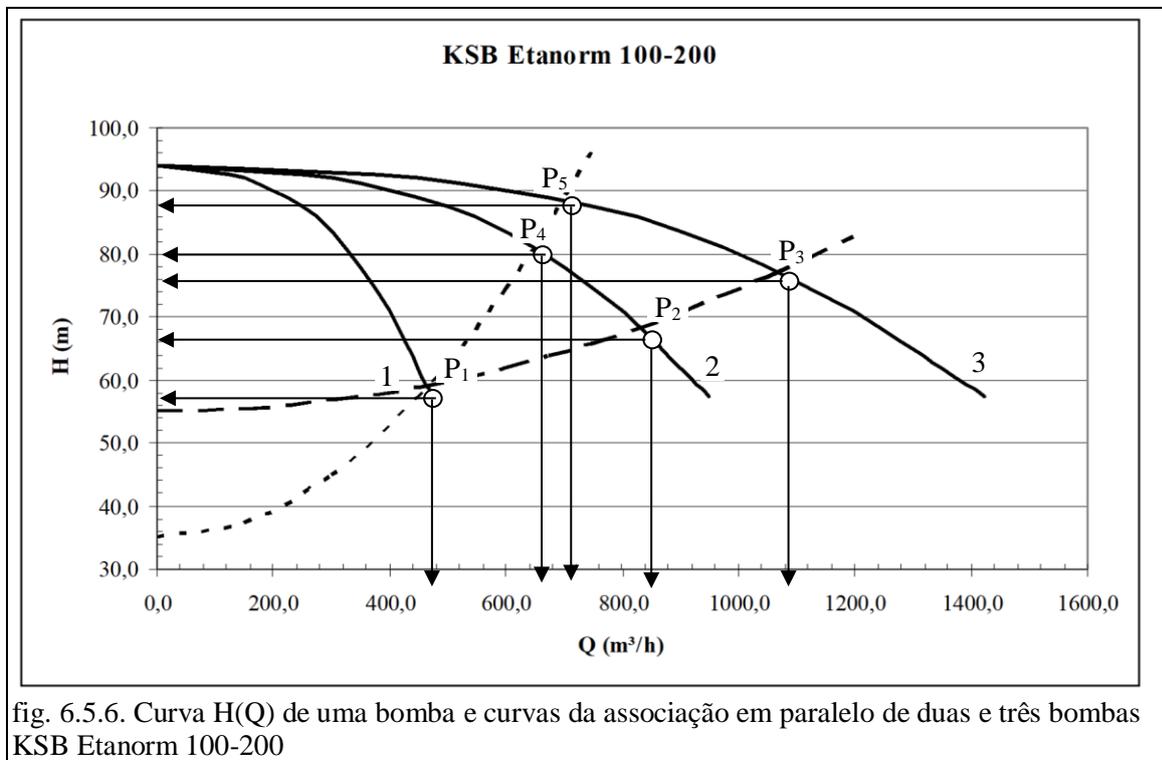


fig. 6.5.6. Curva $H(Q)$ de uma bomba e curvas da associação em paralelo de duas e três bombas KSB Etanorm 100-200

A curva da associação é obtida graficamente pela aplicação do expresso nas equações (6.5.5) a (6.5.7). Para mesmas cargas somam-se as vazões. Os pontos de funcionamento para associações, porém, jamais corresponderão ao produto da vazão para um rotor ou bomba multiplicado pelo número de rotores ou bombas. Como a definição do ponto de funcionamento é dada pela instalação e sendo a curva de dissipação do sistema crescente com a vazão, a vazão da associação será tão menor quanto maior a dissipação do sistema, conforme pode ser visto na figura 6.5.6.

Da figura 6.5.6. pode-se constatar que para $H_g > H_{din}$, pontos de funcionamento P_1 , P_2 e P_3 :

- o incremento de vazão se reduz com o aumento do número de bombas associadas.
- o incremento de carga não apresenta o mesmo comportamento, pouco variando com o aumento do número de máquinas associadas.

Da mesma figura 6.5.6. constata-se que para $H_g < H_{din}$, pontos de funcionamento P_1 , P_4 e P_5 :

- o incremento de vazão se reduz de forma acentuada com o aumento do número de bombas associadas.
- o incremento de carga cresce de forma intensa de uma para duas bombas e muito pouco de duas para três bombas associadas.

6.5.3.2. associação de bombas em série

A figura 6.5.7. mostra de forma esquemática a associação de duas bombas em série. A bomba B1 suciona do reservatório e recalca para a bomba B2. Esta, por sua vez, transfere mais energia à mesma vazão de fluido que adentra a seguir o conduto de recalque. Desta forma as vazões das bombas são iguais, o fluido que escoar por uma escoar por todas as bombas, enquanto a carga de cada bomba se soma à carga das

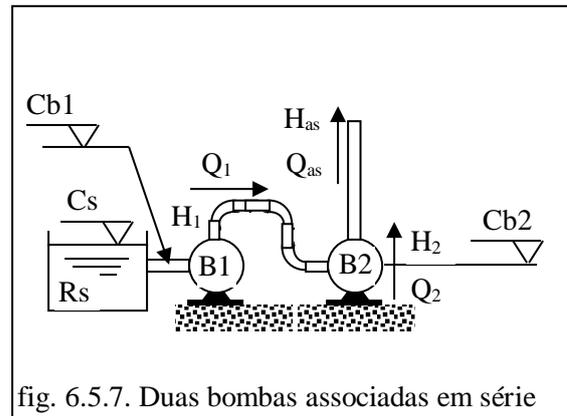


fig. 6.5.7. Duas bombas associadas em série

bombas anteriores a ela. À saída da última bomba associada temos a mesma vazão de entrada na primeira bomba e uma carga igual à soma das cargas de todas as bombas da associação.

As condições da associação a partir das condições operacionais de cada bomba leva a:

$$H_{as} = H_1 + H_2 \quad (6.5.12)$$

$$Q_{as} = Q_1 = Q_2 \quad (6.5.13)$$

$$P_{uas} = P_{u1} + P_{u2} \quad (6.5.14)$$

Para associação de n bombas iguais tem-se:

$$\boxed{Q_{as} = Q_1 = Q_2 = \dots = Q_n} \quad \boxed{H_{as} = \sum_{i=1}^n H_i} \quad \boxed{P_{uas} = \sum_{i=1}^n P_{ui}} \quad (6.5.15 \text{ a, b, c})$$

Associações de bombas iguais em série, operando nas mesmas condições, têm a sua rotação específica determinada a partir da rotação específica de um rotor pela expressão (2.8.11), obtida no capítulo 2.

(2.8.11)

$$\boxed{n_{qass} = n_{q1} j^{-0,75}}$$

onde j : número de rotores associados em série;

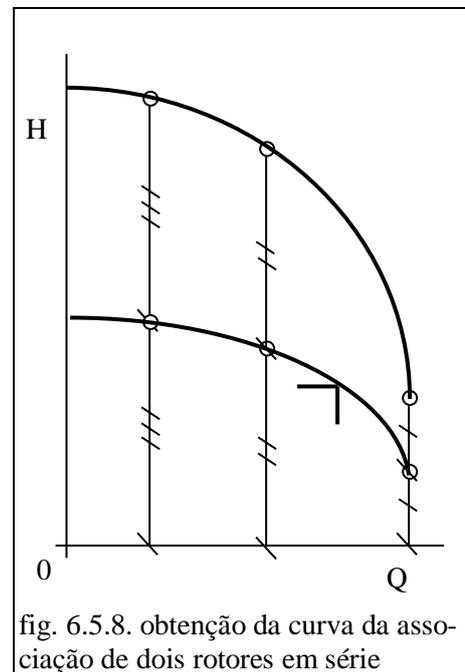
n_{qass} : rotação específica da associação em série;

n_{q1} : rotação específica de um único rotor da associação.

Esta forma de associação é recomendada para instalações em que a carga estática da bomba, representada pelo desnível geométrico H_g , ou pela própria carga estática H_{est} , é menor que a perda de carga do sistema, também chamada de carga dinâmica H_{din} , conforme equações (6.5.9) a (6.5.11).

Nestas condições verifica-se que a redução de vazão de n para $n-1$ bombas associadas é menor que aquela imposta quando de associações em paralelo. As características de cavitação e rendimento também revelam-se mais convenientes em associações em série para situações quando $H_g \leq H_{din}$.

A figura 6.5.8. mostra a obtenção da curva da associação de duas bombas ou rotores em série. Para mesmas vazões somam-se as cargas. Note-se que, sendo a curva de dissipação uma parábola crescente com a vazão, a carga somente será duplicada no caso de vazão nula no sistema. Nos demais casos a carga para a associação será definida pelas condições de dissipação do próprio sistema.



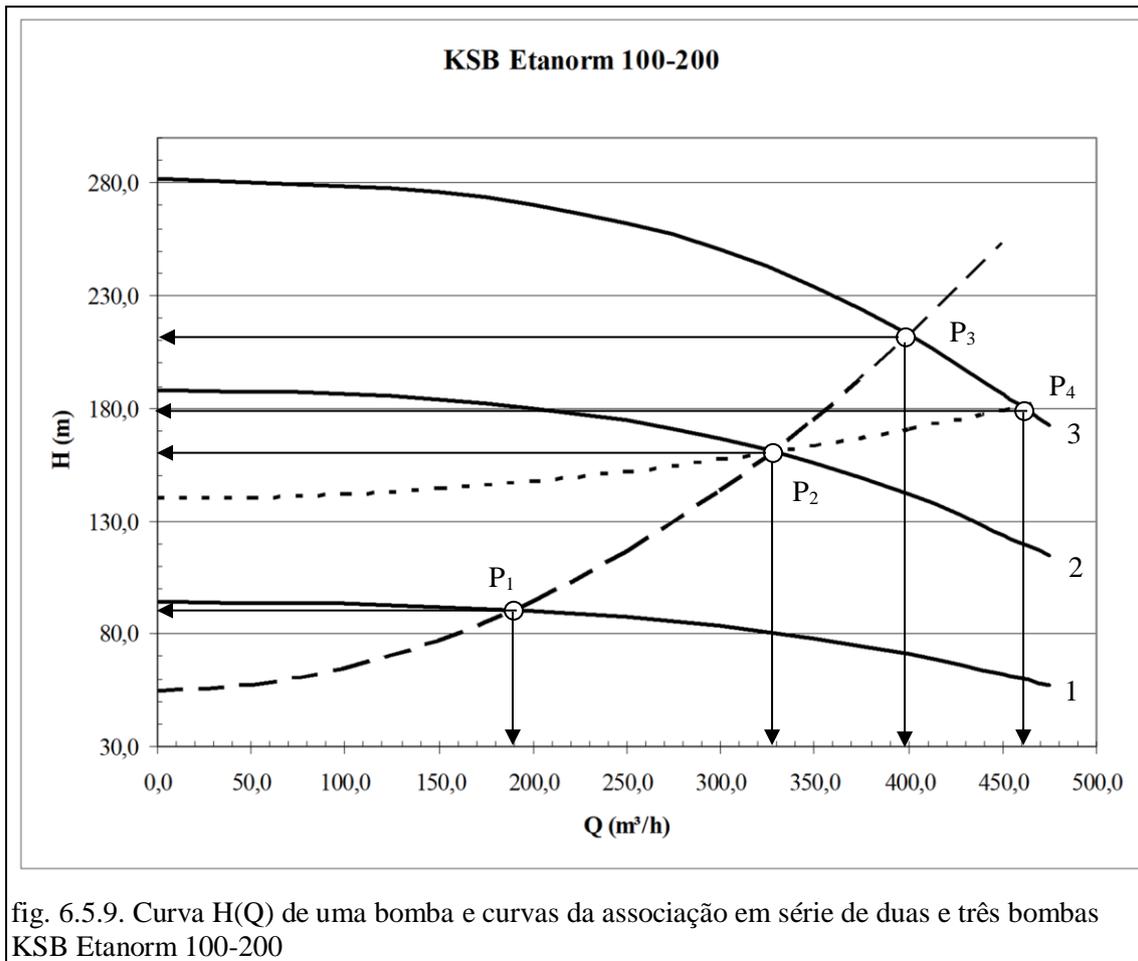
A figura 6.5.9. mostra a curva $H(Q)$ para o maior diâmetro de rotor da bomba KSB Etanorm 100-200 e as curvas das associações em série de duas e três bombas iguais. A bomba opera duas instalações diferentes. A primeira apresenta um desnível geométrico $H_g = 55,0$ m, inferior à carga dinâmica, e curva de dissipação representada pela expressão $\Delta h_t = 12700,0 Q^2$, com Q em m^3/s levando a Δh_t em m. A segunda apresenta um desnível geométrico $H_g = 140,0$ m, superior à carga dinâmica e curva de dissipação representada pela expressão $\Delta h_t = 2500,0 Q^2$, com Q em m^3/s levando a Δh_t em m. O ponto de funcionamento para duas bombas associadas em série é o mesmo para as duas instalações.

Na figura 6.5.9. estão indicados os cinco pontos de funcionamento possíveis para uma, duas e três bombas em operação. Dela constata-se que para $H_g < H_{din}$, pontos de funcionamento P_1 , P_2 e P_3 :

- o incremento de vazão se reduz com o aumento do número de bombas associadas;
- a relação entre os valores numéricos de vazão apresenta mesma ordem de grandeza;
- o incremento de carga se comporta de forma semelhante ao incremento de vazão.

Da mesma figura 6.5.9. constata-se que para $H_g > H_{din}$, pontos de funcionamento P_1 , P_2 e P_4 :

- o incremento de vazão se reduz de forma acentuada com o aumento do número de bombas associadas;
- o incremento de carga cresce de forma significativa de duas para três bombas associadas.



Deve-se ainda considerar que na associação em série de bombas a carga (pressão) interna às máquinas cresce com o avançar do escoamento de bomba a bomba. Enquanto a primeira bomba na seqüência é submetida às cargas (pressões) internas de projeto, as demais são submetidas a cargas superiores às de projeto. Tais cargas podem levar principalmente a problemas de vedação nas máquinas, sendo maiores as possibilidades de eventuais danos estruturais na carcaça.

6.5.4. Regulagem por by-pass

A operação de uma bomba deve acontecer dentro de uma faixa específica, entre uma vazão máxima e uma vazão mínima. A operação fora desta faixa pode levar a máquina a ser submetida a esforços e vibrações inconvenientes. Além destes problemas, rotores de bombas hidráulicas de fluxo misto e de fluxo axial apresentam curvas de potências decrescentes com a vazão. Assim, a redução de vazão, imposta por variação de dissipação no conduto levará à demanda de maior potência.

Uma das formas de contornar estes problemas, procurando operar a bomba sempre próximo da melhor condição operacional é a instalação de um by-pass no recalque da bomba. A válvula de controle de fluxo do by-pass, munido de uma, tem como função retornar ao reservatório de sucção parte do fluido já recalcado pela bomba, conforme figura 6.5.10.

O ponto de funcionamento da bomba variará em função da variação de perda de carga nos condutos principais de sucção e de recalque e no conduto secundário do by-pass.

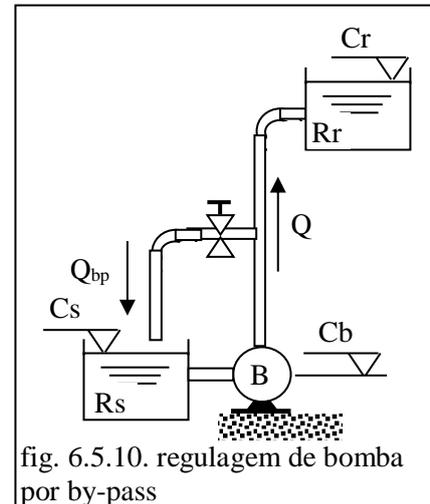


fig. 6.5.10. regulagem de bomba por by-pass

Na figura 6.5.11. temos a definição do ponto de funcionamento de uma bomba regulada por by-pass.

A bomba opera a vazão Q_1 com vazão nula no by-pass. Deseja-se a vazão Q_2 na instalação, menor do que Q_1 . Como não pode ser alterada a curva de dissipação do conduto, nem a curva característica de carga da bomba, o novo ponto de operação deverá ser o ponto P indicado na figura. Para tanto a bomba deverá operar a vazão Q_3 , superior a Q_1 . A vazão no by-pass será $(Q_3 - Q_2)$. Como a bomba não pode operar vazões superiores à máxima definida por sua curva $H(Q)$, haverá sempre uma vazão máxima no by-pass e, assim, uma mínima para a instalação quando regulada com este recurso.

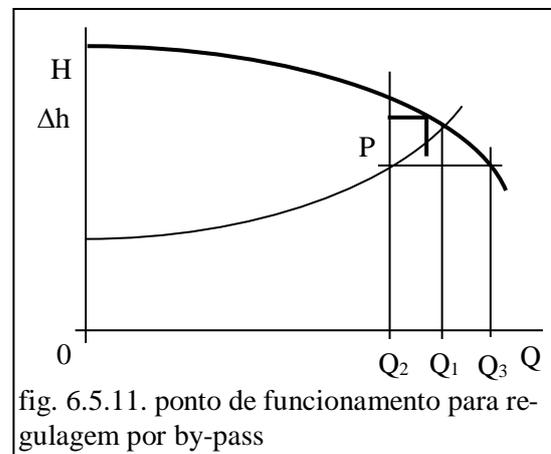


fig. 6.5.11. ponto de funcionamento para regulagem por by-pass

Note-se que o by-pass impõe um aumento de vazão na bomba para viabilizar uma redução de vazão para o reservatório de recalque.

O recurso de regulagem de operação de bombas por by-pass apresenta o pior rendimento dentre todas as formas de regulagem. Além do rendimento natural da bomba tem-se ainda o rendimento volumétrico associado ao by-pass, pois o fluido recalcado e retornado ao reservatório de sucção implica em perdas para a bomba. Para uma vazão no by-pass igual a X% da vazão recalcada tem-se X% de perdas volumétricas a serem acrescidas nas demais perdas de operação do sistema.

6.5.5. Regulagem por variação de rotação

A regulagem de operação de bombas por variação de rotação é a forma mais conveniente para sistemas em que haja predominância de perdas por atrito sobre o desnível geométrico ou a carga dinâmica. Tais casos ocorrem de forma predominante em linhas longas.

A regulação por variação de rotação, assim como a associação de bombas, não influencia a curva de dissipação do sistema porém altera as curvas características da bomba, de carga $H(Q)$, carga absoluta requerida $NPSH_{3\%}(Q)$ e potência útil $P_u(Q)$ em função da vazão. A curva de rendimento em função da vazão é apenas deslocada pois a aplicação das leis de semelhança pressupõe pontos análogos de operação, isto é, mesmo rendimento.

A nova curva da bomba é obtida a partir da aplicação das leis de semelhança encontradas no parágrafo 2.13. do capítulo 2, considerado o fato de que a geometria da bomba não se altera, isto é, o diâmetro do rotor se mantém. Com esta restrição as novas curvas de carga e potência em função da vazão para uma bomba submetida a variação de rotação é determinada pela simplificação das equações (2.13.29) e (2.13.30).

$$\frac{H_m}{H_p} = \frac{n_m^2}{n_p^2} \quad (6.5.16)$$

$$\frac{Q_m}{Q_p} = \frac{n_m}{n_p} \quad (6.5.17)$$

Aplicada a equação da potência fluida, admitido o mesmo rendimento em pontos análogos de cada uma das rotações, obtém-se:

$$\frac{P_m}{P_p} = \frac{n_m^3}{n_p^3} \quad (6.5.18)$$

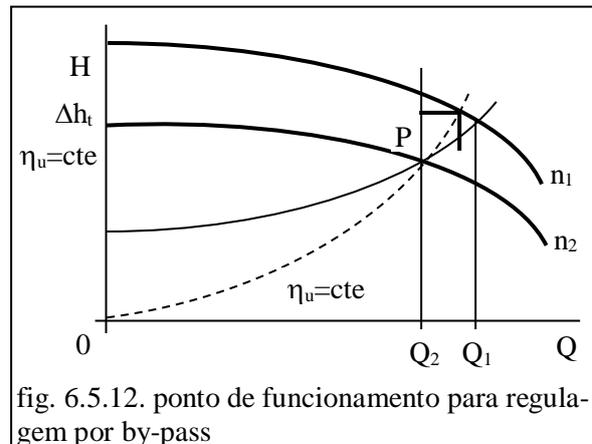
A carga absoluta disponível pode ser escrita proporcional ao quadrado da relação de rotações:

$$\frac{NPSH_{3\%m}}{NPSH_{3\%p}} = \frac{n_m^2}{n_p^2} \quad (6.5.19)$$

Com a alteração das curvas de carga $H(Q)$ e potência $P_u(Q)$ e a manutenção da curva de dissipação do sistema, a regulagem por variação de rotação oferece a possibilidade de se operar a bomba em pontos de funcionamento de um determinado sistema sempre numa estreita faixa ao redor do ponto ótimo. Por outro lado, a regulação por variação de rotação é a forma mais onerosa de regular a operação de uma bomba, quando se deseja uma variação contínua dentro da sua faixa de vazão. Tal elevação de

custo se prende às formas de viabilizar a variação de rotação, seja por meios mecânicos como variadores de rotação ou polias de disco móvel, seja por variadores eletrônicos de frequência.

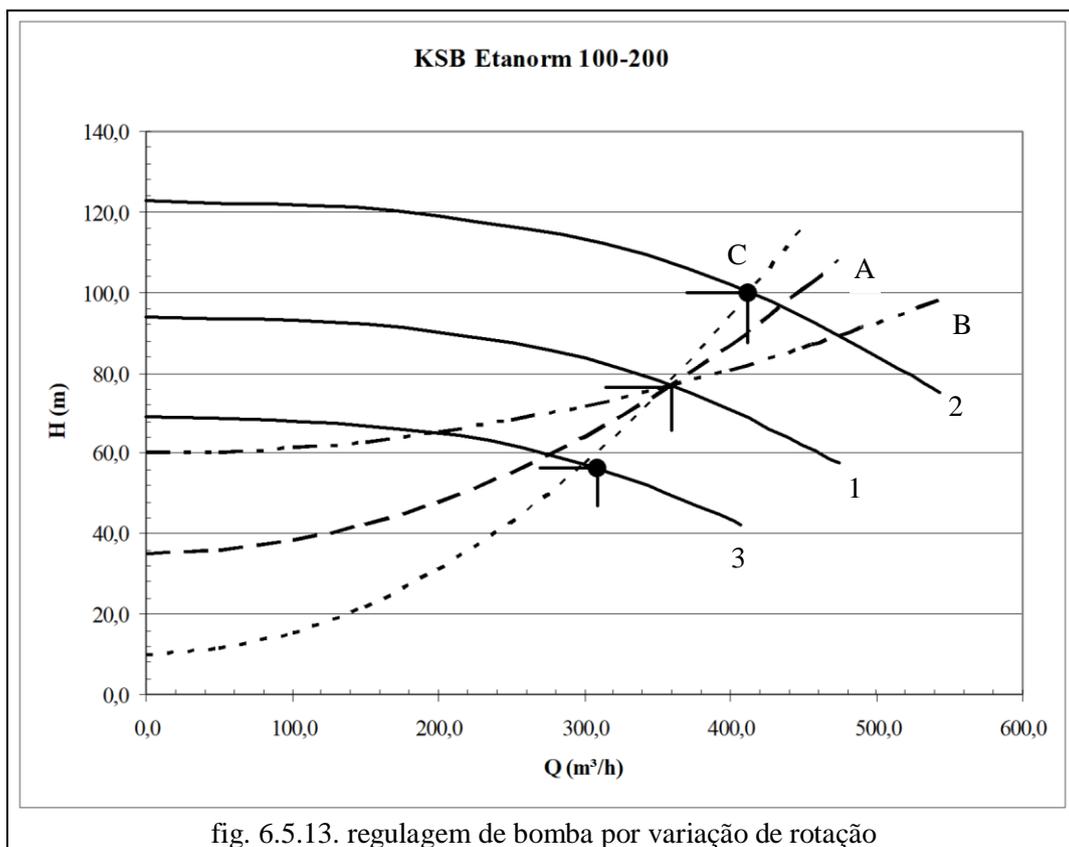
A figura 6.5.12 mostra as conhecidas curvas de carga para uma rotação n_1 e de dissipação do sistema e a curva de iso-rendimento para o rendimento máximo da bomba, além da curva de carga para uma rotação n_2 , inferior à rotação n_1 . Deseja-se reduzir a vazão de Q_1 para Q_2 . Como a dissipação não se altera, o ponto de funcionamento P deve ser definido pela intersecção da curva de dissipação com a linha de chamada da vazão desejada.



Por este ponto deve passar a curva de carga $H(Q)$ para a nova rotação n_2 .

Sendo a curva de iso-rendimento uma parábola passando por zero, observa-se que no exemplo qualitativo da figura 6.5.12. tem-se um aumento do rendimento da bomba. Isto pode ou não acontecer em função do problema específico em análise.

A curva $H(Q)$ central da figura 6.5.13., identificada por 1, corresponde à curva do maior diâmetro externo da bomba KSB Etanorm 100-200 operando a 3500 rpm.



Aplicadas as equações de semelhança e imposta a condição de igualdade de rendimentos para as três condições diferentes de rotação, as curvas correspondentes às rotações de 3000 rpm, número 3 e 4000 rpm, número 2, são encontradas na figura 6.5.13.. As curvas de dissipação do sistema cruzam o ponto de máximo rendimento da curva característica $H(Q)$ e permitem identificar a variação no ponto de funcionamento imposta por curvas de dissipação com maior ou menor predominância da carga estática sobre a carga dinâmica. Importante é observar a flutuação do ponto de funcionamento em torno do ponto de máximo rendimento.

Como a curva de iso-rendimento é uma parábola do segundo grau que passa pela origem, conclui-se que quanto menor o valor do desnível geométrico ou da carga estática com relação à carga dinâmica, menor será o desvio do ponto de funcionamento da máquina com rotação alterada com relação ao ponto ótimo original. Para valores nulos de carga estática ou desnível geométrico, a máquina irá operar sempre no ponto de máximo rendimento, qualquer que seja a variação de rotação e respeitada a ressalva anterior relativa ao número de Reynolds.

Elevadas variações de rotação implicam em elevadas variações da velocidade de escoamento no rotor e variações significativas do número de Reynolds. Assim, quanto maior a variação de rotação, para maior ou para menor com relação à rotação das curvas disponíveis, tanto maior deve ser a divergência entre os valores calculados e os valores efetivos do rendimento às novas rotações. Dependendo da precisão desejada para os rendimentos à nova rotação, a admissão de rendimento constante não deve mais ser praticada e a nova curva de rendimento da máquina deve ser determinada experimentalmente.

6.5.6. Comparação entre regulação por válvula, by-pass e variação de rotação

Durante a exposição das três formas de regulação em foco foram apresentadas vantagens e desvantagens de cada uma delas. Este tópico irá apresentar uma análise comparada entre elas. O desempenho de cada forma de regulação depende da relação entre a carga estática e a carga dinâmica, sem alterar o exposto quando da análise individual.

A figura 6.5.14. mostra uma comparação qualitativa entre as três formas de regulação, tomados valores quaisquer para as grandezas carga, vazão e rendimento. As curvas inferiores expõem o rendimento relativo da bomba em toda a faixa de operação (linha grossa) e os rendimentos relativos do sistema como um todo e limitados ao valor máximo. As curvas nela encontradas não podem ser tomadas como referência quantitativa. A vazão da bomba

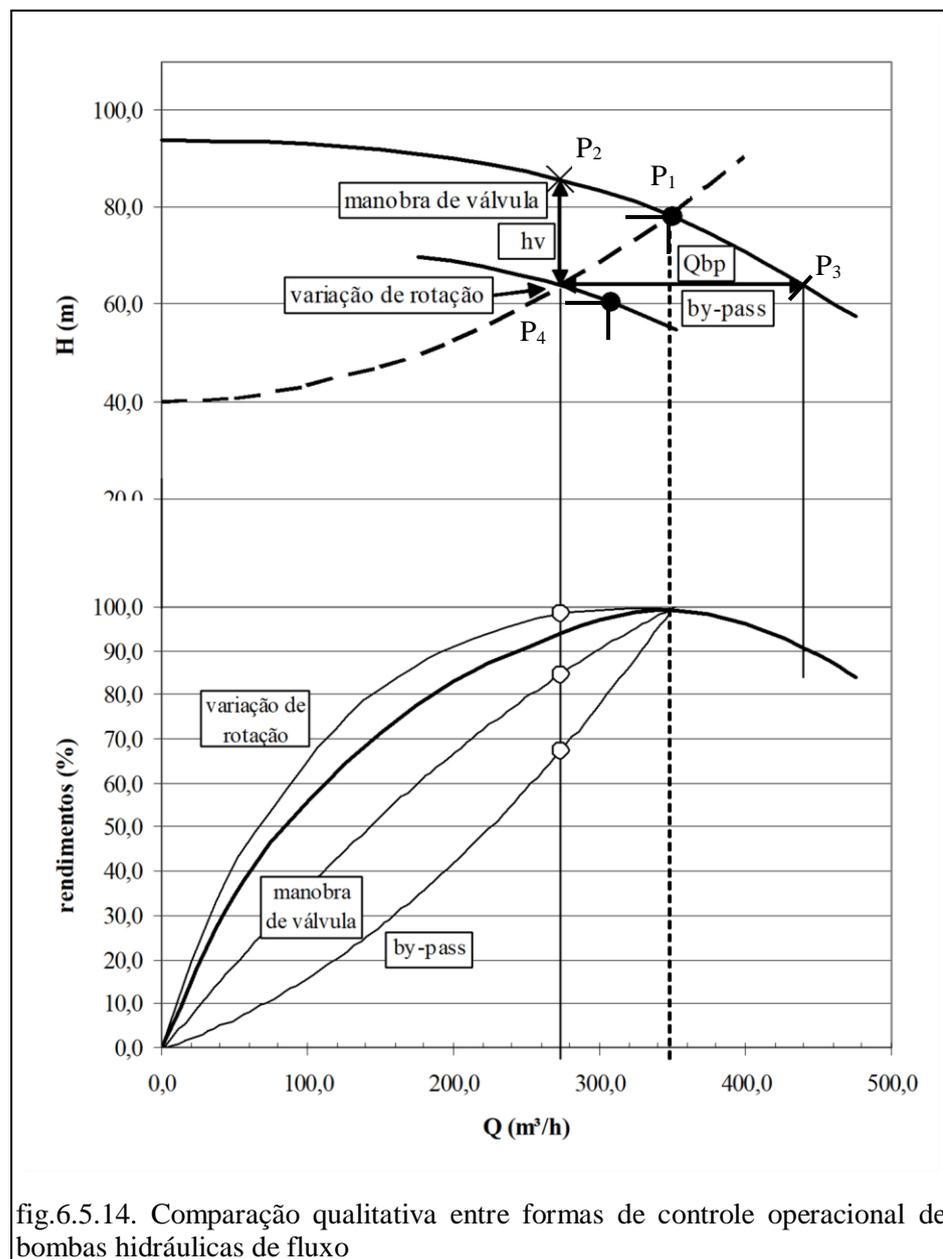


fig.6.5.14. Comparação qualitativa entre formas de controle operacional de bombas hidráulicas de fluxo

deve ser reduzida da vazão ótima, ponto P₁, Q_{ot}= 350,0 m³/h para um valor menor Q= 275,0 m³/h. Para a condição inicial de operação o rendimento da bomba é máximo, o que leva a um rendimento relativo igual a 100%.

A manobra de válvula impõe uma perda de carga adicional ao sistema para reduzir a sua vazão. O rendimento da bomba se reduz e, com isso, o rendimento de todo o sistema, devido à perda de carga

imposta. Tal pode ser observado na figura 6.5.14., onde o ponto de funcionamento da bomba está indicado por P_2 e o rendimento relativo do sistema sendo inferior ao rendimento relativo da bomba.

A regulagem por by-pass impõe à bomba um aumento da vazão com relação à vazão desejada. O novo ponto de funcionamento da bomba deve estar sobre a sua curva $H(Q)$ e a vazão através do sistema principal sem o by-pass deve estar sobre a curva de dissipação do sistema, imutável quando do uso de by-pass. Desta forma, o único ponto possível de operação da bomba é o indicado por P_3 , com o rendimento relativo da bomba sendo reduzido e, com o retorno de parte da vazão recalçada para o reservatório de sucção, o rendimento do sistema cai ainda mais. Por elevar a vazão na bomba, a regulagem por by-pass pode impor condições de operação sob cavitação à bomba. Se tomada a figura 6.5.14. como referência, a menor vazão a ser recalçada com o uso do by-pass seria de cerca de $220,0 \text{ m}^3/\text{h}$. Neste caso, a vazão na bomba seria igual à máxima possível, cerca de $480 \text{ m}^3/\text{h}$ e a vazão no by-pass igual a $260 \text{ m}^3/\text{h}$. Vazões inferiores a $220,0 \text{ m}^3/\text{h}$ exigem da bomba uma vazão que conduz à ocorrência de cavitação no rotor.

A regulagem por variação de rotação não altera a curva de dissipação do sistema e sim as curvas da bomba. Desta forma, o novo ponto de funcionamento será identificado pela intersecção da vazão desejada com a curva de dissipação do sistema, indicado por P_4 . Por ele deve passar também a curva de $H(Q)$ da nova rotação. A curva de rendimento relativo do sistema é função tanto da relação entre carga estática e carga dinâmica, como visto no parágrafo anterior, quanto da efetiva variação de rotação. Para pequenas variações de rotação, até cerca de 10%, o rendimento não se altera. Para maiores variações de rotação deve-se determinar o novo rendimento. De toda forma, com o rendimento se mantendo praticamente constante e a potência se reduzindo devido à redução de vazão e de carga, o rendimento relativo do sistema aumenta, como visto na figura 6.5.14.

6.5.7. Regulagem por manobra de pás do rotor

Bombas de elevada rotação específica, mistas abertas e axiais, se de porte elevado, podem ter suas pás movimentadas durante a operação, de forma semelhante às turbinas Kaplan. Com isto a sua regulação de operação pode ser feita por meio do posicionamento destas pás em função da vazão de operação desejada. Como em turbinas Kaplan, tal sistema oferece a vantagem de se operar sempre próximo do máximo rendimento da curva correspondente à situação operacional desejada.

Deve-se observar que na figura 6.5.15. cada curva de carga e de rendimento corresponde a um ângulo de pá, de tal forma que é possível trabalhar para várias cargas diferentes em condições de elevado rendimento. Como exemplo, para o menor ângulo de posição de pá encontrado na figura, -9° , a vazão do sistema é igual a cerca de $900,0 \text{ m}^3/\text{s}$ e a carga igual a cerca de $11,0 \text{ m}$. Para o maior ângulo, 9° , a vazão passa para cerca de $2300,0 \text{ m}^3/\text{s}$ e a carga para $17,0 \text{ m}$. Nos dois casos os rendimentos estão ao redor de 80% , enquanto o máximo rendimento, para a posição normal de 0° , atinge cerca de 88% .

Verifica-se ainda que para vazão baixas as curvas de carga apresentam as características de instabilidade já discutidas anteriormente. Para -12° a vazão limite mínima é igual a $500,0 \text{ m}^3/\text{s}$ e para $+12^\circ$ igual a $1400 \text{ m}^3/\text{s}$.

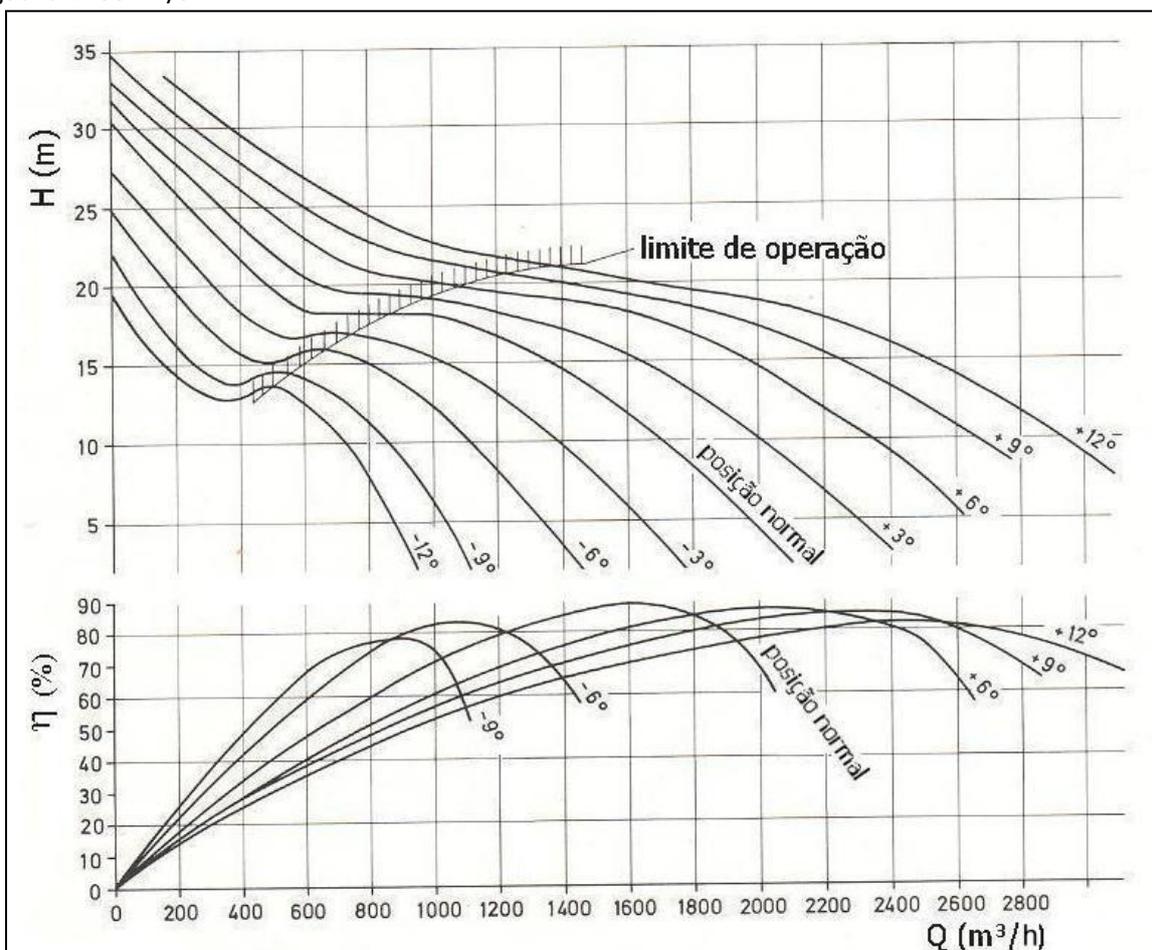


fig. 6.5.15. curvas de carga e rendimento em função da vazão para máquinas com posição variável das pás.

6.5.8. Adequação das curvas da bomba à operação

Em situações nas quais não é possível a regulagem por rotação e não são convenientes as demais formas de regulagem de operação pode-se lançar mão de duas formas de intervenção na geometria do rotor. Estes procedimentos não correspondem a uma operação de regulagem porque as intervenções alteram definitivamente as características do rotor, mudando as suas condições de projeto.

6.5.8.1. por usinagem do diâmetro externo

A redução do diâmetro externo do rotor por usinagem rompe a condição de semelhança geométrica do rotor. A aplicação da teoria da semelhança para a determinação das novas condições operacionais do rotor fica prejudicada pois apenas uma dimensão é alterada, o diâmetro externo, enquanto as demais mantêm as relações originais. Quando da redução do diâmetro do rotor alteram-se a largura de saída, o ângulo de saída e o comprimento das pás. As alterações no projeto original são suficientemente profundas para impedir o cálculo correto dos novos valores para as curvas características. Por ser a alternativa mais simples, a outra seria ensaiar o novo rotor, lança-se mão do cálculo por semelhança, mesmo não sendo ela respeitada plenamente.

O cálculo aproximado destas novas condições operacionais é feito aplicando-se as equações (6.5.19) e (6.5.20), mantida a rotação constante.

$$\frac{H_m}{H_p} = \left(\frac{D_m}{D_p} \right)^n \quad (6.5.19)$$

$$\frac{Q_m}{Q_p} = \left(\frac{D_m}{D_p} \right)^n \quad (6.5.20)$$

O índice n varia, segundo SULZER, 1986, entre os valores 2 e 3. Para correções iguais ou acima de 6% no diâmetro, o índice será $n = 2$. Para correções iguais ou abaixo de 1% no diâmetro, $n = 3$.

Deve-se ressaltar que a aplicação da teoria de semelhança leva às equações indicadas a seguir.

$$(2.13.29) \quad \frac{H_m}{H_p} = \left(\frac{n_m}{n_p} \right)^2 \left(\frac{D_m}{D_p} \right)^2$$

$$(2.13.30) \quad \frac{Q_m}{Q_p} = \frac{n_m}{n_p} \left(\frac{D_m}{D_p} \right)^3$$

O rendimento do rotor se reduz com a usinagem do diâmetro. A carga absoluta requerida aumenta com a redução de diâmetro, particularmente em sobrecarga, podendo-se, para reduções de diâmetro de até 5% admitir desprezível a variação do $NPSH_{3\%}$.

6.5.8.2. Afilamento da saída das pás

O afilamento da saída das pás corresponde à redução de sua espessura com conseqüente aumento do ângulo de saída assim como da largura de saída do canal, conforme a figura 6.5.16.. Tal operação permite aumentar em cerca de 5% a carga na região do ponto ótimo e também obter um pequeno aumento do rendimento..

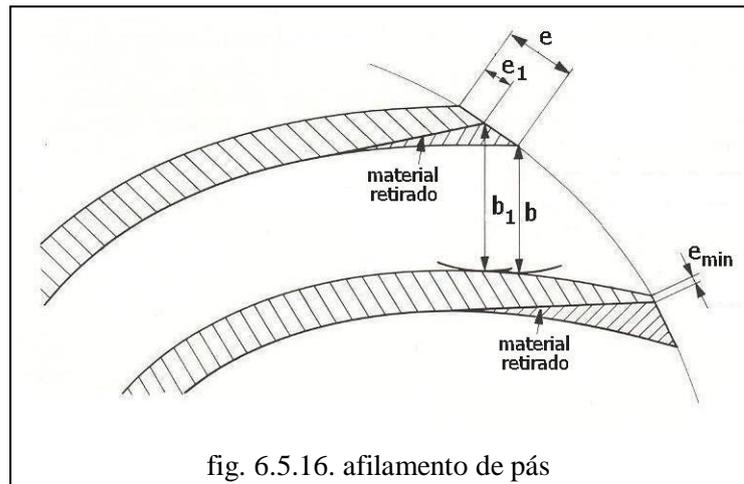


fig. 6.5.16. afilamento de pás

A figura 6.5.17. mostra as curvas de

carga e rendimento em função da vazão para os casos com e sem afilamento das pás à saída.

A redução da espessura das pás à saída, para um mínimo recomendado de $e_{\min} = 2,0 \text{ mm}$, deve ser praticada após a certificação de que tal procedimento não irá comprometer a resistência mecânica das pás. Em associações em série deve-se com mais razão fazer tal verificação devido ao aumento de pressão ao longo da associação

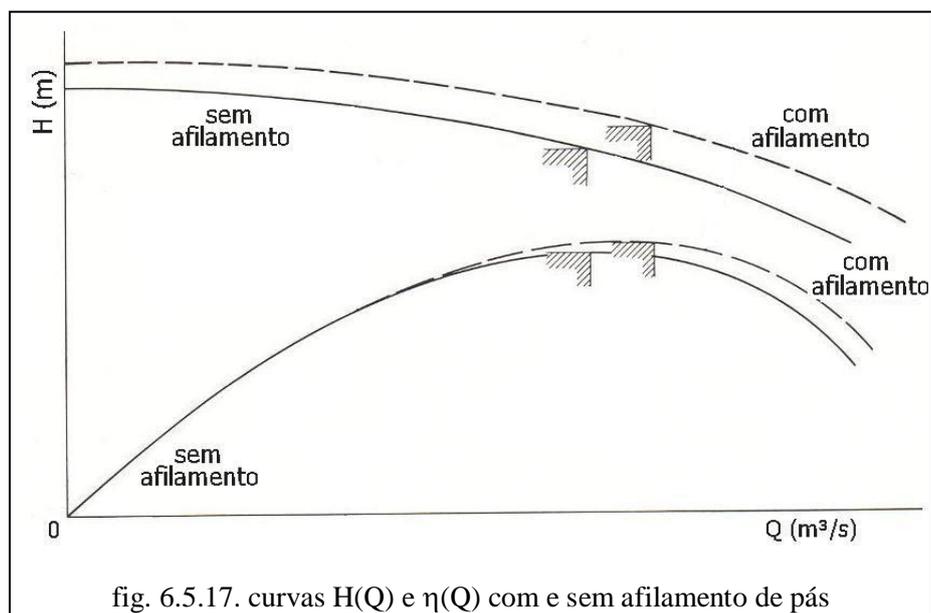


fig. 6.5.17. curvas $H(Q)$ e $\eta(Q)$ com e sem afilamento de pás

6.5.9. Condições li-

mite de operação

Quando da operação fora do ponto de máximo rendimento pode-se impor à bomba condições anormais de operação e que levam, em alguns casos, a danos sérios ou até definitivos.

Em sobrecarga a bomba está submetida ao risco de cavitação, tanto mais acentuado quanto maior a vazão a que se submete a bomba. Em carga parcial o risco de cavitação diminui, mas a máquina é

submetida a vibrações e pulsos de pressão conseqüentes à recirculação e ao descolamento do escoamento devido às vazões baixas. Quanto menor a vazão pior a condição operacional da bomba.

Torna-se assim importante determinar uma vazão mínima, limite de operação da bomba, a partir da qual, reduzida a vazão a operação da bomba não deve acontecer.

Máquinas de pequeno e médio porte têm a sua vazão mínima de operação determinada a partir da elevação de temperatura imposta pela redução do rendimento operacional. Máquinas de maior porte devem, além das considerações de elevação de temperatura, ter ainda considerado o seu comportamento hidráulico sob carga parcial.

6.5.9.1. Elevação de temperatura

Bombas hidráulicas de fluxo transferem apenas parte da energia recebida de fonte externa para o escoamento. A energia remanescente é transformada em calor e eleva a temperatura do fluido em escoamento. Esta elevação de temperatura será tanto maior quanto mais longe do ponto ótimo operar a bomba. Como a operação em sobrecarga tem a vazão máxima limitada pela ocorrência de cavitação, a maior elevação de temperatura ocorrerá quando da operação em carga parcial, quando pode-se, em princípio, chegar muito próximo da vazão nula.

A redução de vazão e a de rendimento impõem um aumento exponencial de temperatura, seguindo a figura 6.5.18. Nela estão indicados de forma qualitativa, além da variação de temperatura também a variação de rendimento e das cargas absolutas líquidas requerida $NPSH_{3\%}$ e disponível $NPSH_d$.

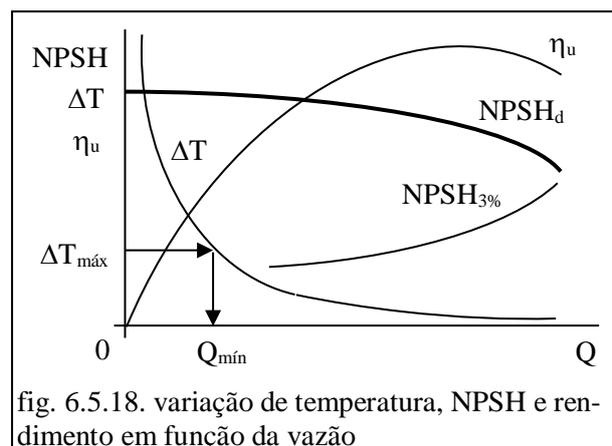


fig. 6.5.18. variação de temperatura, NPSH e rendimento em função da vazão

SULZER, 1986, propõe uma diferença máxima de temperatura do líquido entre entrada e saída da bomba igual a $\Delta T_{\max} = 20^\circ \text{C}$. Segundo a referência, acima deste limite superior a bomba estará operando em condições de escoamento inadequado com conseqüências danosas para si.

Conforme a mesma referência, a elevação de temperatura no fluido em escoamento por uma bomba pode ser calculado pela expressão empírica (6.5.21). Nesta expressão estão consideradas as elevações de temperatura devidas ao escoamento do fluido incompressível no interior da bomba, assim como efeitos associados ao escoamento do fluido em folgas entre superfícies estacionárias e em movimento.

$$\Delta T_B = \frac{9,81 \times 10^{-3}}{c} H \left(\frac{2}{\eta} - 1 \right) \quad (6.5.21)$$

Onde:

ΔT_B : variação de temperatura do fluido no interior da bomba ($^{\circ}\text{C}$ ou K);

c : calor específico do fluido [$\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$];

H : altura total de elevação no ponto de funcionamento em análise;

η : rendimento da bomba no ponto de funcionamento em análise.

O valor do calor específico de alguns fluidos está indicado na tabela 6.5.1..

Fluido	Calor específico (KJ/ kg K)	Fluido	Calor específico (KJ/ kg K)	Fluido	Calor específico (KJ/ kg K)
Água	4,180	Etileno Glicol	2,294	Petróleo	2,132
Óleo Lubrificante	1,672	Glicerina	2,261	Água Raz	1,797
Álcool etílico	2,470	Ácido Acético	1,964	Acetona	2,157
Álcool metílico	2,430	Ácido Sulfúrico	1,379	Tricloroetileno	0,948

Tabela. 6.5.1. Calor específico de alguns líquidos.

Para bombas pequenas, de até cerca de 100 kW, pode-se calcular a vazão mínima pela expressão (6.5.22).

$$Q_{\min} = \frac{P_u}{\rho c \Delta T} \quad (6.5.22)$$

Q_{\min} : vazão mínima (m^3/s);

P_u : potência útil no ponto de funcionamento em análise (kW);

ρ : massa específica do fluido recalcado (kg/m^3);

c : calor específico do líquido recalcado [$\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$];

ΔT : diferença de temperatura no fluido recalcado ($^{\circ}\text{C}$ ou K).

A máxima diferença de temperatura do fluido aceitável no interior da bomba é cerca de 20°C .

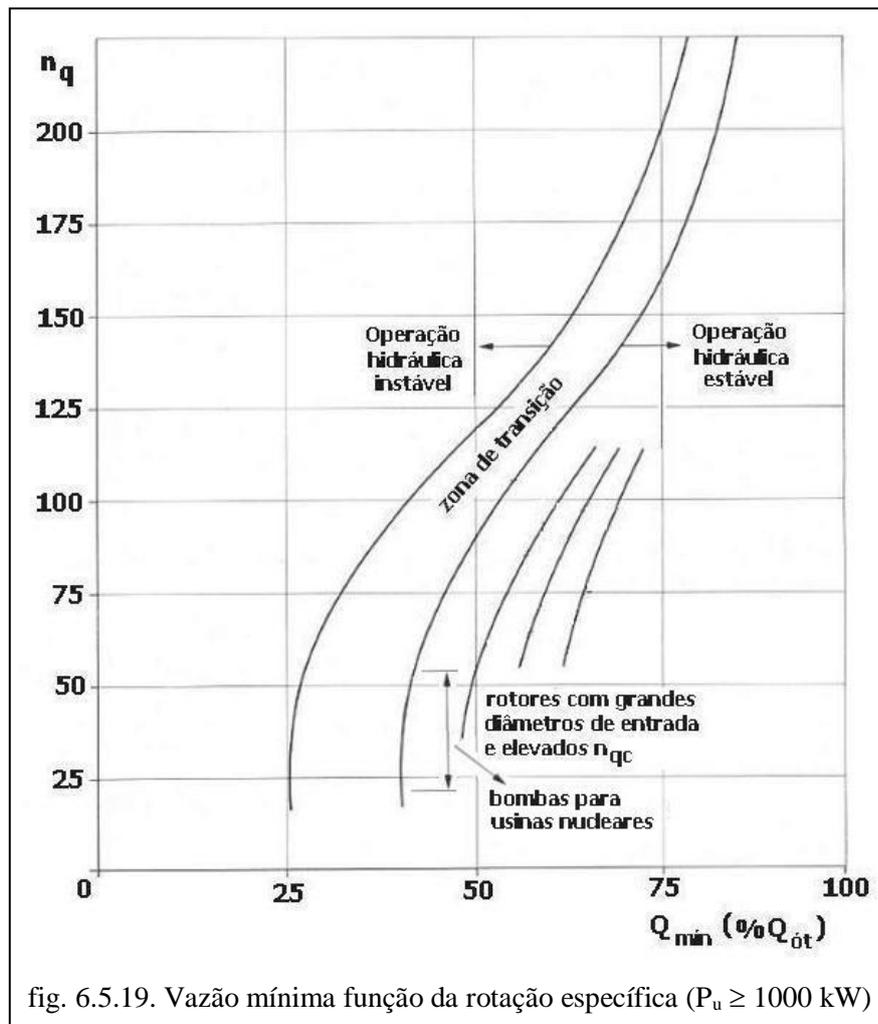
6.5.9.2. Esforços induzidos

A redução de vazão impõe, além da elevação de temperatura, um aumento nos esforços axiais e radiais induzidos pelo escoamento e que devem ser resistidos pelos mancais.

Bombas que operam durante longos períodos em carga parcial devem ter seus mancais e eixo devidamente dimensionados para resistir aos esforços impostos pelo escoamento, sob pena de danos nestes componentes.

6.5.9.3. Comportamento hidráulico inconveniente

As expressões (6.5.21) e (6.5.22) acima podem ser aplicadas para bombas de pequeno porte quando da determinação da vazão mínima de operação. Bombas de maior porte, acima de 1000 kW, e principalmente se de elevada rotação específica, podem apresentar problemas sérios de vibrações já em vazões cerca de 25% menores que a vazão no ponto ótimo. Tais vibrações são conseqüentes às forças provenientes da recirculação que ocorre à entrada dos rotores destas máquinas. Para tais bombas a vazão mínima deve ser maior do que aquelas calculadas pelas expressões expostas acima.



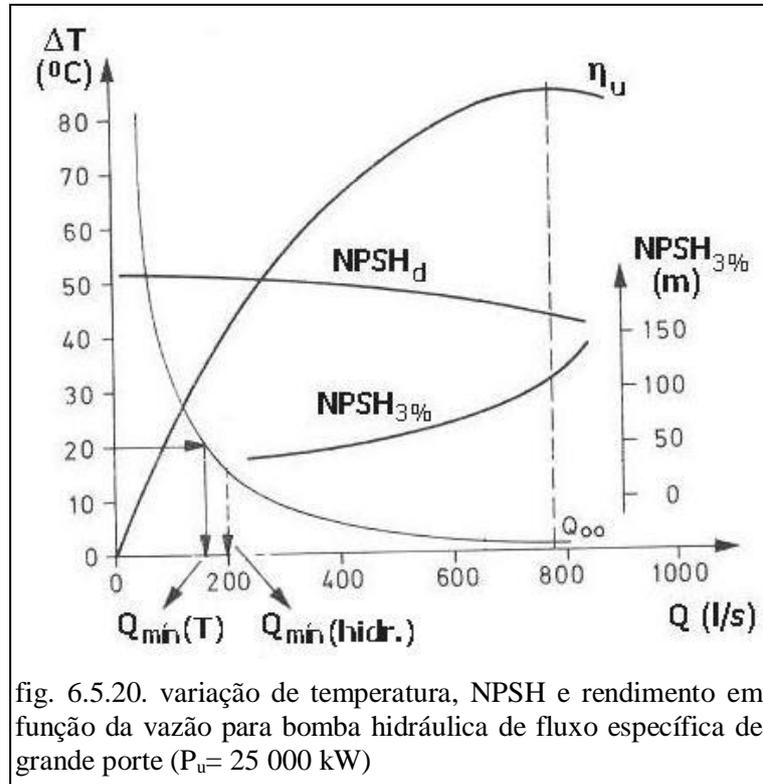
A figura 6.5.19. permite determinar a vazão mínima de operação de uma bomba em função de sua forma construtiva, ali identificada pela rotação específica.

Pode-se verificar na figura 6.5.19 que tanto maior a rotação específica, maior a sua sensibilidade à redução de vazão. Tal comportamento é inerente às máquinas axiais e mistas, conforme já visto em turbinas hidráulicas.

A faixa de transição, que separa o comportamento estável do instável define uma zona onde, em função das perturbações inerentes à operação pode-se ter tanto uma operação normal, estável quanto uma operação instável da máquina.

Bombas de aplicação comum em usinas nucleares têm a sua rotação específica variando entre cerca de 20 a 60, correspondendo à faixa de menor sensibilidade à variação de vazão. Algumas destas bombas operam circuitos de elevada responsabilidade e não podem estar sujeitas a perturbações operacionais sob risco de pane nas instalações.

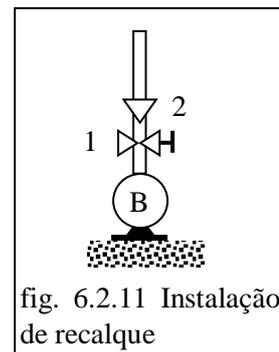
A figura 6.5.20 mostra, além da variação de temperatura, também a variação de rendimento e das cargas absolutas líquidas requerida $NPSH_{3\%}$ e disponível $NPSH_d$ de uma bomba hidráulica de fluxo de potência útil superior a 20 000 kW. Estão ainda indicadas as vazões mínimas devidas à temperatura e ao comportamento hidráulico. A limitação por comportamento hidráulico normalmente é maior do que a vazão mínima devida à variação de temperatura e deve ser o fator limitante da condição operacional da bomba.



6.6. Partida e parada de bombas hidráulicas de fluxo

Os transitórios de partida e de parada de bombas hidráulicas de fluxo podem apresentar problemas para a instalação devido ao pequeno intervalo de tempo, poucos segundos, em que tal ocorre. As massas girantes das bombas hidráulicas de fluxo são normalmente muito reduzidas e não oferecem resistência à sua partida. Turbinas hidráulicas, a gás ou a vapor apresentam uma inércia das massas girantes muito maior que a das bombas e, quando usadas para acioná-las diretamente comandam a sua partida. Motores elétricos representam a absoluta maioria das aplicações no acionamento de bombas e, devido à reduzida resistência oferecida pelas bombas, também comandam a sua partida.

Na figura 6.2.11., aqui repetida, está indicada a configuração de uma instalação de recalque em seu trecho inicial, onde (1) é a válvula de controle e (2) a válvula de retenção. Em determinadas instalações pode-se ter a válvula de controle ao final do conduto de recalque.



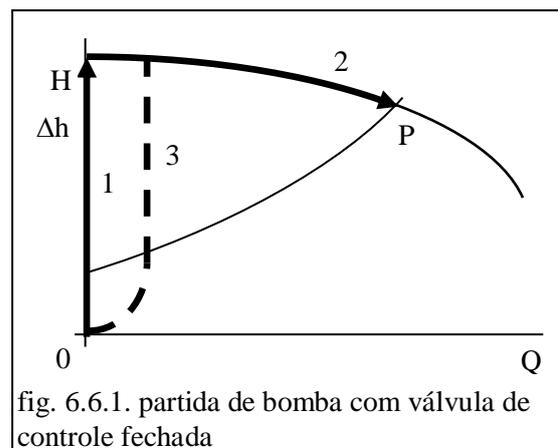
As diferentes formas de partida a serem analisadas partem do princípio da existência da válvula de retenção instalada à saída da bomba. Se tal não acontecer, na maioria das vezes a bomba partiria com a tubulação vazia pois

quando de sua parada o líquido já recalcado retornaria ao reservatório de sucção. A presença de uma válvula de retenção à saída da bomba também será considerada na análise das condições de parada.

6.6.1. Partida com válvula de controle de vazão fechada

Com válvula de controle fechada e tubulação vazia tem-se a compressão pela água do ar contido em seu interior. Ao ser aberta a válvula de controle o ar será expulso para então estabelecer-se o escoamento líquido. Com tubulação cheia de líquido a bomba irá pressurizar toda a instalação para então, quando da abertura da válvula, ir buscar o seu ponto de funcionamento imposto pelo sistema.

A figura 6.6.1. mostra a seqüência de partida da bomba nas condições em análise. A válvula de controle fechada fará com que a bomba acelere até atingir a sua rotação de regime, com a vazão mantida em zero, conforme o trecho 1 da figura. Ao ser aberta a válvula de controle o ponto de funcionamento irá se deslocar sobre a curva $H(Q)$ da bomba, trecho 2, até atingir o ponto de funcionamento P definido pela curva de dissipação do sistema. Bombas de elevada



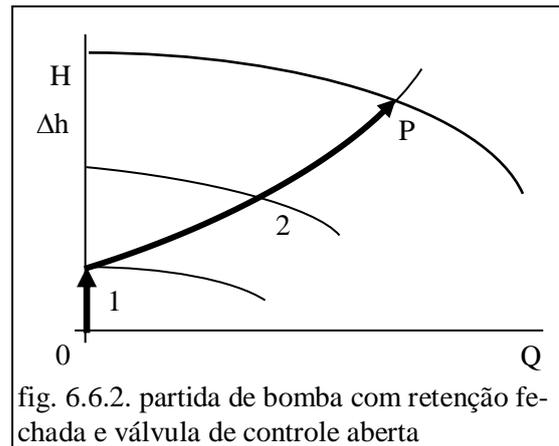
potência devem partir com válvula parcialmente aberta pois há o risco de vaporização do líquido devido ao elevado montante de energia transferido a ele quando o rendimento é nulo. Aqui a partida deve acontecer com a vazão mínima calculada no parágrafo anterior, isto é, uma elevação máxima de

temperatura de cerca de 20° C, como indicado na figura 6.5.20. Esta forma de partida somente deve ser aplicada em bombas de baixa rotação específica, onde a curva de potência é crescente com a vazão.

6.6.2. Partida com retenção fechada e controle aberto

Com a válvula de retenção instalada à saída da bomba e bloqueando o retorno do fluxo quando de sua parada, tem-se todo o conduto preenchido com líquido. Esta coluna corresponde ao desnível geométrico ou à carga estática da instalação e que deverá ser vencido pela bomba. Quando a bomba tiver atingido uma rotação tal que a carga corresponda ao desnível geométrico, a retenção se abrirá e o fluxo será estabelecido, pois a válvula de controle estará aberta.

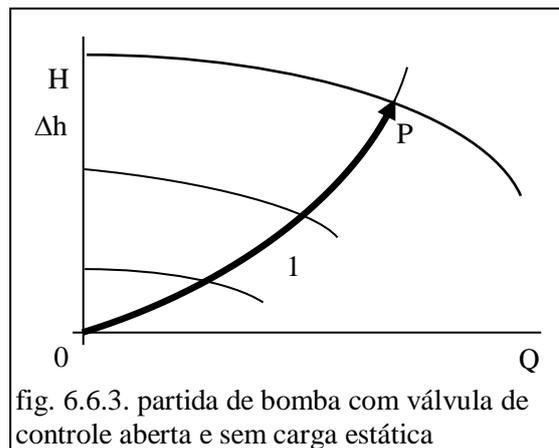
A figura 6.6.2. mostra a seqüência de partida da bomba nas condições em análise. A bomba parte com vazão nula seguindo o trecho 1. Ao ser aberta a retenção, o seu ponto de funcionamento será definido pela intersecção da curva de dissipação, trecho 2, e da curva característica transitória $H(Q)$, determinada pelas várias rotações da bomba, até atingir o funcionamento em regime permanente, ponto P.



6.6.3. Partida com controle aberto e sem carga estática

Esta situação configura-se de forma semelhante à anterior, com a bomba abrindo a retenção assim que iniciada a sua operação devido à ausência de carga estática na instalação.

A situação da figura 6.6.3. ocorre quando a instalação de recalque é curta e o volume de líquido a ser movimentado é pequeno. Em linhas longas o volume elevado de líquido na tubulação se opõe à ação da bomba podendo ser associado ao efeito de uma válvula de controle fechada ou parcialmente aberta.



6.6.4. Partida com controle aberto e tubulação vazia

Esta forma de partida permite a aceleração sem oposição da bomba devido à tubulação vazia. Isto fará com que a vazão se eleve muito rapidamente e atinja valores onde a cavitação é inevitável.

A figura 6.6.4. mostra a condição em análise. A bomba parte sem oposição seguindo o trecho 1 até atingir a máxima vazão possível para perda de carga nula (tubulação vazia), para então deslocar-se sobre a curva característica $H(Q)$, trecho 2, e chegar ao ponto de funcionamento em regime permanente, P. Este procedimento é aplicado para máquinas de elevada rotação específica, onde a potência é inversamente proporcional à vazão. Para evitar o problema

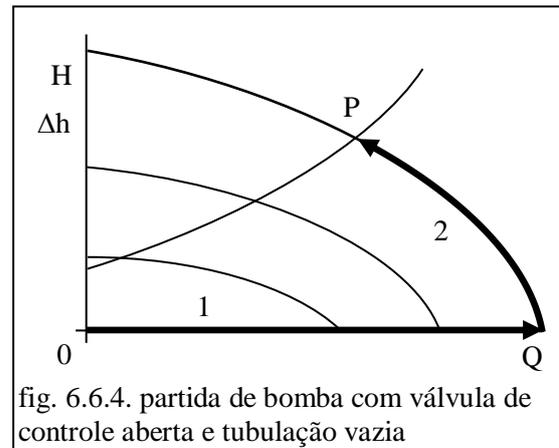


fig. 6.6.4. partida de bomba com válvula de controle aberta e tubulação vazia

de cavitação durante a partida deve-se viabilizar uma resistência à partida, representada por uma válvula fechada simultaneamente à partida.

Bombas de elevada rotação específica podem também partir com válvula fechada devendo-se porém lançar mão de um by-pass na partida para permitir que boa parte da vazão escoe por ele.

6.6.5. Parada de bomba com válvula de retenção

A parada de uma bomba ocorre em princípio com o corte da energia fornecida à máquina que a move, normalmente um motor elétrico. A desaceleração do conjunto girante, quando de inércia reduzida, é muito rápida. Esta redução rápida de rotação impõe uma redução também rápida na carga da bomba, de tal forma que a massa fluida em deslocamento no conduto de recalque perde velocidade e, a partir de determinada situação, inverte o seu sentido de deslocamento. A partir deste instante a bomba deixa de comandar o escoamento e este passa a se comportar como um escoamento por gravidade.

A presença de uma válvula de retenção fará com que o escoamento descendente seja bloqueado, isolando o conduto de recalque do restante da instalação abaixo dela.

A figura 6.6.5. mostra a seqüência de parada de uma bomba nas condições em análise. Com a redução de rotação os pontos de funcionamento serão definidos pela intersecção das curvas $H(Q)$ transitórias com a curva de dissipação do sistema, trecho 2, até a igualdade entre o desnível geométrico e a carga da bomba, ponto Q. Neste momento a válvula de retenção fecha-se instantaneamente devido à inversão do

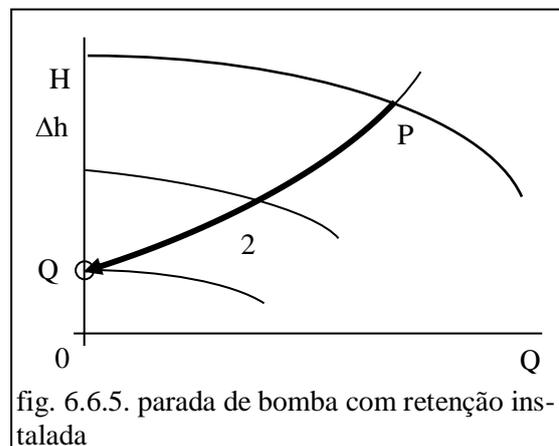


fig. 6.6.5. parada de bomba com retenção instalada

fluxo. A bomba passa a rodar em vazio parando em função dos atritos naturais que se opõem à inércia do conjunto girante.

O fechamento instantâneo da válvula de retenção irá, por sua vez, impor um gradiente intenso de carga na sua face pois toda a energia cinética do escoamento descendente será transformada em energia de pressão. O gradiente gerado pelo fechamento instantâneo da retenção pode levar a sérios danos na instalação exigindo, em certos casos, sistemas de proteção contra transitórios.

6.6.6. Parada de bomba sem válvula de retenção

Repete-se aqui a seqüência de eventos do caso anterior, onde “a redução rápida de rotação impõe uma redução também rápida na carga da bomba, de tal forma que a massa fluida em deslocamento no conduto de recalque perde velocidade e, a partir de determinada situação inverte o seu sentido de deslocamento. A partir deste instante a bomba deixa de comandar o escoamento e este passa a se comportar como um escoamento por gravidade.”

A ausência de válvula de retenção fará com que o escoamento freie mais rapidamente a bomba e imponha uma inversão no seu sentido de rotação. Mantido o escoamento em contra-fluxo a bomba passa a operar como freio impondo uma perda de carga adicional ao escoamento. Em virtude da baixa inércia das partes girantes a bomba, agora freio, pode atingir rotações elevadas. Estas rotações podem superar a rotação de projeto da bomba e levar a problemas estruturais em todo o sistema.

Esta alternativa de instalação, sem válvula de retenção, não deve ser praticada em linhas longas, de elevado desnível geométrico ou de grande porte. Nestes casos a energia envolvida no retorno do escoamento pode levar à ruína da instalação.

6.6.7. Alternativas ao bloqueio por válvula de retenção

A presença de uma válvula de controle programável à saída da bomba pode minimizar ou até eliminar os efeitos do fechamento instantâneo da válvula de retenção. Ela seria programada para fechar dentro das condições adequadas para evitar transitórios agressivos ao sistema, com a retenção bloqueando o escoamento apenas quando a sua energia cinética não mais impusesse gradientes de pressão elevados.

Uma segunda alternativa ao fechamento instantâneo da retenção é o aumento da inércia das massa girantes da bomba. Esta solução passa pela instalação de um volante de dimensões adequadas para impor uma desaceleração conveniente à bomba quando de sua saída de operação. Isto faria com que a velocidade de retorno do escoamento se reduzisse e, assim, o gradiente de pressão fosse atenuado quando do fechamento da válvula de retenção.

6.7. Bombas hidráulicas

6.7.1. Introdução

Bombas hidráulicas têm um acompanhamento sistemático inferior ao das turbinas, em parte pelo elevado número de fabricantes, em parte pela multiplicidade de aplicações.

Bombas hidráulicas de fluxo oferecem alternativas que abrangem de micro a mega máquinas. Uma bomba hidráulica de fluxo circula água em um aquário de 10 litros, a partir de um motor com potência de alguns Watts e vazão de poucos litros por hora. Máquinas semelhantes equipam a Estação Elevatória Santa Inês, do Sistema Cantareira de abastecimento de água da Grande São Paulo, com potência de 20 MW e vazão de 11 m³/s. Por sua diversidade de aplicação e em contra-partida às turbinas, são encontradas bombas hidráulicas de fluxo com rendimentos máximos inferiores a 50 %, característicos de máquinas pequenas e de custo obrigatoriamente baixo.

Neste parágrafo serão abordadas tanto as bombas hidráulicas de fluxo convencionais quanto as formas construtivas especiais e as bombas volumétricas, estas últimas de forma mais superficial.

A NBR 10131 define uma bomba hidráulica como uma “máquina destinada a incrementar a energia de um líquido a ser transportado, à custa de energia mecânica externa fornecida por um acionador”. O acionador é definido como “qualquer máquina que forneça energia mecânica à bomba hidráulica como motor elétrico, turbina a vapor, motor a combustão interna etc.”.

6.7.2. Bombas hidráulicas de fluxo

A NBR 10131 define uma bomba hidráulica de fluxo como uma “bomba hidráulica, onde a energia total (energia de pressão mais energia de velocidade de cada partícula fluida) é incrementada ao longo de seu escoamento pelo rotor à custa da energia dele recebida.”

A própria condição de operação destas máquinas indica ser a forma centrífuga a mais lógica e conveniente no caso de máquinas girantes. O fluido é admitido pela região central do rotor, a região de menor diâmetro e menor nível de energia e expulso pela periferia a velocidades elevadas. Esta forma de operação permite chamar as bombas de centrífugas quando ocorre variação de diâmetro entre entrada e saída do fluxo no rotor. As bombas hidráulicas de fluxo radiais e mistas, fechadas ou abertas, podem ser caracterizadas centrífugas pois a relação entre os seus diâmetros de entrada e saída varia de um máximo igual a 3,5 até cerca de 1,1. Bombas axiais não podem ser caracterizadas como centrífugas pois nelas não há variação de diâmetro entre entrada e saída do fluxo no rotor.

A classificação das bombas hidráulicas de fluxo em radiais, axiais e de fluxo misto é definida pela NBR 10131 e já está em uso no capítulo.

Bombas radiais são “aquelas em que o formato do rotor impõe um escoamento segundo planos perpendiculares ao eixo” (de rotação). Bombas axiais são “aquelas em que o formato do rotor impõe um

escoamento predominantemente paralelo ao eixo” e as de fluxo misto são “aquelas em que o formato do rotor impõe um escoamento simultaneamente nas direções axial e perpendicular ao eixo”.

Consideradas apenas as condições de saída dos rotores, as bombas radiais têm a saída do fluxo perpendicular ao eixo (radialmente), as axiais têm esta saída paralelamente ao eixo (axialmente) e nas mistas o fluxo deixa o rotor de forma inclinada com relação ao eixo, isto é, nem perpendicular e nem paralelo a ele.

6.7.2.1. Bombas de fluxo radial e misto

Estas formas construtivas são usadas em sistemas onde haja o interesse maior no fornecimento de energia ao fluido. Quanto menor a rotação específica de uma bomba menores serão as vazões e maiores as cargas por ela oferecidas. Tal ocorre devido à aceleração possível de ser imposta ao fluido em virtude da variação de diâmetro entre entrada e saída do rotor.

Estas formas construtivas correspondem às das bombas-turbina, que são bombas projetadas para também operar como turbinas a partir de pequenas modificações no projeto de uma bomba convencional. Note-se que bombas axiais podem operar como turbinas ou turbinas axiais como bomba apenas a partir da mudança da posição das pás ou do seu sentido de rotação.

040: anel de desgaste da carcaça
 050: anel de desgaste do rotor
 090: anel de selagem
 440: aperta gaxeta
 150: carcaça
 250: eixo
 290: gaxeta
 330: bucha de desgaste do eixo
 410 porca do rotor
 420: rotor

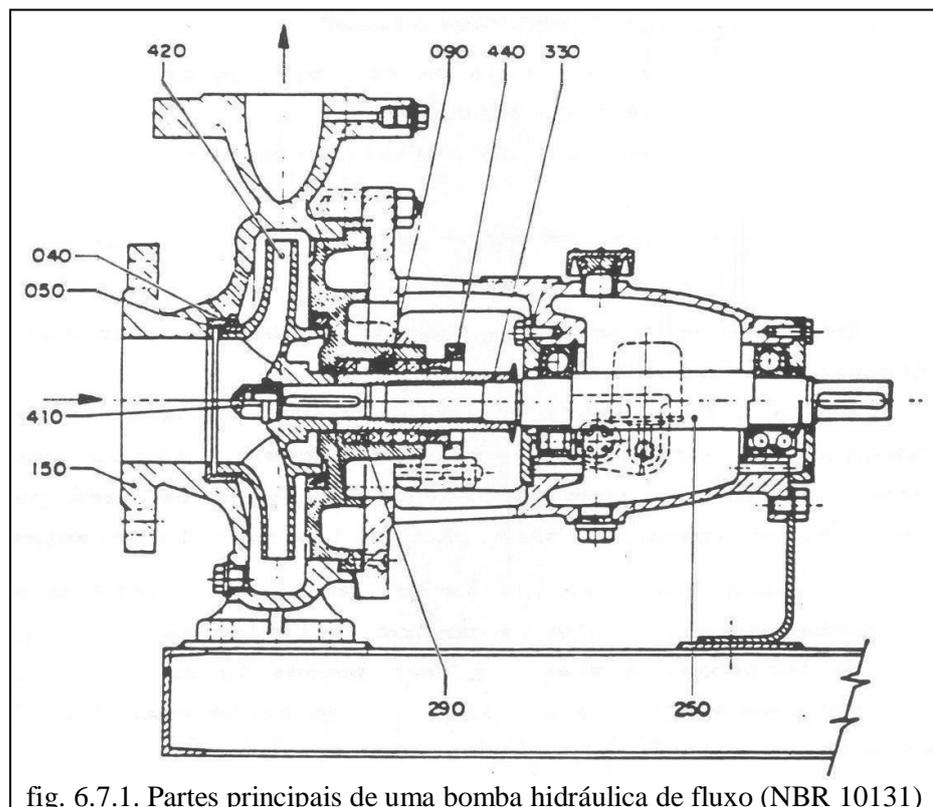


fig. 6.7.1. Partes principais de uma bomba hidráulica de fluxo (NBR 10131)

Segue a caracterização de cada uma das partes indicadas na figura 6.7.1. segundo a NBR 10131.

Rotor: “componente cuja função é transformar energia mecânica em hidráulica”. Pode-se complementar com a definição de rotor Francis, pois a menos de detalhes suas formas são muito próximas.

Carcaça: “componente cuja função é orientar o escoamento até o bocal de saída, podendo continuar a transformação de energia cinética em energia de pressão”. A expressão continuar refere-se ao fato de a transformação citada já estar ocorrendo nos canais divergentes do rotor. Associada às turbinas Francis, a carcaça corresponde à caixa espiral.

Anéis de desgaste: “anéis existentes na carcaça e em sua tampa, cujo objetivo é restringir folgas e permitir restabelecê-las, quando substituídos”.

Caixa de vedação: “aloja os componentes de vedação do eixo da bomba, gaxeta ou sêlo mecânico”.

Gaxeta: “mantém vedação relativa entre o eixo e a câmara de vedação”. A caracterização vale também para os selos mecânicos.

Anel de selagem: “objetiva permitir selagem líquida do eixo da bomba e lubrificação da gaxeta”.

Podem ainda ser encontradas bombas radiais e mistas munidas de palhetas diretrizes à entrada e/ou à saída.

A figura 6.7.2. mostra as projeções em planta e em elevação de uma bomba radial.

- a: palheta diretriz b: cubo
 c: cinta d: pás do rotor
 e: projeção circular no plano meridiano
 f: linha de corrente meridiana
 g: trajetória do mov. relativo
 h: trajetória do mov. absoluto
 0: entrada do rotor (face de sucção do rotor)
 1: entrada das pás (face de sucção das pás)
 2: saída das pás e do rotor (face de pressão das pás e do rotor)
 3: entrada das palhetas diretrizes ou do difusor.

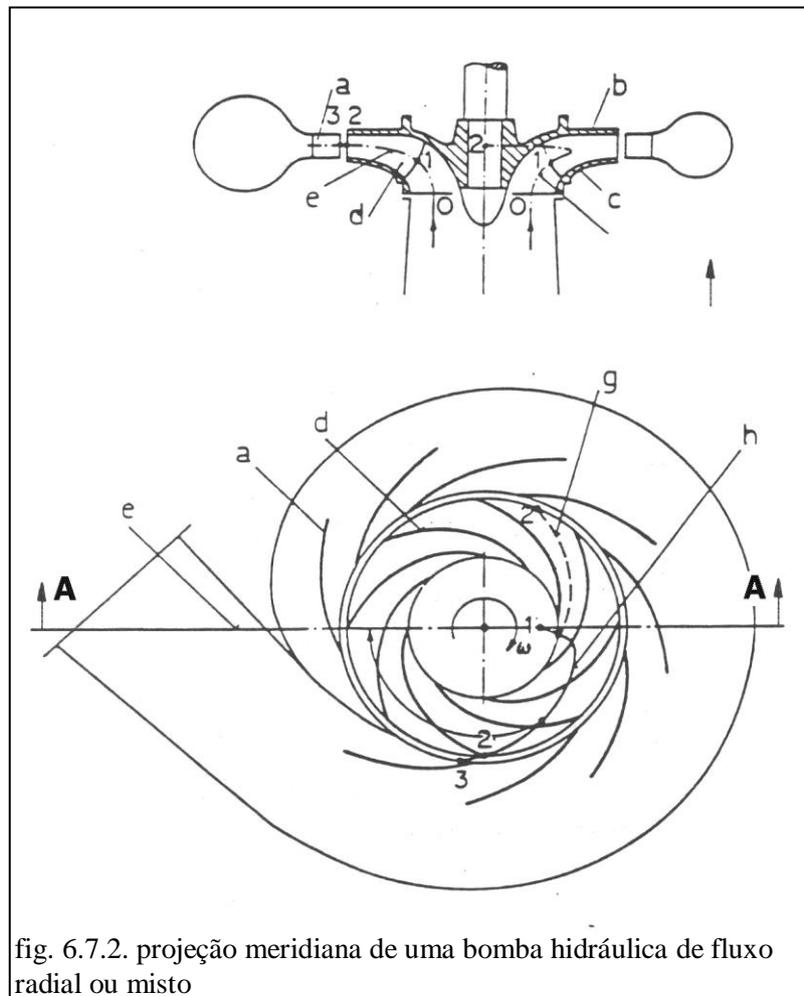


fig. 6.7.2. projeção meridiana de uma bomba hidráulica de fluxo radial ou misto

A vista lateral da figura 6.7.2. corresponde à projeção meridiana, uma representação simplificada do corte A – A por indicar apenas o encontrado sobre a superfície de corte. Note-se que a mesma indicação aplicada nas turbinas é aplicada para as bombas e, ao longo do texto é mantida para quaisquer

máquinas de fluxo. No caso de bombas, a indiciação é crescente na direção do escoamento, com o índice 0 correspondendo à entrada do rotor e o índice 2 à sua saída. Note-se ainda que as pás de rotores radiais e mistos são curvadas para trás com relação aos sentidos de rotação e indiciação.

A figura 6.7.3. mostra um corte dos rotores e da carcaça das bombas instaladas na Usina Reversível Rosshag, com os dois rotores associados em série, a carcaça, parte do conduto de sucção e do eixo. A figura completa, com acoplamento e turbina Francis é encontrada na figura 4.2.5. A associação de rotores objetiva elevar a carga fornecida pela bomba, dividindo este monte

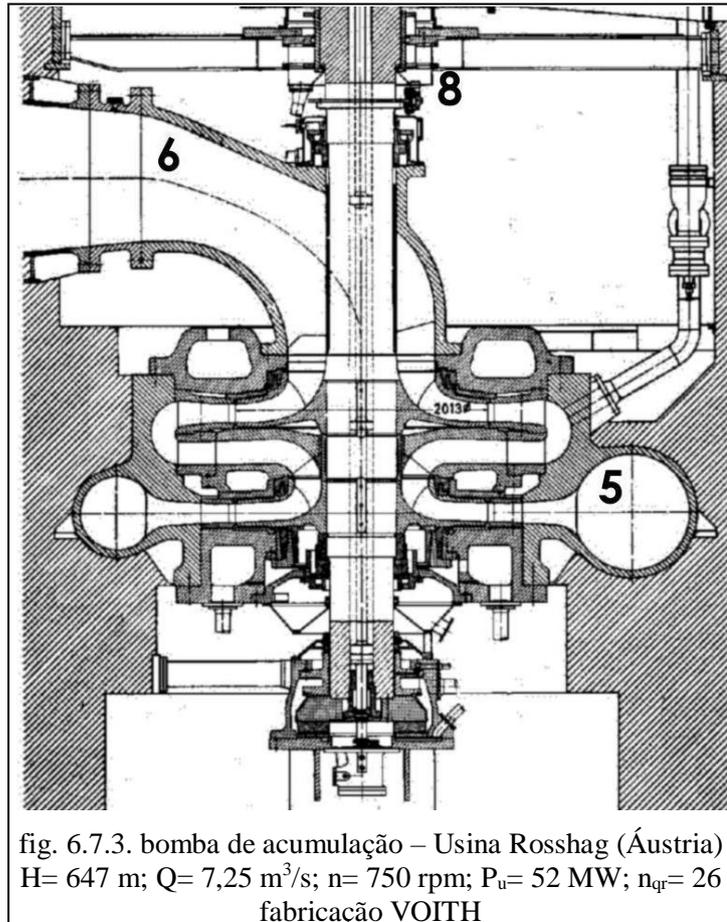


fig. 6.7.3. bomba de acumulação – Usina Rosshag (Áustria)
 $H = 647 \text{ m}$; $Q = 7,25 \text{ m}^3/\text{s}$; $n = 750 \text{ rpm}$; $P_u = 52 \text{ MW}$; $n_{qr} = 26$
 fabricação VOITH

tante por alguns ou vários rotores visando menores diâmetros e menores solicitações individuais.

5: Bomba: 2 rotores em série; $n = 750 \text{ rpm}$; $H_b = 562,0 \text{ a } 686,0 \text{ m}$; $Q_b = 9,0 \text{ a } 6,1 \text{ m}^3/\text{s}$; $P_{ub} = 58,4 \text{ a } 47,4 \text{ MW}$; $n_{qb} = 16$

6: conduto de sucção

8: mancal de guia

O rotor de Rosshag, mostrado na fig. 6.7.4. quando içado durante a sua fabricação, é radial, aberto e com pás de dupla curvatura. Rotores de bombas pequenas são fundidos e montados sem usinagem de suas pás. Rotores de máquinas de grande porte são fabricados sob encomenda e totalmente usinados, como visto na figura 6.7.4.. A curvatura das pás na vista em planta é característica de qualquer máquina hidráulica radial ou mista. A curvatura num plano paralelo ao eixo confere ao rotor um maior rendimento útil.

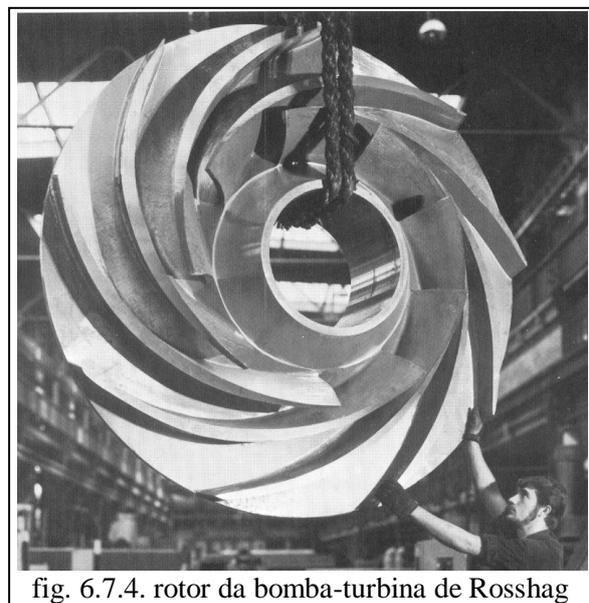


fig. 6.7.4. rotor da bomba-turbina de Rosshag

A figura 6.7.5. apresenta a bomba de fluxo misto para recalque de águas servidas instalada em Unterfoehring, Alemanha. Por operar em meio aquoso sujo, com eventual presença de sólidos em suspensão, os rotores são abertos.

$H = 15,35 \text{ m}$; $Q = 5,65 \text{ m}^3/\text{s}$; $n = 367 \text{ rpm}$; $P_u = 1170 \text{ kW}$; $n_q = 112$

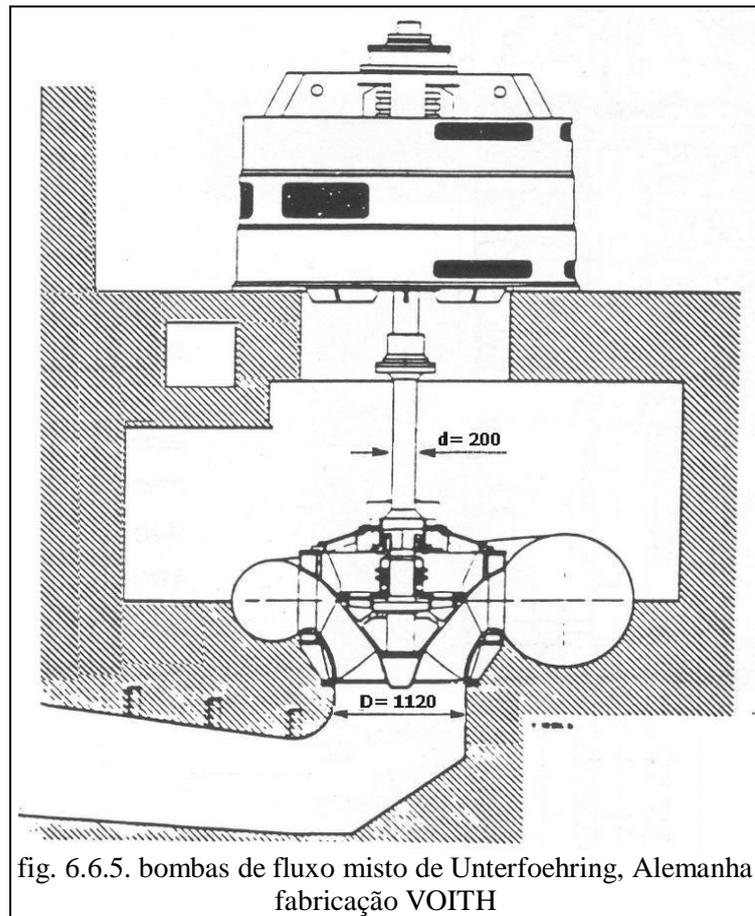


fig. 6.6.5. bombas de fluxo misto de Unterfoehring, Alemanha fabricação VOITH

6.7.2.1.1 Bombas

submersas para poços profundos

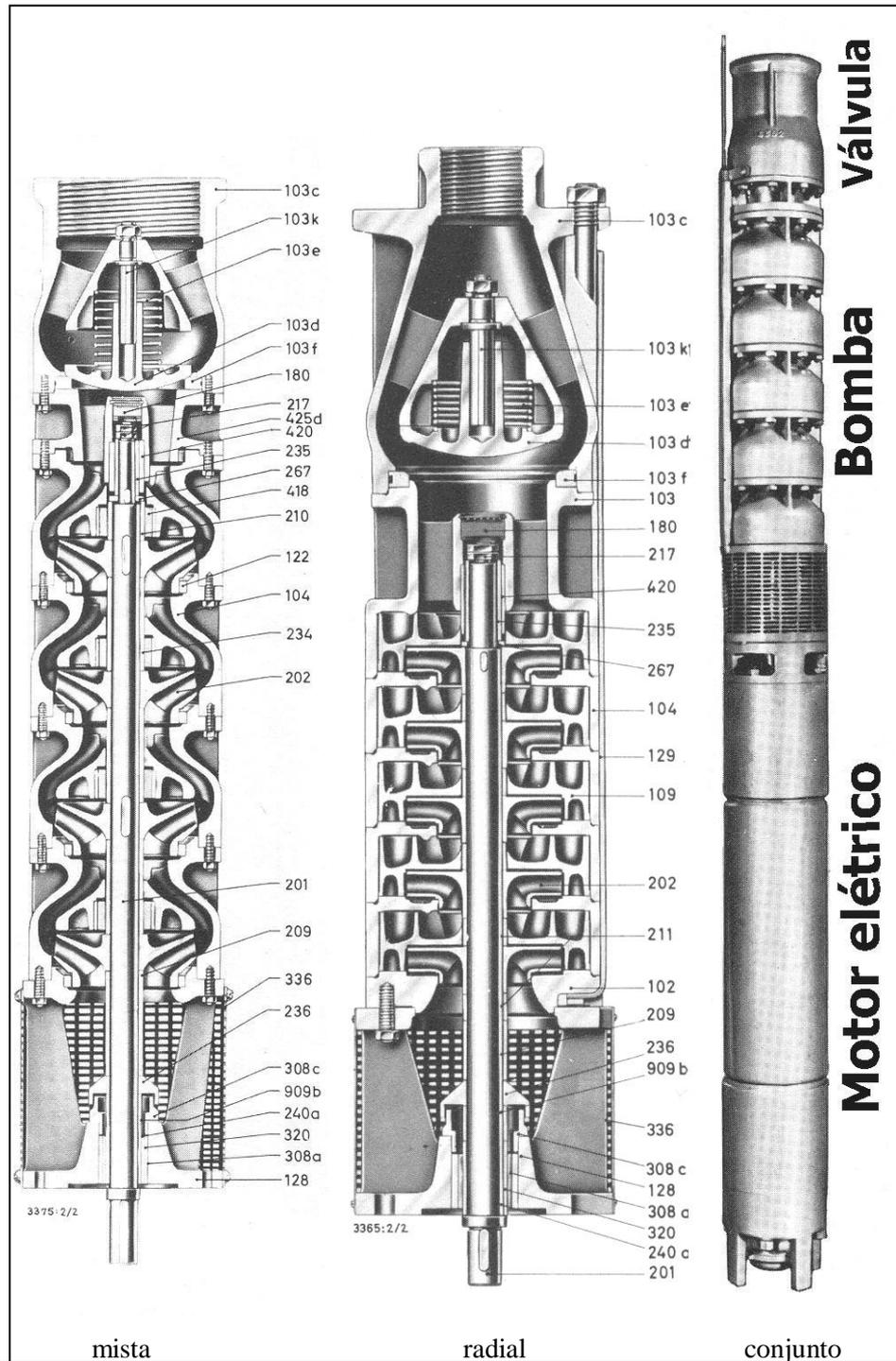
Poços profundos são aqueles em que se tem uma altura de sucção não afogada superior a cerca de 7 (sete) metros. Conforme visto no **Capítulo 3. Cavitação**, alturas de sucção não afogadas superiores a aquele valor levam à cavitação e a um possível bloqueio do escoamento, inviabilizando o recalque.

Bombas para poços profundos são compostas por rotores associados em série. Para pequenas alturas de elevação tem-se poucos rotores, grandes alturas exigem até dezenas de rotores. Poços profundos, não mais abertos à superfície, exigem a perfuração do solo por equipamentos especiais. Pequenos diâmetros externos do conjunto motor-bomba implicam em menores custos de perfuração, normalmente o maior investimento do projeto, e impõem um número elevado de rotores associados em série.

A figura 6.7.6 mostra a forma construtiva de bombas hidráulicas de fluxo para aplicação em poços profundos, chamadas de bombas submersas. Nela são encontrados rotores radiais e mistos e um conjunto completo motor/bomba/válvula de retenção, identificados apenas os componentes principais. A sua instalação é feita de forma simples, com o conjunto motor-bomba sendo mergulhado no fluido e operando afogado. Com o afogamento desaparece o problema de sucção não afogada, porém o

motor deve ter isolamento própria para não permitir curto-circuito quando imerso. A qualidade de fabricação do conjunto deve ser elevada para, assim, reduzir a frequência de manutenções do sistema.

- 103: corpo de pressão
- 103c: corpo da válvula de retenção
- 104: corpo de estágio
- 109: difusor
- 201: eixo da bomba
- 202: rotor da bomba
- 336: crivo



Catálogos de fabricantes oferecem

altura de recalque H	vazões Q	Diâmetro externo do corpo D			
		6" (150mm)	8" (200mm)	10" (250mm)	12" (300mm)
até cerca de 500 m	até cerca de 500 m ³ /s				
número de estágios: acima de 30					
para líquidos limpos com conteúdo máximo de areia de cerca de 25 ppm (partes por milhão)					
Tab. 6.7.1. Limites de aplicação de bombas submersas (catálogo KSB)					

bombas submersas indicadas na tabela 6.7.1. permitindo ainda a encomenda de máquinas para aplicações especiais.

6.7.2.1.2 Bombas verticais para poços profundos

Bombas verticais aplicadas em poços profundos tratam o problema de forma semelhante às bombas submersas. Por não ser possível levar o líquido até o rotor desloca-se o rotor até ao líquido. As bombas verticais resolvem o problema de risco representado pelo motor imerso ao mantê-lo na superfície com o rotor hidráulico mergulhado no líquido e interligado ao motor elétrico convencional por um eixo longo. Com isso a sua aplicação pode ser feita com fluidos inflamáveis e explosivos mas com a profundidade do poço sujeita às limitações de um eixo longo e esbelto, difícil de apoiar e sujeito a vibrações. Por não admitirem mais de cerca de 50 (cinquenta) metros de comprimento do eixo, a limitação do diâmetro externo reduzido não mais se impõe, podendo-se encontrar esta forma construtiva de bombas com rotores únicos ou associados. Estas formas construtivas são chamadas também de bombas de eixo prolongado ou de bomba tipo turbina (não confundir com as bombas-turbina reversíveis). Estas máquinas são aplicadas no recalque de líquidos pré-tratados, ressaltando-se água para irrigação, refrigeração de termelétricas, drenagem, líquidos voláteis, GLP etc.

A figura 6.7.7. mostra uma bomba vertical de rotor misto, sem o motor elétrico, montado sempre na sua parte superior, acima do nível do solo. A figura 6.7.8. mostra apenas um detalhe de uma bomba com rotor radial.

- 1: mancal
- 2: união dos segmentos de eixo
- 3: rotor
- 4: crivo
- 5: segmento do eixo

Vazões: até cerca de 800 m³/h
 Alturas: até cerca de 550 m
 Pressão máxima: até cerca de 5 MPa.

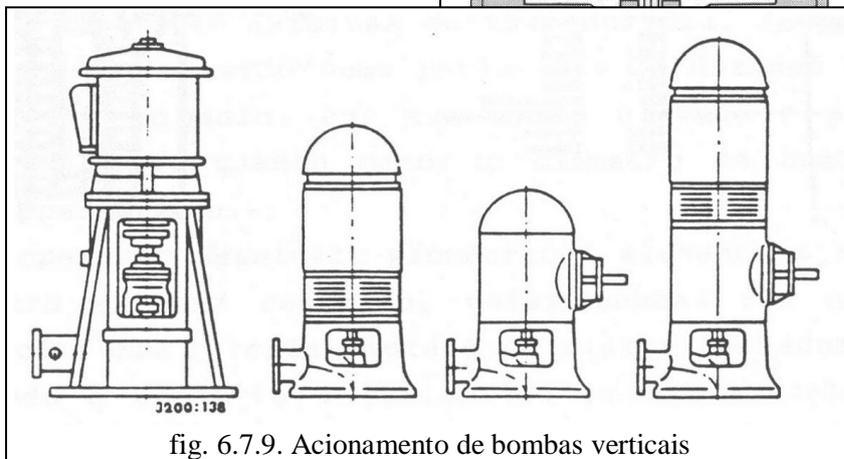


fig. 6.7.9. Acionamento de bombas verticais

6.7.2.2. Bombas de fluxo axial

Estas formas construtivas são aplicadas em situações em que o interesse por elevadas vazões se sobrepõem às alturas totais de elevação.

A própria forma construtiva do rotor, onde a realização de trabalho sobre o líquido ocorre apenas pela variação da quantidade de movimento, sem variação entre os diâmetros de entrada e saída, indica a impossibilidade de transferência de elevados montantes de energia. Por outro lado a forma construtiva permite identificar uma pequena ocupação de espaço por parte das pás do rotor no interior da bomba, o que viabiliza elevadas vazões.

As máquinas axiais dispensam a presença de carcaça, elemento necessário nas radiais e mistas, pois as baixas velocidades à saída do rotor não exigem a transformação de energia cinética em energia de pressão. Os anéis de desgaste também são dispensados em função da forma construtiva da bomba.

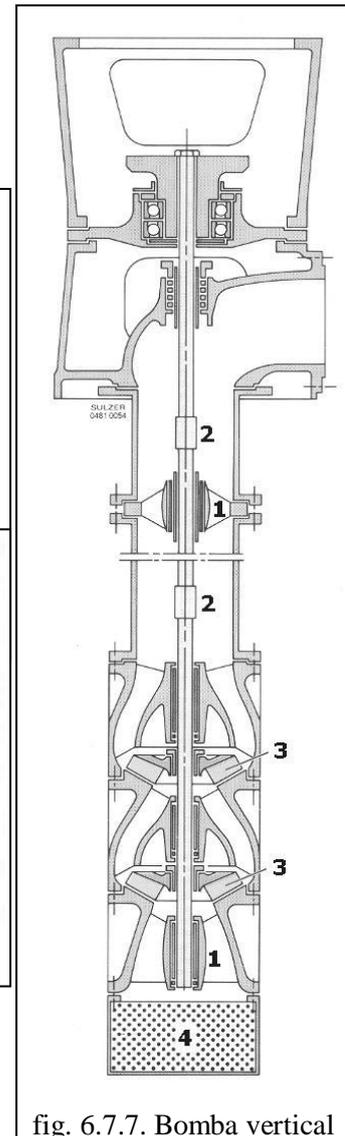


fig. 6.7.7. Bomba vertical

A figura 6.7.10. apresenta a elevação de uma bomba de fluxo axial onde se projeta uma vista planificada em planta, de forma semelhante às turbinas axiais. A técnica de representação simplificada no plano meridiano volta a ser aqui aplicada, assim como a indicação. O índice 0 (zero) inexistente pois a saída do rotor coincide com a saída da bomba.

- a:** palheta diretriz
- b:** pás do rotor
- g:** trajetória do movimento relativo
- h:** trajetória do movimento absoluto
- 1:** face de sucção do rotor (entrada)
- 2:** face de pressão do rotor (saída)
- 3:** face de entrada das palhetas diretrizes

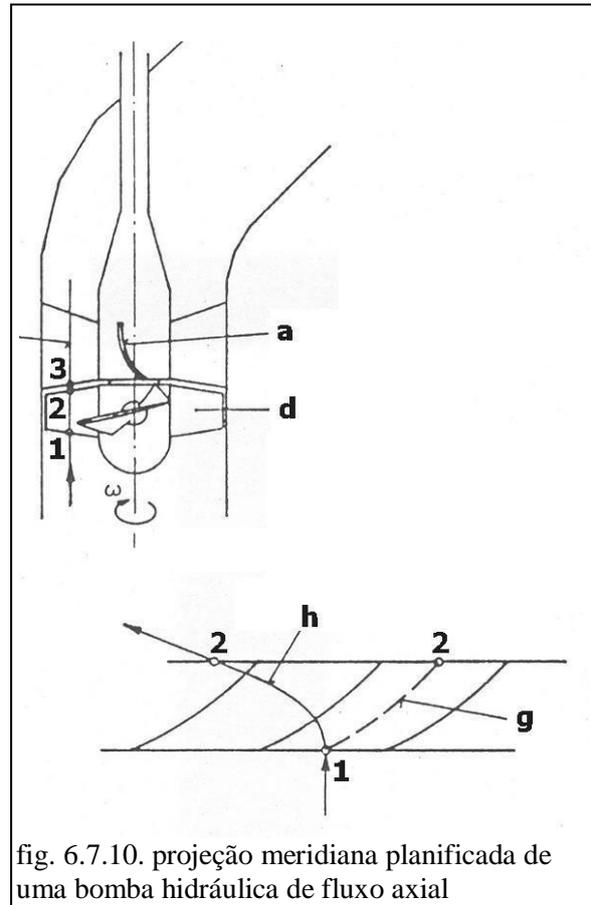


fig. 6.7.10. projeção meridiana planificada de uma bomba hidráulica de fluxo axial

Uma comparação com as formas construtivas de turbinas axiais para micro centrais revela completa semelhança com as turbina S. As mesmas

exigências das turbinas no sentido de entrada do acionamento externo das pás e, no caso das bombas, da entrada de energia externa impõem a forma em S da corpo da bomba. A figura 6.7.11. mostra uma bomba com rotor de pás axiais reguláveis, também chamadas de bombas Kaplan, usada para recalque de água para resfriamento em usina termelétrica convencional a vapor.

- 1: corpo de entrada
- 2: rotor
- 3: coluna tubular
- 4: eixo
- 5: tubo protetor do eixo
- 6: caixa de vedação

$H= 7,5 \text{ m}$; $Q= 3,5 \text{ m}^3/\text{s}$; $n= 580 \text{ rpm}$; $P_u= 355 \text{ kW}$
 $\eta_q= 240$

A figura 6.7.12. mostra uma bomba de fluxo axial com eixo inclinado instalada para transferir água do canal de fuga para um reservatório intermediário da usina hidrelétrica Hieflau. A construção apresenta a peculiaridade da instalação de um variador de rotação entre o motor elétrico e o rotor da bomba. O motor elétrico de seis pólos opera à rotação de 1000 rpm, apresentando uma construção bastante compacta. O redutor reduz a rotação do rotor de pás reguláveis à exigida pela bomba e igual a 181 rpm. As reduzidas dimensões do motor elétrico permitiram a instalação do conjunto com eixo inclinado.

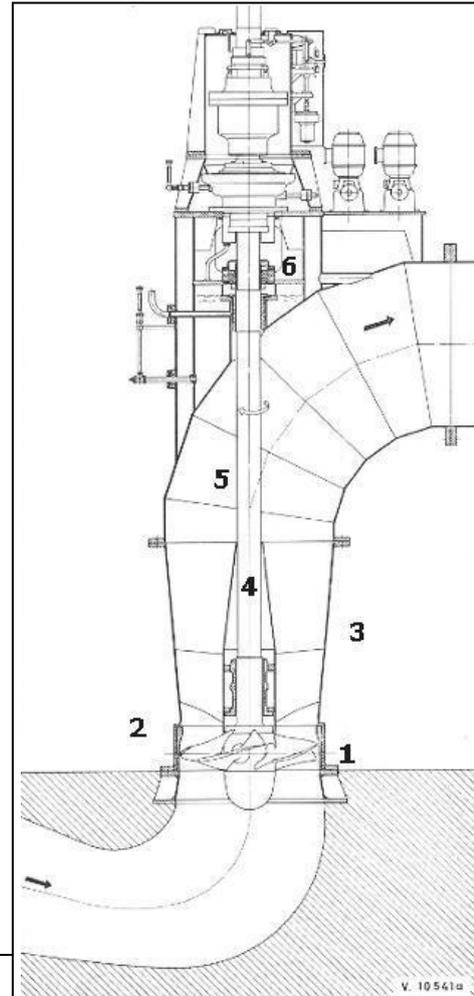


fig. 6.7.11. Bomba axial para refrigeração – Usina termelétrica Altbach (Alemanha)

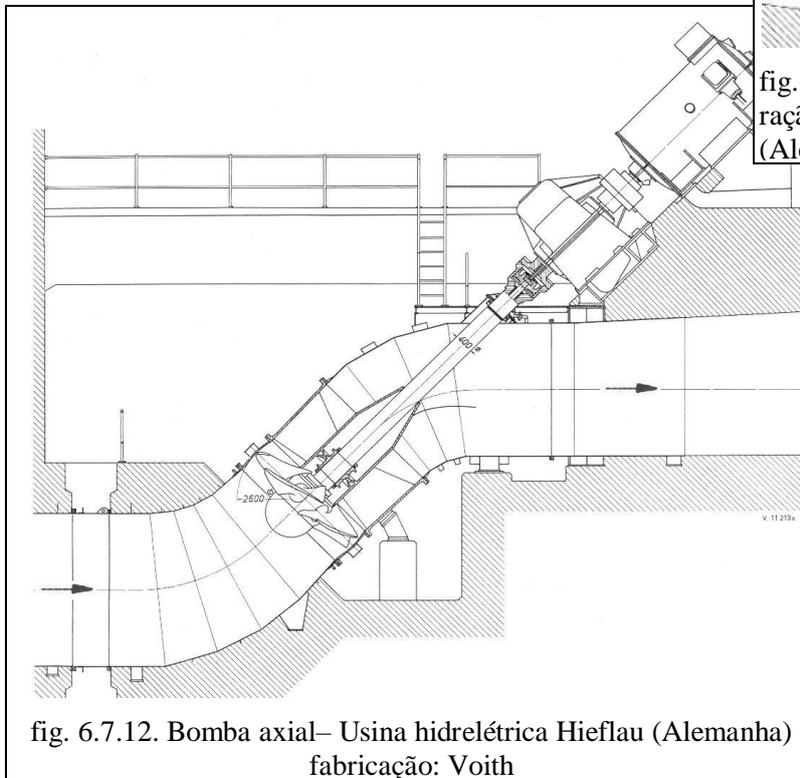


fig. 6.7.12. Bomba axial– Usina hidrelétrica Hieflau (Alemanha)
 fabricação: Voith

$H= 8,0 \text{ m}$; $Q= 30,0 \text{ m}^3/\text{s}$;
 $n= 181/1000 \text{ rpm}$;
 $P_u= 4400 \text{ kW}$; $\eta_q= 210$

6.7.3. Bombas com rotores associados

A associação de rotores objetiva aumentar a capacidade operacional de um bomba hidráulica de fluxo com o menor aumento estrutural possível do conjunto. A grande vantagem da associação prende-se à possibilidade de serem acondicionados vários rotores numa única carcaça com a consequente redução em volume, massa e custos de produção e manutenção, além da interligação exigida quando da associação de bombas. Os rotores poderão ser associados em série, paralelo ou série e paralelo numa mesma carcaça.

6.7.3.1. Bombas com rotores associados em série

A associação em série permite incrementar a altura total de elevação de uma bomba. Este objetivo pode estar ligado, entre outros, ao interesse na redução do diâmetro do rotor e, com isso, de toda a máquina, como no caso das bombas submersas. Em princípio todos os rotores da associação são iguais, porém pode-se encontrar rotores diferentes associados numa mesma máquina.

Uma bomba constituída com rotores em série opera com uma única face de sucção (entrada) e uma única face de pressão (saída). Com isso a vazão admitida no primeiro rotor atravessará todos os demais rotores recebendo a altura total de elevação específica de cada um.

A figura 6.7.13. mostra um desenho genérico de uma bomba com rotores associados em série, indicadas as partes principais que a compõe.

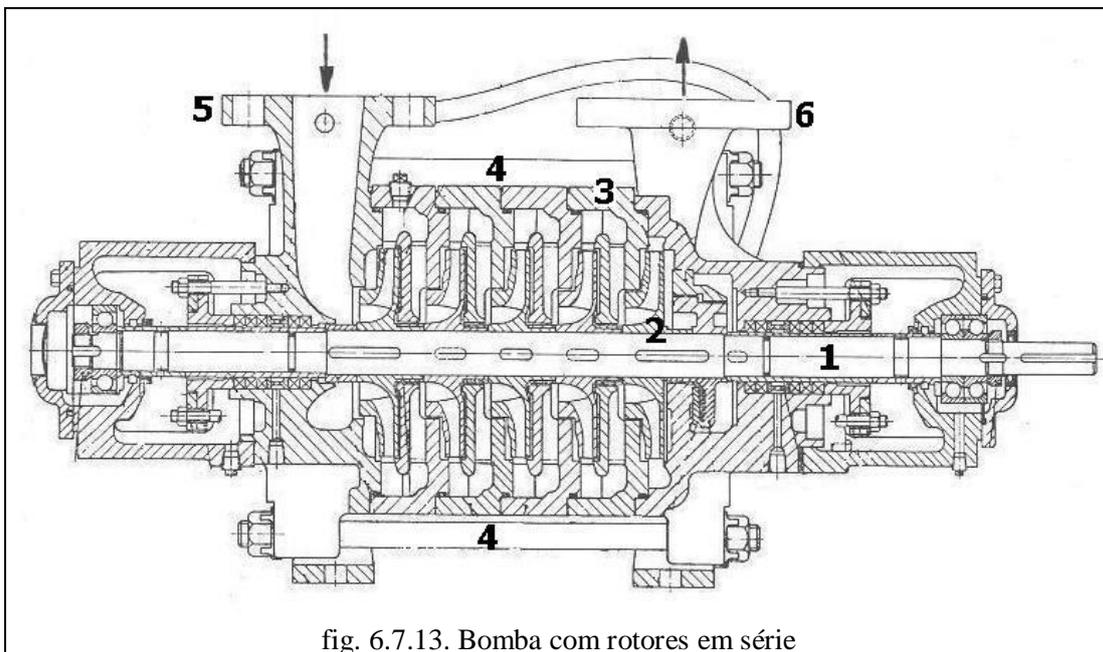


fig. 6.7.13. Bomba com rotores em série

1: eixo 2: rotor 3: difusor 4: tirante 5: flange de entrada 6: flange de saída

A forma construtiva das bombas com rotores em série é muito conveniente para a sua fabricação. Por ser a carga demandada função apenas do número de rotores associados, montam-se sobre o eixo (1) tantos conjuntos iguais rotor (2)-difusor (3) quantos necessários. A entrada do fluido é feita por uma

carcaça específica (5) e o fechamento com a carcaça própria para saída de rotores (6). O travamento do conjunto é conseguido por um número adequado de tirantes (4).

A bomba da figura 6.7.13. é composta de 5 (cinco) rotores, o que significa quatro conjuntos rotor-difusor e o quinto rotor é montado na carcaça. A menos de problemas estruturais associados à distância entre apoios e à sua esbeltez, pode-se montar sobre o eixo tantos conjuntos quantos se queira.

A figura 6.7.14. mostra uma bomba hidráulica de fluxo de quatro estágios. Esta bomba foi construída para a estação de recalque de água Tehachapi nos USA

A montagem com eixo na vertical contribui para um maior afogamento da bomba e, com isso, para uma redução da possibilidade de ocorrência de cavitação no primeiro rotor.

$H = 600,0 \text{ m}$ (150,0 m por estágio)

$Q = 8,92 \text{ m}^3/\text{s}$; $n = 500 \text{ rpm}$;

$P_u = 52 \text{ MW}$

$n_{qr} = 42$; $n_{qass} = 15$

Como já verificado no capítulo 2, uma máquina de fluxo com rotores associados apresenta duas rotações específicas, uma do rotor, n_{qr} , e uma segunda de todos os rotores associados ou da bomba, n_{qass} .

No caso de associação em série de rotores estas rotações específicas se relacionam conforme a expressão:

$$(2.8.9) \quad n_{qr} = n_{qass} j^{0,75}$$

j: número de rotores associados em série

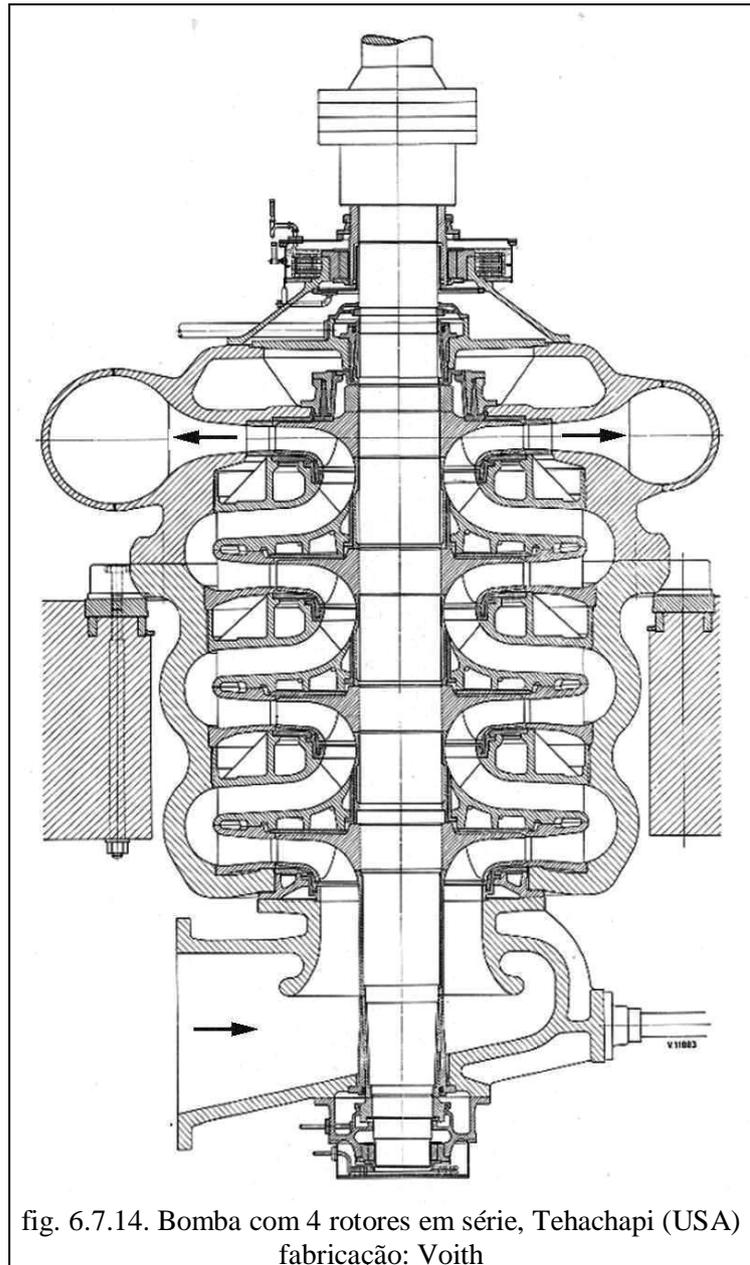
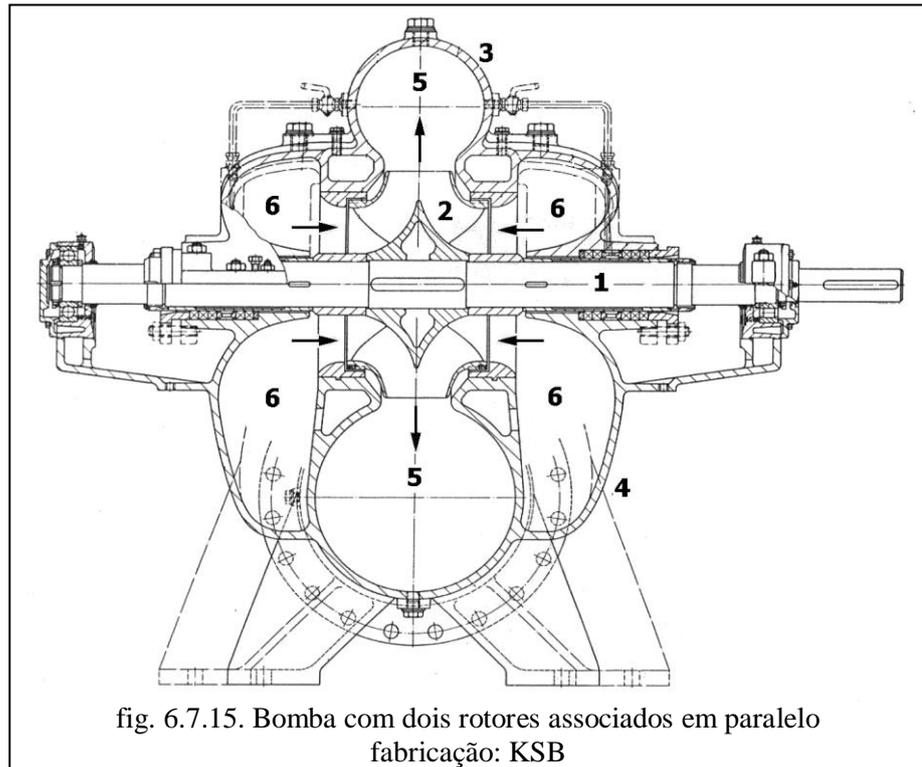


fig. 6.7.14. Bomba com 4 rotores em série, Tehachapi (USA)
fabricação: Voith

6.7.3.2. Bombas com rotores associados em paralelo

A associação de rotores em paralelo em uma bomba visa incrementar a vazão no sistema, sempre tendo como consequência uma redução de dimensões e massa com relação à associação de bombas independentes. Uma bomba com rotores associados em paralelo terá sucções específicas para cada rotor e uma única saída de recalque. À saída tem-se uma vazão que corresponde à somatória das vazões de cada um dos rotores e uma altura total de elevação igual à de cada um dos rotores associados. A figura 6.7.15. mostra uma bomba genérica com dois rotores associados em paralelo, indicadas apenas as suas partes mais importantes.

- 1: eixo
- 2: rotor
- 3: corpo superior (tampa)
- 4: corpo inferior (base)
- 5: carcaça (saída)
- 6: sucção (entrada)



A forma construtiva das bombas com rotores em paralelo se caracteriza por oferecer espaços vazios suficientes para permitir fluxos elevados e tornam a forma bojuda encontrada na figura 6.7.15. A máquina é simétrica com relação ao eixo vertical que passa pela linha divisória entre os dois rotores. A saída dos rotores é central enquanto a entrada de cada rotor é independente e posicionada lateralmente à direita e à esquerda daquela linha divisória.

O corpo da bomba é bipartido com relação ao plano horizontal que passa pelo seu eixo. Os rotores são montados no eixo, este posicionado sobre o corpo inferior e apoiado pelos mancais, com o corpo superior fazendo o fechamento da bomba com o seu aparafusamento no corpo inferior.

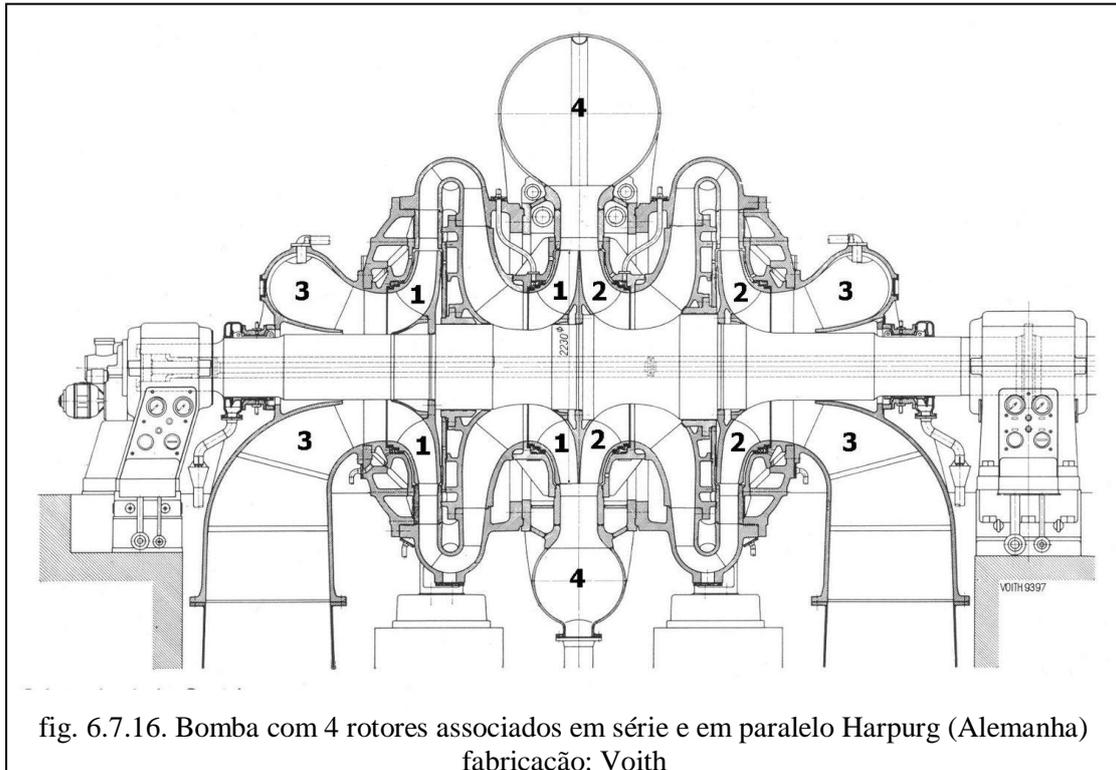
No caso de associação em paralelo de rotores as rotações específicas se relacionam conforme a expressão

$$(2.8.14) \quad n_{qr} = n_{qass} i^{-0,5}$$

i: número de rotores associados em paralelo

6.7.3.3. Bombas com rotores associados em série e em paralelo

Pelas mesmas razões das associações anteriores, são encontradas também associações em série e em paralelo de rotores numa mesma bomba. Sobre o mesmo eixo rotores são associados formando grupos em série e estes grupos são associados em paralelo. Obtém-se assim as características das duas associações simples, ou seja, incrementos de vazão e também de altura de elevação em máquinas de dimensões reduzidas com menos partes do que se houvesse a associação de bombas completas..



Conjunto 1: dois rotores associados em série;

Conjunto 2: dois rotores associados em série

Conjuntos 1 e 2: associados em paralelo

3: sucção (entrada) 4: carcaça (saída)

Na associação em série e em paralelo de rotores as rotações específicas de um rotor e da associação se relacionam conforme a expressão a seguir.

$$n_{qr} = n_{qass} i^{-0,5} j^{0,75} \quad (6.7.1)$$

6.7.3.4. Configurações de rotores em associações

A figura 6.7.17. apresenta algumas montagens possíveis de rotores quando da configuração de associações. A figura não esgota o assunto, podendo-se encontrar outras montagens.

- 1: associação em paralelo de 2 rotores;
- 2: 2 rotores em paralelo à esquerda e 2 em paralelo à direita da linha de centro vertical e cada conjunto associado em paralelo;
- 3: mesma situação de 2, porém com fluxo seguindo outro trajeto; este trajeto é mais difícil de ser construído na carcaça da bomba;
- 4: mesma situação de 2, porém com fluxo seguindo trajeto diferente de 2 e 3; esta é a montagem mais comum de ser encontrada;
- 5: 2 conjuntos de n rotores associados em série por sua vez associados em paralelo;
- 6: 2 rotores associados em série; apresenta a vantagem de anular a força axial média agente sobre o eixo e a dificuldade de viabilizar na carcaça da bomba o trajeto da saída de um rotor para a entrada do seguinte;
- 7: 4 rotores associados em série, conforme 6.

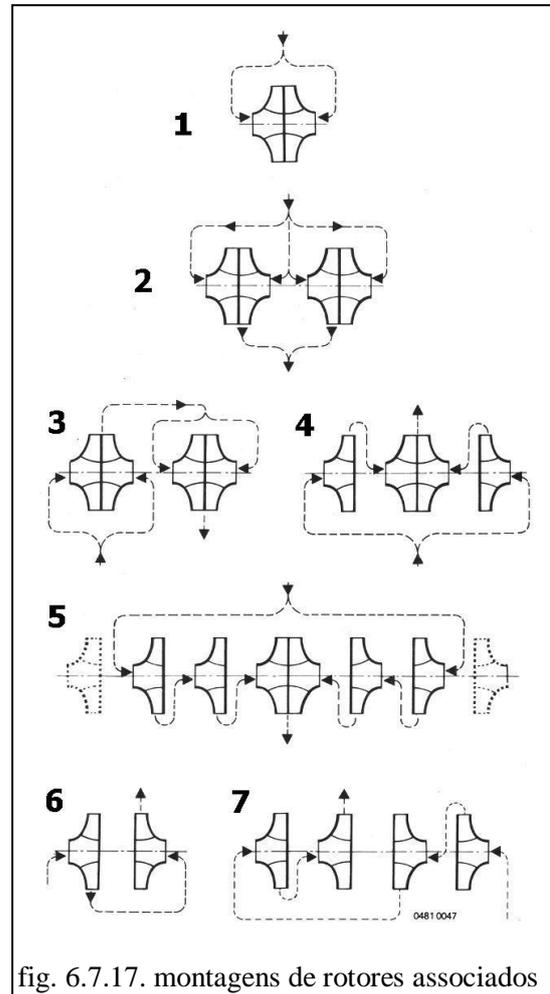


fig. 6.7.17. montagens de rotores associados

6.7.3.5. Comentários sobre associação de rotores

Todos os critérios e conceitos aplicados à associação de rotores permanecem válidos quando da associação de bombas completas. Neste caso deve-se atentar para a dissipação na interligação entre as bombas e que, ao aumentar a dissipação do sistema interfere diretamente sobre a vazão a ser obtida. O conceito de que a associação de rotores ou bombas implica num aumento de vazão, ou de carga ou de ambas as grandezas proporcional ao número de rotores é válido apenas para a obtenção da curva característica $H(Q)$ da associação. O ponto de funcionamento da bomba é definido pela instalação alimentada pela bomba e o seu procedimento de obtenção foi apresentado no parágrafo 6.3..

Apesar de não ser usada a denominação “associação de turbinas”, o conceito de associação pode ser aplicado a elas. Um aproveitamento hidrelétrico onde a vazão total deve ser dividida por i máquinas corresponde a uma associação em paralelo. Associações em série de rotores são praticadas apenas em bombas-turbina, que efetivamente são projetadas como bombas.

6.7.4. Formas construtivas especiais

Além das formas construtivas expostas até aqui são encontradas formas especiais, constituídas por composição de rotores diferentes ou por rotores com pás fora dos padrões já vistos.

A figura 6.7.18. mostra uma bomba de fluxo radial munida de um indutor. A composição de um rotor helicoidal com um radial visa pré-recalar o fluido para a entrada do rotor radial. Esta ação cria uma maior pressão na sucção do rotor radial, reduzindo a sua sensibilidade à cavitação. Com isso pode-se operar o conjunto a rotações mais elevadas, minimizando o diâmetro do rotor radial para um mesmo montante de energia fornecida. Uma redução de diâmetro implica numa redução de todo o conjunto, minimizando o peso e o volume da bomba. Esta forma construtiva é aplicada em sistemas hidráulicos da área aeroespacial, onde se exige peso e volume reduzidos e alto desempenho em pequenos intervalos de tempo.

- 1: rotor radial
- 2: indutor
- 3: sistema de re-circulação

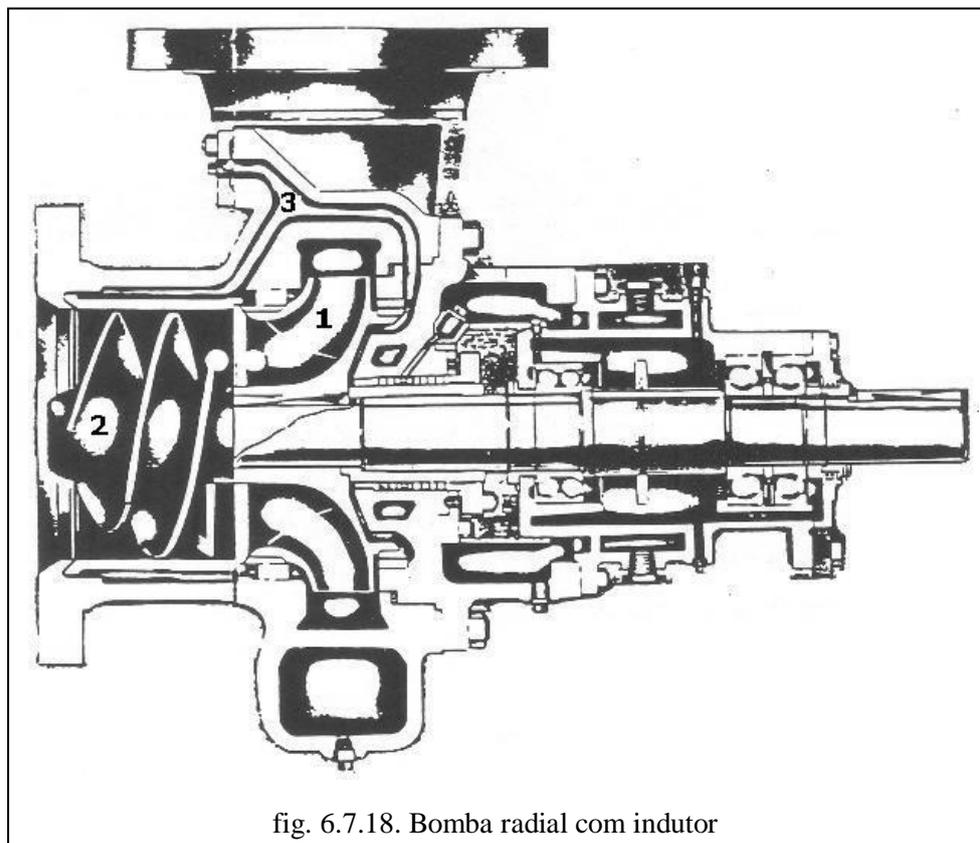


fig. 6.7.18. Bomba radial com indutor

A figura 6.7.19. apresenta uma bomba de fluxo radial auto-escorvante. O artifício para evitar a escorva ao início de operação da bomba não afogada consiste na substituição do ar do conduto de sucção e do interior da bomba pelo líquido a ser recalcado. Desta forma, havendo líquido em contato com o rotor hidráulico o fluxo se inicia, desobrigando o operador da operação de escorva.

Há várias alternativas de auto escorva. Aquela mostrada na figura modifica a forma da bomba, criando reservatórios à entrada e saída do rotor. O líquido armazenado nestes dois reservatórios irá se responsabilizar pela manutenção da escova da bomba.

1 e 2: reservatórios
3: válvula de retenção

A válvula de retenção impede o esvaziamento do reservatório 1 e de parte do reservatório 2 quando a bomba é montada com eixo na vertical como na figura. Ela se abre quando do início de operação da bomba, com a retirada de fluido do interior do reservatório 1 e a consequente redução de pressão local. Cria-se, assim, condições de chegada de líquido ao rotor e início de bombeamento.

Em caso de montagem com o eixo da bomba na horizontal pode-se dispensar a válvula de retenção.

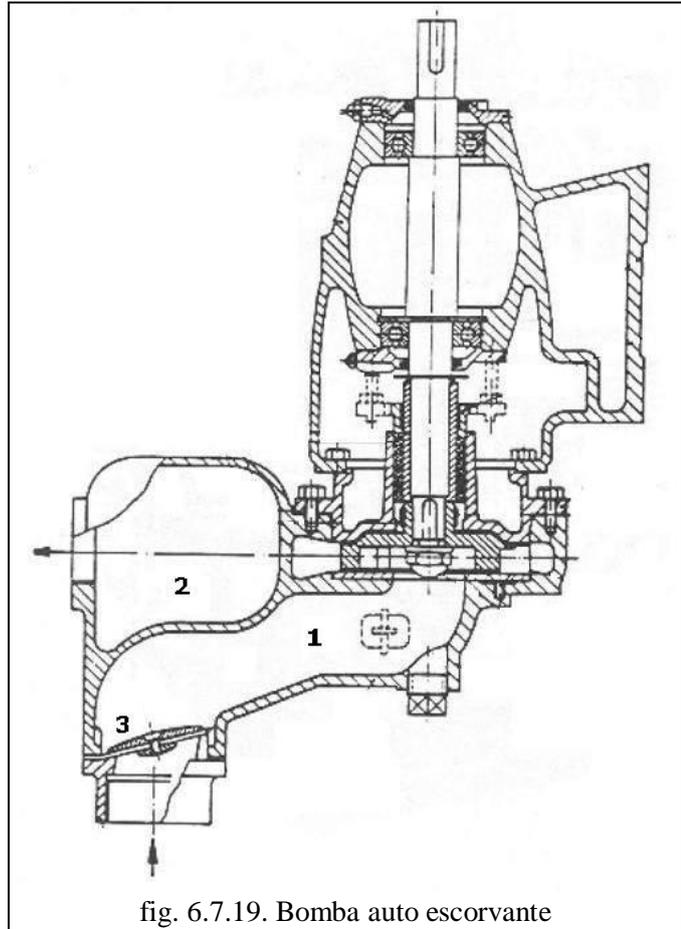


fig. 6.7.19. Bomba auto-escorvante

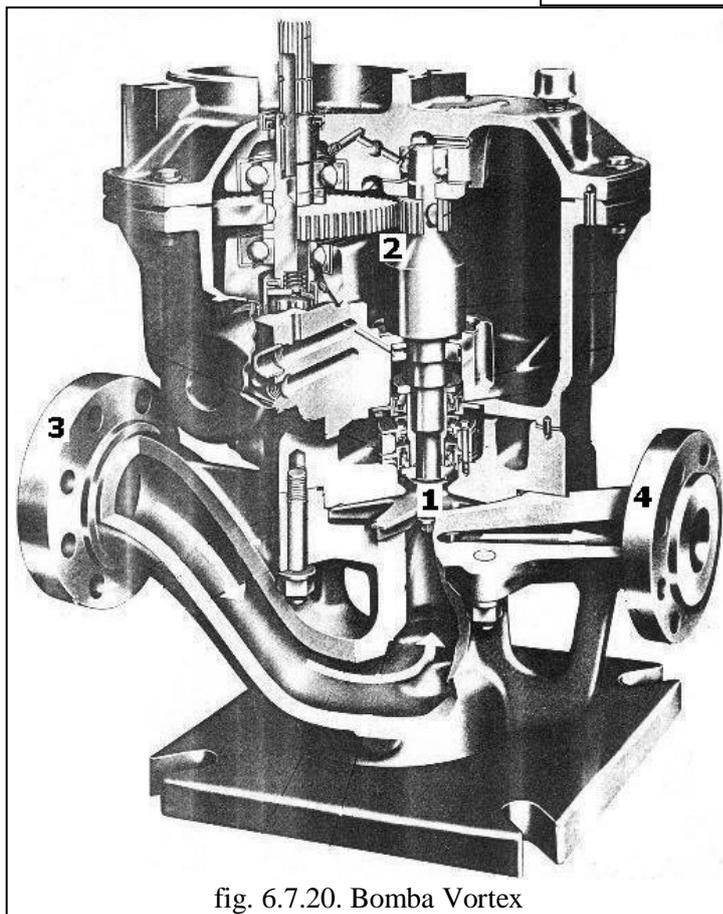
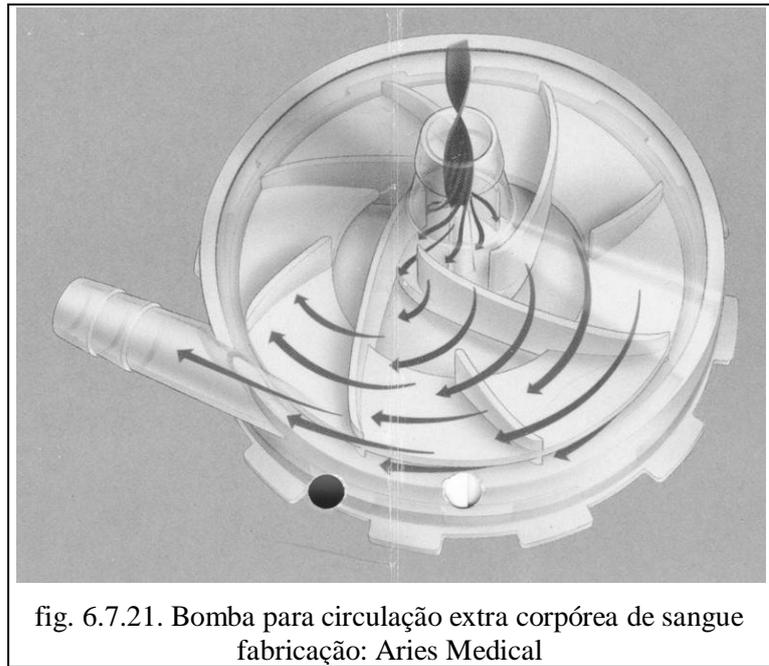


fig. 6.7.20. Bomba Vortex

A figura 6.7.20 mostra uma bomba de pás retas (1), de nome comercial Vortex, cuja principal característica é operar a rotações muito elevadas. Para tanto o conjunto tem um variador de rotação (2) por par engrenado. O fabricante oferece uma versão com indutor.

- 1: rotor de pás retas
- 2: variador de rotação
- 3: flange de sucção
- 4: flange de pressão

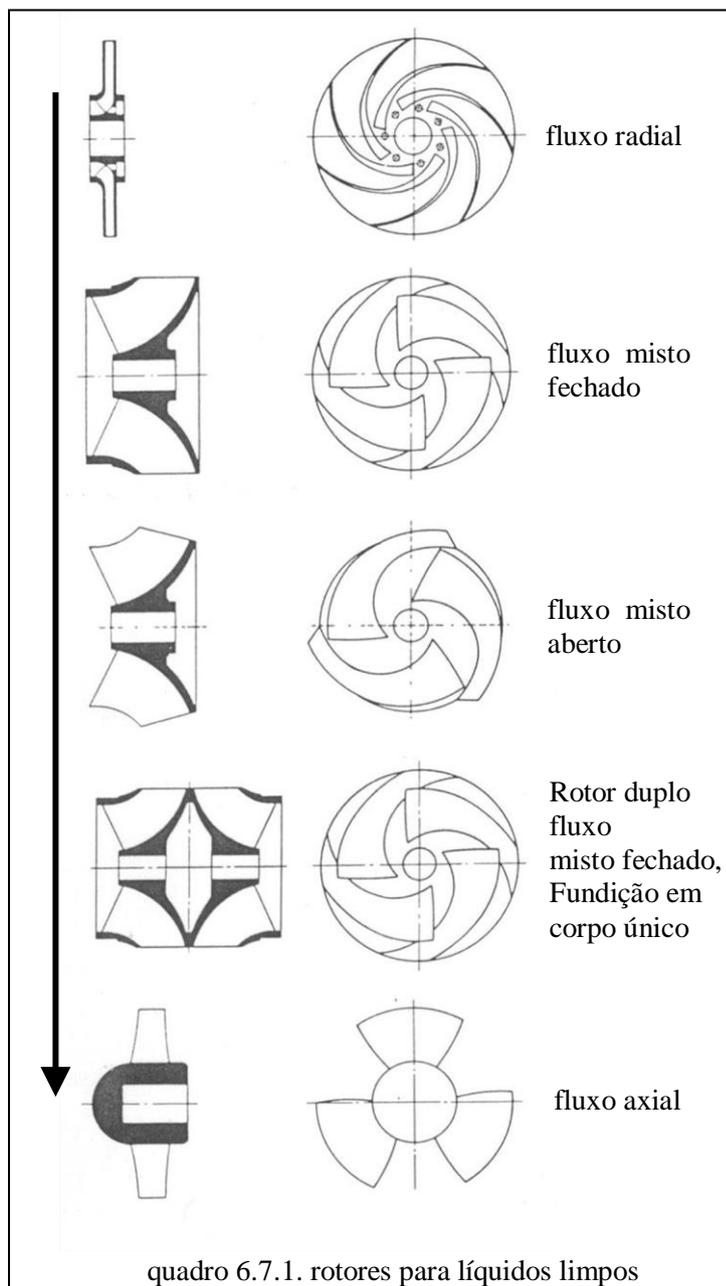
A figura 6.7.21. apresenta uma bomba centrífuga para circulação extra corpórea de sangue, de nome comercial Lifestream. A forma convencional de circulação de sangue durante operações cardíacas é representada por uma bomba peristáltica. Nestas bombas dois roletes são girados por um motor e comprimem um tubo contra uma parede sólida. O volume de fluido retido entre os dois roletes corresponde à vazão de sangue circulada. Variada a rotação do motor, varia a vazão.



Bombas volumétricas podem levar a uma elevação de pressão em caso de obstrução qualquer e provocar a ruptura de uma artéria. Elas ainda provocam traumas no sangue devido ao esmagamento dos tubos e do sangue ali presente, traumas estes evidenciados pela destruição de hemáceas e plaquetas. Todos estes inconvenientes desaparecem quando do uso de bombas centrífugas.

6.7.5. Rotores para bombas hidráulicas de fluxo

A forma construtiva dos rotores identifica as bombas hidráulicas de fluxo e define as suas características operacionais. O quadro 6.7.1. mostra as várias formas construtivas de rotores para bombas hidráulicas de fluxo e recalque de líquidos limpos. Entenda-se por líquidos limpos aqueles sem a presença de sólidos em proporção elevada. Isto exclui água com areia em suspensão ou meios heterogêneos devidamente preparados para o recalque, tais como transporte de minério e outros.



O maior número de pás do rotor radial reduz o volume vazio em seu interior e, assim, limita a vazão que o atravessa. Por outro lado, quanto maior a variação de diâmetro entre entrada e saída do fluxo tanto maior o nível de energia transferido ao fluido. Rotores radiais operam as menores vazões e as maiores cargas dentre todos.

Em contrapartida aos radiais, os rotores axiais têm poucas pás e sua forma cilíndrica com pouca pás oferece um grande volume vazio para permitir vazões elevadas. Nestes, a transferência de energia ocorre apenas por variação de quantidade de movimento entre entrada e saída, sem a contribuição centrífuga, o que limita o nível de transferência de energia. Rotores axiais operam as maiores vazões e as menores cargas dentre todas as formas construtivas.

O sentido da seta do quadro 6.7.1. indica cargas decrescentes e vazões crescentes.

O quadro 6.7.2. mostra as formas construtivas de rotores para recalque de fluidos com sólidos em suspensão ou líquidos sujos, mantida aqui a caracterização da página anterior. Eles operam tanto com esgoto in natura quanto com pastas e massas ou minério.

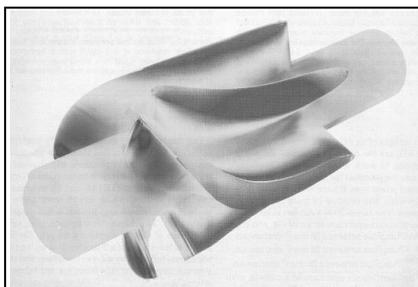
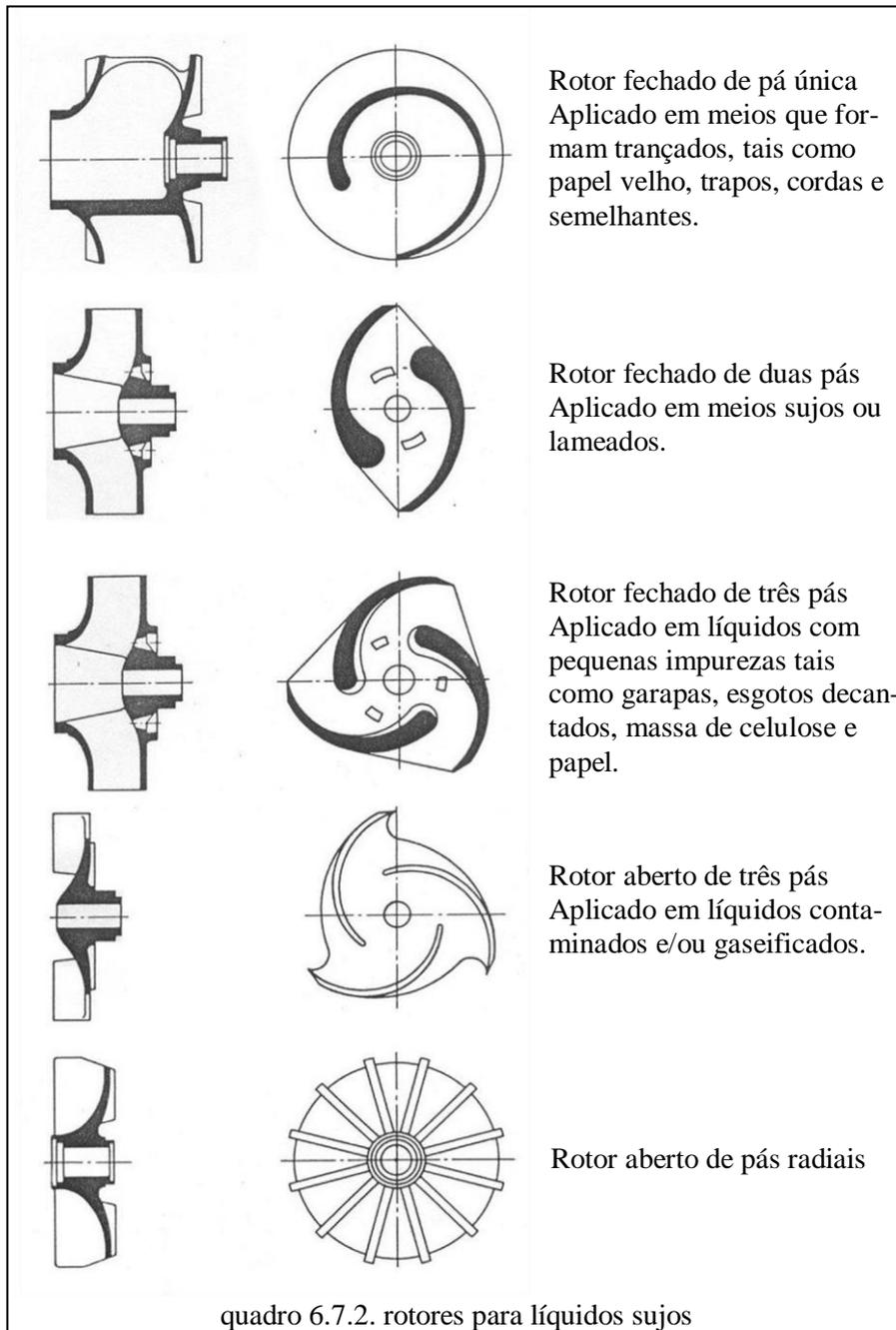


fig. 6.7.22. rotor axial para aplicações cardíacas

A figura 6.7.22. mostra um rotor axial de bomba para implante cardíaco visando a suplementação da ação de corações debilitados. Tais bombas estão em desenvolvimento e seu diâmetro externo gira em torno de 12 milímetros.

6.7.6. Triângulos de velocidade em bombas hidráulicas de fluxo

A análise da projeção meridiana de formas construtivas semelhantes de uma bomba hidráulica e de uma turbina não permite diferenciá-las. Apesar desta aparente semelhança, as máquinas centrífugas, radiais e mistas, diferem muito no tangente às condições operacionais.

Uma bomba centrífuga deve, para oferecer um bom rendimento, ter um número reduzido de pás, cerca da metade do número de pás de uma turbina Francis. Como consequência do número reduzido de pás o escoamento no interior do rotor muda, influenciado também de os canais serem divergentes, em vista de a distância entre pás consecutivas aumentar no sentido da face de pressão do rotor. Além disso, a bomba opera transferindo energia ao fluido, operação mais complexa que a realizada por turbinas. Com isso, o escoamento em bombas é muito diferente do escoamento em turbinas.

As máquinas axiais são muito parecidas, tanto em forma quanto em número de pás apresentando as bombas apenas os problemas associados à transferência de energia para o fluido.

6.7.6.1. Bombas radiais e mistas

A figura 6.7.23. mostra a projeção meridiana de uma bomba hidráulica de fluxo misto. Devido à simetria axial é apresentada apenas metade do corte.

A admissão de saída paralela às pás, viável em turbinas Francis não pode ser aplicada às bombas devido ao menor número de pás e à maior área de saída devida ao escoamento divergente no rotor.

A admissão de entrada irrotacional é aplicada em qualquer uma das três condições operacionais, carga parcial, ponto ótimo e sobrecarga. Isso conduz à condição de entrada irrotacional, onde $c_{u1} = 0$ pois $\alpha_1 = 90^\circ$.

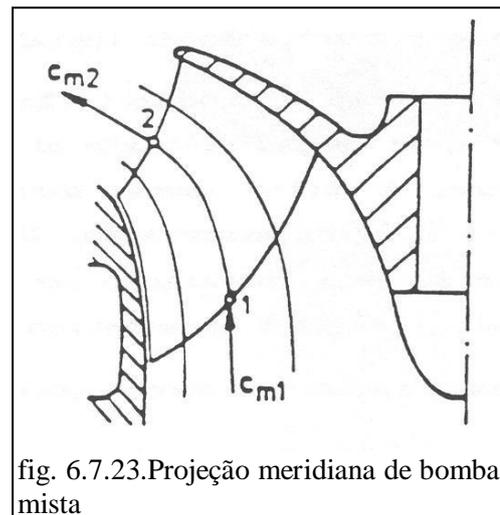


fig. 6.7.23. Projeção meridiana de bomba mista

6.7.6.1.1 Triângulo da face de sucção (entrada)

Com a imposição de entrada irrotacional teremos triângulos retângulos em todas as três condições operacionais analisadas, conforme a figura 6.7.24.

Do triângulo de velocidades conhece-se:

- direção módulo e sentido da velocidade tangencial u_1 ;
- sentido da velocidade absoluta c_1 ; com seu módulo sendo proporcional à vazão;

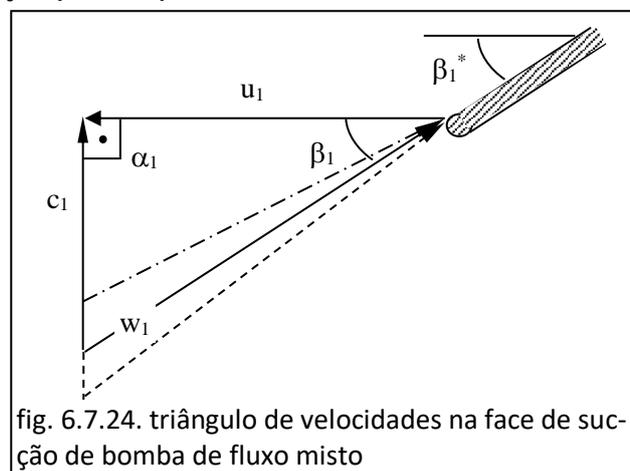


fig. 6.7.24. triângulo de velocidades na face de sucção de bomba de fluxo misto

- a velocidade relativa \underline{w}_1 é dada pela soma vetorial

$$\vec{w}_1 = \vec{u}_1 + \vec{c}_1 \quad (6.7.2)$$

O triângulo composto pelas linhas contínuas é o triângulo correspondente ao ponto de máximo rendimento. Nele a entrada do fluxo é paralela às pás, com o ângulo formado pelas velocidades tangencial e relativa, β_1 , sendo igual ao ângulo formado pela direção tangencial e a pá, β_1^* .

Sob carga parcial o fluxo se reduz, o que implica em uma velocidade absoluta menor que aquela do ponto ótimo e $\beta_1 < \beta_1^*$. Em sobre carga ocorre o inverso; a vazão é maior que aquela no máximo rendimento e $\beta_1 > \beta_1^*$. Em ambas as situações tem-se entrada com choque do fluxo no rotor, o que implica em perdas adicionais que não ocorrem no ponto ótimo.

6.7.6.1.2 Triângulo da face de pressão (saída)

Do triângulo de velocidades na face de pressão, figura 6.7.25., tem-se:

- direção módulo e sentido da velocidade tangencial \underline{u}_2 ;
- a velocidade relativa \underline{w}_2 é pelo perfil das pás (não paralelo);
- a velocidade absoluta \underline{c}_2 é dada pela soma vetorial

$$\vec{c}_2 = \vec{u}_2 + \vec{w}_2 \quad (6.7.3)$$

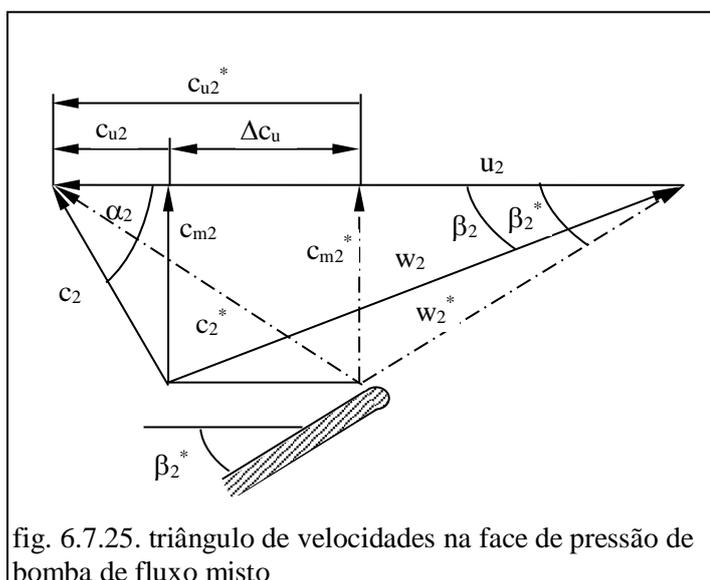


fig. 6.7.25. triângulo de velocidades na face de pressão de bomba de fluxo misto

Existindo difusores à saída da bomba, a velocidade absoluta \underline{c}_2 será paralela à entrada das pás.

Não é possível caracterizar saída paralela às pás no ponto de máximo rendimento. Certamente em alguma condição operacional este paralelismo ocorrerá, porém não se pode pretender usá-lo para qualquer dimensionamento.

Na figura 6.7.25. foram desenhados dois triângulos de velocidade. O real, formado pelas velocidades representadas por linhas contínuas e o ideal, formado por linhas tracejadas. O triângulo ideal admite saída do fluxo paralelo às pás e é de fácil determinação. O triângulo real não pode ser determinado a priori. Analisando-se os dois triângulos é possível identificar que:

- o lado correspondente à velocidade tangencial \underline{u}_2 é comum aos dois triângulos, visto ser a velocidade tangencial constante;
- a altura dos dois triângulos, correspondente à velocidade meridiana \underline{c}_{m2} , é a mesma, visto ser a vazão constante;

- se conhecida a diferença entre as projeções das velocidades absolutas na direção tangencial, Δc_u , é possível obter o triângulo real a partir do triângulo ideal.

A equação de Euler (2.11.39) pode ser aplicada aos triângulos da figura 6.7.25..

$$(2.11.39) \quad Y_{th} = (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1})$$

A entrada irrotacional admitida para todas as condições de operação simplifica a equação de Euler:

$$Y_{th} = u_2 c_{u2} \quad (6.7.4)$$

Aplicada ao triângulo ideal tem-se:

$$Y_{th} = u_2 c_{u2}^* \quad (6.7.5)$$

Inseridas no equacionamento as características das máquinas reais, o trabalho específico real será menor que o trabalho ideal.

$$Y = u_2 c_{u2} \quad (6.7.6)$$

A diferença entre os trabalhos específicos ideal e real, ΔY , é chamado de fator de redução por expressar a redução de trabalho específico quando se passa do ideal para o real e dado por:

$$\Delta Y = Y_{th} - Y \quad (6.7.7)$$

O escorregamento, obtido a partir do fator de redução é dado por:

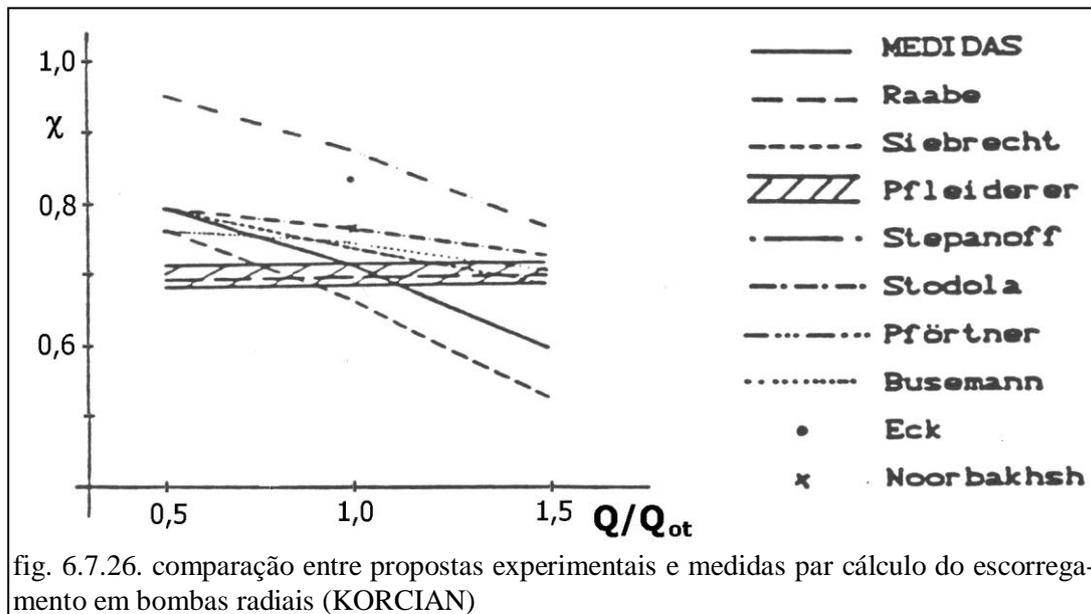
$$\Delta c_u = c_{u2}^* - c_{u2} \quad (6.7.8)$$

A busca de expressões empíricas que permitam determinar o escorregamento e assim viabilizar o dimensionamento geométrico do rotor da bomba tem ocupado muitos pesquisadores atuantes na área. As equações empíricas encontradas na literatura divergem nos resultados obtidos.

As expressões propostas envolvem o coeficiente adimensional χ definido por:

$$\chi = \frac{\Delta c_u}{c_u} \quad (6.7.9)$$

O trabalho experimental realizado por KORCIAN, 1984, analisou as várias propostas para cálculo do escorregamento em bombas hidráulicas de fluxo e comparou-os com os resultados das medições efetuadas em uma bomba hidráulica de fluxo radial de rotação específica $n_q = 15$. A figura 6.7. 26 mostra os resultados obtidos.



A comparação encontrada na figura 6.7.26. mostra a inviabilidade das várias propostas para se melhorar a definição do triângulo de velocidades em bombas hidráulicas de fluxo. Isto significa ser necessário admitir o triângulo ideal para a definição da geometria das bombas e a necessidade de otimização experimental dos rotores.

Deve-se lembrar que a otimização experimental a partir de ensaios com modelos reais vem sendo substituída pela experimentação com modelos virtuais, quando o escoamento é simulado a partir das equações modeladas que regem o fenômeno do escoamento real em máquinas de fluxo.

6.7.7. Transformação de energia em bombas hidráulicas de fluxo

A análise interna do fluxo de energia aplicada às turbinas é repetida aqui, adequada a análise às bombas hidráulicas de fluxo. Desta forma a análise será feita de forma sucinta. Esta análise será feita a partir do fluido, referência para todos os estudos feitos no curso.

O trabalho específico é dado pela equação de Euler:

$$(2.11.39) \quad Y_{th} = (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1})$$

O trabalho específico nas pás é afetado pelo rendimento hidráulico:

$$Y_p = Y_t = \frac{Y_{th}}{\eta_h} \quad (6.7.10)$$

A potência nas pás será função do trabalho específico nas pás e da vazão que escoar pelo rotor.

$$P_p = \rho g Q_r H_t = \rho Q_r Y_t \quad (6.7.11)$$

Na figura 6.7.27. verifica-se que a vazão mássica pelo rotor corresponde à soma da vazão nominal com aquela devida às perdas volumétricas devido à fuga de fluido pelos labirintos. Esta fuga corresponde ao retorno do fluido recalcado para a face de sucção do rotor e no caso de bombas pode ser significativa devido à erosão do conjunto de anéis de desgaste.

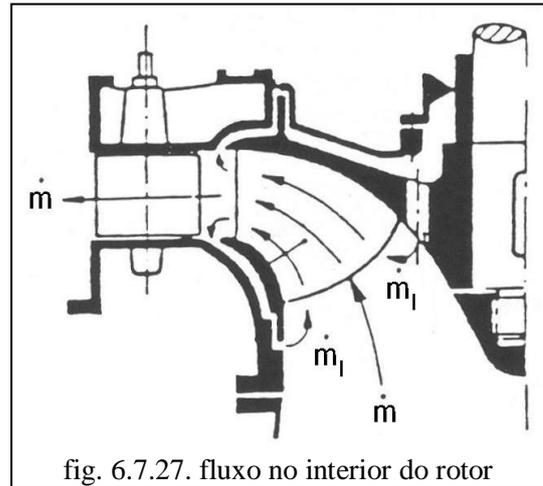


fig. 6.7.27. fluxo no interior do rotor

$$\dot{m}_r = \dot{m} + \dot{m}_l = \dot{m} \left(1 + \frac{\dot{m}_l}{\dot{m}} \right) \quad (6.7.12)$$

$$P_p = \frac{Y_{th}}{\eta_h} (\dot{m} + \dot{m}_l) = \dot{m} \frac{Y_{th}}{\eta_h} \left(1 + \frac{\dot{m}_l}{\dot{m}} \right) \quad (6.7.13)$$

$$P_p = \rho g \frac{H_{th}}{\eta_h} (Q + Q_l) = g Q \frac{H_{th}}{\eta_h} \left(1 + \frac{Q_l}{Q} \right) \quad (6.7.14)$$

A vazão nos labirintos, que aumenta a vazão a ser recalçada pelo rotor é tão maior quanto maior for o grau de impurezas presentes na água e o tempo de operação da bomba. Esta vazão pode crescer de forma a afetar significativamente o rendimento da máquina, quando deve-se, então, substituir os anéis de desgaste.

A potência interna deve ser maior que a potência nas pás, pois deve suprir as perdas por atrito lateral, impostas pelas tensões de cisalhamento que se desenvolvem nas folgas entre o rotor e a carcaça estacionária que o envolve. O rendimento interno corresponde às perdas internas na bomba.

$$P_i = P_p + P_{al} \quad (6.7.15)$$

$$P_i = \frac{P_p}{\eta_i} \quad (6.7.16)$$

A potência útil deve ser maior que a potência interna, pois deve suprir as perdas nos mancais e vedações. O rendimento útil ou efetivo corresponde às perdas nos mancais e vedações da bomba.

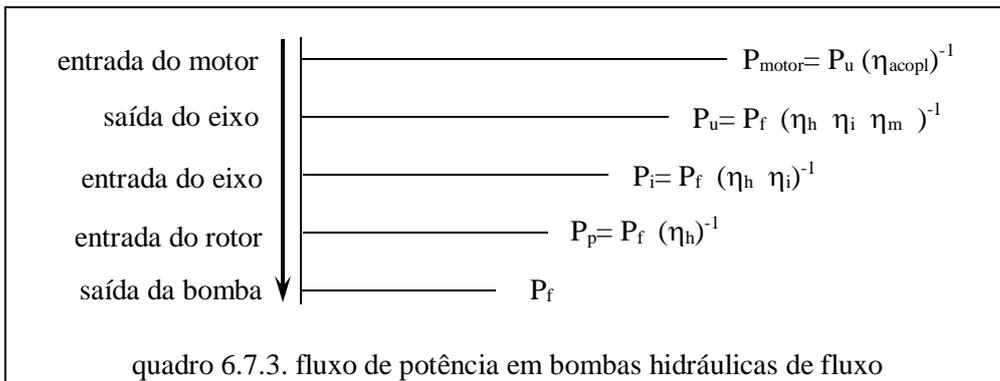
$$P_u = P_i + P_{mv} \quad (6.7.17)$$

$$P_u = \frac{P_i}{\eta_u} \tag{6.7.18}$$

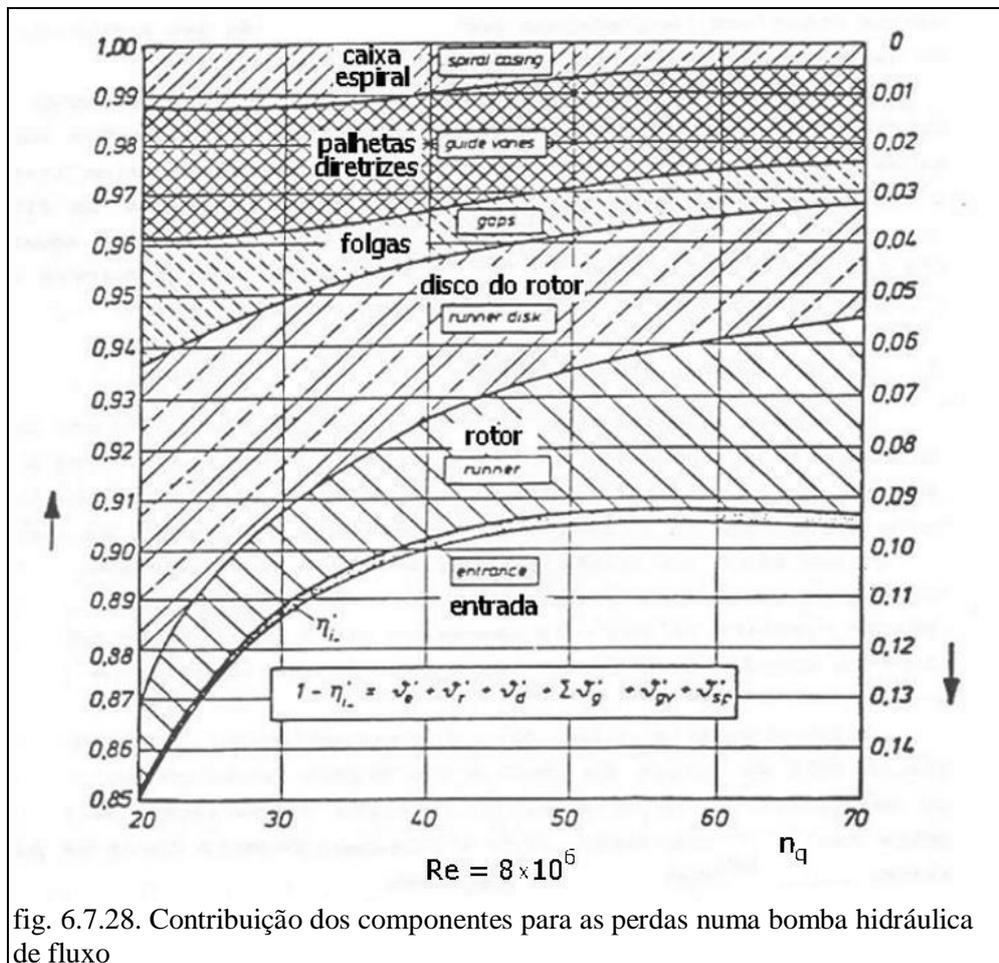
Havendo acoplamento para a transmissão entre o motor elétrico e a bomba deve-se considerar o seu rendimento para a determinação da potência do motor.

$$P_{motor} = \frac{P_u}{\eta_{acopl}} \tag{6.7.19}$$

A representação esquemática do fluxo de potência está no quadro 6.7.3..



A figura 6.7.28. mostra a contribuição de cada componente para as perdas e consequentemente para a definição do rendimento útil de bombas hidráulicas de fluxo de alta qualidade.



6.7.8. Bombas estáticas

Bombas estáticas são aquelas em que a transformação de energia, ou a realização de trabalho sobre o fluido, é conseguida por deslocamento periódico de um órgão específico, pistão por exemplo, ou por elementos rotativos, engrenagens por exemplo, porém sem a ocorrência de variação de direção no escoamento relativo.

Estas máquinas são aplicadas em casos específicos onde não é possível o uso de máquinas de fluxo, quer por vazões muito reduzidas, quer por recalque de fluidos inadequados para bombas hidráulicas de fluxo, quer por uma combinação de vazões baixas e cargas elevadas. As condições operacionais limitam as bombas hidráulicas de fluxo a uma rotação específica mínima de cerca de 10 (dez), limite superior das bombas estáticas.

Devido às características operacionais mais convenientes das bombas hidráulicas de fluxo, as estáticas apenas são aplicadas quando aquelas são inviáveis para o aproveitamento em estudo.

6.7.8.1. Bombas alternativas

As bombas alternativas transferem energia ao fluido através do movimento alternativo linear de um pistão. A forma construtiva e de operação mais simples é aquela em que um único pistão realiza trabalho sobre o fluido apenas quando do movimento em um sentido, retornando em vazio para completar o ciclo. O movimento do pistão alterna-se entre dois extremos, cuja distância define o seu curso, movido por um sistema biela-manivela. A cada rotação completa do sistema biela-manivela tem-se um ciclo completo de sucção e compressão.

A figura 6.7.29. mostra uma instalação operada por uma bomba alternativa de simples efeito, sem os reservatórios de sucção e de recalque.

1: pistão de simples efeito

2: sistema biela-manivela

3: câmara pneumática

4: válvula de sucção

5: válvula de descarga

Note-se que em caso de bloqueio do conduto de recalque a bomba continuará operando e poderá elevar a pressão acima do limite de ruptura do material do conduto.

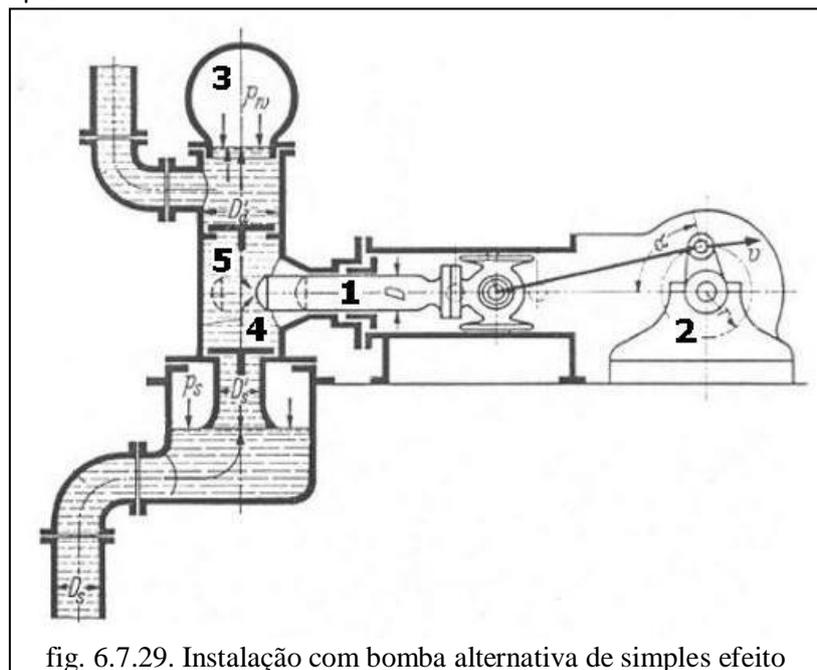


fig. 6.7.29. Instalação com bomba alternativa de simples efeito

Um ciclo completo da bomba da figura 6.7.29, relatado a partir do final da compressão, é composto dos passos seguintes:

- 1: retorno do pistão com conseqüente redução de pressão no interior do êmbolo, o que provoca o fechamento da válvula de descarga e a abertura da válvula de sucção;
- 2: o êmbolo é preenchido pelo fluido succionado do reservatório de sucção;
- 3: encerrado o ciclo de admissão o êmbolo está completamente preenchido e inicia-se o ciclo de recalque ou compressão;
- 4: com a compressão aumenta a pressão no interior da câmara, a válvula de sucção é fechada e a de recalque abre-se;
- 5: o fluido adentra o conduto de recalque e comprime o ar no interior da câmara pneumática, com este absorvendo parte da energia transportada pelo fluido;
- 6: encerra-se o ciclo de compressão com o esvaziamento do êmbolo, a válvula de descarga fecha-se e a energia absorvida pelo ar na câmara pneumática mantém o escoamento até a equalização da sua pressão com a altura de recalque;
- 7: o ciclo se repete a partir de 1.

O maior inconveniente das máquinas alternativas de simples efeito está em exigir do conjunto solicitações cíclicas muito diversas devido à variação de torque e pressão nos ciclos de pressão e de compressão. O escoamento pulsante, mesmo atenuado pela câmara pneumática, também é inconveniente para o sistema. Tais inconvenientes são atenuados com a utilização do pistão em duplo efeito. Neste caso cada face do pistão opera em sucção e em recalque, reduzindo os extremos de solicitação do conjunto. Uma segunda alternativa é a aplicação de bombas com múltiplos pistões.

A figura 6.7.30. mostra uma bomba alternativa de duplo efeito. Nela são encontrados em duplicata as válvulas de sucção e descarga e a câmara pneumática. Estas estão interligadas para uma melhor distribuição de pressões tanto no recalque quanto na sucção. Note-se que a área do pistão da direita responsável pelo trabalho é menor do que o da esquerda devido à presença da haste de acionamento.

A vazão máxima possível de ser recalçada por uma bomba alternativa de simples efeito pode ser determinada pela expressão a seguir:

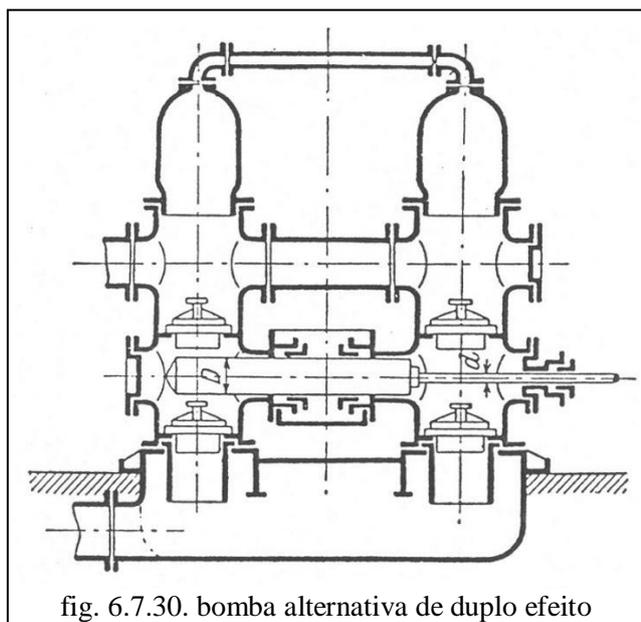


fig. 6.7.30. bomba alternativa de duplo efeito

$$Q_{m\acute{a}x} = \frac{\pi D^2}{4} s \omega \quad (6.7.19)$$

$Q_{m\acute{a}x}$: vazão máxima; D : diâmetro do pistão; s : curso do pistão;
 ω : velocidade angular da manivela.

Folgas, vazamentos, ar presente no meio líquido, operação ineficiente das válvulas entre outros fatores reduzem o valor determinado por (6.7.19). O rendimento volumétrico das bombas alternativas situa-se na faixa compreendida entre 0,93 e 0,98, crescendo com a qualidade e o porte das máquinas.

A curva característica de uma bomba volumétrica se caracteriza por uma pequena redução de vazão implicar numa grande elevação de pressão. Por esta razão a maioria das bombas alternativas possui um válvula automática de segurança, que se abrirá quando a pressão superar o valor da pressão de segurança estabelecida para o sistema.

A figura 6.7.31.a mostra a curva característica $H(Q)$ de uma bomba volumétrica sem válvula de segurança contra a elevação de pressão. A curva é praticamente retilínea e apresenta um gradiente de elevação de carga de cerca de 2 metros de carga por m^3/h de redução de vazão.

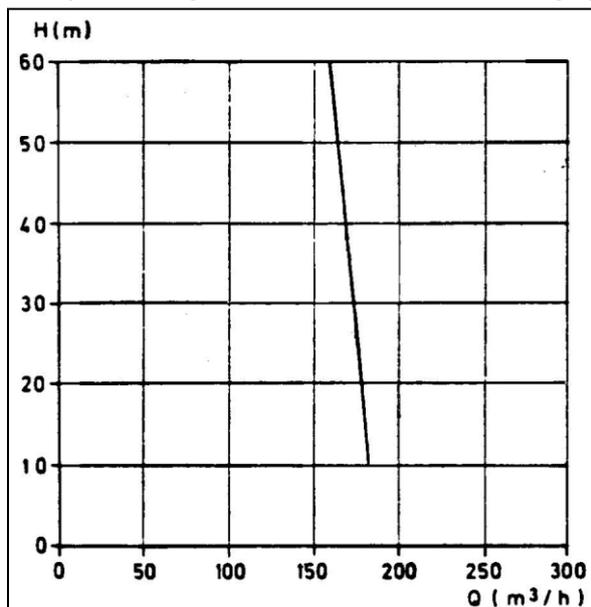


fig. 6.7.31.a Curva de bomba volumétrica sem válvula de segurança

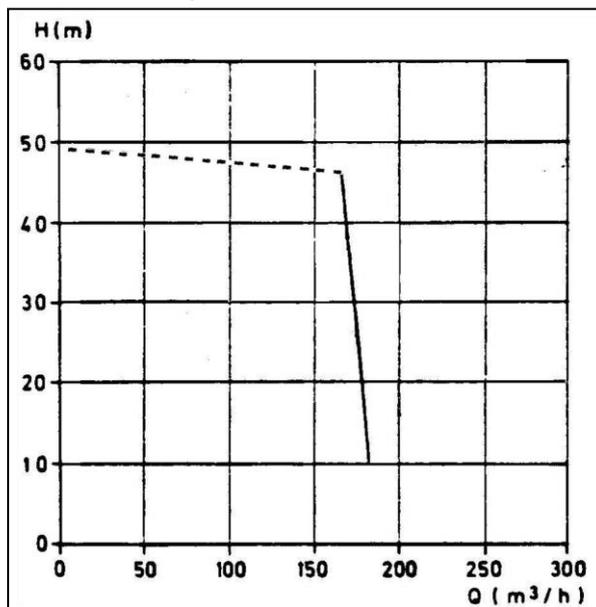


fig. 6.7.31.b Curva de bomba volumétrica com válvula de segurança

A figura 6.7.31.b mostra a mesma curva característica $H(Q)$ porém com o sistema munido de válvula de segurança. A uma carga de cerca de 47 metros a válvula se abre impedindo a ocorrência de um gradiente elevação de carga agressivo.

A figura 6.7.32. mostra uma bomba de concreto com dois pistões de simples efeito e válvulas rotativas, usado em caminhões-betoneira para o recalque de concreto.

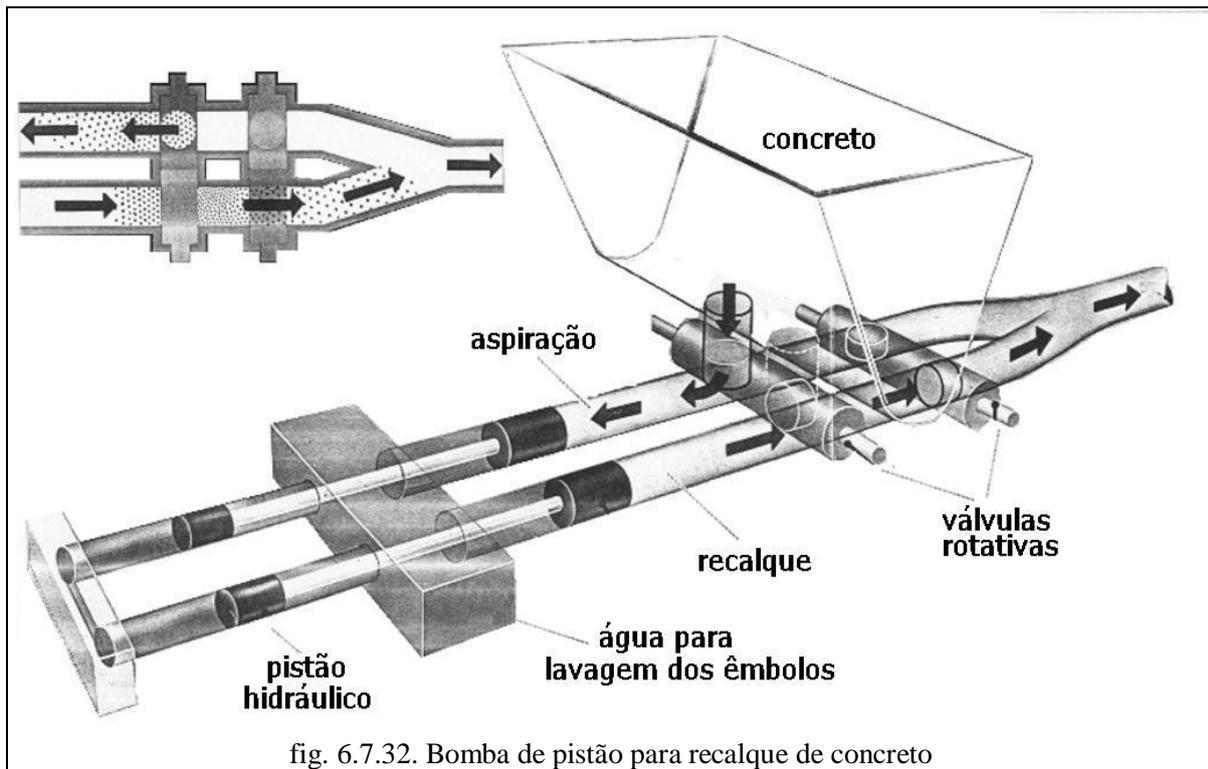


fig. 6.7.32. Bomba de pistão para recalque de concreto

6.7.8.2. Outras bombas estáticas

Serão apresentadas apenas as figuras correspondentes a algumas das formas construtivas de bombas estáticas diferentes das bombas a pistão.

Bombas de engrenagens como as das figuras 6.7.33. e 6.7.34. são aplicadas na circulação de óleo de lubrificação de motores a combustão interna, onde se necessita de pressão elevada para garantir a abertura de eventuais obstruções e baixa vazão.

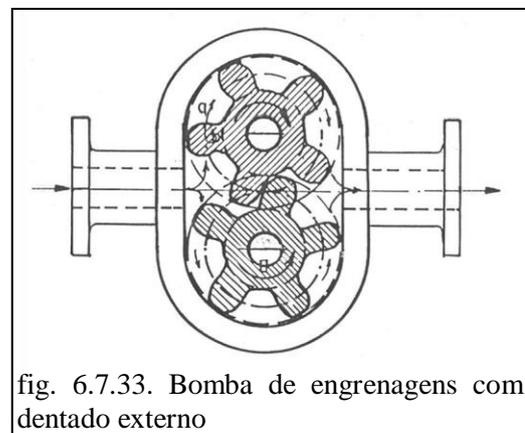


fig. 6.7.33. Bomba de engrenagens com dentado externo

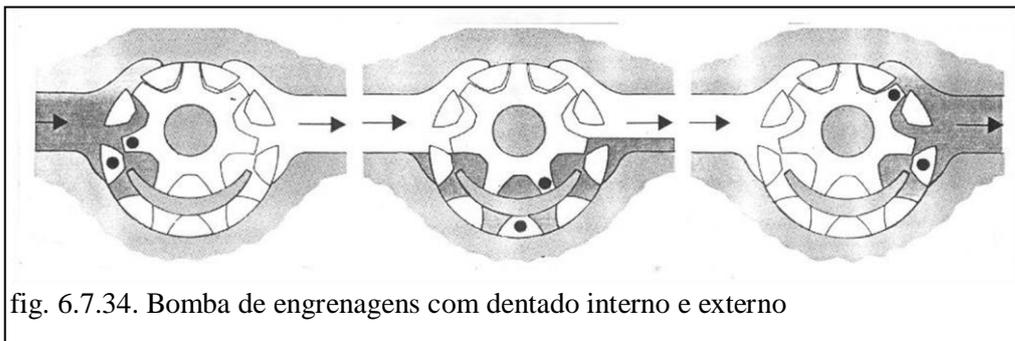


fig. 6.7.34. Bomba de engrenagens com dentado interno e externo

As figuras 6.7.35. e 6.7.36. apresentam bombas de parafuso para aplicações diferenciadas.

A figura 6.7.35. mostra uma bomba de parafuso de simples efeito, com rosca à esquerda em um dos eixos e à direita no outro.

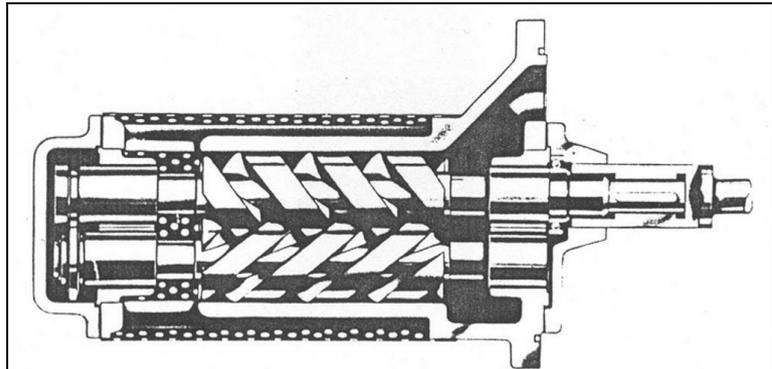


fig. 6.7.35. bomba de parafuso de simples efeito

A figura 6.7.36. mostra uma bomba de parafuso de duplo efeito, com roscas à direita e à esquerda em ambos os eixos. Em sua parte superior encontra-se a válvula de segurança contra elevação de pressão. A mola responsável pela definição da pressão limite de operação da bomba pode ser tensionada pelo volante e com isso ter a pressão de segurança variada.

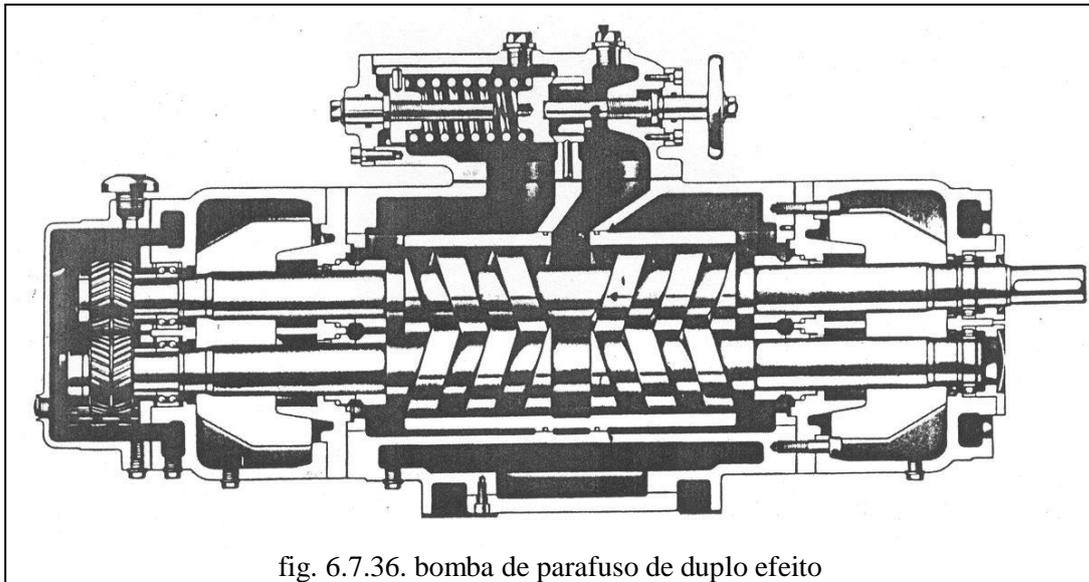


fig. 6.7.36. bomba de parafuso de duplo efeito

A bomba de parafuso da figura 6.7.37. tem sua aplicação ligada a processos de extrusão. Na indústria de plásticos tais máquinas têm a sua característica de operação contínua aproveitada para a produção de peças longas tais como mangueiras e tubos.

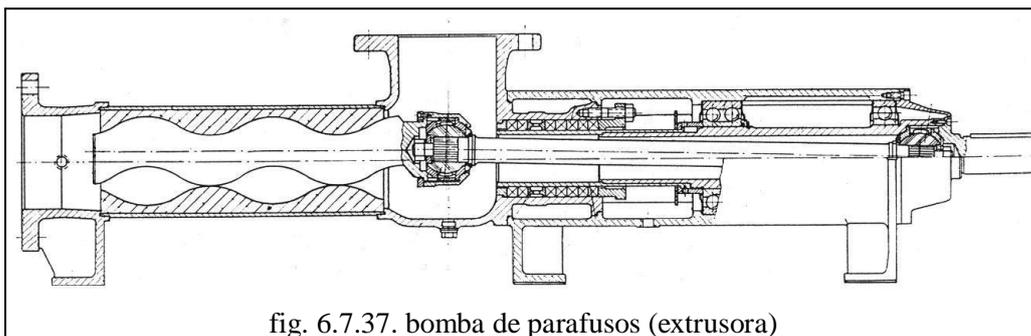


fig. 6.7.37. bomba de parafusos (extrusora)

A figura 6.7.38 mostra uma bomba de palhetas, usada entre outros para o recalque de combustível em postos de serviço. A operação de volumes definidos de fluido sem a geração de turbulência, característica operacional da bombas estáticas, impede a formação de vapor de combustível durante o bombeamento para o tanque dos veículos. Com isso evita-se que o motorista pague por um volume de vapor medido e que não será usado para a movimentação do veículo.

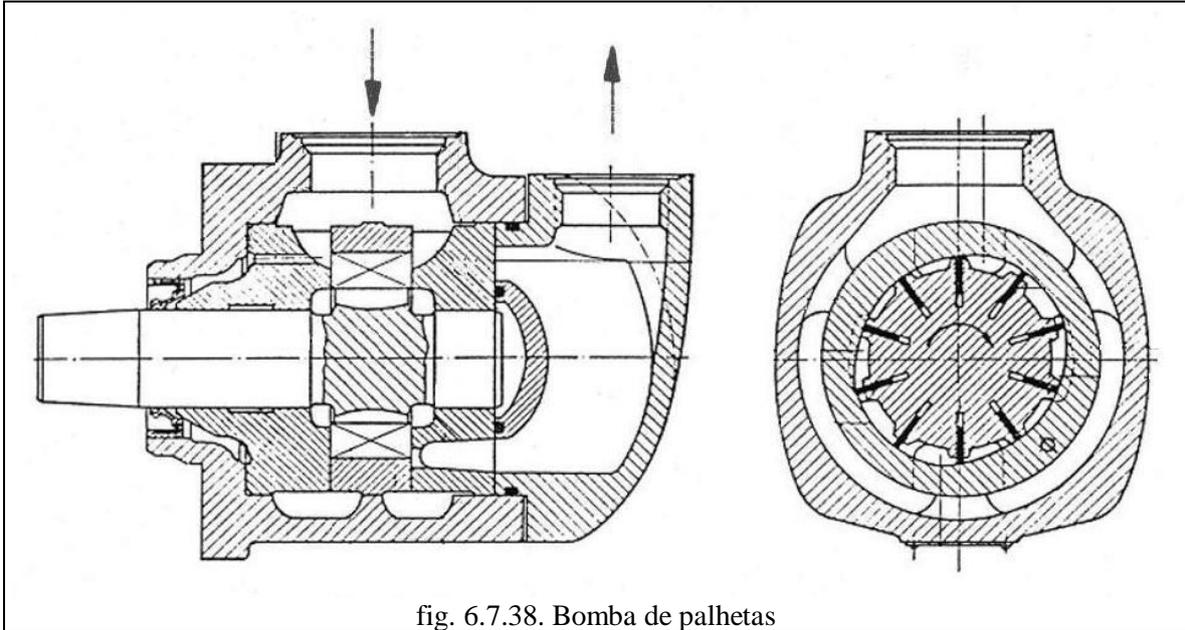
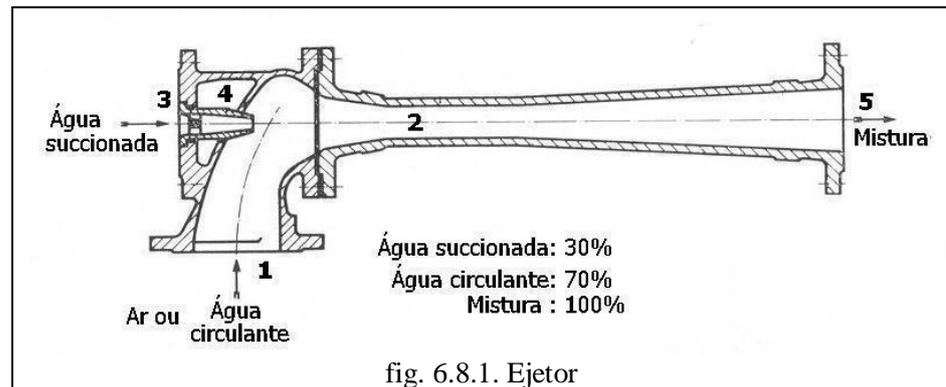


fig. 6.7.38. Bomba de palhetas

6.8. Ejetores

O uso de ejtores é uma solução prática e de custo reduzido para casos em que a altura de sucção não afogada supera o limite de cerca de 7 (sete) metros. Uma bomba convencional instalada ao nível do solo recalca água para si própria, num circuito fechado que passa pelo poço de onde se deseja retirar água. Mergulhado no poço, o ejetor é atravessado pelo fluxo da bomba e, devido à sua forma construtiva, succiona a água do interior do poço. Entre o ejetor e o flange de sucção da bomba retira-se cerca de 30% da água em escoamento, com a bomba recirculando os 70% restantes.

- 1: flange de recalque
(entrada)
2: garganta
3: entrada da água
do poço
4: bocal de sucção
5: flange de suação
(saída)



O ejetor nada mais é que um tubo convergente-divergente, com uma seção cilíndrica de menor diâmetro conectando os cones, como visto na figura 6.8.1.. Ao escoar pela garganta do ejetor a redução de seção impõe à água um aumento da velocidade, levando a uma redução de pressão local. Se esta pressão reduzida for inferior à pressão no interior do tanque água será succionada e agregada ao escoamento. A meio caminho entre o ejetor e a bomba faz-se a retirada do volume succionado.

Apesar de prática, de fácil montagem e reduzido custo, o rendimento de um sistema com ejetor é muito reduzido. O rendimento volumétrico máximo é de cerca de 30%, isto é, da vazão que deixa o ejetor 70% deve ser mantida em circulação. Agregado o rendimento do sistema de recalque tem-se o rendimento útil de operação do sistema reduzido a cerca de 15%. Por esta razão a solução justifica-se apenas em sistemas domiciliares, de baixa potência, onde o fator limitante é o custo do equipamento, já que soluções para poços profundos que se utilizam de bombas especiais são normalmente de custo elevado.

6.9. Problemas

6.10.1. Determinar o tipo da bomba hidráulica de fluxo ETANORM 50-315, cujas curvas são encontradas no apêndice B. Para a melhor condição operacional da bomba, determinar o rendimento, a carga, a vazão, o NPSH e a potência. Determinar as vazões máxima e mínima de operação da bomba, admitida a faixa recomendada centrada no rendimento máximo. Discutir a variação do NPSH e da potência para as vazões extremas recomendadas.

6.10.2. Determinar o tipo da bomba hidráulica de fluxo ETANORM 50-125, cujas curvas são encontradas no apêndice B. Para a melhor condição operacional da bomba, determinar o rendimento, a carga, a vazão, o NPSH e a potência. Determinar as vazões máxima e mínima de operação recomendada da bomba. Discutir a variação do NPSH e da potência para as vazões extremas recomendadas.

6.10.3. Determinar o tipo da bomba hidráulica de fluxo 100/320E, cujas curvas são encontradas no apêndice B. Para a melhor condição operacional da bomba, determinar o rendimento, a carga, a vazão, o NPSH e a potência. Determinar as vazões máxima e mínima de operação recomendada da bomba. Discutir a variação do NPSH e da potência para as vazões extremas recomendadas.

6.10.4. Determinar o tipo da bomba hidráulica de fluxo 100/260E, cujas curvas são encontradas no apêndice B. Para a melhor condição operacional da bomba, determinar o rendimento, a carga, a vazão, o NPSH e a potência. Determinar as vazões máxima e mínima de operação recomendada da bomba. Discutir a variação do NPSH e da potência para as vazões extremas recomendadas.

6.10.5. Determinar o tipo da bomba hidráulica de fluxo WKL80, cujas curvas são encontradas no apêndice B. Para a melhor condição operacional da bomba, determinar o rendimento, a carga, a vazão, o NPSH e a potência. Determinar as vazões máxima e mínima de operação recomendada da bomba. Discutir a variação do NPSH e da potência para as vazões extremas recomendadas.

6.10.6. Determinar o tipo da bomba hidráulica de fluxo WKL32, cujas curvas são encontradas no apêndice B. Para a melhor condição operacional da bomba, determinar o rendimento, a carga, a vazão, o NPSH e a potência. Determinar as vazões máxima e mínima de operação recomendada da bomba. Discutir a variação do NPSH e da potência para as vazões extremas recomendadas.

6.10.7. Determinar o tipo da bomba hidráulica de fluxo submersa KSB, cujas curvas são encontradas no apêndice B. Para a melhor condição operacional da bomba, determinar o rendimento, a carga, a vazão, o NPSH e a potência. Determinar as vazões máxima e mínima de operação recomendada da bomba. Discutir a variação do NPSH e da potência para as vazões extremas recomendadas.

6.10.8. Determinar o tipo da bomba hidráulica de fluxo RDL600-620 - B, cujas curvas são encontradas no apêndice B. Para a melhor condição operacional da bomba, determinar o rendimento, a carga, a vazão, o NPSH e a potência. Determinar as vazões máxima e mínima de operação recomendada da bomba. Discutir a variação do NPSH e da potência para as vazões extremas recomendadas.

- 6.10.9.** Determinar o tipo da bomba hidráulica de fluxo RDL600-540 - A, cujas curvas são encontradas no apêndice B. Para a melhor condição operacional da bomba, determinar o rendimento, a carga, a vazão, o NPSH e a potência. Determinar as vazões máxima e mínima de operação recomendada da bomba. Discutir a variação do NPSH e da potência para as vazões extremas recomendadas.
- 6.10.10.** Determinar a nova curva característica H x Q e de rendimento para a bomba ETANORM 50-125, 1750 rpm, cujas curvas estão no apêndice B, recalando óleo SAE 30 à temperatura de 100° C.
- 6.10.11.** Determinar a nova curva característica H x Q e de rendimento para a bomba ETANORM 50-125, 1750 rpm, cujas curvas estão no apêndice B, recalando óleo SAE 30 à temperatura de 60° C.
- 6.10.12.** Determinar a nova curva característica H x Q e de rendimento para a bomba ETANORM 50-125, 1750 rpm, cujas curvas estão no apêndice B, recalando óleo SAE 30 à temperatura de 20° C.
- 6.10.13.** Determinar a nova curva característica H x Q e de rendimento para a bomba ETANORM 50-315, 1750 rpm, cujas curvas estão no apêndice B, recalando querosene à temperatura de 100° C.
- 6.10.14.** Determinar a nova curva característica H x Q e de rendimento para a bomba ETANORM 50-315, 1750 rpm, cujas curvas estão no apêndice B, recalando querosene à temperatura de 45° C.
- 6.10.15.** Determinar a nova curva característica H x Q e de rendimento para a bomba ETANORM 50-315 1750 rpm, cujas curvas estão no apêndice B, recalando querosene à temperatura de 20° C.
- 6.10.16.** Determinar a nova curva característica H x Q e de rendimento para a bomba ETANORM 50-315, 1750 rpm, cujas curvas estão no apêndice B, recalando querosene à temperatura de 0° C.
- 6.10.17.** Determinar a nova curva característica H x Q e de rendimento para a bomba Multisteel 100/260E, 3500 rpm, cujas curvas estão no apêndice B,, recalando óleo SAE 10W à temperatura de 60° C.
- 6.10.18.** Determinar a nova curva característica H x Q e de rendimento para a bomba Multisteel 100/260E,3500 rpm, cujas curvas estão no apêndice B, recalando óleo SAE 10W à temperatura de 0° C.
- 6.10.19.** Determinar a nova curva característica H x Q e de rendimento para a bomba Multisteel 100/260E, 3500 rpm, cujas curvas estão no apêndice B, recalando óleo SAE 10W à temperatura de -20° C.
- 6.10.20.** Determinar a nova curva característica H x Q e de rendimento para a bomba KSB RDL 600-620-B, 1160 rpm, cujas curvas estão no apêndice B recalando óleo SAE 10W à temperatura de 0° C.
- 6.10.21.** Determinar a nova curva característica H x Q e de rendimento para a bomba KSB RDL 600-620-B, 1160 rpm, cujas curvas estão no apêndice B, recalando óleo SAE 10W à temperatura de 60° C.
- 6.10.22.** Determinar a nova curva característica H x Q e de rendimento para a bomba KSB RDL 600-540-A, 1160 rpm, cujas curvas estão no apêndice B, recalando óleo SAE 30 à temperatura de 100° C.

- 6.10.23.** Determinar a nova curva característica $H \times Q$ e de rendimento para a bomba KSB RDL 600-620-B, 1160 rpm, cujas curvas estão no apêndice B recalcando óleo SAE 30 à temperatura de 20° C.
- 6.10.24.** Discutir vantagens e desvantagens da regulagem da operação de bombas hidráulicas de fluxo por manobra de válvulas.
- 6.10.25.** Discutir vantagens e desvantagens da regulagem da operação de bombas hidráulicas de fluxo por associação de bombas em série.
- 6.10.26.** Discutir vantagens e desvantagens da regulagem da operação de bombas hidráulicas de fluxo por associação de bombas em paralelo.
- 6.10.27.** Discutir vantagens e desvantagens da regulagem da operação de bombas hidráulicas de fluxo por by-pass.
- 6.10.28.** Discutir vantagens e desvantagens da regulagem da operação de bombas hidráulicas de fluxo por variação de rotação.
- 6.10.29.** Discutir vantagens e desvantagens da regulagem da operação de bombas hidráulicas de fluxo por manobra de pás do rotor.
- 6.10.30.** Para a bomba Multisteel 100/260E, $D = 265$ mm, 3500 rpm, cujas curvas estão no apêndice B, analisar as condições de conveniência operacional dadas por: rotação específica no ponto de funcionamento, rendimento, operação na faixa recomendada e variação de temperatura, e decidir se ela deve operar à vazão de 100 m³/h recalcando água à temperatura de 20° C.
- 6.10.31.** Para a bomba Multisteel 100/260E, $D = 265$ mm, 3500 rpm, cujas curvas estão no apêndice B, analisar as condições de conveniência operacional dadas por: rotação específica no ponto de funcionamento, rendimento, operação na faixa recomendada e variação de temperatura, e decidir se ela deve operar à vazão de 40 m³/h recalcando óleo lubrificante SAE 30 à temperatura de 20° C.
- 6.10.32.** Para a bomba, KSB RDL 600-620-B, $D = 578$ mm, 1160 rpm, cujas curvas estão no apêndice B, analisar as condições de conveniência operacional dadas por: rotação específica no ponto de funcionamento, rendimento, operação na faixa recomendada e variação de temperatura, e decidir se ela deve operar à vazão de 1400,0 m³/h recalcando óleo lubrificante SAE 30 à temperatura de 20° C.
- 6.10.33.** Para a bomba, KSB RDL 600-540-A, $D = 570$ mm, 1160 rpm, cujas curvas estão no apêndice B, analisar as condições de conveniência operacional dadas por: rotação específica no ponto de funcionamento, rendimento, operação na faixa recomendada e variação de temperatura, e decidir se ela deve operar à vazão de 3000,0 m³/h recalcando óleo lubrificante SAE 30 à temperatura de 80° C.
- 6.10.34.** Uma bomba hidráulica recalca água sob carga de 550,0 m, vazão de 0,8 m³/min, rotação de 3500 rpm e rendimento de 30,0%. Determinar a variação de temperatura do líquido no interior da bomba.

6.10.35. Uma bomba hidráulica de fluxo recalca água sob carga de 850,0 m, vazão de 7,0 m³/s e rotação de 600 rpm. Justificar os problemas operacionais apresentados pela bomba ao operar sob rendimento de 30,0% com óleo lubrificante e álcool etílico.

6.10.36. Uma bomba hidráulica de fluxo recalca líquido sob carga de 9,5 m, vazão de 6,0 m³/s e rotação de 500 rpm. Analisar a possibilidade de se usar a variação de temperatura para comparar os desempenhos da máquina.

6.10.37. Uma bomba turbina opera sob carga de 1250,0 m e vazão de 15,0 m³/s e rotação de 600 rpm. Determinar o menor e o maior rendimentos operacionais possíveis de operação, função das temperaturas admissíveis estimadas. Indicar e justificar a condição operacional analisada.

6.10.38. Expor e justificar a condição de operação das bombas cujos dados estão na tabela ao lado para que seja possível, a partir dos mesmos, determinar o tipo de máquina em questão. Determinar o tipo de bomba hidráulica de fluxo e a sua potência útil (efetiva) para a tabela ao lado.

	H (m)	Q (m ³ /h)	n (rpm)	η_{ef} (%)
1	200,0	100,0	3500,0	50,0
2	10,0	500,0	900,0	75,0
3	800,0	2500,0	3500,0	85,0
4	11,5	4200,0	1750,0	90,0
5	40,0	1600,0	880,0	80,0

6.10.39. Duas bombas hidráulicas de fluxo apresentam rotações específicas iguais a 6,4 e 44,0 rpm. As bombas são constituídas por “j” rotores iguais e de rotação específica igual a 18,0 rpm. Identificar a bomba com rotores associados em série e a com rotores associados em paralelo e determinar o número de rotores de cada associação.

6.10.40. A bomba hidráulica de fluxo 50-315, 1450 rpm, de curva característica encontrada no apêndice B, deve ser instalada para operar três sistemas de sistemas de recalque especificados a seguir.

.1. Selecionar o rotor da bomba, definir a instalação e o motor elétrico para ser obtida a máxima vazão de água possível num sistema cujas características são : perda de carga na sucção = 0,1 Q² (Q em dm³/s); perda de carga total = 0,15 Q² (Q em dm³/s tem-se Δh_t em m); cota de instalação da bomba C_b = 650,0 m; cota do reservatório de recalque C_r = 668,0 m; temperatura de operação da água T = 298 K.

.2. As condições locais impõem bomba com sucção não afogada, instalada a 3,0 m do nível do res. de sucção. Para esta nova condição, repetir o problema anterior.

6.10.41. Com o auxílio de uma BHF, instalada à cota 1008,0 m, transfere-se gasolina, à temperatura de 298 K, de um tanque fechado instalado à cota 1000,0 m para um segundo tanque, também fechado, instalado à cota 1016,0 m. A pressão no tanque de sucção é igual a 75,0 kPa e no tanque de recalque igual a 22,0 kPa e a densidade da gasolina é igual a 0,7. Uma válvula permite controlar a vazão entre os reservatórios. A instalação apresenta as seguintes características. Recalque : diâmetro d = 0,050 m; f = 0,02, L = 45,0 m; coef. de perda de carga localizada K = 4; coef. de perda de carga localizada da válvula aberta K_{VA} = 6. Sucção : diâmetro d = 0,075 m; L = 5,0 m; coef. de perda de carga localizada K = 2.

.1. Esboçar a instalação, indicando as cotas das superfícies livres dos reservatórios e da bomba.

- .2. Determinar a máxima vazão possível para a operação da bomba 50 – 125, $n = 1750$ rpm, cujas curvas são encontradas no Apêndice B.
- .3. Analisar a condição de abertura para a válvula para o item anterior.
- .4. Determinar todas as condições operacionais da bomba.

Admitir o volume do tanque de recalque igual a $100,0 \text{ m}^3$ e deva ser enchido em no máximo 1,5 horas.

- .5. Determinar a pressão no tanque de sucção para que a bomba 50 – 125, $n = 1750$ rpm, opere na vazão mínima.
- .6. Determinar as novas condições de operação da bomba.

6.10.42.

6.10.43. A figura 6.10.43. apresenta as curvas características e de rendimento de duas bombas hidráulicas de fluxo instaladas num sistema de recalque onde podem operar isoladamente ou em paralelo. As cotas da instalação são : res. de sucção $C_s = 300,0 \text{ m}$; res. de recalque $C_r = 312,0 \text{ m}$. A curva de dissipação do sistema é dada pela expressão $\Delta h_t = 0,001 Q^2$, com Q em dm^3/s tem-se Δh_t em m.

- .1. Determinar o ponto de funcionamento, o rendimento e a potência efetiva (útil) para cada bomba operando em separado na instalação.
- .2. Determinar o ponto de funcionamento, o rendimento e a potência efetiva (útil) para a associação em paralelo.
- .3. Analisar a operação de cada bomba na associação.

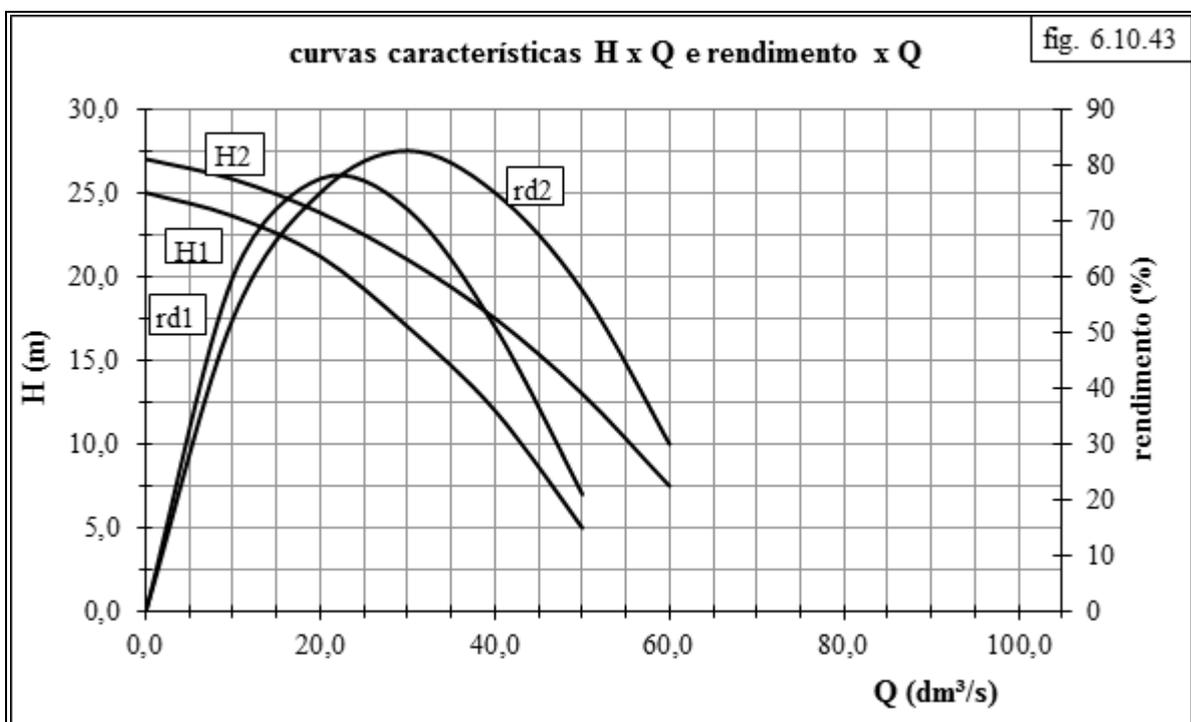
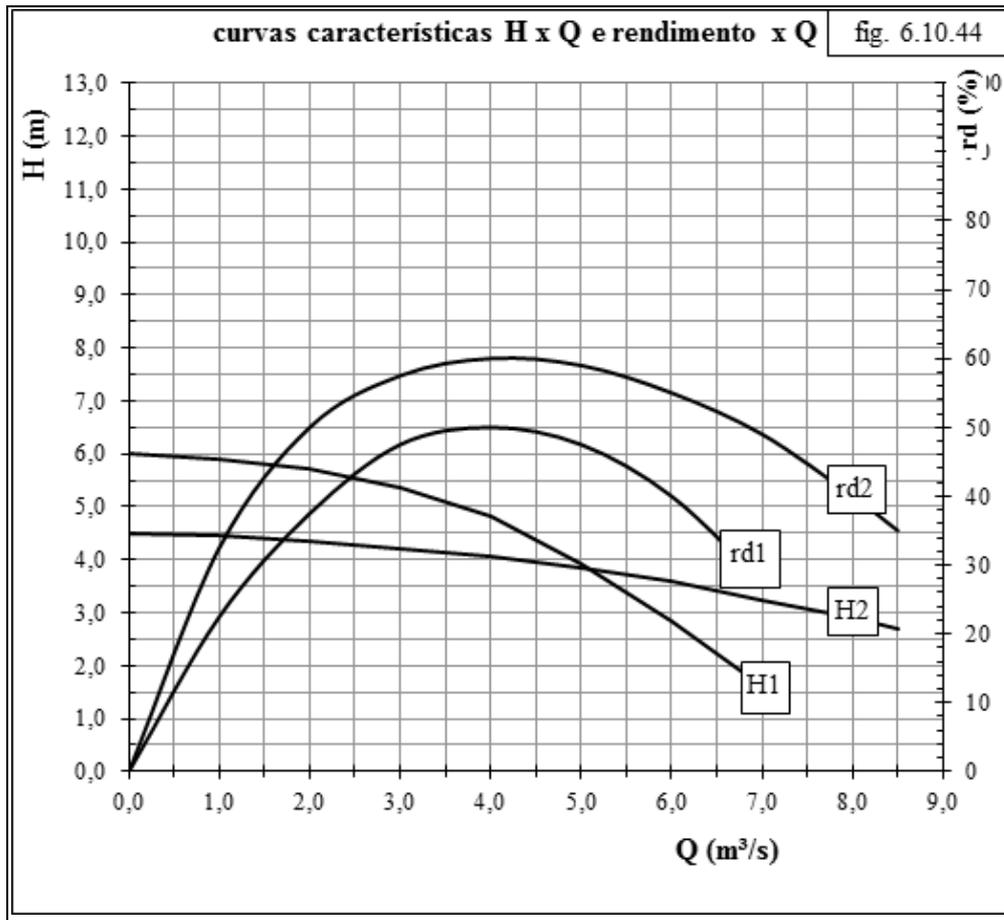


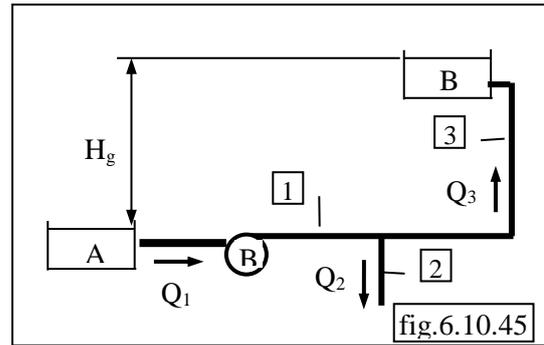
Fig. 6.10.43

6.10.44. A figura 6.10.44 apresenta as curvas características de duas bombas hidráulicas de fluxo, 1 e 2, que podem operar isoladamente ou associadas em série, recalçando água. Pede-se:

- .1. a curva de associação das bombas;
- .2. determinar para cada bomba operando isoladamente na vazão de $4,0 \text{ m}^3/\text{s}$, a altura total de elevação, o rendimento e a potência efetiva (útil);
- .3. determinar para a associação em série operando na vazão de $4,0 \text{ m}^3/\text{s}$, a altura total de elevação, o rendimento e a potência efetiva (útil);
- .4. Para a vazão de $4,0 \text{ m}^3/\text{s}$ e altura estática, ou desnível geométrico, igual a $H_g = 3,0 \text{ m}$,
- .5. determinar a perda de carga total para cada bomba operando isoladamente,
- .6. determinar a perda de carga total para a associação em série.

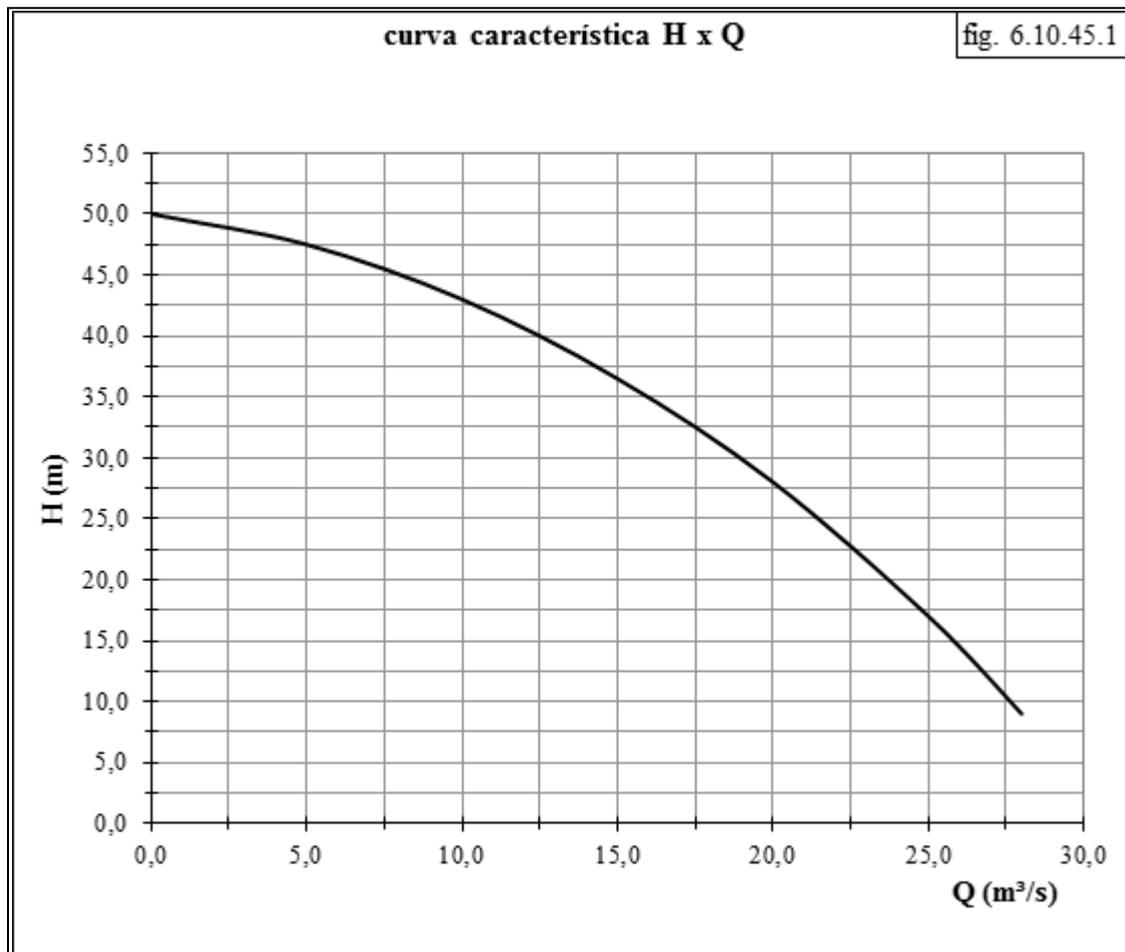


6.10.45. A figura 6.10.45.1 mostra a curva característica, $H \times Q$, de uma bomba hidráulica de fluxo que recalca água entre os reservatórios A e B indicados no sistema da fig.6.10.45. No recalque, a derivação 2 permite a retirada de, no máximo, $5,0 \text{ dm}^3/\text{s}$. Da instalação sabe-se que $H_g = 20,0 \text{ m}$ que a perda de carga total no trecho 1 é igual à do trecho 3, dadas por $\Delta h_{t1} = \Delta h_{t3} = 0,07 Q^2$, com Q em m^3/s tem-se Δh_t em m.

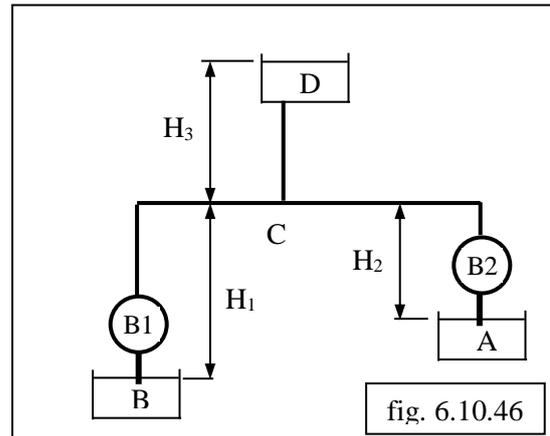


Determinar:

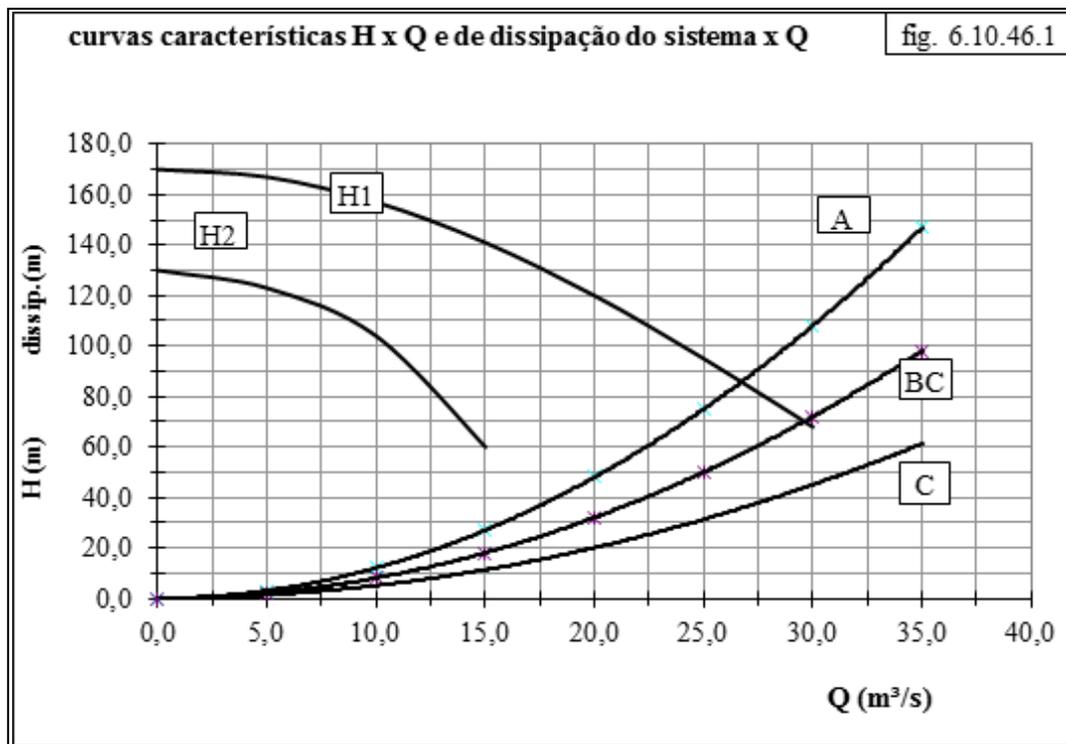
- .1. o ponto de funcionamento da bomba,
- .2. a vazão aduzida ao reservatório B.
- .3. comparar a solução obtida com o processo de regulação de vazão por by-pass.



6.10.46. A figura 6.10.46.1. apresenta as curvas características de duas BHF que devem aduzir água ao reservatório D da fig. 6.10.46. A bomba 2 succionará do reservatório A, reforçando a adução da bomba 1 e compartilhando parte do recalque com a mesma. A partir das curvas da bomba e do esquema da fig. 6.10.46:



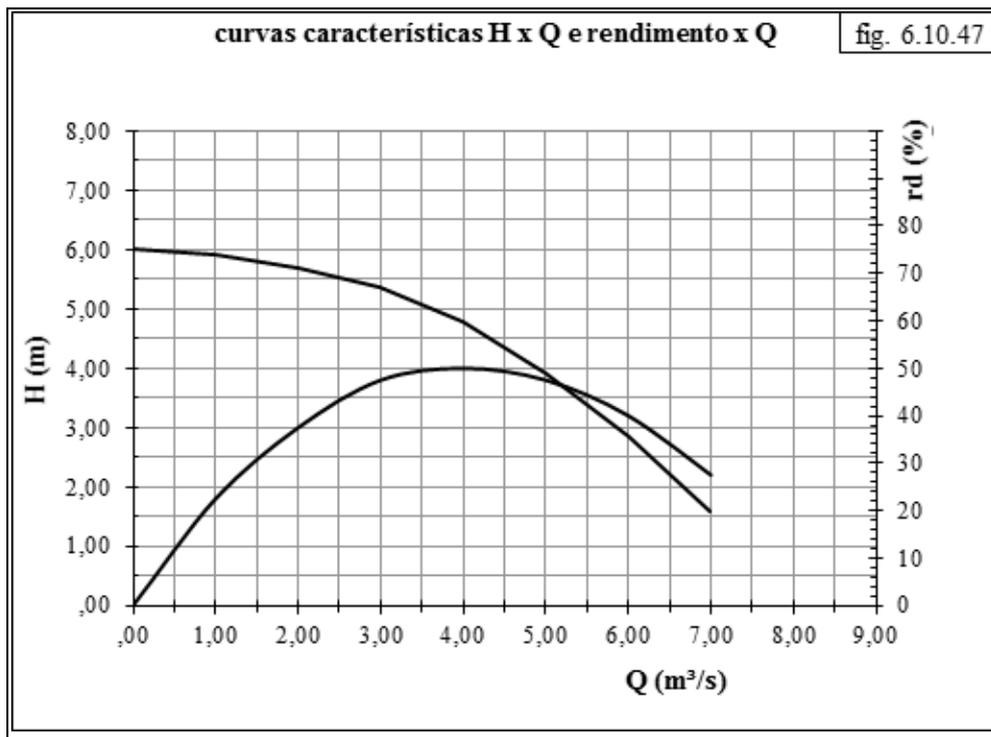
- .1. para as bombas atuando em conjunto, determinar a vazão da associação e a vazão, a altura manométrica total, o rendimento e a potência útil (efetiva) de cada bomba
- .2. para as bombas atuando isoladamente, determinar a vazão da associação, e a vazão, a altura manométrica total, o rendimento e a potência útil (efetiva) de cada bomba
- .3. admitida perda de carga nula no trecho CD, determinar a vazão da associação.



6.10.47. A figura 6.10.47 mostra as curvas de carga e rendimento em função da vazão de uma bomba hidráulica de fluxo que opera à rotação de 1750 rpm. A BHF opera um sistema onde o desnível geométrico é igual a $H_g = 2,0$ m e a perda de carga total no sistema é $\epsilon = 0,1 Q^2$, onde com Q em m^3/s tem-se Δh_t em m.

- .1. Determinar as condições de operação da bomba na instalação.

Deseja-se aumentar a vazão do sistema em 33%, por meio da variação de rotação.



- .2. Expor as premissas que levam ao equacionamento e, assim, as novas condições operacionais da bomba.
- .3. Determinar a nova rotação da bomba.
- .4. Determinar a nova potência efetiva da bomba.
- .5. Traçar a curva característica $H = H(Q)$ para a nova rotação da bomba.
- .6. Traçar a curva de rendimento em função da vazão, para a nova rotação.

6.10.48. Pretende-se regular a vazão de operação de uma bomba através de seu acionamento por um moto variador de velocidade, que permite variar continuamente sua rotação a partir de um valor de referência.

- .1. Analisar a solução proposta e justificar a sua aplicação ou rejeição.
- .2. Expor os fundamentos teóricos a serem usados para o cálculo das novas condições de operação.
- .3. Expor as equações a serem usadas para o cálculo das novas condições de operação.
- .4. Analisar comparativamente a solução proposta com o simples bloqueio do escoamento por válvulas, tomando como parâmetros de comparação a potência e o rendimento.

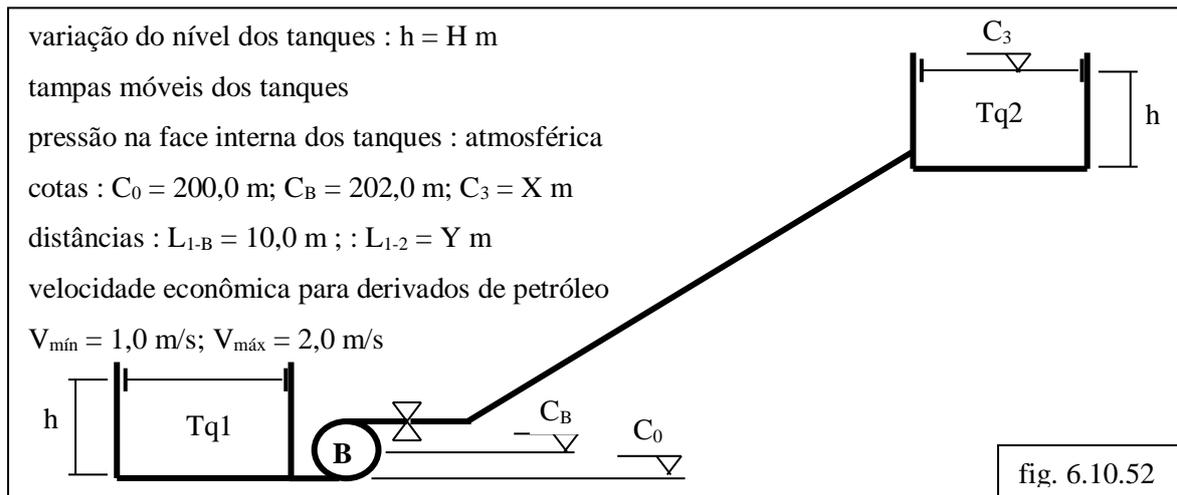
6.10.49.

6.10.50.

6.10.51. A apresentação da curva característica de uma bomba hidráulica de fluxo, $H \times Q$, nunca atinge a carga nula, terminando sempre abruptamente. Isso ocorre por apenas um dos motivos abaixo; indique-o e justifique a resposta.

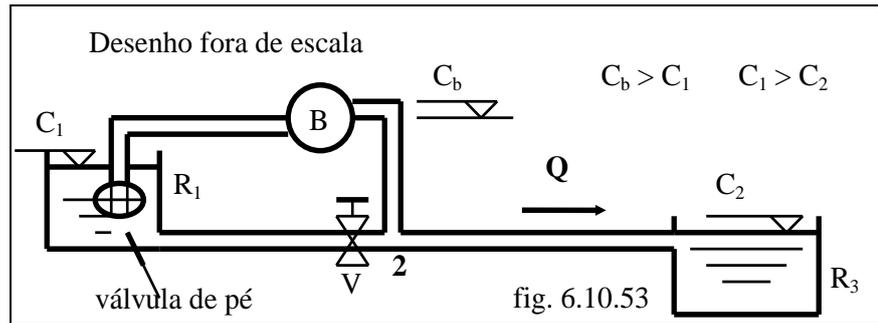
- .1. A vazão máxima corresponde a um rendimento de 100 %, porisso o escoamento é bloqueado.
- .2. Cavitação plenamente desenvolvida no interior da bomba.
- .3. Redução da rotação da bomba devido a oscilações de corrente na rede elétrica de alimentação do rotor.
- .4. Erros experimentais devido à inexperiência dos laboratoristas.

6.10.52. A instalação da figura 6.10.52 deve transferir derivados de petróleo entre os tanques Tq1 e Tq2. Dimensionar a instalação (escolher as bombas comerciais, as válvulas, condutos etc.).



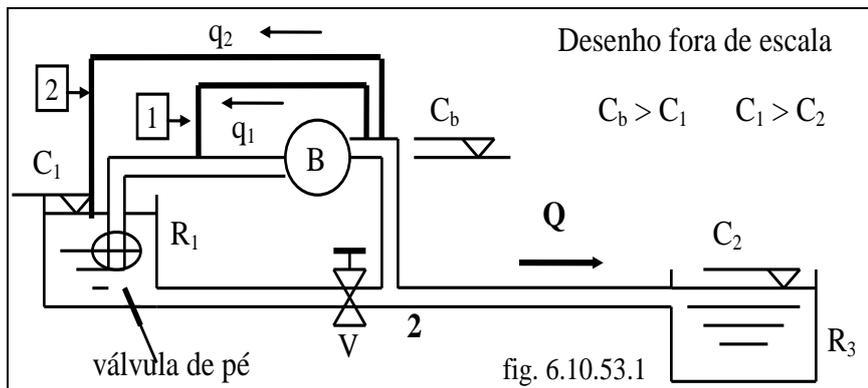
- .1. fluido: querosene; temperatura: $T = 300$ K; $C_3 = 250,0$ m; $L_{1-2} = 6.000,0$ m; tanques : diâmetros $D = 20,0$ m; altura $H = 10,0$ m; tempo máximo de esvaziamento do tanque : 1,0 h.
- .2. fluido: mercúrio; temperatura: $T = 293$ K; $C_3 = 220,0$ m; $L_{1-2} = 500,0$ m; tanques: altura $H = 3,0$ m; $Q_{\max} = 0,045$ m³/s
- .3. fluido: óleo SAE 10W-30; temperatura : 293 K $\leq T \leq 333$ K; $C_3 = 270,0$ m; $L_{1-2} = 15.000,0$ m; tanques: diâmetros $D = 15,0$ m; altura $H = 7,0$ m; tempo máximo de transferência entre os tanques: 5,0 h
- .4. fluido: glicerina; temperatura a escolher entre: 293 K $\leq T \leq 353$ K; $C_3 = 350,0$ m; tanques: altura $H = 3,0$ m; $L_{1-2} = 800,0$ m; $Q_{\max} = 0,02$ m³/s
- .5. fluido: tetracloreto de carbono; temperatura: 313 K; $C_3 = 350,0$ m; $L_{1-2} = 1.800,0$ m; tanques: altura $H = 3,0$ m; $Q_{\max} = 0,04$ m³/s
- .6. POLIDUTO para fluidos cujas características variam entre as do querosene e do óleo SAE 30; temperatura : escolher para cada caso; $C_3 = 900,0$ m; $L_{1-2} = 75.000,0$ m; tanques : diâmetros $D = 50,0$ m; altura $H = 20,0$ m; tempo máximo de esvaziamento do tanque com querosene = 20,0 h
- .7. Determinar o tempo do esvaziamento do tanque do problema anterior quando recalcando óleo SAE 30.

6.10.53. O sistema da fig. 6.10.53 abaixo permite variar as condições de adução de água entre os reservatórios R_1 e R_3 . A variação pode ser obtida por operação da bomba (rotação constante) e/ou pela manobra da válvula V .



1. Analisar sucintamente (em poucas e objetivas palavras) as três situações, indicando as operações a se efetuar e as conseqüências das mesmas para o sistema.
2. Indicar quando a bomba deve ser acionada, tomada a vazão como referência.
A válvula pode operar sob diferentes condições, no tocante ao comprimento do conduto.
3. Quais são estas condições? Justificar.
4. Justificar a diferença na precisão de regulação de vazão da válvula nestas condições de operação.
5. Como é possível variar a vazão através da bomba? Justificar.

Considerar os condutos 1 e 2 encontrados na figura 6.10.53.1 e responda às questões seguintes:



6. Analisar a função e a eventual utilidade do conduto auxiliar 1 da figura 6.10.53.1.
7. Analisar a função e a eventual utilidade do conduto auxiliar 2 da figura 6.10.53.1.
8. Completar a fig. 6.10.53.1, viabilizando o controle de vazão por by-pass. Justificar.

Os condutos têm o mesmo diâmetro D e o mesmo coeficiente de perda de carga distribuída f . São desprezadas as perdas de carga localizadas. Os comprimentos dos vários trechos de tubulação são: L_1 ; L_2 ; L_{B-2} e L_{2-1} ; L_{2-3} .

9. Determinar a expressão literal para cálculo da vazão mínima de adução com o auxílio da bomba.
10. Determinar a expressão literal para cálculo da vazão máxima de adução com a bomba desligada.
11. É possível operar a bomba com as cotas C_b e C_1 indicadas a seguir? Por que?

✓ $C_b = 300$ m e $C_1 = 290$ m.

✓ $C_b = 300$ m e $C_1 = 300$ m.

6.10.54. Cálculo Numérico do problema da figura 6.10.53.

Sabe-se que: $f = 0,017$; $D = 0,100$ m ; $L_{1-B} = 5,0$ m ; ; $L_{B-2} = 75,0$ m ; $L_{2-1} = 75,0$ m ; $L_{2-3} = 800,0$ m $C_b = 300,0$ m ; $C_1 = 297,0$ m ; $C_2 = 292,0$ m . A bomba hidráulica de fluxo a operar o sistema é a Etanorm 50-315, 1750 rpm, cujas curvas são encontradas no apêndice B.

- .1. Determinar o ponto de funcionamento correspondente à vazão máxima obtida com a bomba.
- .2. Determinar o ponto de funcionamento correspondente à vazão mínima obtida com o auxílio da bomba.
- .3. Determinar a carga no nó 2 para a bomba operando na vazão máxima.
- .4. Identificar o sentido de escoamento na válvula aberta com a bomba operando. Justificar.
- .5. Determinar a vazão pela válvula admitindo-a gaveta 50% aberta.
- .6. Determinar a potência hidráulica ou fluida para a máxima vazão recalçada.
- .7. Determinar o tipo de rotor da bomba em questão.

6.10.55. A topografia da região por onde deve correr o oleoduto V - L é mostrada de forma simplificada na fig. 6.10.55. As duas alternativas para o problema correspondem ao recalque direto no trecho V-L ou ao recalque no trecho V-M, com o trecho M-L alimentado por gravidade.



As bombas a serem instaladas na estação, de rotor único, têm suas curvas na fig. 6.10.55.1 . A vazão de recalque pode variar entre 2.100 e 2.700 m³/h; com o coeficiente de perda de carga distribuída, $f = 0,016$. A massa específica do fluido $\rho = 10^3$ N*s²/m⁴, a visc. cinemática $\nu = 1,5 * 10^{-6}$ m²/s e a velocidade econômica para bombeamento de derivados de petróleo em condutos longos varia entre $1,0 \leq v \leq 2,5$ m/s. As cotas da instalação são $C_V = 250$ m; $C_M = 600$ m ; $C_L = 10$ m. Os comprimentos de tubulação envolvidos são : $L_{V-M} = 30.000$ m ; $L_{M-L} = 150.000$ m. O reservatório em M, fechado e de tampa móvel, deve ser mantido com nível constante na cota $C_{mr} = 610$ m.

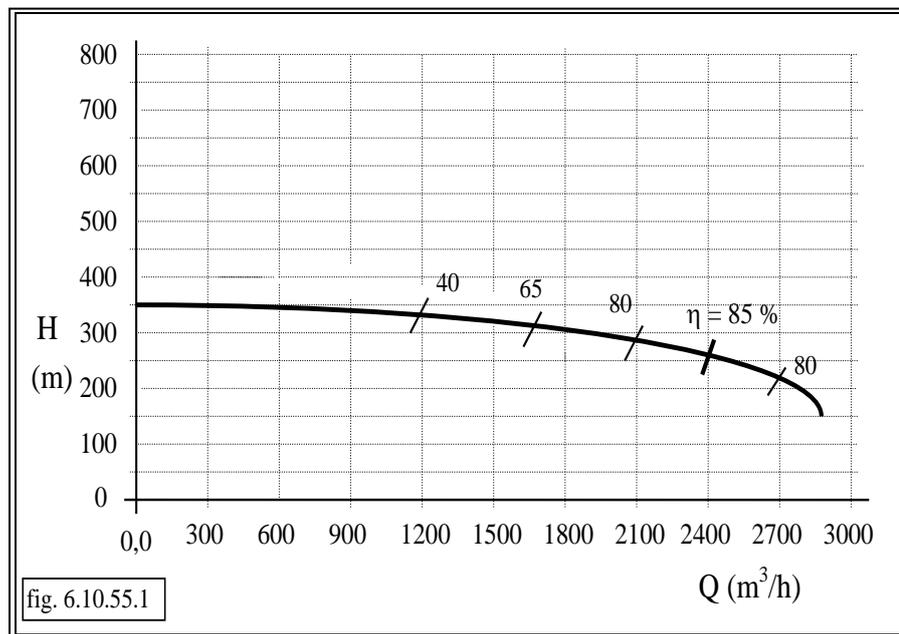
- .1. Dimensionar o conduto do trecho V - M.
- .2. Especificar e esquematizar a estação de bombeamento de V, determinando o número e a forma de associação das máquinas.

.3. Determinar o ponto de funcionamento, o rendimento e a potência útil de cada bomba operando isolada na associação.

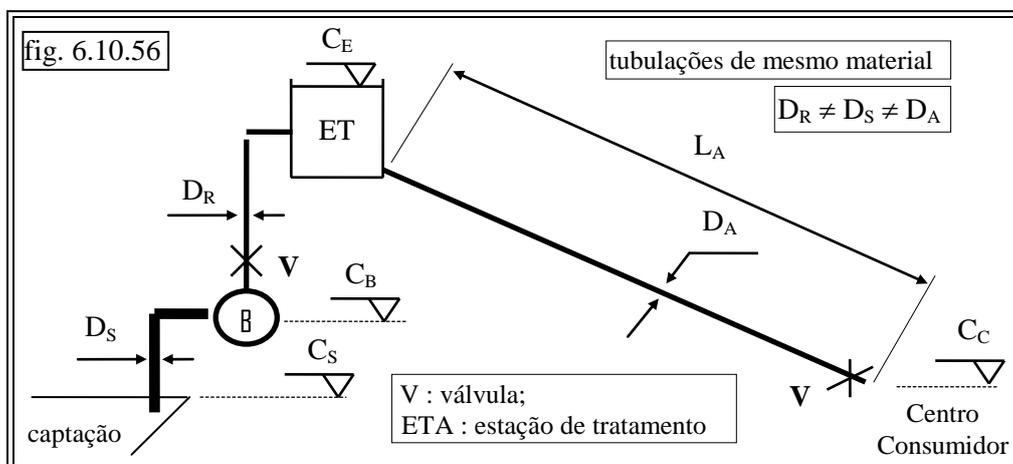
.4. Determinar o ponto de funcionamento e o rendimento da associação.

.5. Determinar a perda de carga no trecho de adução por gravidade M - L. Justificar.

.6. Propor e justificar a melhor alternativa de controle com válvula(s) para o sistema, com o(s) elemento(s) de controle postado(s) em L .



6.10.56. A instalação da fig. 6.10.56, deve operar em regime permanente, aduzindo água para os Z habitantes da cidade de Piripôca, que consomem em média X litros de água por dia por habitante.



.1. Estudo analítico do regime permanente.

- Admitir a necessidade de uma vazão de adução à cidade superior à máxima possível por gravidade e analisar criticamente as alternativas para tanto, sem alterações nas dimensões do conduto.
- Explicar porque o coeficiente de perda de carga distribuída do conduto de recalque é diferente daquele do conduto de sucção, em operação em regime permanente.
- Determinar analiticamente a vazão máxima, Q_B , a ser recalçada pela bomba B nas condições de equilíbrio da fig. 6.10.56.

- Determinar analiticamente a vazão máxima por hora, Q_A , aduzida à cidade de Piripôca para suprir a demanda diária, em função de X e Z .

.2. Análise numérica.

Admitidos : $Z = 34600$ habitantes; $X = 100,0$ litros por dia por habitante; $C_E = 350,0$ m; $C_C = 50,0$ m; $C_S = 300,0$ m; $C_B = 303,0$ m; $L_A = 3000,0$ m; $f_A = 0,022$ (coef. de perda de carga dist.)

- Determinar a vazão, em $m^3/HORA$, para suprir a demanda estimada para Piripôca.
- Determinar o diâmetro comercial do conduto de adução por gravidade, D_A .
- Determinar a vazão mínima de operação da bomba. Justificar.

.3. Escolha da bomba

- Escolher a melhor bomba dentre as três cujas curvas apresentadas na fig. 6.10.56.1. Justificar.
- Determinar a forma construtiva do rotor da bomba escolhida.
- Traçar a projeção meridiana do rotor escolhido no item b.

.4. Determinação das condições de operação do sistema.

- Definir as condições de operação da bomba, indicando o ponto de funcionamento P sobre a curva
- Determinar a perda de carga total no sistema, indicando-a na curva da bomba escolhida.

Admitir a perda de carga na sucção da bomba igual a $\Delta h_s = 10^{-3} Q^2$, com Q em dm^3/s tem-se Δh_s em m e que o bombeamento ocorre com água à temperatura de $25^\circ C$.

- Determinar a carga absoluta disponível no flange de entrada da bomba.
- A bomba corre riscos de ser erodida por cavitação ? Por que ?

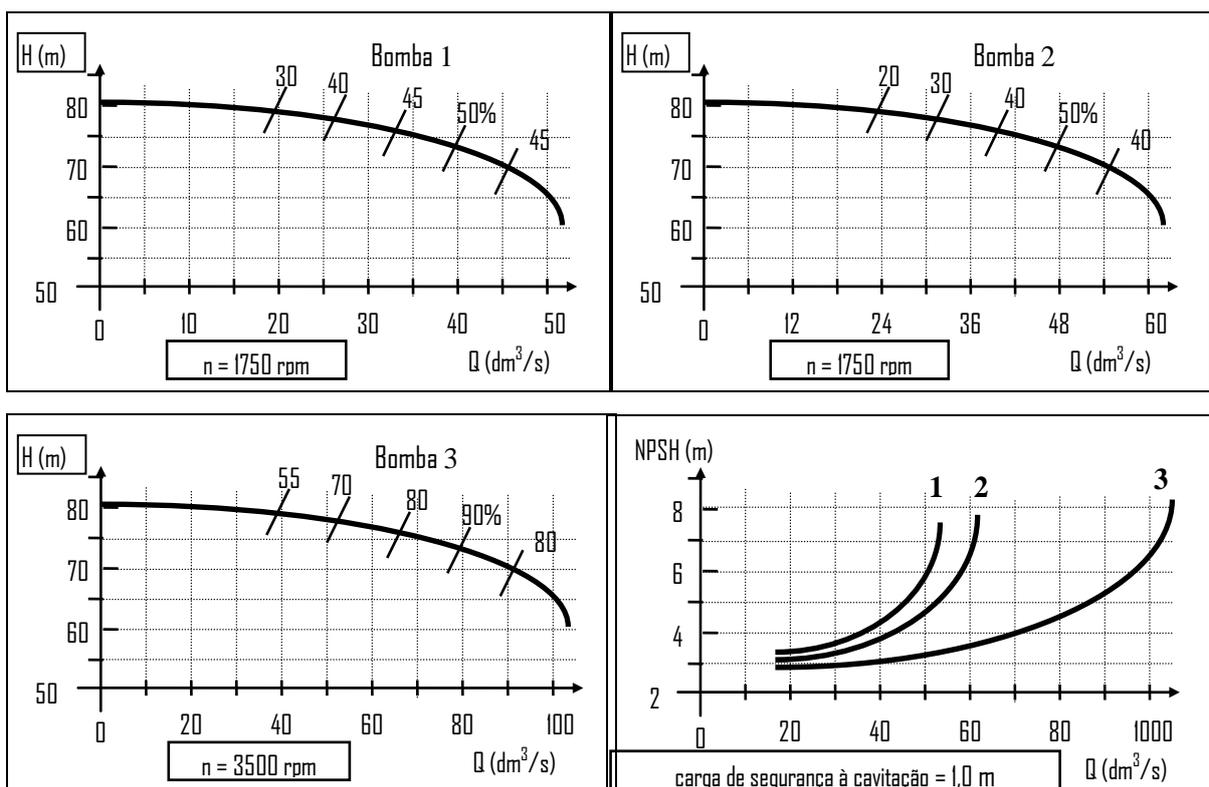


figura 6.10.56.1

.5. Dimensionamento básico da bomba 3 da fig. 6.10.56.1.

- Determinar a forma construtiva do rotor.
- Determinar as vazões máxima e mínima recomendadas para a bomba.

6.10.57. Pretende-se usar uma bomba trabalhando em seu ponto ótimo para operar um sistema de recalque semelhante ao da figura 6.10.56. A operação da bomba deve ocorrer de forma intermitente (liga - desliga). A vazão de adução deve ser mantida constante e igual a Q_B . A área da ETA é igual a A_E . Sabe-se que $C_E \gg C_C$. Para viabilizar a operação intermitente da bomba admite-se uma variação de nível na ETA igual a ΔC_E .

1. Analisar detalhadamente os eventos e as características da bomba para tal forma de operação. Partir do instante inicial correspondente à parada da bomba com a ETA em seu nível máximo.
2. Determinar analiticamente o tempo de operação e o tempo de parada da bomba.

6.10.58. Após alguns anos Piripôca cresceu e houve a necessidade de ampliar o sistema de abastecimento de água da cidade. A instalação da fig. 6.10.58 deve operar em regime permanente, aduzindo água para os Z habitantes da cidade, que consomem em média X litros de água por dia por habitante.

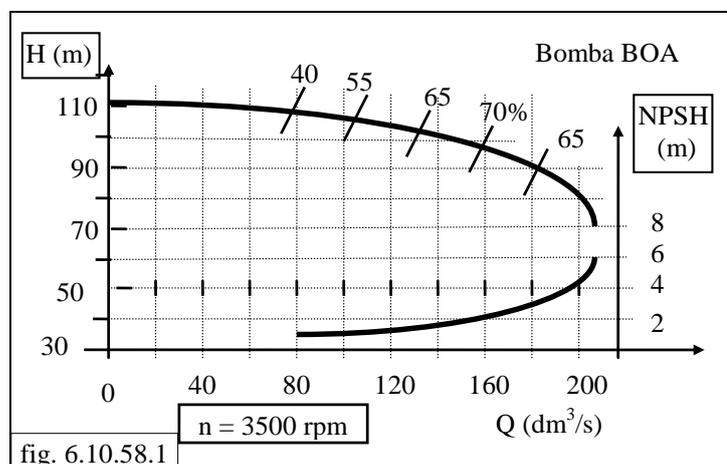
Os valores a seguir devem ser usados para os cálculos numéricos : $Z = 121600$ habitantes; $X = 135,0$ litros por dia; $C_E = 350,0$ m; $C_C = 50,0$ m; $L_R = 100,0$ m; $C_S = 300,0$ m; $C_B = 303,0$ m; $L_A = 3000,0$ m; $f_A = 0,022$ (coef. de perda de carga distribuida)

.1. Análise numérica.

- Determinar a vazão, em m^3/h , para suprir a demanda estimada para Piripôca.
- Determinar o diâmetro nominal do conduto de adução por gravidade, D_A .
- Determinar o volume útil da ETA para que a mesma possa suprir a demanda do centro consumidor durante um tempo máximo de cinco horas de parada da bomba B.

.2. Operação do sistema de recalque.

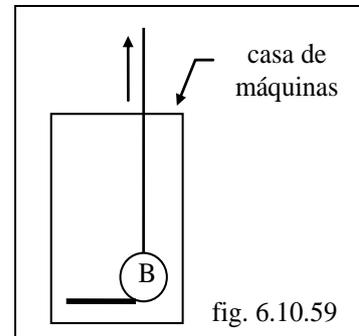
- Determinar a faixa recomendada para operação da bomba da fig. 6.10.59.1. Justificar.
- Dimensionar o conduto de recalque para a faixa de vazões recomendadas.
- Determinar a curva de dissipação mínima da instalação.



- Determinar o ponto de funcionamento da bomba para a condição de regime permanente de operação da instalação da fig.6.10.58.1.
- Determinar o coeficiente de perda de carga localizada na válvula para o item anterior.

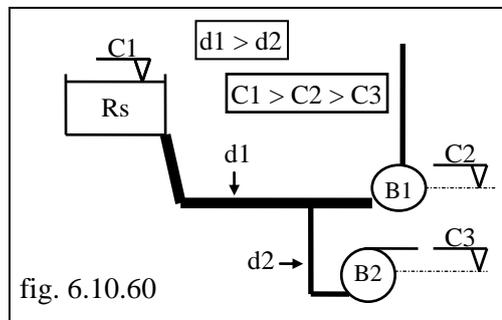
6.10.59. Análise da instalação de recalque da fig.6.10.59.

- .1. Desenhar esquematicamente na fig. 6.10.59 os componentes mínimos da casa de máquinas, à saída da bomba. Justificar a sua instalação
- .2. Descrever o que ocorre como consequência da reversão de fluxo na instalação de recalque, quando da parada da bomba.
- .3. Definir e justificar a instalação de sistema de proteção junto à face da válvula de retenção. Posicioná-lo na fig. 6.10.59.



6.10.60. Fato verídico: A fig. 6.10.60 mostra duas instalações de recalque alimentadas pelo reservatório Rs.

Após algum tempo de operação impecável da instalação alimentada por B1, foi instalada uma derivação no seu conduto de sucção para alimentar uma segunda instalação, de menor vazão, operada pela bomba B2.



A partir de então se verificou que quando os sistemas são

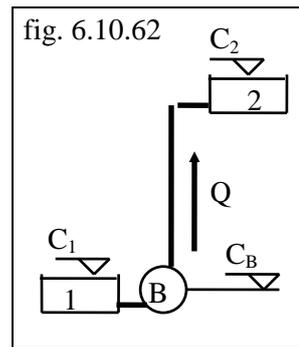
colocados em operação na seqüência B1 - B2 (após B1 atingir a rotação de regime aciona-se B2), a bomba B1 opera perfeitamente e, acionada B2, esta não fornece vazão ao sistema por ela alimentado. Quando os sistemas são colocados em operação na seqüência B2 - B1 (após B2 atingir a rotação de regime aciona-se B1), as bombas B1 e B2 operam perfeitamente.

- .1. Analisar os fatos e expor claramente o ocorrido.

6.10.61. A figura 6.10.61.1 mostra as curvas características, H_xQ e $NPSH_xQ$, de uma bomba hidráulica de fluxo operando o sistema da figura 6.10.62.

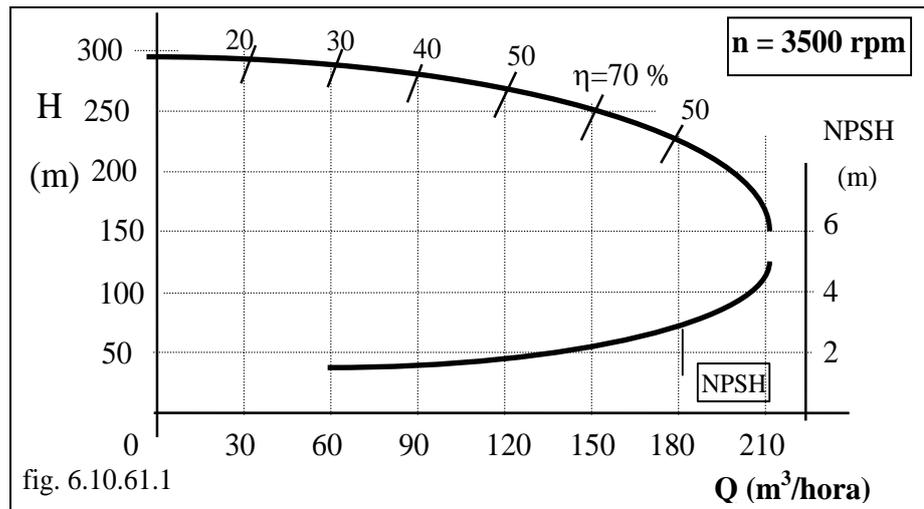
- .1. Determinar a forma construtiva da bomba.
- .2. Escolher e justificar a melhor condição de operação da bomba.
- .3. Determinar o $NPSH_{3\%}$ e o $NPSH_r$ no ponto de máximo rendimento.

6.10.62. O sistema da fig. 6.10.62 recalca óleo entre os reservatórios C_1 e C_2 . Deve-se poder variar a vazão da bomba da fig. 6.10.61.1 entre 30 e 150 m^3/hora , em função da demanda de óleo em C_2 . O controle de vazão pode ser feito por válvula, por by-pass ou por variação de rotação.



- .1. Determinar a máxima variação de temperatura no interior da bomba quando operando à vazão mínima. Indicar a condição de controle para tal.
- .2. Comparar qualitativamente os rendimentos obtidos às vazões máxima e mínima nas três alternativas de controle possíveis.

.3. Determinar o ponto de máx. rendimento e a rotação para a bomba operar na vazão ótima de 90 m^3/hora ; controlada por variação de rotação. Indicar o ponto na figura.



6.10.63. As figuras de 6.10.63.a até 6.10.63.d mostram instalações de recalque.

- .1. Analisar e discutir a viabilidade de um controle de operação da bomba por by-pass conforme a fig. 6.10.63.a.
- .2. Analisar e discutir a viabilidade de um controle de operação da bomba por by-pass conforme a fig. 6.10.63.c.

Considerar a instalação exequível da fig. 6.10.63.d.; com a tubulação dimensionada corretamente.

- .3. Existe limitação de cotas de instalação entre a bomba e o reservatório 1? Por que?
- .4. Existe limitação de cotas de instalação entre o reservatório 2 e a bomba? Por que?

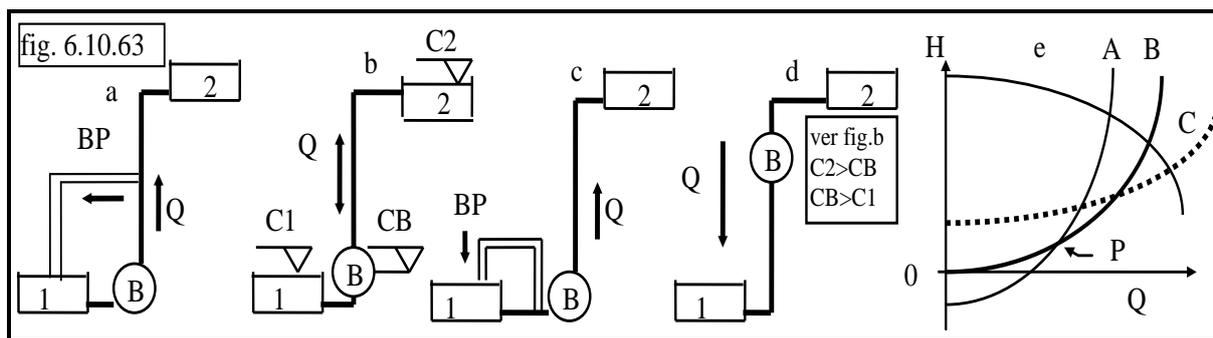
A fig. 6.10.63.e. apresenta três curvas de dissipação de sistemas de recalque, A, B e C e uma curva característica de bomba hidráulica de fluxo. O fluxo sempre ocorre do reservatório de cota C_1 para o de cota C_2 . Se necessário use a notação da fig. 6.10.63.b.

- .5. Expor o significado do ponto P, dado pela interseção das curvas de dissipação A e B.
- .6. Estabelecer a relação (> 1 ; $= 1$; < 1) entre as cotas indicadas a seguir, para as curvas especificadas. Justificar.

a. curva A : $C_2/C_1 =$

b. curva B : $C_2/C_1 =$

c. curva C : $C_2/C_1 =$



6.10.64. Uma bomba hidráulica de fluxo deve operar em seu ponto ótimo nas seguintes condições: $H=25,0$ m; $Q=0,28$ m³/s. Pretende-se operar a bomba na faixa mais ampla possível de vazão. As rotações possíveis para o motor elétrico estão indicadas na tabela abaixo.

p (-)	1	2	3	4	6
n (rpm)	3510	1755	1170	877,5	585,0
nq (rpm)	166	83	55	41	28
tipo de rotor					
D (m)			0,250		

- .1. Determinar o tipo de rotor.
- .2. Escolher a rotação (tipo de rotor) mais conveniente para a aplicação pretendida para a bomba. Justificar.
- .3. Escolher a rotação (tipo de rotor) mais conveniente para a bomba de menor custo. Justificar.
- .4. Considerar o rotor com 3 pares de pólos e $D = 0,250$ m. Indicar na linha e coluna correspondentes a relação entre este e os diâmetros dos demais rotores ($>$; $<$) Justificar.
- .5. Considerar a bomba de maior rotação. Propor um sistema de controle de vazão para a mesma que permita a variação de vazão na faixa compreendida entre $0,1 \leq Q \leq 0,38$ m³/s. Para tanto verificar as condições de operação do rotor.
- .6. Você adquiriria a bomba com 3 pares de pólos para uma outra aplicação? Por que ?

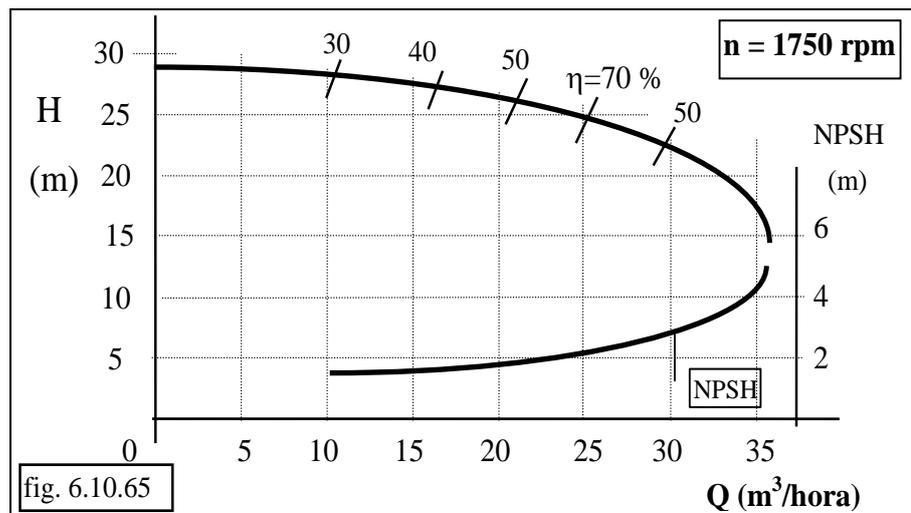
6.10.65. Para a bomba cujas curvas estão na fig. 6.10.65 tem-se : cota de instalação da bomba, $C_B = 450,0$ m; cota do res. inferior, $C_1 = 447,0$ m ; cota do res. superior, $C_2 = 467,0$ m, carga de vapor da água bombeada $h_v = 0,3$ m , perda de carga na sucção = $2,0$ m.

.1. Esboçar a instalação, indicando os reservatórios, a bomba, os condutos, cotar as distâncias e manter suas posições relativas.

.2. Determinar o desnível geométrico da instalação :

.3. Determinar a altura de sucção da bomba .

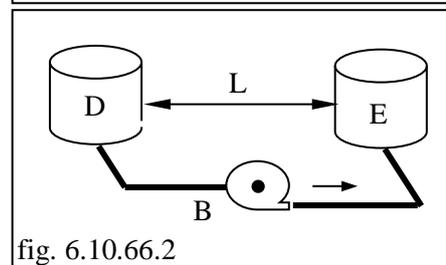
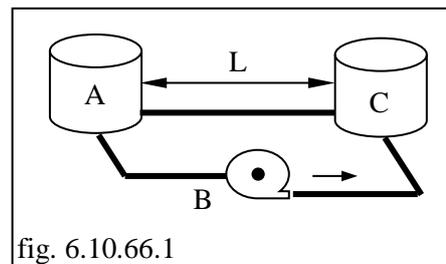
.4. Determinar a perda de carga na instalação para operação no rendimento máximo.



6.10.66. Uma mesma bomba hidráulica de fluxo (B) opera duas instalações semelhantes encontradas nas figuras 6.10.66.1 e 6.10.66.2. Nos dois casos a bomba e os reservatórios estão apoiados num piso horizontal, de mesma cota. O circuito fechado da fig. 6.10.66.1 circula fluido entre o corpo quente C e o trocador de calor A. O circuito aberto da fig. 6.10.66.2. transfere fluido do reservatório D para o reservatório E.

.1. Discutir a posição da bomba B com relação ao trocador de calor A (próxima / distante) e as razões que impõem tal decisão.

.2. Discutir a posição da bomba B com relação ao reservatório D (próxima/distante) e as razões que impõem tal decisão.



Admitir os equipamentos A e C fechados para a atmosfera e a operação do sistema em regime permanente.

.3. Expor e justificar o critério a ser aplicado para a determinação da vazão na bomba.

.4. Discutir o significado da variação da perda de carga no trocador de calor A sobre a vazão na bomba.

.5. Discutir a possibilidade de se operar a bomba com vazões superiores à vazão do sistema obtida segundo 1.3.

.6. Admitir a entrada do escoamento no corpo quente C aberta para a atmosfera e a operação do sistema em regime permanente.

.7. Expor e justificar o critério a ser aplicado para a determinação da vazão na bomba.

.8. Discutir a possibilidade de se operar a bomba com vazões superiores à vazão do sistema obtida no item anterior.

6.10.67. A bomba do sistema da figura 6.10.67.1. tem suas curvas encontradas na fig. 6.10.67.2.

A função da bomba é transferir todo o fluido do reservatório D para o reservatório E. Isto faz com que a sua operação se inicie com D cheio e E vazio e se encerre com D vazio e E cheio. Os fundos dos reservatórios estão na cota 724,0 m. O nível máximo operacional dos reservatórios está na cota 730,0 m.

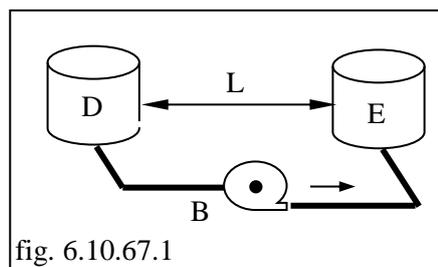


fig. 6.10.67.1

Indicar claramente os pontos necessários para a solução gráfica e uni-los por segmentos de reta.

- .1. Esquematizar e justificar a configuração do sistema, níveis dos reservatórios e posição da bomba, para a condição de máxima vazão na bomba.
- .2. Esquematizar e justificar a configuração do sistema, níveis dos reservatórios e posição da bomba, para a condição de mínima vazão na bomba.

Admitir a perda de carga total no sistema sendo $\Delta h_t = 0,028 Q^2$, onde, com Q em $m^3/hora$ tem-se Δh_t em m.

.3. Determinar a maior vazão no sistema, expondo todos os passos necessários para tal.

.4. Determinar a menor vazão no sistema, expondo todos os passos necessários para tal.

.5. Determinar a faixa de variação da carga absoluta requerida no flange de sucção da bomba.

.6. Determinar a carga absoluta disponível no flange de sucção da bomba a ser imposta para o dimensionamento do conduto de sucção da bomba..

.7. Determinar a forma construtiva da bomba expondo todos os passos e valores necessários para os cálculos.

6.10.68. Uma bomba hidráulica de fluxo cuja rotação é de 3500 rpm e cujas curvas HxQ e NPSHxQ são encontradas na fig. 6.10.68.1. recalca água na instalação da fig. 6.10.68.2., cuja curva de dissipação também é encontrada na fig. 6.10.68.1.

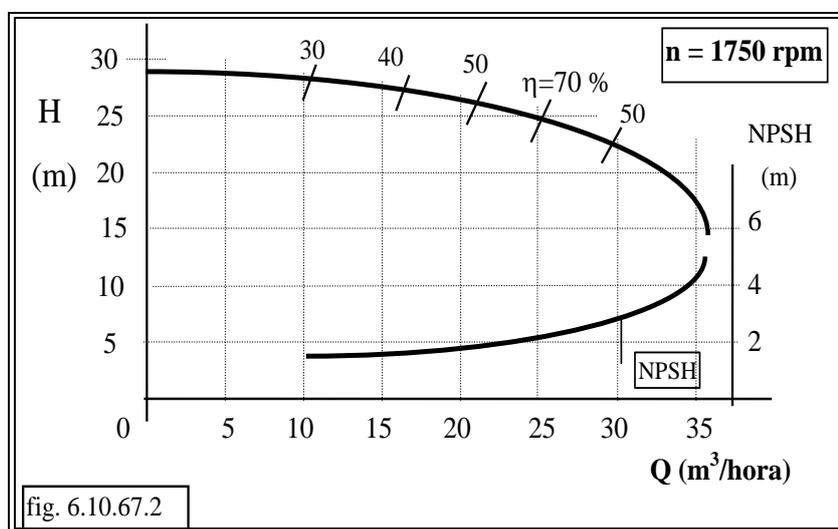
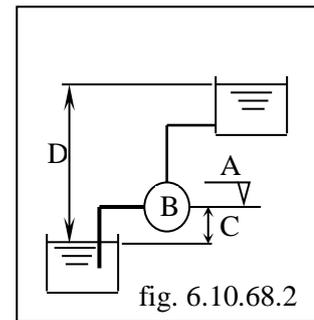
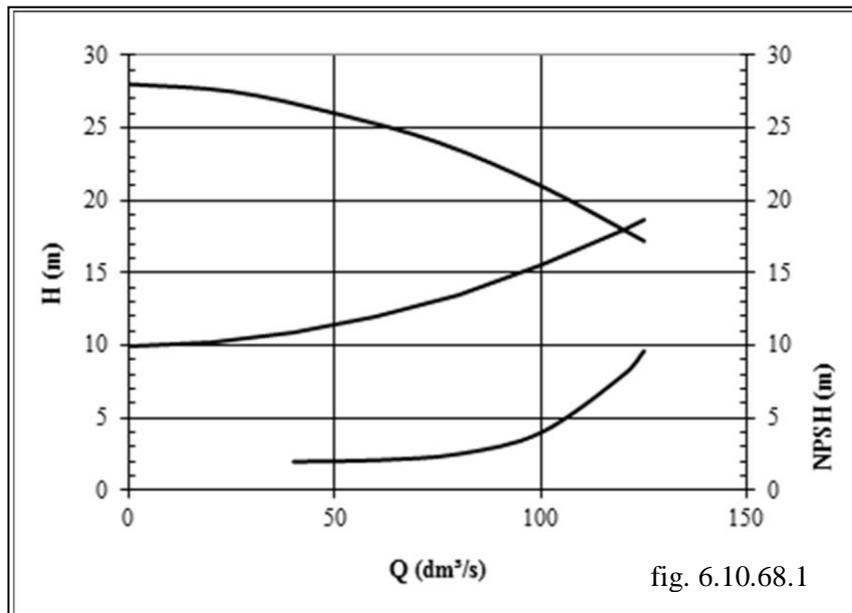


fig. 6.10.67.2



$D = 10,0 \text{ m}$

$A = 450,0 \text{ m}$

$C = 3,0 \text{ m}$

$h_v = 0,3 \text{ m}$

desprezar as perdas de carga na sucção da instalação.

- .1. Identificar claramente na figura 6.10.68.1. as curvas $H \times Q$; $\Delta h_t \times Q$ e $NPSH \times Q$.
- .2. Indicar o ponto de funcionamento da bomba na figura 6.10.68.1 e, usando linhas de chamada representadas por segmentos de reta, os valores correspondentes à vazão, altura manométrica total e carga absoluta no flange de sucção da bomba para este mesmo ponto.
- .3. O ponto de funcionamento indicado na fig. 6.10.68.1 corresponde ao ponto de máximo rendimento? Por que?
- .4. Determinar a forma construtiva do rotor e discutir as limitações do procedimento usado para tal.
- .5. Determinar a carga de segurança à cavitação para a bomba operando no ponto indicado na fig. 6.10.68.1. Detalhar o procedimento usado.
- .6. Justificar o valor numérico negativo obtido para a carga de segurança calculada na questão anterior.
- .7. Justificar a impossibilidade de se alterar a condição operacional da bomba na instalação da fig. 6.10.68.2. Discutir as implicações desta impossibilidade sobre o rotor da bomba.
- .8. Determinar a perda de carga no conduto para o ponto de operação da bomba e cotar com precisão o seu valor na figura 6.10.68.1.
- .9. Sabendo-se que a curva de dissipação do sistema pode ser expressa por $\Delta h_t = K Q^2$, onde Q é a vazão em dm^3/s e Δh_t é a perda de carga total em m, determinar o valor numérico da constante K .
- .10. Traçar na fig. 6.10.68.1. a curva característica ($H \times Q$) da bomba operando sob rotação de 2650 rpm.

6.10.69. Um vendedor técnico especificou uma bomba hidráulica de fluxo para operar no ponto de máximo rendimento sob carga de 70,0 m, vazão de 4,5 m^3/h , equipada com rotores associados e acionada por motor elétrico assíncrono trifásico de rotação igual a 3492 rpm.

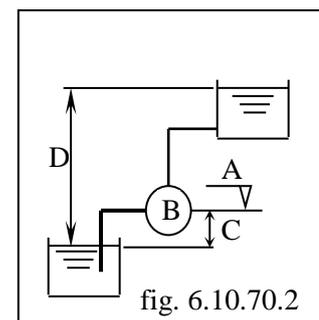
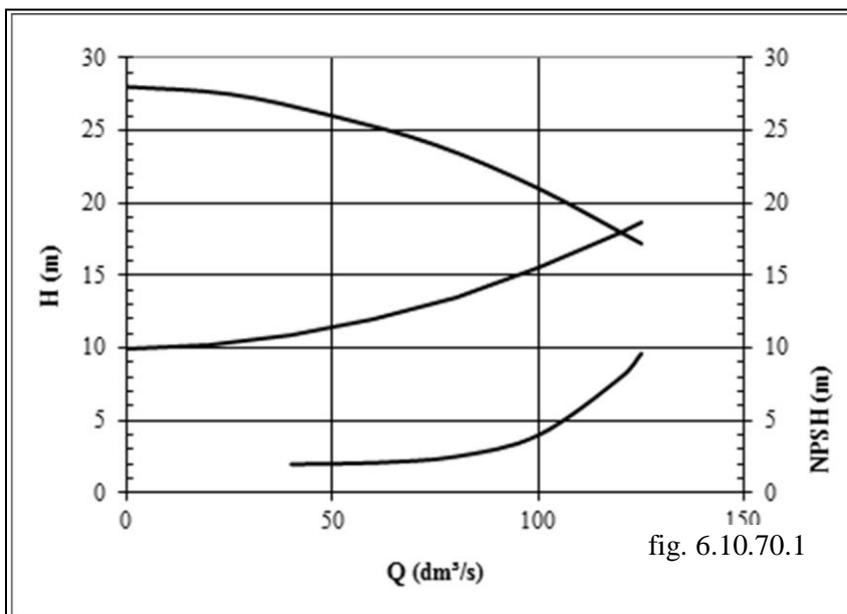
- .1. A partir dos dados acima é possível emitir um parecer conclusivo sobre a proposta? Justificar.
- .2. Determinar a forma de associação dos rotores adequada à bomba proposta. Justificar.

O vendedor complementou a oferta indicando serem dois rotores associados em série.

- .3. Você recomendaria a aquisição da bomba após esta complementação? Por que?
- .4. Determinar a rotação específica no ponto ótimo do rotor adequado para operar uma bomba hidráulica de fluxo cujas condições de operação são as propostas acima.

6.10.70. Uma bomba hidráulica de fluxo cuja rotação é de 3500 rpm e cujas curvas HxQ e NPSHxQ são encontradas na fig. 6.10.70.1. recalca água na instalação da fig. 6.10.70.2., cuja curva de dissipação também é encontrada na fig. 6.10.70.1.

- .1. Identificar claramente na figura 6.10.70.1. as curvas $H \times Q$; $\Delta h_t \times Q$ e NPSH $\times Q$.
- .2. Determinar a forma construtiva do rotor da bomba hidráulica de fluxo. Justificar o procedimento usado para tal.
- .3. Os valores usados na questão anterior correspondem ao ponto de máximo rendimento? Por que?
- .4. Determinar a carga absoluta no flange de sucção da bomba, oferecida pela instalação e aqui simbolizada por D_{of} , e a mesma carga demandada pela bomba, simbolizada por D_{de} .
- .5. Expôr a forma de determinação de cada um dos parâmetros da questão anterior.
- .6. A bomba opera livre de cavitação? Justificar.
- .7. Expôr o significado, para a erosão do rotor da bomba, a sua instalação sob carga igual à carga absoluta demandada no flange de sucção



$$D = 10,0 \text{ m}$$

$$A = 700,0 \text{ m}$$

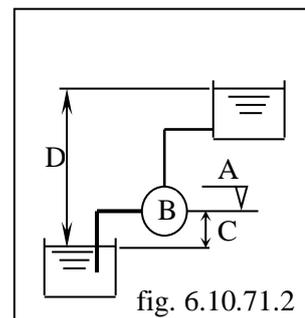
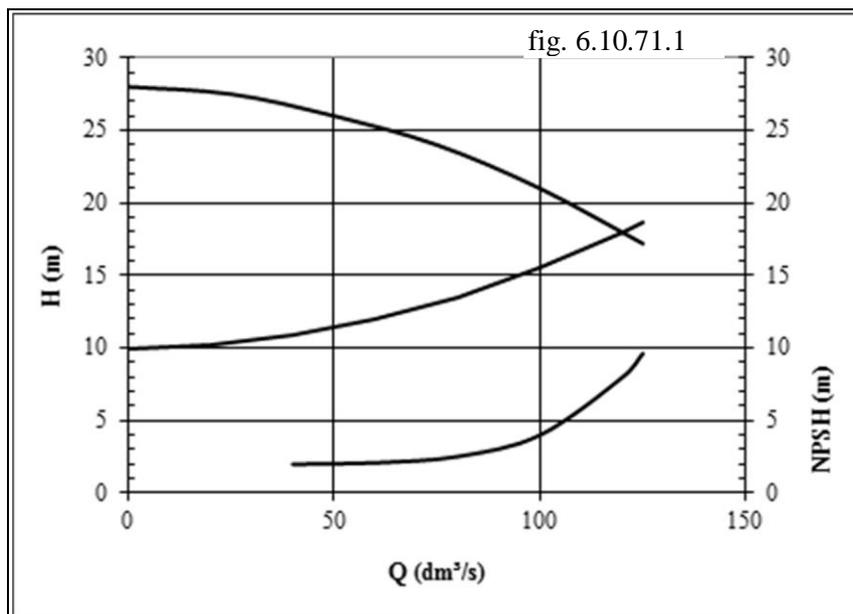
$$C = 5,0 \text{ m}$$

$$h_v = 0,6 \text{ m}$$

desprezar perdas de carga

na sucção da instalação.

6.10.71. Da instalação do problema anterior, 6.10.71., são conhecidos: $f= 0,025$; $L= 1500,0$ m e desprezadas as perdas de carga localizadas.



$$D = 10,0 \text{ m}$$

$$A = 700,0 \text{ m}$$

$$C = 5,0 \text{ m}$$

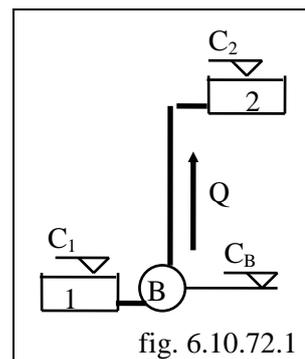
$$h_v = 0,6 \text{ m}$$

desprezar perdas de carga

na sucção da instalação.

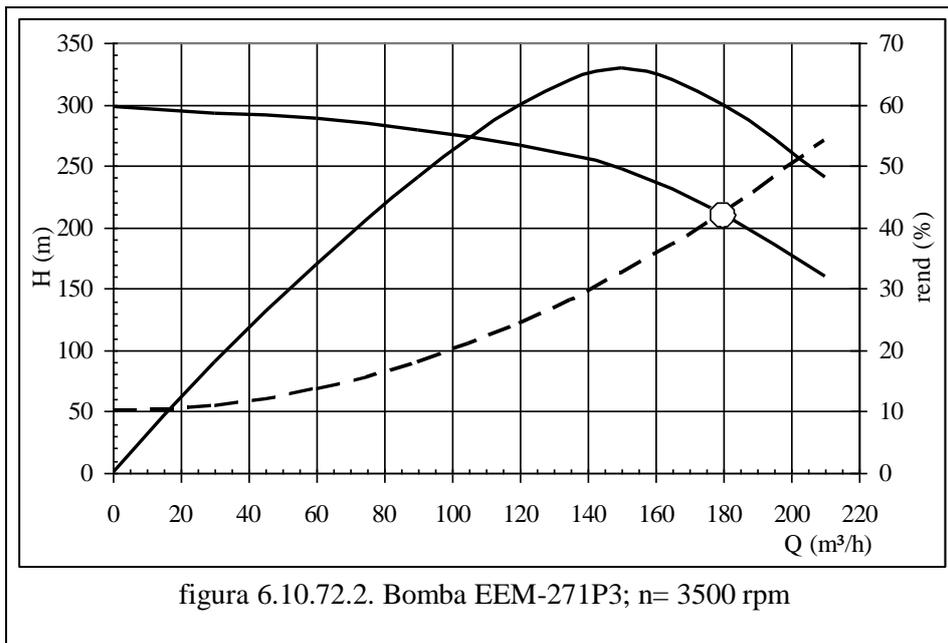
- .1. Determinar a perda de carga no conduto para a vazão máxima da bomba e cotar com precisão o seu valor na figura 6.10.71.1.
- .2. Calcular o diâmetro do conduto, tomada como referência a condição de vazão máxima da bomba.
- .3. Justificar a necessidade de uma válvula na instalação da fig. 6.10.71.2. quando o diâmetro do conduto é calculado segundo o item anterior e se deseja operar a bomba no ponto de funcionamento indicado na fig. 6.10.71.1.

6.10.72. O sistema da fig. 6.10.72.1. recalca óleo entre os reservatórios 1 e 2. Pretende-se variar a vazão da bomba da fig. 6.10.72.2. entre 30 e 150 m^3/h , em função da demanda de óleo em 2. A massa específica do óleo é $\rho_{\text{óleo}} = 800 \text{ kg}/\text{m}^3$ e as cotas de instalação dos reservatórios são $C_2= 750,0$ m e $C_1= 700,0$ m. A perda de carga total do sistema, considerada apenas a tubulação, é dada por $\Delta h_T = 0,005 Q^2$ onde, com Q em m^3/h tem-se Δh_T em m.



- .1. Justificar não ser possível suprir a faixa de demanda desejada, 30 a 150 m^3/h , com a instalação encontrada na figura 6.10.72.1.
- .2. Determinar graficamente a vazão máxima da bomba dentro da precisão permitida pelo gráfico. Traçar as curvas necessárias por meio de segmentos de reta.

.3. Expor claramente todos os procedimentos usados para tanto.



Considerar a operação da bomba sob $Q=30 \text{ m}^3/\text{h}$ e responder aos itens .4, .5. e .6.

.4. É recomendável o controle por válvula para se obter tal ponto de funcionamento? Justificar a decisão.

.5. É possível o controle por by-pass para se obter tal ponto de funcionamento? Justificar a decisão.

.6. Indicar claramente na figura 6.10.72.2 o ponto de funcionamento da bomba quando operando sob controle por rotação. Justificar a resposta.

.7. Determinar o novo ponto ótimo de funcionamento e a nova rotação para a bomba quando recalcando $120 \text{ m}^3/\text{h}$. Justificar todas as decisões tomadas e cálculos efetuados.

6.10.73. A bomba do sistema da figura 6.10.73.1. tem suas curvas encontradas na fig. 6.10.73.2. A sua função é transferir todo o fluido do reservatório D para o reservatório E. A operação se inicia com D cheio e E vazio e se encerra com D vazio e E cheio. A linha de centro do eixo da bomba e os fundos dos reservatórios estão na cota 2200,0 m e o nível máximo operacional dos tanques na cota 2210,0 m.

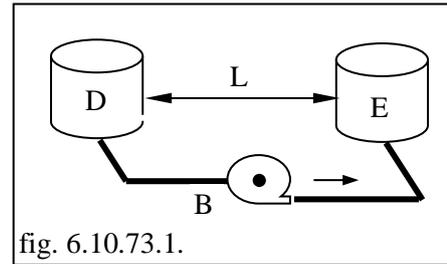


fig. 6.10.73.1.

- .1. Esquematizar e justificar a configuração do sistema, níveis dos reservatórios e posição da bomba, para as condições de máxima e mínima vazão de operação da bomba.
- .2. Discutir a influência da posição da bomba, perto ou longe do reservatório D, na perda de carga do conduto.
- .3. Determinar a forma construtiva da bomba indicando claramente os valores usados para tanto.

- .4. Determinar o número de pares de polos do motor elétrico e a frequência da rede elétrica.
- .5. Determinar o desnível geométrico para a máxima vazão da bomba.

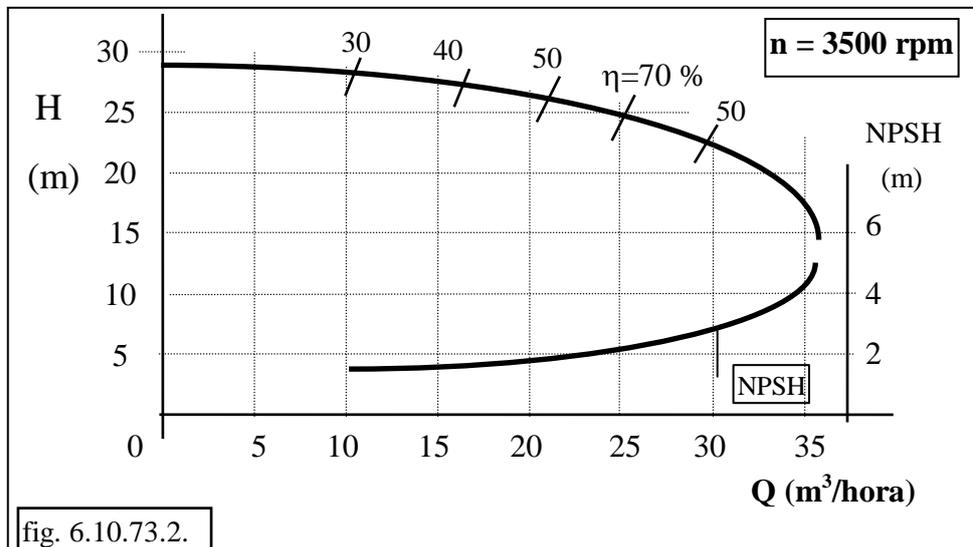


fig. 6.10.73.2.

- .6. Determinar o desnível geométrico para a mínima vazão da bomba.

Considerar a perda de carga total no sistema como sendo $\Delta h_t = 0,021 Q^2$, onde, com Q em m³/hora tem-se Δh_t em m.

- .7. Obter por solução gráfica a máxima vazão possível no sistema.
- .8. Obter por solução gráfica a mínima vazão possível no sistema.

Da instalação em análise são conhecidos: $f = 0,025$; $L = 1500,0$ m e são desprezadas as perdas de carga localizadas.

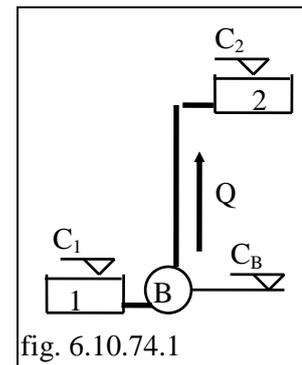
- .9. Determinar a perda de carga no conduto para a vazão máxima da bomba e cotar com precisão o seu valor na figura 6.10.73.2.
- .10. Calcular o diâmetro do conduto, tomada como referência a condição de vazão máxima da bomba.
- .11. Justificar a necessidade de uma válvula na instalação da fig. 6.10.73.1., quando o diâmetro do conduto é calculado segundo o item anterior e se deseja operar a bomba no ponto de funcionamento definido em 6.10.73.9.

6.10.74. O sistema da fig. 6.10.74.1 recalca óleo entre os reservatórios 1 e 2. Do óleo são conhecidos: massa específica= $900 \text{ N s}^2/\text{m}^4$, viscosidade dinâmica= $0,001 \text{ N s}/\text{m}^2$.

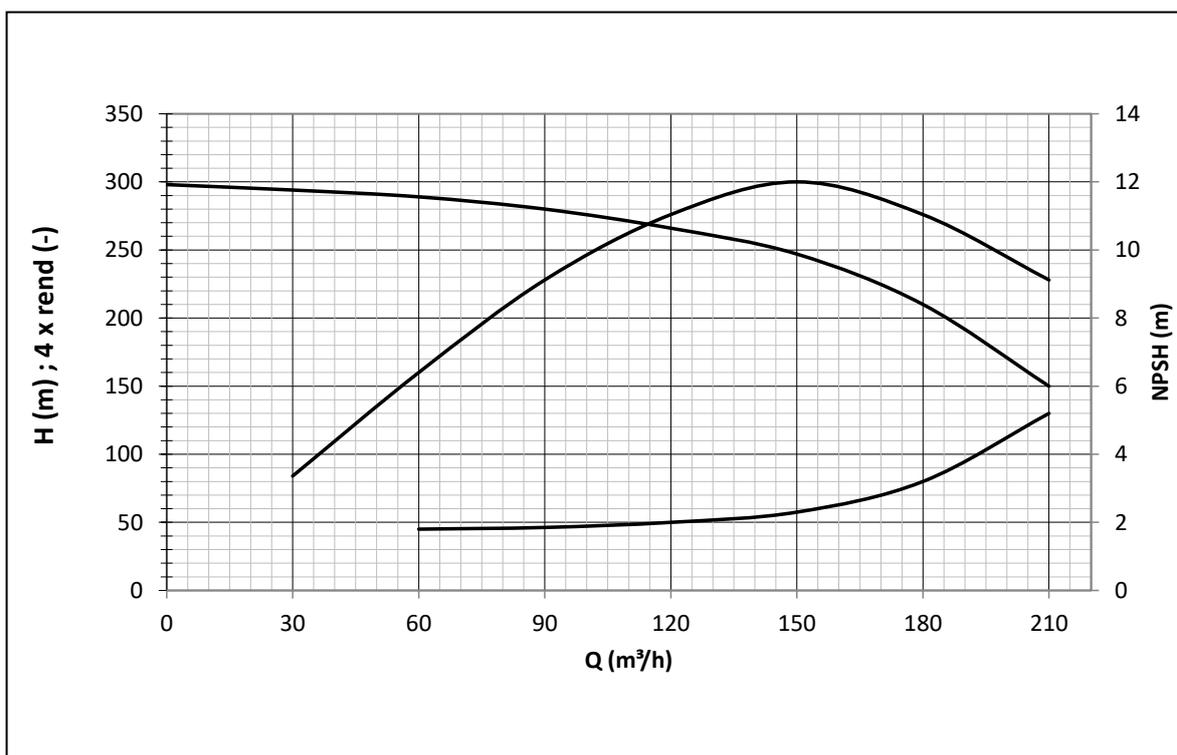
.1. Identificar a forma construtiva ou tipo do rotor da bomba hidráulica de fluxo em análise, cujas curvas encontram-se na fig. 6.10.74.2. Indicar na figura e justificar os valores usados para os cálculos.

.2. Escolher o motor elétrico a ser adquirido para operar a bomba. Justificar a escolha.

.3. Verificar a necessidade de correção das curvas de carga e rendimento em função da vazão para o fluido a ser recalcado. Justificar a resposta.



Da instalação são conhecidos: $C_2=735,0 \text{ m}$; $C_1=700,0 \text{ m}$. A perda de carga total do sistema, considerada apenas a tubulação, é dada por $\Delta h_T=0,0025 Q^2$ onde, com Q em m^3/h , tem-se Δh_T em m .



.4. Discutir a possibilidade de se conseguir variações quaisquer de vazão na instalação encontrada na figura 6.10.74.1., sem praticar quaisquer alterações nela. Justificar a resposta.

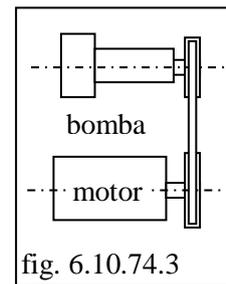
.5. Determinar graficamente na figura 6.10.74.2. a vazão máxima da bomba dentro da precisão permitida pelo gráfico. Expor claramente todos os procedimentos usados para tanto.

.6. Qual o procedimento necessário para se operar a instalação sem a certeza de erosão da bomba por cavitação? Para tanto, analisar as curvas $H=H(Q)$ e $\Delta h_T=\Delta h_T(Q)$. Justificar a resposta.

Identificada a impossibilidade de operação da bomba sem qualquer condição de controle, decidiu-se pela instalação de um sistema de controle para permitir uma faixa de vazão entre $110,0 \text{ m}^3/\text{h}$ e $185 \text{ m}^3/\text{h}$.

.7. Um sistema de transmissão por polias fixas, convencionais, conforme o esquema da figura 6.10.74.3. foi rejeitado. Justificar a rejeição.

.8. Considerada a elevada potência do motor elétrico da bomba, você recomendaria a instalação de um controle por by-pass? Justificar a resposta.



A seguir foi analisado o controle por variação de rotação, imposto por um variador de frequência.

.9. Determinar a carga correspondente à vazão máxima de operação na faixa desejada. Justificar o procedimento usado.

.10. Determinar a frequência correspondente à rotação que leva à vazão mínima de operação na faixa desejada. Justificar o procedimento usado. Sabe-se que o ponto da curva para 3500 rpm, análogo ao desejado de $110 \text{ m}^3/\text{h}$, apresenta uma vazão de $190 \text{ m}^3/\text{h}$.

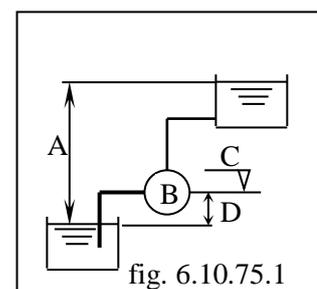
Em vista dos custos do variador de frequência foi proposta a instalação de uma válvula para o controle de vazão na faixa desejada.

.11. Determinar a carga correspondente à vazão máxima de operação na faixa desejada. Justificar o procedimento usado.

.12. Determinar a carga correspondente à vazão mínima de operação na faixa desejada. Justificar o procedimento usado.

.13. Analisar criticamente os sistemas de controle de vazão possíveis, variação de rotação e válvula, consideradas as análises anteriores. Optar por um deles e justificar tecnicamente a opção feita.

6.10.75. A bomba hidráulica de fluxo de rotação 1750 rpm e cujas curvas $H=H(Q)$, $NPSH=NPSH(Q)$ e de carga de segurança à cavitação são encontradas na fig. 6.10.75.2. recalca água na instalação da fig. 6.10.75.1, cuja curva de dissipação também é encontrada na fig. 6.10.75.2.



.1. Identificar na figura 6.10.75.2. as curvas $H=H(Q)$, $NPSH=NPSH(Q)$, $\Delta h_T=\Delta h_T(Q)$ e $H_{seg}=H_{seg}(Q)$. Justificar a identificação.

.2. Justificar a necessidade de uso dos valores do ponto de funcionamento (diferente do máximo rendimento) para a definição da forma construtiva (tipo) do rotor. Como se deve proceder caso o valor numérico calculado esteja próximo de uma das fronteiras de definição de forma construtiva?

.3. Determinar a forma construtiva da bomba hidráulica de fluxo.

.4. Expor a condição extrema de risco de cavitação, sob forma da vazão correspondente a que a bomba será submetida. Justificar a resposta.

.5. Determinar a altura de sucção da bomba, indicada de forma genérica por D na figura 6.10.75.1. Justificar todas as decisões tomadas.

.6. Justificar ser o maior possível a distância entre o centro do eixo da bomba e a superfície livre do fluido, calculada para a sua máxima vazão.

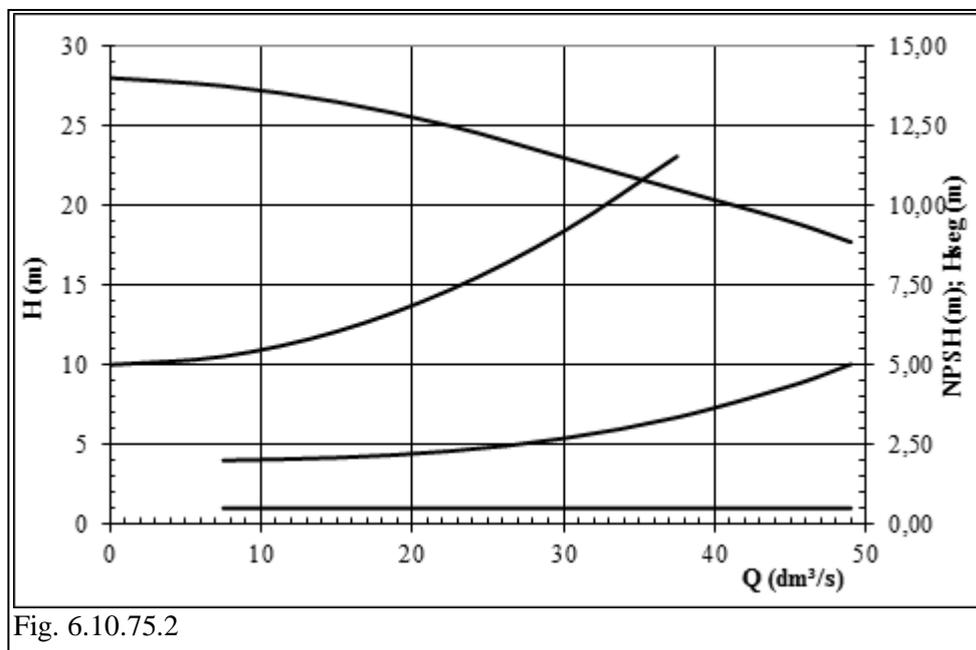
.7. Expor o significado, para a erosão do rotor da bomba, de sua instalação sob carga igual à carga absoluta demandada no flange de sucção.

Da instalação são conhecidos o coeficiente de perda de carga distribuída, $f = 0,025$; o comprimento do conduto, $L = 1500,0$ m e são desprezadas as perdas de carga localizadas.

.8. Determinar o desnível geométrico de operação da bomba. Justificar o valor obtido.

.9. Determinar a perda de carga mínima no conduto e a vazão da bomba na qual ela ocorre. Justificar a resposta.

.10. Calcular o diâmetro máximo do conduto. Justificar todas as decisões tomadas.



Deve-se operar a instalação na faixa de vazões compreendida entre $20 \text{ dm}^3/\text{s}$ e $45 \text{ dm}^3/\text{s}$. Admitir o ponto de funcionamento indicado na figura 6.10.75.2. como o ponto de máximo rendimento da bomba.

.11. Determinar o ponto de funcionamento correspondente à operação na vazão de $20 \text{ dm}^3/\text{s}$ quando sob controle por válvula. Justificar o valor obtido.

.12. Discutir a conveniência de ser usada uma válvula para o controle de operação na faixa desejada. Justificar a conveniência ou inconveniência de tal controle.

.13. Propor um sistema de controle adequado para o sistema em análise. Justificar a resposta.

.14. Discutir a viabilidade da redução do diâmetro externo do rotor como alternativa para o controle de vazão na faixa desejada.

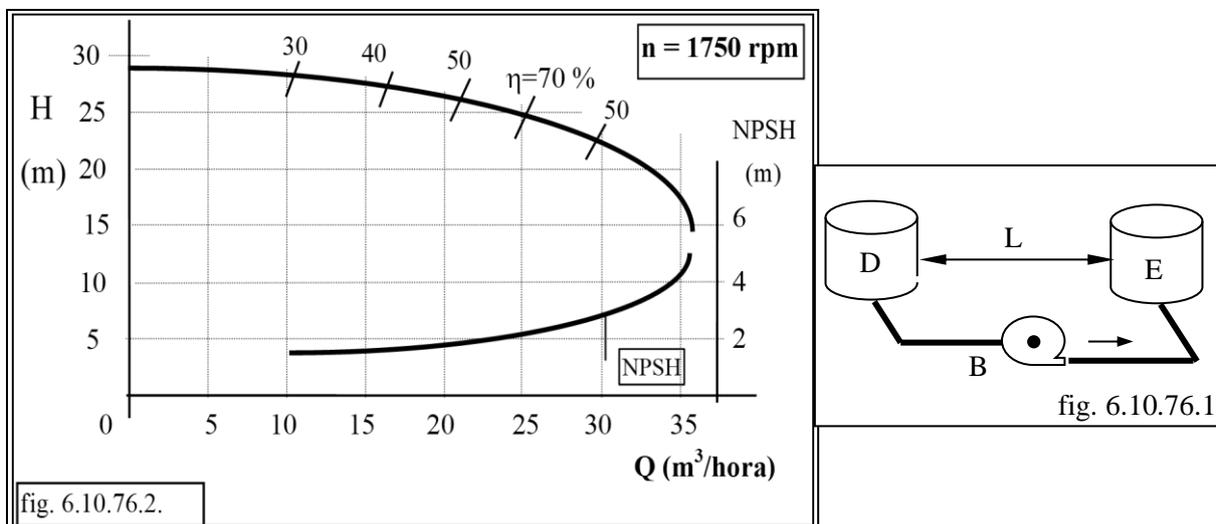
.15. Determinar o ponto de funcionamento correspondente à operação da bomba à rotação de $n = 1300$ rpm. Sugere-se representar a nova curva da bomba por um segmento de reta unindo os dois pontos análogos às vazões de $22,5$ e $30,0 \text{ dm}^3/\text{s}$ da curva de $n = 1750$ rpm.

6.10.76. A bomba que opera o sistema da figura 6.10.76.1 tem suas curvas encontradas na fig. 6.10.76.2. A sua função é transferir todo o fluido do reservatório D para o reservatório E. Isto faz com que a sua operação se inicie com D cheio e E vazio e se encerre com D vazio e E cheio. Os fundos dos reservatórios estão na cota $550,0$ m. O nível máximo operacional dos reservatórios está na cota $559,0$ m.

.1. Esquematizar e justificar a configuração do sistema, níveis dos reservatórios e posição da bomba, para as condições de máxima e mínima vazão na bomba.

A perda de carga total no sistema é $\Delta h_t = 0,028 Q^2$, onde, com Q em m^3/hora tem-se Δh_t em m.

.2. Determinar a maior vazão no sistema, expondo todos os passos necessários para tal.



.3. Determinar a menor vazão no sistema, expondo todos os passos necessários para tal.

.4. Determinar a faixa de variação da carga absoluta requerida no flange de sucção da bomba.

.5. Determinar a carga absoluta disponível no flange de sucção da bomba a ser imposta para o dimensionamento do conduto de sucção da bomba.

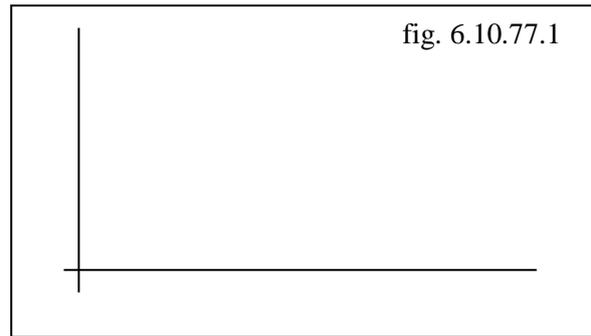
O diâmetro dos tanques é igual a $D = 5,0$ m e a sua altura $H = 5,0$ m.

.6. Determinar o volume dos tanques.

.7. Estimar o intervalo de tempo, ($t_{\min} \leq t \leq t_{\max}$) de enchimento do tanque E.

6.10.77. Responder às questões seguintes:

.1. Complementar a figura 6.10.77.1. com as curvas características $H \times Q$; $P \times Q$ e $\eta \times Q$ de uma bomba hidráulica de fluxo radial, $n_q < 30$. Identificar os eixos, traçar as curvas o mais próximo possível da realidade e identificá-las. Sabe-se que Q : vazão; H : carga, P : potência; η : rendimento.



.2. Indicar na figura 6.10.77.1 a solução gráfica

para obtenção do ponto de funcionamento da bomba. Identificar todas as grandezas envolvidas.

Seguem abaixo algumas conclusões apresentadas em relatórios da disciplina. Analisá-las criticamente, justificando se estiverem corretos ou incorretos.

.3. Pode-se afirmar que: "a perda de carga que a bomba fornece ao escoamento diminui com o aumento de vazão".

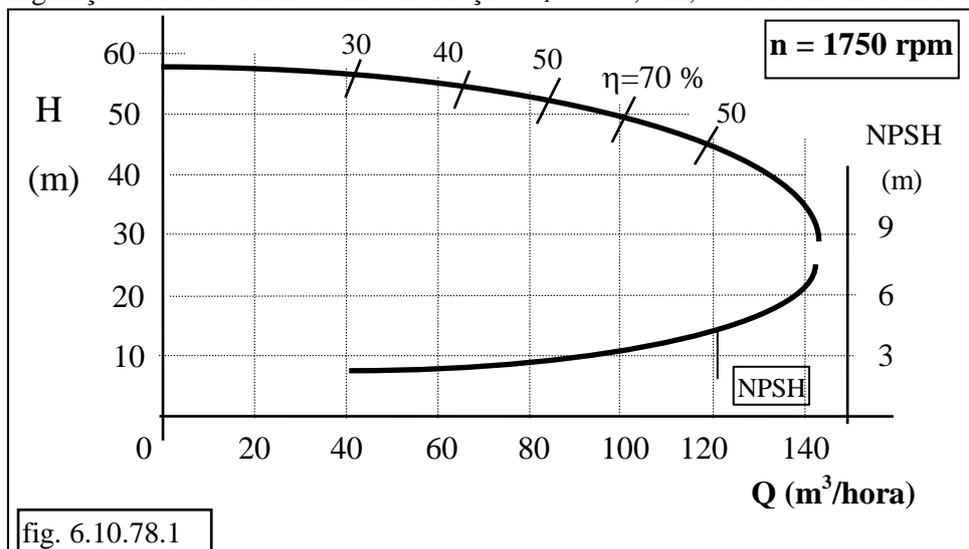
.4. "Quanto maior a vazão da bomba mais acentuada fica a dispersão da perda de carga da bomba".

.5. "A carga fornecida pela bomba ao fluido reduz-se com a vazão devido ao aumento das perdas internas à bomba. Estas perdas são proporcionais ao quadrado da vazão."

.6. "o $NPSH_{3\%}$ é um valor numérico associado a uma perda de carga de 3% no escoamento em uma bomba hidráulica de fluxo."

6.10.78. Uma instalação de recalque operada pela bomba cujas curvas estão na figura 6.10.78.1 apresenta a seguinte configuração: cota do reservatório de sucção $C_1 = 405,0$ m; cota do reservatório de recalque $C_2 =$

$430,0$ m; cota de instalação da bomba $C_b = 408,0$ m. A carga de vapor à temperatura de operação é $0,5$ m, o coeficiente de perda de carga distribuída da tubulação é $f = 0,018$ e o



comprimento do conduto de recalque é $L = 7.000,0$ m. Despreza-se a perda de carga na sucção.

- .1. Esquematizar a instalação, mantendo a posição relativa entre os reservatórios e a bomba.
- .2. ESCOLHER o ponto de funcionamento. Justificar a escolha.
- .3. Determinar a carga da bomba e a perda de carga no conduto.
- .4. Determinar as cargas absolutas, requerida $NPSH_{3\%}$ e disponível $NPSH_d$.
- .5. Há riscos de cavitação no interior da bomba? Justificar a afirmativa.

.6. Determinar a forma construtiva da bomba. Justificar os valores de carga, vazão e rotação usados para os cálculos.

.7. Determinar o diâmetro do conduto, D .

O controle de vazão da instalação é feito por uma válvula instalada a 3000,0 m da bomba.

.8. A distância entre a válvula e a bomba afeta o controle de vazão do sistema? Justificar.

.9. Justificar a inconveniência de se instalar a válvula no conduto de sucção da bomba.

.10. Esquematizar a instalação de recalque, mantendo as proporções das distâncias entre a válvula, o reservatório e a bomba.

.11. Indicar e justificar qual dos extremos do conduto, a bomba ou o reservatório de recalque, receberá primeiramente a perturbação gerada por uma manobra da válvula.

6.10.79. Uma instalação de recalque é operada pela bomba cujas curvas estão na figura 6.10.79.1. A configuração da instalação é dada por uma cota do reservatório de sucção de $C_1 = 690,0$ m, uma cota do reservatório de recalque de $C_2 = 700,0$ m. A bomba está instalada na cota $C_b = 692,0$ m. A carga de vapor do fluido à temperatura de operação é $0,5$ m, o coeficiente de perda de carga distribuída da tubulação é $f = 0,016$ e o comprimento do conduto de recalque é $L = 12.000,0$ m. A perda de carga na sucção da bomba é igual a $1,0$ m. Uma válvula instalada no recalque responsabiliza-se pela variação de vazão do sistema.

.1. Discutir a influência da posição da bomba, perto ou longe do reservatório de recalque, na perda de carga do conduto.

.2. Determinar a faixa recomendada de vazão de operação da bomba e a sua forma construtiva.

A curva de dissipação do sistema com a válvula totalmente aberta é encontrada, tracejada, na fig. 6.10.79.1.

.3. Determinar a perda de carga total para a vazão máxima possível na instalação.

.4. Determinar a perda de carga na válvula para a bomba operar na máxima vazão recomendada.

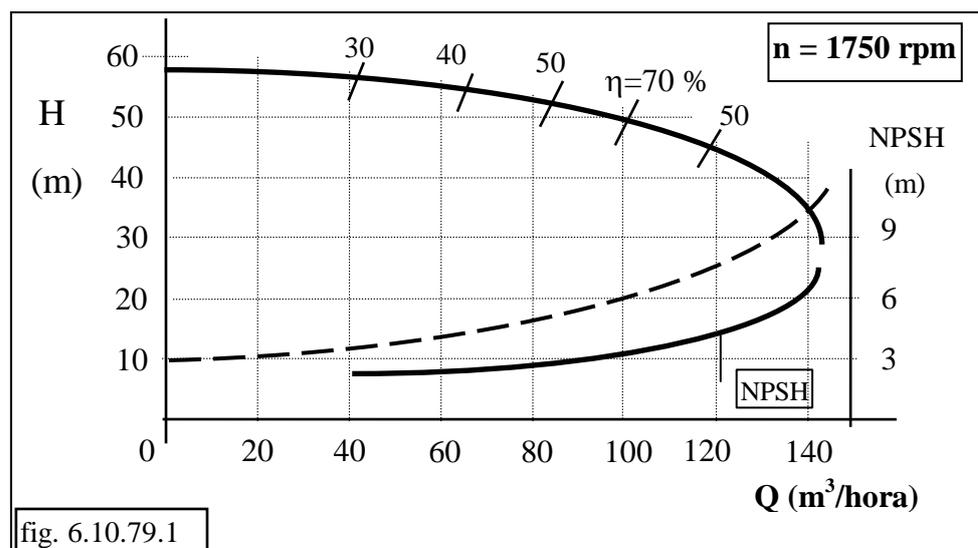


fig. 6.10.79.1

.5. Determinar as cargas absolutas, requerida $NPSH_{3\%}$ e disponível $NPSH_d$ para a condição de máxima vazão possível no sistema.

- .6. Há riscos de cavitação no interior da bomba? Justificar a afirmativa.
- .7. Determinar o diâmetro do conduto para a máxima vazão possível na instalação, D.

6.10.80. Responder às questões a seguir:

- .1. Discutir a razão pela qual as curvas H x Q de bombas ou geradores são decrescentes com o aumento da vazão.
- .2. Analisar criticamente a seguinte afirmação correta: “Não há significado físico para a intersecção das curvas de carga e de NPSH em função da vazão encontradas na fig. 6.10.81.1.

.3. Ao se levantar a curva de potência em função da vazão de uma bomba, verifica-se que o cálculo da potência útil da bomba a partir da potência fluida é nulo para vazão nula. A medida elétrica desta mesma potência útil leva a valores diferentes de zero. Justificar esta aparente discrepância.

6.10.81. Como encarregado da manutenção de uma empresa do ramo de movimentação de fluidos você foi chamado para analisar o problema de operação da bomba hidráulica de fluxo DN-125, de projeto qualificado, cujas curvas de carga, de rendimento e de carga absoluta na sua face de sucção em função da vazão estão expostas na figura 6.10.81.1.

- .1. Determinar o número de pares de polos e a frequência da rede do motor elétrico que aciona a bomba. Justificar a resposta.

Ao acompanhar a operação da bomba DN-125, você verificou um comportamento instável, representado por um nível elevado de vibrações. Você verificou também que a bomba operava sob vazão $Q = 15 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$.

.2. Analisar a condição operacional e expor a(s) eventual(ais) causa(s) do problema. Justificar a resposta.

A análise da instalação levou à configuração encontrada na figura 6.10.81.2. O diâmetro do conduto é igual

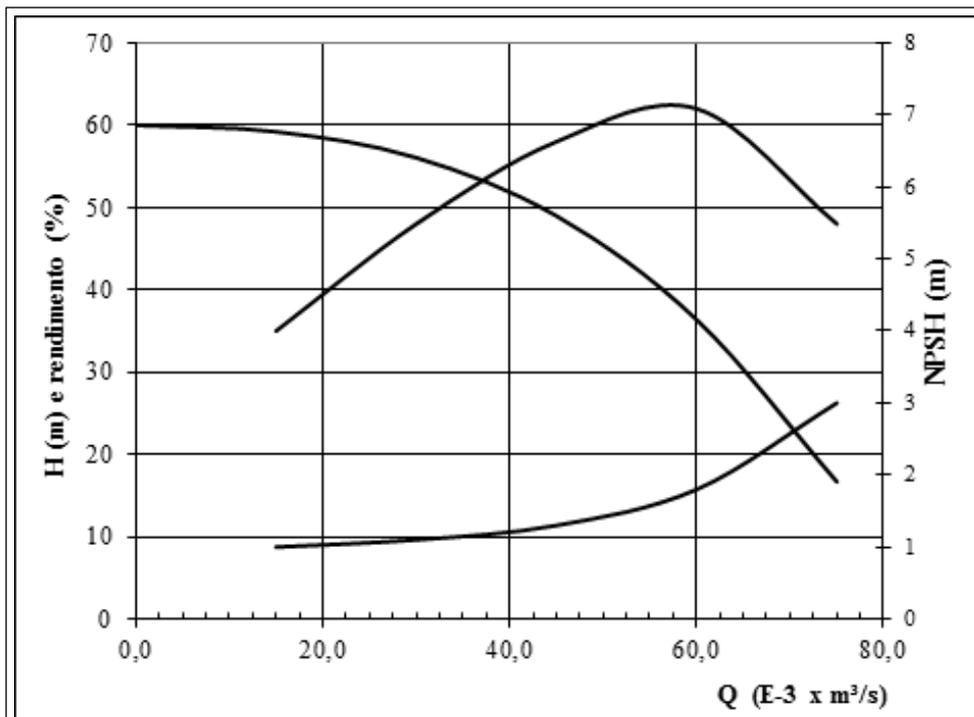


Figura 6.10.81.1; $n= 3500 \text{ rpm}$

a $D= 0,150 \text{ m}$ e o seu comprimento igual a $L= 1825 \text{ m}$. Pode-se tomar o coeficiente de perda de carga distribuída igual a $0,02$. As cotas dos reservatórios e de instalação da bomba são: $C_1= 2100,0 \text{ m}$; $C_2= 2150,0 \text{ m}$; $C_B= 2105,0 \text{ m}$.

.3. Nas condições de operação da bomba, vazão de $15 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$, torna-se desnecessária a instalação de uma válvula para controle de vazão. Justificar a afirmativa correta.

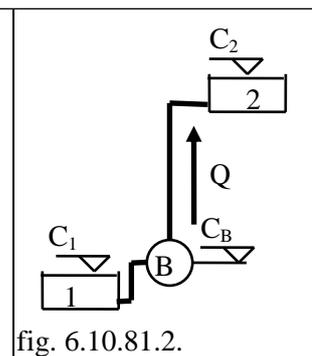


fig. 6.10.81.2.

Para resolver o problema de vibração excessiva foram dadas duas sugestões:

a. Aumentar a rotação da bomba.

b. Trocar todo o conduto por um de diâmetro maior, a determinar.

.4. Discutir as consequências da sugestão a. para a vazão, a carga e a potência da bomba? Justificar a resposta.

.5. A aplicação da proposta a. pode resolver ou atenuar o problema? Justificar a resposta.

.6. Discutir as consequências da sugestão b. para a vazão, a carga e a potência da bomba. Justificar a resposta. A análise gráfica facilita a solução do problema.

.7. Discutir os efeitos da aplicação da sugestão b. na busca da solução do problema de vibrações da bomba.

6.10.82. A figura 6.10.82.1. apresenta as curvas características de carga, de rendimento e da carga absoluta na face de sucção em função da vazão da bomba hidráulica de fluxo JP-10.

.1. Identificar claramente na figura as três curvas apresentadas. Justificar a resposta.

.2. Determinar o único número de pares de polos do motor elétrico e a frequência, ou frequências, da rede elétrica que permite(m) à máquina operar de forma adequada. Justificar a resposta.

.3. Especificar o ponto de funcionamento para o qual deve ser determinada a potência para a aquisição do motor elétrico a ser usado para acionar a bomba. Justificar a resposta.

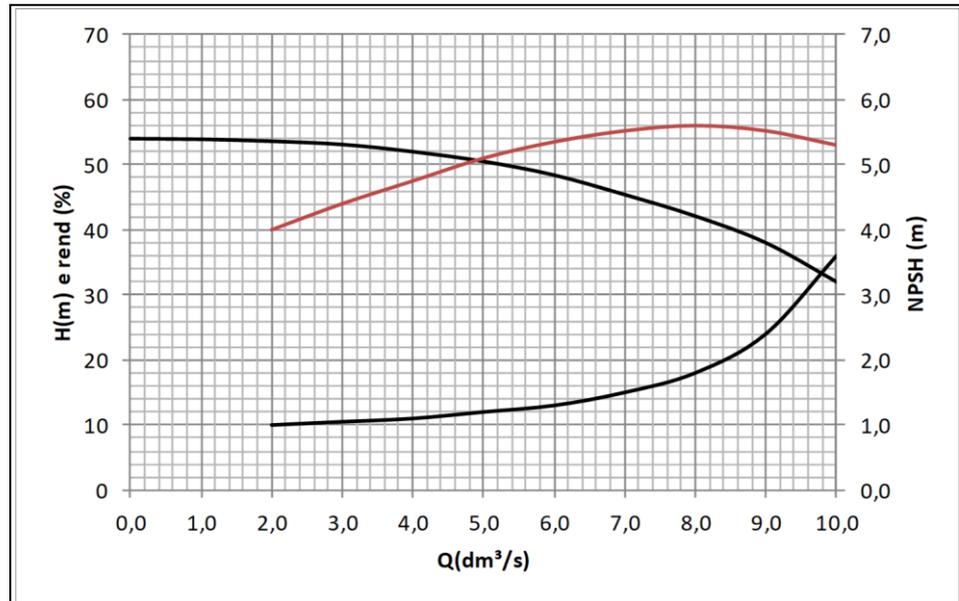


Figura 6.10.82.1 Curvas da BHF JP-10; $n = 3500$ rpm

6.10.83. A bomba JP-10, com curvas na figura 6.10.82.1, será instalada para recalcar água à temperatura de $T = 80^\circ \text{C}$ no sistema da figura 6.10.82.2., onde: $C_2 = 1400,0$ m; $C_B = 1399,0$ m; $C_1 = 1390,0$ m; $L_{1-2} = 2500,0$ m; coeficiente de perda de carga distribuída $f = 0,02$. O fabricante da bomba sugere adicionar 1,5 m quando da análise de ocorrência de cavitação.

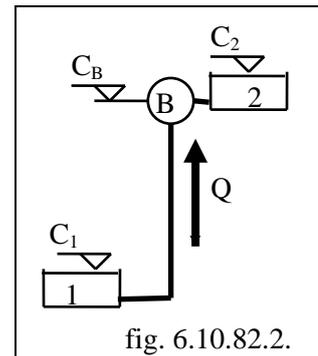


fig. 6.10.82.2.

.1. A partir dos dados acima, identificar a máxima vazão possível de operação da bomba JP-10. Justificar a resposta.

.2. Determinar o diâmetro nominal, comercial, do tubo de classe normal.

.3. Determinar a carga de segurança à cavitação de operação usada.

.4. Há risco de ocorrência de cavitação? Justificar a resposta.

.5. Determinar graficamente a vazão máxima da bomba dentro da precisão permitida pelo gráfico.

Expor claramente todos os procedimentos usados para tanto.

6.10.84. Uma instalação de recalque de água é operada pela bomba cujas curvas de carga, rendimento e carga absoluta no seu flange de sucção estão na figura 6.10.83.1. A configuração da instalação é dada por uma cota do reservatório de sucção igual a $C_1 = 850,0$ m, uma cota do reservatório de recalque de $C_2 = 850,0$ m. A bomba está instalada na cota $C_b = 855,0$ m. A temperatura da água é 46°C ; o coeficiente de perda de carga distribuída da tubulação é $f = 0,02$ e o comprimento do conduto de recalque é $L = 1.500,0$ m. A perda de carga na sucção da bomba é igual a $1,0$ m. A rotação da bomba é de 3500 rpm. O controle de vazão é feito por uma válvula, com a vazão limitada pela faixa recomendada de operação da bomba.

.1. Discutir a influência da posição da válvula, perto ou longe do reservatório superior, na eficiência do controle de vazão.

.2. Dimensionar o conduto de recalque para suprir a faixa de operação re-

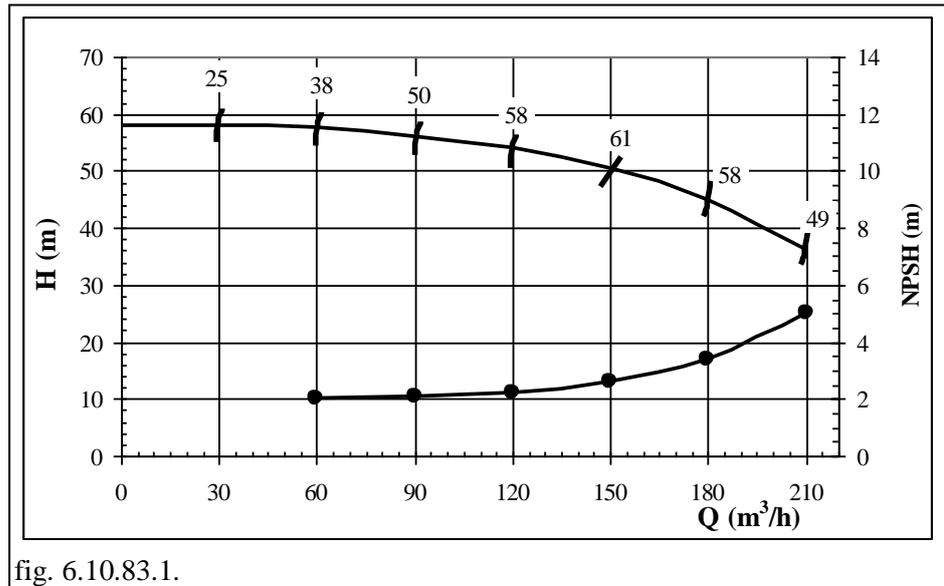


fig. 6.10.83.1.

comendada. Expor claramente os procedimentos e as decisões tomadas.

.3. Determinar a carga da bomba para a sua vazão máxima possível. Expor claramente os procedimentos usados.

.4. Justificar a impossibilidade de se operar a bomba em sua vazão máxima com uma carga inferior ao valor encontrado na curva característica $H \times Q$.

.5. Determinar a perda de carga a ser imposta para viabilizar a vazão máxima possível da bomba.

.6. Determinar a carga de segurança à cavitação para a condição operacional em análise. Justificar o valor obtido e as consequências deste valor para a instalação.

Admitida a igualdade entre as cargas absolutas, disponível e requerida, $NPSH_{3\%} = NPSH_d$, e sendo mantidas a bomba e as condições de carga e vazão do sistema, responder à questão seguinte:

.7. Discutir todas as alternativas, e sua exequibilidade, para a eliminação da condição de cavitação erosiva consequente à igualdade proposta acima.

6.10.85. Uma instalação convencional de recalque deve transferir água do reservatório R_1 (inferior) para o reservatório R_2 (superior). Durante a operação da bomba cujas curvas características estão indicadas nas figuras 6.10.84, a válvula é mantida totalmente aberta e os reservatórios com os seus níveis C_1 e C_2 constantes. Quando da parada de operação a válvula instalada à saída da bomba deve ser fechada para

evitar o esvaziamento do reservatório superior R_2 . A forma como a válvula é manobrada pode provocar, ou não, sobrecarga no conduto.

São conhecidos : coeficiente de perda de carga distribuída $f = 0,02$; desprezar perdas localizadas; comp. total do conduto $L = 5000,0$ m ; comp. da sucção $L_s = 10,0$ m ; $C_1 = 405,0$ m ; $C_b = 400,0$ m ; $C_2 = 485,0$ m. A velocidade máxima no interior do conduto deve ser mantida ao redor de 2 m/s. A carga de vapor à temp. de operação é 0,5 m.

Análise da instalação.

- .1. Definir o ponto de funcionamento da bomba. Justificar.
- .2. Determinar a carga da bomba, a perda de carga no conduto e o $NPSH_{3\%}$.
- .3. Estimar a carga absoluta requerida no flange de entrada da bomba.
- .4. Há risco de cavitação. Justificar.

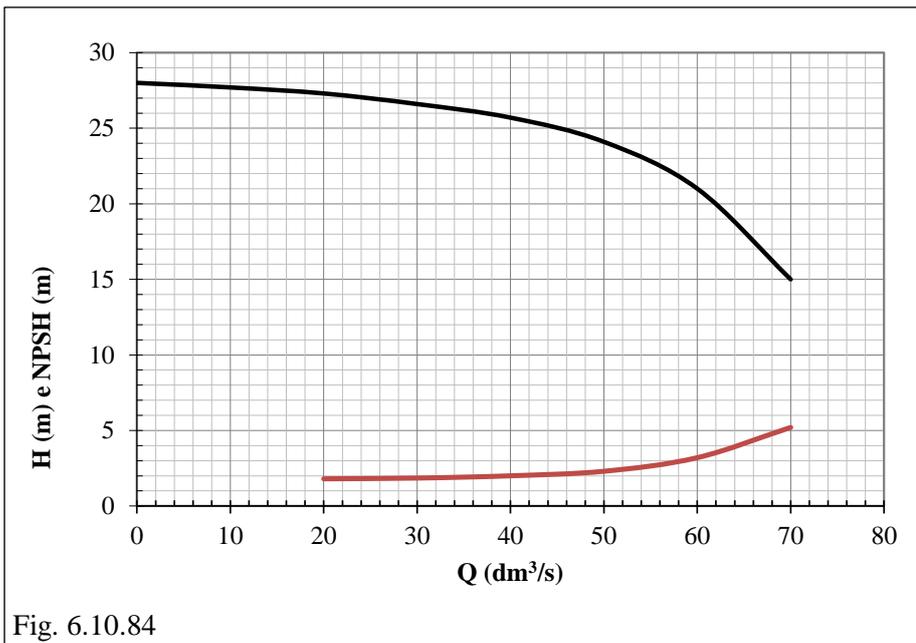


Fig. 6.10.84

- .5. Determinar o diâmetro do conduto D . Observar as limitações de bitola comercial.

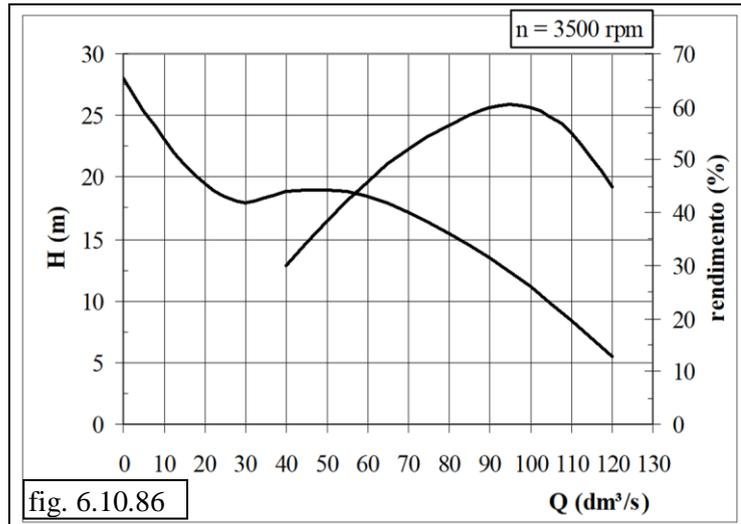
6.10.86. Como encarregado da manutenção de uma empresa do ramo de movimentação de fluidos, você foi chamado para resolver o problema da bomba XX-001. Ao acompanhar a sua operação, você verificou um comportamento instável, representado, entre outros, por um nível elevado de vibrações. Lendo os instrumentos de acompanhamento de operação da bomba, você identificou as suas condições de operação; n = rotação; H = altura manométrica total da bomba; Q = vazão da bomba. A partir das condições de operação, discuta as causas e dê as soluções possíveis ao problema.

6.10.87. A bomba cujas curvas estão na fig. 6.10.86 foi operada durante longo tempo recalcando vazões ao redor de $120,0 \text{ dm}^3/\text{s}$.

.1. Determinar a forma construtiva, ou tipo, do rotor da bomba hidráulica de fluxo em análise. Indicar na figura e justificar os valores usados para os cálculos.

Sabe-se que a potência máxima ocorre em um dos dois pontos extremos de operação adequada da bomba.

.2. Indicar o ponto de funcionamento para o qual deve ser determinada a potência para a aquisição do motor elétrico a ser usado para acionar a bomba em quaisquer condições de operação. Justificar a resposta.



6.10. Bibliografia

- ASME *B36.10M - 2004 Welded and Seamless Wrought Steel Pipe* American Society of Mechanical Engineers
- BACHUS, L. CUSTODIO A. **Know and Understand Centrifugal Pumps** Elsevier, Oxford, 2003
- BEEBE, R. S. **Predictive Maintenance of Pumping using Condition Monitoring** Elsevier, Oxford, 2004
- BERALDO, N. **O Laboratório de Física Teoria e Prática** 7.ed. São Caetano do Sul, SP: CEUN-EEM, 2009, 144 p. Apostila
- BRAN, R. ; SOUZA, Z. **Máquinas de Fluxo** 2ª ed. , Ao Livro Técnico, R. de Janeiro, 1984
- BRENNEN, C. E. **Hydrodynamics of Pumps** Oxford University Prtess, Oxford, 1994, 293 p.
- CHEREMINISOFF, N. P. (ed.) **Encyclopedia of Fluid Mechanics** v. 2, Gulf, Houston, 1986
- Conexões TUPY, Catálogo Técnico CT-9208
- D'AGOSTINO, L., SALVETTI, M. A. (Ed.) **Fluid Dynamics of Cavitation and Cavitating Turbopumps** Springer, Viena, 2007, 351 p.
- DIEDERICH, H. Verwendug von Kreiselpumpen als Turbinen, KSB Technische Berichte 12, **KSB**, p.30-36, ?
- ENGEDA, A., REUTENBERG, M. Are Pumps worthwhile Turbines? **Water Power & Dam Construction** jul. 88, p. 19-20, 1988
- EHI **Variable Speed Pumping** Europump and Hydraulic Institute Elsevier, Oxford, 2004
- FISCHER, R. **Elektrische Maschinen** Carl Hanser, Muenchen, 1971
- FITZGERALD, A. E. et alii **Máquinas Elétricas** McGraw-Hill, S. Paulo, 1975
- FLORJANCIC, D. Influence of Water Temperature on the Suction Capacity of Centrigugal Plants **Sulzer Research Number 1971** p. 25-34, 1971
- FOX, R., McDONALD, A. **Introdução à Mecânica dos Fluidos** Livros Técnicos e Científicos, R. de Janeiro, 1999
- GIRDHAR, P., MONIZ, O. **Practical Centrifugal Pumps** Elsevier, Amsterdam, 2005, 250 p.
- GOPALAKRISHNAN, S. Pump Research and Development: Past, Present and Future-An American Perspective Jornal of Fluids Engineering, **American Society of Mechanical Engineers (ASME)**, vol. 121, jun.99, p. 237-247, 1999
- HANSEN, A. T., KALIDE, W. **Kraft- und Arbeitsmaschinen** Carl Hanser, Muenchen, 1971

- HANSEN, A. T., KALIDE, W. *Kraft- und Arbeitsmaschinen* Hanser, München, 1969
- HARPER, J. W. The Significance of WK^2 and How to Calculate It **Annual Handbook for Product Design 1954**, 1954
- HERGT, P. H. Pump Research and Development: Past, Present and Future *Jornal of Fluids Engineering, American Society of Mechanical Engineers (ASME)*, vol. 121, jun.99, p. 248-253, 1999
- KAUFMANN, J.P. The Dimensioning of Pump-Turbines
part 1, **Water Power & Dam Construction** aug. 77, p. 34-37, 1977
part 2, **Water Power & Dam Construction** sep. 77, p. 31-36, 1977
- KITTREDGE, C. P. Centrifugal Pumps used as Hydraulic Turbines, *Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Power*, jan. 61, p. 73-78 **American Society of Mechanical Engineers**, 1961
- KARASSIK, I. J. **Centrifugal Pump Clinic** Marcell Dekker, New York, 1981, 479 p.
- KARASSIK, I. J. et. al. **Pump Handbook** 3. ed., McGraw-Hill, New York, 2001, 1789 p.
- KARASSIK, I. Centrifugal Pumps and System Hydraulics **Chemical Engineering** oct. 4, p. 84-106, 1982
- KNOEPFEL, H.D., THOMMES, ST.. Pumpen als Turbinen (PAT) **KSB Form 9 45 002** ?, 13 p.
- KORCIAN, J. *Dreidimensionale, Quasistationäre Messung des relativen Strömungsfeldes im Schaufelkanal eines langsamläufigen Kreiselpumpenlaufrades* Tese de Doutorado, TU München, 1982
- KRIVCHENKO, G. I. **Hydraulic Machines Turbines and Pumps** Mir Publishers, Moscou, 1986, 327 p.
- LAKSHMINARAYANA, B. **Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery** J. Wiley & Sons, N. York, 1996
- LAURIA, J. C. **Análise do Comportamento Operacional de Válvulas** ISA Internacional, S. Paulo, 1992
- LAZARKIEWICZ, S.; TROSKOLANSKI, A.T. **Impeller Pumps** Pergamon, Oxford 1965
- LEWINSKY-KESSLITZ, H-P. Pumpen als Turbinen fuer Kleinkraftwerke **Wasserwirtschaft** v. 77, oct. 87, p.531-537, 1987
- LOGAN, E, JR. (ed.) **Handbook of Turbomachinery** Marcel Dekker, N. York, 1994
- MACINTIRE, A. J. **Máquinas Motrizes Hidráulicas** Guanabara Dois, R. de Janeiro, 1983
- MEERWARTH, K *Wasserkraftmaschinen* Springer, Berlim, 1963
- KSB NPSH – Normas para seleção hidráulica, ?

- OHASHI, H., TSUJIMOTO, Y. Pump Research and Development: Past, Present and Future- Japanese Perspective Journal of Fluids Engineering, **American Society of Mechanical Engineers (ASME)**, vol. 121, jun.99, p. 254-258, 1999
- PALGRAVE, R. **Troubleshooting Centrifugal Pumps & their systems** Elsevier, Amsterdam, 2005, 280 p.
- PFLEIDERER, C. ; PETERMANN, H. **Máquinas de Fluxo** Livros Técnicos e Científicos, R.J., 1979
- POTTER, M. C., WIGGERT, D.C. **Mecânica dos Fluidos** Thomson, S. Paulo, 2003
- SHAFER, L., AGOSTINELLI, A Using Pumps as small Turbines, **Water Power & Dam Construction**, nov. 81, p. 58-59, 1981
- SWAMEE, P. K., SHARMA, A. K. **Design of Water Supply Pipe Networks** Wiley-Interscience, 2008, 353 p.
- RAABE, J. **Hydraulische Maschinen und Anlagen** VDI, Duesseldorf, 1989
- RAABE, J. **Hydro Power** VDI, Duesseldorf, 1985
- RAYNER, R. **Pump Users Handbook** 4. ed, Elsevier, Oxford, 1995
- SAYERS, A. T. **Hydraulic and Compressible Flow Turbomachines** McGraw-Hill, N. York, 1992
- SCHULZ, F. FASOL, K. H *Wasserstrahlpumpen zur Förderung von Flüssigkeiten* Springer, Viena, 1958
- SCHULZ, H. **Die Pumpen** 13^a ed.,Springer, Berlin, 1977, 505 p.
- SOUZA, J. et al; "An explicit solution of the Colebrook-White equation through simulated annealing", Water industry systems: modeling, optimization and applications, vol. 2, **Baldock**, England, Research Studies Press, 1999.
- SPURK, J. H. **Fluid Mechanics** Springer, Berlin, 1997
- STEPANOFF, A. J. Cavitation in Centrifugal Pumps with Liquids other than Water, Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Power, jan. 61, p. 79-90 **American Society of Mechanical Engineers**, 1961
- STEPANOFF, A. J. **Centrifugal and Axial Flow Pumps** Wiley, New York, 1957, 462 p.
- SULZER Sulzer **Centrifugal Pump Handbook**, Winthertur, 1985, 289 p.
- TELLES, P. C. S. **Tabelas e Gráficos para Projetos de Tubulações** 6. ed, Livros Técnicos e Científicos, Rio de Janeiro, 1991
- TELLES, P. C. S. **Tubulações Industriais, materiais, projeto e desenho** 9. ed., Livros Técnicos e Científicos, Rio de Janeiro, 1997

TRAUPEL, W. **Thermische Turbomaschinen** 3^a ed., Springer, Berlin

v1. Thermodynamisch-stroemungstechnische Berechnung

v2. Geänderte Betriebsbedingungen, Regelung, Mechanische Probleme, Temperaturprobleme

TURTON, R. K. **Principles of Turbomachinery** E.& F.N. Spon, London, 1984

UPP, E. L., LaNASA, P. J. **Fluid Flow Measurement** Gulf Publishing, Boston, 2002, 264 p.

VIANA, A. N. C. **Comportamento de Bombas Centrífugas operando como Turbinas Hidráulicas** Itajubá, 1987, 125 p., Dissertação de Mestrado

YEDIDIAH, S. **Centrifugal Pump User's Handbook** Chapman & Hall, New York, 1996, 387 p.

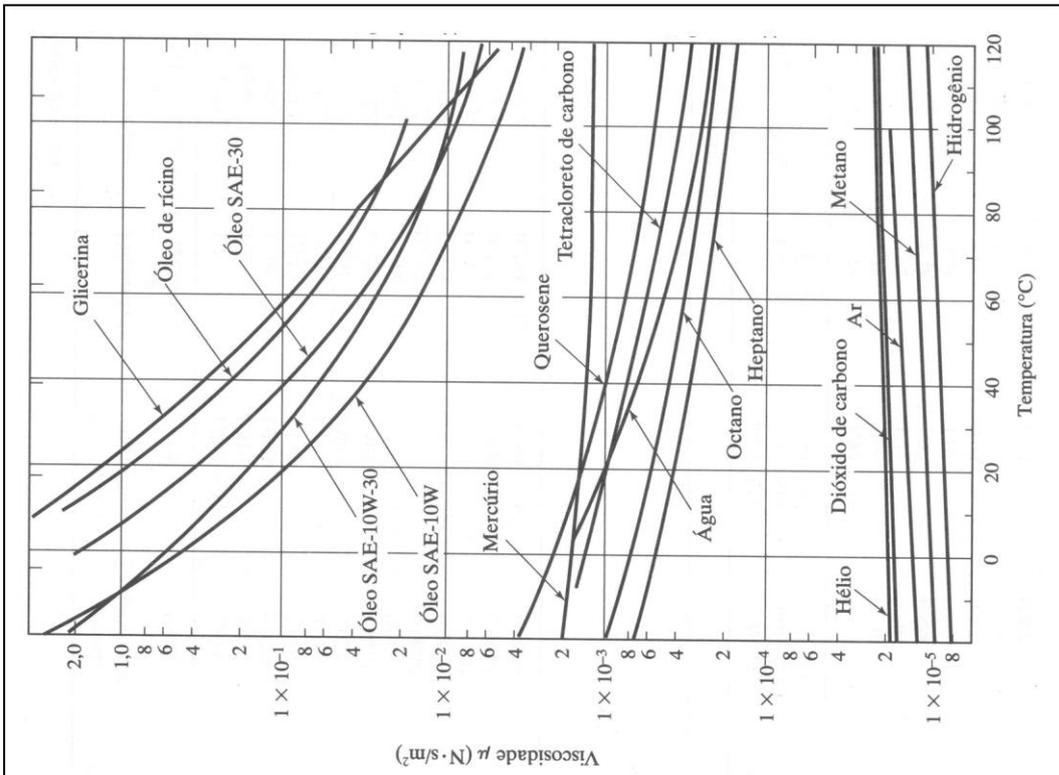
WHITE, F. M. **Mecânica dos Fluidos** McGraw Hill, S. Paulo, 1999

ZOGG, H., BOLLETER, U., FLORJANCIC, D. Noise levels from Big Centrifugal Plants **Sulzer Technical Review** mar. 83, p. 21-24, 1983

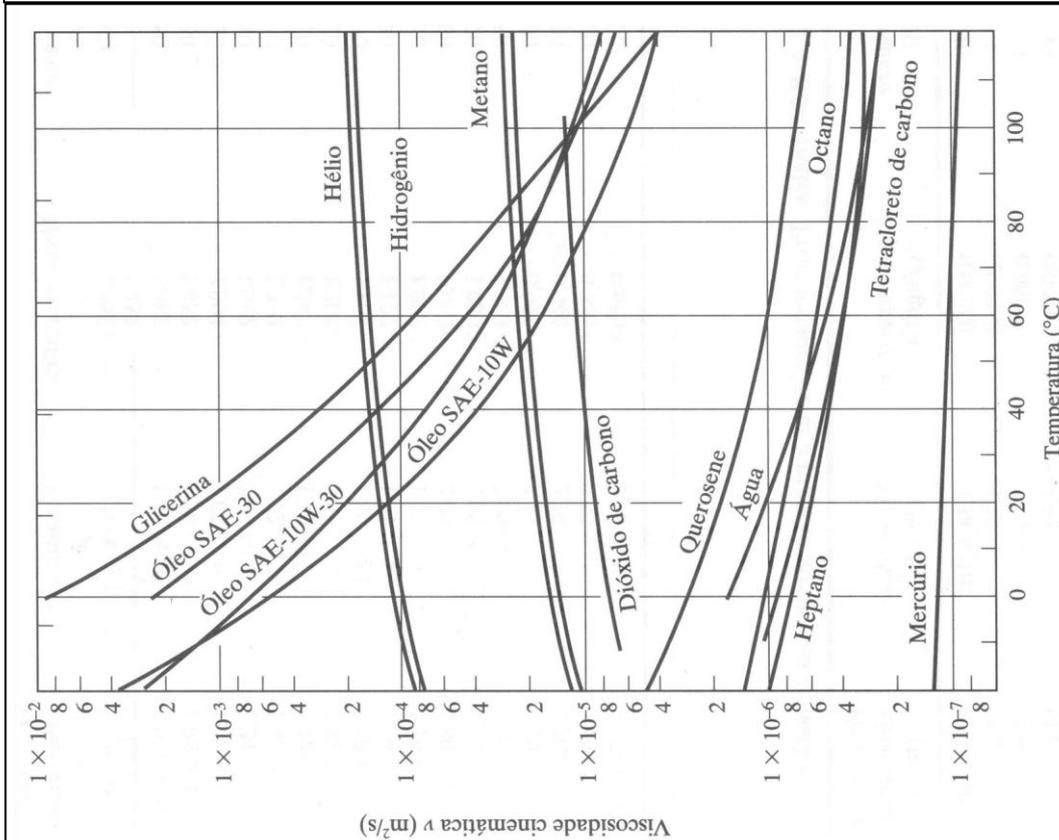
6.12.Apêndice A: Dados sobre tubos, conexões e fluidos

DIMENSÕES DE TUBOS																
NORMA ANSI B36. adotada pela ABNT																
ANSI B.36.10: tubos de aço-carbono e aços de baixa liga								B.36.19: tubos de aços inoxidáveis								
DN: diâmetro nominal, sem relação com o diâmetro efetivo								NPS: equivalente ao DN, em polegadas								
Schedule: referência de espessura				STD: standard (ANSI 36.10)				XS: extra forte (ANSI 36.10)								
S: ANSI 36.10																
ANSI B36.10																
Schedule																
diâmetro externo		Schedule														
		10		20		30		40		60		80		120		
		espessura e peso por metro														
DN	mm	NPS	mm	kg/m	mm	kg/m	mm	kg/m	mm	kg/m	mm	kg/m	mm	kg/m	mm	kg/m
8	10.3	1/8	1.24	0.28					1.73	0.37			2.41	0.48		
8	13.7	1/4	1.65	0.50					2.24	0.64			3.02	0.81		
10	17.2	3/8	1.65	0.64					2.31	0.86			3.20	1.12		
15	21.3	1/2	2.11	1.01					2.77	1.28			3.73	1.64		
20	26.7	3/4	2.11	1.30					2.87	1.71			3.91	2.23		
25	33.4	1	2.77	2.12					3.38	2.54			4.55	3.28		
32	42.2	1 1/4	2.77	2.73					3.56	3.44			4.85	4.53		
40	48.3	1 1/2	2.77	3.15					3.68	4.11			5.08	5.49		
50	60.3	2	2.77	3.99					3.91	5.51			5.54	7.59		
65	73.0	2 1/2	3.05	5.34					5.16	8.75			7.01	11.6		
80	88.9	3	3.05	6.55					5.49	11.5			7.62	15.5		
100	101.6	3 1/2	3.05	7.52					5.74	13.8			8.08	18.9		
100	114.3	4	3.05	8.49					6.02	16.3			8.56	22.6	11.13	28.7
125	141.3	5	3.40	11.7					6.55	22.1			9.53	31.4	12.70	40.8
150	168.3	6	3.40	14.0					7.11	28.7			10.97	43.2	14.27	55.0
200	219.1	8	3.76	20.2	6.35	33.8			8.18	43.1	10.31	53.8	12.70	65.6	18.26	91.7
250	273.0	10	4.19	28.2	6.35	42.3	7.8	51.7	9.27	61.1	12.70	82.7	15.09	97.3	21.44	135
300	323.9	12	4.57	36.5	6.35	50.4	8.38	66.1	10.31	80.9	14.27	110	17.48	134	25.40	190
350	355.6	14	6.35	55.5	7.92	68.9	9.53	82.5	11.13	95.9	15.09	128	19.05	160	27.79	228
400	406.4	16	6.35	63.5	7.92	78.9	9.53	94.6	12.7	125	16.66	162	21.44	206	30.96	291
450	457	18	6.35	71.6	7.92	88.9	11.13	124	14.27	158	19.05	209	23.83	258	34.93	369
500	508	20	6.35	79.7	9.53	119	12.70	157	15.09	186	20.62	251	26.19	316	38.10	448
	559	22	6.35	87.8	9.53	131	12.70	173			22.23	298	28.58	379	41.28	534
600	610	24	6.35	95.9	9.53	143	14.27	213	17.48	259	24.61	360	30.96	448	46.02	649
	660	26	7.92	129	12.70	206										
700	711	28	7.92	139	12.70	222	15.88	276								
	762	30	7.92	149	12.70	238	15.88	296								
800	813	32	7.92	159	12.70	254	15.88	317	17.48	348						
	864	34	7.92	170	12.70	270	15.88	337	17.48	370						
900	914	36	7.92	179	12.70	286	15.88	357	19.05	426						
	965	38	9.53	228	12.70	302	15.88	377								
1000	1016	40	9.53	240	12.70	319	15.88	397								
	1067	42	9.53	252	12.70	335	15.88	417								
1100	1118	44	9.53	264	12.70	351	15.88	438								
	1168	46	9.53	276	12.70	367	15.88	458								
1200	1219	48	9.53	288	12.70	383	15.88	478								
1300	1321	52	9.53	313	12.70	416	15.88	518								
1400	1422	56	9.53	337	12.70	448	15.88	558								
1500	1524	60	9.53	361	12.70	480	15.88	599								
1600	1626	64	9.53	385	12.70	512	15.88	639								

6.12.1.Dimensões de tubos (B36.10)

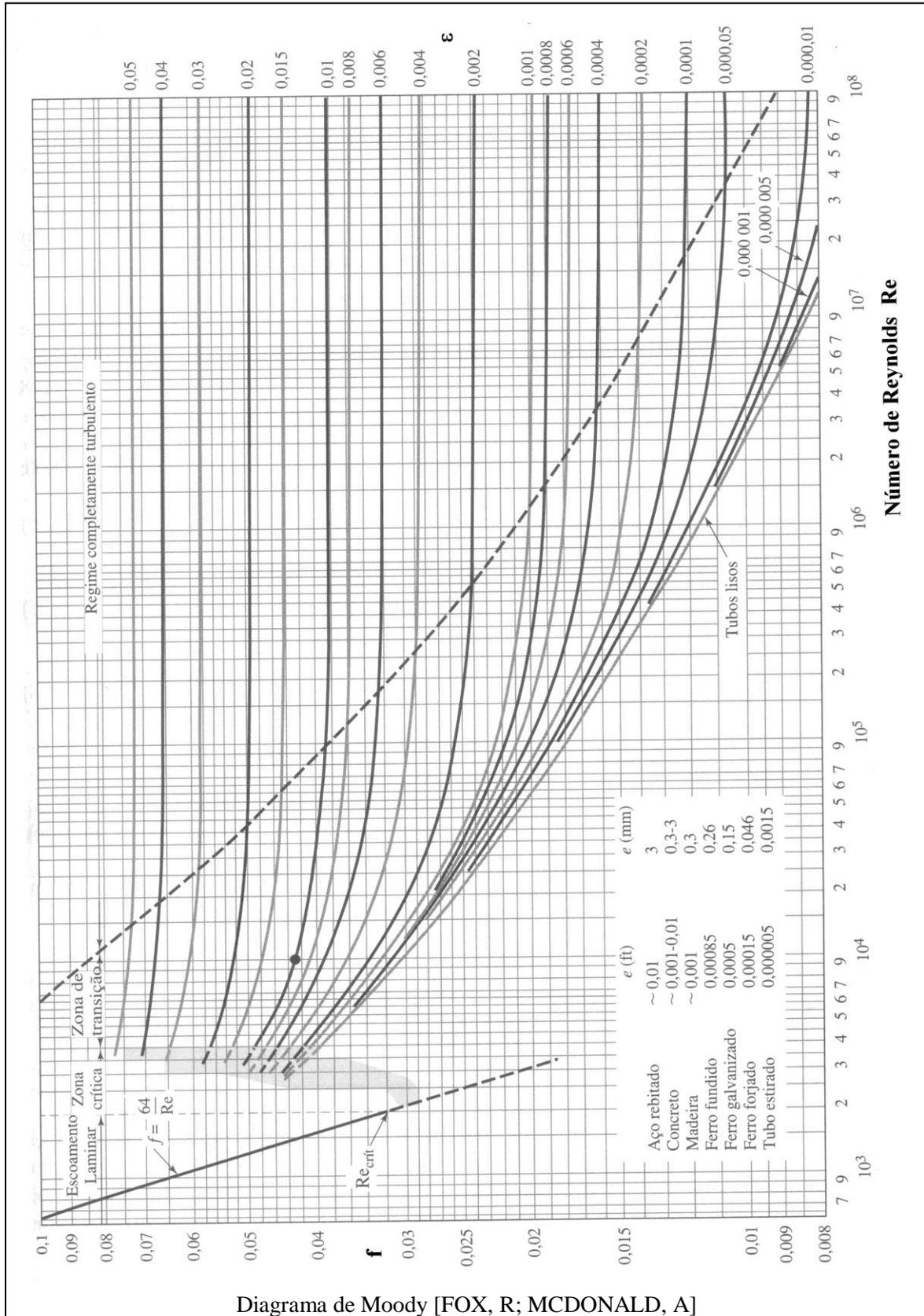


Viscosidade dinâmica para vários fluidos [9]



Viscosidade cinemática para vários fluidos [FOX, R; MCDONALD, A]

6.12.3. Viscosidade dinâmica e cinemática de fluidos



6.12.4. Diagrama de Moody

DIÂMETRO NOMINAL	Saída da Canalização	Entrada Normal	Entrada de Borda	Registro de Gaveta Aberto	Registro de Globo Aberto	Registro de Ângulo Aberto	Válvula de Pé e Crivo	Válvula de Retenção Tipo Leve	Válvula de Retenção Tipo Pesado
1/2	0,4	0,2	0,4	0,1	4,9	2,6	3,6	1,1	1,6
3/4	0,5	0,2	0,5	0,1	6,7	3,6	5,6	1,6	2,4
1	0,7	0,3	0,7	0,2	8,2	4,6	7,3	2,1	3,2
1.1/4	0,9	0,4	0,9	0,2	11,3	5,6	10,0	2,7	4,0
1.1/2	1,0	0,5	1,0	0,3	13,4	6,7	11,6	3,2	4,8
2	1,5	0,7	1,5	0,4	17,4	8,5	14,0	4,2	6,4
2.1/2	1,9	0,9	1,9	0,4	21,0	10,0	17,0	5,2	8,1
3	2,2	1,1	2,2	0,5	26,0	13,0	20,0	6,3	9,7
4	3,2	1,6	3,2	0,7	34,0	17,0	23,0	8,4	12,9
5	4,0	2,0	4,0	0,9	43,0	21,0	30,0	10,4	16,1
6	5,0	2,5	5,0	1,1	51,0	26,0	39,0	12,5	19,3

Comprimentos equivalentes em metros para bocais e válvulas [Conexões TUPY, Catálogo Téc-

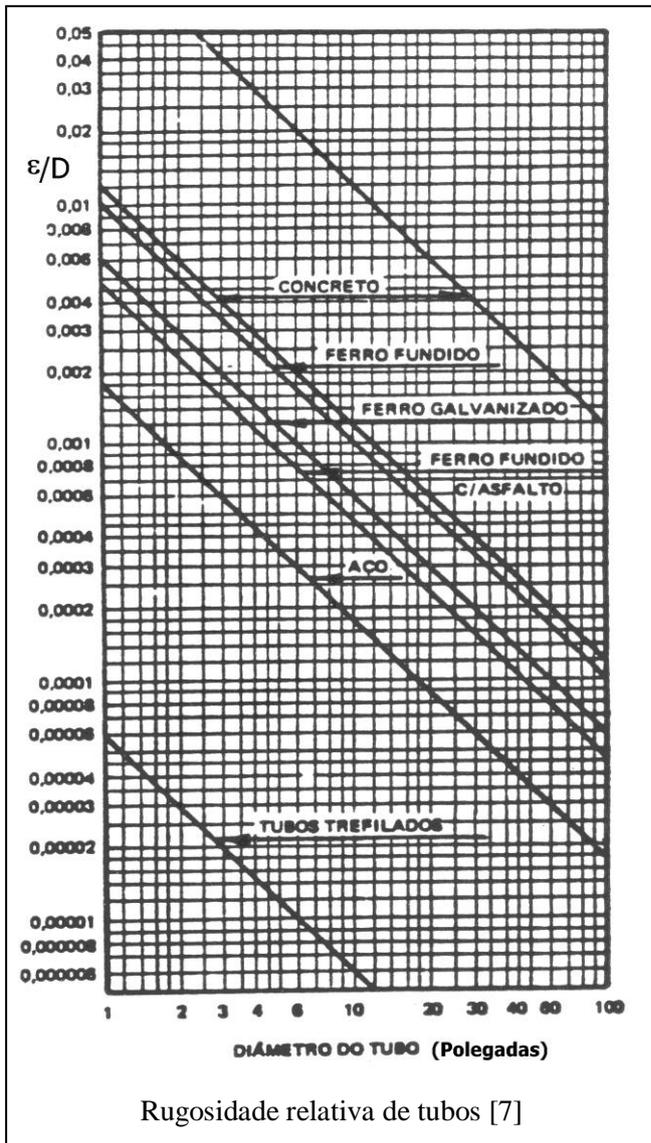
MF: macho-fêmea	DIÂMETRO NOMINAL	1/4	3/8	1/2	3/4	1	1.1/4	1.1/2	2	2.1/2	3	4	5	6
cotovelo		0,23	0,35	0,47	0,70	0,94	1,17	1,41	1,88	2,35	2,82	3,76	4,70	5,64
Cotovelo MF		0,22	0,33	0,44	0,67	0,89	1,11	1,33	1,78	2,23	2,68			
curva			0,16	0,22	0,32	0,43	0,54	0,65	0,86	1,08	1,30	1,73	2,16	2,59
Curva raio longo				0,27	0,41	0,55	0,68	0,82	1,04	1,37	1,64	2,18		
Curva raio longo MF		0,16	0,24	0,32	0,48	0,64	0,79	0,95	1,27	1,59	1,91	2,54		
Curva raio longo macho			0,25	0,34	0,50	0,67	0,84	1,01	1,35	1,68	2,02	2,69		4,04
Curva MF				0,43	0,65	0,86	1,08	1,30	1,73					
Tê (sentido)		0,04	0,06	0,08	0,12	0,17	0,21	0,25	0,33	0,41	0,50	0,66	0,83	0,99
Tê (sentido)		0,34	0,51	0,69	1,03	1,37	1,71	2,06	2,74	3,43	4,11	5,49	6,86	8,23
Tê (sentido)		0,42	0,62	0,83	1,25	1,66	2,08	2,50	3,33	4,16	4,99	6,65	8,32	9,98
Tê (sentido)				0,09	0,13	0,18	0,22	0,27	0,36	0,44	0,55	0,73		
Y (sentido)				0,44	0,66	0,88	1,10	1,31	1,75	2,19	2,70	3,51		
Y (sentido)		0,05	0,08	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,41	0,49	0,59			
Cruz (sentido)		0,34	0,50	0,67	1,01	1,35	1,68	2,02	2,69	3,36	4,02			
Cruz (sentido)				0,28										
Tê - raio longo (sentido)				0,30										
luva		0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
união		0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01

Valores baseados em ensaios efetuados pelo Departamento de Hidráulica e Saneamento da Escola de Engenharia de São Carlos, Estado de S. Paulo.

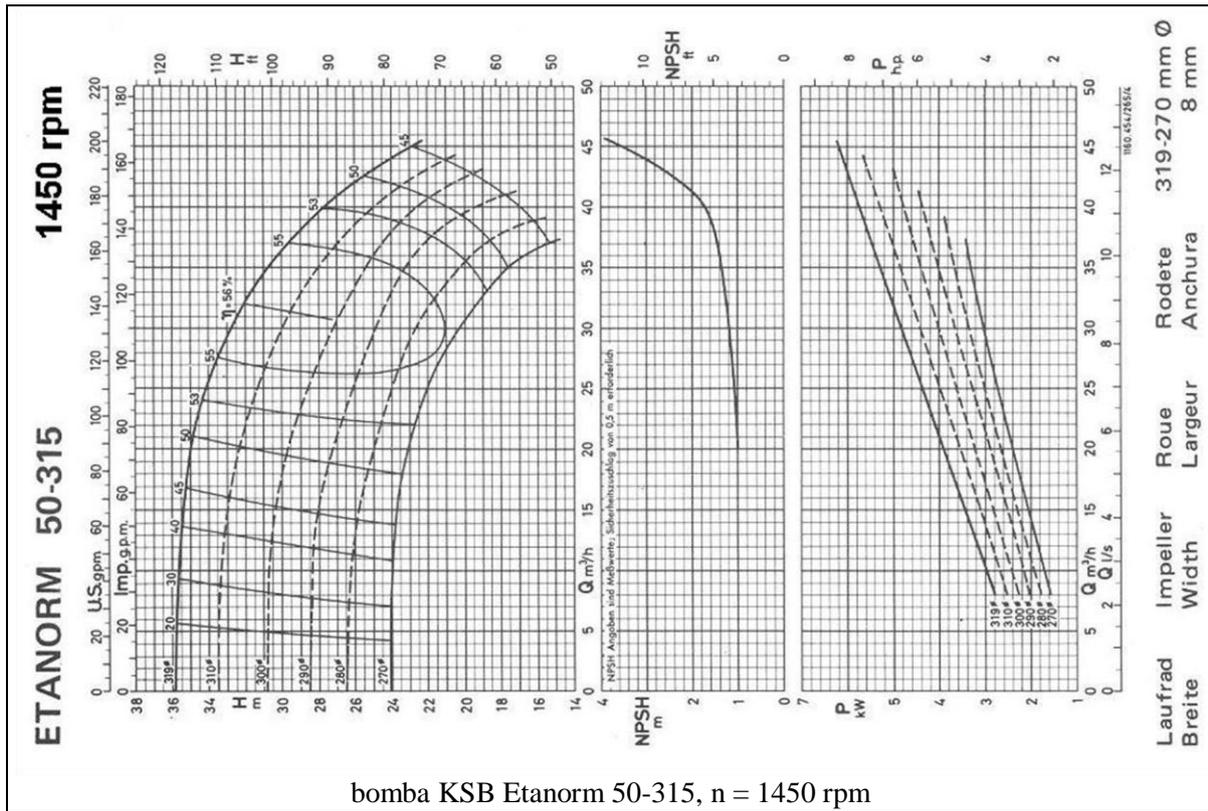
Comprimento equivalente em metros de tubos de aço galvanizado das conexões Tupy BSP [8]

6.12.5. Comprimentos equivalentes de conexões e válvulas

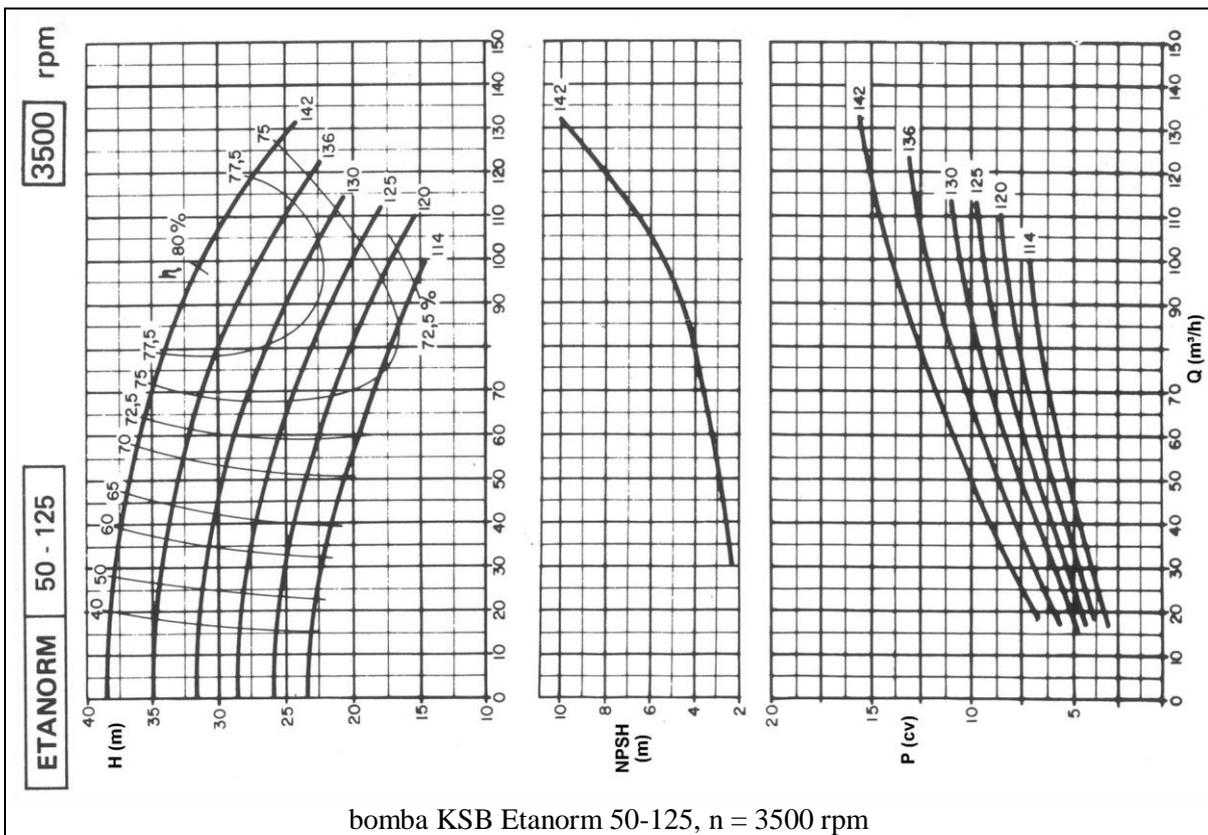
6.12.6. Rugosidade relativa de tubos



6.13. Apêndice B: Curvas características de bombas hidráulicas de fluxo

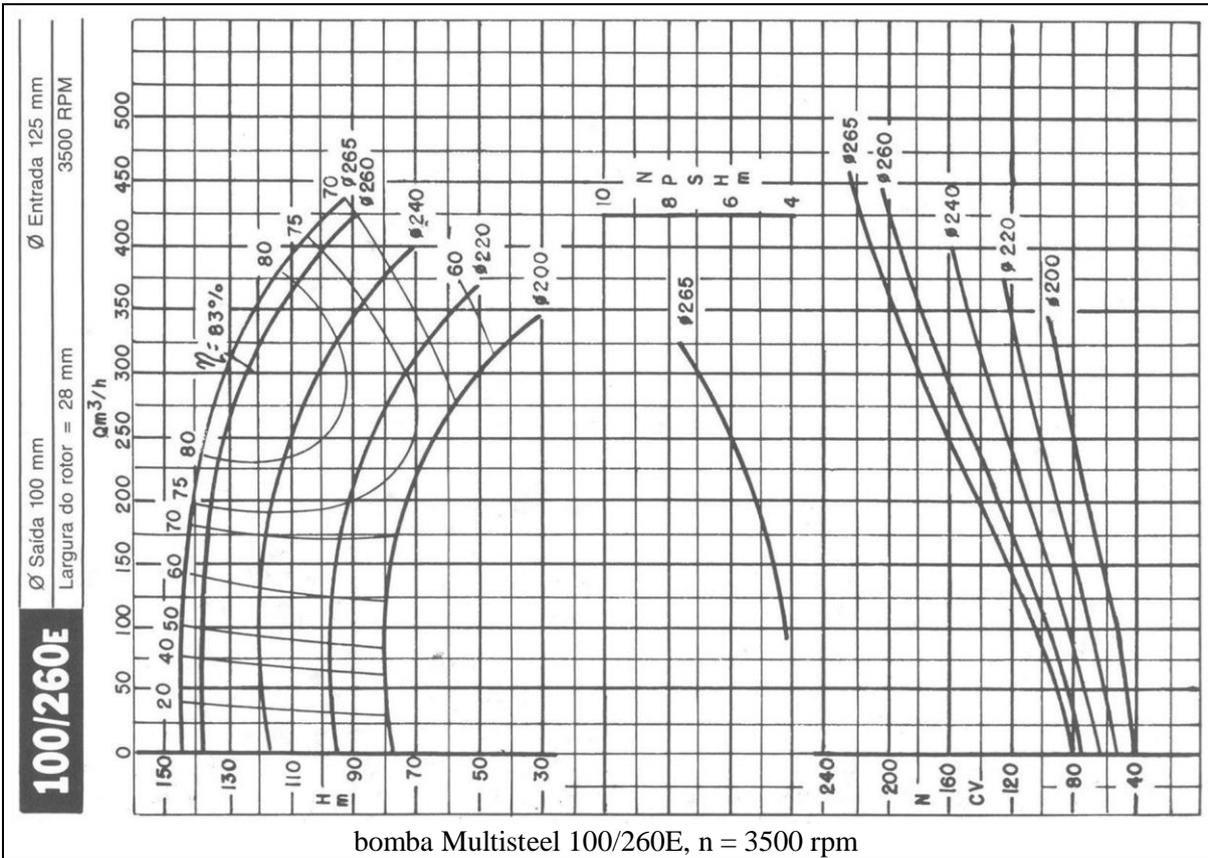
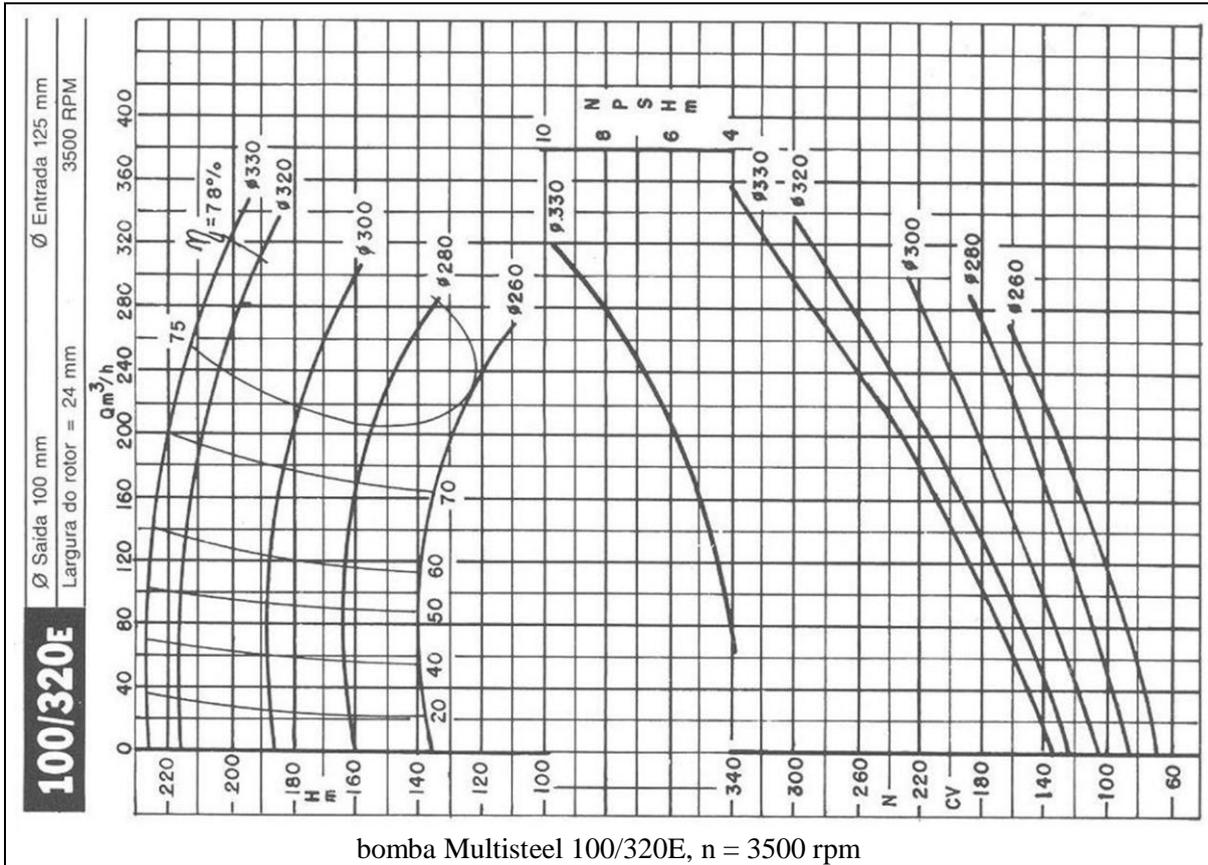


bomba KSB Etanorm 50-315, n = 1450 rpm

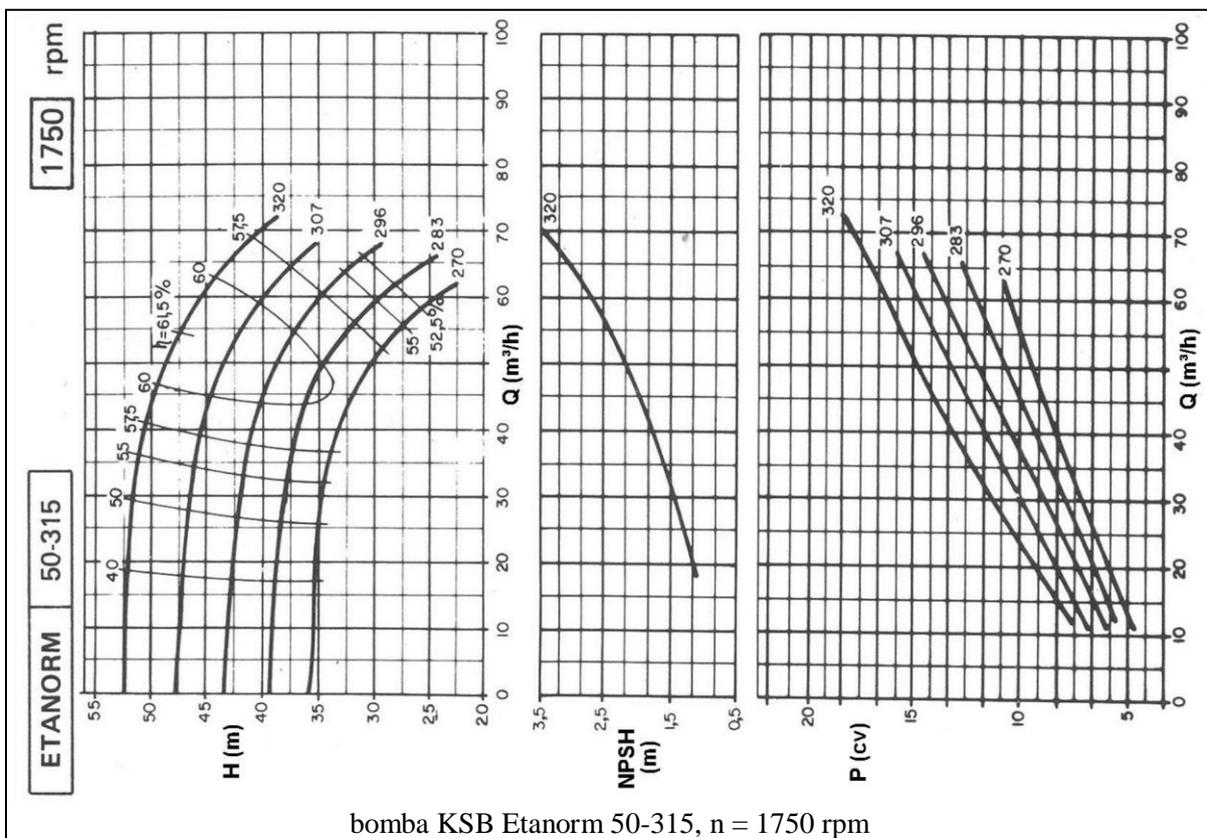
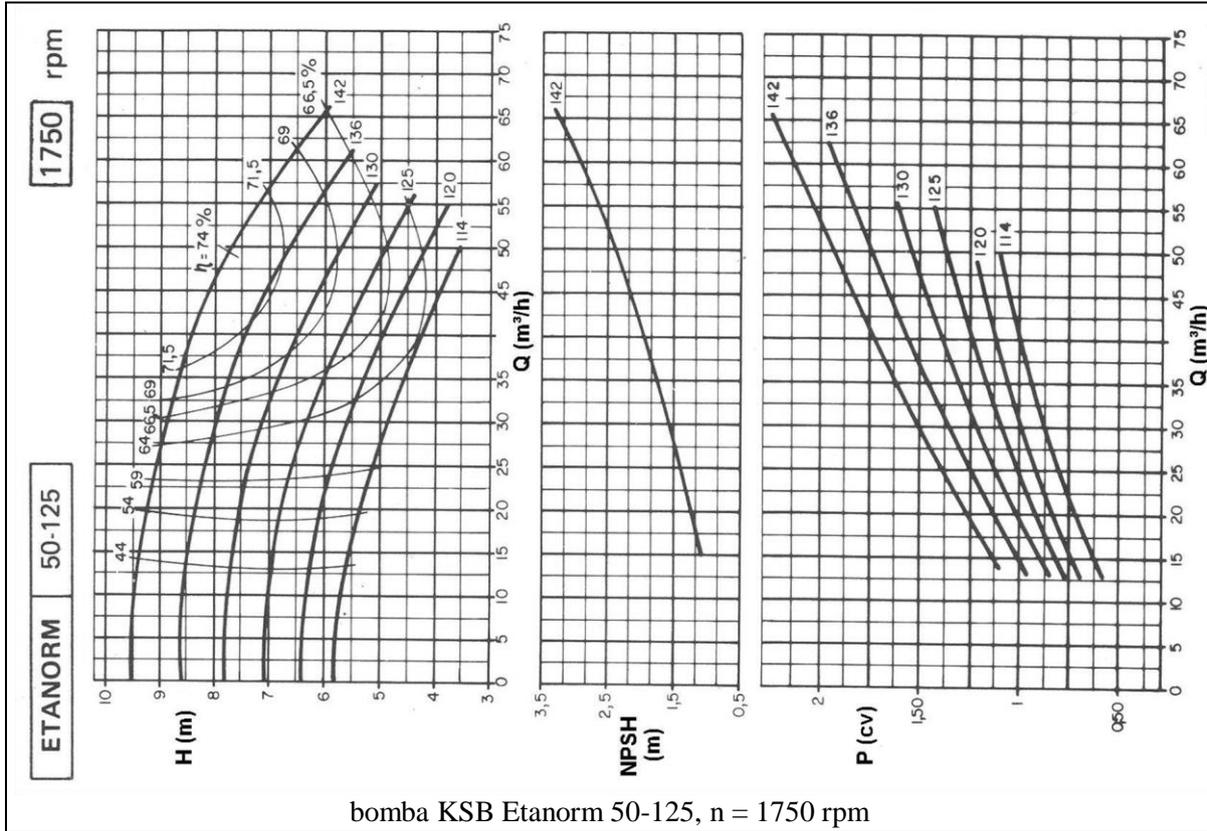


bomba KSB Etanorm 50-125, n = 3500 rpm

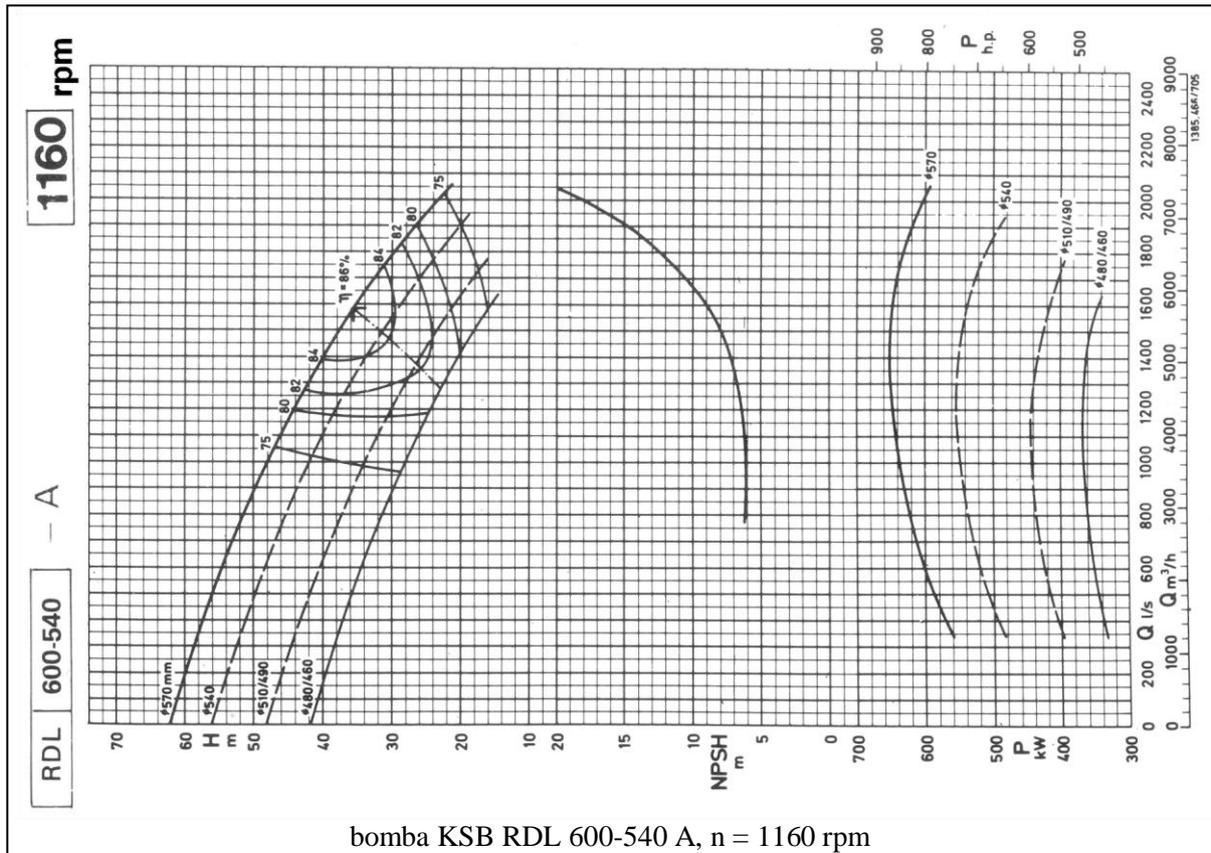
6.13.1. KSB Etanorm 50-315, 1450 rpm e KSB Etanorm 50-125, 3500 rpm



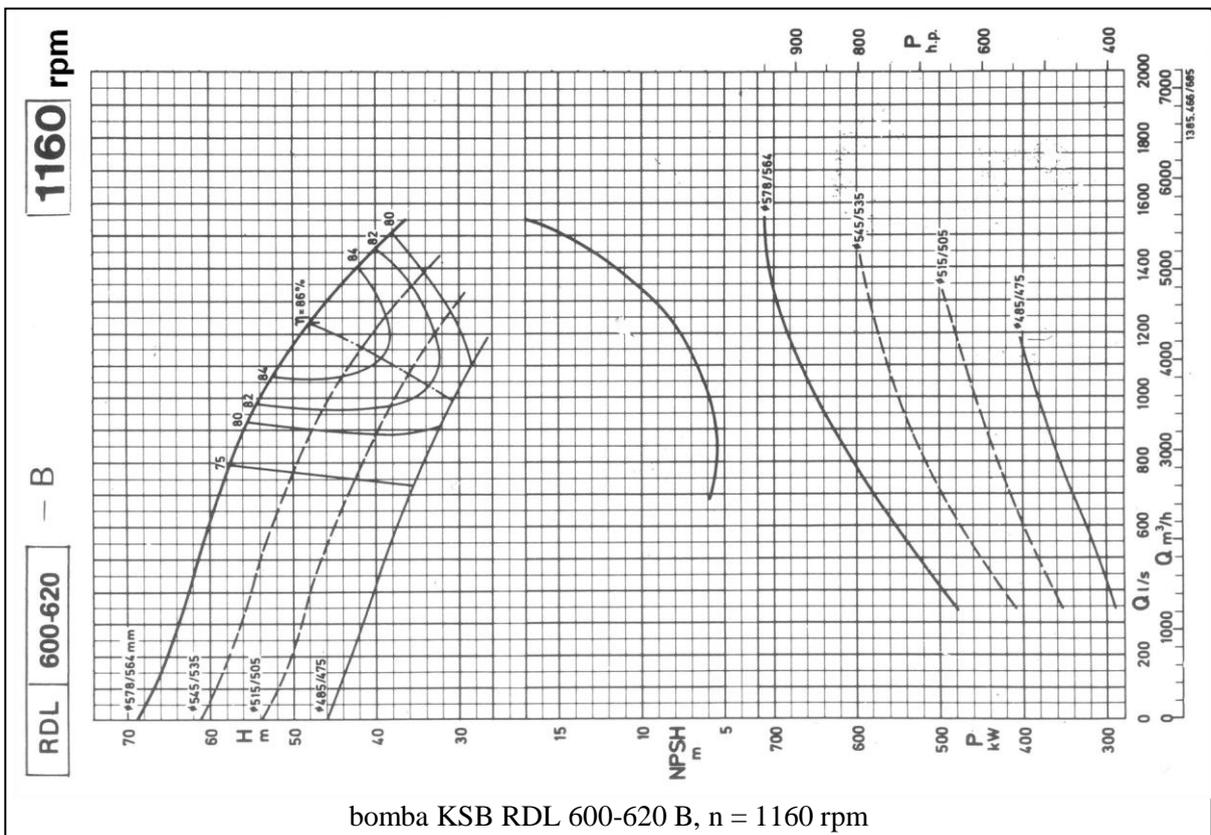
6.13.2. Multisteel 100/320 E 3500 rpm e Multisteel 100/260 E, 3500 rpm



6.13.3.KSB Etanorm 50-315, 1750 rpm e KSB Etanorm 50-125, 1750 rpm

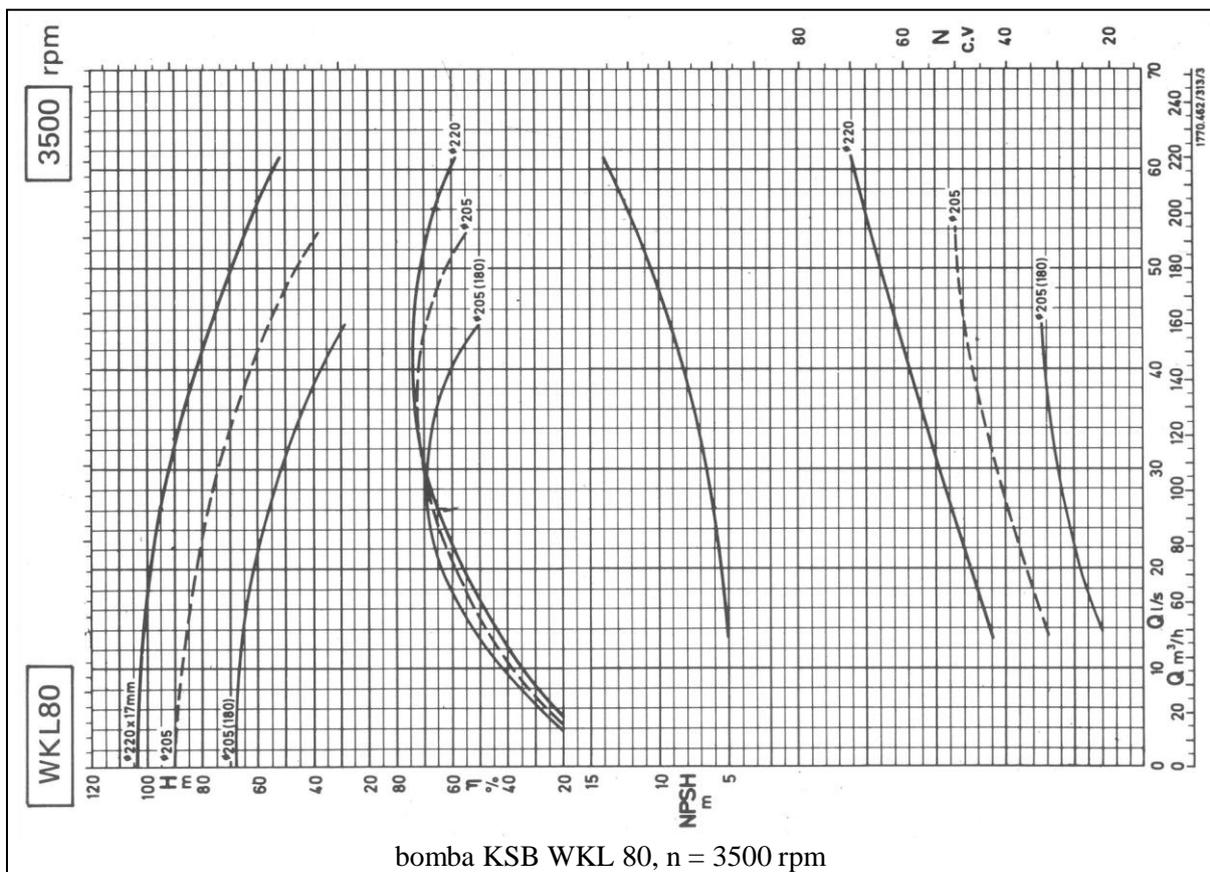
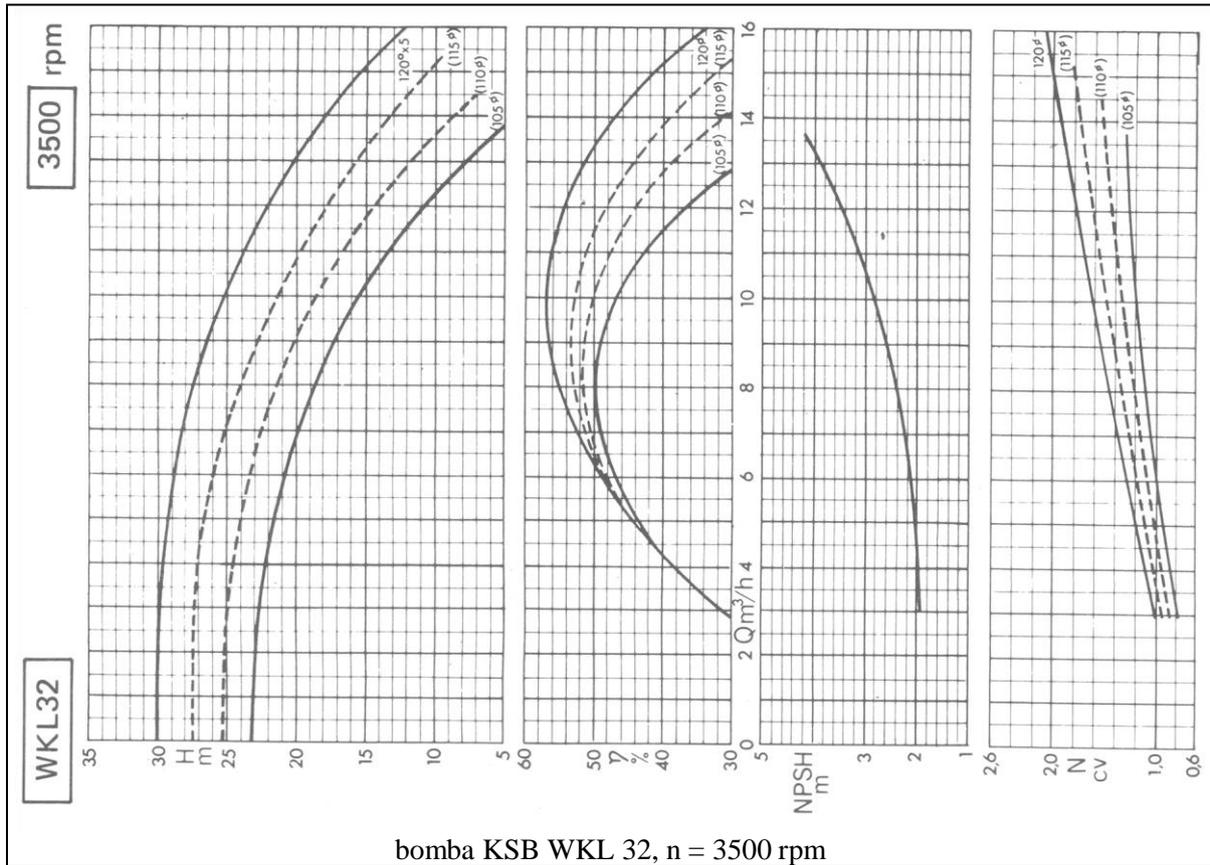


bomba KSB RDL 600-540 A, n = 1160 rpm

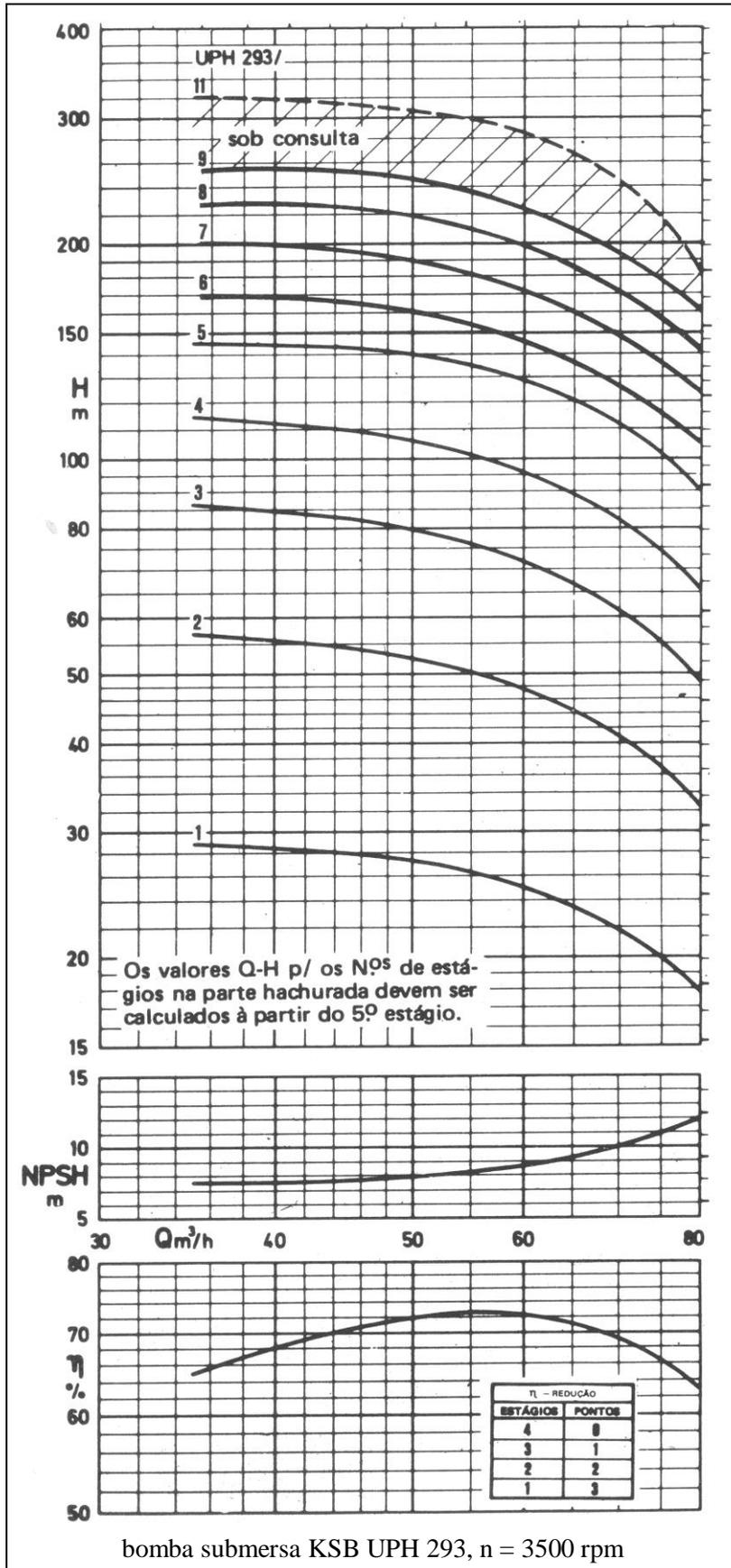


bomba KSB RDL 600-620 B, n = 1160 rpm

6.13.4. KSB RDL 600-540 A, 1160 rpm e KSB RDL 600-620 B, 1160 rpm



6.13.5.KSB WKL 32, 3500 rpm e KSB WKL 80, 3500 rpm



6.13.6. Bomba submersa KSB UPH 293, 3500 rpm

6.14. Apêndice C: Dados sobre motores elétricos

MOTOR TRIFÁSICO DE ALTO RENDIMENTO <i>Plus</i>										PROTEÇÃO IP 55									
WEG										CARACTERÍSTICAS TÍPICAS									
Potência [cv]	Potência [kW]	Carcaça	RPM	Corrente nominal em 220V [A]	Corrente com rotor bloqueado I _b / I _n	Conjugado nominal C _n [kgfm]	Conjugado com rotor bloqueado C _b / C _n	Conjugado máximo C _{max} / C _n	Rendimento η %			Fator de potência Cos φ			Fator de serviço F S	Momento de inércia J [kgm ²]	Tempo máx. com rotor bloqueado [s] a quente	Nível médio de pressão sonora dB [A]	Peso aprox. [kg]
									% da potência nominal										
									50	75	100	50	75	100					
2 Pólos - 60 Hz																			
0,16	0,12	63	3420	0,75	5,3	0,03	4,0	4,0	47,0	55,0	61,7	0,52	0,62	0,68	1,15	0,00010	21	56	7
0,25	0,18	63	3380	1,00	4,7	0,05	3,0	3,0	55,0	61,0	65,0	0,55	0,65	0,73	1,15	0,00012	14	56	7
0,33	0,25	63	3390	1,30	5,0	0,07	3,2	3,0	56,0	62,0	66,4	0,58	0,70	0,76	1,15	0,00014	12	56	7
0,50	0,37	63	3380	1,68	5,5	0,11	3,0	3,0	57,0	70,0	72,2	0,55	0,70	0,80	1,15	0,00019	10	56	8
0,75	0,55	71	3400	2,35	6,2	0,16	2,9	3,1	65,0	71,0	74,0	0,62	0,75	0,83	1,15	0,00037	8	60	10
1,0	0,75	71	3440	2,92	7,8	0,21	3,9	3,9	75,0	79,5	81,2	0,65	0,76	0,83	1,15	0,00052	10	60	10
1,5	1,1	80	3390	4,02	7,5	0,32	3,1	3,0	80,0	81,0	82,5	0,71	0,81	0,87	1,15	0,00090	11	62	14
2,0	1,5	80	3400	5,61	7,7	0,43	3,3	3,1	80,0	83,0	83,5	0,66	0,77	0,84	1,15	0,00096	11	62	15
3,0	2,2	90S	3430	7,99	7,8	0,62	2,4	3,0	82,5	84,5	85,0	0,72	0,81	0,85	1,15	0,00205	6	68	20
4,0	3,0	90L	3430	10,8	7,8	0,85	2,4	3,0	84,0	85,3	86,0	0,71	0,80	0,85	1,15	0,00266	4	68	23
5,0	3,7	100L	3500	13,1	9,0	1,03	3,0	3,2	84,0	86,0	87,5	0,72	0,82	0,85	1,15	0,00672	9	71	34
6,0	4,5	112M	3475	15,1	8,0	1,26	3,2	3,2	85,0	87,0	88,0	0,76	0,85	0,89	1,15	0,00727	13	69	40
7,5	5,5	112M	3500	18,9	8,0	1,53	2,6	3,0	85,5	87,5	88,7	0,74	0,82	0,86	1,15	0,00842	12	69	43
10	7,5	132S	3515	25,0	7,5	2,08	2,3	3,0	88,0	89,0	89,5	0,77	0,85	0,88	1,15	0,02430	16	72	65
12,5	9,2	132M	3515	30,7	7,8	2,55	2,4	3,2	87,8	89,0	89,5	0,77	0,85	0,88	1,15	0,02430	11	72	67
15	11	132M	3510	35,4	8,0	3,05	2,3	2,9	88,7	90,0	90,5	0,78	0,85	0,90	1,15	0,02804	8	72	74
20	15	160M	3540	49,8	7,5	4,13	2,3	3,1	89,0	91,5	92,0	0,71	0,81	0,86	1,15	0,05295	12	75	119
25	18,5	160M	3530	62,1	8,2	5,10	2,2	3,0	90,8	92,0	92,0	0,73	0,81	0,85	1,15	0,05883	9	75	119
30	22	160L	3530	72,1	8,0	6,07	2,5	3,3	90,0	91,9	92,0	0,74	0,83	0,87	1,15	0,06471	9	75	135
40	30	200M	3560	98,3	7,5	8,21	2,6	2,8	91,0	92,2	93,1	0,74	0,82	0,86	1,15	0,18836	21	79	210
50	37	200L	3560	121	7,5	10,10	2,7	2,9	91,5	92,8	93,5	0,76	0,83	0,86	1,15	0,22424	16	79	242
60	45	225S/M	3560	143	8,4	12,30	2,6	3,0	90,0	92,1	93,0	0,79	0,86	0,89	1,15	0,35876	19	83	420
75	55	225S/M	3560	172	8,5	15,00	2,6	3,6	91,0	92,8	93,0	0,80	0,87	0,90	1,15	0,39464	15	83	384
100	75	250S/M	3560	229	8,5	20,50	2,6	3,0	91,8	92,8	93,6	0,82	0,88	0,92	1,15	0,50227	10	85	462
125	90	280S/M	3570	281	7,5	24,60	2,0	2,7	91,6	93,1	94,5	0,83	0,87	0,89	1,15	1,27083	53	84	735
150	110	280S/M	3570	343	7,5	30,00	2,1	2,9	91,8	93,5	94,5	0,80	0,86	0,89	1,15	1,27083	47	84	735
175	132	315S/M	3570	411	7,5	36,00	2,0	2,6	92,5	94,0	94,7	0,84	0,88	0,89	1,15	1,41204	33	87	820
200	150	315S/M	3570	471	8,2	40,90	2,6	2,8	92,8	94,4	95,0	0,83	0,87	0,88	1,15	1,64738	36	87	865
250	185	315S/M	3575	572	9,0	50,40	2,9	3,3	93,4	94,7	95,4	0,84	0,87	0,89	1,15	2,11806	30	87	1077
300	220	355M/L	3580	663	7,2	59,90	1,7	2,5	92,0	93,9	94,7	0,88	0,91	0,92	1,15	4,36666	70	96	1515
350	260	355M/L	3580	774	7,6	70,70	1,7	2,4	92,5	94,3	94,8	0,89	0,92	0,93	1,15	5,17105	60	96	1650
4 Pólos - 60 Hz																			
0,16	0,12	63	1720	0,86	4,5	0,07	3,2	3,4	50,0	57,0	61,0	0,41	0,51	0,60	1,15	0,00045	31	48	7
0,25	0,18	63	1710	1,13	4,5	0,10	2,8	3,0	53,0	64,0	66,5	0,47	0,57	0,63	1,15	0,00056	18	48	8
0,33	0,25	63	1710	1,47	5,2	0,14	3,0	2,9	50,0	59,0	68,5	0,45	0,55	0,65	1,15	0,00067	17	48	8
0,50	0,37	71	1720	2,07	5,0	0,21	2,7	3,0	64,0	70,0	72,0	0,44	0,57	0,65	1,15	0,00079	10	47	10
0,75	0,55	71	1705	2,83	5,5	0,31	3,0	3,0	70,0	74,0	75,0	0,45	0,58	0,68	1,15	0,00096	10	47	12
1,0	0,75	80	1730	2,98	8,0	0,42	3,4	3,0	77,0	80,0	82,6	0,60	0,72	0,80	1,15	0,00328	9	48	18
1,5	1,1	80	1700	4,32	7,0	0,63	2,9	2,8	77,0	79,0	81,5	0,62	0,74	0,82	1,15	0,00328	7	48	16
2,0	1,5	90L	1750	6,17	7,8	0,83	2,8	3,0	79,0	82,5	84,0	0,55	0,68	0,76	1,15	0,00532	8	51	23
2,0	1,5	90S	1750	6,17	7,8	0,83	2,8	3,0	79,0	82,5	84,0	0,55	0,68	0,76	1,15	0,00532	8	51	20
3,0	2,2	90L	1730	8,28	7,0	1,24	2,6	2,8	84,0	85,0	85,0	0,62	0,75	0,82	1,15	0,00672	7	51	23
4,0	3,0	100L	1720	11,1	7,5	1,70	2,9	3,1	84,0	86,0	86,5	0,63	0,75	0,82	1,15	0,00918	8	54	30
5,0	3,7	100L	1720	13,8	8,0	2,10	3,0	3,0	85,0	87,5	88,0	0,63	0,75	0,80	1,15	0,01072	8	54	33
5,0	3,7	112M	1740	14,1	7,0	2,07	2,2	2,6	85,0	87,5	88,2	0,60	0,72	0,78	1,15	0,01607	13	58	41
6,0	4,5	112M	1735	16,4	6,8	2,53	2,1	2,5	87,0	88,0	89,0	0,63	0,74	0,81	1,15	0,01875	10	58	45
7,5	5,5	112M	1740	20,0	8,0	3,08	2,3	2,8	88,0	89,0	90,0	0,61	0,73	0,80	1,15	0,01875	9	58	46
10	7,5	132S	1760	26,4	7,8	4,15	2,6	3,1	88,0	90,0	91,0	0,61	0,74	0,82	1,15	0,05039	8	61	65
12,5	9,2	132M	1760	32,0	8,5	5,09	2,5	3,0	89,0	90,5	91,0	0,65	0,77	0,83	1,15	0,06202	6	61	75
15	11	132M/L	1755	37,5	8,8	6,10	2,8	3,4	90,0	91,0	91,7	0,67	0,78	0,84	1,15	0,06978	6	61	78
20	15	160M	1755	53,3	6,7	8,32	2,3	2,4	90,0	91,0	92,4	0,69	0,78	0,80	1,15	0,10538	15	66	120
25	18,5	160L	1760	64,7	6,5	10,2	2,7	2,6	91,0	92,3	92,6	0,65	0,75	0,81	1,15	0,13048	13	66	135
30	22	180M	1760	73,9	7,0	12,2	2,5	2,6	91,5	92,5	93,0	0,71	0,80	0,84	1,15	0,19733	9	68	185
40	30	200M	1770	99,6	6,4	16,5	2,1	2,2	91,7	93,0	93,0	0,74	0,82	0,85	1,15	0,27579	15	71	244
50	37	200L	1770	123	6,0	20,4	2,2	2,2	92,4	93,0	93,2	0,75	0,82	0,85	1,15	0,35853	14	71	274
60	45	225S/M	1780	146	7,2	24,6	2,3	2,7	92,5	93,4	93,9	0,74	0,82	0,86	1,15	0,69987	21	75	410
60	45	250S/M	1780	146	7,2	24,6	2,3	2,7	92,5	93,4	93,9	0,74	0,82	0,86	1,15	0,69987	21	75	415
75	55	225S/M	1775	174	7,3	30,2	2,2	2,8	92,5	93,6	94,1	0,76	0,85	0,88	1,15	0,83984	13	75	410
100	75	250S/M	1780	245	8,4	41,0	3,0	3,3	93,0	94,2	94,5	0,69	0,80	0,85	1,15	1,15478	10	75	510
125	90	280S/M	1780	294	6,7	49,2	2,1	2,5	93,0	93,8	94,5	0,72	0,80	0,85	1,15	1,92710	23	80	700
150	110	280S/M	1780	353	7,0	60,2	2,5	2,5	93,0	94,5	95,0	0,78	0,83	0,86	1,15	2,40888	24	80	740
175	132	315S/M	1780	419	6,8	72,2	2,3	2,5	93,6	94,8	95,0	0,81	0,85	0,87	1,15	2,56947	24	80	841
200	150	315S/M	1780	474	6,7	82,1	2,5	2,5	94,4	95,2	95,5	0,79	0,85	0,87	1,15	2,81036	25	80	868
250	185	315S/M	1785	591	8,0	101	3,0	2,8	94,0	95,2	95,5	0,76	0,82	0,86	1,15	3,77391	22	80	1005
300	220	355M/L	1790	687	7,0	120	1,8	2,2	93,0	95,0	95,5	0,79	0,85	0,88	1,15	6,33813	43	83	1400
350	260	355M/L	1790	817	7,3	141	2,0	2,1	94,2	95,5	96,0	0,74	0,84	0,87	1,15	7,45663	30	83	1488
400	300	355M/L	1790	933	6,6	163	2,1	2,1	93,9	95,2	95,9	0,77	0,85	0,88					

6.14.1. Motor elétrico Weg, 2 e 4 polos

MOTOR TRIFÁSICO DE ALTO RENDIMENTO <i>Plus</i>													PROTEÇÃO IP 55												
CARACTERÍSTICAS TÍPICAS																									
Potência		Carcaça	RPM	Corrente nominal em 220V [A]	Corrente com rotor bloqueado I_b / I_n	Conjugado nominal C_n [kgfm]	Conjugado com rotor bloqueado C_p / C_n	Conjugado máximo C_{max} / C_n	Rendimento η %			Fator de potência $\cos \phi$			Fator de serviço F S	Momento de inércia J [kgm ²]	Tempo máx. com rotor bloqueado [s] a quente	Nível médio de pressão sonora dB [A]	Peso aprox. [kg]						
[cv]	[kW]								% da potência nominal											50	75	100	50	75	100
									50	75	100	50	75	100											
6 Pólos - 60 Hz																									
0,25	0,18	71	1080	1,29	3	0,16	2,0	2,0	53,0	60,0	62,0	0,40	0,50	0,59	1,15	0,00056	40	47	10						
0,33	0,25	71	1100	1,74	3,5	0,22	2,2	2,3	56,0	62,0	64,0	0,40	0,50	0,59	1,15	0,00079	28	47	11						
0,5	0,37	80	1145	2,23	5	0,31	2,3	2,5	55,0	62,0	66,9	0,45	0,55	0,65	1,15	0,00242	10	47	14						
0,75	0,55	80	1145	3,11	5,1	0,47	2,6	2,7	65,0	70,6	72,5	0,43	0,55	0,64	1,15	0,00328	9	47	16						
1	0,75	90S	1150	3,51	5,7	0,64	2,5	2,8	77,0	79,5	80,0	0,48	0,60	0,70	1,15	0,00560	15	49	21						
1,5	1,1	90S	1120	5,07	5,3	0,96	2,0	2,3	75,0	77,0	77,0	0,54	0,65	0,74	1,15	0,00560	10	49	20						
2	1,5	100L	1150	6,73	6,5	1,27	2,4	2,8	80,0	82,3	83,5	0,48	0,60	0,70	1,15	0,01289	19	48	30						
3	2,2	100L	1145	10,1	6,5	1,87	2,4	2,8	79,0	82,0	83,0	0,48	0,60	0,69	1,15	0,01457	11	48	32						
4	3	112M	1150	12,5	6,5	2,54	2,7	2,8	85,0	86,0	86,5	0,55	0,67	0,73	1,15	0,02617	12	52	44						
5	3,7	132S	1160	14,8	6	3,11	2,2	2,4	86,0	87,0	87,5	0,55	0,68	0,75	1,15	0,05039	23	55	62						
6	4,5	132S	1160	18,2	6	3,78	2,2	2,4	86,0	87,0	87,5	0,55	0,67	0,74	1,15	0,05427	21	55	65						
7,5	5,5	132M	1165	22,3	7	4,60	2,2	2,5	86,3	87,8	88,5	0,53	0,65	0,73	1,15	0,06590	13	55	75						
10	7,5	132M/L	1160	28,9	6	6,30	2,2	2,4	87,0	88,0	88,5	0,58	0,70	0,77	1,15	0,08141	17	55	90						
12,5	9,2	160M	1160	32,9	6	7,72	2,1	2,5	88,0	89,0	89,5	0,66	0,76	0,82	1,15	0,13645	11	59	122						
15	11	160M	1170	40,5	6,5	9,16	2,5	2,8	89,5	90,0	90,2	0,60	0,72	0,79	1,15	0,16518	11	59	130						
20	15	160L	1170	55,2	7	12,5	2,5	2,8	89,5	90,0	90,2	0,60	0,72	0,79	1,15	0,18673	7	59	139						
25	18,5	180L	1170	60,2	8,5	15,4	2,6	3,2	91,0	91,5	91,7	0,75	0,84	0,88	1,15	0,30337	7	59	180						
30	22	200L	1175	76,1	6	18,2	2,1	2,2	91,5	92,0	92,5	0,70	0,78	0,82	1,15	0,41258	27	62	232						
40	30	200L	1175	103	6	24,9	2,2	2,2	92,0	92,6	93,0	0,68	0,77	0,82	1,15	0,44846	19	62	244						
50	37	225S/M	1180	126	7	30,5	2,7	2,8	91,7	92,5	93,0	0,70	0,79	0,83	1,15	0,98842	26	65	370						
60	45	250S/M	1180	154	7	37,1	2,8	2,9	92,0	93,0	93,6	0,66	0,76	0,82	1,15	1,22377	23	65	425						
75	55	250S/M	1180	188	7	45,4	2,8	2,9	92,0	93,0	93,6	0,67	0,77	0,82	1,15	1,36497	18	65	453						
100	75	280S/M	1185	249	6	61,6	2,1	2,4	93,0	93,6	94,1	0,72	0,80	0,84	1,15	3,10263	37	70	680						
125	90	280S/M	1185	299	6	74,0	2,2	2,4	93,2	93,7	94,1	0,72	0,81	0,84	1,15	3,67719	33	70	760						
150	110	315S/M	1185	362	6,5	90,4	2,2	2,5	94,0	94,5	95,0	0,73	0,81	0,84	1,15	4,36666	31	73	820						
175	132	315S/M	1185	439	6,5	108,0	2,3	2,5	94,2	94,7	95,0	0,70	0,79	0,83	1,15	5,28596	30	73	987						
200	150	315S/M	1185	499	7	123,0	2,3	2,5	94,0	94,6	95,0	0,67	0,77	0,83	1,15	5,28596	25	73	990						
250	185	355M/L	1190	646	6,2	151,0	1,9	2,2	93,5	94,8	95,2	0,65	0,75	0,79	1,15	9,53128	74	77	1480						
300	220	355M/L	1190	756	6	180,0	1,8	2,0	94,0	95,0	95,4	0,70	0,78	0,80	1,15	10,96100	64	77	1590						
350	260	355M/L	1190	893	6,5	213,0	2,0	2,1	94,0	95,2	95,5	0,67	0,76	0,80	1,15	13,82040	73	77	1795						
400	300	355M/L	1190	1040	6,5	246,0	2,0	2,1	94,3	95,3	95,7	0,65	0,75	0,79	1,15	14,77350	63	77	1860						
450	330	355M/L	1190	1130	6,2	270,0	1,8	1,9	94,5	95,5	96,0	0,65	0,74	0,80	1,15	15,48830	53	77	1915						
8 Pólos - 60 Hz																									
0,16	0,12	71	805	1,17	2,5	0,15	2,0	2,2	42,0	48,0	53,0	0,35	0,43	0,51	1,15	0,00079	66	45	11						
0,25	0,18	80	865	1,77	3,2	0,20	3,0	3,1	39,5	46,5	53,5	0,38	0,44	0,50	1,15	0,00242	20	46	14						
0,33	0,25	80	860	2,29	3,5	0,28	2,9	3,0	42,5	50,0	55,0	0,40	0,47	0,52	1,15	0,00294	16	46	16						
0,50	0,37	90S	840	2,45	3,8	0,43	1,9	2,0	57,0	61,5	65,0	0,40	0,50	0,61	1,15	0,00504	27	47	19						
0,75	0,55	90L	820	3,36	3,6	0,65	1,9	2,0	59,0	64,0	66,0	0,44	0,55	0,65	1,15	0,00560	21	47	22						
1,0	0,75	90L	840	4,46	4,0	0,87	1,8	2,0	66,0	68,5	70,0	0,40	0,54	0,63	1,15	0,00672	18	47	23						
1,5	1,1	100L	860	6,17	4,5	1,25	1,8	2,2	72,0	76,5	78,0	0,42	0,52	0,60	1,15	0,01289	19	54	30						
2,0	1,5	112M	860	7,82	5,2	1,70	2,6	2,8	78,0	81,0	82,5	0,40	0,52	0,61	1,15	0,01869	19	50	37						
3,0	2,2	132S	870	9,11	7,0	2,46	2,3	2,5	82,5	84,0	84,5	0,55	0,67	0,75	1,15	0,07527	27	52	65						
4,0	3,0	132M	860	12,3	6,5	3,40	2,2	2,6	80,0	82,0	85,0	0,57	0,70	0,75	1,15	0,08531	17	52	75						
5,0	3,7	132M/L	865	15,3	7,0	4,17	2,5	2,9	81,5	83,0	85,5	0,57	0,69	0,74	1,15	0,09535	13	52	80						
6,0	4,5	160M	875	19,9	5,2	5,01	2,1	2,5	83,0	85,5	86,0	0,50	0,61	0,69	1,15	0,12209	29	54	110						
7,5	5,5	160M	875	24,4	5,2	6,12	2,2	2,6	84,0	86,5	87,0	0,50	0,60	0,68	1,15	0,14364	28	54	120						
10	7,5	160L	875	31,8	5,1	8,35	2,2	2,6	86,0	87,5	88,5	0,49	0,61	0,70	1,15	0,17955	23	54	135						
12,5	9,2	180M	875	34,6	7,2	10,2	2,3	2,9	88,0	89,0	89,5	0,62	0,74	0,78	1,15	0,24821	12	54	156						
15	11,0	180L	875	41,4	8,0	12,2	2,5	3,0	88,0	89,0	89,5	0,57	0,70	0,78	1,15	0,27579	6	54	170						
20	15,0	180L	875	55,0	7,5	16,7	2,3	2,9	88,0	89,0	89,5	0,61	0,73	0,80	1,15	0,30337	7	54	177						
25	18,5	200L	875	71,9	4,6	20,6	1,8	1,8	89,0	89,5	90,0	0,58	0,70	0,75	1,15	0,41258	28	56	225						
30	22,0	225S/M	885	76,4	7,8	24,2	2,0	2,7	89,5	90,5	91,0	0,63	0,75	0,83	1,15	0,84722	16	60	341						
40	30,0	225S/M	880	107	7,8	33,2	2,1	2,8	89,5	90,5	91,0	0,63	0,75	0,81	1,15	0,98842	11	60	365						
50	37,0	250S/M	880	131	8,4	41,0	2,4	3,2	90,3	91,0	91,7	0,63	0,75	0,81	1,15	1,22377	13	60	436						
60	45,0	250S/M	880	159	7,8	49,8	2,1	2,8	90,3	91,0	91,7	0,64	0,76	0,81	1,15	1,36497	10	60	460						
75	55,0	280S/M	890	199	7,2	60,2	2,1	2,3	91,0	92,5	93,0	0,65	0,74	0,78	1,15	2,64298	25	63	660						
100	75,0	280S/M	890	271	7,2	82,1	2,1	2,3	91,0	92,5	93,0	0,63	0,73	0,78	1,15	3,10263	18	63	689						
125	90,0	315S/M	890	319	7,8	98,5	2,2	2,3	92,0	93,0	93,6	0,65	0,75	0,79	1,15	4,36666	18	66	877						
150	110	315S/M	890	395	8,5	120	2,6	2,7	92,0	93,0	93,6	0,63	0,72	0,78	1,15	5,28596	16	66	970						
175	132	355M/L	890	458	6,3	144	1,1	2,1	92,0	93,9	94,5	0,63	0,74	0,80	1,15	11,93240	47	75	1444						
200	150	355M/L	890	537	7,0	164	1,5	2,1	93,0	94,2	95,2	0,61	0,72	0,77	1,15	14,75850	42	75	1600						
250	185	355M/L	890	656	7,0	202	1,4	2,1	93,0	94,0	94,9	0,61	0,73	0,78	1,15	16,32860	34	75	1690						
300	220	355M/L	890	767	7,0	241	1,5	2,1	93,4	94,8	95,3	0,63	0,74	0,79	1,15	19,46870	36	75	1767						
350	260	355M/L	890	895	7,2	285	1,5	2,1	93,0	94,9	95,3	0,63	0,73	0,80	1,15	20,41070	30	75	1945						

1) Para obter a corrente em 380V, multiplicar por 0,577. Em 440V, multiplicar por 0,5.
 2) Os valores apresentados são médios esperados, sujeitos à alteração sem aviso prévio.

6.14.2.Motor elétrico Weg, 6 e 8 polos

Potência		Carga ABNT	rpm	Corrente nominal em 380 V In (A)	Corrente com rotor bloqueado I _p /In	Conjugado nominal plena carga C _n (kg.m)	Conjugado com rotor bloqueado C _p /C _n (%)	Conjugado máximo C _{máx} /C _n (%)	Fator de potência (cos φ)			Rendimento (η %)			Fator de serviço FS	Momento de inércia J (kgm ²)	Tempo máx. com rotor bloqueado (s)	Peso aprox. (kgf)	Nível de Pressão Sonora dB (A)	Tipo
CV	kW								50	75	100	50	75	100						
3600 rpm - 2 Polos - 60 Hz - Categoria N																				
0,16	0,13	63	3420	0,30	6,2	0,03	250	270	0,66	0,82	0,91	69,5	72,4	72,0	1,15	0,00018	35	3,5	52	1LA7 061-2EA-9*
0,25	0,18	63	3410	0,45	5,2	0,05	240	260	0,61	0,75	0,84	68,3	72,2	72,0	1,15	0,00018	17	3,5	52	1LA7 060-2EA-9*
0,33	0,25	63	3425	0,60	4,8	0,07	200	230	0,67	0,80	0,85	71,8	75,0	74,5	1,15	0,00023	13	4,1	53	1LA7 063-2EA-9*
0,50	0,37	63	3380	1,00	3,4	0,10	220	250	0,66	0,75	0,78	65,9	71,4	72,0	1,15	0,00023	8	4,1	53	1LA7 064-2EA-9*
0,75	0,55	71	3410	1,42	5,2	0,15	250	270	0,59	0,72	0,82	68,3	71,9	71,5	1,20	0,00045	9	6,6	56	1LA7 073-2EA-9*
1,00	0,75	71	3410	1,82	6,5	0,21	410	350	0,61	0,73	0,79	78,0	80,2	79,0	1,20	0,00050	16	7,4	57	1LA7 075-2EA-9*
1,50	1,10	80	3465	2,50	8,4	0,30	460	370	0,69	0,79	0,83	78,0	80,3	80,2	1,15	0,00100	12	11,0	60	1LA7 083-2EA-9*
2,00	1,50	80	3420	3,25	8,2	0,42	400	320	0,70	0,82	0,86	80,8	81,3	81,2	1,15	0,00100	8	11,0	60	1LA7 084-2EA-9*
3,00	2,20	90S	3420	4,77	6,6	0,62	280	280	0,70	0,80	0,85	81,7	83,2	81,9	1,15	0,00140	6	13,9	64	1LA7 091-2EA-9*
4,00	3,00	90L	3450	6,45	7,0	0,83	260	300	0,68	0,79	0,84	82,9	84,5	83,9	1,15	0,00200	3	15,7	65	1LA7 097-2EA-9*
5,00	3,70	100L	3495	7,80	9,5	1,00	400	470	0,72	0,80	0,85	80,0	83,0	84,6	1,15	0,00440	6	28	67	1LA7 108-2EA-9*
6,00	4,50	112M	3510	9,30	8,1	1,20	250	470	0,73	0,81	0,85	82,0	85,0	86,5	1,15	0,00590	5	29	67	1LA7 113-2EA-9*
7,50	5,50	112M	3520	10,90	8,7	1,50	330	380	0,75	0,84	0,88	85,0	87,5	87,5	1,20	0,00770	6	38	68	1LA7 115-2EA-9*
10,0	7,50	132S	3530	14,60	8,5	2,00	250	650	0,77	0,84	0,89	83,0	86,0	87,8	1,20	0,01900	11	48	72	1LA7 131-2EA-9*
12,5	9,20	132M	3520	19,00	6,9	2,50	230	390	0,69	0,80	0,84	84,0	86,0	87,5	1,15	0,01900	6	47	72	1LA7 132-2EA-9*
15,0	11,0	132M	3535	21,70	7,5	3,00	260	350	0,69	0,79	0,87	86,0	88,0	88,6	1,20	0,02600	5	62	73	1LA7 135-2EA-9*
20,0	15,0	160M	3525	28,90	6,6	4,10	210	310	0,81	0,85	0,89	86,0	88,0	88,5	1,20	0,04000	6	85	74	1LA7 164-2EA-9*
25,0	18,5	160M	3550	34,60	7,5	5,00	270	380	0,80	0,88	0,90	87,0	89,0	90,1	1,20	0,05200	9	95	74	1LA7 165-2EA-9*
30,0	22,0	160L	3530	41,00	7,5	6,00	230	320	0,84	0,90	0,91	87,0	89,0	89,5	1,15	0,05200	5	98	74	1LA7 166-2EA-9*
40,0	30,0	200M	3555	55,00	7,40	7,90	260	340	0,77	0,85	0,88	89,1	91,2	91,7	1,15	0,1290	10	205	75	1LG 4 205-2EA-9*
50,0	37,0	200L	3560	70,00	8,20	9,90	290	380	0,75	0,84	0,87	90,6	92,1	92,4	1,15	0,1530	10	225	77	1LG 4 207-2EA-9*
60,0	45,0	225S	3565	81,00	7,50	11,80	270	340	0,78	0,86	0,89	91,8	92,9	93,0	1,15	0,2170	14	285	77	1LG 4 223-2EA-9*
75,0	55,0	225M	3565	102,00	8,00	14,80	280	350	0,79	0,86	0,88	92,6	93,2	93,0	1,15	0,2660	12	335	77	1LG 4 228-2EA-9*
100	75,0	250M	3575	138,00	7,70	19,60	280	350	0,76	0,84	0,87	91,2	93,0	93,6	1,15	0,4830	11	420	79	1LG 4 258-2EA-9*
125	90,0	280S	3575	166,00	7,50	24,50	280	340	0,80	0,87	0,89	93,6	94,4	94,5	1,15	0,8320	7	540	78	1LG 4 283-2EA-9*
150	110,0	280M	3575	198,00	7,40	29,50	260	300	0,83	0,88	0,90	94,0	94,5	94,5	1,15	1,0000	6	630	78	1LG 4 288-2EB-9*
175	132,0	315S	3585	225,00	7,30	34,30	250	300	0,83	0,89	0,91	92,4	94,1	94,7	1,15	1,3900	11	775	81	1LG 4 313-2EB-9*
200	150,0	315S	3586	260,00	8,80	39,20	290	390	0,84	0,89	0,91	92,8	94,4	95,0	1,15	1,6200	11	900	81	1LG 4 316-2EB-9*
250	185,0	315M	3586	320,00	6,60	48,90	230	300	0,85	0,90	0,91	93,8	95,0	95,4	1,15	2,0900	12	1015	84	1LG 4 315-2EB-9*
300	220,0	315M	3582	380,00	6,70	58,80	240	300	0,88	0,91	0,92	94,7	95,5	95,4	1,15	2,0900	14	1015	84	1LG 4 317-2EB-9*
382	280,0	315	3579	502,37	7,00	74,70	180	280	0,83	0,88	0,90	95,2	96,2	96,2	1,00	2,7000	10	1300	86	1LA8 315-2AC-9*
481	353,0	315	3579	629,47	7,00	94,20	180	280	0,85	0,89	0,91	95,6	96,6	96,6	1,00	3,3000	10	1500	86	1LA8 317-2AC-9*
543	398,0	355	3580	714,21	6,50	106,20	170	250	0,83	0,88	0,90	95,6	96,6	96,6	1,00	4,8000	10	1900	81	1LA8 353-2AC-9*
611	448,0	355	3580	798,95	6,50	119,50	170	250	0,85	0,89	0,91	95,7	96,7	96,7	1,00	5,3000	10	2000	81	1LA8 355-2AC-9*
764	560,0	355	3582	992,63	6,50	149,30	180	260	0,85	0,89	0,91	96,1	97,1	97,1	1,00	6,4000	10	2200	81	1LA8 357-2AC-9*
840	616,0	400	3585	1101,58	7,00	164,10	160	280	0,85	0,89	0,91	96,1	97,1	97,1	1,00	8,6000	10	2800	83	1LA8 403-2AC-9*
945	693,0	400	3585	1234,74	7,00	184,60	160	280	0,85	0,89	0,91	96,1	97,1	97,1	1,00	9,6000	10	3000	83	1LA8 405-2AC-9*
1065	781,0	400	3585	1398,16	7,00	208,00	170	280	0,85	0,89	0,91	96,3	97,3	97,3	1,00	11,000	10	3200	83	1LA8 407-2AC-9*

6.14.3.Motor elétrico Siemens, 2 polos

Potência CV	Potência kW	Carga ABNT	rpm	Corrente nominal em 380 V In (A)	Corrente com rotor bloqueado Ip / In	Conjugado nominal plena carga Cn (kg.m)	Conjugado com rotor bloqueado Cp(Cn (%))	Conjugado máximo Cmáx/Cn (%)	Fator de potência (cos φ)			Rendimento (η %)			Fator de serviço FS	Momento de Inércia J (kgm²)	Tempo máx. com rotor bloqueado (s)	Peso aprox. (kgf)	Nível de Pressão Sonora dB (A)	Tipo
									50	75	100	50	75	100						
1800 rpm - 4 polos - 60 Hz - Categoria N																				
0,16	0,13	63	1660	0,39	3,1	0,0690	185	195	0,52	0,66	0,76	58,5	64,6	66,0	1,15	0,0003	30	3,5	46	1LA7 060-4EB-9*
0,25	0,18	63	1670	0,54	3,7	0,1029	220	230	0,48	0,62	0,77	60,2	65,4	66,0	1,15	0,0004	21	4,1	46	1LA7 063-4EB-9*
0,33	0,25	63	1630	0,75	3,7	0,1474	220	230	0,51	0,64	0,76	58,1	63,7	66,0	1,15	0,0004	10	4,1	46	1LA7 064-4EB-9*
0,50	0,37	71	1670	1,08	4,0	0,2107	220	220	0,55	0,68	0,76	64,7	68,6	68,0	1,20	0,0008	10	6,0	48	1LA7 073-4EB-9*
0,75	0,55	71	1650	1,60	3,8	0,3213	220	220	0,55	0,68	0,77	66,3	68,8	67,5	1,20	0,0008	8	6,0	48	1LA7 074-4EB-9*
1,00	0,75	80	1715	2,00	5,9	0,4180	370	360	0,49	0,63	0,72	75,2	78,4	78,5	1,15	0,0017	16	10,3	51	1LA7 083-4EB-9*
1,50	1,10	80	1710	2,81	6,4	0,6140	410	380	0,50	0,64	0,73	78,8	81,1	81,0	1,15	0,0024	12	13,8	52	1LA7 085-4EB-9*
2,00	1,50	90S	1700	3,64	6,4	0,8420	420	380	0,53	0,66	0,75	80,9	83,1	83,0	1,15	0,0033	13	16,3	52	1LA7 097-4EA-9*
3,00	2,20	90L	1710	5,10	6,6	1,2290	390	380	0,57	0,71	0,77	82,4	84,0	83,5	1,15	0,0040	8	19,6	53	1LA7 098-4EA-9*
4,00	3,00	100L	1725	6,90	6,6	1,6600	270	370	0,59	0,72	0,74	81,0	83,0	84,0	1,20	0,0055	14	24,0	57	1LA7 107-4EA-9*
5,00	3,70	100L	1705	8,20	6,0	2,0700	270	310	0,63	0,75	0,81	84,0	85,0	85,0	1,15	0,0055	9	24,5	58	1LA7 108-4EA-9*
6,00	4,50	112M	1745	9,80	7,3	2,4600	290	320	0,61	0,71	0,81	85,0	86,0	86,0	1,20	0,0110	5	31,0	57	1LA7 113-4EA-9*
7,50	5,50	112M	1745	12,60	7,4	3,0100	340	440	0,58	0,69	0,76	85,0	87,5	87,5	1,15	0,0140	5	41,0	58	1LA7 115-4EA-9*
10,0	7,50	132S	1755	15,70	7,6	4,0900	280	340	0,65	0,76	0,83	85,0	87,5	87,5	1,20	0,0240	5	53,0	66	1LA7 131-4EA-9*
12,5	9,20	132M	1745	19,40	7,0	5,0300	230	400	0,62	0,76	0,82	87,0	88,0	88,0	1,15	0,0230	4	51,0	66	1LA7 133-4EA-9*
15,0	11,0	132M	1755	22,70	7,7	6,0000	320	370	0,66	0,76	0,83	87,0	88,5	88,5	1,15	0,0310	3	71,0	67	1LA7 135-4EA-9*
20,0	15,0	160M	1765	31,40	8,3	8,1200	290	310	0,64	0,74	0,81	87,0	89,0	89,5	1,20	0,0550	7	87,0	71	1LA7 164-4EA-9*
25,0	18,5	160L	1760	38,30	7,5	10,0400	270	350	0,64	0,75	0,81	89,0	90,5	90,5	1,15	0,0550	5	87,0	71	1LA7 166-4EA-9*
30,0	22,0	180M	1770	44,00	8,0	11,9000	290	380	0,66	0,77	0,83	91,5	92,5	92,4	1,15	0,1170	7	155,0	71	1LG4 186-4EA-9*
40,0	30,0	200M	1778	58,00	8,5	15,8000	340	390	0,67	0,78	0,83	92,3	93,1	93,0	1,15	0,2340	13	230,0	70	1LG4 208-4EA-9*
50,0	37,0	200L	1774	72,00	7,4	19,8000	300	340	0,67	0,78	0,83	92,3	93,1	93,0	1,15	0,2340	10	230,0	70	1LG4 204-4EA-9*
60,0	45,0	225S	1780	84,00	8,4	23,7000	310	370	0,71	0,81	0,85	92,6	93,6	93,6	1,15	0,4470	8	300,0	70	1LG4 223-4EA-9*
75,0	55,0	225M	1780	104,00	7,6	29,6000	290	320	0,74	0,83	0,86	93,7	94,3	94,1	1,15	0,4860	11	330,0	70	1LG4 228-4EA-9*
100	75,0	250M	1785	138,00	7,4	39,3000	260	330	0,72	0,82	0,86	93,6	94,5	94,5	1,15	0,8560	11	460,0	71	1LG4 258-4EA-9*
125	90,0	280S	1785	170,00	7,6	49,2000	250	310	0,75	0,84	0,87	93,1	94,3	94,5	1,15	1,3900	11	580,0	73	1LG4 283-4EA-9*
150	110,0	280M	1789	205,00	8,4	58,9000	290	340	0,69	0,80	0,85	93,5	94,7	95,1	1,15	1,7100	11	680,0	73	1LG4 288-4EA-9*
175	132,0	315S	1790	245,00	7,9	68,7000	300	350	0,72	0,81	0,84	93,7	94,8	95,1	1,15	2,3100	14	810,0	75	1LG4 313-4EA-9*
200	150,0	315S	1790	275,00	8,4	78,5000	340	340	0,74	0,83	0,86	93,8	94,8	95,0	1,15	2,8800	16	955,0	75	1LG4 316-4EA-9*
250	185,0	315M	1790	340,00	7,9	98,1000	310	330	0,77	0,84	0,87	94,3	95,0	95,1	1,15	3,4600	13	1060	75	1LG4 317-4EA-9*
300	220,0	315L	1791	400,00	8,9	117,6000	360	350	0,73	0,83	0,87	94,8	95,7	96,0	1,15	4,2200	11	1290	75	1LG4 315-4EA-9*
385	283,1	315L	1788	505,00	7,7	151,2000	330	300	0,79	0,86	0,89	95,6	96,1	96,0	1,15	4,2200	13	1290	75	1LG4 318-4EA-9*
494	362,0	315	1788	653,68	6,8	193,4000	280	200	0,78	0,85	0,88	95,3	96,3	96,3	1,00	4,4000	10	1500	77	1LAB 317-4AB-9*
556	408,0	355	1788	738,42	6,5	217,9000	260	210	0,76	0,84	0,87	95,3	96,3	96,3	1,00	6,1000	10	1900	79	1LAB 353-4AB-9*
627	460,0	355	1788	835,26	6,5	245,7000	260	210	0,76	0,84	0,87	95,4	96,4	96,4	1,00	6,8000	10	2000	79	1LAB 355-4AB-9*
784	575,0	355	1788	1028,95	6,5	307,1000	240	210	0,78	0,85	0,88	95,8	96,8	96,8	1,00	8,5000	10	2200	79	1LAB 357-4AB-9*
878	644,0	400	1792	1150,00	6,5	343,2000	270	190	0,78	0,85	0,88	95,8	96,8	96,8	1,00	13,0000	10	2800	82	1LAB 403-4AB-9*
989	725,0	400	1792	1283,16	6,8	386,4000	270	190	0,78	0,85	0,88	96,0	97,0	97,0	1,00	14,0000	10	3000	82	1LAB 405-4AB-9*
1114	817,0	400	1789	1419,95	6,8	444,9469	270	190	0,83	0,88	0,90	96,0	97,0	97,0	1,00	16,0000	10	3200	82	1LAB 407-4AB-9*
1255	920,0	450	1789	1628,16	7,0	501,0981	260	160	0,80	0,86	0,89	95,9	96,9	96,9	1,00	23,0000	10	4000	85	1LAB 453-4AC-9*
1418	1040,0	450	1789	1815,79	7,0	566,4588	260	160	0,80	0,86	0,89	96,1	97,1	97,1	1,00	26,0000	10	4200	85	1LAB 455-4AC-9*
1568	1150,0	450	1789	2004,63	7,0	626,3727	260	170	0,83	0,88	0,90	96,1	97,1	97,1	1,00	28,0000	10	4400	85	1LAB 457-4AC-9*

6.14.4.Motor elétrico Siemens, 4 polos

Potência		Carcasa ABNT	rpm	Corrente nominal em 380 V In (A)	Corrente com rotor bloqueado I _b / In	Conjugado nominal plena carga Cn (kgf.m)	Conjugado com rotor bloqueado Cp/Cn (%)	Conjugado máximo Cmax/Cn (%)	Fator de potência (cos φ)			Rendimento (η %)			Fator de serviço FS	Momento de inércia J (kgm ²)	Tempo máx. com rotor bloqueado (s)	Peso aprox. (kgf)	Nível de Pressão Sonora dB (A)	Tipo
Cv	kW								50	75	100	50	75	100						
1200 rpm – 6 pólos – 60 Hz – Categoria N																				
0,16	0,13	63	1060	0,59	2,0	0,1080	190	210	0,45	0,52	0,59	40,6	48,7	52,0	1,15	0,0004	38	4,1	43	1LA7 064-6EB-9*
0,25	0,18	71	1050	0,62	2,9	0,1623	210	210	0,46	0,59	0,73	54,3	59,4	60,5	1,20	0,0006	49	6,3	43	1LA7 070-6EB-9*
0,33	0,25	71	1060	0,79	2,4	0,2238	240	230	0,48	0,66	0,74	60,7	65,1	65,0	1,20	0,0009	35	6,3	43	1LA7 073-6EB-9*
0,50	0,37	80	1125	1,20	3,5	0,3140	200	230	0,45	0,58	0,70	59,6	65,4	67,0	1,15	0,0015	16	7,5	44	1LA7 080-6EB-9*
0,75	0,55	80	1080	1,69	3,2	0,4850	220	240	0,46	0,59	0,68	69,5	72,7	72,5	1,15	0,0018	21	9,4	44	1LA7 083-6EB-9*
1,00	0,75	90S	1120	2,18	3,9	0,6390	220	240	0,46	0,59	0,70	70,2	74,3	74,5	1,15	0,0028	14	12,5	47	1LA7 090-6EA-9*
1,50	1,10	90S	1120	3,04	4,3	0,9390	280	290	0,46	0,60	0,72	74,7	76,5	76,0	1,15	0,0033	14	16,0	48	1LA7 097-6EA-9*
2,00	1,50	100L	1130	3,9	4,6	1,2700	230	260	0,54	0,66	0,74	72,0	76,0	77,5	1,20	0,0063	13	24	51	1LA7 106-6EA-9*
3,00	2,20	100L	1130	5,8	4,8	1,8700	240	270	0,49	0,61	0,73	73,0	77,0	78,5	1,15	0,0063	9	26	51	1LA7 107-6EA-9*
4,00	3,00	112M	1145	7,3	5,5	2,5000	250	290	0,58	0,69	0,77	80,0	82,0	81,5	1,20	0,0150	7	36	57	1LA7 115-6EA-9*
5,00	3,70	132S	1160	9,4	5,3	3,0500	230	360	0,52	0,64	0,71	84,0	85,0	84,5	1,15	0,0190	9	45	67	1LA7 132-6EA-9*
6,00	4,50	132S	1155	11,5	5,0	3,7200	230	350	0,51	0,63	0,71	83,0	84,5	84,0	1,15	0,0190	8	45	67	1LA7 133-6EA-9*
7,50	5,50	132M	1160	13,7	5,7	4,5300	260	360	0,50	0,63	0,71	85,0	86,0	86,0	1,20	0,0250	9	54	67	1LA7 134-6EA-9*
10,0	7,50	132M	1155	18,9	5,6	6,2000	260	360	0,49	0,62	0,60	85,0	86,0	86,0	1,15	0,0280	4	62	68	1LA7 135-6EA-9*
12,5	9,20	160M	1175	24,1	5,8	7,4800	260	320	0,46	0,57	0,66	84,0	87,0	88,0	1,15	0,0630	15	96	70	1LA7 165-6EA-9*
15,0	11,0	160M	1170	26,5	5,8	8,9800	250	310	0,51	0,64	0,71	86,0	88,0	89,0	1,20	0,0710	11	110	71	1LA7 168-6EA-9*
20,0	15,0	160L	1160	34,0	7,4	12,3500	310	370	0,54	0,67	0,75	88,0	89,5	89,5	1,15	0,0570	5	109	71	1LA7 167-6EA-9*
25,0	18,5	180L	1175	38,0	5,5	15,0000	250	260	0,64	0,75	0,80	91,0	92,0	91,7	1,15	0,2030	22	175	63	1LG4 188-6EA-9*
30,0	22,0	200L	1178	44,5	6,7	17,9000	300	290	0,65	0,76	0,82	91,5	92,2	91,7	1,15	0,2870	15	205	63	1LG4 207-6EA-9*
40,0	30,0	200L	1182	62,0	7,2	23,8000	350	330	0,59	0,72	0,78	92,0	93,2	93,0	1,15	0,3620	17	245	67	1LG4 208-6EA-9*
50,0	37,0	225M	1172	71,0	5,7	30,0000	250	260	0,71	0,81	0,85	93,0	93,4	93,0	1,15	0,6240	11	325	66	1LG4 228-6EA-9*
60,0	45,0	250S	1182	85,0	6,6	35,6000	320	270	0,71	0,80	0,84	93,7	94,0	93,6	1,15	0,9340	14	405	65	1LG4 255-6EA-9*
75,0	55,0	250M	1182	108,0	7,0	44,5000	320	270	0,70	0,79	0,83	93,8	94,1	93,7	1,15	0,9340	7	405	67	1LG4 258-6EA-9*
100	75,0	280S	1184	136,0	5,4	59,3000	230	210	0,73	0,83	0,87	94,4	94,7	94,2	1,15	1,3700	7	510	65	1LG4 283-6EA-9*
125	90,0	280M	1186	172,0	6,2	74,0000	300	260	0,69	0,80	0,86	93,9	94,5	94,2	1,15	1,6500	7	570	65	1LG4 288-6EA-9*
150	110,0	315M	1190	210,0	8,7	88,5000	340	350	0,72	0,81	0,85	94,4	95,1	95,0	1,15	3,2000	12	890	66	1LG4 316-6EA-9*
175	132,0	315M	1190	240,0	9,0	103,3000	370	360	0,71	0,81	0,85	94,2	95,0	95,0	1,15	4,0200	10	980	68	1LG4 317-6EA-9*
200	150,0	315M	1190	275,0	8,3	118,0000	340	340	0,69	0,80	0,85	94,4	95,1	95,0	1,15	4,0200	12	980	70	1LG4 315-6EA-9*
250	185,0	315L	1186	340,0	7,9	148,0000	300	320	0,74	0,83	0,87	94,9	95,3	95,0	1,15	4,7100	11	1180	68	1LG4 318-6EA-9*
314	230,0	315	1189	417,6	6,3	184,7000	250	200	0,76	0,84	0,87	94,2	95,7	95,7	1,00	6,0000	10	1300	72	1LAB 315-6AB-9*
393	288,0	315	1189	520,5	6,3	231,3000	250	200	0,76	0,84	0,87	94,4	95,9	95,9	1,00	7,3000	10	1500	72	1LAB 317-6AB-9*
494	362,0	355	1193	653,7	6,5	289,8000	280	220	0,76	0,84	0,87	95,2	96,2	96,2	1,00	13,0000	10	2000	75	1LAB 355-6AB-9*
627	460,0	355	1193	835,3	6,5	368,2000	280	220	0,76	0,84	0,87	95,5	96,5	96,5	1,00	16,0000	10	2200	75	1LAB 357-6AB-9*
706	518,0	400	1192	944,2	6,5	415,0000	280	220	0,75	0,83	0,86	95,5	96,5	96,5	1,00	21,0000	10	2800	77	1LAB 403-6AB-9*
784	575,0	400	1192	1041,1	6,5	460,7000	280	230	0,76	0,84	0,87	95,5	96,5	96,5	1,00	24,0000	10	3000	77	1LAB 405-6AB-9*
878	644,0	400	1192	1162,1	6,5	516,0000	280	230	0,76	0,84	0,87	95,7	96,7	96,7	1,00	27,0000	10	3200	77	1LAB 407-6AB-9*
989	725,0	450	1193	1331,6	6,5	580,4000	260	200	0,75	0,83	0,86	95,8	96,8	96,8	1,00	35,0000	10	4000	79	1LAB 453-6AB-9*
1114	817,0	450	1193	1482,9	6,5	654,0000	250	200	0,76	0,84	0,87	95,8	96,8	96,8	1,00	39,0000	10	4200	79	1LAB 455-6AB-9*
1255	920,0	450	1193	1650,0	6,5	736,5000	250	200	0,76	0,84	0,87	96,0	97,0	97,0	1,00	44,0000	10	4500	79	1LAB 457-6AB-9*

6.14.5. Motor elétrico Siemens, 6 polos

Potência		Carcaça ABNT	rpm	Corrente nominal em 380 V In (A)	Corrente com rotor bloqueado Ip /In	Conjugado nominal plena carga Cn (kgf.m)	Conjugado com rotor bloqueado Cp/Cn (%)	Conjugado máximo Cmax/Cn (%)	Fator de potência (cos φ) % potência nominal			Rendimento (η %) % potência nominal			Fator de serviço FS	Momento de inércia J (kgm²)	Tempo máx. com rotor bloqueado (s)	Peso aprox. (kgf)	Nível de Pressão Sonora dB (A)	Tipo
CV	kW								50	75	100	50	75	100						
900 rpm - 8 Pólos - 60 Hz - Categoria N																				
0,16	0,13	71	800	0,53	2,7	0,1429	240	220	0,49	0,60	0,62	46,2	53,2	55,5	1,20	0,0009	81	6,3	40	1LA7 073-BEB-9*
0,25	0,18	80	805	0,81	2,3	0,2130	190	220	0,41	0,51	0,61	43,5	51,7	55,0	1,15	0,0015	39	7,5	45	1LA7 080-BEB-9*
0,33	0,25	80	805	1,11	2,2	0,2970	180	210	0,41	0,51	0,59	46,8	54,7	58,0	1,15	0,0018	47	9,4	45	1LA7 083-BEB-9*
0,50	0,37	90S	830	1,18	3,1	0,4250	160	180	0,49	0,62	0,71	63,2	67,2	67,0	1,15	0,0025	33	10,5	46	1LA7 090-BEB-9*
0,75	0,55	90L	830	1,62	3,3	0,6330	160	180	0,49	0,63	0,72	69,9	72,4	71,5	1,15	0,0035	36	13,2	47	1LA7 096-BEB-9*
1,00	0,75	90L	830	2,53	3,3	0,8630	170	190	0,44	0,56	0,66	63,4	67,9	68,0	1,15	0,0035	18	13,2	47	1LA7 097-BEB-9*
1,50	1,10	100L	835	3,1	3,7	1,2600	200	230	0,52	0,65	0,73	71,0	74,0	73,5	1,20	0,0070	24	22,0	49	1LA7 107-BEB-9*
2,00	1,50	112M	860	4,2	4,3	1,6700	200	250	0,51	0,63	0,72	75,0	77,0	77,0	1,20	0,0130	10	24,0	53	1LA7 113-BEB-9*
3,00	2,20	132S	850	5,9	4,2	2,4700	200	240	0,55	0,65	0,69	76,0	79,0	78,0	1,20	0,0140	15	41,0	57	1LA7 130-BEB-9*
4,00	3,00	132M	860	8,4	4,8	3,3300	250	340	0,45	0,56	0,65	81,0	83,0	83,0	1,20	0,0240	13	53,0	58	1LA7 135-BEB-9*
5,00	3,70	132M	855	10,2	4,5	4,1300	230	320	0,46	0,58	0,67	81,0	82,0	82,0	1,15	0,0240	9	53,0	58	1LA7 136-BEB-9*
6,10	4,50	160M	860	11,1	4,6	5,0200	200	250	0,54	0,67	0,74	81,0	83,0	83,0	1,20	0,0350	14	61,0	67	1LA7 163-BEB-9*
7,50	5,50	160M	865	13,3	5,1	6,1000	220	290	0,55	0,67	0,74	84,0	85,0	85,0	1,20	0,0430	11	70,0	67	1LA7 164-BEB-9*
10,0	7,50	160L	870	18,1	5,5	8,2700	250	310	0,53	0,65	0,73	84,5	86,5	86,5	1,20	0,0620	10	91,0	68	1LA7 166-BEB-9*
12,5	9,20	180M	880	21,0	4,7	10,0000	180	230	0,55	0,67	0,74	88,8	89,6	89,0	1,15	0,1690	32	150	69	1LG4 184-BEB-9*
15,0	11,0	180L	876	26,0	4,6	12,2000	190	230	0,53	0,66	0,72	88,7	89,5	88,9	1,15	0,1690	26	150	69	1LG4 186-BEB-9*
20,0	15,0	180L	876	35,0	5,2	16,0000	230	270	0,51	0,64	0,71	88,7	89,9	89,6	1,15	0,2060	19	165	69	1LG4 188-BEB-9*
25,0	18,5	200L	874	41,5	5,2	20,1000	240	280	0,55	0,68	0,75	89,5	90,2	89,5	1,15	0,2900	10	205	66	1LG4 207-BEB-9*
30,0	22,0	225S	880	47,5	5,4	24,0000	220	260	0,60	0,72	0,78	91,7	91,9	91,0	1,15	0,4820	10	270	64	1LG4 220-BEB-9*
40,0	30,0	225M	876	61,0	5,4	32,0000	230	260	0,62	0,74	0,80	92,0	92,0	91,0	1,15	0,5510	7	290	66	1LG4 223-BEB-9*
50,0	37,0	250S	878	74,0	5,2	40,0000	220	240	0,68	0,78	0,82	92,7	92,7	91,8	1,15	0,8370	9	385	62	1LG4 253-BEB-9*
60,0	45,0	250M	878	88,0	5,2	48,0000	230	250	0,70	0,79	0,83	93,0	92,9	92,0	1,15	1,0600	11	430	62	1LG4 258-BEB-9*
75,0	55,0	280S	884	112,0	5,5	59,5000	230	220	0,68	0,78	0,82	93,9	93,9	93,0	1,15	1,3500	16	515	65	1LG4 283-BEB-9*
100	75,0	280M	885	150,0	5,7	79,3000	260	230	0,66	0,76	0,81	93,7	93,9	93,2	1,15	1,6300	7	565	65	1LG4 288-BEB-9*
125	90,0	315M	886	180,0	5,2	99,0000	230	260	0,68	0,78	0,83	93,9	94,2	93,6	1,15	2,4800	10	745	72	1LG4 313-BEB-9*
150	110,0	315M	888	215,0	5,8	118,6000	220	250	0,70	0,80	0,84	94,4	94,4	93,8	1,15	3,1400	9	865	70	1LG4 316-BEB-9*
175	132,0	315L	888	255,0	6,4	141,9590	240	280	0,71	0,80	0,83	94,0	94,5	94,0	1,00	3,9500	10	1020	70	1LG4 318-BAB-9*
250	185,0	315	889	357,1	6,0	197,7000	210	230	0,67	0,77	0,82	93,4	94,9	94,9	1,00	6,0000	10	1300	69	1LA8 315-BAB-9*
314	230,0	315	889	447,9	6,0	247,1000	210	230	0,67	0,77	0,82	93,7	95,2	95,2	1,00	7,3000	10	1500	69	1LA8 317-BAB-9*
393	288,0	355	891	556,8	6,1	308,7000	210	240	0,67	0,77	0,82	94,2	95,7	95,7	1,00	13,0000	10	2000	71	1LA8 355-BAB-9*
494	362,0	355	891	702,1	6,1	388,8000	210	240	0,67	0,77	0,82	95,0	96,0	96,0	1,00	16,0000	10	2200	71	1LA8 357-BAB-9*
556	408,0	400	892	786,8	6,5	436,8000	200	260	0,67	0,77	0,82	95,1	96,1	96,1	1,00	21,0000	10	2800	72	1LA8 403-BAB-9*
627	460,0	400	892	883,7	6,5	492,5000	210	260	0,67	0,77	0,82	95,2	96,2	96,2	1,00	24,0000	10	3000	72	1LA8 405-BAB-9*
706	518,0	400	892	992,6	6,5	554,6000	210	260	0,67	0,77	0,82	95,3	96,3	96,3	1,00	27,0000	10	3200	72	1LA8 407-BAB-9*
784	575,0	450	894	1113,7	6,6	614,2000	200	240	0,66	0,76	0,81	95,4	96,4	96,4	1,00	35,0000	10	4000	75	1LA8 453-BAB-9*
878	644,0	450	894	1259,0	6,6	687,9000	200	240	0,66	0,76	0,81	95,5	96,5	96,5	1,00	39,0000	10	4200	75	1LA8 455-BAB-9*
989	725,0	450	894	1404,2	6,6	774,5000	200	240	0,66	0,76	0,81	95,6	96,6	96,6	1,00	44,0000	10	4500	75	1LA8 457-BAB-9*

6.14.6.Motor elétrico Siemens, 8 polos