

DIMENSIONAMENTO DE INSTALAÇÃO DE BOMBEAMENTO PARA TRANSPORTE DE ÁGUA

D. Colombari Filho¹, J. C. Trevizan², M. V. Agnesini², I. A. L. Ismail²

¹Universidade de Ribeirão Preto – UNAERP, Ribeirão Preto, Brasil
(daniel.colombarifilho@sou.unaerp.edu.br)

² Universidade de Ribeirão Preto – UNAERP, Ribeirão Preto, Brasil

As instalações de bombeamento são essenciais para todos os tipos de processos químicos. Para seu correto dimensionamento, deve-se levar em consideração parâmetros relacionados à vazão volumétrica, características das tubulações utilizadas, desnível geométrico, altura geométrica, dentre outros. O presente trabalho realizou o dimensionamento de uma instalação de bombeamento fictícia para transporte de água utilizando-se conceitos da engenharia química.

Palavras-chave: Bombas; Instalações de Bombeamento; Dimensionamento; Transporte de Fluidos; Projeto.

INTRODUÇÃO

A instalação de bombeamento é um processo vital em diversas áreas, desde o abastecimento de água potável até a irrigação agrícola e o controle de enchentes. Este procedimento envolve a seleção cuidadosa dos equipamentos adequados, como bombas e tubulações, levando em consideração a demanda específica do sistema e as características do local. Desde a análise do terreno até a instalação propriamente dita, cada etapa requer um planejamento minucioso para garantir eficiência operacional e durabilidade do sistema. Além disso, a manutenção regular é essencial para assegurar o funcionamento contínuo e prevenir falhas que possam resultar em danos materiais ou impactos ambientais. Em resumo, a instalação de bombeamento demanda expertise técnica e atenção aos detalhes para fornecer um serviço confiável e sustentável (Foust, 1982; Geankoplis, 1993; Gomide, 1984; KSB Bombas Hidráulicas, 2009; Macintyre, 1997; Moras Júnior, 1988; Perry e Green, 1984).

Além do mais, é um processo complexo que requer uma abordagem integrada desde o planejamento até a implementação. Durante a fase inicial, é essencial realizar uma análise detalhada das necessidades de fluxo e pressão, bem como das características hidráulicas do local, para determinar os melhores equipamentos e layout do sistema. A seleção criteriosa dos materiais, incluindo bombas, tubulações e acessórios, é fundamental para garantir eficiência energética e resistência a condições operacionais adversas. Além disso, a instalação deve obedecer às normas técnicas e regulamentações específicas, visando garantir a segurança das operações e a

proteção do meio ambiente. Uma vez concluída a instalação, testes de desempenho e ajustes finos são realizados para otimizar a operação do sistema e garantir sua confiabilidade a longo prazo. Em suma, uma abordagem holística e metódica é essencial para o sucesso da instalação de bombeamento, assegurando um fornecimento eficiente e sustentável de água e outros fluidos (Foust, 1982; Geankoplis, 1993; Gomide, 1984; KSB Bombas Hidráulicas, 2009; Macintyre, 1997; Moras Júnior, 1988; Perry e Green, 1984).

O presente trabalho tem por objetivo realizar o dimensionamento de uma instalação de bombeamento de água fictícia utilizando-se de conceitos da engenharia química.

MATERIAL E MÉTODOS

Características da Instalação de Bombeamento

Para o presente trabalho, realizou-se o dimensionamento de uma instalação de bombeamento para o transporte de água a 30 °C, com vazão de 250 m³/h, de acordo com o esquema apresentado na Figura 1.

A instalação de bombeamento será de aço soldado novo 40S. A tubulação de sucção possui um cotovelo de 90° com o raio curto e uma entrada de borda. Na tubulação de descarga, estão acoplados outro cotovelo de 90° de raio curto, um registro de gaveta totalmente aberto e uma saída.

A pressão atmosférica local é de 712 mmHg.

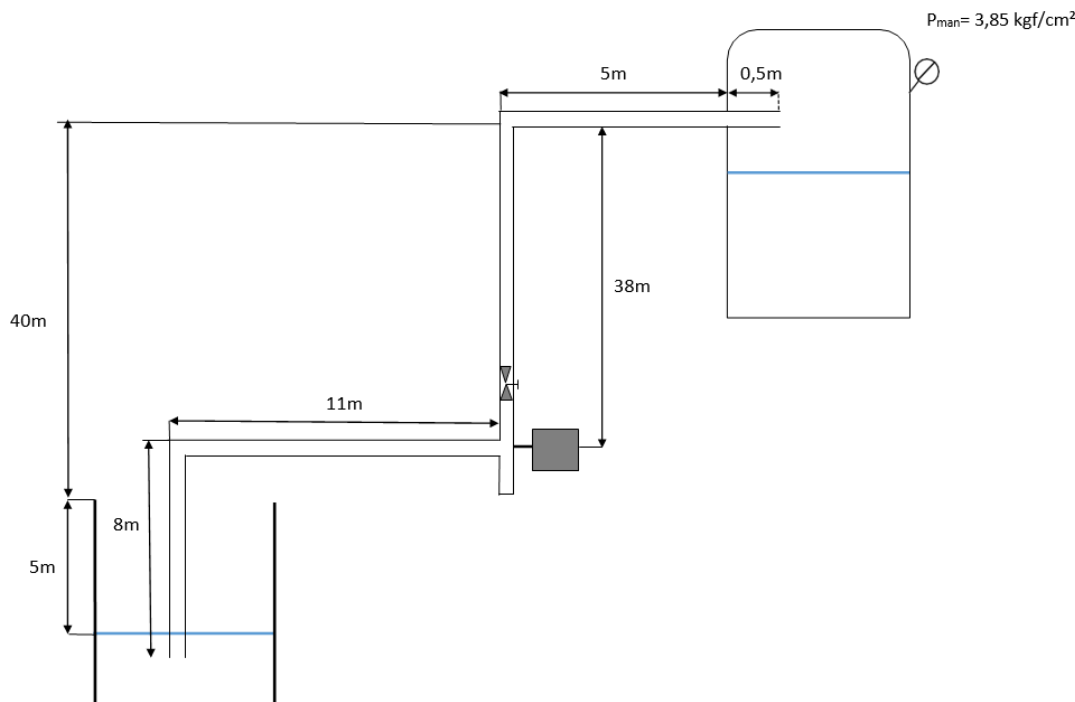


Figura 1. Esquema da instalação de bombeamento do presente trabalho.

A partir das informações apresentadas, foram determinados os seguintes parâmetros:

- diâmetro das tubulações de sucção e de descarga pelo método da velocidade econômica;
- perda de carga na tubulação de sucção e na tubulação de descarga;
- altura manométrica do sistema a 20 °C;
- escolha da bomba centrífuga adequada para o processo;
- rendimento e potência da bomba;
- NPSH requerido e disponível e se existe a possibilidade da bomba cavar.

Cálculo do Diâmetros das Tubulações

O método da velocidade econômica é útil para se determinar o diâmetro da tubulação, o qual deve ser escolhido levando-se em consideração os parâmetros econômicos e a disponibilidade dos tubos comerciais.

Em indústrias de processamento, indústrias químicas, refinarias de petróleo, petroquímicas, boa parte das indústrias alimentícias e farmacêuticas, o custo das tubulações pode representar 70% do custo dos equipamentos ou 25% do custo total da instalação.

O diâmetro da tubulação de descarga é estimado através da Equação 1.

$$D_d = \sqrt{\frac{4.Q}{\pi.V_{ecd}}} \quad (1)$$

Em que:

- D_d : diâmetro de descarga (m)
- Q : vazão do fluido (m^3/s)
- V_{ecd} : velocidade econômica de descarga (m/s)

Posteriormente, deve-se consultar o diâmetro interno, para o Schedule definido, em tabelas de propriedades de tubulações padronizadas, obedecendo a regra de, no caso de não coincidência de valores (calculado e tabela), escolher o imediatamente superior de mesmo Schedule.

Feito isso, calcula-se a velocidade real de escoamento do fluido na tubulação de descarga, com base no diâmetro interno real do tubo, e compara-se com o valor de velocidade recomendado, conforme Equação 2.

$$V_{real\ d} = \frac{4.Q}{\pi.D_d^2} \quad (2)$$

Em que:

- $V_{real\ d}$: velocidade real de descarga (m/s)
- D_d : diâmetro de descarga obtido em tabelas de propriedades de tubulações padronizadas (m)
- Q : vazão do fluido (m^3/s)

Definido o diâmetro nominal da tubulação de descarga, o diâmetro da tubulação de sucção é definido após aproximação norteada imediatamente para o diâmetro superior de mesmo Schedule. Finalmente, deve-se checar se a velocidade real na sucção está dentro do intervalo recomendado pela literatura, por meio da Equação 3.

$$V_{\text{real } s} = \frac{4.Q}{\pi.D_s^2} \quad (3)$$

Em que:

- $V_{\text{real } s}$: velocidade real de sucção (m/s)
- D_s : diâmetro de sucção obtido em tabelas de propriedades de tubulações padronizadas (m)
- Q : vazão do fluido (m³/s)

Cálculo da Perda de Carga nas Tubulações

As perdas de carga distribuídas e localizadas no escoamento em tubulações podem ser determinadas através das medidas de pressão. Por outro lado, estas perdas podem ser calculadas através de fórmulas experimentais ou empíricas, conhecendo-se as dimensões da tubulação, características do líquido, conexões, etc. A Equação de Hazen-Willians é muito utilizada no meio industrial, sendo válida para diâmetros acima de 50 mm até 3500 mm e escoamento com água e pode ser representada pela Equação (4) (KSB Bombas Hidráulicas, 2003).

$$lw_f' = 10,643 \cdot \frac{L_T}{C^{1,85}} \cdot \frac{Q^{1,85}}{D^{4,87}} \quad (4)$$

Em que:

- lw_f' : perda de carga (m)
- L_T : comprimento total - $L_{\text{reto}} + \Sigma L_{\text{eq}}$ (m)
- Q : vazão volumétrica (m³/s)
- C : coeficiente que depende da natureza do material empregado na fabricação dos tubos e das condições de suas paredes internas – coeficiente de Hazen-Willians (adimensional)
- D : diâmetro da tubulação (m)

A Equação de Hazen-Willians foi baseada em milhares de dados experimentais e, devido a isso, se permitiu que fossem obtidos valores bem determinados do coeficiente C e, por conseguinte, a estimativa do envelhecimento dos tubos.

Cálculo da Altura Manométrica do Sistema

O escoamento do fluido na tubulação de sucção e na de recalque pode ser considerado permanente uniforme, sendo prático, portanto, o emprego das equações de Bernoulli (conservação de energia) e da continuidade para o cálculo da altura manométrica (H) (KSB Bombas Hidráulicas, 2003).

De modo geral, a quantidade de energia impelida ao líquido é expressa na forma de altura manométrica ($H_{\text{bomba}} = H_{\text{sistema}}$) em função da vazão volumétrica (Q).

A altura manométrica da bomba em relação às propriedades do sistema pode ser determinada pela Equação 5.

$$H_{\text{bomba}} = \frac{\Delta P}{\rho \cdot g} + \frac{\Delta v^2}{2 \cdot g} + \Delta z + lw_f' \quad (5)$$

Em que:

- H_{bomba} : altura manométrica da bomba (m)
- ΔP : variação de pressão (Pa)
- ρ : massa específica do fluido (kg/m³)
- g : aceleração da gravidade (m/s²)
- Δv : variação de velocidade (m/s)
- Δz : variação de altura geométrica (m)
- lw_f' : perda de carga (m)

Cálculo do Rendimento e da Potência da Bomba

A potência da bomba é disponibilizada pelo seu fabricante e, através dela, é possível determinar seu rendimento, conforme apresentado na Equação 6.

$$\eta = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{w_s} \quad (6)$$

Em que:

- η : rendimento da bomba (adimensional)
- w_s : potência hidráulica (J/s ou W)
- ρ : massa específica do fluido (kg/m³)
- g : aceleração da gravidade (m/s²)
- H : altura manométrica (m)
- Q : vazão volumétrica (m³/s)

Cálculo do NPSH requerido e disponível

Um dos mais polêmicos termos associados com bombas é o NPSH. A compreensão deste conceito é essencial para a correta seleção de uma bomba. O termo NPSH é um termo encontrado em publicações na língua inglesa. Em publicações em vários idiomas, conservou-se a designação NPSH, embora alguns autores utilizem o termo APLS "Altura Positiva Líquida de Sucção" ou "Altura de Sucção Absoluta". Para efeito de estudo e definição, o NPSH pode ser dividido em NPSH requerido e NPSH disponível (KSB Bombas Hidráulicas, 2003).

O NPSH disponível no bocal de sucção deve ser superior ao requerido pela bomba para não haver cavitação, conforme Equação 7.

$$NPSH_d \geq NPSH_r + 1,0 \text{ mcf} \quad (7)$$

Em que:

- $NPSH_d$: NPSH disponível (m)
- $NPSH_r$: NPSH requerido (m)
- mcf: metros de coluna de fluido (m)

O valor do NPSH requerido é fornecido pelo fabricante através do gráfico da bomba. Já o NPSH disponível pode ser calculado pela Equação 8.

$$\text{NPSH}_d = \frac{P_1 - P_v}{\rho \cdot g} + z_1 + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} - l w f'_{1-s} \quad (8)$$

Em que:

- NPSH_d : NPSH disponível (m)
- P_1 : pressão no reservatório da sucção (Pa)
- P_v : pressão de vapor do fluido (Pa)
- ρ : massa específica do fluido (kg/m^3)
- g : aceleração da gravidade (m/s^2)
- z_1 : altura geométrica em relação ao nível de fluido do reservatório da sucção (m)
- v_1 : velocidade do fluido (m/s)
- $l w f'$: perda de carga (m)



Figura 2. Exemplo de bomba centrífuga.

A escolha do tipo da bomba para preencher os requisitos operacionais do sistema requer a análise das características de funcionamento de cada uma dessas máquinas geratrizes. Em muitos casos, a prática consagrou certos tipos de bombas para determinadas aplicações.

Existem importantes parâmetros para o dimensionamento do sistema de bombeamento relacionados ao desempenho e às características operacionais das bombas, tais como:

- Vazão: quantidade de fluido que uma bomba consegue movimentar;
- Carga desenvolvida ou capacidade de escoamento: soma da energia de sucção total com descarga total;
- Carga de pressão: o quanto uma bomba consegue aumentar a pressão do fluido para suprir as perdas de carga;
- Curva característica: relação entre a pressão e a vazão;

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Em sistemas com escoamento de fluido, conforme proposto para o presente trabalho, existe a necessidade do dimensionamento adequado do dispositivo responsável pela inserção de energia no sistema. Neste caso, essa energia é adicionada por uma bomba centrífuga.

As bombas são máquinas geratrizes que introduzem energia aos líquidos, de forma a transformar energia mecânica de um eixo em energia hidráulica (cinética, potencial e de pressão), ou seja, tem por finalidade deslocar líquidos (puros, misturas, pastas e suspensões) por escoamento.

As bombas centrífugas, conforme apresentado na Figura 2, envolvem o princípio de Bernoulli para transferir energia do bocal de sucção até a descarga.

- Potência requerida: energia necessária para efetuar adequadamente determinada tarefa;
- Eficiência da bomba: eficiência mecânica do equipamento;
- Pressão de sucção, cavitação e NPSH.

Diâmetro da Tubulação de Descarga

A vazão de água a ser transportada pelo sistema é de $250 \text{ m}^3/\text{h}$, o que corresponde a $6,944 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$.

Pela literatura (Macintyre, 1997; Moraes Júnior, 1988), a velocidade econômica de descarga na bomba varia entre 1,5 a 3,0 m/s. Adotou-se, para cálculo, a média entre esses valores (2,25 m/s).

Utilizando-se a Equação 1 apresentada anteriormente, tem-se que o diâmetro de descarga é de 198,23 mm.

De acordo com tabelas padronizadas para tubulações de aço carbono fornecidas pelos fabricantes (Tubos ABC, 2024) (Tabela 1), o diâmetro mais próximo imediatamente superior para aço carbono 40S é $D_d = 202,71 \text{ mm}$, correspondendo a um diâmetro nominal de 8 in.

Tabela 1. Dimensões padronizadas para tubulação de aço carbono de 8 in e 10 in fornecidas pelo fabricante.

Diâmetro Nominal (in)	Diâmetro interno (mm)	Denominação	Schedule nº
8	206,37	-	20
	204,99	-	30
	202,71	STD	40
	198,45	-	60
	193,67	XS	80
	188,89	-	100
	182,55	-	120
	177,83	-	140
	174,63	XXS	-
	173,05	-	160
10	260,35	-	20
	257,45	-	30
	254,51	STD	40
	247,65	XS	60
	242,87	-	80
	236,53	-	100
	230,17	-	120
	222,25	XXS	140
	215,91	-	160

Calculando-se a velocidade real de descarga pela Equação 2 tem-se $V_{\text{real d}} = 2,15$ m/s, a qual está entre o intervalo estipulado pela literatura de 1,5 a 3,0 m/s.

Diâmetro da Tubulação de Sucção

Definido o diâmetro nominal da tubulação de descarga de 8 in, tem-se que o diâmetro nominal da tubulação de sucção é de $D_s = 10$ in, correspondendo a 254,51 mm (Tabela 1). Conferindo-se a velocidade real na sucção pela Equação 3, tem-se um valor de 1,36 m/s, estando dentro do intervalo de 1,0 a 2,5 m/s estipulado pela literatura (Macintyre, 1997; Moraes Júnior, 1988).

Perda de Carga

A perda de carga no escoamento em uma tubulação ocorre devido ao atrito entre as partículas fluidas com as paredes do tubo e mesmo devido ao atrito entre estas partículas. Em outras palavras, é uma perda de energia ou de pressão entre dois pontos de uma tubulação (KSB Bombas Hidráulicas, 2003).

Os sistemas de bombeamento possuem, em geral, além dos tubos retos, diversos acessórios como curvas, conexões, alargamentos, reduções, bifurcações, juntas de dilatação e, muitas vezes, equipamentos (trocadores de calor, medidores de vazão e outros) localizados entre a tomada de sucção e a de descarga. Devido à turbulência, alteração da velocidade, mudança da direção e aumento de atrito que ocorre nos acessórios e nos equipamentos, parte da energia mecânica disponível no fluido dissipa-se na forma de calor. Essa perda de energia denominada perda de carga localizada deve ser adicionada ao termo lw_f (KSB Bombas Hidráulicas, 2003).

A perda de carga do escoamento líquido em acessórios pode ser calculada pela Equação Geral ou pelos Métodos dos Comprimentos Equivalentes.

Para determinação dos comprimentos equivalentes dos acessórios, utilizou-se a Tabela 2, a qual apresenta a tabela de comprimentos equivalentes a perdas localizadas fornecida pelo fabricante de bombas KSB.

Tabela 2. Comprimentos equivalentes de acessórios disponibilizados pelo fabricante de tubulações.

Diâmetro		Cotovelo 90° raio curto	Entrada de borda	Registro de gaveta aberto	Saída de canalização
mm	in				
200	8	6,4	6,0	1,4	6,0
250	10	7,9	7,5	1,7	7,5

Os valores dos coeficientes (C) de Hazen-Willians dependem do material, do estado das paredes dos tubos e do diâmetro das tubulações. Tais valores foram determinados pelo Manual de Bombas Hidráulicas da KSB, o qual apresenta as informações dos coeficientes (C) de Hazen-Willians de acordo com o tipo de material, diâmetro da tubulação e o tempo de uso.

De acordo com as informações disponibilizadas, o material da tubulação é de aço soldado novo 40S, sendo correspondente a aço sem revestimento soldado (KSB Bombas Hidráulicas, 2003).

Perda de Carga na Sucção

Os acessórios presentes na sucção são uma entrada de borda e um cotovelo de 90° de raio curto. Pela Tabela 2, tem-se os seguintes comprimentos equivalentes para $D_s = 10$ in:

- 1 entrada de borda = 7,5 m
- 1 cotovelo de 90° com raio curto = 7,9 m

Logo, tem-se que a somatória dos comprimentos equivalentes da sucção é de $\Sigma L_{eq} = 15,4$ m.

De acordo com o esquema apresentado na Figura 1, o comprimento da tubulação retilínea da sucção é de $L_{reto} = 19$ m.

Sendo assim, o comprimento total é de $L_T = 34,4$ m.

O coeficiente de Hazen-Willians para a tubulação de sucção ($D_s = 254,51$ mm) é de $C = 125$.

Substituindo-se os valores na Equação 4 tem-se $hwf's = 0,273$ mca.

Perda de Carga na Descarga

Os acessórios presentes na descarga são um cotovelo de 90° de raio curto, um registro de gaveta aberto e uma saída de canalização. Pela Tabela 2, tem-se os seguintes comprimentos equivalentes para $D_d = 8$ in:

- 1 cotovelo de 90° com raio curto = 6,4 m
- 1 registro de gaveta aberto = 1,4 m
- 1 saída de canalização = 6,0 m

Logo, tem-se que a somatória dos comprimentos equivalentes da descarga é de $\Sigma L_{eq} = 13,8$ m.

De acordo com o esquema apresentado na Figura 1, o comprimento da tubulação retilínea da descarga é de $L_{reto} = 43,5$ m.

Sendo assim, o comprimento total é de $L_T = 57,3$ m.

O coeficiente de Hazen-Willians para a tubulação de descarga ($D_d = 202,71$ mm) é de $C = 125$.

Substituindo-se os valores na Equação 4 tem-se $hwf'd = 1,375$ mca.

Altura manométrica do Sistema

Pela Figura 1, nota-se que a variação de altura geométrica (Δz) é de 45 m.

A pressão no reservatório 1 é a pressão atmosférica e no reservatório 2 é a pressão absoluta (atmosférica + manométrica). Sendo assim, a variação de pressão (ΔP) é de $3,85$ kgf/cm², o que corresponde a, aproximadamente, 377300 Pa.

Para velocidade no reservatório 1, adota-se nível constante e, portanto, $v_1 = 0$. Para o reservatório 2, como a saída de canalização não está submersa no fluido, adotou-se v_2 como sendo a velocidade real de descarga. Logo, $v_2 = 2,15$ m/s.

Substituindo-se os dados na Equação 5, tem-se que a altura manométrica do sistema é de $H = 85,54$ mca a 30 °C, correspondendo a $H = 85,37$ mca a 20 °C.

Escolha da Bomba Centrífuga

Em bombas centrífugas, a carga de velocidade vai se transformar em carga de pressão, e a curva que relaciona altura (H) com a vazão (Q) é chamada de curva característica da bomba. Curvas características das bombas são representações gráficas que traduzem o funcionamento da bomba, obtidas através de experiências do fabricante, que fazem a bomba vencer diversas alturas manométricas com diversas vazões, verificando também a potência absorvida e a eficiência da bomba. Conforme a vazão (ou seja, a velocidade) aumenta, a carga de pressão diminui (obedecendo a equação de energia), e teoricamente, a relação $H = f.(Q)$ deveria ser uma reta. Porém, as perdas de energia por fricção e turbulência originada pelo escoamento modificam esta relação (KSB Bombas Hidráulicas, 2003).

Para este estudo de caso, determinou-se que a bomba a ser trabalhada seria do fabricante KSB com uma rotação de 3500 rpm. Para determinação do modelo da bomba, utilizou-se os dados de vazão volumétrica ($Q = 250$ m³/h) e de altura manométrica a 20 °C ($H = 85,37$ mca), conforme apresentado na Figura 3.

Sendo assim, a bomba escolhida é KSB modelo MEGANORM 100-200 de 3500 rpm.

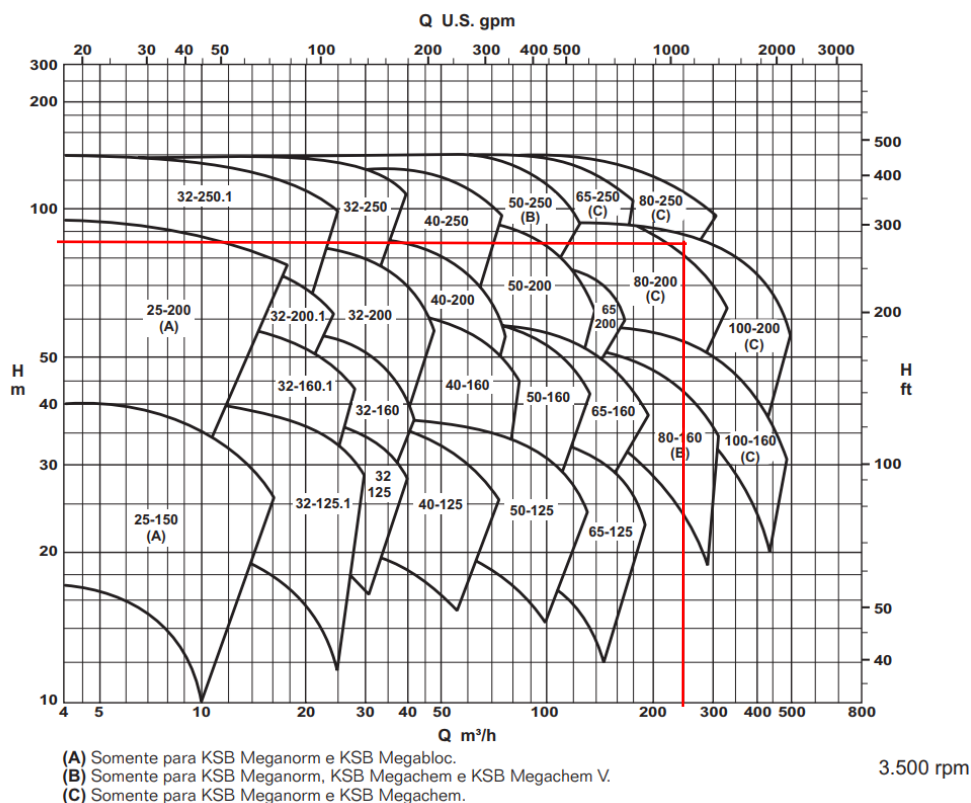


Figura 3. Gráfico de folhas para determinação do modelo da bomba fornecido pelo fabricante KSB.

Após determinação do modelo da bomba, determinou-se o diâmetro do rotor, de acordo com a Figura 4. Utilizando-se os dados de vazão volumétrica $Q =$

250 m³/h e de altura manométrica a 20 °C H = 85,37 mca, tem-se que o diâmetro do rotor escolhido é de 219 mm.

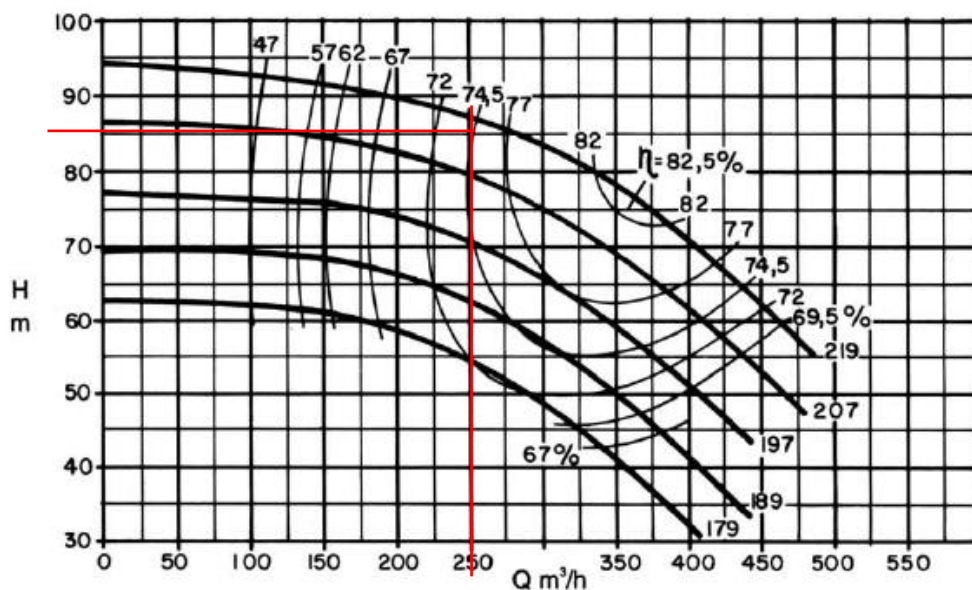


Figura 4. Curvas características da bomba KSB modelo MEGANORM 100-200 de 3500 rpm fornecidos pelo fabricante KSB.

Rendimento e da Potência da Bomba

Utilizando-se os dados de vazão volumétrica $Q = 250 \text{ m}^3/\text{h}$ e o valor do diâmetro do rotor de 219 mm, tem-se que a potência requerida para funcionamento da bomba é de, aproximadamente, 107 HP, o que

corresponde em torno de 79789,9 W, conforme apresentado na Figura 5.

De acordo com a Equação 6, tem-se um rendimento de, aproximadamente, 72,7%, estando dentro do intervalo de eficiência estabelecido pelo fabricante na Figura 4 (entre 72 e 74%).

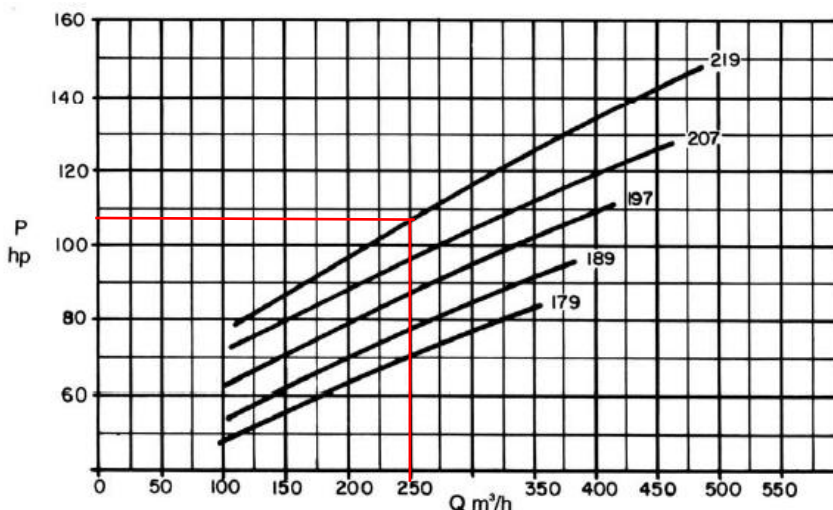


Figura 5. Gráfico para determinação da potência da bomba fornecido pelo fabricante KSB.

NPSH requerido e disponível

O escoamento do líquido na linha de sucção deve ter energia suficiente para não volatilizar no interior do rotor. O NPSH requerido (Net Positive Suction Head) pela bomba corresponde à altura manométrica mínima que o líquido deve ter no bocal de sucção da bomba para não haver líquido vaporizado no rotor a 20 °C.

De acordo com o gráfico da Figura 6, para uma vazão volumétrica $Q = 250 \text{ m}^3/\text{h}$ e diâmetro do rotor de 219 mm, tem-se um NPSH requerido de, aproximadamente, $\text{NPSH}_r = 7 \text{ m}$.

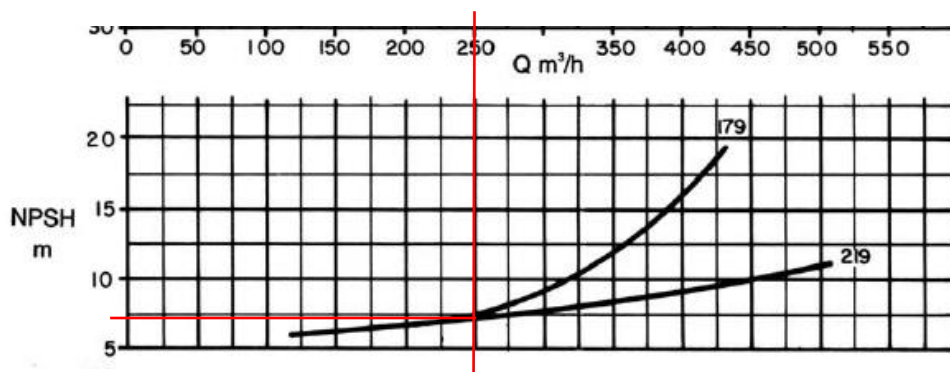


Figura 6. Gráfico para determinação do NPSH requerido pela bomba fornecido pelo fabricante KSB.

Sabe-se que a pressão de vapor para a água a 30 °C é de 31,5 mmHg, correspondendo em torno de 4200 Pa.

Pela Figura 1, nota-se que $z_1 = -7 \text{ m}$ (altura de sucção negativa pois está abaixo da linha da bomba, sendo até o nível de fluido).

Adota-se que $v_1 = 0$ devido ao nível do reservatório 1 manter-se constante.

A pressão do reservatório 1 é a pressão atmosférica local. Como mencionado, $P_{\text{atm}} = 712 \text{ mmHg} = 94925,5 \text{ Pa}$.

Sabe-se que a perda de carga na sucção é de 0,273 mca, conforme calculado anteriormente.

Substituindo-se os dados na Equação 8, tem-se que o NPSH disponível é de $NPSH_d = 2,02$ m a 30 °C, correspondendo a $NPSH_d = 2,018$ m a 20 °C.

Utilizando-se a Equação 7, nota-se que a bomba do sistema irá cavitatar, pois o NPSH disponível deveria ser, ao menos, de 8 m.

CONCLUSÃO

Conclui-se que, após os cálculos realizados para o dimensionamento da instalação de bombeamento, a tubulação de sucção possuirá um diâmetro nominal de 10 in e a tubulação de descarga de 8 in.

A perda de carga total do sistema será de 1,648 m de acordo com os acessórios a serem utilizados, bem como devido ao tipo de material da tubulação.

A altura manométrica do sistema a 20 °C será de 85,37 m, fazendo-se optar pela bomba KSB modelo MEGANORM 100-200 de 3500 rpm, com um rotor de 219 mm e uma eficiência de 72,7%.

De acordo com os dados fornecidos e pela disposição dos reservatórios e acessórios, a bomba irá cavitatar.

AGRADECIMENTOS

Ao Curso de Graduação em Engenharia Química e ao Programa de Pós-graduação em Tecnologia Ambiental da Universidade de Ribeirão Preto – UNAERP.

REFERÊNCIAS

FOUST, A. S. et al. **Princípios das Operações Unitárias**. 2ª edição. Rio de Janeiro: LTC Editora, 1982. 679 p.

GEANKOPLIS, C. J. **Transport processes and unit operations**. 3ª edição. Englewood Cliffs: Prentice Hall PTR, 1993. 921 p.

GOMIDE, R. **Operações Unitárias**. São Paulo: Edição do autor. 1984.

KSB BOMBAS HIDRÁULICAS. **Manual de curvas características**. 2009. 75 p.

KSB BOMBAS HIDRÁULICAS. **Manual de treinamento – Seleção e aplicação de bombas centrífugas**. 5ª edição. 2003. 234 p.

MACINTYRE, A. J. **Bombas e instalações de bombeamento**. 2ª edição. Rio de Janeiro: LTC Editora, 1997. 782 p.

MORAES JÚNIOR, D. **Transporte de líquidos e gases – Transporte de líquidos: bombas**. Edição comemorativa. Editora da UFSCar, 1988. 148 p.

PERRY, R. H.; GREEN, D. **Perry's chemical engineering handbook**. 6ª edição New York: McGraw-Hill, 1984.

TUBOS ABC. Tabelas de Tubos de Aço. Disponível em:
https://www.tubosabc.com.br/?doing_wp_cron=1712962634.9971740245819091796875.