

Seleção de bombas centrífugas no dimensionamento de instalações de recalque

Engº Luiz Camargo

A finalidade da seleção de bombas é atender às condições de escoamento dos sistemas hidráulicos. Bombas são equipamentos que têm capacidade de fornecer energia ao fluido com vistas a conduzi-lo de um nível inferior, através de condutos, a um nível superior. O tipo mais comumente utilizado são aquelas conhecidas por bombas centrífugas. Recebem esse nome devido ao seu princípio de funcionamento.

Os elementos básicos de uma bomba centrífuga são: a carcaça, também chamada de voluta ou difusor, e o rotor, às vezes denominado impulsor ou impelidor. Além desses elementos são também de igual importância os bocais de sucção e descarga, bem como o motor que gera a força motriz. O rotor é o elemento rotatório que fica localizado no interior da voluta e tem por finalidade causar no fluido forças que ocasionam aceleração (Huertas, 2020-a). O rotor, portanto, fornece energia ao fluido. A vazão a ser produzida por uma bomba dependerá fundamentalmente de suas características geométricas, dos elementos da tubulação, e da rotação do motor, que é o elemento que fornece a energia mecânica. Nas bombas centrífugas os motores elétricos são muito utilizados, embora outros tipos de motores possam também ser utilizados, tais como a diesel, gasolina, etc.

A entrada do fluido na bomba é feita de forma axial enquanto que a descarga se dá radialmente conduzida no sentido da força centrífuga aplicada ao fluido, conforme mostra a Figura 1. Nos projetos de bombas a voluta exerce papel importante visto que seu progressivo alargamento ao redor do rotor, tal como um difusor, possibilita a expansão do fluido, o que ocasiona a transformação da energia cinética, adquirida no rotor, em energia potencial de pressão.

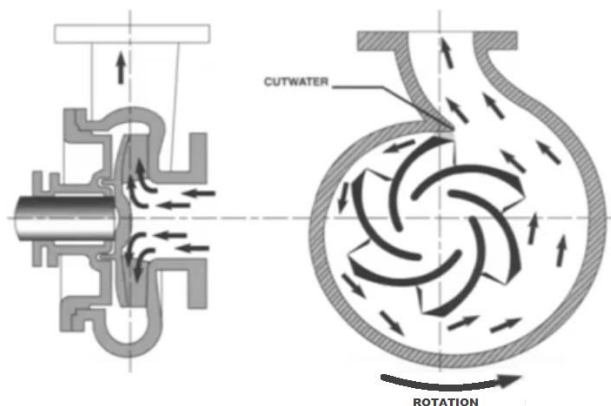


Fig. 1 - O fluido entra no rotor de forma axial e sai radialmente. Fonte: Huertas, 2020.

Segundo Huertas (2020-a), é inicialmente no rotor que ocorre a transformação de energia cinética em energia de pressão, já que pelas características das pás, formando canais que são estreitos no bordo de entrada e mais largos no bordo de saída, o espaço entre as pás acaba sendo um difusor do fluido, conforme Figura 2.

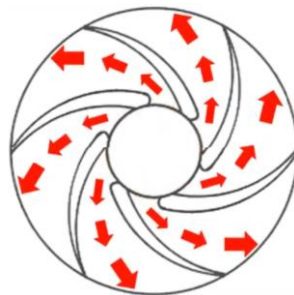


Fig. 2 - As pás do rotor atuam como difusores. Fonte: Huertas, 2020-a.

Ainda segundo este autor, "A voluta é a parte da bomba onde é feita a maior parte da transformação da energia cinética do fluido que sai do rotor, em energia de pressão. Como a voluta é de seção gradativamente crescente até o bocal de saída do fluido, realiza, portanto, uma contínua e progressiva

diminuição da velocidade do fluido, com simultâneo aumento da pressão, fazendo o papel de difusor", conforme mostra a Figura 3.

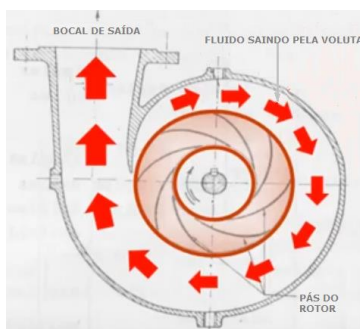


Fig. 3 – Fluido escoando pela voluta da bomba. Fonte: Huertas, 2020-a.

Em suma, o fluido bombeado entra na bomba através do bocal de sucção axial e é acelerado para fora, através do rotor em rotação, por força centrífuga. No corpo da bomba, a energia cinética do fluido bombeado é convertida em energia de pressão e o fluido bombeado é conduzido para o bocal de recalque, através do qual sai da bomba. A configuração de uma bomba centrífuga típica é mostrada na Figura 4.

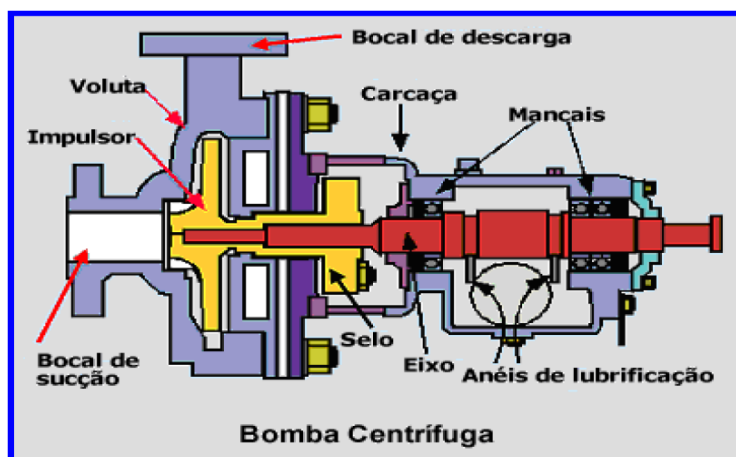


Fig. 4 - Configuração típica de uma bomba centrífuga. Fonte anônima, internet.

Os fabricantes de bombas centrífugas costumam classificar esses equipamentos por famílias, ou modelos, que são grupos de bombas que mantêm características geométricas comuns, variando apenas os diâmetros dos rotores, fato este que lhes proporcionará desempenhos distintos, e possibilitará a elaboração da "curva característica" de cada um desses grupos.

As curvas características de uma bomba são definidas como sendo a representação gráfica cartesiana do seu funcionamento, as quais são obtidas experimentalmente pelos fabricantes em bancos de ensaios em seus laboratórios. Nessas curvas, elementos como vazão, altura manométrica, potência absorvida, rendimento e NPSH são apresentados inter-relacionados. Como dito, para um mesmo equipamento, os fabricantes alteram os diâmetros dos rotores, obtendo-se assim as curvas características da bomba com uma família de diâmetros de rotores (KSB, 2003).

Via de regra os fabricantes projetam as bombas para trabalharem nas condições de vazão, altura manométrica, NPSH e velocidade de rotação para as quais foram previamente concebidas, condições estas para as quais haverá a absorção de determinada potência sob o melhor rendimento. É de se esperar redução da eficiência, ou mesmo inoperância da bomba, para condições de operação que ocorram fora desses parâmetros pré-concebidos. As curvas características da bomba permitem a pré-visualização dessas condições.

Segundo os catálogos dos fabricantes, para uma velocidade de rotação constante em uma bomba centrífuga, a altura manométrica total, a potência, o rendimento e o NPSH são funções da vazão. As curvas características de uma bomba visam justamente mostrar essas grandezas com seus valores.

Mas antes da curva característica propriamente dita, os fabricantes fornecem um diagrama que já permite fazer a pré-seleção da bomba, que é o chamado *mosaico de bombas*, um diagrama mais global, conforme visto na Figura 5. Aí é possível ter-se uma visão global de todo o universo de famílias de bombas que o fabricante produz, para as respectivas velocidades de rotação (no Brasil normalmente utiliza-se 1750 e 3500 rpm). No eixo das abscissas entra-se com a vazão e no eixo das ordenadas com a altura manométrica, traçando-se duas linhas. A interseção dessas linhas indica o modelo ou família de bombas da qual se examinará a curva característica, como no presente exemplo com $n=3500$ rpm, $Q=118\text{m}^3/\text{h}$ e $H=79,48\text{m}$.

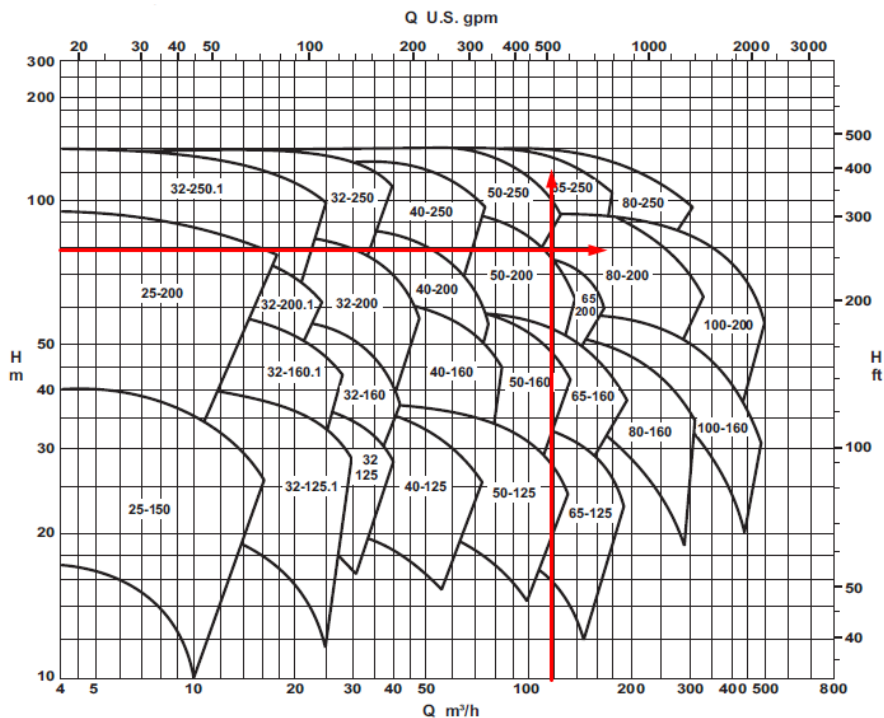


Fig. 5 - Mosaico de bombas. Fonte: catálogo KSB, 2013.

As curvas características das bombas são comumente apresentadas nos catálogos de fabricantes, para uma dada velocidade de rotação, como mostra o chamado *diagrama de colina* da Figura 6 a seguir.

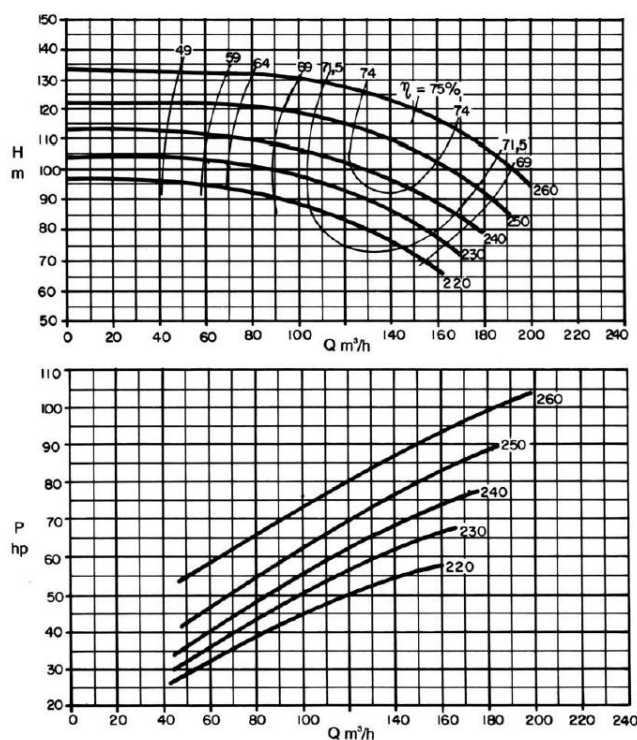


Fig. 6 – Curvas características de bomba centrífuga. Fonte: catálogo KSB, 2013.

Como se vê, nas curvas características os fabricantes procuram agrupar num único gráfico as curvas para diversos diâmetros de rotores, contemplando uma faixa desde o diâmetro máximo até o mínimo, para um mesmo modelo, e também marcam, sobre as curvas dos diâmetros dos rotores, os pontos com o mesmo rendimento que unidos formam as chamadas curvas de rendimento ou de eficiência, que têm, mal comparando, o formato de semi-elipses concêntricas.

A limitação do diâmetro máximo do rotor é devido ao espaço físico existente no interior da bomba, enquanto que o mínimo é limitado em função de características hidráulicas, uma vez que diâmetros menores que estes apresentariam deficiência no funcionamento das bombas, baixos valores de vazão, baixas alturas manométricas, baixos rendimentos, etc (KSB, 2003).

Curvas características podem também ser apresentadas para um diâmetro de rotor, porém contemplando diferentes velocidades de rotação, como se vê na Figura 7.

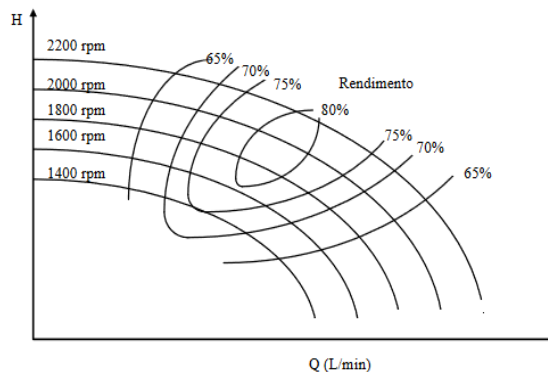


Fig. 7 – Curvas características para velocidades de rotação distintas. Fonte anônima internet.

Seleção de bombas

Selecionar uma unidade de bombeamento consiste em encontrar no catálogo do fabricante, um modelo de bomba com o adequado diâmetro de rotor, que seja capaz de recalcar a vazão projetada do fluido, em determinada tubulação, à altura de elevação do projeto, conforme mostrado na Figura 8, utilizando a melhor eficiência e menor custo possíveis.

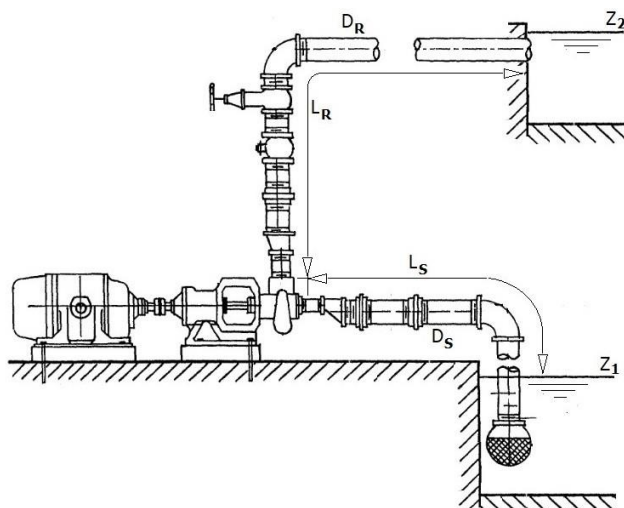


Fig. 8 - Instalação de recalque. Fonte: Mello e Yanagi, com adaptações.

Segundo pontua Denículi (1993), a seleção de uma bomba para uma determinada situação depende basicamente de duas grandezas: da vazão recalçada e da altura manométrica da instalação. Ressalta ainda que, quando em uso contínuo da bomba, é recomendável usar a fórmula de Bresse para cálculo dos diâmetros da tubulação, indicando a adoção do diâmetro comercial imediatamente inferior e o

imediatamente superior, para compor os diâmetros de recalque e sucção, respectivamente. Dacanal (2015) também entende que para a seleção de bombas é necessário conhecer a vazão.

Para selecionar uma bomba capaz de recalcar um fluido de viscosidade cinemática ν a uma vazão Q , entre dois reservatórios de níveis constantes Z_1 e Z_2 , através de um conduto com comprimento de sucção L_S constituído de material de rugosidade ε_S , comprimento de recalque L_R com material de rugosidade ε_R , e com o total de singularidades na sucção ΣK_S e no recalque ΣK_R , primeiro será necessário estabelecer a curva característica da instalação - CCI, com a equação geral da altura manométrica, já mostrada por Camargo (2021), em outro texto:

$$H = \frac{8Q^2}{g\pi^2} \left\{ \frac{L_S}{4D_S^5} \left[-\log_{10} \left(\frac{\varepsilon_S}{3,7D_S} + 4,618 \left(\frac{Q}{D_S\nu} \right)^{-0,9} \right) \right]^2 + \frac{\Sigma k_S}{D_S^4} + \frac{L_R}{4D_R^5} \left[-\log_{10} \left(\frac{\varepsilon_R}{3,7D_R} + 4,618 \left(\frac{Q}{D_R\nu} \right)^{-0,9} \right) \right]^2 + \frac{\Sigma k_R}{D_R^4} \right\} + (Z_2 - Z_1)$$

Esta equação calcula a altura manométrica para a vazão dada, levando em conta os valores dos demais elementos do sistema, citados no parágrafo anterior.

Com esta equação levada ao Excel, atribuindo-se sucessivos valores para Q encontra-se os correspondentes valores de H , formando, desta forma, o conjunto de pontos necessários para plotar o gráfico da CCI. Além disso o Excel gera também a equação da CCI e o respectivo R^2 .

A curva característica da bomba - CCB também pode ser plotada no Excel, retirando-se manualmente do catálogo do fabricante, para determinado diâmetro de rotor, o conjunto de pontos $H \times Q$ necessários à plotagem gráfica e para gerar a equação da correspondente curva e seu respectivo R^2 .

Porto (2006), indica que a solução normalmente é obtida por via gráfica sobrepondo-se a curva característica do sistema às curvas características da bomba. A interseção da curva do sistema com as curvas da bomba indicam os pontos de operação, ou pontos de funcionamento, para cada diâmetro de rotor. Ressalta ainda esse autor que o ponto de operação deve, na medida do possível, corresponder ao ponto de ótimo rendimento da bomba e, no que diz respeito à tubulação, ao seu custo mínimo.

O ponto de operação de uma bomba hidráulica é, assim por dizer, o ponto onde a bomba é capaz de fornecer ao fluido a carga manométrica justamente igual àquela que o fluido precisa para escoar na instalação a vazão do projeto. Conforme observa Deniculi (1993), o ponto de trabalho é o ponto onde, para a vazão de projeto da bomba, a altura manométrica da bomba é igual àquela exigida pelo sistema.

Quando o ponto de trabalho, isto é, o ponto de interseção da linha vertical da vazão com a linha horizontal da altura manométrica, ambas do projeto, recair num ponto exato sobre a CCB de um diâmetro de rotor, então este diâmetro de rotor será a escolha adequada.

Lencastre (1983), lembra que pode acontecer de não se encontrarem no mercado bombas da linha normal de fabricação, cujos valores nominais coincidam com aquele que se deseja.

Assim, seja qual for o motivo, se o ponto de trabalho recair num ponto entre dois diâmetros de rotor consecutivos, haverá caminhos distintos a seguir, já que a CCI interceptará duas CCBs e pode ser de interesse examinar as duas situações: a de menor e a de maior rotor.

Há quem, por via de regra, seleciona o rotor de maior diâmetro. Dacanal (2021) recomenda esse procedimento. Neste caso, no ponto de interseção da CCI com a CCB do rotor maior, tem-se, por conseguinte, maior vazão e maior altura manométrica do que aquelas do projeto. Essa hipótese será analisada em parágrafos adiante.

Segundo Leal (2017), se nas curvas características de uma bomba o ponto de funcionamento do projeto recair entre dois diâmetros de rotores, existem quatro procedimentos possíveis a serem adotados:

- 1) Aumentar a perda de carga artificialmente;
- 2) Trabalhar com a vazão e altura manométrica do rotor maior;
- 3) Usinar (ou desbastar, ou cortar) o rotor;
- 4) Utilizar um inversor de frequência.

Esses procedimentos são brevemente comentados a seguir:

1 - Aumento artificial da perda de carga.

Conforme mostra a Figura 9, situando-se o ponto P de funcionamento da bomba entre dois diâmetros de rotor, D_1 e D_2 , a introdução de um acréscimo de perda de carga na linha de recalque, como por exemplo o fechamento parcial da válvula de controle, fará com que a CCI se incline, e o ponto p1 de sua interseção com a curva do rotor de maior diâmetro se deslocará para a esquerda até o ponto p2, reduzindo assim a vazão de Q_1 até encontrar o valor de projeto Q_p . Não há dúvida de que esse procedimento controla a vazão. Contudo causa elevação da carga de H_1 para H_2 , sendo que a carga de projeto seria H_p . Como a potência consumida pela bomba é proporcional à vazão e à carga, o que se tem é uma redução gradativa da vazão bombeada com um aumento de consumo de energia (Rodrigues, 2007). Nos dizeres de Ignácio (2020-a), um procedimento como esse pode não ser adequado, pois pode fazer gastar mais potência e não ser uma solução muito conveniente para o projeto, equiparando esta opção a "andar com um carro com freio de mão parcialmente puxado".

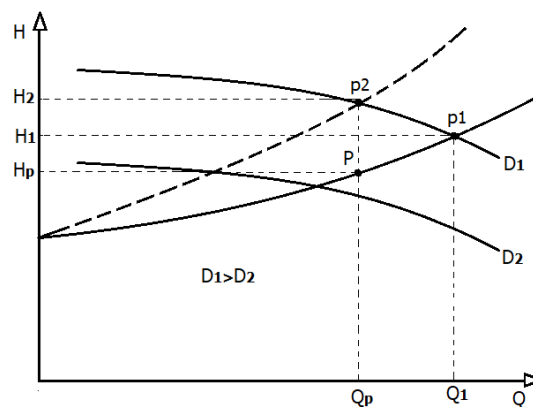


Fig. 9 - Deslocamento da curva da instalação devido ao aumento da perda de carga.

2 - Utilização do rotor de maior diâmetro.

Esse procedimento apontado por Leal (2017), pode ser melhor visualizado na Figura 10, qual seja, mantém-se a CCI, mas desconsidera-se a vazão Q_p e a altura manométrica H_p do projeto, localizadas no ponto P, e adota-se a vazão Q_1 e altura manométrica H_1 , ambas maiores que as originais, e que estão localizadas no ponto p1 que é a interseção da CCI com a CCB do rotor de maior diâmetro D_1 .

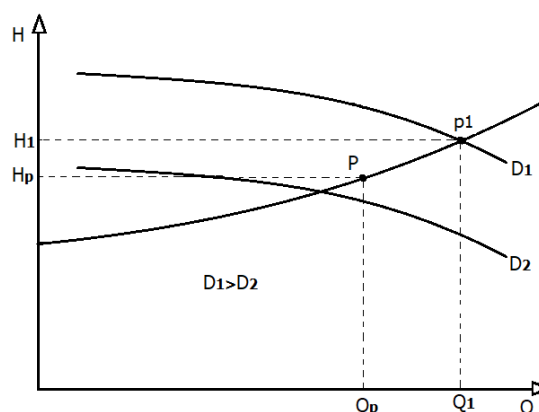


Fig. 10 - Funcionamento da bomba com rotor de maior diâmetro.

A esse respeito, cabe aqui o enfoque dado por Tullis (1989), de que o rotor maior fornecerá maior vazão e o rotor menor fornecerá menor vazão, mas como nenhum dos dois dá o valor exato da vazão de projeto, será necessária uma decisão. Se a menor vazão for adequada, o rotor menor seria a escolha econômica. Porém se o valor da vazão de projeto for o mínimo necessário, então o rotor maior pode ser escolhido. A Figura 11 ilustra essa situação, onde Q_p e H_p são a vazão e a altura manométrica de projeto.

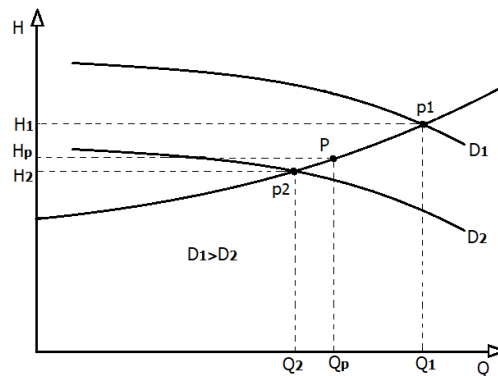


Fig. 11 - Nenhum dos rotores dá o valor exato da vazão de projeto Q_p

3 - Usinagem do rotor.

O procedimento de usinar o rotor implica em calcular o diâmetro exato do rotor, em função do ponto de funcionamento pré-estabelecido, ou seja, em função da vazão e da carga manométrica do projeto.

Usinar significa mudar a dimensão do rotor. Fazer isto, porém mantendo as demais dimensões da bomba, é uma circunstância que contraria as leis de semelhança geométrica aplicadas às máquinas. Como bem ressalta Denículi (1993), o corte no rotor afasta a hipótese de semelhança geométrica entre o rotor original e o usinado.

Quando o ponto de operação está fora de um diâmetro previsto na curva característica da bomba, para cálculo do diâmetro do rotor usinado a KSB (2003) recomenda o seguinte critério prático:

I - Da origem do plano cartesiano, traça-se uma reta até o ponto de operação desejado, de vazão Q e altura H . Caso o plano cartesiano não apresente a origem, ou seja, altura manométrica zero ($H=0$), basta prolongá-lo até encontrar sua origem, usando a mesma escala utilizada no plano.

II - A reta traçada deverá cruzar a CCB do diâmetro imediatamente maior D_1 . Na interseção da reta com a curva encontra-se uma nova vazão Q_1 e uma nova altura H_1 .

III - Através das fórmulas abaixo, encontra-se o valor do diâmetro D desejado.

$$D = D_1 \sqrt{\frac{Q}{Q_1}} \quad \text{ou} \quad D = D_1 \sqrt{\frac{H}{H_1}}$$

IV - Utiliza-se as duas fórmulas para o cálculo. Caso os diâmetros encontrados sejam diferentes, optar pelo maior valor. Lembra o fabricante KSB que a redução máxima permitida no rotor é de cerca de 20% do diâmetro original.

O tema referente à usinagem do rotor será tratado de forma bastante esclarecedora, no tópico adiante denominado **Estudo de caso**.

4 - Utilização de inversor de frequência.

Esse tópico apresenta um curto resumo sobre o uso do inversor na questão relativa ao ponto de operação fora do diâmetro de rotor previsto na curva característica da bomba. Sabe-se que o inversor de frequência atua reduzindo a frequência que por sua vez reduz a velocidade de giro.

Na definição de Fortes et al. (2012), o inversor de frequência converte a corrente alternada da fonte em corrente contínua (retificação) e em seguida a transforma em alternada novamente, porém com as características de frequência e magnitude desejadas. Seu objetivo é variar a velocidade da máquina mantendo o fluxo magnético constante e, por consequência, mantendo também o torque constante.

Segundo Leal (2017), o efeito da redução da rotação da bomba é como se a CCB situada imediatamente acima, se deslocasse para baixo até se situar exatamente em cima do ponto de trabalho.

Conforme mostrado anteriormente na Figura 7, as curvas características de uma bomba podem ser expressas contemplando diferentes velocidades de rotação. Então, para um mesmo diâmetro de rotor, com o inversor de frequência é possível ajustar a curva de rotação da bomba para as exatas condições de vazão e altura manométrica desejadas para o projeto.

Como bem observa Rodrigues (2007), "o inversor de frequência, através do controle da rotação do motor, promove a alteração da curva característica da bomba, porém mantendo constante a curva característica da instalação. Isso faz com que o consumo de energia seja proporcional à rotação do motor, ou seja, nem mais nem menos, apenas o necessário". Isto pode ser melhor visualizado na Figura 13.

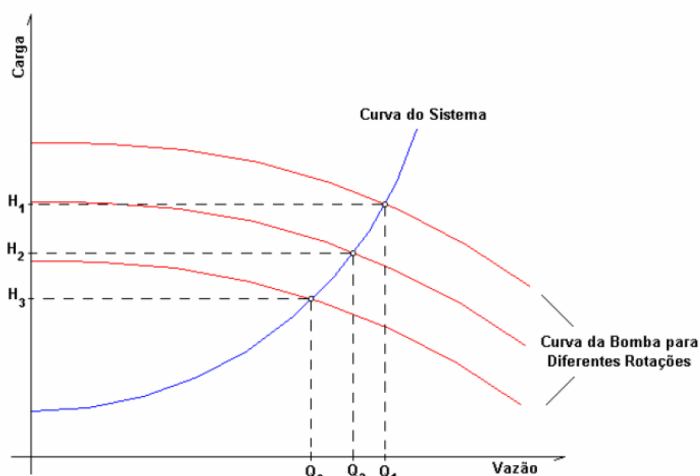


Fig. 13 - Curva do sistema operado com inversor de frequência. Fonte: Rodrigues (2007)

Para Fortes et al. (2012), o uso do inversor de frequência altera a velocidade de rotação do motor, fazendo com que a bomba se comporte como uma bomba com características diferentes, e consecutivamente, com uma nova curva. A Figura 14 mostra a comparação entre os métodos de controle de vazão por válvula de controle e inversor de frequência.

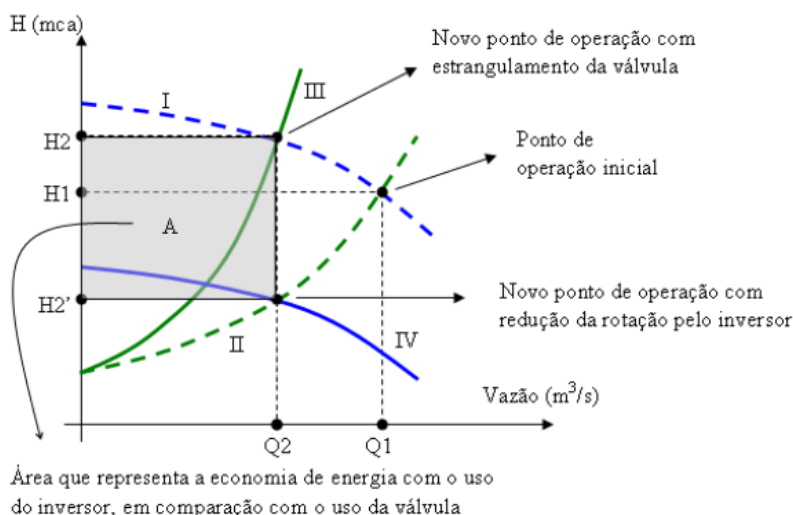


Figura 14 - Comparação de métodos de controle de vazão. Fonte: Fortes et al (2012).

Ainda segundo Fortes et al. (2012), "O ponto III mostra o novo ponto de operação atingido com o estrangulamento da válvula, alterando a curva do sistema. Já o ponto II é o ponto atingido com a redução da velocidade de rotação do motor usando inversor de frequência, que faz alterar a curva da bomba. Como a potência é proporcional à multiplicação de Q por H , a área "A" corresponde à diferença de potência utilizada entre um método e outro. Fica claro que é mais econômico alterar a curva da bomba, resultando em menor consumo de energia, como ensaios em laboratórios indicam".

Outras considerações sobre seleção de bombas

Afora os tópicos até aqui tratados sobre seleção de bombas, outras condições pertinentes ao assunto também são oportunas de serem comentadas:

I - Ação do tempo.

Quanto ao envelhecimento das instalações, Lencastre (1983) ressalta que o ponto de funcionamento deve localizar-se ligeiramente à direita do ponto correspondente ao ponto de rendimento máximo, para ter em conta uma eventual diminuição de vazão devido ao envelhecimento da instalação. Rodrigues (2007), faz a mesma observação lembrando que para o melhor aproveitamento do rendimento da bomba, o ponto referente à demanda máxima esteja situado à direita da curva de melhor rendimento, pois com isso na maior parte do tempo de operação o sistema de bombeamento se encontrará nas máximas possibilidades de eficiência do equipamento.

II - Faixa de operação.

A página 40 do catálogo *Meganorm - Manual de operação e montagem*, da KSB, traz uma importante informação sobre os limites máximo e mínimo de vazão das bombas dessa linha para distintas condições de operação, conhecido como "range de operação", transcrito na tabela a seguir:

6.2.3.1 Vazão	
Se não existir nenhuma outra indicação nas curvas características ou nas folhas de dados, é aplicável o seguinte conceito:	
▪	Operação de curta duração: $Q_{\min}^{9)} = 0,15 \times Q_{\text{opt}}^{10)}$
▪	Operação constante: $Q_{\min}^{9)} = 0,3 \times Q_{\text{opt}}^{10)}$
▪	Operação em 2 polos: $Q_{\max}^{11)} = 1,1 \times Q_{\text{opt}}^{10)}$
▪	Operação em 4 polos: $Q_{\max}^{11)} = 1,25 \times Q_{\text{opt}}^{10)}$
▪	Operação em 6 polos: $Q_{\max}^{11)} = 1,25 \times Q_{\text{opt}}^{10)}$
9)	Vazão mínima permitida
10)	Vazão no ponto de funcionamento com maior rendimento
11)	Vazão máxima permitida

Tabela 1 - Faixa de operação das bombas. Fonte: Manual de operação e montagem Meganorm KSB de 2013.

As consequências da não observação do range de operação são:

- Abaixo do range: ocorre recirculação hidráulica no rotor que causa aquecimento e baixo rendimento.
- Acima do range: aumenta a probabilidade de ocorrência de cavitação.

Portanto na seleção de bombas há necessidade de fazer a verificação da vazão, quanto ao range de operação, antes de adotá-la como solução para o projeto.

III - Recirculação hidráulica.

Segundo a KSB (2005), bombas de porte médio e grande, que possuam rotores largos e operam com vazões reduzidas, podem ficar sujeitas ao problema de recirculação hidráulica, conforme ilustra a Figura 15. Quando a bomba opera nestas condições, parte do fluido que entra no rotor, retorna para a sucção e gera transtornos.

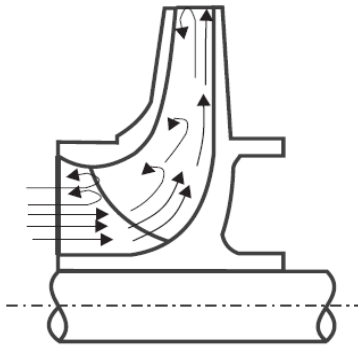


Fig. 15 - Rotor indicando recirculação hidráulica. Fonte: KSB, 2005.

As consequências da recirculação hidráulica são:

a) Diminuição do rendimento; b) A recirculação provoca vibrações, ruídos e danos ao rotor; c) Elevação da temperatura da bomba: o resfriamento em uma bomba operando com vazões reduzidas não é suficiente, podendo ocorrer superaquecimento, reduzindo a vida das gaxetas, selos mecânicos, danos aos mancais, eixos e dispositivos de equilíbrio axial; d) Outras.

Para impedir que ocorram estes inconvenientes, deve-se controlar a descarga mínima aceitável, recorrendo-se a um sistema de controle de vazão mínima, como por exemplo: sistema de recirculação contínua; válvula de vazão mínima.

IV - Velocidade econômica.

Em consistentes simulações feitas para a determinação do diâmetro mais econômico para adutoras de aço galvanizado e PVC, e também para determinação de custos de bombeamento, Perroni et al (2011) constataram que para tubos de aço galvanizado a velocidade econômica varia entre 0,67 e 1,63 m/s e para tubos de PVC varia entre 0,62 e 1,97 m/s, faixas estas que se situam abaixo daquelas indicadas na literatura (entre 0,8 e 2,5 m/s) e também daquelas utilizadas em muitos projetos técnicos. Na fórmula de Bresse equivale a $K = 0,80$ a $1,43 (s/m)^{0,5}$.

V - Fluidos viscosos.

De acordo com a KSB (2003), para bombeamento de fluidos com viscosidades diferentes da viscosidade da água, é necessário a correção das curvas para esta nova condição de trabalho. Ressalta ainda que para facilitar a escolha de uma bomba centrífuga, ficou convencionado que todas as curvas das bombas centrífugas devem ser elaboradas utilizando-se como fluido a água limpa, à temperatura de 20°C e viscosidade igual a 1 centiPoise. Entretanto, estas características sofrem modificações quando a bomba opera com fluidos muito viscosos. Assim sendo, uma redução da eficiência com o consequente aumento da potência absorvida, uma queda na vazão e altura manométrica, ocorrem de maneira geral. Para determinar estes fatores é necessário utilizar o gráfico dos fatores de correção. Este gráfico é facilmente encontrado na internet, em livros de hidráulica ou mesmo no manual da KSB.

VI - NPSH.

O NPSH (Net Positive Suction Head) é a grandeza mais importante e mais utilizada para caracterizar a cavitação. De forma sucinta pode ser definido como a quantidade de energia contida no líquido suficiente para que a pressão interna seja superior à pressão do vapor, ao alcançar o bocal de sucção da bomba,

para que não ocorra cavitação. NPSH requerido (NPSHr) é o NPSH mínimo exigido pelo fabricante do equipamento como garantia de operação sem cavitação.

Segundo Porto (2006), a altura estática máxima de sucção para que não ocorra cavitação pode ser obtida pela expressão:

$$Z_{\max} = \pm \left(NPSH_r - \frac{p_a - p_v}{\gamma} + \Delta H_s \right)$$

em que o sinal positivo corresponde à bomba afogada, e

$$\frac{p_a}{\gamma} = 13,6 \left(\frac{760 - 0,81h}{1000} \right)$$

sendo h a altitude local e p_v/γ , em função da temperatura, é dado pela tabela a seguir:

T (°C)	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
p_v/γ (m)	0,09	0,13	0,17	0,24	0,32	0,43	0,57	0,75	0,98	1,25
T (°C)	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100
p_v/γ (m)	1,61	2,03	2,56	3,20	3,96	4,86	5,93	7,18	8,62	10,33

Fonte: Porto, 2006.

onde,

p_v/γ = pressão de vapor da água (mca)

p_a/γ = pressão atmosférica (mca)

h = altitude local (m)

ΔH_s = somatório de todas as perdas até o bocal de entrada da bomba (m)

Z_{\max} = máxima altura estática de sucção (m)

Estudo de caso

Para a plena realização do seu processo produtivo, uma indústria de amido precisa de um suprimento de água com vazão de 118 m³/h. A captação será feita por instalação de bombeamento a partir de um manancial cujo levantamento topográfico aponta os seguintes dados:

- Desnível geométrico: 67 m.
- Recalque: comprimento 2600 m, 1 válvula retenção, 1 válvula gaveta, 3 curvas 45°.
- Sucção: comprimento de 9 m, 1 curva 90°, 1 válvula de pé com crivo.

Pede-se dimensionar a tubulação e selecionar o conjunto motobomba necessário.

Solução:

Inicialmente determina-se os diâmetros. Como se trata de um processo industrial, presume-se bombeamento em uso contínuo, motivo pelo qual será utilizada a fórmula de Bresse, com $K=1,15$.

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

Sendo $Q = 118 \text{ m}^3/\text{h} = 0,0328 \text{ m}^3/\text{s}$, tem-se:

$$D = 1,15 \sqrt{0,0328} = 0,208 \text{ m}$$

Para o desnível geométrico existente serão utilizados tubos de PVC do tipo DEFOFO 1 MPa, adotando-se, conforme Denícúli (1993), para o recalque o diâmetro comercial imediatamente inferior ao diâmetro calculado, e para a sucção o diâmetro imediatamente superior. Logo, para tubos DEFOFO tem-se:

$$D_S = 0,2520 \text{ m (10")}$$

$$D_R = 0,2042 \text{ m (8")}$$

$$L_S = 2600 \text{ m}$$

$$L_R = 9 \text{ m}$$

Cabe ressaltar que com a vazão de projeto e o diâmetro comercial adotado para o recalque, resultará numa velocidade de 1 m/s, que está perfeitamente compatível com a faixa de velocidades econômicas sugerida por Perroni et al (2011), mostrada anteriormente.

Quanto às singularidades, tem-se os seguintes coeficientes de perda de carga:

Sucção:

1 válvula de pé, crivo, 1 curva 90°, 1 redução gradual. Portanto,

$$\Sigma K_S = 1,75 + 0,75 + 0,40 + 0,15 = 3,05$$

Recalque:

1 ampliação gradual, 1 válvula retenção, 1 válvula gaveta aberta, 3 curvas 45°, saída de canalização.

Portanto,

$$\Sigma K_R = 0,3 + 2,5 + 0,2 + 3 \times 0,2 + 1 = 4,6$$

E mais:

$$Z_1 - Z_2 = 67 \text{ m (desnível geométrico)}$$

$$\varepsilon = 0,00006 \text{ m (rugosidade equivalente do PVC. Fonte: catálogos Tigre)}$$

$$\nu = 0,000001 \text{ m}^2/\text{s (viscosidade cinemática da água a 20 °C)}$$

$$g = 9,806 \text{ m/s}^2 \text{ (aceleração da gravidade local)}$$

Levando estes dados na equação da altura manométrica mostrada anteriormente, que por sua vez levada ao Excel (célula E2), plota-se a CCI e determina-se a correspondente equação, como mostra a Figura 16:

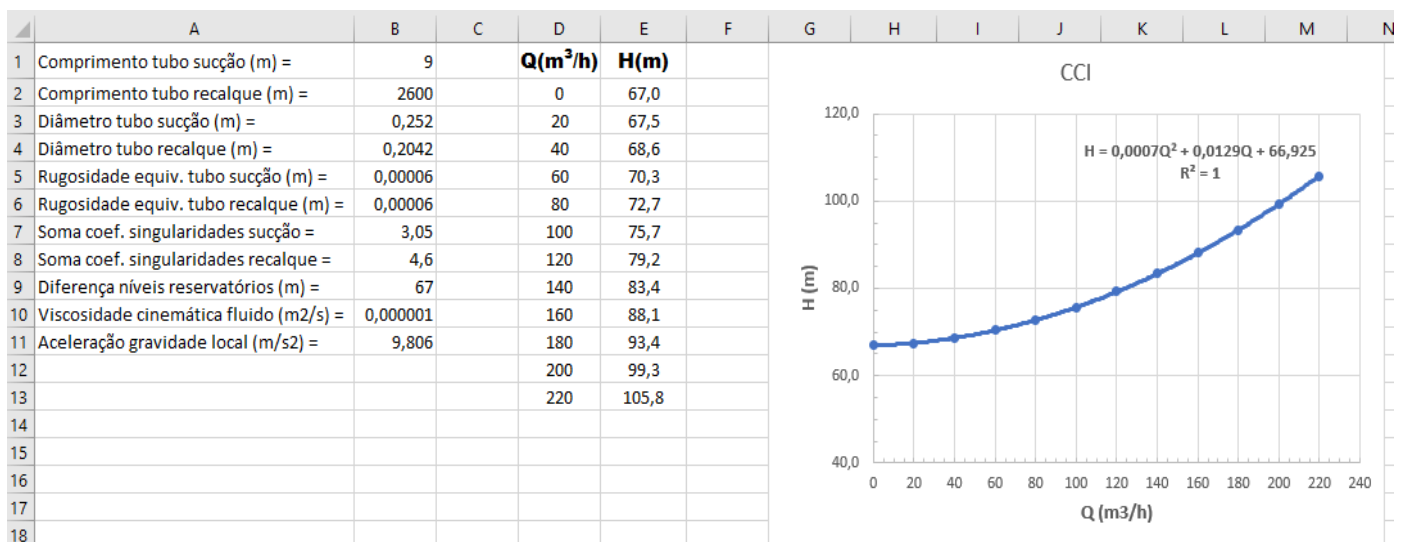


Fig. 16 - Plotagem da CCI e determinação da respectiva equação.

Levando a vazão de projeto, 118 m³/h, à equação da CCI, obtém-se a correspondente altura manométrica:

$$H = 0,0007 \times 118^2 + 0,0129 \times 118 + 66,925$$

$$H = 78,19 \text{ m}$$

A pré-seleção da bomba pode ser feita levando os valores da vazão e da altura manométrica no mosaico de bombas mostrado na Figura 5, que indica o modelo 80-200 da KSB, sob 3500 rpm, cujo diagrama de colina com as CCBs é representado na Figura 17 a seguir, no qual se sobrepôs a CCI.

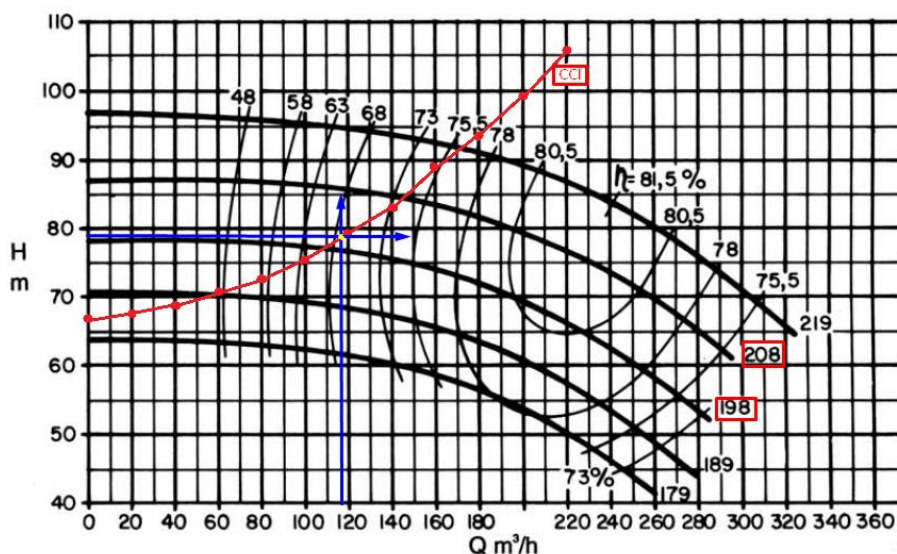


Fig. 17 - Diagrama de colina com a CCI sobreposta às CCBs. Fonte: catálogo KSB, 2013.

Vê-se claramente na Figura 17 que o ponto de trabalho do projeto não recai exatamente sobre a curva de um rotor de diâmetro comercial, e sim entre dois diâmetros, onde a CCI intercepta a CCB do rotor de diâmetro de 198 mm e a do rotor de diâmetro de 208 mm.

Entre os diversos caminhos a seguir, de modo a manter o ponto de trabalho do projeto, optou-se pela usinagem ou raspagem do rotor de 208 mm de modo a dar a esse rotor o diâmetro exato que irá produzir a vazão do projeto. Utiliza-se então o critério da KSB traçando da origem do plano cartesiano da CCB uma reta que passa pelo ponto de trabalho e cruza a curva do diâmetro imediatamente maior em cuja interseção encontra-se, no gráfico, nova vazão Q_1 e nova altura H_1 , conforme mostra a Figura 18.

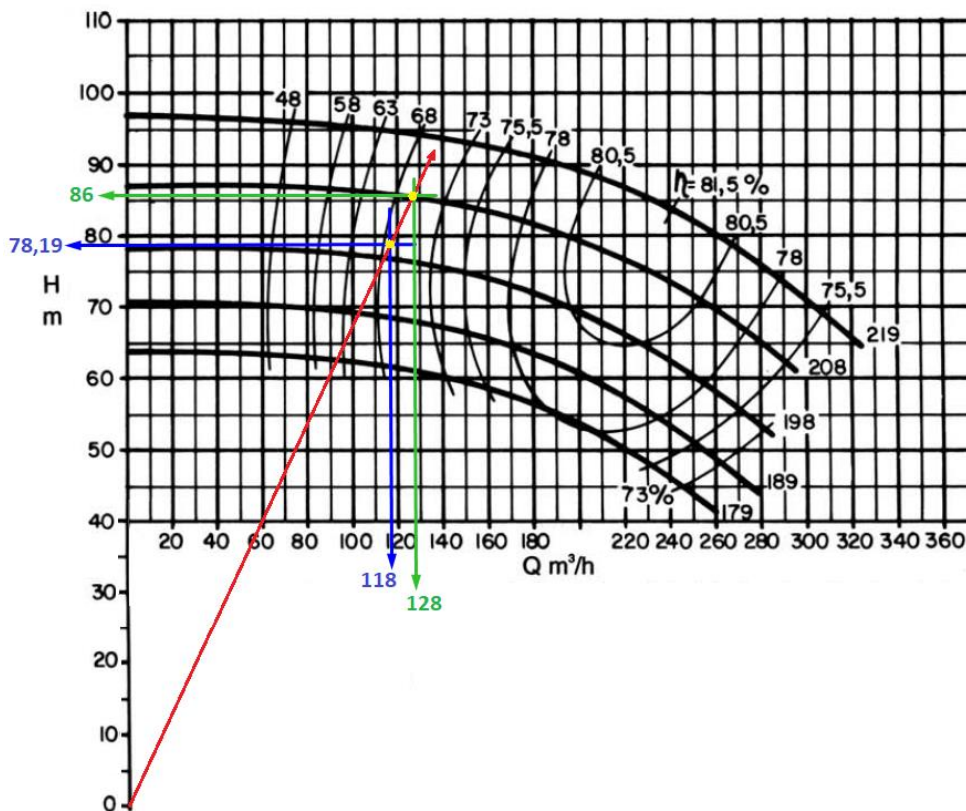


Fig. 18 - Aplicação do critério KSB. Fonte: KSB, 2003.

Aplicando as equações:

$$D = D_1 \sqrt{\frac{Q}{Q_1}} = 208 \sqrt{\frac{118}{128}} \approx 199,71 \text{ mm}$$

$$D = D_1 \sqrt{\frac{H}{H_1}} = 208 \sqrt{\frac{78,19}{86}} \approx 198,33 \text{ mm}$$

Segundo o critério da KSB, adota-se o diâmetro de $199,71 \approx 200$ mm. Com isso, a usinagem ou desbaste do rotor será de $(208-200) \div 2 = 4$ mm.

O passo seguinte é construir a curva característica para o rotor de 200 mm. Segundo Huertas (2020-b), monta-se a nova curva característica utilizando-se as leis de semelhança aplicada às bombas, porém tendo como incógnitas os novos valores de Q e H , qual seja:

$$Q = Q_1 \left(\frac{D}{D_1}\right)^3 \quad \text{e} \quad H = H_1 \left(\frac{D}{D_1}\right)^2$$

Nestas equações o índice 1 corresponde às variáveis de valores conhecidos, isto é, valores da CCB com rotor de 208 mm, e que são extraídos manualmente do gráfico (da forma mais precisa possível). De posse desse conjunto de pontos, e com as equações acima, determina-se o conjunto de pontos do rotor após a usinagem (200 mm). Com esses conjuntos de pontos levados ao Excel, plota-se os gráficos e obtém-se as equações das respectivas curvas. Os pontos referentes ao rendimento bem como os da potência (Figura 19 a seguir) podem também ser retirados manualmente do diagrama.

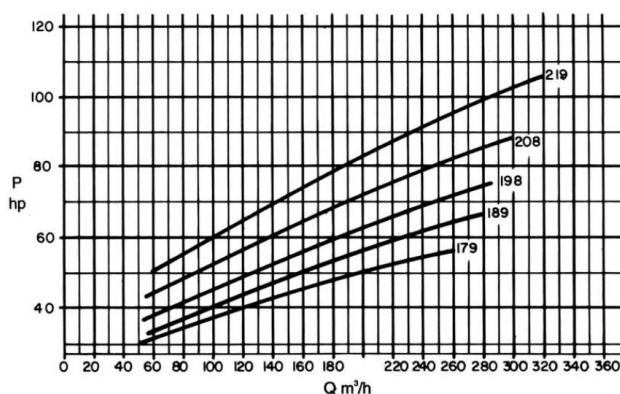


Fig. 19 - Gráfico de potência da bomba. Fonte: catálogo KSB, 2013.

Os conjuntos de pontos são os mostrados na Figura 20, lembrando que os da CCB com rotor usinado (diâmetro de 200 mm) foram obtidos com as duas equações das leis de semelhança mostradas anteriormente que são inseridas no Excel na forma $=A3*(200/208)^3$ e $=B3*(200/208)^2$, respectivamente, nas células D3 e E3.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N
1	CCB ROTOR 208 mm			CCB ROTOR 200 mm			RENDIMENTO			CCI			POTÊNCIA	
2	Q(m³/h)	H(m)		Q(m³/h)	H(m)		Q(m³/h)	η(%)		Q(m³/h)	H(m)		Q(m³/h)	Pot(hp)
3	0	87,00		0,00	80,44		64	48,00		0	67,0		60	39,5
4	20	87,00		17,78	80,44		85	58,00		20	67,5		80	42,0
5	40	87,00		35,56	80,44		100	63,00		40	68,6		100	46,0
6	60	86,70		53,34	80,16		115	68,00		60	70,3		120	51,5
7	80	86,50		71,12	79,97		136	73,00		80	72,7		140	54,5
8	100	86,00		88,90	79,51		150	75,70		100	75,7		160	57,5
9	120	85,40		106,68	78,96		170	78,00		120	79,2		180	61,5
10	140	84,90		124,46	78,49		194	80,50		140	83,4		200	64,0
11	160	84,00		142,24	77,66		235	80,50		160	88,1		220	67,5
12	180	81,80		160,02	75,63		260	78,00		180	93,4		240	71,0
13	200	79,00		177,80	73,04		275	75,50		200	99,3		260	73,5
14	220	76,80		195,58	71,01					220	105,8		280	77,0
15	240	74,00		213,36	68,42									
16	260	69,60		231,14	64,35									

Fig. 20 - Conjuntos de pontos referentes à CCB, CCI, Rendimento e Potência.

Esses pontos se plotados num mesmo gráfico possibilitam melhor compreensão, como mostra a Figura 21.

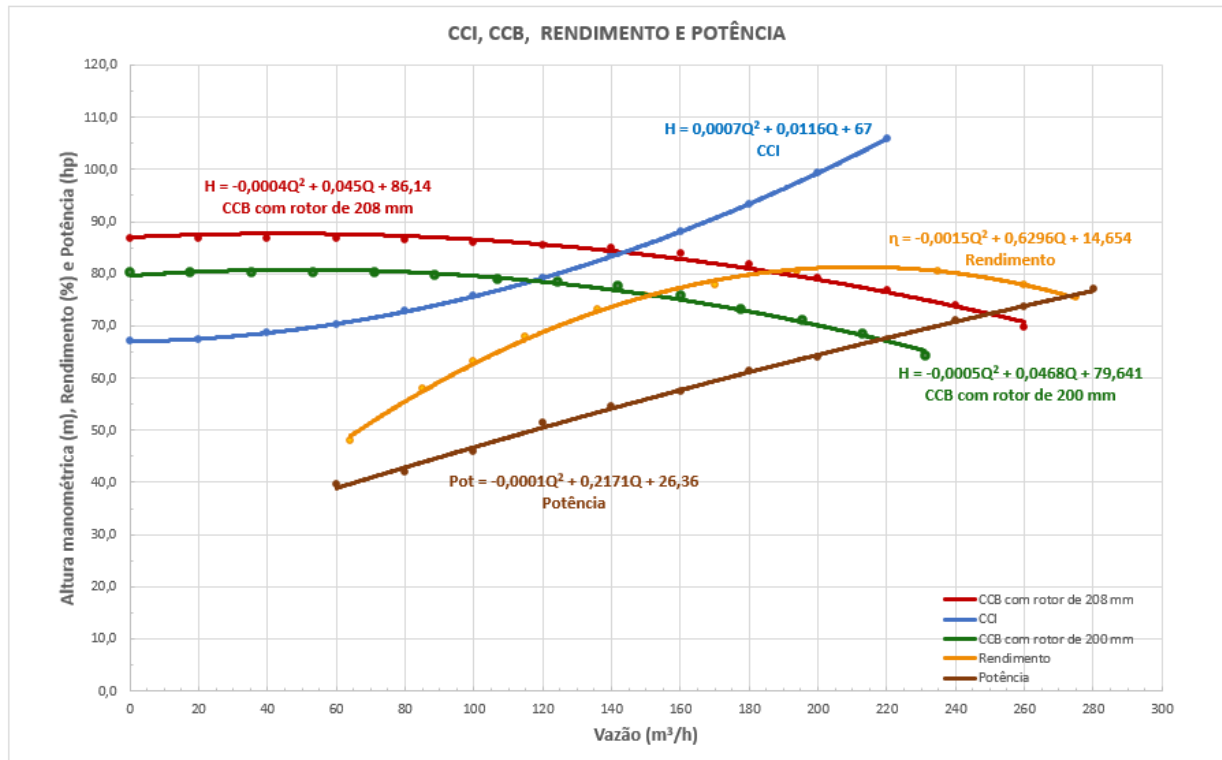


Fig. 21 - CCI, CCB, Rendimento e Potência.

O ponto de trabalho agora será obtido na interseção da CCI com a CCB de rotor usinado, isto é, de 200 mm. Como a interseção é um ponto comum às duas curvas, então a vazão de trabalho é obtida igualando as duas equações, mostradas na Fig. 21:

$$0,0007Q^2 + 0,0116Q + 67 = -0,0005Q^2 + 0,0468Q + 79,641$$

Resolvendo:

$$Q = 118,35 \approx 118 \text{ m}^3/\text{h}$$

Note-se que este valor coincide com a vazão de projeto, circunstância esta que valida a usinagem do rotor para 200 mm. Com este valor da vazão levado a qualquer uma das duas equações acima, obtém-se a altura manométrica:

$$H = 0,0007Q^2 + 0,0116Q + 67$$

$$H = 0,0007 \times 118^2 + 0,0116 \times 118 + 67$$

$$H = 78,16 \text{ m}$$

Este valor mostra estar correta a seleção dos tubos DEFOFO que têm pressão de trabalho de 1 Mpa \approx 100 mca. Portanto trabalharão com folga para suportar eventuais sobrecargas advindas de eventuais transientes hidráulicos (golpe de aríete).

Como já ressaltado anteriormente, ao selecionar uma bomba há necessidade de fazer a verificação da vazão, quanto à faixa de operação, antes de adotá-la como solução para o projeto. Para determinar o range de vazão da bomba, primeiro é preciso determinar a vazão ótima (Q_{opt}), isto é, a vazão sob rendimento máximo. Para isto será necessário derivar a função rendimento em relação à vazão, igualá-la à zero e em seguida resolver para Q .

Como o rendimento é dado por:

$$\eta = -0,0015Q^2 + 0,6296Q + 14,654$$

então

$$\frac{d\eta}{dQ} = -0,003Q + 0,6296 = 0$$

Resolvendo:

$$Q_{\text{opt}} = Q = 209,87 \text{ m}^3/\text{h}$$

Desta forma, conforme exposto na Tabela 1:

$$Q_{\text{mín}} = 0,3Q_{\text{opt}} = 0,3 \times 209,87 = 62,96 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q_{\text{máx}} = 1,1Q_{\text{opt}} = 1,1 \times 209,87 = 230,86 \text{ m}^3/\text{h}$$

Logo, como a vazão de projeto é de 118 m³/h e, portanto, dentro dos limites máximo e mínimo impostos ao equipamento, fica então validada a seleção da bomba modelo 80-200, 3500 rpm, com rotor usinado para 200 mm, pois atende plenamente aos requisitos operacionais.

Com a equação do rendimento pode-se determinar o rendimento da bomba operando com a vazão de projeto. Portanto, com

$$\eta = -0,0015Q^2 + 0,6296Q + 14,654$$

tem-se:

$$\eta = -0,0015 \times 118^2 + 0,6296 \times 118 + 14,654$$

$$\eta = 68,06\%$$

valor este que está compatível com o gráfico da Figura 21.

Já a potência absorvida pela bomba determina-se com a equação da potência. Assim, com

$$\text{Pot} = -0,0001Q^2 + 0,2171Q + 26,36$$

tem-se:

$$\text{Pot} = -0,0001 \times 118^2 + 0,2171 \times 118 + 26,36$$

$$\text{Pot} = 50,58 \approx 50 \text{ HP}$$

Por fim, igualmente importante, há que se verificar as condições de cavitação. Estando a bomba não afogada, com o manancial localizado numa altitude de 120 m, onde a temperatura média da água é de 25 °C, com perdas na sucção de 0,8 mca e NPSH requerido pela bomba de 4,8 m, utilizando a expressão sugerida por Porto (2006), determina-se a altura de sucção máxima para que não ocorra cavitação:

$$Z_{\text{max}} = -\left(NPSH_r - \frac{P_a - P_v}{\gamma} + \Delta H_s \right) = -(4,8 - 9,01 + 0,32 + 0,8)$$

$$Z_{\text{max}} = 3,09 \text{ m}$$

Referências bibliográficas:

- Baptista, M.; Lara, M.; "Fundamentos de Engenharia Hidráulica", UFMG, Belo Horizonte, 2016.
 - Camargo, L.; "Traçado da CCI em instalações de recalque com uso do Excel", nov/2021, disponível em http://hidrotec.atspace.co.uk/Tracado_da_CCI_em_instalacoes_de_recalque_com_o_Excel.pdf, acesso 26/11/2021.
 - Dacanal, G.C.; "Seleção de Bombas Hidráulicas", FZEA/USP, 2015-a, vídeo disponível em <https://eaulas.usp.br/portal/video?idItem=18727>, acesso em 10/11/2021.
 - Dacanal, G.C.; "Projeto e Seleção de Bombas Hidráulicas", FZEA/USP, 2015-b, vídeo disponível em <https://eaulas.usp.br/portal/video?idItem=19284>, acesso em 10/11/2021.
 - Denículi, W.; "Bombas Hidráulicas", Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, 1993.
 - Fortes, M.Z. et al; "O uso de inversores de frequência para ajustes do ponto ótimo de operação em sistemas de bombeamento", 33º Seminário de Balanços Energéticos Globais e Utilidades, Belo Horizonte, agosto, 2012.
 - Huertas, J.; "Bombas Centrífugas Puras", 2020-a, vídeo disponível em <https://www.youtube.com/watch?v=pe1q-0hIAQI>, acesso em 10/11/2021.
 - Huertas, J.; "Ponto de operação numa instalação hidráulica", 2020-b, vídeo disponível em <https://www.youtube.com/watch?v=Sk6D8qhrXtk>, acesso em 10/11/2021.
 - Ignácio, R.F.; "Determinação do diâmetro do rotor", 2018-a, vídeo disponível em <https://www.youtube.com/watch?v=wBjxOXpZ1hQ>, acesso em 08/11/2021.
 - Ignácio, R.F.; "Problema resolvido de determinação do diâmetro do rotor", 2018-b, vídeo disponível em <https://www.youtube.com/watch?v=cVs5RnUID0c>, acesso em 08/11/2021.
 - Ignácio, R.F.; "Problema de escolha da bomba e etapas do projeto", 2020-a, vídeo disponível em https://www.youtube.com/watch?v=q_Mbrd-unkw&t=707s, acesso em 08/11/2021.
 - Ignácio, R.F.; "Reflexões sobre a escolha da bomba e do diâmetro do rotor", 2020-b, vídeo disponível em <https://www.youtube.com/watch?v=J-859YW18o8>, acesso em 08/11/2021.
 - KSB - Catálogo de bombas Meganorm, Megabloc e Megachem, 2013.
 - KSB; "Manual de Treinamento - Seleção e aplicação de bombas centrífugas", 5ª edição, São Paulo, 2003.
 - Leal, F.K.; "Escolha de bombas - Parte 1", 2017-a, vídeo disponível em <https://www.youtube.com/watch?v=2Btln5GlnQM>, acesso em 13/11/2021.
 - Leal, F.K.; "Escolha de bombas - Parte 2", 2017-b, vídeo disponível em <https://www.youtube.com/watch?v=n8QCnP-MMDA>, acesso em 13/11/2021.
 - Lencastre, A.; "Hidráulica Geral", Hidroprojecto, Lisboa, 1983.
 - Mello, C.R.; Yanagi, T.; "Escolha de bombas centrífugas", Universidade Federal de Lavras, Lavras, 199[?].
 - Perroni et al; "Velocidade Econômica de Escoamento e Custos de Energia de Bombeamento", Engenharia Agrícola, v.31, n.3, p.487-496, Jaboticabal, 2011.
 - Porto, R.M.; "Hidráulica Básica", EESC-USP, São Carlos, 2006.
 - Rodrigues, W.; "Critérios para o uso eficiente de inversores de frequência em sistemas de bombeamento de água", Tese de Doutorado Unicamp, Campinas, 2007.
 - Tullis, J.P.; "Hydraulics of Pipelines. Pumps, Valves, Cavitation, Transients", Wiley, New York, 1989.
- LC - Vitória, 11/12/2021.