

CONTEÚDO

1. CAVITAÇÃO.....	3
1.1 Pressão de Vapor.....	3
1.2 Conceito de Cavitação.....	4
1.3 Região Principal de Cavitação.....	5
1.4 NPSH – Net Positive Suction Head,.....	5
1.5 Análise da Faixa de Operação de uma Bomba em um Ssistema.....	9
2. BOMBAS CENTRIFUGAS.....	10
2.1 Conceito de Bomba.....	10
2.2 – Conceito de Bomba Centrífuga.....	10
2.3 – Principio e Funcionamento.....	10
2.4 Principais Componentes.....	11
2.5 - Vantagens Das Bombas Centrífugas.....	12
2.6 - Classificação das Bombas Centrífugas.....	13
2.7 Seleção de Bombas Centrífugas.....	14
2.8 Curvas Características de Bombas Centrífugas.....	15
3 - CURVA CARACTERÍSTICA DA INSTALAÇÃO (CCI).....	26
3.1 Obtenção da CCI	28
3.2 Ponto de Trabalho de uma Bomba Centrífuga numa Instalação (PT).....	28
4 - ASSOCIAÇÃO DE BOMBAS CENTRÍFUGAS.....	29
4.1- Associação de Bombas em Paralelo.....	30
4.2 - Associação de Bombas em Série com Características Diferentes.....	33
4.3 – Definição do Número Adequado de Bombas na Associação em Paralelo.....	34

1. CAVITAÇÃO

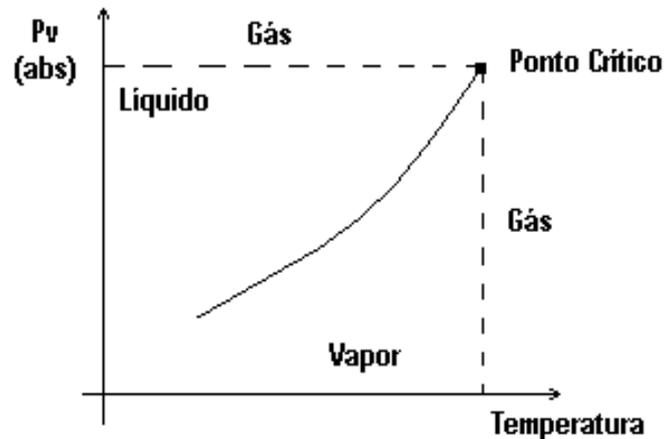
Cavitação é um fenômeno de ocorrência limitada a líquidos, com conseqüências danosas para o escoamento e para as regiões sólidas onde a mesma ocorre.

O estudo da cavitação pode ser dividido em duas partes: o fenomenológico, que corresponde à identificação e combate à cavitação e seus efeitos; e o teórico, onde interessa o equacionamento do fenômeno, visando a sua quantificação no que se refere às condições de equilíbrio, desenvolvimento e colapso das bolhas.

Para o perfeito entendimento da cavitação, torna-se necessário abordar o conceito de pressão de vapor.

1.1 Pressão de Vapor

Pressão de vapor de um líquido a uma determinada temperatura é aquela na qual o fluido coexiste em suas fases líquido e vapor.



Nessa mesma temperatura, quando tivermos uma pressão maior que a pressão de vapor, haverá somente a fase líquida e quando tivermos uma pressão menor, haverá somente a fase vapor.

Observa-se, que a pressão de vapor de um líquido cresce com o aumento da temperatura.

Analisando a curva de pressão de vapor, verificamos que podemos passar de uma fase para outra, de varias maneiras, por exemplo:

- mantendo a pressão constante e variando a temperatura.
- mantendo a temperatura constante e variando a pressão.
- variando pressão e temperatura.

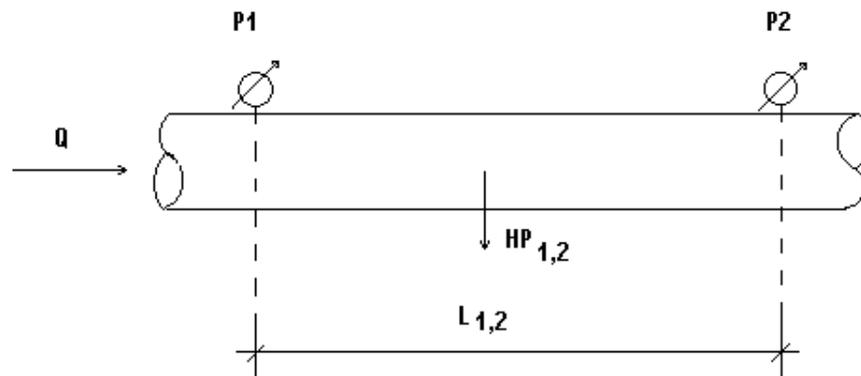
Assim, mantendo-se a pressão de um líquido constante, (por ex. pressão atmosférica) e aumentando-se a temperatura, chegaremos até um ponto em que a temperatura corresponde à pressão de vapor e passamos a ter a ebulição.

1.2 Conceito de Cavitação

Pelo conceito de pressão de vapor, vimos que mantendo-se um fluido a uma temperatura constante e diminuindo-se a pressão, o mesmo ao alcançar a pressão de vapor, começará a vaporizar.

Este fenômeno ocorre nas bombas centrífugas, pois o fluido perde pressão ao longo do escoamento na tubulação de sucção.

O esquema abaixo representa duas seções (1) e (2), quaisquer, no sistema de escoamento na sucção de uma bomba.



$$H_1 - HP_{1,2} = H_2$$

$$\left(\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 \right) - HP_{1,2} = \left(\frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 \right)$$

mas: $V_1 = V_2$ e $Z_1 = Z_2$

Então: $\frac{P_1}{\gamma} = HP_{1,2} = \frac{P_2}{\gamma}$

E portanto: $\frac{P_2}{\gamma} = \frac{P_1}{\gamma} - HP_{1,2}$

Se a pressão absoluta do líquido, em qualquer ponto do sistema de bombeamento, for reduzida (ou igualada) abaixo da pressão de vapor, na temperatura de bombeamento; parte deste líquido se vaporizará, formando “cavidades” no interior da massa líquida. Estará aí iniciado o processo de cavitação.

As bolhas de vapor assim formadas são conduzidas pelo fluxo do líquido até atingirem pressões mais elevadas que a pressão de vapor (normalmente na região do rotor), onde então ocorre a implosão (colapso) destas bolhas, com a condensação do vapor e o retorno à fase líquida. Tal fenômeno é conhecido como CAVITAÇÃO.

Normalmente a cavitação é acompanhada por ruídos, vibrações e com possível erosão das superfícies sólidas (pitting).

Deve-se salientar, que a erosão por cavitação não ocorre no local onde as bolhas se formam, mas sim onde as mesmas implodem.

Os efeitos da cavitação dependem do tempo de sua duração, da sua intensidade, das propriedades do líquido e da resistência do material à erosão por cavitação.

A cavitação, naturalmente, apresenta um barulho característico, acompanhado de redução na altura manométrica e no rendimento. Se de grande intensidade, aparecerá vibração, que comprometerá o comportamento mecânico da bomba.

Em resumo, são os seguintes, os inconvenientes da cavitação:

- a) Barulho e vibração.
- b) Alteração das curvas características.
- c) Erosão - remoção de partículas metálicas - pitting.

1.3 Região Principal de Cavitação

Pelo que foi exposto, concluímos que a região que está susceptível à cavitação é a sucção da bomba, pois é onde o sistema de bombeamento apresenta a menor pressão absoluta.

Portanto o ponto crítico para a cavitação é a entrada do rotor. Nesta região a quantidade de energia é mínima, pois o líquido ainda não recebeu nenhuma energia por parte do rotor.

Assim, a cavitação, normalmente, inicia-se nesse ponto, em seguida, as cavidades são conduzidas pela corrente líquida provocada pelo movimento do rotor, alcançando regiões de pressão superior à de vapor do fluido, onde se processa a implosão das cavidades (bolhas).

1.4 NPSH – Net Positive Suction Head

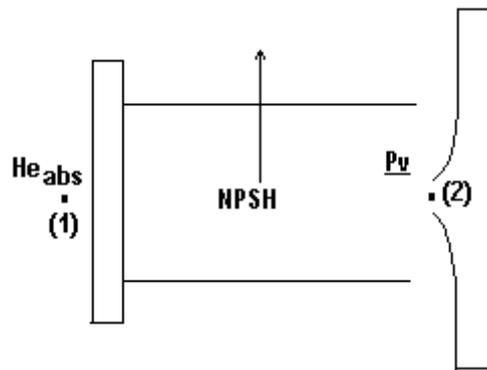
O NPSH é um conceito oriundo da escola americana, que predominou entre os fabricantes instalados no país e na norma da ABNT que trata de ensaios de cavitação em bombas.

A condição $P_{e_{abs}} > P_v$ é necessária mas não suficiente, pois pôr detalhes construtivos poderá ocorrer cavitação no interior da própria máquina.

Em termos práticos, o procedimento usual para analisarmos a operação de determinada bomba num sistema, é através do conceito de $NPSH_{REQ.}$ e $NPSH_{DISP.}$

O NPSH representa a “Energia Absoluta” no flange de sucção, acima da pressão de vapor do fluido naquela temperatura.

$$NPSH = H_{e_{abs}} - \frac{P_{VAPOR}}{\gamma}$$



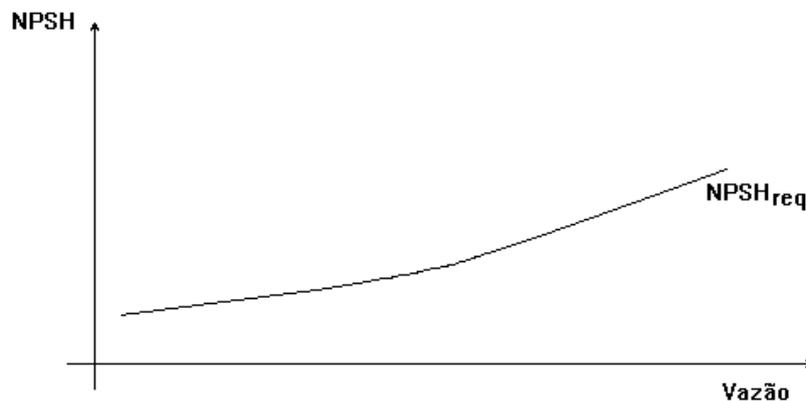
$$He_{abs} - NPSH = \frac{P_v}{\gamma}$$

$$NPSH = He_{abs} - \frac{P_v}{\gamma}$$

1.4.1 NPSH Requerido (NPSH_{REQ})

Cada bomba, em função de seu tamanho, características construtivas, etc..., necessita de uma determinada energia absoluta (acima da pressão de vapor) em seu flange de sucção, de tal modo que a perda de carga que ocorrerá até à entrada do rotor não seja suficiente para acarretar cavitação, quando operada naquelas condições de vazão. A esta energia denominamos NPSH REQUERIDO.

Os fabricantes de bombas fornecem o NPSH requerido, através de uma curva NPSHreq x VAZÃO, para cada bomba de sua linha de fabricação, conforme padrão abaixo:



Esta curva é uma característica própria da bomba, sendo obtida experimentalmente, através de testes de cavitação em bancadas do fabricante, com água fria a 20° C.

Assim, em resumo, o NPSH requerido, representa a energia absoluta do líquido, acima de sua pressão de vapor, necessária no flange de sucção da bomba, de tal forma que garante a não ocorrência de cavitação na mesma.

Para definição do NPSH_{REQ} de uma bomba, é utilizado como critério, a ocorrência de uma queda de 3% na altura manométrica para uma determinada vazão. Este critério é adotado pelo Hydraulic Institute Standards e American Petroleum Institute (API-610).

1.4.2 NPSH Disponível ($NPSH_{DISP}$)

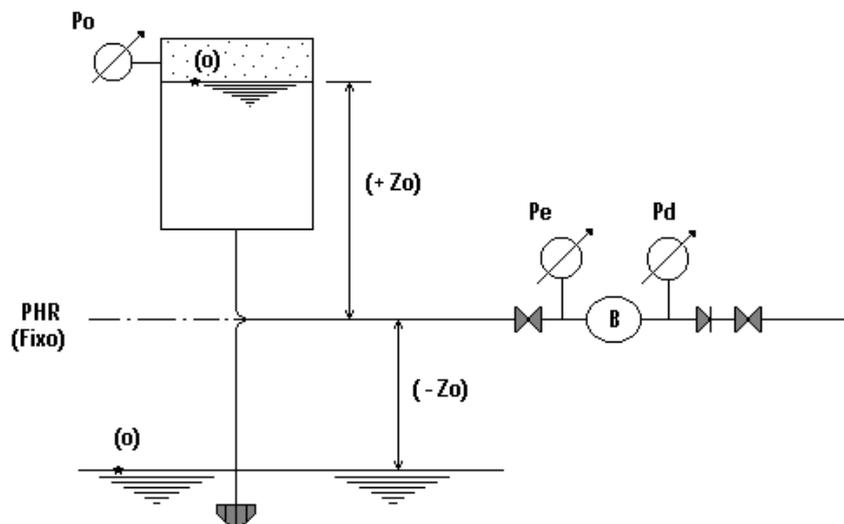
O NPSH disponível é uma característica do sistema e representa, ou define, a quantidade de energia absoluta disponível no flange de sucção da bomba, acima da pressão de vapor do fluido naquela temperatura.

O NPSH disponível pode ser calculado de duas formas:

- fase de projeto
- fase de operação

1.4.2.1 $NPSH_{DISP}$ - Fase de Projeto

O esquema abaixo representa duas situações de instalações hidráulicas, a primeira com a bomba succionando de um reservatório cujo nível está acima da linha de centro da bomba (bomba afogada) e a segunda com a bomba succionando de um reservatório com cota inferior à linha de centro da bomba.



Pela definição:

$$NPSH_{DISP} = He_{ABS} - \frac{P_V}{\gamma}$$

Temos que:

$$Ho_{ABS} - HP_{SUC} = He_{ABS}$$

$$\left(\frac{P_O + P_{ATM}}{\gamma} \right) + \frac{V_0^2}{2g} \pm Z_{SUC} - HP_{SUC} = He_{ABS}$$

Então:

$$NPSH_{DISP} = \left(\frac{P_O + P_{ATM}}{\gamma} \right) + \frac{V_0^2}{2g} \pm Z_{SUC} - HP_{SUC} - \frac{P_V}{\gamma}$$

$$\text{E tem-se: } \text{NPSH}_{\text{DISP}} = \left(\frac{P_o + P_{\text{ATM}} - P_v}{\gamma} \right) \pm Z_{\text{SUC}} - \text{HP}_{\text{SUC}} \quad (V_o = 0)$$

ONDE:

P_o - pressão manométrica no reservatório de sucção.

P_{ATM} - pressão atmosférica local.

P_v - pressão de vapor do fluido à temperatura de bombeamento.

HP_{SUC} - perda de carga total na sucção.

Z_{SUC} - cota da superfície do nível do reservatório de sucção.

Analisando-se esta expressão do $\text{NPSH}_{\text{DISP}}$, verificamos que para obtermos valores elevados, devemos tomar as seguintes providencias:

- diminuir a altura geométrica de sucção negativa ($-Z_{\text{SUC}}$), ou aumentar a altura geométrica de sucção positiva ($+Z_{\text{SUC}}$),
- diminuir a perda de carga na sucção. Para tal recomenda-se:
 - utilizar tubulações curtas.
 - baixar a velocidade do fluido na sucção, aumentando-se o seu diâmetro.
 - reduzido número de acessórios (curvas, válvulas, etc...).
- diminuir a temperatura do fluido bombeado, para diminuir a pressão de vapor do mesmo.

1.4.2.2 $\text{NPSH}_{\text{DISP}}$ – Fase de Operação

Como vimos:

$$\text{NPSH}_{\text{DISP}} = \text{He}_{\text{ABS}} - \frac{P_v}{\gamma}$$

$$\text{NPSH}_{\text{DISP}} = \left[\left(\frac{P_e + P_{\text{ATM}}}{\gamma} \right) + \frac{V_e^2}{2g} + Z_e \right] - \frac{P_v}{\gamma}$$

E portanto:

$$\text{NPSH}_{\text{DISP}} = \left[\left(\frac{P_e + P_{\text{ATM}} - P_v}{\gamma} \right) + \frac{V_e^2}{2g} + Z_e \right]$$

ONDE:

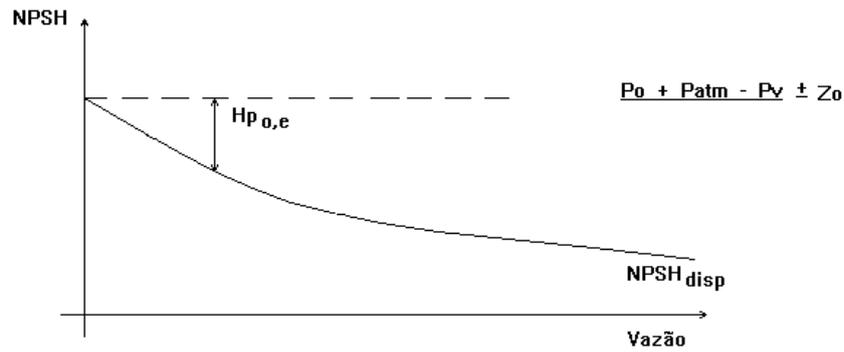
P_e - pressão na entrada da bomba, isto é, no flange de sucção (manométrica).

P_{ATM} - pressão atmosférica local.

P_v - pressão de vapor do líquido à temperatura de bombeamento.

V_e - velocidade do fluxo na sucção da bomba (local da tomada de pressão).

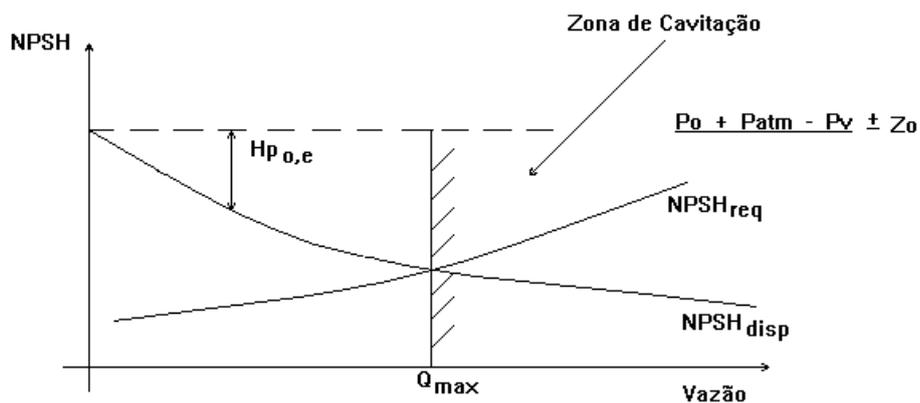
Z_e - distancia entre a linha de centro da bomba e do manômetro.



1.5 Análise da Faixa de Operação de uma Bomba em um Sistema

Esta análise pode ser feita colocando-se num mesmo gráfico as curvas do $NPSH_{REQ}$ e a do $NPSH_{DISP}$.

À direita do ponto de encontro das duas curvas observa-se a zona de cavitação.



Para não ocorrer cavitação, devemos ter:	$NPSH_{DISP} \geq NPSH_{REQ}$
Na prática utilizamos:	$NPSH_{DISP} \geq 1,20 NPSH_{REQ}$
No mínimo:	$NPSH_{DISP} \geq (NPSH_{REQ} + 1,0) \text{ m}$



1.6 Pressão Atmosférica em Função da Altitude

Altitude(m)	Patm (mca)
0	10,33
300	9,96
600	9,59
900	9,22
1200	8,88
1500	8,54
1800	8,20
2100	7,89
2400	7,58
2700	7,31
3000	7,03

A pressão atmosférica pode ser obtida através da expressão dada a seguir, que apresenta precisão para a maioria das aplicações:

$$P_{ATM} = 760 - 0,081h \text{ (mm de Hg)}$$

onde:

P_{ATM} = Pressão atmosférica local em [mmHg];

h = a altitude do local em metros.

1.7 Pressão de Vapor e Peso Específico da Água

Temperatura °C	Pressão de Vapor (PV) [kgf/cm ²]	Peso Específico [γ] (kgf/m ³)
0	0,0061	999,8
5	0,0087	1000,0
10	0,0123	999,7
15	0,0174	999,2
20	0,0234	998,3
25	0,0322	997,0
30	0,0429	996,0
35	0,0572	994,0
40	0,0750	992,3
45	0,0974	990,0
50	0,1255	988,0
55	0,1602	986,0
60	0,1992	983,2
65	0,2547	981,0
70	0,3175	978,0
75	0,3929	975,0
80	0,4828	971,6
85	0,5894	969,0
90	0,7149	965,0
95	0,8620	962,0
100	1,0333	958,1
105	1,2320	955,0
110	1,4609	951,0
115	1,7260	947,0
120	2,0270	942,9
140	3,614	925,8
160	6,181	907,3
180	10,027	886,9
200	15,55	864,7
220	23,198	840,3
240	33,478	813,6
260	46,943	783,9
280	64,202	750,5
300	85,927	712,2

2. BOMBAS CENTRIFUGAS

2.1 Conceito de Bomba

Bomba é um equipamento que transfere energia de uma determinada fonte para um líquido, em consequência do que, este líquido pode deslocar-se de um ponto para outro, inclusive vencer desnível.

As bombas de uma maneira geral devem apresentar as seguintes características principais:

- a) Resistência: estruturalmente adequadas para resistir aos esforços provenientes da operação (pressão, erosão, mecânicos).
- b) Facilidade de operação: adaptáveis às mais usuais fontes de energia e que apresentem manutenção simplificada.
- c) Alto rendimento: transforme a energia com o mínimo de perdas.
- d) Economia: custos de aquisição e operação compatíveis com as condições de mercado.

2.2 – Conceito de Bomba Centrífuga

É aquela que desenvolve a transformação de energia através do emprego de forças centrífugas. As bombas centrífugas possuem pás cilíndricas, com geratrizes paralelas ao eixo de rotação, sendo essas pás fixadas a um disco e a uma coroa circular, compondo o rotor da bomba.

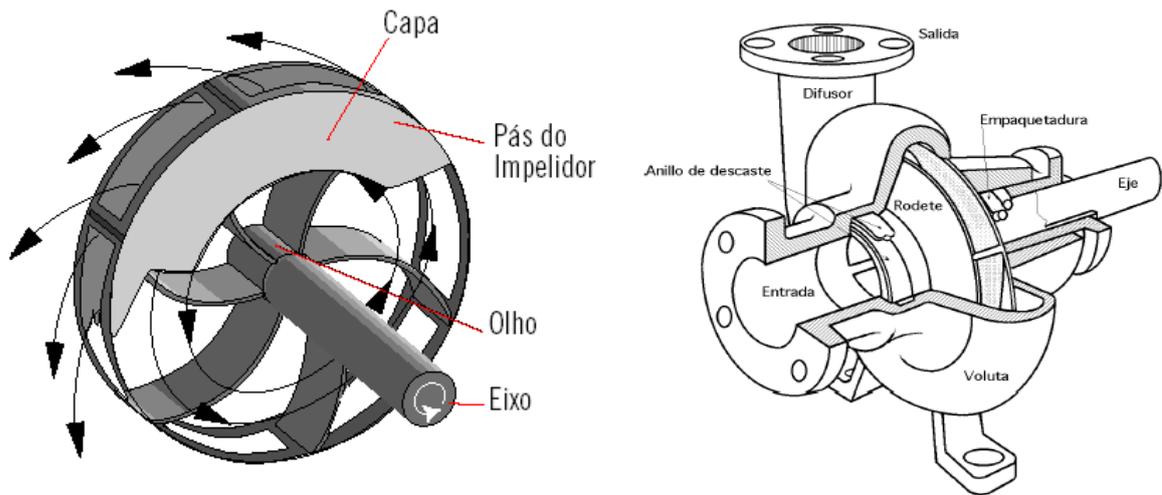
2.3 – Princípio e Funcionamento

O funcionamento da bomba centrífuga baseia-se, praticamente, na criação de uma zona de baixa pressão e de uma zona de alta pressão.

Para o funcionamento, é necessário que a carcaça esteja completamente cheia de líquido e portanto, que o rotor esteja mergulhado no líquido.

Devido à rotação do rotor, comunicada por uma fonte externa de energia (geralmente um motor elétrico), o líquido que se encontra entre as palhetas no interior do rotor é arrastado do centro para a periferia pelo efeito da força centrífuga. Produz-se assim uma depressão interna ao rotor, o que acarreta um fluxo vindo através da conexão de sucção. O líquido impulsionado sai do rotor pela sua periferia, em alta velocidade e é lançado na carcaça que contorna o rotor. Na carcaça grande parte da energia cinética do líquido (energia de velocidade) é transformada em energia de pressão durante a sua trajetória para a boca de recalque.

Faz-se necessária essa transformação de energia porque as velocidades do líquido na saída do rotor, seriam prejudiciais às tubulações de recalque e também porque a energia de velocidade pode ser facilmente dissipada por choques nas conexões e peças das canalizações de recalque.



2.4 Principais Componentes

A bomba centrífuga é constituída essencialmente de duas partes:

- uma parte móvel: rotor solidário a um eixo (denominado conjunto girante)
- uma parte estacionária carcaça (com os elementos complementares: caixa de gaxetas, mancais, suportes estruturais, adaptações para montagens etc.,).

2.4.1 Rotor

É a peça fundamental de uma bomba centrífuga, a qual tem a incumbência de receber o líquido e fornecer-lhe energia. Do seu formato e dimensões relativas vão depender as características de funcionamento da bomba.

2.4.2 Carcaça

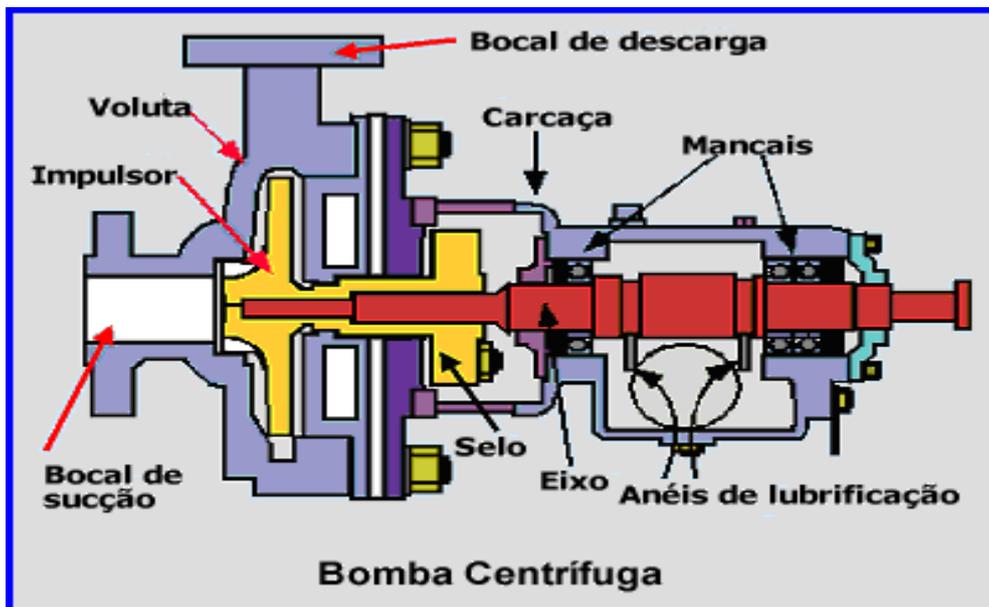
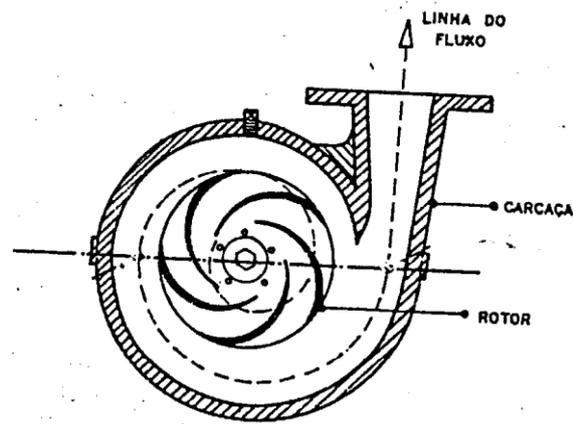
É o componente fixo que envolve o rotor. Apresenta aberturas para entrada do líquido até ao centro do rotor e saída do mesmo para a tubulação de descarga.

Fundido juntamente, ou a ela preso mecanicamente, tem a câmara (ou câmaras) de vedação e a caixa (ou caixas) de mancal.

Possui na sua parte superior, uma abertura (suspiro) para ventagem e escorva; e na parte inferior, uma outra para drenagem. Nas bombas de maior porte, tem ainda as conexões para as tubulações de “líquido de selagem” e “líquido de refrigeração”.

O bocal (flange) de entrada do fluido na carcaça recebe o nome de “sucção da bomba” e o de saída de “descarga da bomba”.

Os materiais geralmente utilizados na fabricação da carcaça são: ferro fundido, aço fundido, bronze e aços liga.



2.5 - Vantagens Das Bombas Centrífugas

a) Maior flexibilidade de operação

Uma única bomba pode abranger uma grande faixa de trabalho (variando a rotação e o diâmetro do rotor).

b) Pressão máxima

Não existe perigo de se ultrapassar, em uma instalação qualquer, a pressão máxima (Shut-off) da bomba quando em operação.

c) Pressão Uniforme

Se não houver alteração de vazão a pressão se mantém praticamente constante.

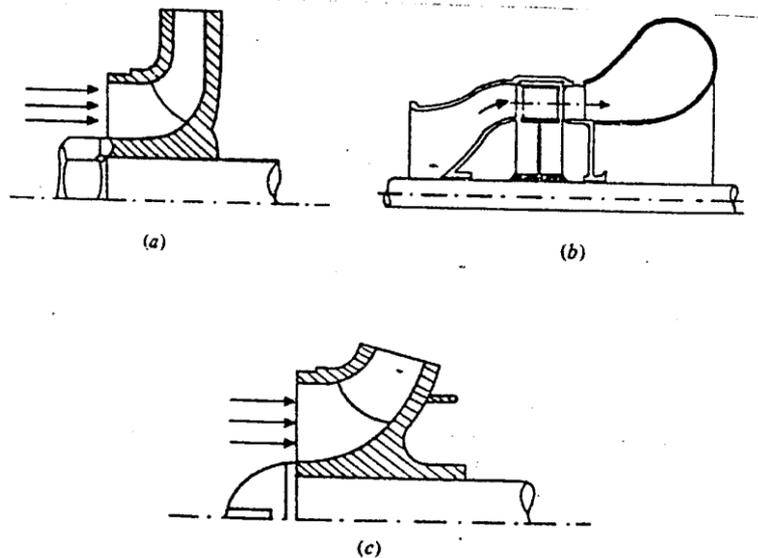
d) Baixo custo

São bombas que apresentam bom rendimento e construção relativamente simples.

2.6 - Classificação das Bombas Centrífugas.

Existem várias formas de classificação das bombas centrífugas, simplificada, utilizaremos somente a classificação segundo o ângulo que a direção do líquido ao sair do rotor forma com a direção do eixo, as bombas se classificam em:

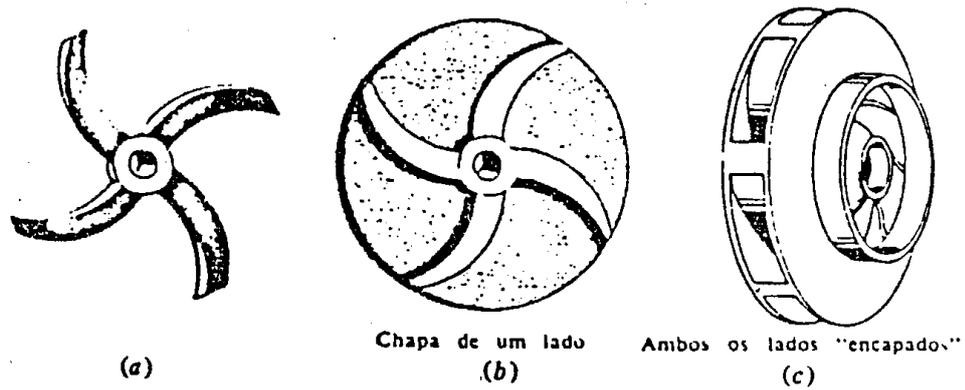
- a) de fluxo radial: centrífuga propriamente dita. O líquido sai do rotor radialmente a direção do eixo. São as mais difundidas. A potência consumida cresce com o aumento da vazão.
- b) de fluxo axial: propulsora. A água sai do rotor com a direção aproximadamente axial com relação ao eixo. Neste tipo de bomba o rotor é também chamado de hélice. A potência consumida, ao contrário da centrífuga é maior quando a sua saída se acha bloqueada. É indicada para grandes vazões e baixas alturas manométricas.
- c) de fluxo misto: centrifugo-propulsora. O líquido sai do rotor com direção inclinada com relação ao eixo. Atende a faixa intermediária entre a centrífuga e a axial. A direita do ponto de melhor rendimento a vazão aumenta com decréscimo da altura manométrica, mas a potência consumida diminui ligeiramente. Para a esquerda a altura manométrica cresce com a diminuição da vazão, enquanto que a potência consumida cresce ligeiramente de início e em seguida decresce.



Tipos de Rotores

De acordo com o projeto do rotor em, os mesmos são considerados:

- a) rotor fechado para água limpa e fluido com pequena viscosidade.
- b) rotor semi-aberto para líquidos viscosos ou sujos;
- c) rotor aberto para líquidos sujos e muito viscosos.

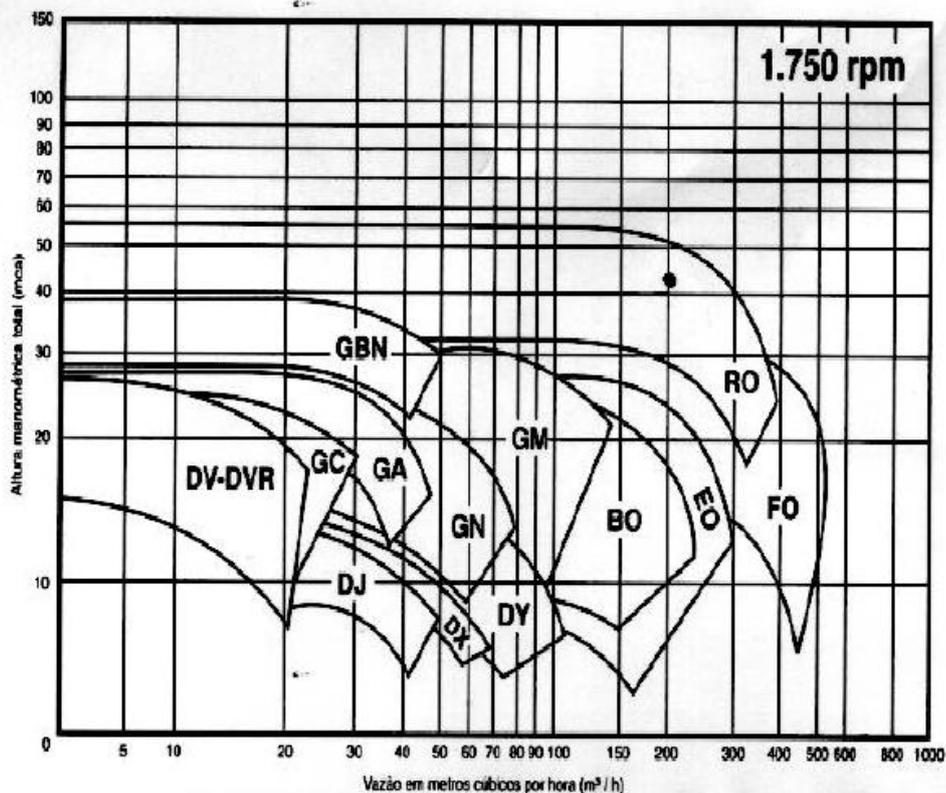


2.7 Seleção de Bombas Centrífugas

Não abordaremos em nosso estudo, o processo de seleção do tipo de bomba, isto é, se volumétrica ou turbobomba. Como a maioria das bombas utilizadas em instalações hidráulicas e prediais são do tipo centrífuga; nosso estudo abordará o processo de seleção do modelo de bomba centrífuga.

2.7.1 Processo de Seleção

- Definir ou calcular a vazão necessária (Q),
- Determinar a altura manométrica da bomba - H_B ,
- Entrar com a altura manométrica (H_B) e a vazão (Q) em um diagrama de blocos de um catálogo de fornecedor de bombas, selecionando modelos adequados à aplicação em questão (verificar as diversas rotações),



A figura anterior apresenta um gráfico de pré-seleção de bombas de um determinado fabricante, a partir do qual o usuário tem uma idéia de quais catálogos consultar a respeito da seleção propriamente dita, locando o ponto de trabalho neste gráfico e determinando qual a "família" ideal de bombas.

- d) Com os modelos selecionados, obter as curvas características da bomba, geralmente no próprio catálogo,
- e) Construir a curva característica da instalação – CCI,
- f) Determinar as grandezas relativas ao ponto de trabalho para os diversos modelos selecionados (Q , H_B , η_B , $NPSH_{REQ}$, N_B)
- g) Verificar o rendimento da bomba para cada modelo selecionado,
- h) Analisar as condições de cavitação para cada modelo selecionado,
- i) Determinar a potência necessária no eixo de cada modelo selecionado,
- j) Em função da avaliação do rendimento, $NPSH_{REQ}$, potência e custo, selecionar a bomba adequada à instalação.

2.8 Curvas Características de Bombas Centrífugas

As curvas características de bombas centrífugas traduzem através de gráficos o seu funcionamento, bem como, a interdependência entre as diversas grandezas operacionais.

As curvas características são função, principalmente, do tipo de bomba, do tipo de rotor, das dimensões da bomba, da rotação do acionador e da rugosidade interna da carcaça e do rotor.

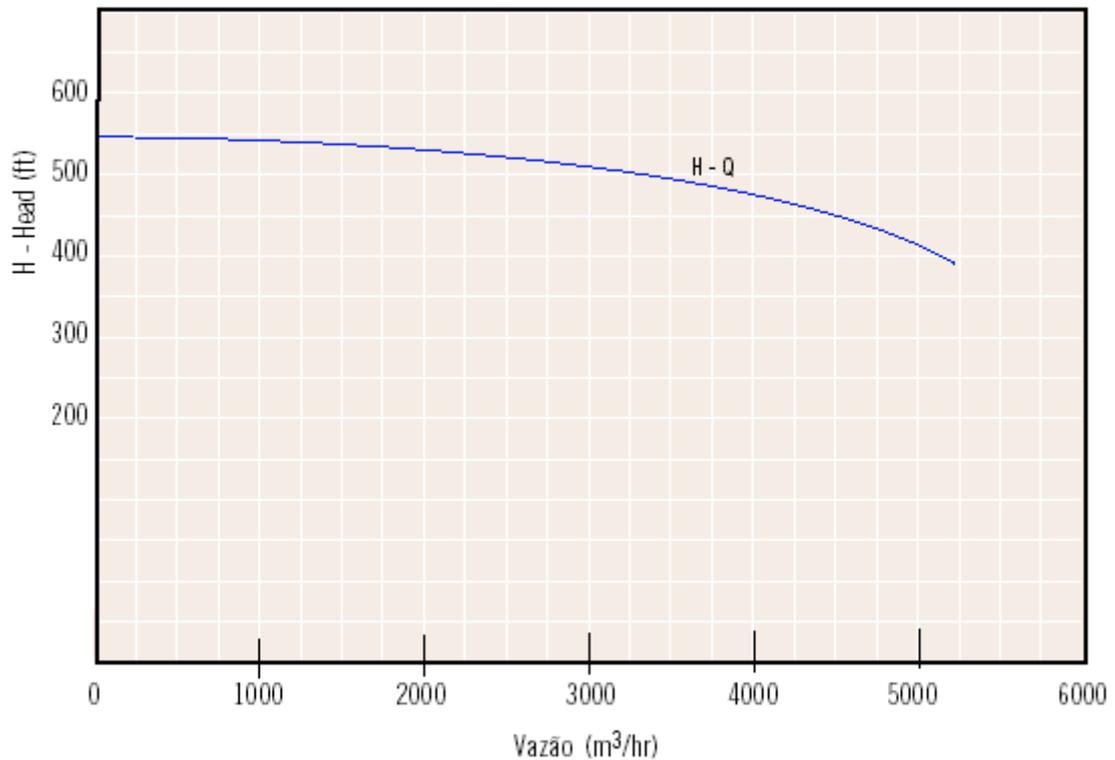
As curvas características são fornecidas pelos fabricantes das bombas, através de gráficos cartesianos, os quais podem representar o funcionamento médio de um modelo fabricado em série, bem como, o funcionamento de uma bomba específica, cujas curvas foram levantadas em laboratório.

Estas curvas podem ser apresentadas em um, ou mais de um gráfico e representam a performance das bombas operando com água fria, a 20° C. Para fluidos com outras viscosidades e peso específico, devem-se efetuar as devidas correções nas mesmas.

Apresentamos a seguir os diversos tipos de curvas características das bombas centrífugas.

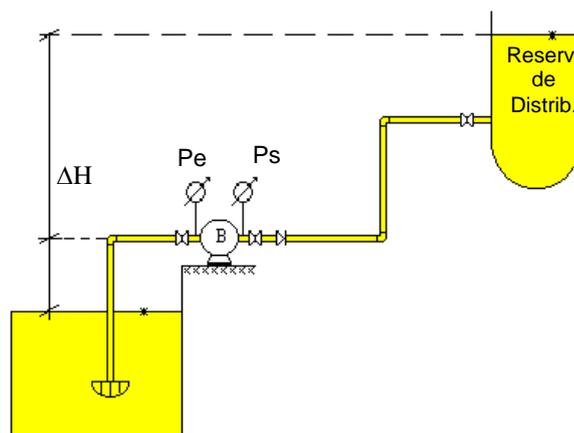
2.8.1 Altura Manométrica X Vazão (H_B X Q)

A carga de uma bomba, ou altura manométrica (H_B) é definida como a “Energia por Unidade de Peso” que a bomba fornece ao fluido em escoamento através da mesma; sendo função do tipo de pás do rotor, gerando vários tipos de curvas, as quais recebem diferentes designações, de acordo com a forma que apresentam.



Estas curvas, fornecidas pelos fabricantes, são obtidas através de testes em laboratórios; com água fria a 20 °C; entretanto as mesmas podem ser reproduzidas em uma instalação hidráulica existente, de acordo com o fluido em operação.

Seja a instalação esquematizada abaixo:



Aplicando a Equação da Energia entre a entrada e saída da bomba (local de instalação dos manômetros), tem-se:

$$H_e + H_B = H_s \Rightarrow \left(\frac{P_e}{\gamma} + \frac{V_e^2}{2g} + Z_e \right) + H_B = \left(\frac{P_s}{\gamma} + \frac{V_s^2}{2g} + Z_s \right)$$

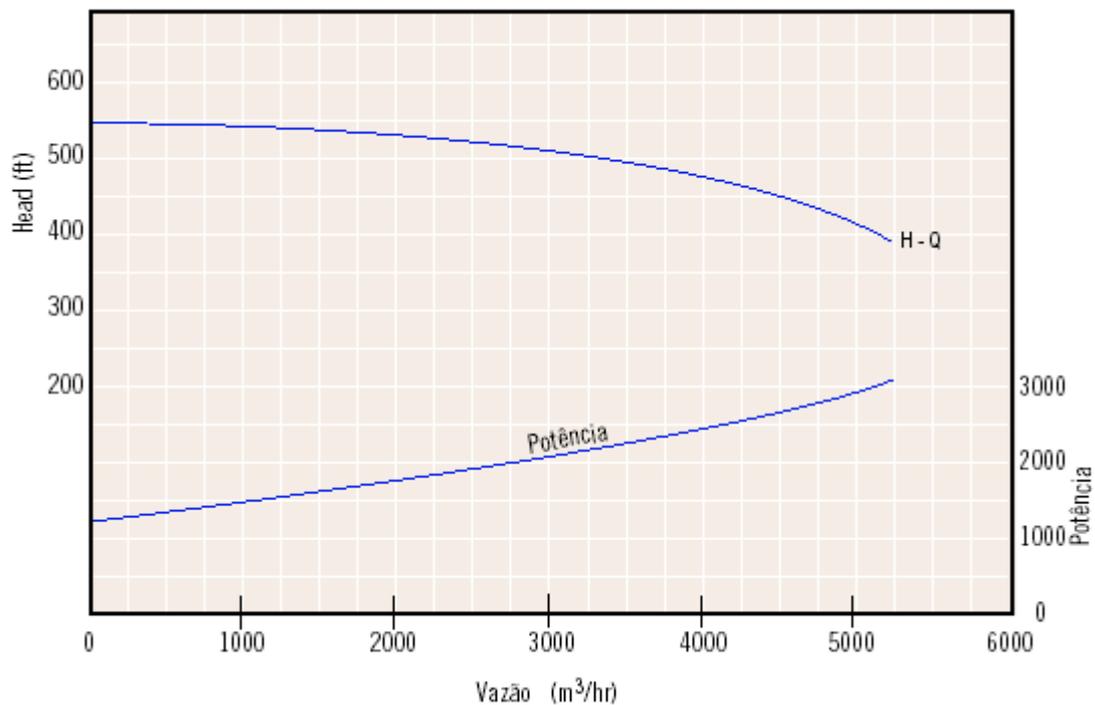
$$\text{Portanto: } H_B = \left(\frac{P_s - P_e}{\gamma} \right) + \left(\frac{V_s^2 - V_e^2}{2g} \right) + (Z_s - Z_e)$$

Operando a bomba com diversas vazões (por volta de 7), desde vazão zero até à vazão máxima operacional, é possível obter-se para cada uma dessas vazões, a correspondente altura manométrica e então a partir destes pontos, traçar a curva H X Q.

PONTO	VAZÃO	PRESSÕES		VELOCIDADES		COTAS	H _B
		P _e	P _s	V _e	V _s		
1	Zero					Z _e Z _s	H _{B1}
2	Q ₂						H _{B2}
3	Q ₃						H _{B3}
4	Q ₄						H _{B4}
5	Q ₅						H _{B5}
6	Q ₆						H _{B6}
7	Q ₇						H _{B7}

2.8.2 Curva de Potência X Vazão (N_B X Q)

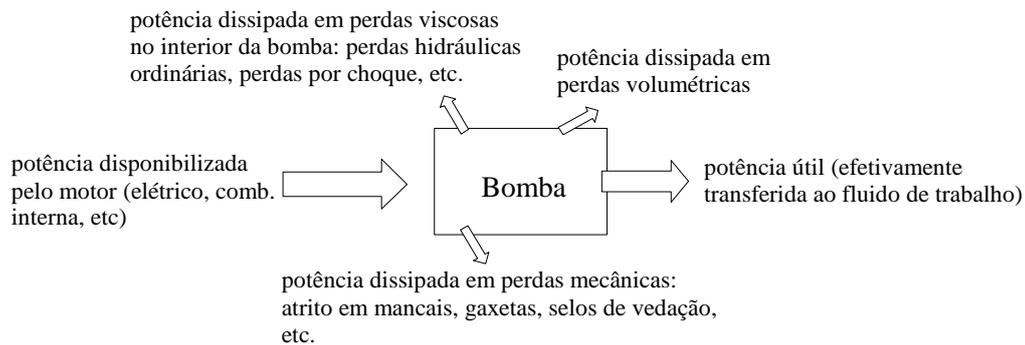
Esta curva representa a potência total necessária no eixo da bomba nas condições de operação.



Esta potência é a soma da potência útil com a potência dissipada em perdas, inerente a todo processo de transferência de energia.

As perdas nas bombas incluem perdas hidráulicas, mecânicas, pelo atrito hidráulico, e por vazamentos. Diante disto, nem toda a potência é utilizada para gerar pressão e fluxo. Uma parte da energia é transformada em calor (devido ao atrito) dentro da bomba. A energia pode também ser perdida em virtude da recirculação de fluido entre o rotor e a voluta.

O esquema abaixo ilustra o processo de transferência de energia para o fluido de trabalho, em uma bomba:



Assim temos as seguintes potências envolvidas:

✓ Potência entregue pela bomba ao fluido: $N = \gamma \cdot Q \cdot H_B$

✓ Potência fornecida pelo motor elétrico no eixo da bomba:

$$N_B = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H_B}{\eta_B}$$

✓ Potência elétrica retirada da rede elétrica pelo motor elétrico:

$$N_{el} = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H_B}{\eta_B \cdot \eta_{el}}$$

A potência retirada da rede elétrica pode ser obtida, também, pela seguinte expressão:

$$N_{el} = \sqrt{3} \cdot V \cdot I \cdot \cos \varphi$$

Onde:

$\sqrt{3}$	⇒	Para sistemas trifásicos
V	⇒	Tensão entre fases (Volts)
I	⇒	Corrente elétrica (Ampéres)
$\cos \varphi$	⇒	Fator de potência do motor elétrico

Partida de Bombas Centrífugas

Analisando a curva de potência x vazão, podemos notar que a potência é mínima para a vazão zero ($Q = 0$), ou seja, quando a válvula de descarga da bomba está fechada. Nesta condição a bomba consome potência apenas para seus atritos internos e para as perdas de atrito do rotor girando na massa fluida. Por esta razão deve-se partir as bombas centrífugas com a válvula de descarga fechada.

A situação de uma bomba operando com vazão zero ($Q = 0$) denomina-se “Shut-off” e é importante se conhecer o valor de H_B para Shut-off. As bombas hélico-centrífugas e as axiais não devem ser partidas com a válvula de descarga bloqueada, pois nesta condição a potência é, consideravelmente, maior do que para a descarga normal.

Sobrecarga da Bomba

Quando um líquido mais viscoso que a água começa a ser bombeado, normalmente ocorre aumento de pressão, elevando-se, em consequência, a corrente do motor elétrico, ocorrendo a possibilidade de haver desligamento do mesmo.

Os danos causados por se sobrecarregar um motor nem sempre aparecem de imediato. O superaquecimento momentâneo, causa apenas um desligamento. Após um certo período, no entanto, o isolamento dos enrolamentos irá se deteriorar (devido ao calor), correndo o risco de queimar o motor, caso o motor não tenha proteção adequada, tendo que ser enrolado de novo.

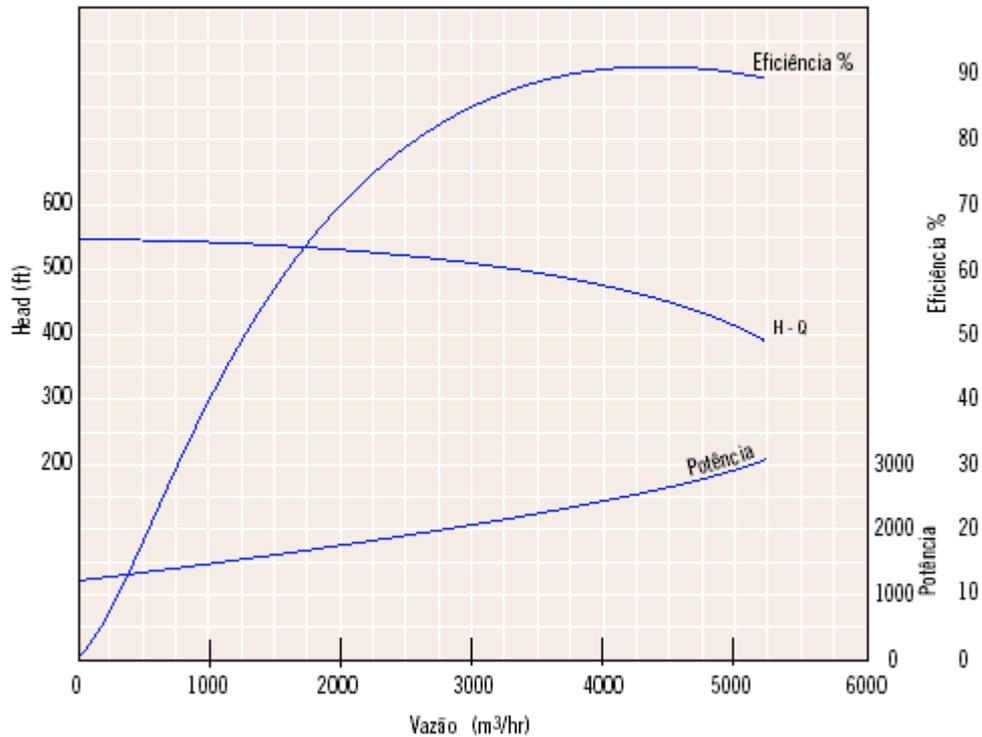
Fator de Serviço do Motor Elétrico

O fator de serviço é a margem de segurança inerente ao motor elétrico, em relação a sua potência nominal. A medida que aumenta a vazão, o motor tende a, continuamente, puxar mais corrente elétrica. Quando a potência consumida ultrapassar o limite do fator de serviço, o motor costuma ser desligado automaticamente.

2.8.3 Curva de Rendimento X Vazão ($\eta_B \times Q$)

O rendimento da bomba é definido como a relação entre a potência fornecida ao fluido e aquela fornecida pelo motor elétrico à bomba. É fornecida pelo fabricante, conforme curva abaixo, ou calculada conforme fórmula:

$$\eta_B = \frac{\text{Potência fornecida ao fluido}}{\text{Potência recebida do acionador}}$$



A Curva $\eta_B \times Q$ representa a variação da potência necessária no eixo de uma bomba centrífuga em função da vazão, para uma rotação constante.

A curva de eficiência (x) vazão é a indicação da energia perdida na bomba.

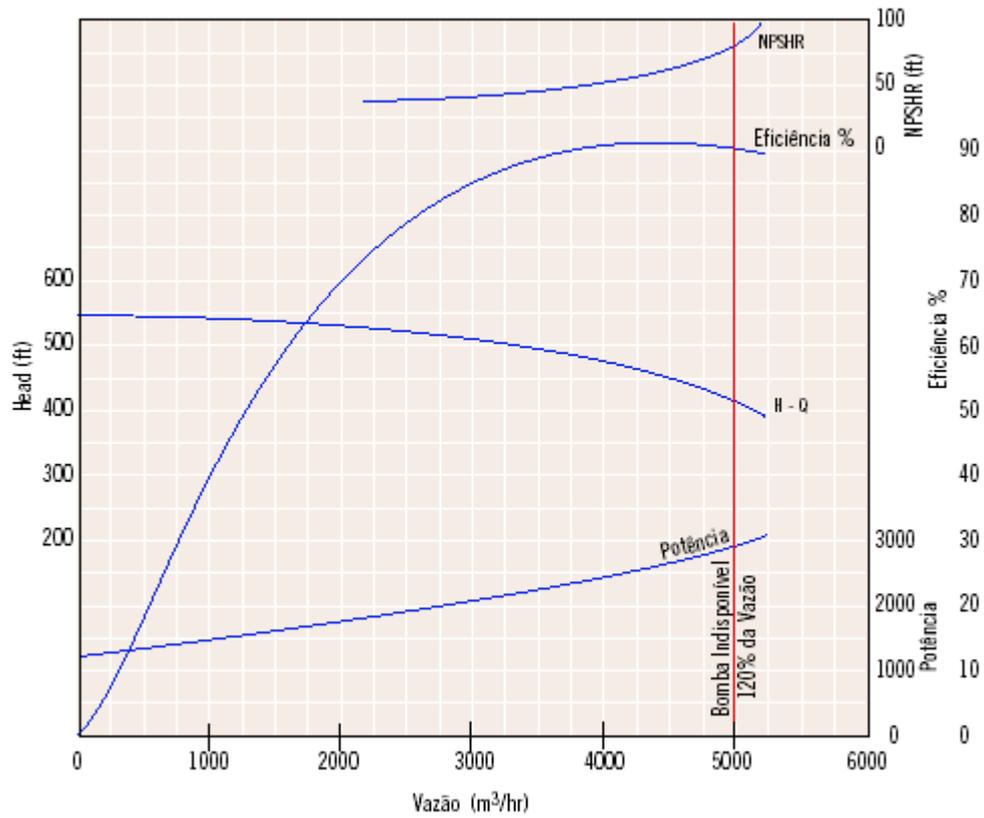
Quanto menores as perdas, mais elevada será a eficiência. Esta curva permite ao operador observar a vazão em que a bomba melhor opera. As bombas devem ser operadas eficientemente para se controlar o custo da energia consumida e para se utilizar as bombas adequadamente.

A curva (H x Q) não indica as perdas internas na bomba, as quais são consideradas na curva de eficiência. A eficiência, para cada ponto na curva, relaciona a energia transmitida para o líquido, com a energia suprida pelo eixo da bomba, conforme fórmula anterior.

2.8.4 Curva de $NPSH_{REQ} \times Q$ ($NPSH_{REQ} \times Q$)

O NPSH requerido ($NPSH_{req}$) representa a energia absoluta necessária no flange de sucção das bombas, de tal forma que haja a garantia de que não ocorrerá cavitação na bomba. É função das características de projeto e construtivas da bomba, do tamanho da bomba, do diâmetro e largura do rotor, diâmetro da sucção, rotação, vazão, etc..

O valor do NPSH requerido é normalmente obtido pelos fabricantes de bombas através de testes de cavitação em laboratórios e fornecido pelos mesmos, para cada uma das bombas de sua linha de produção, através de curvas $NPSH_{req} \times Q$.

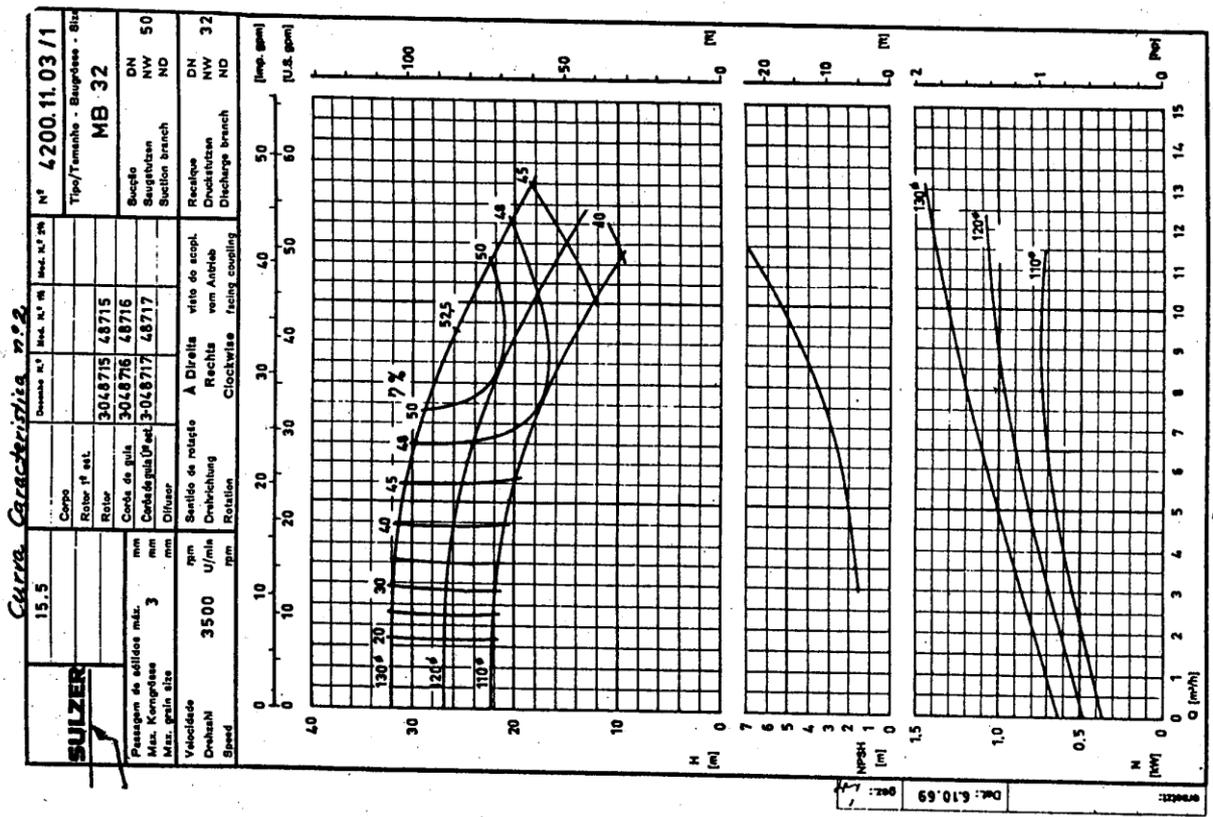
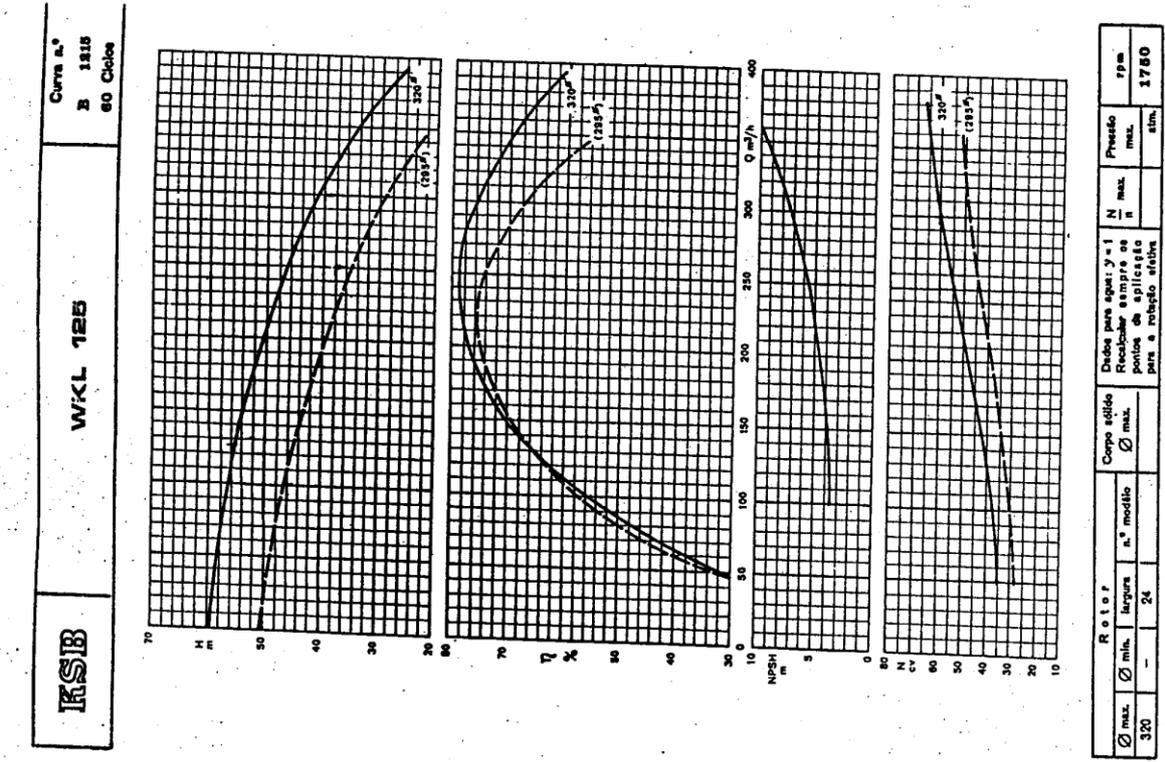


2.8.5 Curvas de Fabricantes

Todas as curvas anteriores costumam ser fornecidas pelos fabricantes de bombas num único gráfico.

Eis aqui um exemplo gráfico completo das curvas de um fabricante de bomba. Analisar essas curvas ajuda o operador a determinar se a bomba está operando dentro das tolerâncias normais e está mantendo seu alto nível de eficiência.

Curvas Características fornecidas por fabricantes de bombas:



2.8.6 Fatores que Influenciam nas Curvas Características das Bombas Centrífugas

2.8.6.1 Rotação da Bomba (n)

Existe uma proporcionalidade entre os valores de vazão (Q), altura manométrica (H_B) e Potência (N_B) com a rotação da bomba, assim sendo, sempre alterarmos a rotação da bomba, haverá em consequência, alteração nas suas curvas características, sendo a correção para a nova rotação feita através das seguintes relações:

- a) A vazão é diretamente proporcional à rotação:

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{n}{n_1}$$

- b) A altura manométrica varia com o quadrado da rotação:

$$\frac{H}{H_1} = \left(\frac{n}{n_1} \right)^2$$

- c) A potência absorvida varia com o cubo da rotação:

$$\frac{N_B}{N_{B1}} = \left(\frac{n}{n_1} \right)^3$$

Assim sendo, sempre que alterarmos a rotação, devem ser feitas as correções das curvas características através das relações anteriormente apresentadas, para obtenção do novo ponto de trabalho, sendo normal, o fabricante fornecer as curvas características, para diferentes valores de rotação.

2.8.6.2 Diâmetro do Rotor (D)

As carcaças das bombas podem trabalhar com rotores de diâmetros diferentes e para cada diâmetro teremos uma curva correspondente. Para uma rotação constante, a variação do diâmetro do rotor da origem as curvas características paralelas sendo que as curvas superiores referem-se aos rotores de maiores diâmetros.

Antes de executar o rebaixamento do diâmetro do rotor é recomendável consultar o fabricante da bomba.

Relativamente à variação do rotor, devemos distinguir dois casos:

- a) **Primeiro caso:** refere-se a bombas geometricamente semelhantes, isto é, são bombas cujas dimensões físicas guardam uma proporcionalidade constante (escala geométrica). Por exemplo, uma bomba grande e uma pequena. Nestas condições,

conhecendo-se as características de uma delas, pode-se determinar as da outra pelas seguintes relações:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^3$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2$$

$$\frac{N_{B1}}{N_{B2}} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^5$$

- b) Segundo caso: refere-se a bombas cuja única variação ocorre no diâmetro do rotor, permanecendo as demais grandezas físicas constantes. É o caso das bombas que tem o rotor substituído por outro de dimensões diferentes, ou então o rotor é usinado, reduzindo-se-lhe o diâmetro.

Neste caso para pequenas variações do diâmetro, as seguintes relações são válidas:

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{D}{D_1}$$

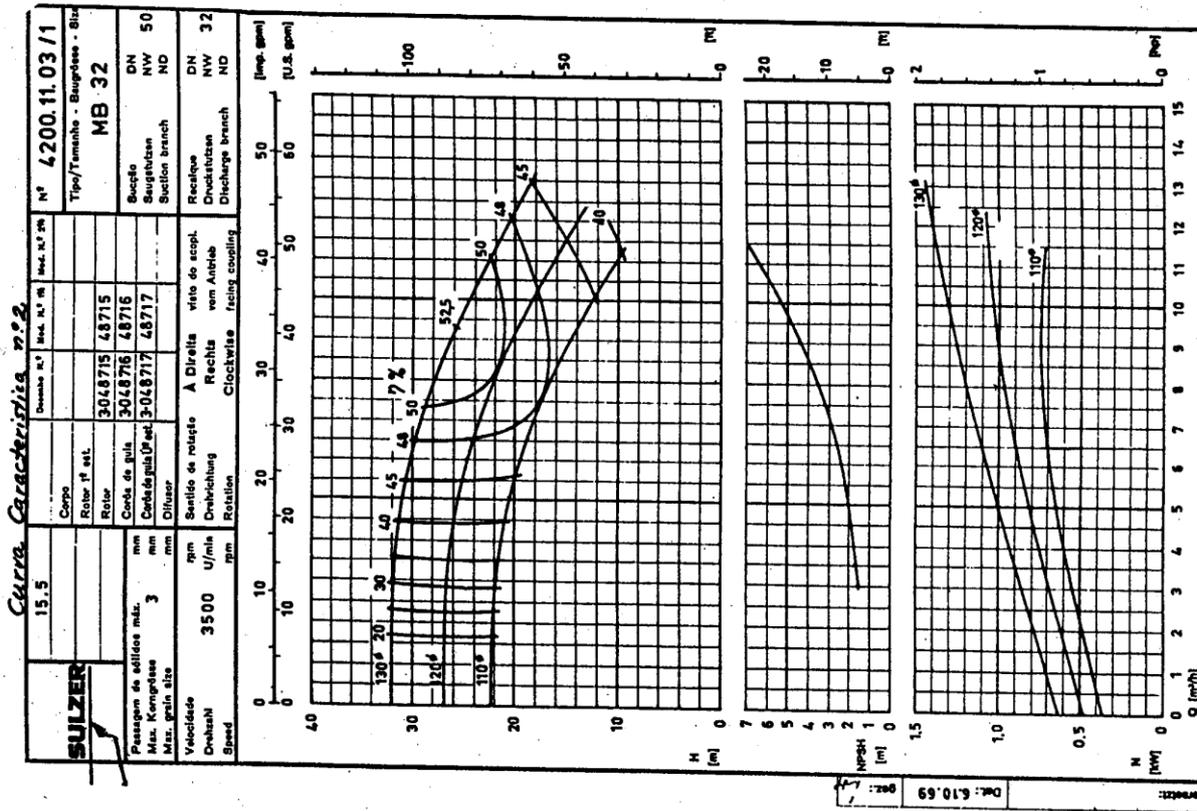
$$\frac{H_B}{H_{B1}} = \left(\frac{D}{D_1} \right)^2$$

$$\frac{N_B}{N_{B1}} = \left(\frac{D}{D_1} \right)^3$$

Devemos observar que o diâmetro do rotor deve ser diminuído, no máximo em até 10%; pois a partir daí varia muito o ângulo das pás, alterando completamente as relações apresentadas anteriormente.

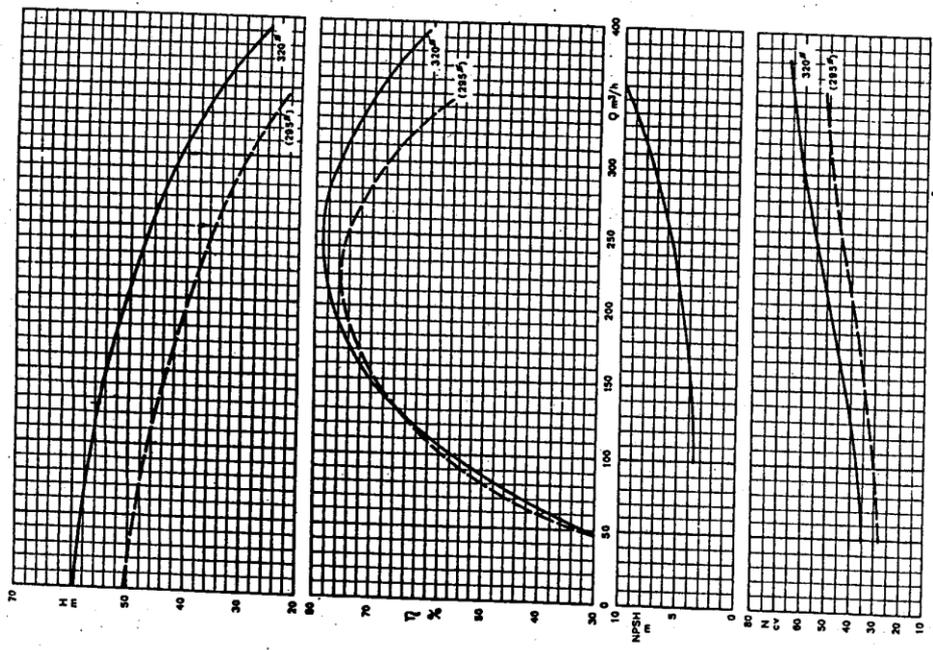
Estes cortes somente são permitidos nas bombas centrifugas radiais (puras), pois nas demais altera-se, substancialmente, o projeto, ainda que com pequenas variações no diâmetro.

As Curvas a seguir, apresentam variações nas curvas características.



Curva característica n.º 2

KSB	WKL 125	Curva n.º
		B 1815
		60 Choice



Rotor		Corpo sólido		Dados para eqn. y=1	
Ø max.	Ø mín.	Ø max.	Ø mín.	N max.	N mín.
320	-				
largura		Recalque sempre as		Pressão	
24		pontas de aplicação		máx.	
		para a rotação efetiva		atm.	
				1780	

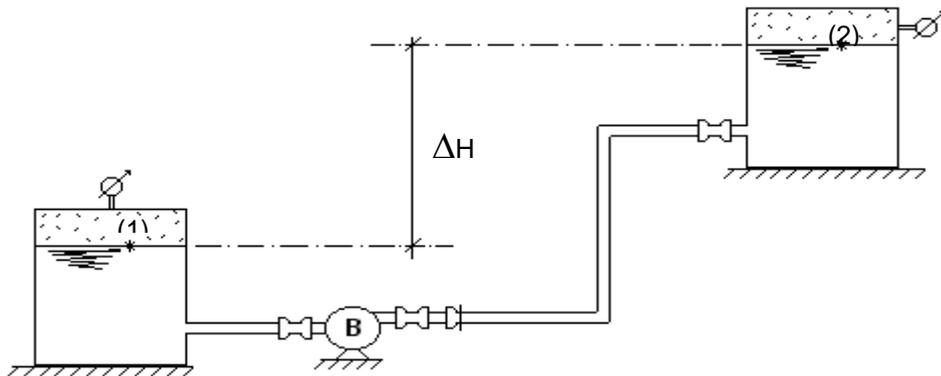
Curva característica n.º 1

3 - CURVA CARACTERÍSTICA DA INSTALAÇÃO (CCI) OU CURVA DO SISTEMA (CS)

A curva característica de uma instalação representa a energia por unidade de peso que deve ser fornecida ao fluido, em função da vazão desejada, de tal forma que o mesmo possa escoar nessa instalação, em regime permanente.

Para uma instalação de bombeamento a CCI é representada por $H_S = f(Q)$. Isto é, H_S representa a energia que deve ser fornecida ao fluido, para cada vazão de escoamento.

Seja a instalação representada abaixo:



Aplicando a equação da energia, tem-se:

$$H_1 + H_S = H_2 + HP_{1,2};$$

que após desenvolvida com as três parcelas de energia:

$$\left(\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 \right) + H_S = \left(\frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 \right) + HP_{1,2}; \quad \text{sendo } V_1 = V_2 = 0; \text{ e}$$

reagrupando as parcelas, tem-se:

$$H_S = \left(\frac{P_2 - P_1}{\gamma} \right) + (Z_2 - Z_1) + HP_{1,2}$$

Analisando as parcelas, verificamos que as pressões, o peso específico e o desnível mantém-se constantes para todas as vazões no sistema, o que não ocorre com a perda de carga, que é função da vazão.

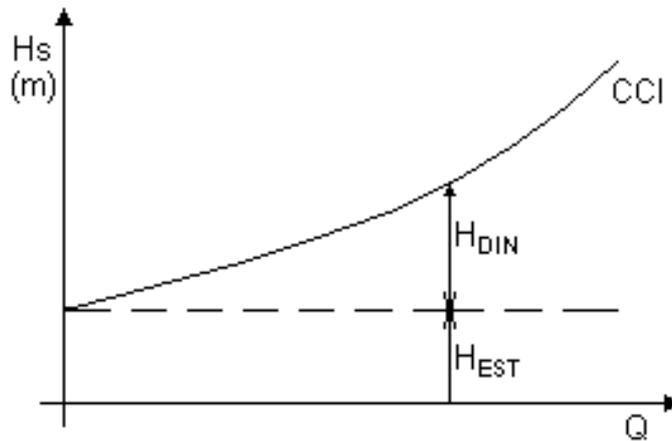
Assim podemos fazer:

$$H_{EST} = \left(\frac{P_2 - P_1}{\gamma} \right) + (Z_2 - Z_1) \quad \text{e} \quad H_{DIN} = HP_{1,2}$$

E então genericamente, podemos escrever:

$$H_S = H_{EST} + H_{DIN}$$

e pode ser representado graficamente, como:



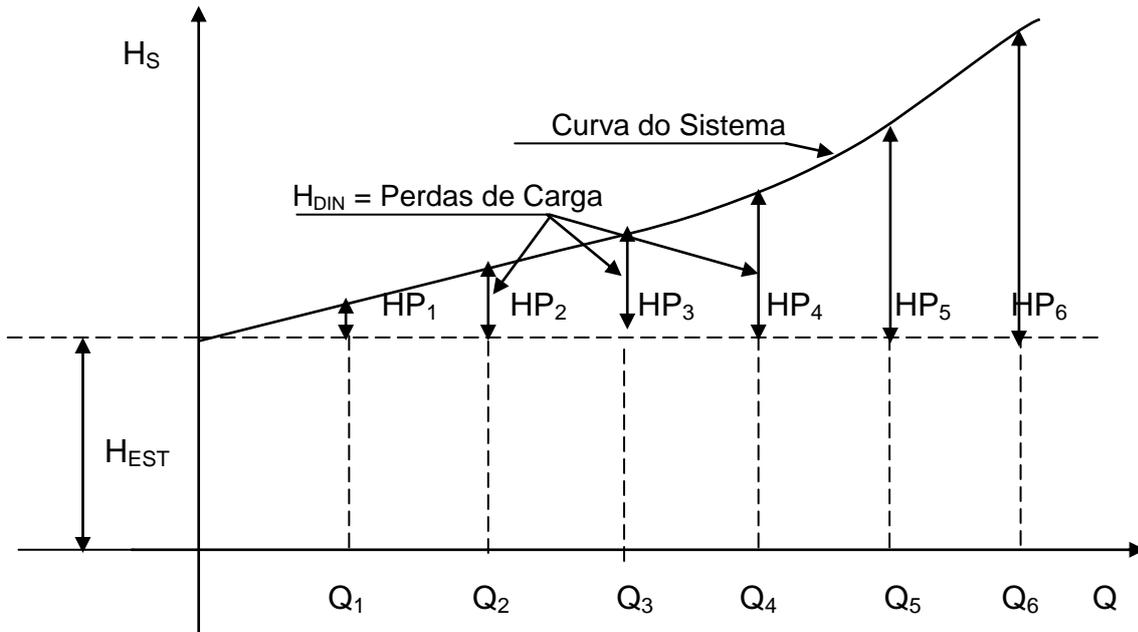
3.1 Obtenção da CCI

A construção da curva característica da instalação pode ser feita da seguinte maneira:

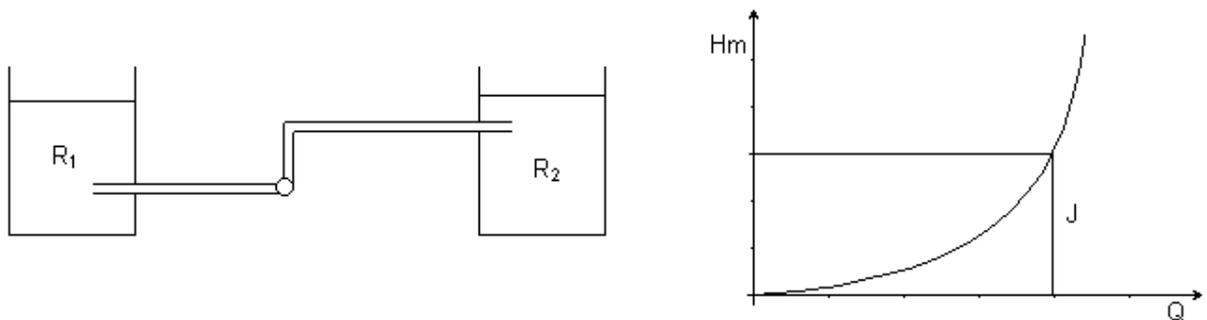
- Fixam-se várias vazões (em torno de 7), estando entre elas a vazão zero e a provável vazão da instalação,
- Calculam-se as alturas manométricas H_S para cada uma das vazões estabelecidas no item anterior, conforme tabela abaixo:

PONTO	Q (m ³ /s)	H _{EST} (m)	H _{DIN} (m)	H _S (m)
1	0	Valor constante para todas as vazões	0	H _{EST}
2				
3				
4				
5				
6				
7				

- De posse dos pares (Q, H_S), constrói-se a curva característica da instalação - $H_S = f(Q)$.



Quando o $H_{EST} = 0$, a curva característica da instalação passa pela origem dos eixos.



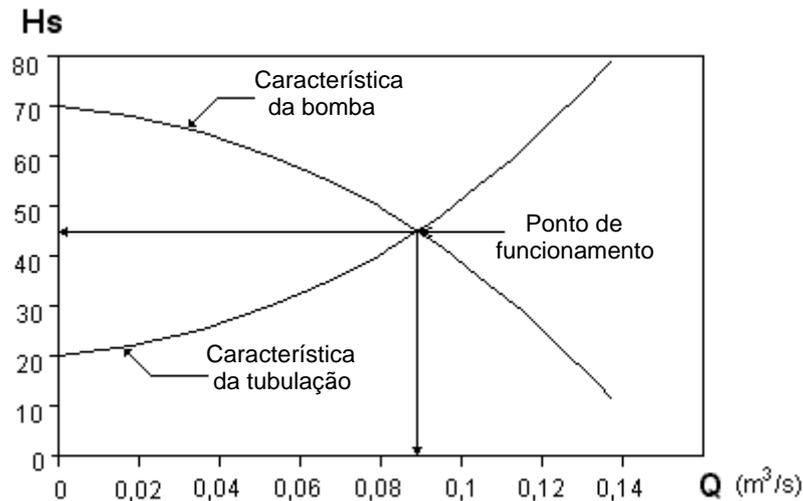
3.2 Ponto de Trabalho de uma Bomba Centrífuga numa Instalação (PT)

O ponto de trabalho (PT), também designado por ponto de operação (PO) e ponto de funcionamento (PF), representa as condições operacionais de uma bomba num sistema, isto é, indica em que condições uma determinada bomba operará em uma determinada instalação ou sistema.

A curva característica da bomba $H_B = f(Q)$ indica, para as condições de regime permanente, a energia que a bomba fornece ao fluido para cada vazão de operação, sendo a mesma decrescente com a vazão.

Já a curva característica da instalação $H_s = f(Q)$ indica, também para as condições de regime permanente, a energia que deve ser fornecida ao fluido para cada vazão de operação, de modo que o mesmo possa escoar na instalação; sendo a mesma crescente com a vazão.

O ponto de operação de uma bomba num sistema, normalmente, é obtido por via gráfica, sobrepondo-se a curva característica da instalação à curva característica da bomba.



O ponto de cruzamento das duas curvas representa o ponto de funcionamento, podendo-se obter nos respectivos eixos, os valores operacionais da altura manométrica e da vazão.

As bombas devem ser seleccionadas para operação nas instalações, de tal forma que o ponto de trabalho, na medida do possível, corresponda ao ponto de máximo rendimento da bomba.

4 - ASSOCIAÇÃO DE BOMBAS CENTRÍFUGAS

Dentre as razões que conduzem a necessidade de associarmos bombas citamos:

- a) a inexistência, no mercado, de bombas que possam, isoladamente, atender a vazão necessária;
- b) aumento escalonado de vazões com o correr do tempo;
- c) inexistência no mercado de bombas capazes de vencer a altura manométrica de projeto.

As razões (a) e (b) requerem a associação em paralelo, que consiste em fazer duas ou mais bombas recalcarem em uma ou mais linhas comuns, de forma que cada bomba recalque uma parte da vazão.

Para satisfazer a razão (c) é necessária a associação em série. Neste caso as bombas recalcam em linha comum, de tal forma que a anterior, bombeia para a sucção da posterior, que recebe o fluido com maior quantidade de energia de pressão.

4.1- Associação de Bombas em Paralelo

É recomendável neste tipo de associação, que as bombas tenham as mesmas características, ou pelo menos muito próximas.

Neste tipo de associação tem-se:

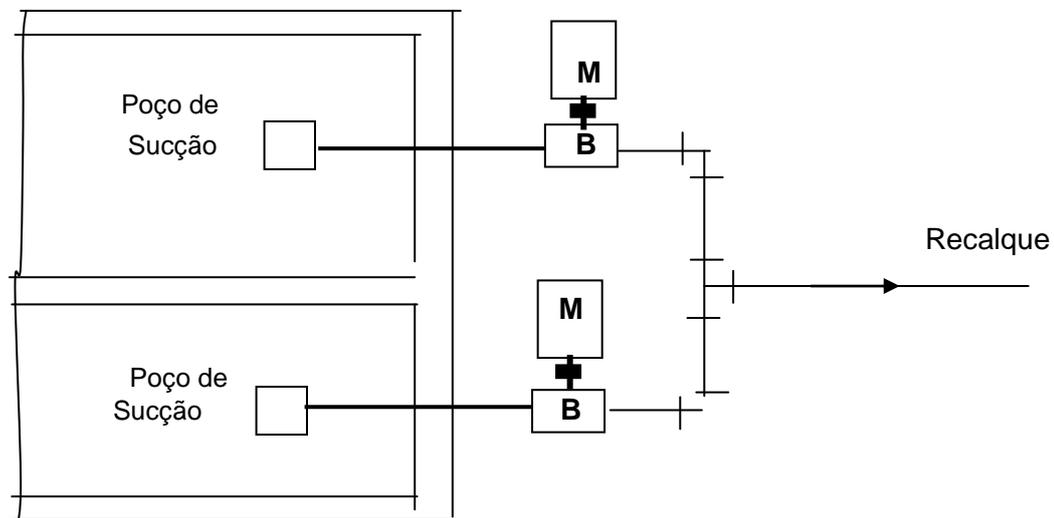
⇒ as bombas operando com a mesma altura manométrica: $H_{B1} = H_{B2}$,

⇒ a vazão do sistema é $Q_s = Q_1 + Q_2$.

Recomendações para associação em paralelo.

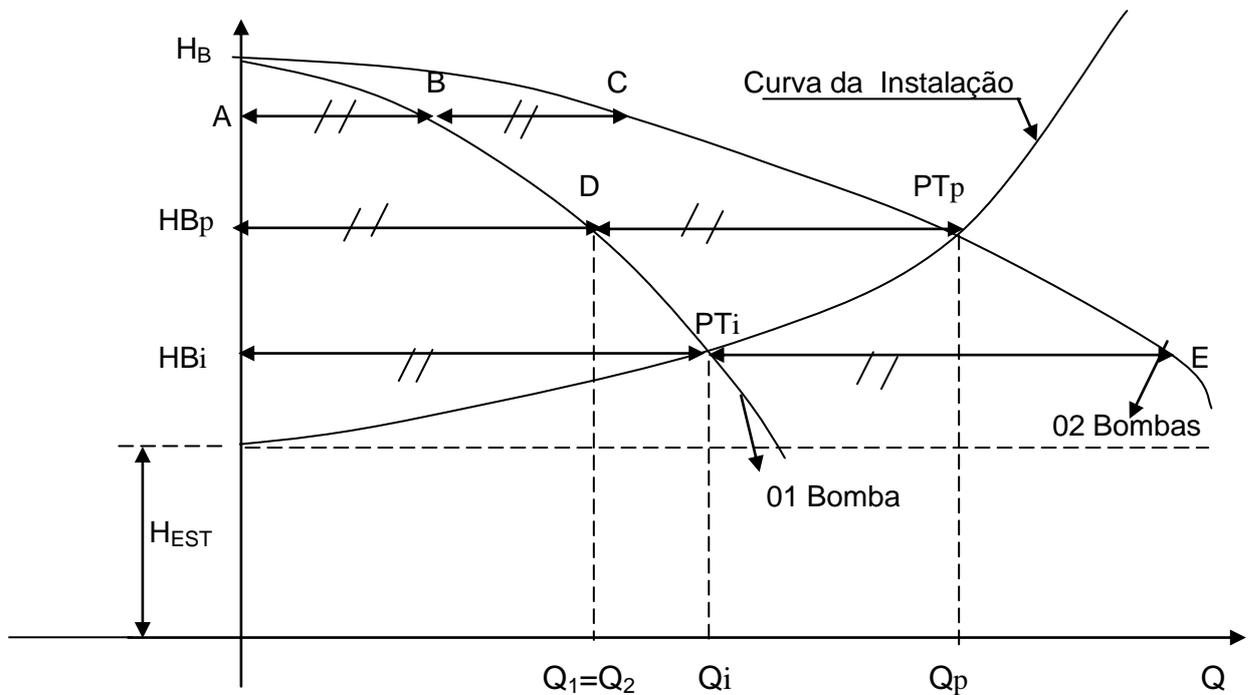
- selecionar bombas com curvas características do tipo estável;
- utilizar de preferencia bombas iguais;
- empregar motores cujas potências sejam capazes de atender a todas as condições de trabalho (bombas operando em paralelo e isoladamente), sem perigo de sobrecarga;
- projetar a instalação, de modo que o $NPSH_{DISP} > NPSH_{REQ}$ em qualquer ponto de trabalho (bombas operando em paralelo e isoladamente).

A figura abaixo mostra, esquematicamente, uma instalação com bombas funcionando em paralelo.



4.1.1- Associação em Paralelo de Bombas Iguais.

É a associação normal e na maioria das aplicações a única aconselhável. Neste caso, as vazões se dividem igualmente entre as bombas quer tenham duas, três ou mais bombas operando.



Na figura tem-se que:

- Igualdade de trechos: $A-B = B-C$; $H_{Bp}-D = D-PT_p$; $H_{Bi}-PT_i = PT_i-E$
- $PT_i \Rightarrow$ Ponto de Trabalho das bombas operando isoladamente (uma de cada vez);
- $H_{Bi} \Rightarrow$ Altura manométrica de cada bomba operando isoladamente;
- $Q_i \Rightarrow$ Vazão de cada bomba operando isoladamente;
- $PT_p \Rightarrow$ Ponto de Trabalho das bombas operando em paralelo;
- $H_{Bp} \Rightarrow$ Altura manométrica de cada uma das bombas que estão operando em paralelo;
- $Q_p \Rightarrow$ Vazão do sistema na operação em paralelo (é o total fornecido pelas duas bombas):
- Q_1 e $Q_2 \Rightarrow$ Vazões de cada uma das bombas na operação em paralelo;

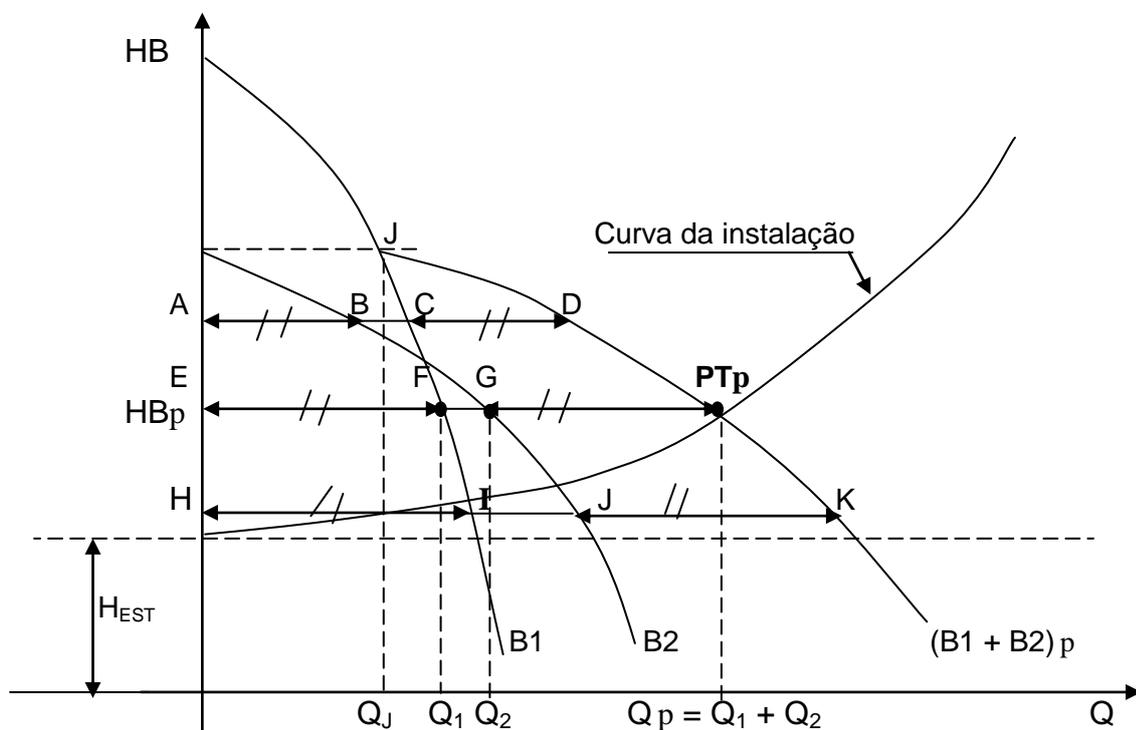
Nesta forma de associação observa-se que:

- a vazão total do sistema é menor do que a soma das vazões das bombas operando isoladamente;

- b) se por qualquer razão umas das bombas parar de funcionar, a unidade que permanecer operando terá a potência absorvida e o $NPSH_{REQ}$ maior do que quando estiver funcionando em paralelo. Por isso, ao projetar uma instalação deste tipo, temos que analisar essas grandezas, quando as bombas estão trabalhando em paralelo, bem como, isoladamente.

4.1.2 - Associação em Paralelo de Bombas com Características Diferentes

Duas bombas com características diferentes podem eventualmente trabalhar em paralelo, mas apresentam sérios problemas operacionais, conforme veremos adiante.



Na figura tem-se:

- Igualdade de trechos: $A-B = C-D$; $E-F = G-PTp$; $H-I=J-K$
- $PTp \Rightarrow$ Ponto de Trabalho das bombas operando em paralelo;
- $HBp \Rightarrow$ Altura manométrica da associação das bombas 1 e 2 operando em paralelo ($HBp = HBp_1 = HBp_2$)
- $HBp_1 = HBp_2 \Rightarrow$ Altura manométrica de cada uma das bombas que estão operando em paralelo;
- $Qp = Q_1 + Q_2 \Rightarrow$ Vazão do sistema na operação em paralelo (é o total fornecido pelas duas bombas):
- Q_1 e $Q_2 \Rightarrow$ Vazões de cada uma das bombas na operação em paralelo;
- A parcela de vazão de cada bomba é diferente ou seja $Q_1 \neq Q_2$

- h) se a altura manométrica do sistema superar a da bomba 2, somente a bomba 1 recalcará o fluido. Neste caso a bomba 2 terá vazão nula e sofrerá sobreaquecimento.

4.2 - Associação de Bombas em Série com Características Diferentes

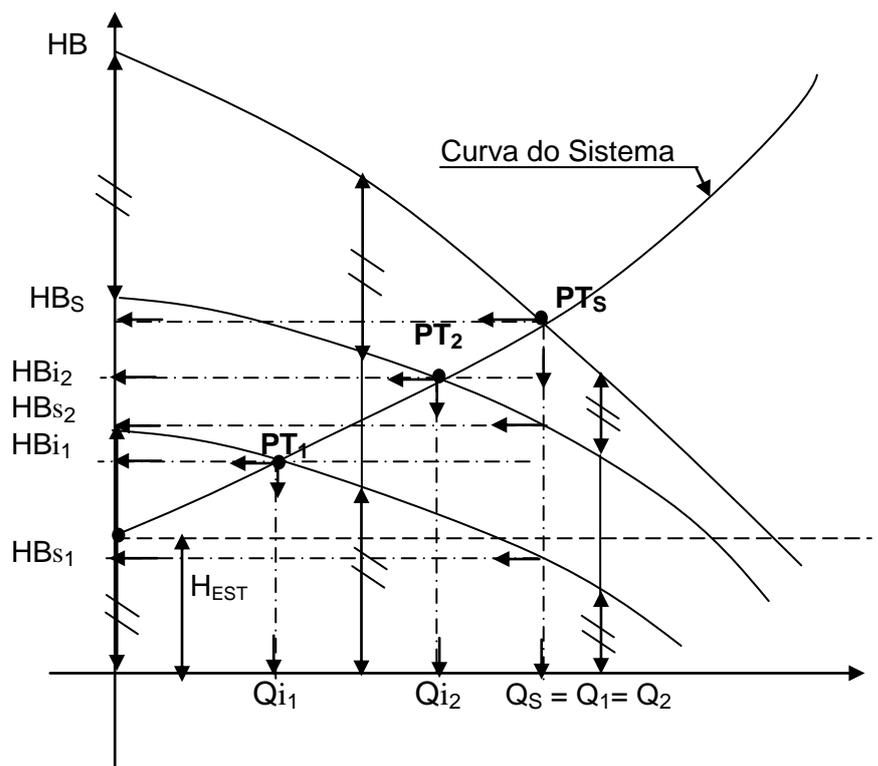
Se duas ou mais bombas estão operando em série as vazões se mantêm e as alturas manométricas totais se somam.

Nestas aplicações, deve-se tomar cuidados de verificar se a flange de sucção da segunda bomba suporta a pressão de descarga da primeira.

Para a associação em série, a curva resultante tem as seguintes características:

$$HB_S = HB_{S1} + HB_{S2}; \quad Q_S = Q_1 = Q_2.$$

A figura abaixo apresenta as curvas da associação de duas bombas com características diferentes em série.



Na figura tem-se:

- $PT_1 \Rightarrow$ Ponto de Trabalho da bomba 1 operando isoladamente;
- $PT_2 \Rightarrow$ Ponto de Trabalho da bomba 2 operando isoladamente;
- $PT_S \Rightarrow$ Ponto de Trabalho das bombas 1 e 2 operando em série;
- $Q_{i1} \Rightarrow$ Vazão da bomba 1, quando operando isoladamente;
- $Q_{i2} \Rightarrow$ Vazão da bomba 2, quando operando isoladamente;

- f) $Q_s = Q_1 = Q_2 \Rightarrow$ Vazão do sistema na operação em série, que é a mesma vazão de operação de cada bomba na associação em série;
- g) $H_{B1} \Rightarrow$ Altura manométrica da bomba 1, quando operando isoladamente;
- h) $H_{B2} \Rightarrow$ Altura manométrica da bomba 2, quando operando isoladamente;
- i) $H_{Bs} \Rightarrow$ Altura manométrica da associação das bombas 1 e 2 em série ($H_{Bs} = H_{Bs1} + H_{Bs2}$);
- j) $H_{Bs1} \Rightarrow$ Altura manométrica da bomba 1, quando operando na associação em série;
- k) $H_{Bs2} \Rightarrow$ Altura manométrica da bomba 2, quando operando na associação em série

4.3 – Definição do Número Adequado de Bombas na Associação em Paralelo

Se necessitarmos recalcar grandes vazões, superiores às capacidades das bombas normais de mercado, normalmente, optamos por um sistema de associação em paralelo, que requererá mais de uma bomba.

O numero de unidades a ser empregado depende das peculiaridades de cada caso e das capacidades das bombas disponíveis no mercado.

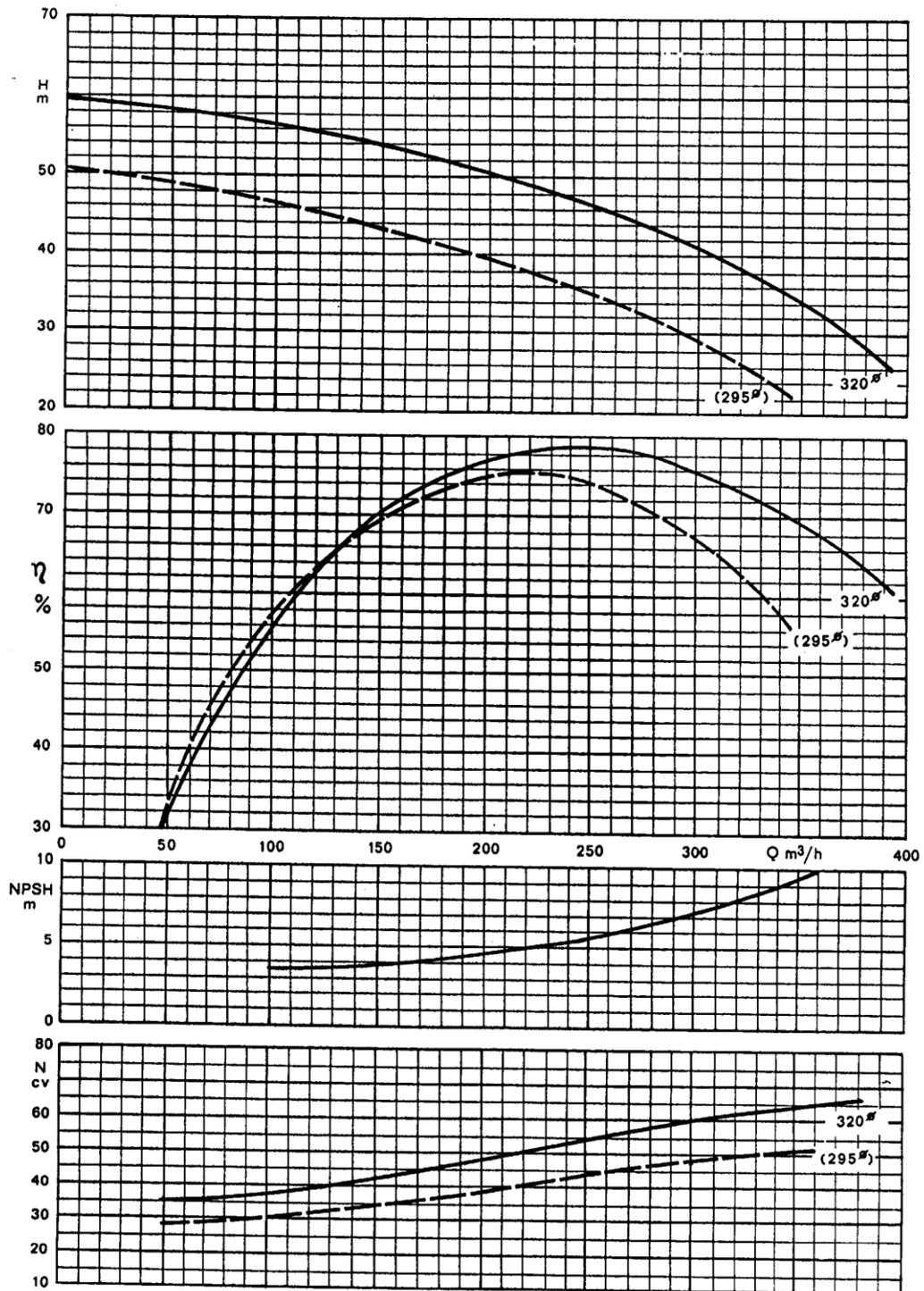
Quando é necessário apenas uma bomba, é aconselhável mantermos uma reserva .

Se existem no mercado bombas com capacidade adequada, o numero de 3 conjuntos é razoável .Dois para atender a vazão total e o terceiro de reserva, com capacidade de recalcar 50% da vazão total. É a solução mais barata e mais maleável, do que se tivéssemos 2 conjuntos cada um com capacidade de atender a vazão total.

Quatro conjuntos , 3 em funcionamento e 1 reserva com capacidade recalcar 33,33% da vazão total, é um sistema razoável.

Acima de 4 unidades torna-se anti-econômico, a não ser que haja razões imperativas, pois aumentam os serviços de manutenção, maiores gastos na instalação e problemas na operação quando trabalham em paralelo.

KSB	WKL 125	Curva n.º B 1215 60 Ciclos
------------	----------------	---



Rotor				Corpo sólido Ø max.	Dados para água: $\gamma = 1$ Recalcular sempre os pontos de aplicação para a rotação efetiva	$\frac{N}{n}$ max.	Pressão max. atm.	rpm 1750
Ø max.	Ø min.	largura	n.º modelo					
320	-	24						

KSB DO BRASIL - SÃO PAULO



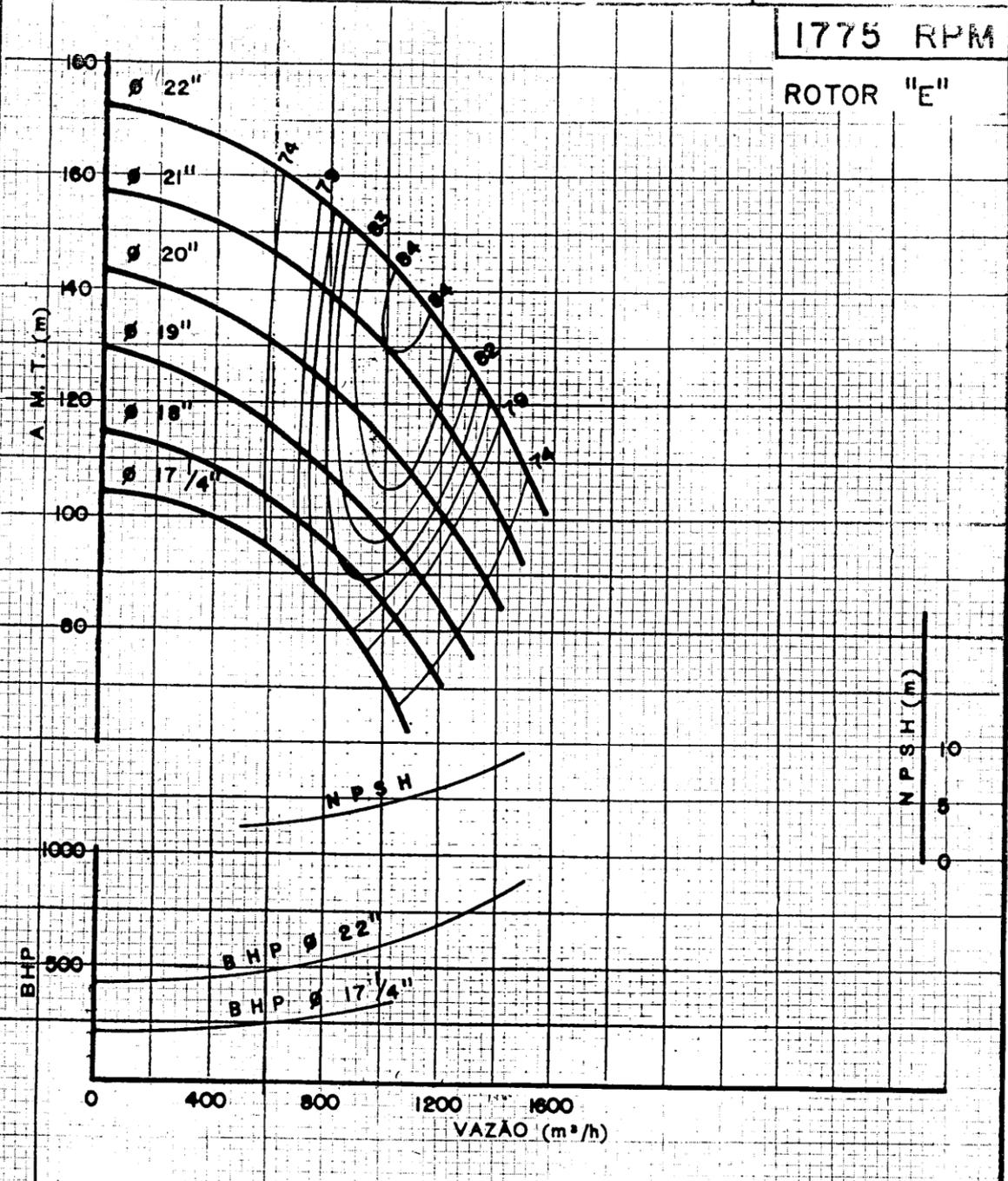
BOMBAS CENTRIFUGAS

CURVA DE PERFORMANCE

2118-7 F. S. L.
 DATA: _____
 SUBSTITUIÇÃO: _____
 TIPO LN

1775 RPM

ROTOR "E"



Sucção Ø 14" in. 355,6mm. Descarga Ø 8" in. 203,2mm. Diâmetro Máximo de sólidos _____ mm.

CONDIÇÕES DE SERVIÇO

CLIENTE: _____	FLUIDO: _____	DENS.: _____	REND.: _____ %
SERVIÇO: _____	VAZÃO: _____ m³/h	VISC.: _____	BHP: _____ HP
ITEM: _____	AMT: _____ m.	NPSH disp.: _____ m	NPSH req.: _____ m
DATA: ____/____/____ POR: _____			

Importante: Esta bomba é garantida para um ponto das condições de serviço. Outros pontos são aproximados, não garantidos. A vazão e a A.M.T. de projetos são baseadas em testes de fábrica, com água limpa e fria.

8 LN-21