

## CURVAS CARACTERÍSTICAS DE UMA TURBOBOMBA

A equação geral das máquinas de fluxo foi desenvolvida considerando uma única rotação. A velocidade tangencial  $u$  é, entretanto, função de  $n$ . A função  $f(H,Q,n)$ , em condições reais, é uma superfície, chamada de superfície característica, que é um parabolóide hiperbólico, cuja fórmula geral é :

$$H = An^2 + BnQ - CQ^2$$

Para uma rotação  $n$  constante, a curva  $(H,Q)$  será uma parábola; para  $H$  constante, a curva  $(Q,n)$  será uma hipérbole na qual o eixo da assíntota passa pelo centro do sistema de coordenadas; e para  $Q$  constante a curva  $(H,n)$  também será uma parábola.

De acordo com o formato da curva  $H = f(Q)$ , teremos diferentes denominações. Assim pode-se ter curva inclinada, curva ascendente-descendente, curva altamente descendente e curva plana, conforme mostrado na Figura 1.

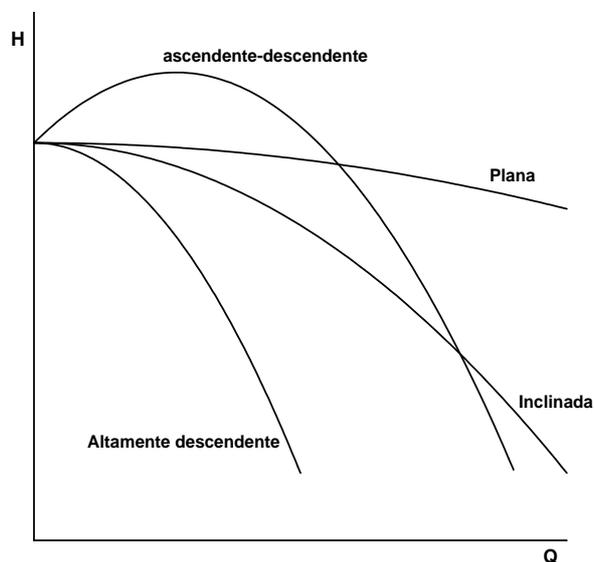


Figura 1 – Tipos de curva H x Q

Bombas com curvas ascendente-descendente apresentam um comportamento instável na região ascendente, e em projetos que utilizem tais máquinas deve-se ter o cuidado de evitar o funcionamento nesta região da curva.

Além da curva  $H \times Q$ , outras duas curvas são de interesse para o projeto de sistemas de bombeamento. A primeira delas é a curva rendimento ( $\eta$ ) x vazão e a outra é a curva potência ( $N$ ) x vazão. O rendimento total  $\eta$  pode ser definido como:

$$\eta = \frac{\text{potência útil cedida ao fluido}}{\text{potência absorvida pela bomba}} = \frac{\gamma QH}{\text{Pot}_{\text{abs}}}$$

O formato destas duas curvas está mostrado na Figura 2a, existindo um ponto de funcionamento onde o rendimento é máximo. A outra curva é a de potência mecânica consumida pela bomba em função da vazão (Figura 2b). Quando a vazão é nula, a potência hidráulica ganha pelo fluido também o é, porém existe uma potência mínima para manter a bomba girando e toda esta energia será dissipada, em forma de calor. O funcionamento por longo tempo com a saída da bomba fechada pode vir a causar o aquecimento do fluido

e causar alguns problemas no sistema. Por outro lado, a partida da bomba é normalmente efetuada com a saída fechada, pois é a condição de menor exigência do motor elétrico. Isso faz com que as correntes de partida do motor sejam menores e haja um conseqüente aumento da vida útil do equipamento.

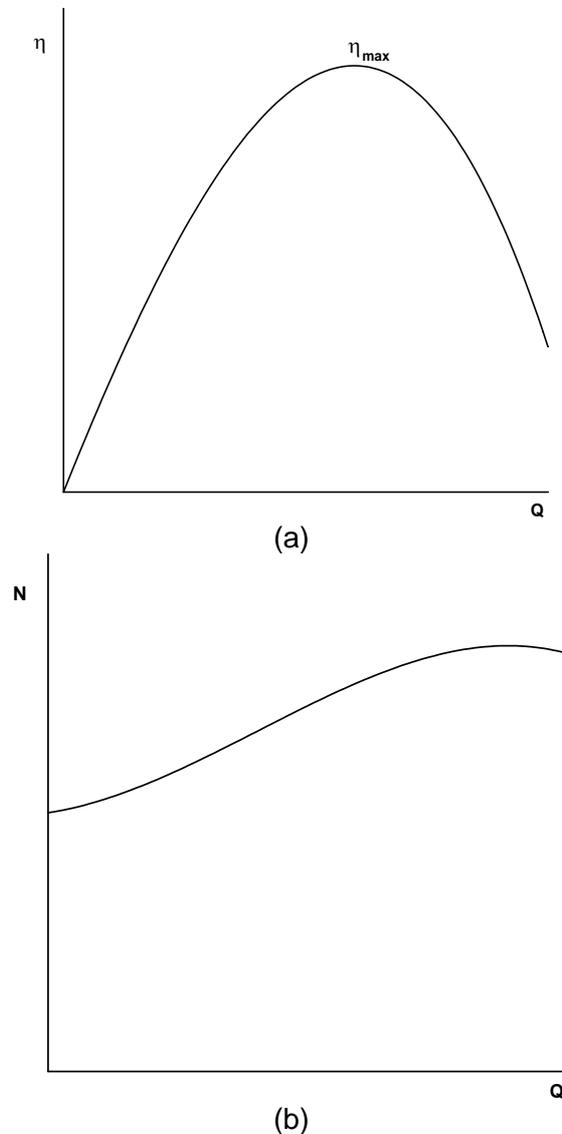


Figura 2 – Curvas (a)  $\eta \times Q$  e (b)  $N \times Q$

Uma outra forma de representação das curvas características de uma turbobomba é o chamado campo de funcionamento ou “diagrama de colina”. Neste tipo de diagrama são representadas curvas  $H \times Q$  para diferentes rotações juntamente com curvas de iso-rendimento. As curvas de igual rendimento têm o aspecto de elipses, sendo que o rendimento máximo estará no interior delas. O ponto  $(H, Q)$  correspondente a este rendimento máximo recebe o nome de ponto normal, e assim tem-se  $H_n$  e  $Q_n$ . O nome diagrama de colina vem do aspecto geral do mapeamento que se assemelha a um diagrama topográfico de um morro. A Figura 3 é uma representação esquemática de um destes diagramas.

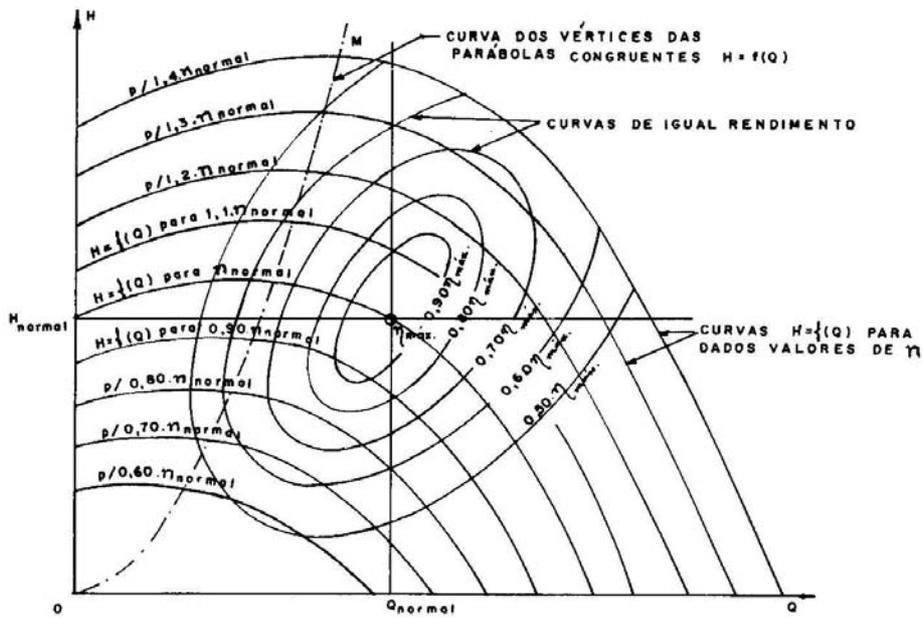


Figura 3 – Campo de funcionamento de uma turbobomba.

A curva característica da máquina ( $H \times Q$ ) é bastante influenciada pelo tipo de rotor da máquina. São apresentados, na Figura 4, formatos de curvas características para diversos tipos diferentes de bombas, de acordo com o tipo de rotor.

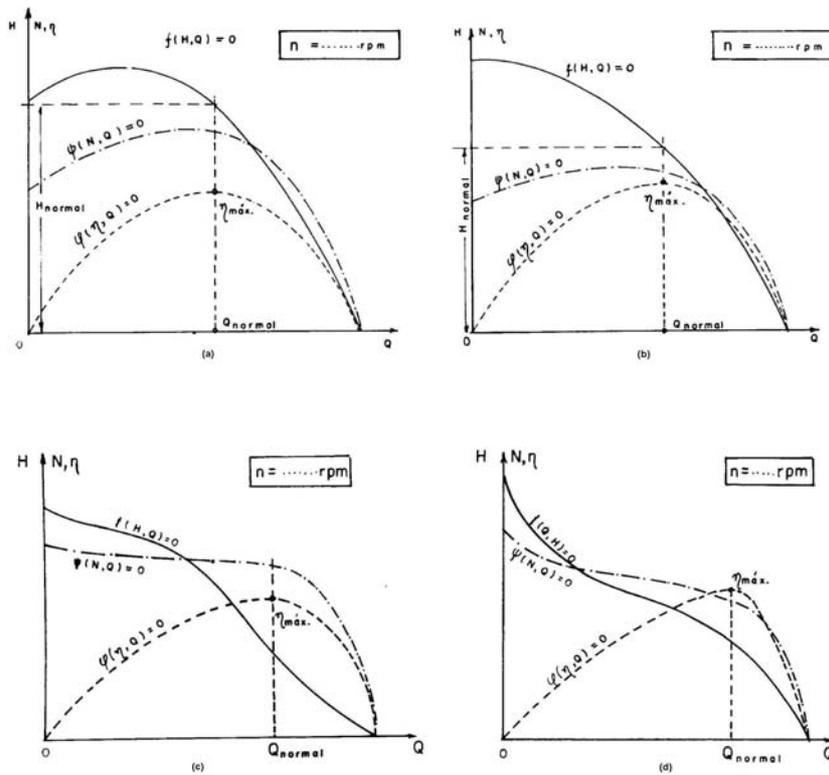


Figura 4 – Curvas características – (a) bomba centrífuga com pás curvadas para frente; (b) bomba centrífuga com pás curvadas para trás; (c) bomba hélico-centrífuga; (d) bomba axial.

## Curvas Fornecidas pelos Fabricantes

A apresentação das características de uma bomba pelos fabricantes pode ser de diversas formas. A primeira delas, utilizadas principalmente em bombas do tipo monobloco (na qual o motor já vem acoplado à bomba), é a apresentação em forma de tabela, conforme exibido na Figura 5.

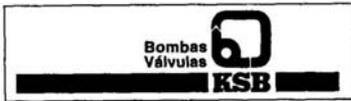
Modelo Bomba	Potência		Q m³/h l/min	H m																			
	Mono/Trifásica	kW		HP	0	0,3	0,6	0,9	1,2	1,5	1,8	1,9	2,1	2,2	2,4	2,5	2,6	2,7	2,9	3,0	Hs m		
A 500		0,37	0,5	35	32	27	24	21	19	17	16,5	16	15,5	15	14,7	14,5	14	13,5	13	1			
				35	32	27	24	21	19	17	16,5	16	15,5	15	14,7	14,5	14	13,5	13	2			
				35	32	27	24	21	19	17	16,5	16	15,5	15	14,7	14,5					3		
				35	32	27	24	21	19	17	16,5	16	15,5	15	14,7						4		
				35	32	27	24	21	19	17	16,5	16	15,5									5	
				35	32	27	24	21	19	17	16,5												6
				35	32	27	24	21	19														7
				35	32	27	24	21															8
				35	32	27	24																9
A 1000		0,75	1,0	56	50	45	41	37	33	30	29,5	28	26,5	25,5	25	24	23,5	22,5	22	1			
				56	50	45	41	37	33	30	29,5	28	26,5	25,5	25	24	23,5	22,5			2		
				56	50	45	41	37	33	30	29,5	28	26,5	25,5	25							3	
				56	50	45	41	37	33	30	29,5	28	26,5									4	
				56	50	45	41	37	33	30	29,5	28	26,5									5	
				56	50	45	41	37	33	30	29,5												6
				56	50	45	41	37	33														7
				56	50	45	41	37															8
				56	50	45	41																9

Figura 5 – Características das bombas KSB A500 e A1000.

Outra forma bastante comum é a apresentação como um diagrama similar ao diagrama de colina. Como normalmente se utilizam motores de indução assíncronos para a movimentação da bomba e a variação de rotação deste tipo de motor envolve a utilização de equipamentos extras, tais como inversores de frequência ou banco de resistências, o mais comum é a utilização da bomba na rotação fornecida pelo motor (ao redor de 3600 rpm para motores com um par de polos e ao redor de 1800 para aqueles com dois pares de polos). Desta forma, a utilização da variação de rotação nas curvas características não é normalmente encontrada nos catálogos (principalmente em catálogos mais antigos). Os fabricantes fornecem nestes diagramas as curvas de famílias de bombas, que são compostas por bombas de mesmas características construtivas e com rotores de diâmetros diferentes. A variação do diâmetro tem um efeito similar à variação de rotação, pois a velocidade tangencial no rotor depende diretamente do produto destas duas variáveis. Assim, os diagramas encontrados nos catálogos dos fabricantes possuem forma similar ao diagrama de colina, com a inclusão do diâmetro do rotor como variável, mantendo-se a rotação fixa. As curvas de potência consumida em função da vazão podem vir separadas das curvas HxQ e de iso-rendimento, como na Figura 6, ou na forma de curvas de potência constante em um único diagrama, como na Figura 7.

Para permitir uma escolha rápida de uma família de bombas dentre aquelas disponíveis, o fabricante fornece um diagrama, chamado de diagrama de quadrículas, no qual se entra com a vazão e a altura manométrica desejadas e se determina qual a família mais adequada.

A construção deste diagrama leva em consideração a rotação da bomba, e uma faixa de rendimentos considerada adequada pelo fabricante para a classe de bombas em questão. Na Figura 8 está mostrado como são construídas as quadrículas que compõem o diagrama.



Bomba Tipo  
 Pump Type  
 Tipo de Bomba

**KSB MEGANORM  
 KSB MEGACHEM**

Tamanho  
 Size  
 Tamanho

**100-200**

Velocidade Nominal  
 Nom. Rotative Speed  
 Velocidad Nominal

**3500 rpm**

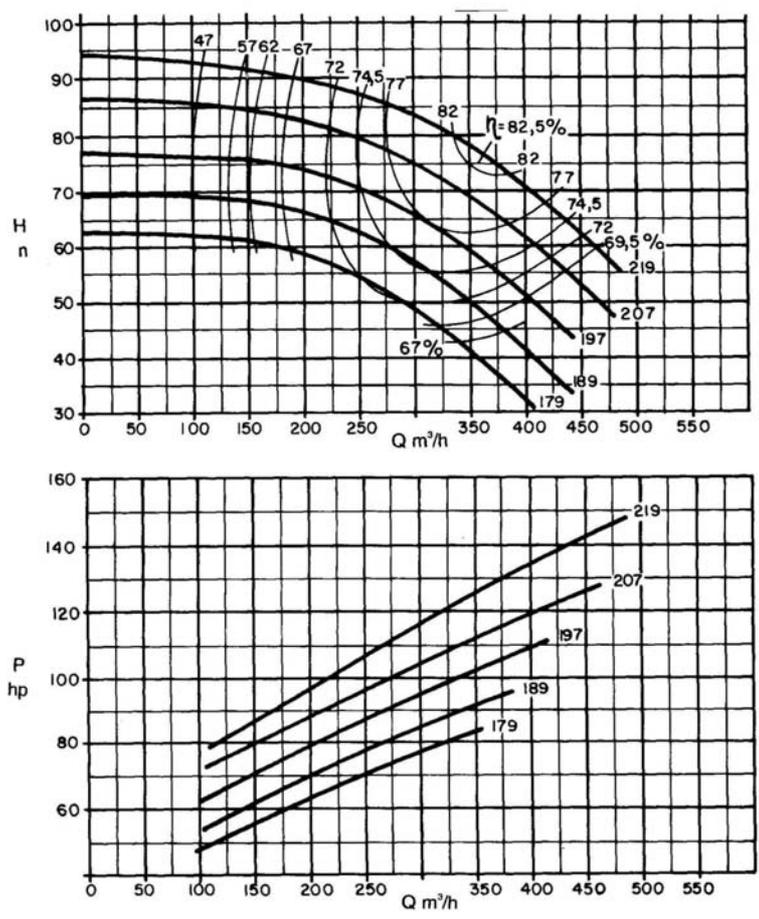


Figura 6 – Curvas características – Bomba KSB Meganorm 100-200.

A junção das quadrículas de uma série de bombas num único diagrama permite a visualização global de toda a série. Como exemplo, na Figura 9 está mostrado o diagrama de quadrículas da série KSB – Meganorm para 3500rpm-60Hz. O número dentro das quadrículas representa a família de bombas, sendo que, neste caso específico, o primeiro número se refere ao diâmetro da boca de recalque e o segundo a classe de diâmetros das bombas que compõem a família de bombas.

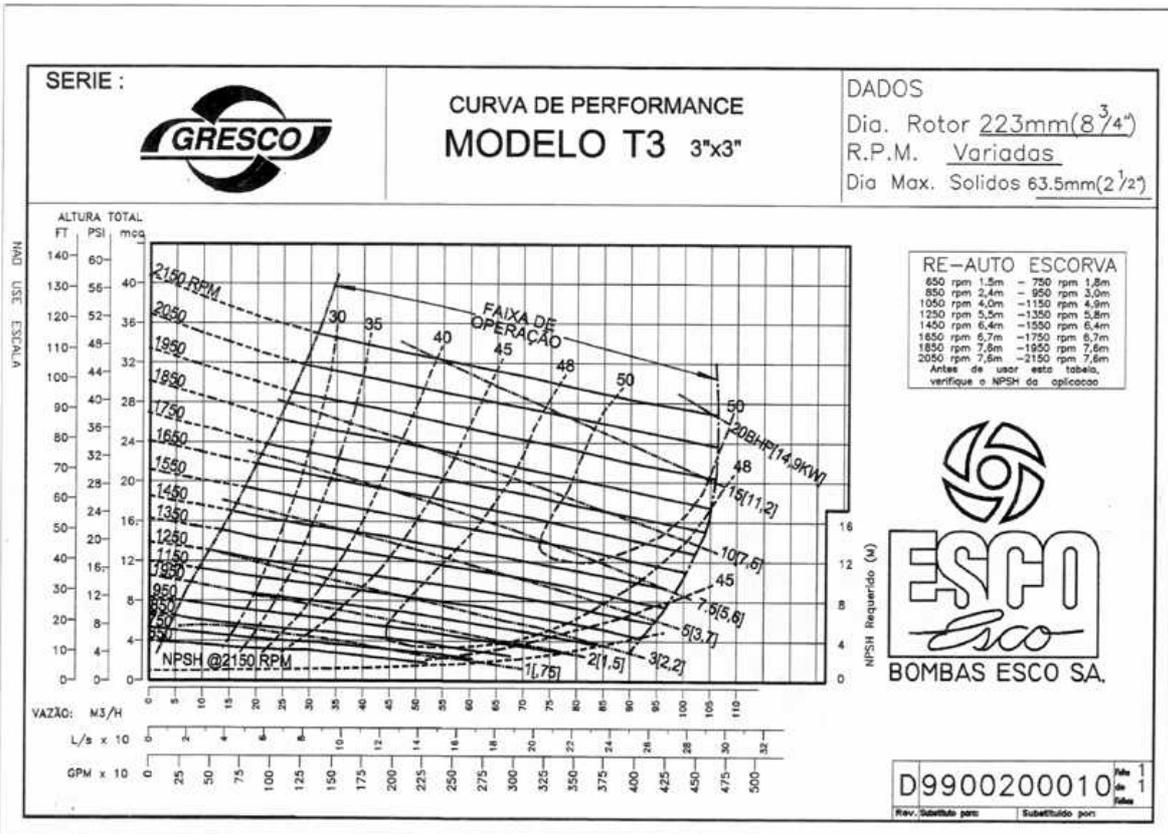


Figura 7 – Curvas características – Bomba ESCO – T3.

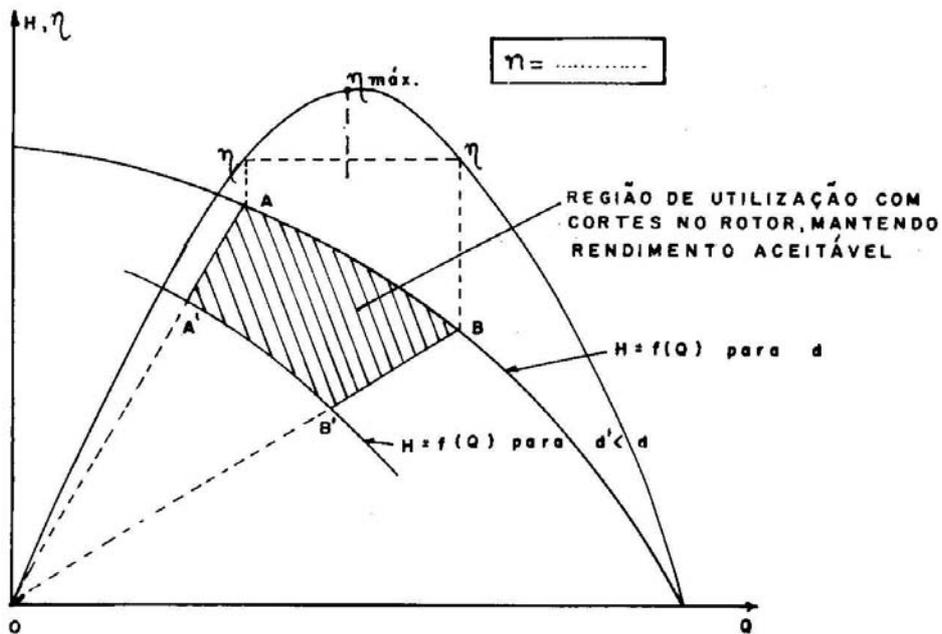
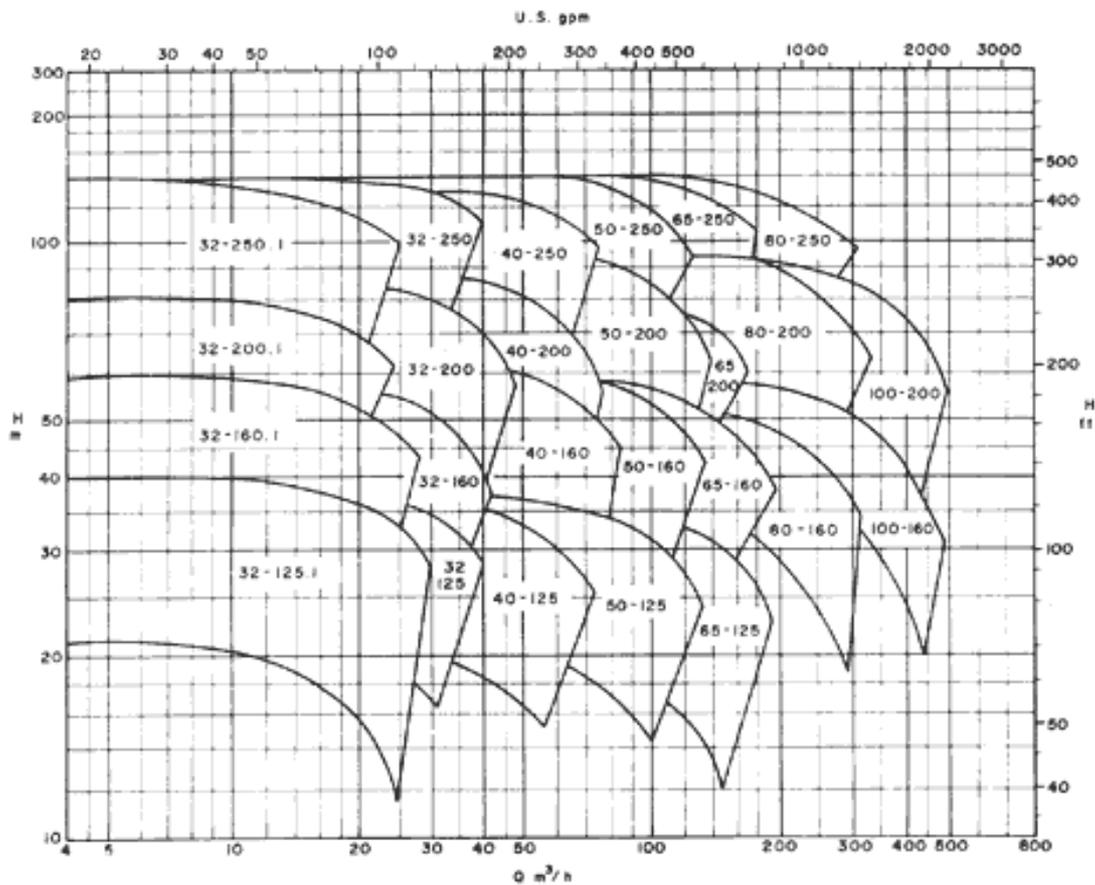


Figura 8 – Região de rendimento aceitável com variação de diâmetro.



3,500 rpm

Figura 9 – Diagrama de quadrículas da série KSB-Meganorm.

### Fatores que Modificam as Curvas Características

Alguns fatores afetam as curvas características mostradas anteriormente. Os mais importantes são a variação na rotação e no diâmetro do rotor, a natureza do líquido que está sendo bombeado e o tempo de serviço da máquina. A seguir são detalhados alguns efeitos relacionados a cada um destes fatores individualmente.

Uma análise dimensional dos parâmetros envolvidos nas curvas características das bombas é importante para entender o relacionamento entre eles. Se forem tomadas as grandezas: rotação ( $n$ ) (em rps), diâmetro externo do rotor ( $D$ ), massa específica do fluido ( $\rho$ ), viscosidade do fluido ( $\mu$ ), a vazão ( $Q$ ), a carga ( $H$ ) e a potência ( $N$ ), o resultado da análise dimensional serão os grupos adimensionais:

$$\pi_1 = \frac{Q}{nD^3}; \quad \pi_2 = \frac{H}{n^2 D^2}; \quad \pi_3 = \frac{D^2 n \rho}{\mu} \quad \text{e} \quad \pi_4 = \frac{N}{\rho n^3 D^5}$$

Com estes grupos adimensionais é possível se determinar o comportamento esperado da máquina quando ocorrem variações em alguns dos parâmetros. Nesta análise se utilizou  $H$  como sendo energia por unidade de massa do fluido ( $J/kg = m^2/s^2$ ). Como normalmente se utiliza  $H$  como energia por unidade de peso ( $J/N = m$ ) para se ter compatibilidade deve-se multiplicar  $\pi_2$  pela aceleração da gravidade  $g$ .

## Influência da Variação de Rotação

A simples análise dos grupos adimensionais mostra que, mantendo-se as propriedades do fluido constantes, a vazão varia linearmente com a rotação, a carga varia com o quadrado de  $n$  e a potência com o cubo de  $n$ , ou seja :

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{n_2}{n_1}; \quad \frac{H_2}{H_1} = \frac{n_2^2}{n_1^2} \quad \text{e} \quad \frac{N_2}{N_1} = \frac{n_2^3}{n_1^3}$$

Nestas expressões optou-se por utilizar a rotação da máquina ao invés da velocidade angular. Como as duas estão relacionadas estas relações continuam adimensionais (o que não ocorreria nos  $\pi$ 's).

Como os parâmetros relacionam razões entre grandezas de mesma dimensões, pode-se utilizá-las em diferentes sistemas de unidades, sem necessidade de quaisquer transformações.

A relação para a potência é válida supondo que o rendimento da máquina permanece constante. Entretanto, a variação da rotação irá alterar o rendimento. A correção pode ser feita introduzindo os rendimentos na expressão de potência na seguinte forma:

$$\frac{N_2}{N_1} = \frac{n_2^3}{n_1^3} \frac{\eta_1}{\eta_2} \quad \text{com} \quad \eta_2 = 1 - (1 - \eta_1) \left( \frac{n_2}{n_1} \right)^{0,1}$$

Além desta, existem outras expressões empíricas para a estimativa da eficiência, tal como a recomendada por Comolet:

$$\eta_2 = \frac{\eta_1}{\eta_1 + (1 - \eta_1) \left( \frac{n_1}{n_2} \right)^{0,17}}$$

Como um exemplo, considere as curvas da bomba KSB Meganorn 32-125, com rotações de 1750rpm e 3500 rpm, mostradas na Figura 10. Para esta bomba funcionando a 3500 rpm com rotor de 134 mm tome um ponto, por exemplo, com uma vazão  $Q = 25 \text{ m}^3/\text{h}$ , que corresponde a  $H = 32,5 \text{ m}$ ,  $N = 4,6 \text{ HP}$  e  $\eta = 65\%$ . Aplicando as equações anteriores para obter um ponto quando o funcionamento se dá em 1750 rpm chega-se a :  $Q = 12,5 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $H = 8,1 \text{ m}$ ,  $\eta = 0,62$  e  $N = 0,6\text{HP}$ . Os dois pontos estão marcados na Figura 10 e verifica-se a boa aproximação. A estimativa do rendimento é um pouco acima do valor real o que leva a se subestimar a potência. Se o procedimento for repetido para alguns outros pontos da curva da bomba em 3500 rpm, pode-se construir a curva em 1750 rpm que dará o comportamento estimado nesta nova rotação.

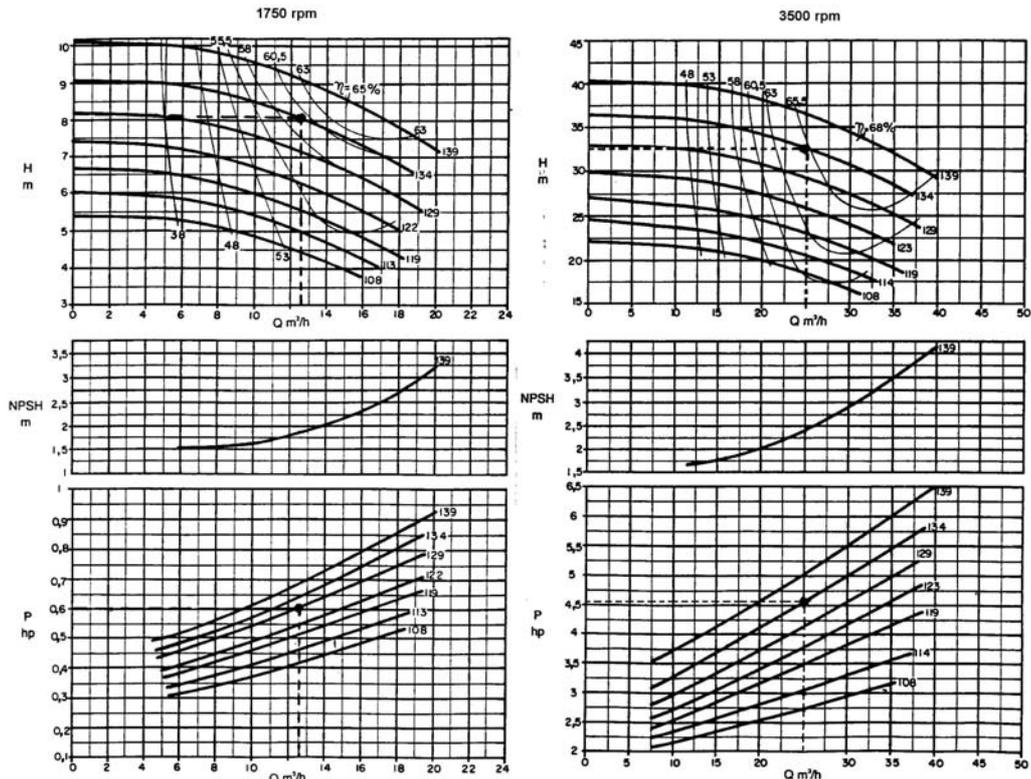


Figura 10 – Influência da rotação nas curvas características

### Influência do Diâmetro do Rotor

Nesta análise é importante se separar em duas situações diferentes. A primeira delas é quando se trata de bombas geometricamente semelhantes, isto é, bombas cujas dimensões físicas têm um fator de proporcionalidade constante. Neste caso, a análise dos parâmetros adimensionais fornece as relações:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^3; \quad \frac{H_2}{H_1} = \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^2 \quad \text{e} \quad \frac{N_2}{N_1} = \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^5$$

A outra situação é aquela na qual existe uma redução no diâmetro externo do rotor, permanecendo as outras características físicas constantes. Esta alternativa é utilizada pelos fabricantes de bombas para ampliar a faixa de operação de suas máquinas. Desta forma, são montadas bombas com volutas idênticas, porém com rotores de diâmetro diferentes. Deve-se ter em mente que esta redução é limitada, pois a redução grande do diâmetro do rotor faz com que a eficiência da bomba seja bastante reduzida. Na prática esta redução está limitada a cerca de 20% do maior rotor. Neste caso, a análise não pode ser feita diretamente pelos parâmetros adimensionais. O resultado apresentado por McIntire diz que :

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \left( \frac{D_2}{D_1} \right); \quad \frac{H_2}{H_1} = \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^2 \quad \text{e} \quad \frac{N_2}{N_1} = \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^3$$

Na realidade existem autores que propõem que o expoente da relação de diâmetros na expressão de Q deva ser entre 0,9 e 1,1 e outros autores afirmam que este expoente deve ser 2.

Como exemplo, considere a bomba KSB Meganorm 32-125, com diâmetro 134mm e 3500 rpm, funcionando em  $Q = 25 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $H=32,5 \text{ m}$  e  $N = 4,6 \text{ HP}$ , e se deseja estimar um ponto na curva da bomba se o rotor tivesse 119 mm. Aplicando a fórmula obtém-se  $Q = 22,2 \text{ m}^3/\text{h}$  ( $19,7 \text{ m}^3/\text{h}$  com expoente 2),  $H = 25,6 \text{ m}$  e  $N = 3,22 \text{ HP}$ .

Na Figura 11 estão representados os pontos na curva da bomba calculados. Pode-se notar que o resultado com expoente 2 aproxima-se mais da curva real da bomba.

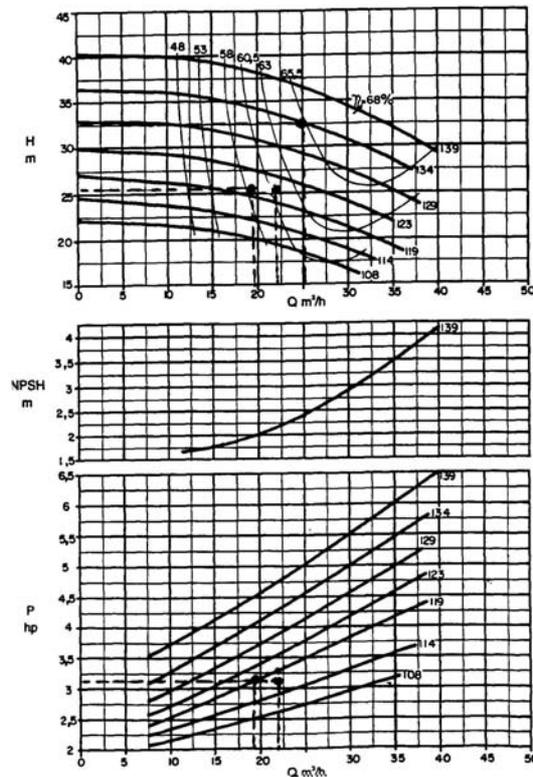


Figura 11– Influência na variação do diâmetro nas curvas de funcionamento.

A utilização das expressões de semelhança permite, a partir do conhecimento da curva característica para um diâmetro e uma rotação, estimar as curvas para outras rotações e outros diâmetros. Logicamente, os resultados devem ser tratados como estimativas e o comportamento real deve, sempre que possível, ser avaliado através de experimentos.

### Influência da Massa Específica do Fluido

Se tivermos duas bombas iguais bombeando líquidos com massa específica diferentes com o mesmo número de rotações, se a viscosidade dos dois for a mesma, experimentalmente se verifica que o rendimento se mantém praticamente constante, a carga gerada no rotor será a mesma pois as velocidades se mantêm as mesmas porém a pressão medida na saída da bomba será mais elevada no líquido de maior peso específico. A potência consumida pela máquina também será maior, pois:

$$N = \frac{\gamma QH}{\eta}$$

## Influência da Viscosidade

Se a viscosidade variar, as perdas por atrito e por choques sofrerão variações que podem ser elevadas e isto poderá afetar o funcionamento da máquina de maneira acentuada. O aumento da viscosidade diminuirá a energia útil fornecida ao líquido e o rendimento e ter-se-á um aumento na potência consumida. Nas bombas de menores dimensões estes efeitos serão mais acentuados do que nas de dimensões maiores.

O Hydraulic Institute apresenta no seu relatório “Standards for Centrifugal Pumps” um gráfico aplicável somente a bombas centrífugas, destinadas ao bombeamento de óleo, com rotor aberto ou fechado, não devendo ser aplicado a fluidos não newtonianos, tais como pastas de papel, esgoto, etc.

A Figura 12 corresponde a este gráfico para unidades no sistema internacional. Através de seu uso é possível se obter coeficientes que permitem traçar a curva característica da bomba quando utilizada para bombeamento de um fluido mais viscoso, a partir da curva de funcionamento com água.

Como exemplo, considere a curva de funcionamento da bomba KSB Meganorm 32-125, 3500 rpm com rotor de 139 mm. Deve-se primeiramente se determinar os valores das grandezas características do ponto de rendimento máximo e também os valores destas grandezas para 60%, 80% e 120% da vazão do ponto de maior rendimento. Os valores lidos estão apresentados na Tabela 1.

Tabela 1 – Pontos da curva característica para água

	Q (m <sup>3</sup> /h)	H (m)	$\eta$	N (hp)
0,6 Q <sub>max</sub>	18,72	38,5	0,61	4,5
0,8 Q <sub>max</sub>	25	36,5	0,658	5,0
1,0 Q <sub>max</sub>	31,2	34,0	0,68	5,6
1,2 Q <sub>max</sub>	37,5	30,5	0,658	6,25

Considere agora que se deseja construir as curvas para um fluido com viscosidade cinemática de 30°E e densidade relativa 0,85. Os fatores de correção são determinados da seguinte forma: com o valor de Q para o melhor rendimento, entra-se no gráfico da Figura 12, sobe-se até encontrar valor de H deste ponto, vira-se até encontrar com a curva da viscosidade e a partir deste ponto sobe-se até cruzar as curvas de  $C_\eta$ ,  $C_Q$  e as de  $C_H$  que são os fatores de correção de cada variável. Note que existe um único valor de correção para Q e rendimento e valores diferentes para cada carga H. A potência será corrigida através de:

$$N = \frac{\gamma Q H}{\eta} \quad \text{ou} \quad N_{\text{visc}} = \frac{\gamma_{\text{visc}}}{\gamma_{\text{água}}} \frac{C_Q C_H}{C_\eta} N_{\text{água}}$$

Os valores obtidos são  $C_\eta = 0,4$ ,  $C_Q = 0,84$ ,  $C_{H0,6Q} = 0,9$ ,  $C_{H0,8Q} = 0,88$ ,  $C_{H0,10Q} = 0,85$  e  $C_{H0,1,2Q} = 0,8$ . Os resultados após as correções são apresentados na Tabela 3 e, de forma gráfica, na Figura 13.

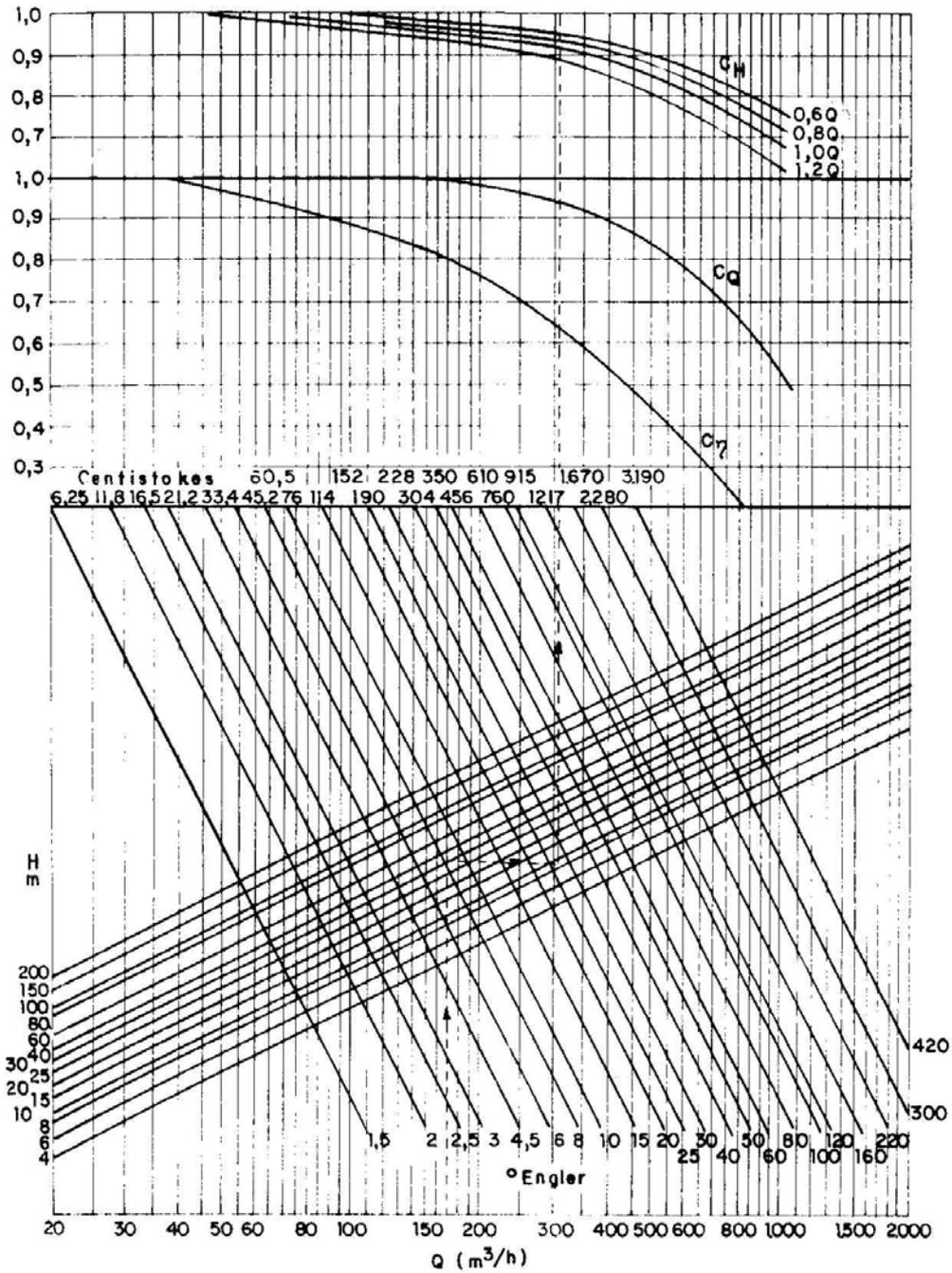


Figura 12 – Correção das curvas características para fluidos viscosos.

Tabela 2 – Curva característica para o fluido mais viscoso.

$Q_{\text{visc}}$ (m <sup>3</sup> /h)	$H_{\text{visc}}$ (m)	$\eta$	$N_{\text{visc}}$ (hp)
15,72	34,6	0,275	6,8
21	32,1	0,296	7,4
26,2	28,9	0,306	8,0
31,8	24,4	0,296	8,4

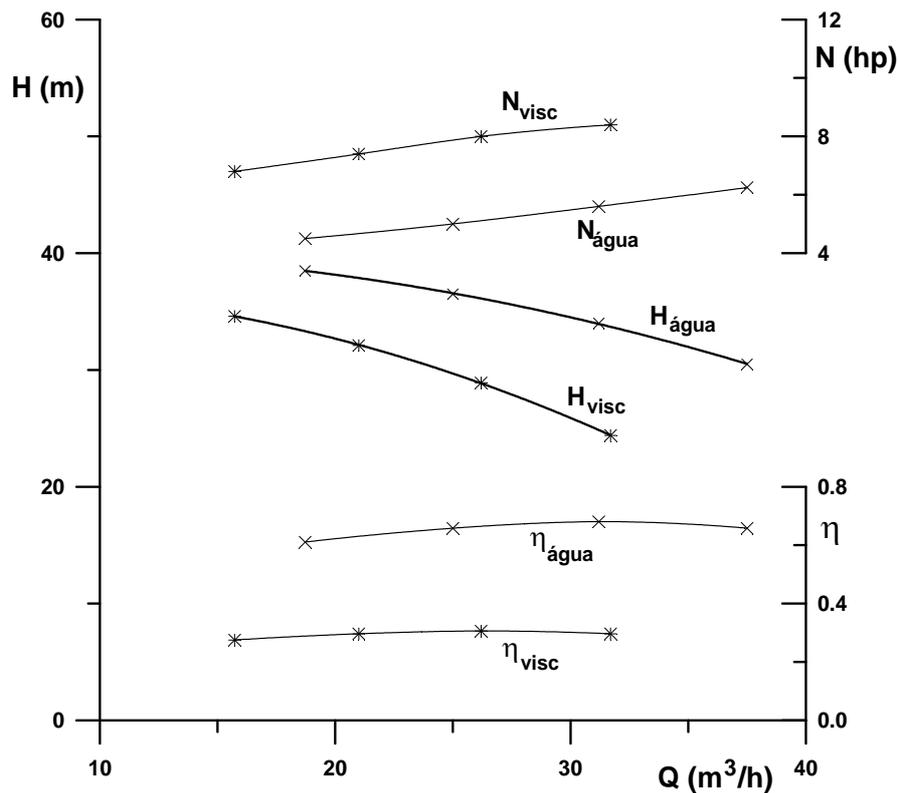


Figura 13 – Curva característica com fluido mais viscoso.

### Influência do Tempo de Uso da Bomba

O tempo de serviço deteriora o desempenho do equipamento devido aos desgastes normais que ocorrem. Como esta deterioração depende do material de construção e das condições de operação não é possível se encontrar relações matemáticas para correções. Para se verificar o desempenho após certo tempo, a única forma é submeter a máquina a um teste e determinar as novas curvas.

### Influência de Materiais em Suspensão

Quando se tem uma mistura de água e sólidos ou elementos pastosos em suspensão, esta mistura se comporta como um líquido com densidade e viscosidade maior. Devido à diversidade das composições não se pode estabelecer correlações para correções de curvas. Como o bombeamento deste tipo de líquido exige muitas vezes materiais de construção e rotores com geometria especiais, para aplicações mais comuns, existem bombas especiais disponíveis no mercado.

### Velocidade Específica e Rotação Específica

Uma expressão para a velocidade específica pode ser obtida pela eliminação do diâmetro nas expressões de  $\pi_1$  e  $\pi_2$  das relações anteriormente apresentadas. Para isso, basta fazer a relação:

$$\frac{\pi_1^{1/2}}{\pi_2^{3/4}} = n_s = \frac{\omega Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

sendo  $n_s$  a velocidade específica e  $H$  a energia fornecida pela bomba por unidade de massa do fluido.

Esta definição de velocidade específica, apesar de ser adimensional, não é utilizada na prática. Prefere-se considerar uma relação que leve em conta a rotação da máquina (e não a velocidade angular) e a carga como sendo a energia por unidade de peso do fluido.

Para a nova definição são utilizados os chamados parâmetros unitários da máquina. Para uma determinada máquina, que descarrega uma vazão  $Q$  contra uma altura útil  $H$  quando trabalha com uma rotação  $n$ , as grandezas unitárias serão obtidas através das relações de semelhança fixando uma altura de carga de 1 m. Assim:

$$n_1 = \frac{n}{\sqrt{H}} \quad \text{e} \quad Q_1 = \frac{Q}{\sqrt{H}}$$

Para a determinação da velocidade específica, foi fixado, além da altura  $H = 1$  m, uma vazão de 75 l/s. Esta vazão foi escolhida porque uma bomba que desloca 75 l/s de água contra uma altura de 1 m, consome em condições ideais 1 cv. Para fazer com que a máquina anterior desloque esta vazão, será necessário se fazer uma alteração de diâmetro, caso contrário não se conseguirá manter a carga de um metro. Assim, os diâmetros correspondentes a esta nova situação e a nova rotação, pode ser determinados através das grandezas unitárias.

$$\frac{D_1^2}{D_s^2} = \frac{Q_1}{0,075}$$

$$\frac{n_s}{n_1} = \frac{D_1}{D_s} = \sqrt{\frac{Q_1}{0,075}}$$

Recuperando as variáveis originais da máquina, obtém-se

$$n_s = 3,65 \frac{n \sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}},$$

que é a expressão utilizada para o cálculo da velocidade específica utilizando unidades métricas. Nesta expressão as rotações  $n$  e  $n_s$  são expressas em rpm,  $Q$  em  $\text{m}^3/\text{s}$  e  $H$  em m. Para bombas de múltiplos estágios  $H$  deve ser dividido pelo número de rotores e para bombas com entrada bilateral,  $Q$  deve ser dividida por 2.

Como esta nova definição de  $n_s$  não é adimensional, deve-se tomar cuidado com o sistema de unidades utilizado no seu cálculo. No sistema inglês, utilizam-se vazões em gpm,  $H$  em ft e potência em hp, de forma que os valores numéricos nos dois sistemas serão diferentes. Estes valores estarão relacionados por:

$$n_{s\text{met}} = \frac{n_s \text{US}}{14.15}$$

Em algumas situações, principalmente no estudo de turbinas hidráulicas, é mais conveniente se expressar a velocidade específica em termos de potência ao invés de vazão. Considerando eficiência unitária e potência em cv e isolando a vazão, obtém-se:

$$n_s = \frac{n\sqrt{N}}{H^{\frac{5}{4}}}$$

Se ao invés de se considerar uma vazão de 75 l/s for utilizada uma vazão de 1m<sup>3</sup>/s, o resultado é a chamada rotação específica ou número específico de rotações ou ainda número característico de rotações, dado por:

$$n_q = \frac{n\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}}$$

de forma que:

$$n_s = 3,65n_q$$

A bomba ideal geometricamente semelhante àquela considerada, cujo número de rotações é  $n_s$ , é chamada de bomba unidade da bomba dada e todas as bombas geometricamente semelhantes terão somente uma bomba unidade. A velocidade específica fornece um padrão de comparação entre diferentes máquinas e serve para determinar o formato de rotor mais adequado a cada aplicação. Na Figura 14 está mostrado o campo de aplicações dos diversos tipos de rotores.

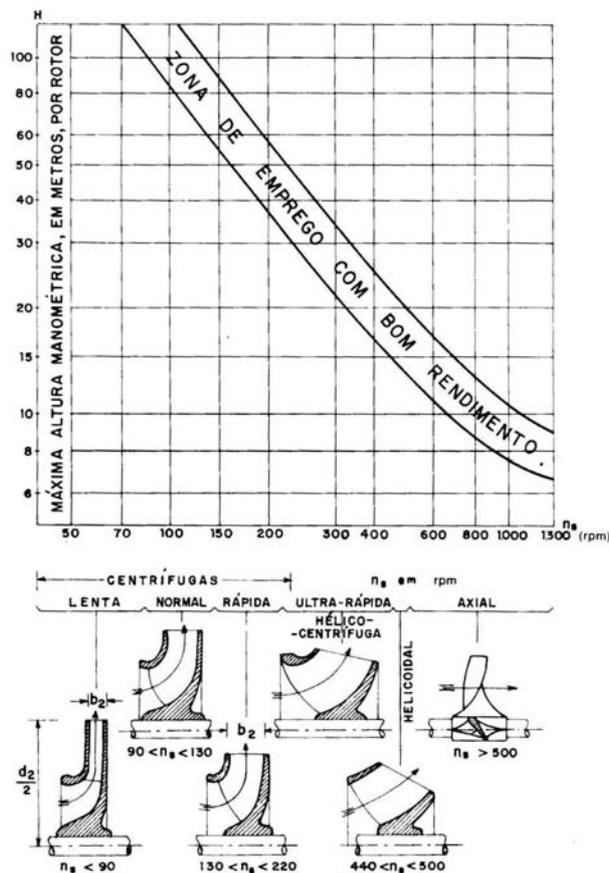


Figura 14 – Campo de aplicação de rotores de turbobombas.