

Curva NPSH(Q) de uma bomba centrífuga radial para rotações não padronizadas

Fernando das Graças Braga da Silva

USP-Escola de Engenharia de São Carlos – Departamento de Hidráulica e Saneamento – Av. Trabalhador São-carlense, 400
13560-250 São Carlos, S.P. – fernandos2001@bol.com.br

Hans George Arens

USP-Escola de Engenharia de São Carlos – Departamento de Hidráulica e Saneamento – Av. Trabalhador São-carlense, 400
13560-250 São Carlos, S.P. – arens@linkway.com.br

Lunalva Azevedo Neves

USP-Escola de Engenharia de São Carlos – Departamento de Hidráulica e Saneamento – Av. Trabalhador São-carlense, 400
13560-250 São Carlos, S.P. – zina@terra.com.br

RESUMO – Em muitas aplicações da engenharia, as condições operacionais não permitem que uma bomba centrífuga opere com rotações indicadas nos catálogos (“padronizadas”). Nesses casos alguns profissionais da área tem dificuldades para obter uma estimativa confiável das curvas de desempenho $H(Q)$ e $NPSH(Q)$ para a rotação n escolhida. No artigo mostra-se que a utilização dos pontos homólogos fornece bons resultados apenas para a estimativa da curva $H(Q)$ e que essa metodologia não pode ser aplicada para a determinação da curva $NPSH(Q)$, exceto sob determinadas condições restritivas.

Palavras-chave: bombas hidráulicas; cavitação; NPSH.

INTRODUÇÃO

As bombas centrífugas radiais, de baixas ou médias potências, são máquinas que normalmente operam acopladas diretamente aos motores de acionamento, formando o grupo motor-bomba. Alguns modelos compactos são fabricados integrando-se o motor ao corpo da própria bomba obtendo-se dessa maneira uma redução das dimensões e do peso do conjunto. Os fabricantes em geral, utilizam motores elétricos de indução de 2, 4 ou 6 pólos, que trabalham nas rotações padronizadas de 3500 rpm, 1750 rpm e 1120 rpm e estas são utilizadas nos ensaios para o levantamento das curvas características de desempenho $H(Q)$, $P(Q)$ e $NPSH(Q)$, respectivamente a altura manométrica, a potência no eixo da máquina e o NPSH em função da vazão.

Geralmente, quando o acionamento das bombas é realizado com uma rotação n não padronizada (motores a combustão interna, turbinas hidráulicas ou a vapor, motores especiais etc.), as curvas de catálogo

são corrigidas para a nova condição empregando-se as clássicas expressões dos pontos homólogos:

$$Q_n = Q_{n1} \frac{n}{n_1} \quad (1)$$

$$H_n = H_{n1} \left(\frac{n}{n_1} \right)^2 \quad (2)$$

$$P_n = P_{n1} \left(\frac{n}{n_1} \right)^3 \quad (3)$$

Aplicando-as a todos os pontos $\{Q_{n1}, H_{n1}\}$ da curva do fabricante na rotação n_1 , determina-se em seguida os pontos correspondentes $\{Q_n, H_n\}$ da curva n procurada.

Sabe-se também que os rendimentos de dois pontos homólogos são iguais e dessa forma o rendimento η_n no ponto calculado é igual ao rendimento η_{n1} do ponto na curva base, que lhe deu origem.

Uma mesma bomba centrífuga tem sua utilização indicada para duas rotações padronizadas n_1 e n_2 e às vezes até três. Nestes casos a curva $H_n(Q)$ genérica pode ser determinada a partir de qualquer uma das curvas conhecidas (na rotação n_1 ou n_2), optando-se normalmente pela rotação mais próxima.

Em muitos modelos computacionais as curvas $H(Q)$ são expressas por parábolas do tipo $H=a_1Q^2+b_1Q+c_1$ onde a_1 , b_1 e c_1 são calculados a partir de 3 pontos escolhidos sobre a curva do fabricante. Nesse caso os parâmetros a_n , b_n e c_n da curva corrigida obedecem a:

$$a = a_1 \quad (4)$$

$$b = b_1 \frac{n}{n_1} \quad (5)$$

$$c = c_1 \left(\frac{n}{n_1} \right)^2 \quad (6)$$

A aplicação dessa rotina de cálculo, que é apresentada de forma detalhada em quase todos os livros texto de hidráulica básica fornece ótimos resultados, principalmente quando o fluido bombeado é água. Entretanto podem ocorrer desvios, as vezes até significativos, em aplicações que tratam do bombeamento de fluidos muito viscosos.

Uma aparente dificuldade surge quando o projetista necessita da curva $NPSH_n(Q)$ para uma rotação qualquer. Uma consulta ao fabricante provavelmente resultará na sugestão de utilizar-se as mesmas expressões dos pontos homólogos, no formato descrito nas equações 7 e 8:

$$Q_n = Q_{n1} \frac{n}{n_1} \quad (7)$$

$$NPSH_n = NPSH_{n1} \left(\frac{n}{n_1} \right)^2 \quad (8)$$

Esse procedimento também é apresentado pelas normas técnicas especializadas, mas é apenas indicado para se efetuar o ajuste das curvas de cavitação padronizadas $NPSH_{n1}(Q)$, compensando as pequenas variações de rotação que ocorrem durante os ensaios de laboratório. Essas variações, porém, são limitadas em 3%, ou seja, o uso das expressões dos pontos homólogos só é permitido se a razão n/n_1 estiver compreendida no intervalo $0,97 < n/n_1 < 1,03$.

Muitos pesquisadores já realizaram estudos abordando a comparação entre as curvas de desempenho de máquinas hidráulicas, em forma dimensional ou adimensional. Pode-se destacar alguns trabalhos, tal como Silva (1998), onde para um conhecido fabricante nacional traçou-se para diversas bombas as curvas do coeficiente de vazão contra as dos coeficientes de pressão e de NPSH para duas rotações.

Timcke (2001) fez a análise e a comparação das curvas características de dois modelos de bombas centrífugas "standart" (bombas padrão com as mesmas dimensões), provenientes de 5 fabricantes do parque industrial alemão e concluiu que os desvios mais significativos ocorreram de fato no parâmetro de cavitação NPSH. O autor atribuiu esses desvios às diferenças marcantes entre os bancos de ensaios e na metodologia empregada.

De fato, alguns fabricantes procuram determinar a condição de cavitação incipiente enquanto outros avaliam o NPSH requerido pela máquina através da queda de 3% da curva $H(Q)$. A influência do número de Reynolds e dos parâmetros termodinâmicos envolvidos provavelmente foram os fatores principais que causaram as diferenças observadas. Alguns fabricantes adotam ainda um critério de segurança, somando ao NPSH medido um valor adicional que pode chegar até 0,5 m, acentuado ainda mais as diferenças existentes.

O presente trabalho compara os coeficientes adimensionais, calculados no ponto de máxima eficiência de uma série de bombas centrífugas selecionadas em catálogos de 3 conhecidos fabricantes do

parque industrial brasileiro e mostra que o uso das expressões dos pontos homólogos produz bons resultados apenas na determinação das curvas $H(Q)$ e que a sua aplicação nas curvas $NPSH(Q)$ fornece apenas uma estimativa grosseira da curva genérica procurada.

PRINCIPAIS COEFICIENTES DAS CURVAS DE DESEMPENHO DE BOMBAS CENTRÍFUGAS

Alguns dos livros texto brasileiros de hidráulica e Máquinas Hidráulicas, tais como Porto (1998) e Roma (2001) apresentam os principais coeficientes adimensionais que determinam o desempenho das bombas centrífugas e mostram detalhadamente sua obtenção a partir da combinação do conjunto $\{\rho\omega R\}$ respectivamente com g (aceleração da gravidade), Q , H , μ (viscosidade dinâmica), $NPSH$, e η , que geram na ordem os coeficientes:

$$\varphi = \frac{Q}{\omega R^3} \text{ (coeficiente de vazão)} \quad (9)$$

$$\psi = \frac{2gH}{(\omega R)^2} \text{ (coeficiente de pressão)} \quad (10)$$

$$Re y = \frac{\rho\omega R^2}{\mu} \text{ (número de Reynolds)} \quad (11)$$

$$C_{NPSH} = \frac{2gNPSH}{(\omega R)^2} \text{ (coeficiente de NPSH)} \quad (12)$$

$$\eta \text{ (rendimento no eixo)} \quad (13)$$

onde R e ω são respectivamente o raio do rotor e a rotação da bomba.

Utiliza-se ainda o coeficiente de cavitação (ou Thoma) como:

$$\sigma = \frac{C_{NPSH}}{\psi} \quad (14)$$

e dessa forma:

$$\sigma = \frac{NPSH}{H} \text{ (coeficiente de cavitação)} \quad (15)$$

Um outro coeficiente adimensional importante é definido no ponto de máximo

rendimento e é obtido pelo produto $\varphi^2\psi^{-3}$ gerando um coeficiente que não depende do raio R que recebeu o nome de velocidade específica, conforme uma das referências consultadas, Chaudhry (1987):

$$n_s = \left(\frac{\omega\sqrt{Q}}{(gH)^{\frac{3}{4}}} \right)_{\eta \text{ máx}} \text{ (velocidade específica)} \quad (16)$$

A semelhança física entre uma mesma bomba que opera em duas diferentes rotações n_1 e n é estabelecida pela igualdade entre seus coeficientes adimensionais correspondentes nas duas condições e dessa forma:

$$\varphi_n = \varphi_{n_1} \quad (17)$$

$$\psi_n = \psi_{n_1} \quad (18)$$

$$Re y_n = Re y_{n_1} \quad (19)$$

$$\eta_n = \eta_{n_1} \quad (20)$$

Ensaio de laboratório mostraram que para fluidos de pequena viscosidade (como a água) a função $\psi(\varphi)$ praticamente não sofre influência do número de Reynolds e dessa forma o sistema anterior se reduz para:

$$\varphi_n = \varphi_{n_1} \quad (21)$$

$$\psi_n = \psi_{n_1} \quad (22)$$

$$\eta_n = \eta_{n_1} \quad (23)$$

que reproduz as expressões dos pontos homólogos já vistas.

De acordo com Lazarkiewicz (1965), a iminência de cavitação (cavitação quase incipiente e de difícil detecção), acarreta:

$$\varphi_n = \varphi_{n_1} \quad (24)$$

$$C_{NPSH_n} = C_{NPSH_{n_1}} \quad (25)$$

$$Re y_n = Re y_{n_1} \quad (26)$$

e nesse caso a influência do número de Reynolds não pode ser desprezada.

Thoma apud Porto(1998) sugeriu que também nesse caso a influência de Reynolds fosse desprezada e propôs para as bombas centrífugas radiais o uso de uma expressão empírica que relaciona o coeficiente de cavitação diretamente com o parâmetro n_s que ainda é utilizada por alguns projetistas:

$$\sigma = 0,2234 n_s^{\frac{3}{4}} \quad (27)$$

Conforme Singhal et. al. (1997) e Vaidya et. al. (1998), se o NPSH requerido for determinado, não pela cavitação incipiente, mas pela depressão de 3% (que caracteriza o início do descolamento da curva de desempenho $H(Q)$), outros adimensionais além do número de Reynolds intervêm no fenômeno e necessitam ser introduzidos nos modelos representativos, sejam eles empíricos ou numéricos. Entretanto, devido a sua complexidade, esses modelos ainda são de uso quase restrito de grupos de pesquisa e de grandes firmas de acessoria e projetos.

ESTUDOS REALIZADOS

Basicamente, os estudos realizados consistiram na comparação dos coeficientes adimensionais a partir das curvas de catálogos. Realizou-se um levantamento das grandezas Q , H e NPSH do ponto de máximo rendimento realizado em 30 bombas do fabricante A, 27 do B e 10 do C, nas rotações $n_1=3500\text{rpm}$ e $n_2=1750\text{rpm}$, foi gerado um arquivo geral contendo os coeficientes ϕ , ψ , n_s , η , σ e C_{NPSH} calculados para cada bomba, nas duas rotações.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os gráficos das Figura 1 e 2 mostram que o rendimento das bombas dos 3 fabricantes possui o mesmo comportamento até $n_s=0,5$ acima do qual prevalece, embora de forma discreta, o melhor rendimento das bombas do fabricante A.

As curvas $\phi(n_s)$ apresentam desvios pequenos e a maior dispersão é observada nos valores

de $\psi(n_s)$, notadamente os correspondentes ao fabricante C. Mesmo assim existe uma boa uniformidade entre os 3 fabricantes.

As Figuras 3, 4 e 5, por sua vez, evidenciam a semelhança entre as duas rotações padronizadas e mostram que a influência do número de Reynolds realmente pode ser desconsiderada.

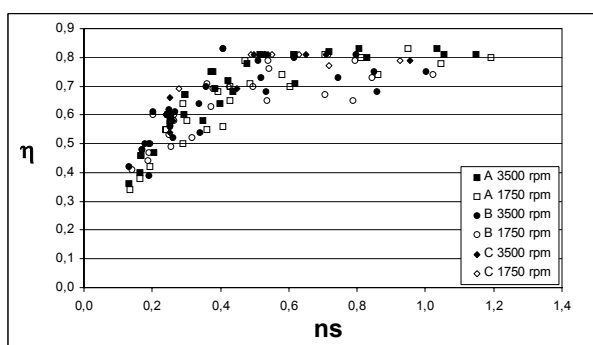


Figura 1. Curva do rendimento em função da velocidade específica n_s .

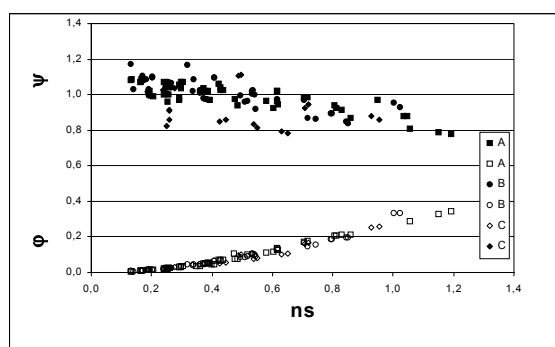


Figura 2. Curvas ϕ e ψ em função da velocidade específica n_s .

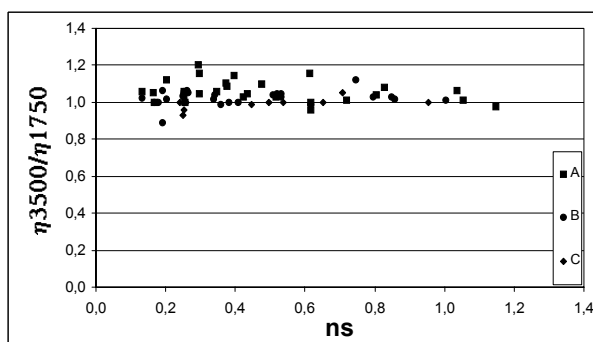


Figura 3. curva η_{3500}/η_{1750} em função da velocidade específica n_s .

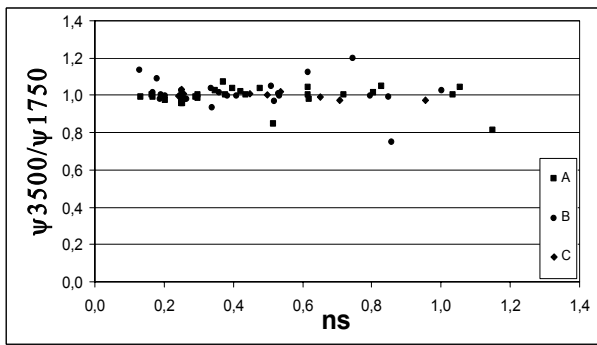


Figura 4. Curva ψ_{3500}/ψ_{1750} em função da velocidade específica n_s

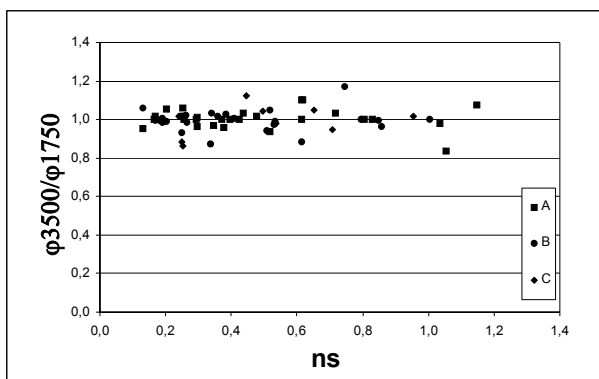


Figura 5. Curva ψ_{3500}/ψ_{1750} em função da velocidade específica n_s

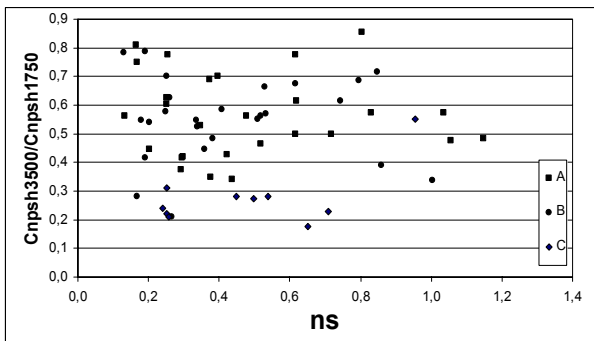


Figura 6. Curva $C_{NPSH\ 3500}/C_{NPSH\ 1750}$ em função da velocidade específica n_s

Entretanto, a razão $C_{NPSH\ 3500}/C_{NPSH\ 1750}$ da Figura 6 ressalta a forte influência dos outros coeficientes envolvidos, principalmente do número de Reynolds e outros provenientes das grandezas termodinâmicas e mostra a fragilidade da lei de Thoma. Ressalta-se que cinco unidades ficaram

posicionadas abaixo da ordenada 0,25; que caracteriza a igualdade entre $NPSH_{3500}$ e $NPSH_{1750}$, ou seja, nas bombas onde o $NPSH_{3500}$ requerido é menor que o $NPSH_{1750}$. Em todo o intervalo $0 < n_s < 1,2$ a razão $C_{NPSH\ 3500}/C_{NPSH\ 1750}$ do conjunto de bombas assumiu valores maiores que 0,2 e menores que 0,9 acarretando dessa forma:

$$0,2 < \frac{C_{NPSH\ 3500}}{C_{NPSH\ 1750}} < 0,9 \quad (28)$$

que se transforma em:

$$NPSH_{3500} < 0,9 \left(\frac{3500}{1750} \right)^2 NPSH_{1750} \quad (29)$$

e

$$NPSH_{1750} < \frac{1}{0,2} \left(\frac{1750}{3500} \right)^2 NPSH_{3500} \quad (30)$$

Como os valores de $(NPSH_{3500})_H$ e $(NPSH_{1750})_H$ calculados pelas expressões dos pontos homólogos são respectivamente:

$$(NPSH_{3500})_H = \left(\frac{3500}{1750} \right)^2 NPSH_{1750} \quad e \quad (31)$$

$$(NPSH_{1750})_H = \left(\frac{1750}{3500} \right)^2 NPSH_{3500} \quad (32)$$

obtem-se que

$$NPSH_{3500} < 0,9 (NPSH_{3500})_H \quad e \quad (33)$$

$$NPSH_{1750} < 5 (NPSH_{1750})_H \quad (34)$$

Observa-se na expressão (34) que a estimativa $(NPSH_{3500})_H$ é boa pois todos os valores reais $NPSH_{3500}$ foram avaliados sendo o maior sofrendo acréscimos superiores a 10%. O valor de $(NPSH_{1750})_H$ porém, não pode ser utilizado para qualquer estimativa.

O comportamento dos pontos $\{n_s, C_{NPSH}\}$ ou $\{n_s, \sigma\}$ pode ser analisado nas Figuras 7 e 8 onde se verifica a limitação da lei de Thoma ($\sigma=0,2234 n_s^{4/3}$) pois para um valor n_s constante, ocorre o decréscimo de σ e de C_{NPSH} em função do aumento da rotação. Por

outro lado, para uma rotação constante, σ e C_{NPSH} são crescentes com n_s .

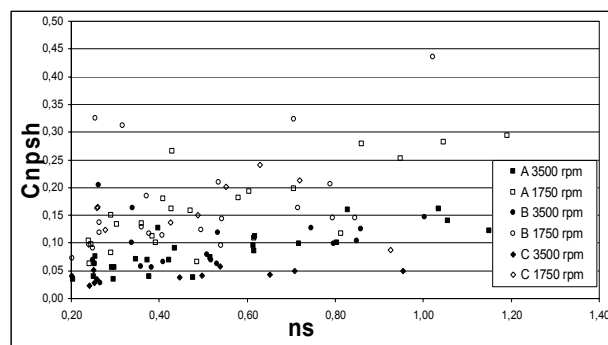


Figura 7 Curva C_{NPSH} em função da velocidade específica n_s

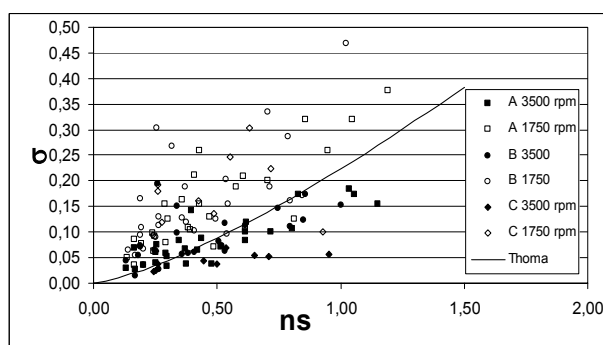


Figura 8 Curva σ em função da velocidade específica n_s

CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

As curvas de desempenho das bombas centrífugas radiais dos 3 fabricantes escolhidos mostraram ser praticamente equivalentes e são apresentadas em catálogos bem elaborados. Nenhum fabricante, porém, cita o procedimento para o traçado das curvas para uma rotação não padronizada. O serviço de atendimento ao cliente, quando acionado, provavelmente indicará a utilização das expressões dos pontos homólogos para o traçado da curva $H(Q)$ inclusive para a determinação da curva $NPSH(Q)$ da máquina, independente do modelo.

O presente trabalho mostra que uma informação adicional deveria ser acrescentada a ressalva: a curva $NPSH(Q)$ só deverá ser

estimada dessa forma se a rotação n for maior do que a rotação n_1 da curva do catálogo, tomada como curva base.

Se a curva estimada ficar acima de uma outra curva base (de rotação superior n_2), esta última deve ser utilizada.

Para rotações menores deve-se, por segurança, utilizar a própria curva base.

De fato, uma expressão similar à condição (34) pôde ser observada também em bombas operando com 1120 rpm e 1750 rpm, confirmando a sugestão acima. É claro que nas aplicações particularmente importantes e nas que envolvem recursos financeiros de grande porte deve-se recorrer a ensaios específicos para determinar as curvas reais de desempenho.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- CHAUDHRY, M.H. (1987). *Applied Hydraulic Transients* - Van Nostrand Reinhold Company.
- LAZARKIEWICZ, S.; TROSKOLANSKI, A.T. (1965) *Impeller Pumps* - Pergamon Press - Oxford.
- PORTO, R.M. (1998). *Hidráulica Básica* - Projeto Reenge - EESC-USP.
- ROMA, W.N.L. (2001). *Introdução às Máquinas Hidráulicas* - Publicação da Escola de Engenharia de São Carlos - USP.
- SILVA, F.G.B. (1998). *Uma metodologia alternativa para a realização de ensaios de cavitação em bombas centrífugas de pequena altura total de elevação e estudo do coeficiente de NPSH*. 191p. Dissertação (Mestrado) - Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo.
- SINGHAL, A.K.; VAIDYA, N.; LEONARD, A.D. (1997) *Multi-Dimensional Simulation of Cavitating Flows Using a PDF Model for Phase Change*. ASME FED Meeting. In: Vancouver, Canada - www.cfdrc.com/datab/Applications/cavitation/cavitation.html.
- TIMCKE, J.H. *The "Standart" water pump-has standartization really been achieved?*. **Citação e referências a documentos eletrônicos [online]. Disponível:** <http://www.worldpumps/features/novstwp.htm> [capturado em 10 de out. 2001].
- VAIDYA, N.; ATHAVALE, M.M.; SINGHAL, A.K. (1998). *Numerical Simulation of Cavitating Flow in Pumps Using a PDF Cavitation Model*. In: ISROMAC Conference - Hawai.

***NPSH(Q) curve of a radial centrifugal pump
for unspecified rotational speeds***

ABSTRACT

In many engineering applications, the operational conditions do not permit that a centrifugal pump works with the rotational speeds indicated in the catalogs ("standards"). In such a case, some professionals of the field have difficulties to obtain a reliable estimation of the $H(Q)$ and $NPSH(Q)$ performance curves for the chosen speed. It is shown that the use of homologous points provides good results only for the $H(Q)$ curve estimation and that this methodology cannot be applied for the $NPSH(Q)$ curve determination, only under certain conditions suggested.

Key Words: hydraulic pumps; cavitation; NPSH.

