

REVISTA LATINO AMERICANA DE HIDRÁULICA

Revista Latino Americana de Hidráulica / n.º 4 / Junho / 1992



ASSOCIAÇÃO INTERNACIONAL DE PESQUISAS HIDRÁULICAS / AIPH
ASOCIACION INTERNACIONAL DE INVESTIGACIONES HIDRÁULICAS / AIH
COMITÉ REGIONAL LATINOAMERICANO

REVISTA LATINO AMERICANA DE HIDRÁULICA

Revista Latino Americana de Hidráulica / n.º 4 / Junho / 1992



ASSOCIAÇÃO INTERNACIONAL DE PESQUISAS HIDRÁULICAS / AIPH
ASOCIACION INTERNACIONAL DE INVESTIGACIONES HIDRÁULICAS / AIIH
COMITÉ REGIONAL LATINOAMERICANO

st. 836764

SYSNO 836764

PROD 0000467

ACERVO EESC

Editado por

Associação Internacional de Pesquisas Hidráulicas / AIPH
Asociación Internacional de Investigaciones Hidráulicas / AIIH
Comitê Regional Latinoamericano

Endereço

Av. Prof. Lúcio Martins Rodrigues, 120
Caixa Postal 11.014
05508 - São Paulo - Brasil

Assinatura

Para os sócios da AIPH/AIIH a Revista será gratuita, mediante solicitação.

Colaboração

Governo do Estado de São Paulo
Governador Luiz Antonio Fleury Filho
Departamento de Águas e Energia Elétrica/DAEE
Escola Politécnica da Universidade de São Paulo/EPUSP
Associação Brasileira de Recursos Hídricos/ABRH
Fundação Centro Tecnológico de Hidráulica/FCTH

COMPARAÇÃO ENTRE CURVAS ADIMENSIONAIS DE BOMBAS CENTRÍFUGAS

por

HANS GEORGE ARENS¹

RODRIGO DE MELO PORTO²

RESUMO

Este artigo faz a comparação das curvas de desempenho no primeiro quadrante, de 3 bombas centrífugas caracterizadas pelas velocidades específicas $n_s=0,43$, $n_s=1,66$ e $n_s=0,94$, com suas curvas correspondentes obtidas por interpolação linear, a partir dos valores $n_s=0,46$ e $n_s=1,61$ tabelados por Chaudhry (1987).

ABSTRACT

This paper compares performance curves in the first quadrant, of three centrifugal pumps with specific speeds $n_s=0,43$, $n_s=1,66$ and $n_s=0,94$ with their corresponding curves obtained by linear interpolation for n_s values of 0,46 and 1,61, tabulated by Chaudhry (1987).

¹Professor Doutor, Departamento de Hidráulica e Saneamento
Escola de Engenharia de São Carlos - USP

²Professor Doutor, Departamento de Hidráulica e Saneamento
Escola de Engenharia de São Carlos - USP

1 - Introdução

Os programas computacionais que tratam dos transientes hidráulicos gerados pelas manobras de partida ou de parada das bombas de estações elevatórias, estão largamente difundidos e são hoje de uso frequente nos escritórios de projetos.

Na maioria deles, é necessário que as bombas sejam caracterizadas por suas curvas de desempenho completas, que descrevem o seu funcionamento nos quatro quadrantes. Estas curvas, devidamente adimensionalizadas, devem ainda ser expressas por coeficientes apropriados, para facilitar o seu uso em métodos numéricos.

O ensaio prévio e completo das bombas nos quatro quadrantes, é usual apenas em projetos que envolvem grandes potências, e neste caso o projetista dispõe efetivamente de todos os dados experimentais necessários para a elaboração das curvas adimensionais completas.

O mais comum porém, é o projetista só dispor, em forma gráfica, apenas as curvas de desempenho referentes ao primeiro quadrante, no qual a bomba trabalha na sua condição normal. É então obrigado a uma série de tarefas adicionais, como a de colocar estas curvas em uma forma adimensional, através de expressões algébricas convenientes, e prever o desempenho nos demais quadrantes por meio de interpolações baseadas em dados de desempenho de unidades semelhantes, obtidos na bibliografia específica.

A bibliografia principal (Chaudhry 1987; Wylie/Streeter 1985) sobre transientes hidráulicos, destaca as curvas de desempenho desenvolvidas por Hollander, através dos dados obtidos por Knapp e Swanson, em ensaios de bombas radiais ($n_s = 0,46$ e $n_s = 1,61$) mistas ($n_s = 2,78$) e axiais ($n_s = 4,94$). Na maioria das vezes o engenheiro recorre a estas curvas, para determinar as características da unidade prevista no projeto, através da interpolação baseada no valor do parâmetro n_s . A curva assim obtida é então introduzida no modelo numérico sem qualquer alteração adicional.

No presente artigo faz-se a comparação das curvas de desempenho de 3 bombas centrífugas, escolhidas no catálogo da KSB Bombas Hidráulicas S.A. e caracterizadas por $n_s = 0,43$, $n_s = 1,66$ e $n_s = 0,94$, com as curvas obtidas a partir dos valores de Hollander. Esta comparação é feita através da interpolação linear entre os valores $n_s = 0,46$ e $n_s = 1,61$ tabelados por Chaudhry (1987), apenas no trecho do primeiro quadrante, no qual a bomba trabalha nas condições normais.

2 - Algumas Considerações Teóricas

O desempenho das bombas centrífugas, é tradicionalmente representado pelas curvas dimensionais $h=f(q)$, $\text{pot}=f(q)$ e $\eta=f(q)$, tendo como parâmetro a velocidade angular da bomba ω e o diâmetro do rotor d . Estas se transformam nas tradicionais curvas adimensionais $\Psi=f(\phi)$ e $\eta=f(\phi)$ onde

$$\Psi = \frac{gh}{(\omega r)^2} \quad \phi = \frac{q}{\omega r^3} \quad \eta = \frac{\gamma h q}{75 \text{ pot}}$$

Se os valores correspondentes ao ponto de melhor rendimento (condições nominais) forem definidos por

$$\Psi_n = \frac{gh_n}{(\omega_n r)^2} \quad \phi_n = \frac{q_n}{\omega_n r^3} \quad \text{e} \quad \eta_n = \frac{\gamma h_n q_n}{75 \text{ pot}_n}$$

as funções $\Psi=f(\phi)$ e $\eta=f(\phi)$ podem ser transformadas em $\Psi/\Psi_n=f(\phi/\phi_n)$ e $\eta/\eta_n=f(\phi/\phi_n)$.

Seja

$$H = \frac{h}{h_n} \quad Q = \frac{q}{q_n} \quad W = \frac{w}{w_n}$$

Como $\Psi/\Psi_n = h/h_n (w/w_n)^2$ e $\Phi/\Phi_n = q/q_n w/w_n$, as curvas $\Psi/\Psi_n = f(\Phi/\Phi_n)$ e $\eta/\eta_n = f(\Phi/\Phi_n)$ assumem a forma

$$\frac{H}{W^2} = f\left(\frac{Q}{W}\right) \quad (2.1)$$

e

$$\frac{\eta}{\eta_n} = f\left(\frac{Q}{W}\right) \quad (2.2)$$

que descrevem o desempenho da bomba em qualquer condição de funcionamento.

Marchal M., Flesh G. e Suter P. colocaram estas duas curvas sob a forma

$$\frac{H}{(W^2 + Q^2)} = f_H\left(\frac{W}{Q}\right) \quad \text{e} \quad \frac{M}{(W^2 + Q^2)} = f_M\left(\frac{W}{Q}\right)$$

onde $M = m/m_n$.

Como o torque m no eixo da bomba é expresso por $m = \gamma h q / \eta w$ e nas condições nominais $m_n = \gamma h_n q_n / \eta_n w_n$, segue que $M = H Q / W (\eta / \eta_n)$.

As Identidades

$$f_H\left(\frac{W}{Q}\right) = \frac{H}{(W^2 + Q^2)} = \frac{\frac{H}{W^2}}{(1 + (\frac{Q}{W})^2)} \quad (2.3)$$

e

$$f_M\left(\frac{W}{Q}\right) = \frac{M}{(W^2 + Q^2)} = \frac{(\frac{H}{W^2})(\frac{Q}{W})}{(\frac{\eta}{\eta_n})(1 + (\frac{Q}{W})^2)} \quad (2.4)$$

permitem então obter $f_H(W/Q)$ e $f_M(W/Q)$ em função de Q/W , a partir das curvas $H/W^2 = f(Q/W)$ e $\eta/\eta_n = f(Q/W)$.

Como a potência no eixo da bomba é $\text{pot} = m.w$, que nas condições nominais assume o valor $\text{pot}_n = m_n.w_n$, tem-se que $m/m_n = (\text{pot}/\text{pot}_n)/(w/w_n)$. Definindo $P = \text{pot}/\text{pot}_n$ segue que.

$$f_M\left(\frac{W}{Q}\right) = \frac{M}{(W^2 + Q^2)} = \frac{P}{W(W^2 + Q^2)} \quad (2.5)$$

expressão que também possibilita a determinação de $M/(W^2 + Q^2)$.

3 - As Curvas $f_H(W/Q)$ e $f_M(W/Q)$ para $n_s = 0,43$ $n_s = 0,94$ e $n_s = 1,66$

A figura nº 1 (a) mostra as curvas dimensionais $h(q)$ e $p(q)$ de uma bomba centrífuga KSB Etanorm 40-160 ($d=174\text{mm}$) na rotação de 1750 rpm ($w_n=183, 26 \text{ rd/s}$), válidas no primeiro quadrante.

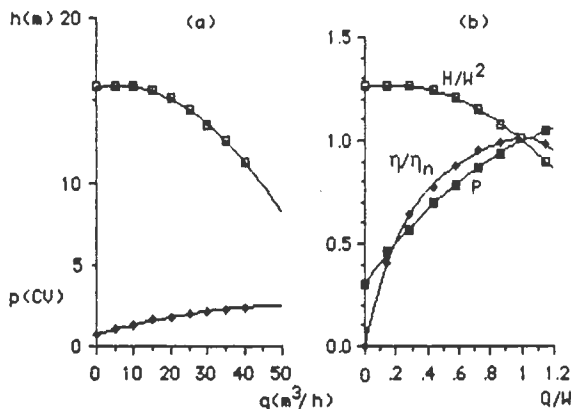


Fig. 1a) Curvas dimensionais $h = f(q)$ e $p = f(q)$ (KSB - Etanorm 40-160/1750 rpm).

b) Curvas adimensionais correspondentes $H/W^2 = f(Q/W)$ e $\eta/\eta_n = f(Q/W)$

As condições nominais desta bomba $q_n=30 \text{ m}^3/\text{h}$ $h_n=13,5 \text{ m}$ e $\eta_n=0,70$ caracterizam a velocidade específica

$$n_s = w \cdot q^{1/2} \cdot (gh)^{-3/4} = 0,43$$

As curvas adimensionais H/W^2 e η/η_n em função de Q/W são indicadas na figura nº 1 (b).

Como a curva dimensional se refere a própria rotação nominal w_n , $W=1$, neste caso pode-se lançar $P(Q)$ no mesmo diagrama. Como $W=1$ ocorre também a superposição das curvas $H/W^2=f(Q/W)$ e $H=f(Q)$.

Os valores de $f_H(Q/W)$ e $f_M(Q/W)$ foram então calculados com $W=1$, através das expressões (2.3) e (2.5), a partir dos pontos assinalados na figura 1(b), e plotados no diagrama polar formado pelos dois eixos ortogonais Q e W , como mostra a figura nº 2.

Neste diagrama, um valor constante de Q/W gera a semi-reta $W/Q=\text{tg}(\theta)$ no plano (Q,W) , e dessa forma as funções $f_H(Q/W)$ e $f_M(Q/W)$ podem ser expressas por $f_H(\theta)$ e $f_M(\theta)$, onde θ é definido por $\theta = \text{tg}^{-1}(W/Q)$ no intervalo $(0 \leq \theta < 360)$.

Os pontos obtidos foram então comparados com as curvas completas, calculadas a partir dos valores de $f_H(\theta)$ e $f_M(\theta)$ ($0 \leq \theta < 360$) tabelados por Chaudhry (1987), pela interpolação linear entre $n_s = 0,46$ $n_s = 1,61$.

A curva completa, representa o desempenho previsto para a máquina nos 4 quadrantes do plano (Q,W) , e mostra a unidade trabalhando como bomba, turbina ou dissipando energia. A região na qual a bomba trabalha em condições normais se restringe a zona (2)-(3) da figura nº 2, onde o ponto nominal se caracteriza por $Q=1$ $W=1$ $\eta/\eta_n=1$ $f_H=0,5$ $f_M=0,5$ e $\theta_n=45^\circ$.

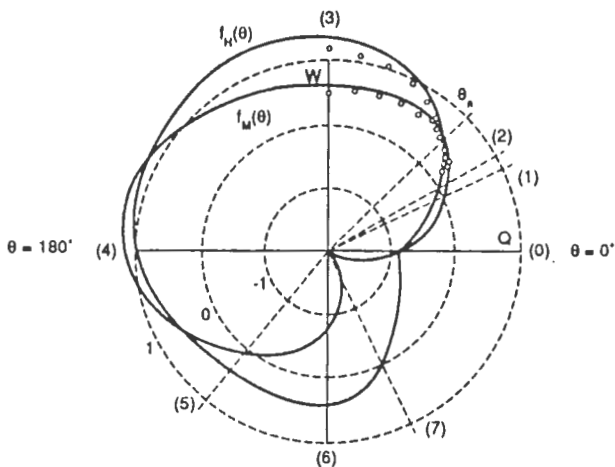


Fig. 4 Diagrama polar para $n_B = 0,94$ e os pontos correspondentes da Fig. 3(a) e Fig. 3(b)

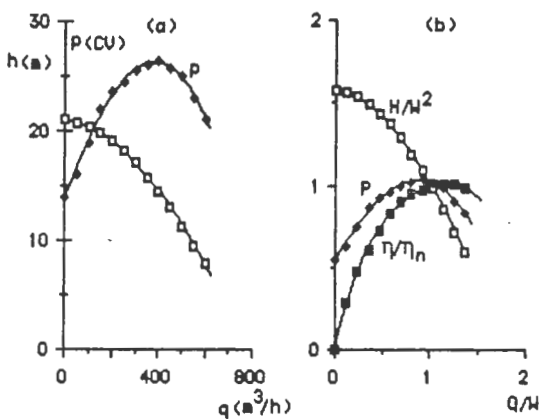


Fig. 5a) Curvas dimensionais $h = f(q)$ e $p = f(q)$ (Etanorm 150-200/1750 rpm)
b) Curvas adimensionais $H/W^2 = f(Q/W)$ e $\eta/\eta_n = f(Q/W)$

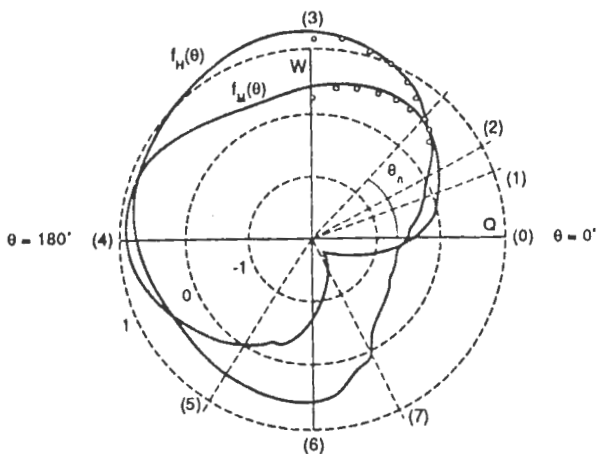


Fig. 2 Diagrama polar para $n = 0,43$ e os pontos correspondentes da Fig. 1(a) e Fig. 1(b) e as condições de funcionamento.

(*)-(1): turbina reversa (1)-(2): dissipação (2)-(3): bomba normal. (3)-(4): dissipação (4)-(5): turbina normal (5)-(6): dissipação (6)-(7): bomba inversa (7)-(8): dissipação

As figuras que seguem mostram as curvas similares, referentes aos valores $n_s = 0,94$ e $n_s = 1,66$ obtidas a partir de dados de catálogo das bombas horizontais Etanorm (KSB Bombas Hidráulicas S.A.).

Trata-se das curvas de desempenho dos modelos Etanorm 80-160 ($d=172\text{mm}$) e 150-200 ($d=218\text{mm}$) a 1750 rpm, cujas características nominais são:

Etanorm 80-160 ($d=172\text{ mm}$); $q_n=126\text{ m}^3/\text{h}$ $h_n=12,3\text{ m}$ $\eta_n=0,83$ $n_s=0,94$

Etanorm 150-200 ($d=218\text{ mm}$); $q_n=440\text{ m}^3/\text{h}$ $h_n=13,3\text{ m}$ $\eta_n=0,835$ $n_s=1,66$

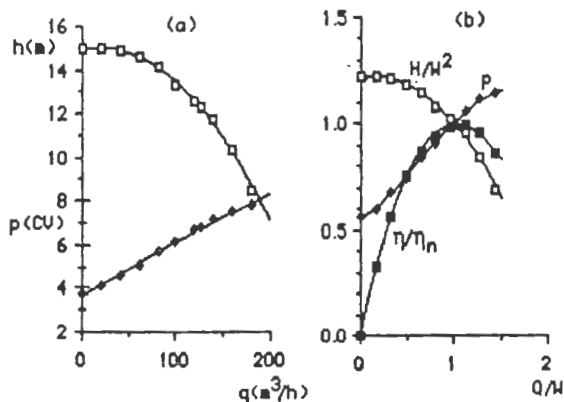


Fig. 3a) Curvas dimensionais $h = f(q)$ e $p = f(q)$ (Etanorm 80-160/1750 rpm).

b) Curvas adimensionais $H/W^2 = f(Q/W)$ e $\eta/\eta_n = f(Q/W)$

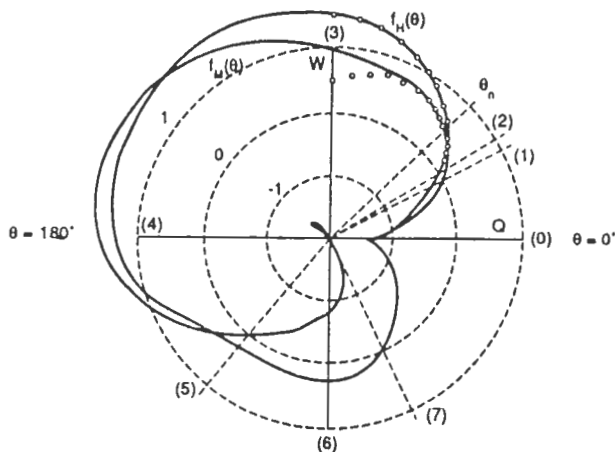


Fig. 6 Diagrama polar para $n_s = 1,66$ e os pontos correspondentes da Fig. 5(a) e Fig. 5(b).

4 - Discussão dos Resultados

As figuras nº 2,4,6 mostram que os menores desvios ocorrem com $n_s=0,43$ (bombas essencialmente radiais) onde os valores previstos de $f_H(\theta)$ e $f_M(\theta)$ quase coincidem com os valores reais calculados.

Para a velocidade específica $n_s=0,94$ surgem desvios não muito significativos nos valores de $f_H(\theta)$ e a situação se inverte para $n_s=1,66$ onde os desvios são pequenos para $f_H(\theta)$ e se acentuam para os valores de $f_M(\theta)$ com uma tendência crescente na entrada do 2º quadrante.

É claro que a estreita região onde a bomba trabalha na sua condição normal serve apenas para realizar uma avaliação grosseira dos desvios entre os pontos experimentais e os previstos pelas curvas de Hollander. Como todas as curvas passam pelo ponto nominal $\theta_n=45^\circ$ $f_H=0,5$ e $f_M=0,5$, as diferenças só se acentuam na vizinhança dos pontos (2) e (3).

Uma análise criteriosa só pode ser feita quando se dispõe de pontos experimentais em todos os quadrantes, com destaque aos pontos de separação dos quadrantes (0)-(4) (rotor bloqueado) e (3)-(6) (vazão nula). As pesquisas em andamento no Laboratório de Hidráulica da USP do Campus de São Carlos, sobre as características destes pontos bem como dos pontos (1) (5) e (2) (7), que caracterizam as condições $f_M(\theta)=0$ e $f_H(\theta)=0$, certamente permitirão uma melhor avaliação.

5 - Conclusão

Das 3 bombas escolhidas, duas apresentaram valores de n_s (0,43-1,66) bem próximos aos valores tabelados por Chaudhry (1987), (0,46-1,61) e uma ($n_s=0,94$) foi escolhida quase no meio desse intervalo.

Evidentemente as curvas interpoladas para os valores $n_s=0,43$ e $n_s=1,66$ quase se confundem com os valores das curvas originais de 0,46 e 1,61 da bibliografia, e mostraram que os desvios que ocorrem são de fato muito pequenos.

A interpolação realizada para a bomba de $n_s=0,94$, mais afastada dos valores tabelados, também mostrou que os desvios são pequenos, o que leva a crer que a simples interpolação linear é a princípio uma boa metodologia para a estimativa das curvas completas de bombas centrífugas no primeiro quadrante.

6 - Lista de Símbolos

$d(m)$	diâmetro do rotor
$g (m/s^2)$	aceleração da gravidade
$h (m)$	altura manométrica
$h_n (m)$	altura manométrica (nominal)
$H=h/h_n$	
$m (N.m)$	torque
$m_n (N.m)$	torque (nominal)
n_s	velocidade específica
$M=m/m_n$	
$pot (CV)$	potência no eixo
$pot_n (CV)$	potência no eixo (nominal)
$P=pot/pot_n$	
$q (m^3/s)$	vazão
$q_n (m^3/s)$	vazão nominal
$Q=q/q_n$	
$r (m)$	raio do rotor
$w (rd/s)$	velocidade angular
$w_n (rd/s)$	velocidade angular (nominal)
$W=w/w_n$	
$\gamma (N/m^3)$	peso específico
$\Theta=tg^{-1}(W/Q)$	variável auxiliar
Θ_n	variável auxiliar (nominal).
η	rendimento
η_n	rendimento nominal
ϕ	coeficiente de vazão
ϕ_n	coeficiente de vazão (nominal)
ψ	coeficiente de pressão
ψ_n	coeficiente de pressão (nominal)

7 - Bibliografia

CHAUDHRY, M. Hanif - Applied Hydraulic Transients, 2ª Edition, Van Nostrand Reinhold Co., New York, 1987, p. 521.

WYLIE, E.B., STREETER, V.L. - Fluid Transients, Third Printing, Thomson-shore, Dexter Michigan, 1985, p. 384.