

## **CURVAS DE DESEMPENHO OPERACIONAL DE BOMBAS CENTRÍFUGAS DETERMINADAS A PARTIR DAS CARACTERÍSTICAS FÍSICAS DO ROTOR I - VALORES NOMINAIS**

**Marcelo Calgaro<sup>1</sup>; Adroaldo Dias Robaina<sup>1</sup>; Márcia Xavier Peiter<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>Departamento de Engenharia Rural, Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, RS,  
calgaro@mail.ufsm.br

<sup>2</sup>Curso de Engenharia Agrícola, Universidade Regional Integrada do Alto Uruguai e das Missões – URI,  
Santiago, RS.

### **1 RESUMO**

Este trabalho teve como objetivo desenvolver uma metodologia com a finalidade de determinar os valores nominais da vazão, altura manométrica, rendimento, potência requerida e NPSH requerido no ponto de maior eficiência para diversos modelos de bombas, a partir das medidas das características físicas dos rotores ( $d_1$ ,  $d_2$ ,  $b_2$ ,  $e_2$  e  $\beta_2$ ). Para alcançar esse objetivo foi executada uma série de medidas nos rotores das bombas hidráulicas, uma metodologia de cálculo com base na teoria das bombas hidráulicas e em coeficientes experimentais fornecidos pela literatura especializada disponível. Os resultados obtidos permitiram verificar que um método simples, rápido e de baixo custo pode fornecer os valores nominais ou de projeto dos modelos de bombas avaliados. A conclusão do trabalho é que a metodologia proposta foi capaz de estimar os valores nominais da vazão  $Q_0$ , da altura manométrica  $H_0$ , da potência  $P_0$ , do NPSH requerido  $NPSHr_0$ , do rendimento  $Rg_0$  e da velocidade específica  $Nq_0$ , a partir das medidas das características físicas dos rotores dos modelos de bombas estudados.

**UNITERMOS:** sistemas de bombeamento, irrigação, agricultura.

**CALGARO, M., ROBAINA, A. D., PEITER, M. X.**

**OPERATIONAL PERFORMANCE CURVES OF CENTRIFUGAL PUMPS DETERMINED  
FROM THE PHYSICAL CHARACTERISTICS OF THE IMPELLER I - NOMINAL VALUES**

### **2 ABSTRACT**

This work aimed to develop a methodology to determine the nominal values of the outflow, manometric height, output, required potency and required NPSH in the highest point of efficiency for several pump models, from the measurements of the physical characteristics of the rotors ( $d_1$ ,  $d_2$ ,  $b_2$ ,  $e_2$  and  $\beta_2$ ). To reach this objective a series of measurements was done in the hydraulic pump rotors, the used calculation methodology was based on the hydraulic pump theory and on experimental

coefficients, which were supplied by the available specialized literature. The obtained results allowed to verify that a simple, fast, low cost method can supply either the nominal or project values of the evaluated pump models. This work concluded that the proposed methodology was capable of estimating the nominal values of the outflow  $Q_0$ , the manometric height  $H_0$ , the potency  $P_0$ , the Net Positive Suction Head required  $NPSHr_0$ , the output  $Rg_0$  and the specific speed  $Nq_0$  starting from measurements of the physical characteristics of the rotors of the studied pump models.

**KEYWORDS:** pump's system, irrigation, agriculture.

### 3 INTRODUÇÃO

As bombas hidráulicas são caracterizadas por receberem trabalho mecânico de uma máquina motriz (motor) e transformá-lo em energia hidráulica, comunicando ao líquido um acréscimo de pressão e energia cinética (JARDIM, 1992).

O campo de aplicação das bombas hidráulicas é vasto, pode-se citar como exemplo, no meio urbano, os sistemas de abastecimento de água potável e quando necessário o afastamento de águas pluviais. No meio rural, o campo de aplicação refere-se aos sistemas de irrigação em suas diferentes modalidades. Para a utilização adequada das bombas hidráulicas, é necessário, como em qualquer outro tipo de máquina, hidráulica ou não, conhecer as suas características de desempenho operacional, representadas por relações funcionais entre a altura manométrica, a potência necessária para realizar o trabalho desejado, a eficiência (ou rendimento) com que o trabalho pode ser realizado e, modernamente, o NPSH requerido pela máquina e a vazão. Essas relações funcionais são conhecidas como curvas características da bomba hidráulica.

As curvas características de uma bomba hidráulica são obtidas experimentalmente em um banco de ensaio, no qual, para cada quantidade de água recalçada, são medidas a vazão, a altura manométrica (de elevação), a medida da potência absorvida pela bomba e o rendimento total ou global do sistema, para um determinado número de rotações do rotor da bomba hidráulica. O ensaio é repetido para outras rotações de trabalho, ou mesmo para outros diâmetros de rotor e os resultados são lançados em tabelas ou gráficos (PORTO, 1998). A relação do NPSHr em função

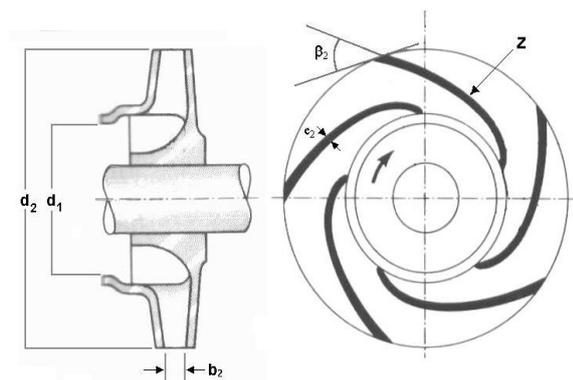
da vazão requer instalações especiais para a sua determinação.

As curvas características das bombas hidráulicas apresentam um ponto especial conhecido como ponto nominal ou de projeto da bomba hidráulica, que pode ser definido como o ponto no qual o rendimento da máquina é máximo (rendimento nominal) e, nesse ponto, tem-se a vazão nominal, a altura manométrica nominal, a potência nominal e o NPSHr nominal. Para esse ponto, é definida a velocidade de rotação específica, ou simplesmente, a velocidade específica da bomba hidráulica. Este trabalho teve como objetivo desenvolver uma metodologia com a finalidade de determinar os valores nominais da vazão  $Q_0$ , da altura manométrica  $H_{m0}$ , da potência  $P_0$  e do NPSHr de vários modelos de bombas, de fabricação de uma indústria nacional, a partir das medidas das características físicas dos rotores.

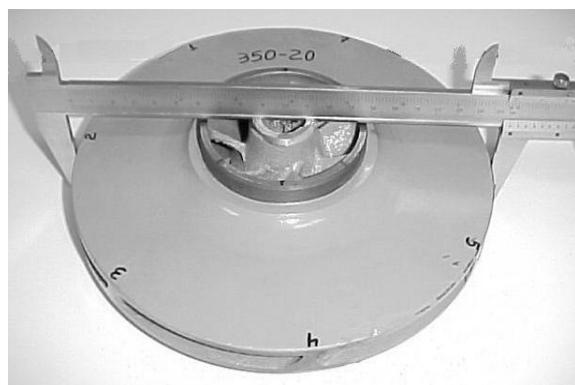
### 4 MATERIAL E MÉTODOS

Os rotores das bombas centrífugas do tipo radial, utilizados neste estudo, são todos novos, de fabricação nacional e todos da mesma marca. As características físicas dos rotores dos diversos modelos foram determinadas através das medidas do diâmetro interno do rotor ( $d_1$ ), do diâmetro externo do rotor ( $d_2$ ), da largura do rotor ( $b_2$ ), da espessura da pá na saída do rotor ( $e_2$ ), do número de pás ( $Z$ ) e do ângulo da pá na saída do rotor ( $\beta_2$ ), todas feitas com paquímetro e a precisão na casa do milímetro.

Essas medidas (especificadas na Figura 1) foram executadas da seguinte forma: para a medida do diâmetro externo do rotor ( $d_2$ ) e diâmetro interno do rotor ( $d_1$ ), o bordo externo do rotor foi dividido em 8 (oito) partes iguais. Foram realizadas 4 (quatro) medidas em pontos diametralmente opostos. O valor médio do diâmetro externo ou na saída do rotor foi obtido a partir dessas quatro medidas (Figura 2).

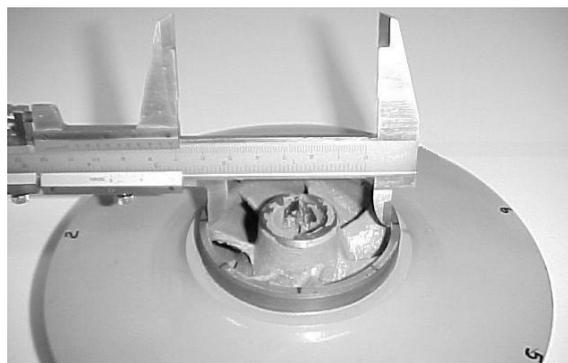


**Figura 1.** Croqui com as especificações das medidas realizadas.

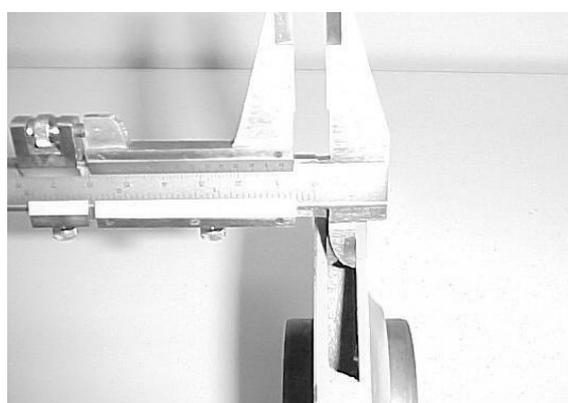


**Figura 2.** Medida do diâmetro externo do rotor.

O mesmo procedimento foi adotado para a determinação do valor médio do diâmetro interno ou na entrada do rotor (Figura 3). Para a medida da largura do rotor ( $b_2$ ), o valor médio da largura do rotor foi obtido a partir das medidas efetuadas no ponto médio de cada abertura na saída do rotor, cujo número coincide com o número de pás que o modelo de bomba apresenta (Figura 4).



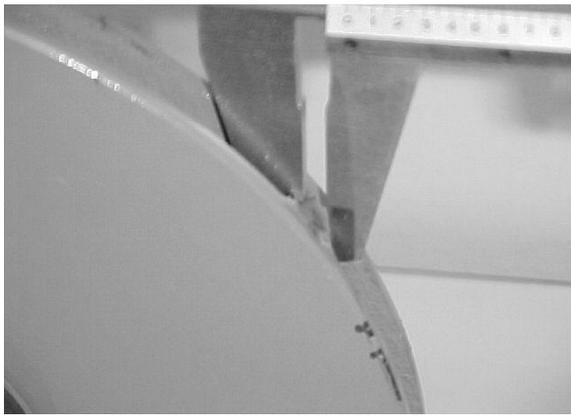
**Figura 3.** Medida do diâmetro interno do rotor



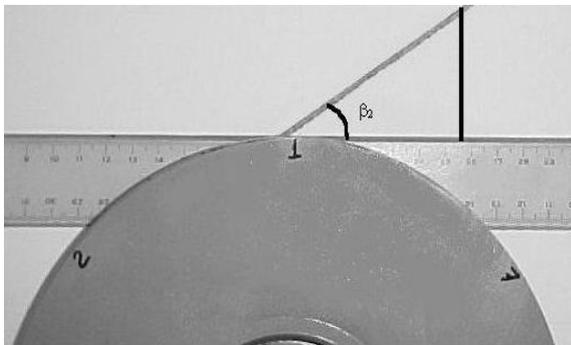
**Figura 4.** Medida da largura do rotor.

A determinação do número de pás do rotor ( $Z$ ), foi obtida por simples contagem. Para a determinação do ângulo da pá na saída do rotor ( $\beta_2$ ), foi adotado o seguinte procedimento: com o rotor posicionado sobre uma folha de papel, traça-se uma tangente horizontal à circunferência no ponto de saída da pá e, com o auxílio de um fio de sisal, traça-se o prolongamento da pá na saída do rotor sobre a folha. O ângulo da pá na saída do rotor é formado entre o segmento sobre a tangente horizontal e o segmento obtido sobre o prolongamento da linha do rotor.

A medida da espessura da pá, na saída do rotor ( $e_2$ ), foi obtida através das medidas efetuadas em cada pá que o modelo de bomba apresenta, realizando-se uma média da espessura das pás na saída do rotor (Figura 5). O ângulo da pá na saída do rotor  $\beta_2$ , foi obtido aplicando-se a função arco tangente na relação entre o segmento sobre a tangente horizontal e o segmento obtido sobre o prolongamento da linha do rotor (Figura 6).



**Figura 5.** Medida da espessura da pá na saída do rotor



**Figura 6.** Medida do ângulo da pá na saída do rotor.

O valor do rendimento nominal  $R_{g0}$  para cada modelo de bomba foi obtido a partir da relação funcional entre os valores do rendimento e a vazão, fornecidos pelo fabricante. Estabelecida a relação funcional  $R_{g0} = f(Q)$ , pode-se obter o rendimento nominal  $R_0$  e a vazão nominal  $Q_0$ , pela aplicação da teoria de máximos e mínimos de funções. A altura manométrica nominal  $H_0$  foi estabelecida através de uma relação funcional entre os valores de altura manométrica  $H$  e a vazão, fornecidos pelo fabricante. O valor da altura manométrica nominal  $H_0$  foi obtido da função  $H = f(Q)$ , uma vez que o valor de  $Q_0$  já foi determinado anteriormente. Uma vez conhecidos os valores da  $H_0$ ,  $Q_0$  e  $R_{g0}$  determinou-se o valor da potência nominal  $P_0$ . O NPSH requerido pela bomba em ponto de projeto  $NPSH_{r0}$  foi obtido da função  $NPSH_r = f(Q)$ , uma vez que o valor de  $Q_0$  já foi determinado anteriormente. O valor da velocidade específica  $Nq_0$  foi obtido através da

expressão  $Nq_0 = N \cdot Q_0^{1/2} / H_0^{3/4}$ .

Foi desenvolvida uma rotina computacional para estimar os valores nominais ou de projeto (ANEXO I) para os diversos modelos de bombas através de um método iterativo baseado na relação existente entre os coeficientes de pressão  $\Psi$  e o ângulo da pá na saída do rotor  $\beta_2$ , o coeficiente de velocidade meridiana na saída do rotor  $\varphi$  e a velocidade de rotação específica  $Nq$ . Para os mesmos valores de  $Nq$  foram determinados os rendimentos volumétricos  $R_v$  e o rendimento mecânico  $R_m$ . O rendimento hidráulico  $R_h$  foi obtido a partir do fator de deficiência de potência  $\mu$  e o valor da altura teórica de elevação para número infinito de pás.

Conhecendo-se os valores médios das medidas características de cada rotor ( $d_1$ ,  $d_2$ ,  $b_2$ ,  $e_2$  e  $\beta_2$ ) foram calculados os valores auxiliares  $\tau_2$ ,  $u_2$  e  $A_2$ , para uma rotação de 1750 r.p.m..

Foi atribuído um valor inicial  $Nq = 1$  e foi calculado o valor do coeficiente de pressão  $\Psi$  em função do ângulo da pá na saída do rotor  $\beta_2$ , o valor do coeficiente de velocidade meridiana  $\varphi$  do rotor e do rendimento volumétrico  $R_v$  em função do  $Nq$  atribuído.

Os coeficientes de  $\Psi = f(\beta_2)$  foram os obtidos em Macintyre, (1980), os de coeficientes de  $\varphi = f(Nq)$  foram os obtidos em Henn, (2001) e os coeficientes do  $R_v = f(Nq)$  foram os obtidos em Nekrassov, (1966).

Na seqüência, foram determinados os valores de  $H_0$ ,  $Q_0$  e, com estes, foi determinado o valor de  $Nq_0$ .

A rotina de cálculo compara o valor de  $Nq_0$  calculado com o valor de  $Nq$  que foi atribuído inicialmente e, se o valor absoluto da diferença entre o  $Nq_0$  e o  $Nq$  for maior que um valor pré-estabelecido (0,0001%), o valor de  $Nq_0$  é atribuído a  $Nq$  e o processo se repete. Caso contrário, o valor do  $Nq_0$  é considerado como o valor correto, bem como os valores de  $R_v$ ,  $Q_0$  e  $H_0$ . Com esses valores conhecidos, o processo continua com a determinação do coeficiente de deficiência de potência ( $\mu$ ), e a determinação do rendimento hidráulico ( $R_h$ ), do rendimento mecânico  $R_m$  e do rendimento total ( $R_{g0}$ ) e com estes valores foi feito o cálculo da potência nominal ( $P_0$ ) e do NPSH requerido ( $NPSH_{r0}$ ) pelo modelo de bomba.

A altura manométrica nominal  $H_0$  (m) foi determinada neste trabalho pela seguinte equação:  $H_0 = \Psi \cdot u_2^2 / g$ , onde  $\Psi$  é o coeficiente de pressão (adimensional),  $u_2$  é a velocidade tangencial ou periférica na saída do rotor dada por  $u_2 = \pi \cdot d_2 \cdot N$  (onde  $N$  é o número de rotações por minuto do rotor) e  $g$  o valor da aceleração da gravidade ( $9.81 \text{ m/s}^2$ ). O cálculo de  $\Psi$  foi obtido em função da velocidade de rotação específica  $Nq$  e do ângulo de saída  $\beta_2$ , através do modelo  $\Psi = a \cdot \beta_2^b$  (HENN, 2001).

A vazão nominal  $Q_0$  ( $\text{m}^3/\text{s}$ ) foi estimada neste trabalho pela seguinte equação:  $Q_0 = cm_2 \cdot \pi \cdot d_2 \cdot b_2 \cdot \tau_2 \cdot Rv$ , onde  $cm_2$  é a velocidade meridiana na saída do rotor ( $\text{m/s}$ ),  $d_2$  é o diâmetro externo do rotor (m),  $b_2$  é a largura do rotor (m) e  $\tau_2$  é o fator de estrangulamento (adimensional) dado pela equação  $\tau_2 = (t_2 - e_2 / \sin \beta_2) / t_2$ , sendo o valor  $t_2 = \pi d_2 / Z$  e  $e_2$  a espessura da pá.

O coeficiente de velocidade meridiana na saída do rotor  $\varphi$  utilizado no trabalho foi expresso pela seguinte equação:  $\varphi = cm_2 / u_2$ , onde  $u_2$  é a velocidade tangencial ou periférica na saída do rotor ( $\text{m/s}$ ). O cálculo do coeficiente  $\varphi$  foi obtido em função da velocidade de rotação específica  $Nq$  através do seguinte modelo:  $\varphi = a \cdot Nq^b$ . Os valores de  $a$  e  $b$  do modelo do coeficiente de velocidade meridiana na saída do rotor adotado foram os obtidos em Henn (2001).

O rendimento hidráulico no trabalho foi expresso pela seguinte equação:  $Rh = H_0 / \mu \cdot Ht_{\infty}$ . O fator de deficiência de potência ou coeficiente experimental de Pfleiderer  $\mu$  foi estimado por:  $\mu = 1 / (1 + 2 \cdot (0.6 + 0.6 \cdot \text{Sen} \beta_2) / Z \cdot (1 - (d_1 / d_2)^2))$ . O modelo de deficiência de potência  $\mu$  adotado foi obtido em Nekrassov (1966) e Henn (2001).

O rendimento volumétrico utilizado no trabalho é expresso pela seguinte equação:  $Rv = 1 / (1 + 0.3528 / Nq^{2/3})$ . O valor da constante 0.3528 foi obtido pela média dos valores fornecidos por Nekrassov (1966) e Cherkassky (1985).

O rendimento mecânico utilizado no trabalho foi expresso pela seguinte equação:  $Rm = 0.98 / (1 + B \cdot Rh \cdot Rv / Nq^2)$ , na qual o valor 0.98 foi utilizado para representar as perdas mecânicas em torno de 2 %, segundo Henn, 2001. O valor da constante  $B$  foi obtido,

segundo o procedimento descrito em Nekrassov (1966), cujo valor pode ser calculado por:  $B = 0.00000012 \cdot 75 \cdot (60 / \pi)^2 \cdot (g / 2 / \Psi)^{2.5}$ , onde  $g$  é a aceleração da gravidade ( $9.81 \text{ m/s}^2$ ) e o valor 0.00000012 foi fornecido por Nekrassov (1966).

O rendimento total ou global da bomba foi estimado pelo produto dos rendimentos calculados anteriormente:  $Rg_0 = Rh \cdot Rv \cdot Rm$ .

A potência nominal média das bombas centrífugas utilizadas no trabalho foi estimada pela seguinte equação:  $P_0 = \gamma \cdot Q_0 \cdot H_0 / (75 \cdot Rg_0)$ , na qual a potência efetiva nominal  $P_0$  (cv),  $Q_0$  ( $\text{m}^3/\text{s}$ ),  $H_0$  (m) e  $Rg_0$  (adimensional).

O NPSH requerido no ponto de projeto das bombas centrífugas utilizadas no trabalho foi estimado por:  $NPSHr_0 = 0.0016 \cdot N^{4/3} \cdot Q_0^{2/3}$ , na qual a vazão nominal  $Q_0$  ( $\text{m}^3/\text{s}$ ), a rotação da bomba  $N$  (r.p.m.) e  $NPSHr_0$  (m) e a constante 0.0016 foi fornecida por Stepanoff (1957).

A variabilidade das medidas do diâmetro na entrada do rotor ( $d_1$ ), do diâmetro da saída do rotor ( $d_2$ ), da largura do rotor ( $b_2$ ), da espessura da pá na saída do rotor ( $e_2$ ) e do ângulo da pá na saída do rotor ( $\beta_2$ ) para os diferentes modelos de bombas utilizadas, foi analisado através do desvio padrão de cada uma das medidas avaliadas. A análise comparativa foi realizada por meio de um teste de aderência, da relação entre os valores obtidos dos dados do fabricante e os valores gerados pela metodologia proposta, a uma distribuição linear com coeficiente linear nulo e coeficiente angular unitário e através do valor do coeficiente de determinação ( $r^2$ ).

## 5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

A Tabela 1 mostra para cada modelo de bomba utilizada neste trabalho, o número de pás ( $Z$ ), os valores médios do diâmetro de entrada do rotor ( $d_1$ ), do diâmetro na saída do rotor ( $d_2$ ), da largura da pá ( $b_2$ ), da espessura da pá ( $e_2$ ) e do ângulo da pá na saída do rotor ( $\beta_2$ ), bem como seus respectivos desvios padrão ( $\sigma$ ).

Na Tabela 1, pode-se observar que de uma forma geral não houve grandes variações

para os valores do desvio padrão, ficando estes próximos a 0 (zero), com exceção dos valores para o ângulo da pá na saída do rotor ( $\beta_2$ ).

O fato de as medidas de diâmetro de entrada no rotor ( $d_1$ ), diâmetro na saída do rotor ( $d_2$ ), largura da pá ( $b_2$ ) e da espessura da pá na saída do rotor ( $e_2$ ) apresentarem uma uniformidade nos valores de desvio padrão pode estar relacionado à facilidade de medida de tais características. Aumentos dos valores de desvios padrão para as características acima citadas podem ser relacionados com imperfeições encontradas nos rotores como o espessamento das paredes do rotor, rugosidade acentuada no interior da peça, sobras de material, entre outras e uma vez que as medidas foram tomadas em pontos iguais do rotor, essas imperfeições ou falhas podem influenciar no valor da medida tomada.

Têm-se os valores médios das medidas do ângulo da pá na saída do rotor ( $\beta_2$ ), onde se

pode observar um aumento nos valores do desvio padrão, fato esse explicado pela dificuldade de se realizar essa medida, uma vez que não existe um equipamento apropriado para a tomada de tal medida.

Os dados do ensaio dos modelos de bombas utilizadas, fornecidos pelo fabricante, na forma discreta, foram transformados em contínuos através de relações funcionais ajustadas aos dados originais. Para o rendimento, foi adotado o modelo matemático expresso pela equação:  $Rg = a \cdot Q + b \cdot Q^2 + c \cdot Q^3$ , para a altura manométrica  $H = a + b \cdot Q + c \cdot Q^2$ , para a potência no eixo  $P = a + b \cdot Q + c \cdot Q^2 + d \cdot Q^3$  e para o NPSHr =  $a \cdot Q + b \cdot Q^2 + c \cdot Q^3$ , nas quais a, b, c e d são coeficientes constantes determinados pelo método dos mínimos quadrados, a partir dos dados fornecidos pelo fabricante (Tabelas 2 a 5).

**Tabela 1.** Modelos das bombas centrífugas, número de pás (Z), valores médios do diâmetro de entrada do rotor ( $d_1$ ), diâmetro na saída do rotor ( $d_2$ ), largura da pá ( $b_2$ ), espessura da pá ( $e_2$ ), ângulo da pá na saída do rotor ( $\beta_2$ ) e seus respectivos desvios padrão ( $\sigma$ ).

Modelo	Z	$d_1$	$\sigma$	$d_2$	$\sigma$	$b_2$	$\sigma$	$e_2$	$\sigma$	$\beta_2$	$\sigma$
340 - 20	6	60.5	0.2	205.0	0.2	5.1	0.2	4.1	0.3	31.20	1.5
350 - 20	7	71.1	0.1	205.3	0.2	8.4	0.2	3.7	0.3	31.26	1.7
350 - 26	7	68.9	0.2	260.0	0.3	5.0	0.1	3.1	0.4	31.48	1.8
465 - 20	8	81.8	0.1	204.9	0.0	11.5	0.3	4.5	0.3	31.54	1.7
465 - 26	8	77.5	0.1	260.0	0.4	6.5	0.4	3.7	0.4	31.60	2.0
580 - 16	7	100.5	0.0	160.4	0.1	25.0	0.1	4.3	0.2	30.78	1.6
580 - 33	7	101.5	0.1	330.4	0.2	9.0	0.2	4.6	0.1	31.60	2.7
1100 - 20	7	126.3	0.1	205.4	0.4	28.0	0.3	4.1	0.5	31.21	1.3

**Tabela 2.** Valores dos coeficientes da função Rendimento Rg (%) x vazão Q (m<sup>3</sup>/h) para os diferentes modelos de bombas.

Modelo	Coeficientes da função rendimento x vazão			$r^2$
	$a$	$b$	$c$	
340 - 20	4.4053547	-0.0876206	0.0004667	0.9997
350 - 20	4.4053547	-0.0876206	0.0004667	0.9997
350 - 26	4.2559601	-0.0865686	0.0004157	0.9993
465 - 20	3.3636246	-0.0471787	0.0001822	0.9993
465 - 26	3.0991019	-0.0437501	0.0001744	0.9995
580 - 16	2.6696486	-0.0296344	0.0000984	0.9999
580 - 33	1.8587204	-0.0156476	0.0000385	0.9995
1100 - 20	1.3063263	-0.0065188	0.0000073	0.9992

**Tabela 3.** Valores dos coeficientes da função Altura Manométrica H (m) x vazão Q (m<sup>3</sup>/h) para os diferentes modelos de bomba.

Modelo	Coeficientes da função altura manométrica x vazão			r <sup>2</sup>
	a	b	c	
340 - 20	16.0228332	0.4276222	-0.0252975	0.9858
350 - 20	17.6033224	0.0928742	-0.0040341	0.9964
350 - 26	28.7041534	0.1949130	-0.0081505	0.9971
465 - 20	17.0915595	0.1318952	-0.0027674	0.9943
465 - 26	30.0607810	0.0908815	-0.0029218	0.9957
580 - 16	10.6566544	0.0100086	-0.0004948	0.9969
580 - 33	50.3207270	0.0129818	-0.0009832	0.9967
1100 - 20	16.3506627	0.0472724	-0.0004034	0.9938

**Tabela 4.** Valores dos coeficientes da função Potência P (cv) x vazão Q (m<sup>3</sup>/h) para os diferentes modelos de bomba.

Modelo	Coeficientes da função potência x vazão				r <sup>2</sup>
	a	b	c	d	
340 - 20	0.500032	0.163401	-0.006855	0.0001303	0.9959
350 - 20	1.300148	0.049236	0.000245	-0.0000051	0.9992
350 - 26	1.898465	0.121246	-0.000811	0.0000076	0.9985
465 - 20	1.699456	0.041483	0.000564	-0.0000071	0.9995
465 - 26	2.495234	0.132082	-0.000849	0.0000042	0.9996
580 - 16	1.998031	-0.009019	0.000543	-0.0000029	0.9967
580 - 33	7.989425	0.148561	-0.000039	0.0000003	0.9994
1100 - 20	5.699999	-0.005111	0.000515	-0.0000016	0.9954

**Tabela 5.** Valores dos coeficientes da função NPSHr (m) x vazão Q (m<sup>3</sup>/h) para os diferentes modelos de bombas.

Modelo	Coeficientes da função NPSHr x vazão			r <sup>2</sup>
	a	b	c	
340 - 20	0.1103584	-0.0035561	0.0000586	0.9999
350 - 20	0.0768355	-0.0012672	0.0000109	0.9993
350 - 26	0.0820246	-0.0014405	0.0000119	0.9999
465 - 20	0.0614962	-0.0007099	0.0000042	0.9998
465 - 26	0.0587749	-0.0006359	0.0000036	0.9998
580 - 16	0.0503325	-0.0003768	0.0000015	0.9996
580 - 33	0.0498076	-0.0002941	0.0000009	0.9997
1100 - 20	0.0419681	-0.0001705	0.0000004	0.9998

A avaliação quantitativa do ajustamento de  $P = f(Q)$ ,  $H = f(Q)$ ,  $R_g = f(Q)$  e do NPSH pode ser feita pelos elevados valores do r<sup>2</sup>, todos maiores do que 98 %.

A Tabela 6 mostra os resultados para cada modelo de bomba utilizada neste trabalho,

da vazão nominal Q<sub>0</sub>, da altura manométrica nominal H<sub>0</sub>, da potência nominal P<sub>0</sub>, do NPSH<sub>r0</sub> nominal, bem como da velocidade específica N<sub>q0</sub> calculada para a rotação do rotor de 1750 r.p.m. com dados do fabricante.

**Tabela 6.** Valores nominais do número de rotações (N), da vazão (Q<sub>0</sub>), da altura manométrica (H<sub>0</sub>), da potência (P<sub>0</sub>), do NPSHr<sub>0</sub>, do rendimento (Rg<sub>0</sub>) e da velocidade específica (Nq<sub>0</sub>) dos modelos das bombas utilizadas obtidos com dados do fabricante.

Modelo	N r.p.m.	Q <sub>0</sub> m <sup>3</sup> /h	H <sub>0</sub> m	P <sub>0</sub> cv	NPSHr <sub>0</sub> m	Rg <sub>0</sub>	Nq <sub>0</sub>
340 – 20	1750	17.7	15.7	2.0	1.2	0.525	15.56
350 – 20	1750	34.8	15.9	3.0	1.6	0.669	21.61
350 – 26	1750	31.9	26.6	5.3	1.5	0.612	14.06
465 – 20	1750	50.3	16.7	4.0	1.8	0.730	25.04
465 – 26	1750	50.9	27.1	6.5	1.8	0.674	17.52
580 – 16	1750	68.2	9.0	3.0	2.1	0.754	46.36
580 – 33	1750	88.0	43.9	20.6	2.7	0.686	16.04
1100 – 20	1750	127.4	15.8	9.9	3.3	0.757	41.54

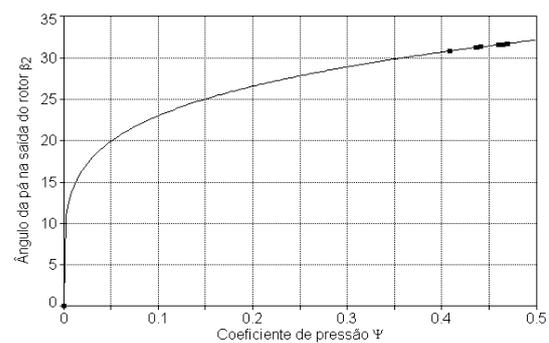
O modelo matemático selecionado para a estimativa do coeficiente de pressão  $\Psi = f(\beta_2)$  foi do tipo potencial  $\Psi = (\beta_2 / a)^b$ , no qual  $\beta_2$  é o ângulo da pá na saída do rotor,  $a$  e  $b$  são coeficientes a serem determinados pelo método dos mínimos quadrados. A determinação dos coeficientes do modelo foi necessária porque os coeficientes fornecidos pelo autor não estimaram de maneira satisfatória a altura manométrica, o que demonstra o seu caráter não universal.

O valor do coeficiente  $a$  determinado em função dos dados fornecidos pelo fabricante é igual a 37.0573 e o valor do coeficiente  $b$  é igual a 4.7863. O grau de ajustamento do modelo matemático pode ser avaliado quantitativamente pelo valor do coeficiente de determinação  $r^2 = 0.9999$  e qualitativamente pela observação da Figura 7, que mostra o grau de aderência dos valores do coeficiente de pressão  $\Psi$  ao modelo matemático a ser utilizado para sua estimativa.

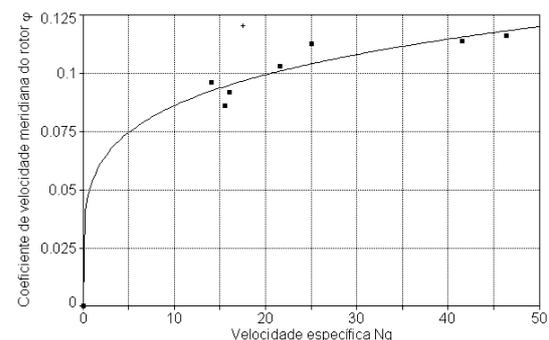
O modelo matemático selecionado para a estimativa do coeficiente de velocidade meridiana na saída do rotor  $\phi = f(Nq)$ , de acordo com Henn (2001), é do tipo potencial  $\phi = a \cdot Nq^b$ , no qual  $Nq$  é a velocidade específica,  $a$  e  $b$  são coeficientes constantes determinados pelo método dos mínimos quadrados (Figura 8).

A determinação dos coeficientes constantes do modelo foi necessária pelo mesmo motivo apresentado para a estimativa do coeficiente de pressão  $\Psi$ . O valor do coeficiente  $a$  determinado em função dos dados fornecidos

pelo fabricante é igual a 0.05326 e o valor do coeficiente  $b$  é igual a 0.2073.



**Figura 7.** Modelo para a estimativa do coeficiente de pressão  $\Psi$ .



**Figura 8.** Modelo para a estimativa do coeficiente de velocidade meridiana  $\phi$ .

A Tabela 8 mostra os resultados para cada modelo de bomba utilizada neste trabalho, do fator de deficiência de potência  $\mu$ , do fator de estrangulamento  $\tau_2$ , do rendimento volumétrico  $R_v$ , do rendimento hidráulico  $R_h$ , do rendimento mecânico  $R_m$  e do rendimento global  $R_{g0}$  obtidos pelo método proposto.

Verifica-se pela Tabela 8, que o valor médio do coeficiente de deficiência de potência é igual a 0.758. Esse valor é aproximadamente 5 % maior que o valor 0.725, citado por Stepanoff (1957) e aproximadamente 8 % maior que o valor 0.700, citado por Mattos & Falco (1998). O fator de estrangulamento varia entre 0.885 e 0.941, com um valor médio de 0.919. O rendimento volumétrico variou entre 94.4 % e 97.3 %, com valor médio de 95.5 %. Esses valores são bastante próximos dos valores citados por Nekrassov (1996), Cherkassky

(1985) e se situam no intervalo citado por Henn (2001).

O rendimento hidráulico variou entre 70.5 e 79.2 % e apresentou um valor médio de 73 %. Esse valor se situa fora do intervalo de  $R_h$  (80 a 85 %), conforme Cherkassky (1985), mas dentro do intervalo, citado por Henn (2001), que varia entre 60 a 93 %.

O rendimento mecânico variou entre 97.6 e 97.9 %, com valor médio de 97.7 %. Esses valores são maiores que os valores citados por Cherkassky (1985), que variam entre 92 e 95 %, mas se enquadram no intervalo de 96 a 99 %, citados por Henn (2001).

O rendimento global varia entre 65 e 75.4 %, com um valor médio de 68.2 %. Esse valor se situa fora do intervalo de 75 a 92 %, segundo Cherkassky (1985), mas dentro do intervalo de 60 a 93 %, citado por Henn (2001).

**Tabela 7.** Valores nominais do número de rotações (N), da vazão ( $Q_0$ ), da altura manométrica ( $H_0$ ), da potência ( $P_0$ ), do NPSH $r_0$ , do rendimento ( $R_{g0}$ ) e da velocidade específica ( $N_{q0}$ ) dos modelos das bombas utilizadas obtidos pelo método proposto.

Modelo	N r.p.m.	$Q_0$ m <sup>3</sup> /h	$H_0$ m	$P_0$ cv	NPSH $r_0$ m	$R_{g0}$	$N_{q0}$
340 – 20	1750	18.4	15.8	1.6	1.0	0.657	15.79
350 – 20	1750	32.2	16.0	2.9	1.4	0.659	20.74
350 – 26	1750	33.0	26.5	5.0	1.5	0.650	14.34
465 – 20	1750	43.9	16.6	3.9	1.8	0.685	23.49
465 – 26	1750	37.4	27.2	5.7	1.6	0.655	15.00
580 – 16	1750	67.5	9.0	3.1	2.4	0.726	45.89
580 – 33	1750	85.8	43.6	20.6	2.8	0.672	15.92
1100 – 20	1750	125.0	15.9	9.7	3.6	0.754	41.02

**Tabela 8.** Valores do fator de deficiência de potência  $\mu$ , do fator de estrangulamento  $\tau_2$ , do rendimento volumétrico  $R_v$ , do rendimento hidráulico  $R_h$ , do rendimento mecânico  $R_m$  e do rendimento global  $R_{g0}$  obtidos pelo método proposto.

Modelo	$\mu$	$\tau_2$	$R_v$	$R_h$	$R_m$	$R_{g0}$
340 – 20	0.750	0.925	0.947	0.711	0.976	0.657
350 – 20	0.771	0.922	0.955	0.705	0.978	0.659
350 – 26	0.780	0.945	0.944	0.706	0.976	0.650
465 – 20	0.786	0.892	0.959	0.730	0.978	0.685
465 – 26	0.799	0.926	0.945	0.709	0.976	0.655
580 – 16	0.700	0.885	0.973	0.761	0.979	0.726
580 – 33	0.776	0.941	0.947	0.726	0.977	0.672
1100 – 20	0.704	0.917	0.971	0.792	0.979	0.754
Valor médio	0.758	0.919	0.955	0.730	0.977	0.682

A diferença entre os valores nominais dos modelos das bombas utilizadas obtidos com dados do fabricante e os obtidos pelo método proposto podem ser vistos na Tabela 9.

Na comparação entre os valores nominais obtidos com dados do fabricante e os valores nominais obtidos pelo método proposto mostrada na Tabela 9, pode-se observar que, de uma maneira geral, houve uma diferença pequena.

As diferenças entre os valores nominais da altura manométrica variaram entre -0.3 a 0.1 m da potência entre -0.8 a 0.1 cv, do NPSH requerido entre -0.2 a 0.3 m, do rendimento entre -0.04 a 0.04 (-4 a 4 %), da velocidade específica entre -2.52 a 0.28 r.p.m. e da vazão entre -13.5 a 1.1 m<sup>3</sup>/h.

A maior variação encontrada para os valores da vazão nominal pode ser atribuída, provavelmente, por sua dependência a diversas medidas características dos rotores ( $d_1$ ,  $d_2$ ,  $b_2$ ,  $e_2$  e  $\beta_2$ ) e devido à incerteza na determinação do valor do ângulo da pá na saída do rotor  $\beta_2$ .

A relação entre os valores nominais obtidos com os dados do fabricante ( $Q_{0f}$ ,  $H_{0f}$ ,  $P_{0f}$ ,  $NPSH_{r0f}$ ,  $R_{0f}$  e  $Nq_{0f}$ ) e os valores nominais gerados pelo método proposto ( $Q_{0m}$ ,  $H_{0m}$ ,  $P_{0m}$ ,  $NPSH_{r0m}$ ,  $R_{0m}$  e  $Nq_{0m}$ ) expressos por

equações lineares do tipo  $y = a + b \cdot x$  se encontram na Tabela 10.

A Tabela 10 mostra o coeficiente linear ( $a$ ), o coeficiente angular ( $b$ ) da regressão linear feita entre os valores nominais obtidos com os dados do fabricante e os estimados pela metodologia proposta, o coeficiente de determinação ( $r^2$ ) e o valor  $t$  ( $b$ ), obtido pela aplicação do teste  $t$  ao coeficiente angular  $b$ . A qualidade do ajuste entre os valores nominais dos modelos de bombas obtidos por duas formas diferentes, pode ser avaliada pelo valor do  $r^2$ , que variou entre 98.71 e 99.99 %.

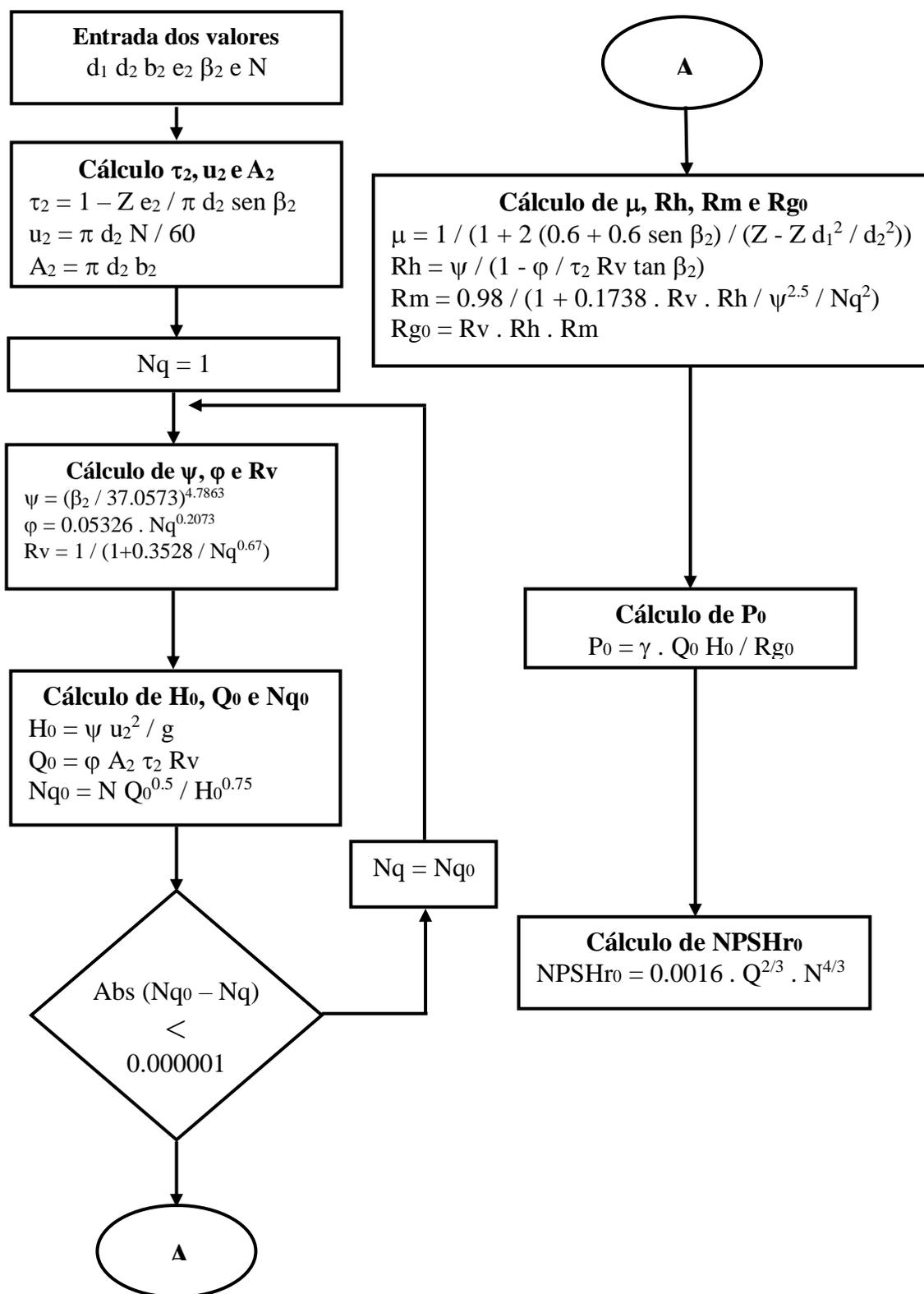
O valor  $t$  ( $b$ ), tabelado (COSTA NETO, 1977), para um nível de confiança de 95 % e 6 graus de liberdade é 2.45, aproximadamente. Os valores de  $t$  ( $b$ ), obtidos para todos os casos analisados são menores que 2.45. Isso permite afirmar, ao nível de confiança de 95 %, que a reta do ajuste entre os valores nominais obtidos com dados do fabricante e os valores nominais obtidos pelo método proposto, tem uma inclinação estatisticamente igual a 1 (um).

De uma maneira objetiva, pode-se dizer que o método proposto foi capaz de estimar satisfatoriamente os valores nominais dos modelos de bombas estudadas.

**Tabela 9.** Diferença entre os valores nominais da vazão ( $\Delta Q_0$ ), altura manométrica ( $\Delta H_0$ ), potência ( $\Delta P_0$ ), NPSHr, rendimento ( $\Delta R_0$ ) e velocidade específica ( $\Delta Nq_0$ ) das bombas utilizadas obtidos com dados do fabricante e os obtidos pelo método proposto.

Modelo	N r.p.m.	$\Delta Q_0$ m <sup>3</sup> /h	$\Delta H_0$ m	$\Delta P_0$ cv	$\Delta NPSH_{r0}$ m	$\Delta R_{g0}$	$\Delta Nq_0$
340 – 20	1750	0.7	0.1	-0.4	-0.2	-0.03	0.23
350 – 20	1750	-2.6	0.1	-0.1	-0.2	-0.01	-0.87
350 – 26	1750	1.1	-0.1	-0.3	0.0	0.04	0.28
465 – 20	1750	-6.4	-0.1	-0.1	0.0	-0.04	-1.55
465 – 26	1750	-13.5	0.1	-0.8	-0.2	-0.02	-2.52
580 – 16	1750	-0.7	0.0	0.1	0.3	-0.03	-0.47
580 – 33	1750	-2.2	-0.3	0.0	0.1	-0.01	-0.12
1100 – 20	1750	-2.4	0.1	-0.2	0.3	-0.00	-0.52

## ANEXO I



Fluxograma do modelo de estimativa dos valores nominais.

**Tabela 10.** Avaliação estatística da regressão linear entre os valores nominais obtidos com dados do fabricante e os obtidos pelo método proposto.

Valores nominais	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>r</i> <sup>2</sup>	<i>t</i> ( <i>b</i> )
Q <sub>0f</sub> x Q <sub>0m</sub>	0.0000	1.0407	0.9948	1.49
H <sub>0f</sub> x H <sub>0m</sub>	0.0000	1.0022	0.9999	1.10
P <sub>0f</sub> x P <sub>0m</sub>	0.0000	1.0139	0.9987	1.04
NPSH <sub>r0f</sub> x NPSH <sub>r0m</sub>	0.0000	0.9372	0.9871	1.45
R <sub>0f</sub> x R <sub>0m</sub>	0.0000	0.9921	0.9940	0.27
Nq <sub>0f</sub> x Nq <sub>0m</sub>	0.0000	1.0227	0.9988	1.73

## 6 CONCLUSÕES

Pode-se concluir que a metodologia proposta foi capaz de estimar os valores nominais da vazão Q<sub>0</sub>, da altura manométrica H<sub>0</sub>, da potência P<sub>0</sub>, do NPSH requerido NPSH<sub>r0</sub>, do rendimento R<sub>g0</sub> e da velocidade específica Nq<sub>0</sub>, a partir das medidas das características físicas dos rotores dos modelos de bombas estudados.

## 7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

COSTA NETO, P. O. Correlação e regressão. In: COSTA NETO, P. O. **Estatística**. São Paulo: Edgard Blucher, 1977. p.178-228.

CHERKASSKY, V. M. Centrifugal pumps. In: CHERKASSKY, V. M. **Pumps, fans, compressores**. Moscou: Mir Publishers, 1985. p.119-173.

HENN, E. L. Cálculo de rotores radiais. In: HENN, E. L. **Máquinas de fluido**. Santa Maria: Editora UFSM, 2001. p.301-345.

JARDIM, S. B. **Sistemas de bombeamento**. Porto Alegre: Sagra-DC Luzzato, 1992. 164 p.

MACINTYRE, A. J. **Bombas e instalações de bombeamento**. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1980. 667 p.

MATTOS, E. E. de. & FALCO, R. de. Teoría básica das turbobombas. In: MATTOS, E. E. de. & FALCO, R. de. **Bombas industriais**. Rio de Janeiro: Interciência, 1998. p.115-128.

NEKRASSOV, B. Pumps centrifuges. In: NEKRASSOV, B. **Cours d'hydraulique**. Moscou: Éditions en Langues Étrangères, 1966. p.187-228.

PORTO, P. de M. Sistemas elevatórios – cavitação. In: PORTO, P. de M. **Hidráulica básica**. São Carlos: Publicação EESC – USP, 1998. p.123-168.

STEPANOFF, A.J. Hydraulic performance of centrifugal pumps. In: STEPANOFF, A.J. **Centrifugal and axial flow pumps: theory, design, and application**. New York: John Wiley & Sons, 1957. p.161-181.

\_\_\_\_\_. Leakage, disk friction, and mechanical losses. In: STEPANOFF, A.J. **Centrifugal and axial flow pumps: theory, design, and application**. New York: John Wiley & Sons, 1957. p.182-203.

\_\_\_\_\_. Theory of the centrifugal pump impeller. In: STEPANOFF, A.J. **Centrifugal and axial flow pumps: theory, design, and application**. New York: John Wiley & Sons, 1957. p.29-52