

XII Simposio Iberoamericano sobre planificación de sistemas de abastecimiento y drenaje

“ADAPTAÇÃO DE BOMBA CENTRIFUGA PARA UTILIZAÇÃO EM SISTEMAS HIDRÁULICOS”

Danilo Amaral (1), Jair Nascimento Filho (2), Carlos Barreira Martinez (3), Augusto Caballero Palomino (4)

(1) Laboratório de Eficiência Energética e Hidráulica em Saneamento (LENHS) / Centro de Pesquisas Hidráulicas e Recursos Hídricos (CPH) / Universidade Federal de Minas Gerais, Av. Antônio Carlos 6627, 31.270-901, Campus Pampulha - Belo Horizonte, MG, Brasil, danilo@demec.ufmg.br

(2) LENHS. Jair@demec.ufmg.br

(3) LENHS. martinez@cce.ufmg.br

(4) LENHS. aecaballerop@yahoo.com.br

RESUMO

Este trabalho apresenta os estudos de adaptação de uma bomba centrífuga anteriormente projetada e testada no Laboratório de Eficiência Energética e Hidráulica em Saneamento (LENHS/UFMG) de forma que a mesma possa operar sob uma condição de pressão mais elevada do que aquela originalmente idealizada. Partiu-se do princípio que a modificação seria a menor possível e que não fossem necessárias modificações significativas do ponto de vista mecânico. Dessa forma optou-se por trabalhar apenas na modificação da rotação de trabalho de modo a se verificar a possibilidade da mesma alcançar os objetivos almejados sem perda significativa de rendimento.

Palabras claves: Bombas Hidráulicas, eficiencia de bombas.

ABSTRACT

This paper presents studies of adaptation of a centrifugal pump previously designed and tested in the Laboratory of Hydraulics and Energy Efficiency in Sanitation (LENHS / UFMG) so that it can operate under a condition of higher pressure than that originally conceived. It started from the principle that the modification would be the lowest possible and necessary changes were not significant mechanical point the view. Thus we chose to work only in the modification of job rotation in order to verify the possibility of it achieving the desired goals without significant loss of efficiency.

Key words: Hydraulic Pumps, pump efficiency

SOBRE EL AUTOR PRINCIPAL

Autor 1: Danilo Amaral: Graduação em Engenharia Mecânica pela Universidade Federal de Minas Gerais – UFMG (1980), mestrado em Engenharia Mecânica pela Universidade Federal de Uberlândia (1993) e doutorado em Projetos Mecânicos (2000) pela Universidade Estadual de Campinas. É professor associado da Universidade Federal de Minas Gerais. Têm experiência na área de projetos em Engenharia, atuando principalmente nos seguintes temas: desenho mecânico, projeto e ensaio de turbomáquinas hidráulicas, elementos de máquinas e história da mecânica.

ANTECEDENTES E INTRODUÇÃO

Para se adaptar uma bomba para uma condição de operação que não atenda as características originais de projeto é necessário se fazer um conjunto de verificações de forma a se certificar que as modificações não irão impactar de forma significativa o rendimento da mesma. Uma estratégia usual é a utilização de carcaças de bombas padronizadas e que são utilizadas em famílias de bombas. Também é usual a alteração do regime de rotação das bombas alterando-se assim as características das mesmas. Para isso pode-se utilizar as equações de Rateau, Macintyre (1997), a qual foi a alternativa assumida no problema em tela.

BASE CIENTÍFICO - TEÓRICA

A modificação da rotação com objetivo de variação de altura de elevação e de capacidade de vazão esbarra em uma recomendação de não se ultrapassar um valor de 20% da rotação original sob pena de se ter uma variação muito acentuada do rendimento do equipamento (Carvalho, 1982). Assim para se verificar a possibilidade de se adotar uma nova

rotação de operação no equipamento sem se fazer a troca do rotor é necessário estudar e recalculer o rotor sob as novas condições de projeto. A bomba previamente existente (Nascimento et al., 2012) tem a característica apresentada nas Figuras 1 e 2.

Essa bomba foi originalmente projetada para suprir uma demanda de água de $90 \text{ m}^3/\text{h}$ com uma altura manométrica (H) de 11 metros (Nascimento et al., 2012). A carcaça dessa bomba é construída em alumínio e tem as dimensões apresentadas na Figura 3. A nova demanda a ser abastecida indica a necessidade de se obter uma bomba com características de vazão iguais a anterior. Entretanto a característica de altura de elevação deve ser significativamente maior alcançando um valor de altura manométrica (H) de no mínimo 30 metros. Para isso estudar-se-á a possibilidade de se elevar a rotação (n) de 1750 rpm para 3500 rpm. Ambas as bombas devem ser acionada por motor elétrico assíncrono e que opera em 60 Hz (frequência utilizada no Brasil). A característica esperada dessa nova bomba será a apresentada no Quadro 1. O diâmetro à entrada da bomba é d_0 , o diâmetro à saída do rotor é d_2 e b é largura das pás.

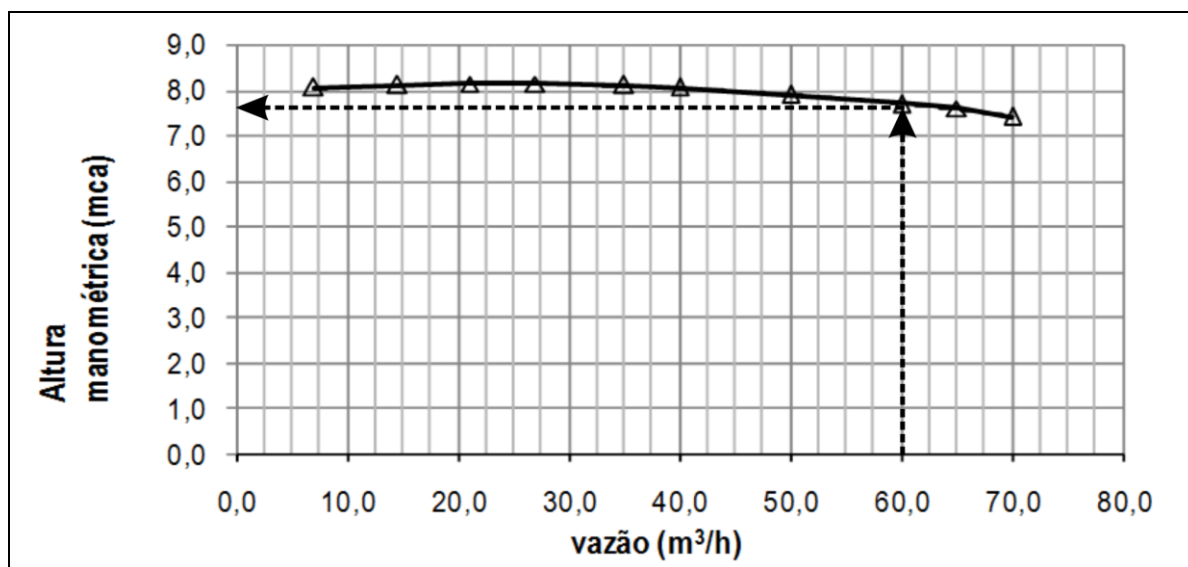


Figura 1– Curva altura manométrica (H) x Vazão (Q) da bomba previamente existente (Nascimento et al., 2012).

Quadro1 – Dados de entrada da nova bomba

Q	H	n	d_2	d_0	b
[m³/h]	[m]	[rpm]	[mm]	[mm]	[mm]
90	30	3500	154	102	21,2

Como se pretende fazer uma verificação da possibilidade de se substituir apenas o motor de

acionamento por um novo equipamento de rotação e potencia mais elevado, partiu-se do pressuposto que as características iniciais do rotor não devem ser modificadas. As características do rotor previamente existentes estão apresentadas no Quadro 2, em que s é espessura das pás, β ângulo de inclinação das pás, Z número de pás do rotor.

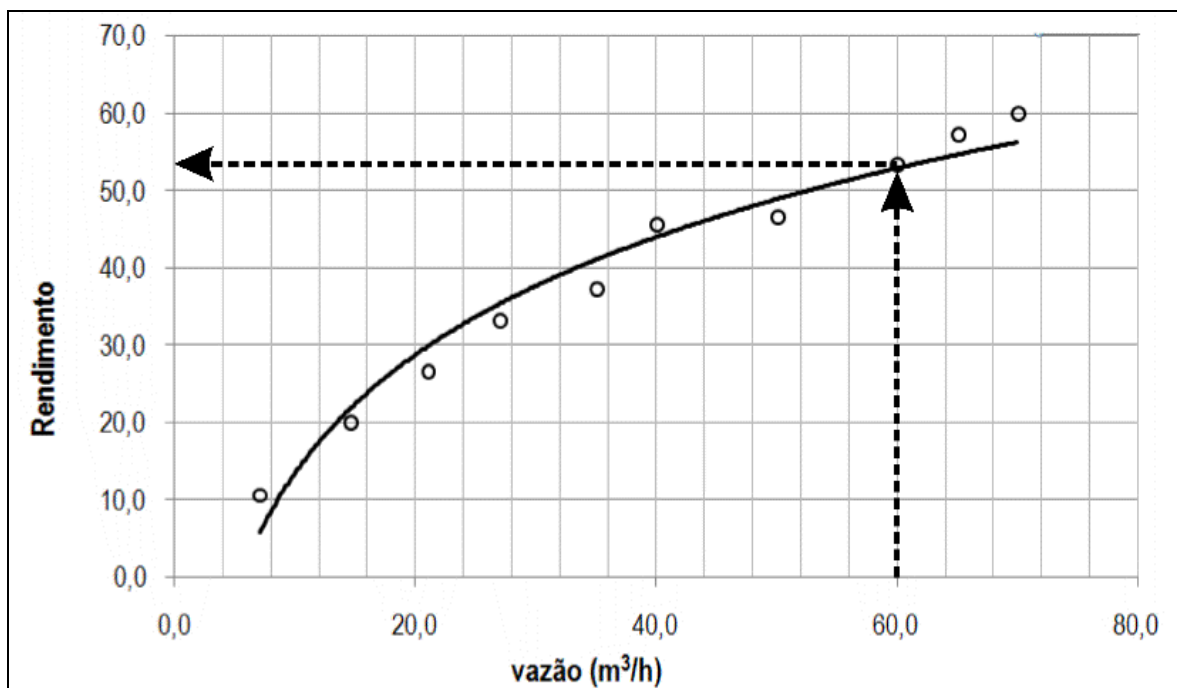


Figura 2 – Rendimento (%) x Vazão (Q) da bomba previamente existente (Nascimento et al., 2012).

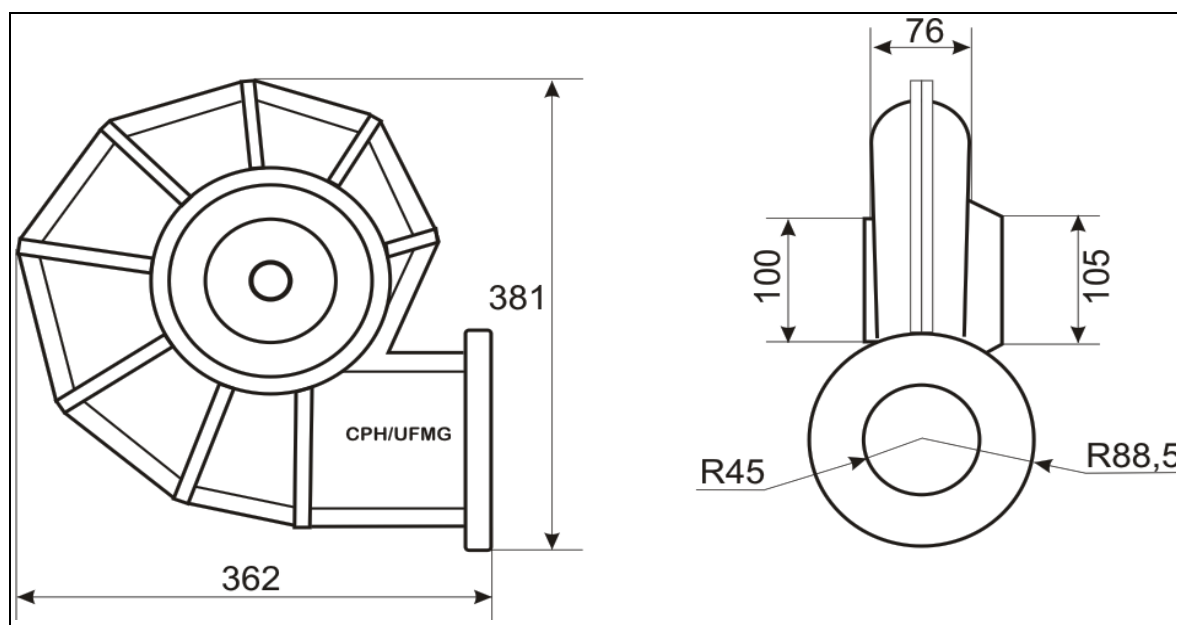


Figura 3 – Dimensões da carcaça da bomba previamente existente (Nascimento et al., 2012).

Quadro 2. Dados construtivos do rotor de uma bomba existente*.

localização	d[mm]	s[mm]	b[mm]	β°	Z
entrada	92	3	21,2	32	10
saída	154	3	21,2	45	10

*Dados construtivos da bomba existente acionada por um motor de 7Cv de 1750rpm (Nascimento et al., 2012).

METODOLOGIA

A opção pela utilização do equipamento adaptado com motor de rotação maior é baseada na verificação de condições aceitáveis de funcionamento, do ponto de vista de eficiência do novo conjunto motobomba e, da verificação do seu rendimento na vazão desejada.

Verificação da condição de operação do rotor-Método de Macintyre adaptado

A verificação de condições de operação da bomba consiste basicamente na verificação de condições do rotor, que é o órgão principal da bomba em razão de ser o agente fornecedor de energia ao líquido.

O projeto do rotor deve levar em consideração a magnitude de velocidades de escoamento do fluido em sua passagem pelo rotor, evitando a ocorrência de velocidades excessivas. Assim, as condições aceitáveis de funcionamento podem ser verificadas refazendo o cálculo para o rotor existente, porém com a velocidade de rotação do novo motor de acionamento.

Método de cálculo de rotores

Os cálculos de rotores de turbobombas geralmente são realizados a partir de dados de entrada (Q), (H) e (n), Macintyre (1997). Adicionalmente a esses dados

tem-se, em algumas situações, que levar em consideração características construtivas que entram no processo como condicionantes de projeto. Nesses casos pode-se fazer uma adaptação do método de Macintyre (Nascimento et al., 2012).

Pelo método de Macintyre (1997), as velocidades meridianas podem ser calculadas com ajuda de tabelas construídas em função da rotação específica (n_q). No caso em questão, todavia, as velocidades meridianas (V_{m1}) e (V_{m2}) são determinadas em função de dados construtivos (b), (d_1) e “(d_2)”. A Figura 4 apresenta um desenho esquemático de componentes de uma bomba centrífuga.

A determinação dos triângulos de velocidades na entrada e na saída do canal entre pás implica na definição de dados geométricos do rotor (Figura 5) Assim, o procedimento de cálculo do rotor (Nascimento et al., 2012) é realizado por meio da definição dos triângulos de velocidades (Figura 6).

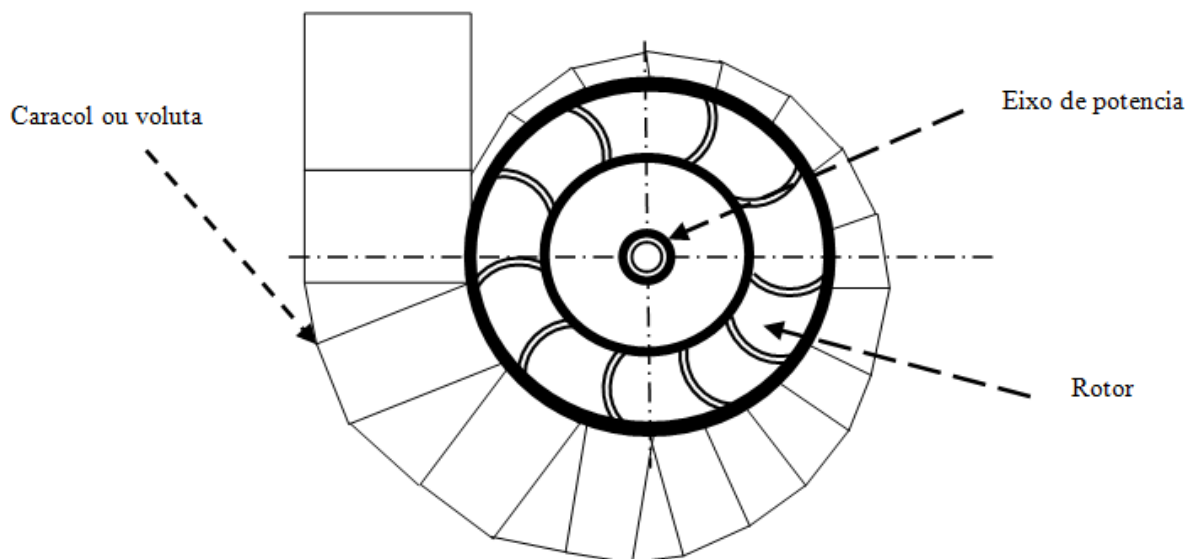


Figura 4 – Componentes de bomba centrífuga (Nascimento et al., 2012).

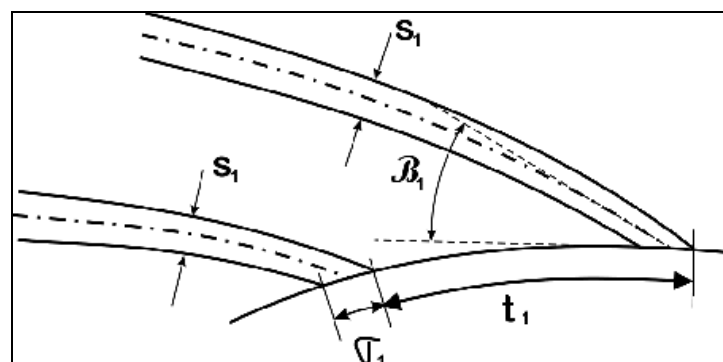


Figura 5 – Variáveis geométricas à entrada do rotor. Adaptado de Macintyre (1997).

Os métodos de cálculo de rotores são métodos de tentativas com testes de convergência de características geométricas ou de velocidades do fluido. O método adaptado de Macintyre (Nascimento et al, 2012), é baseado em um teste relativo à geometria e dois testes de velocidades do fluido.

Verificação das condições de operação

A partir da geometria do rotor existente, deve-se refazer e analisar os cálculos relativos aos triângulos de velocidades à entrada e à saída do rotor para a nova velocidade de rotação. Todavia, as características de geometria, comuns à todas as alternativas de rotação, não se alteram. São elas:

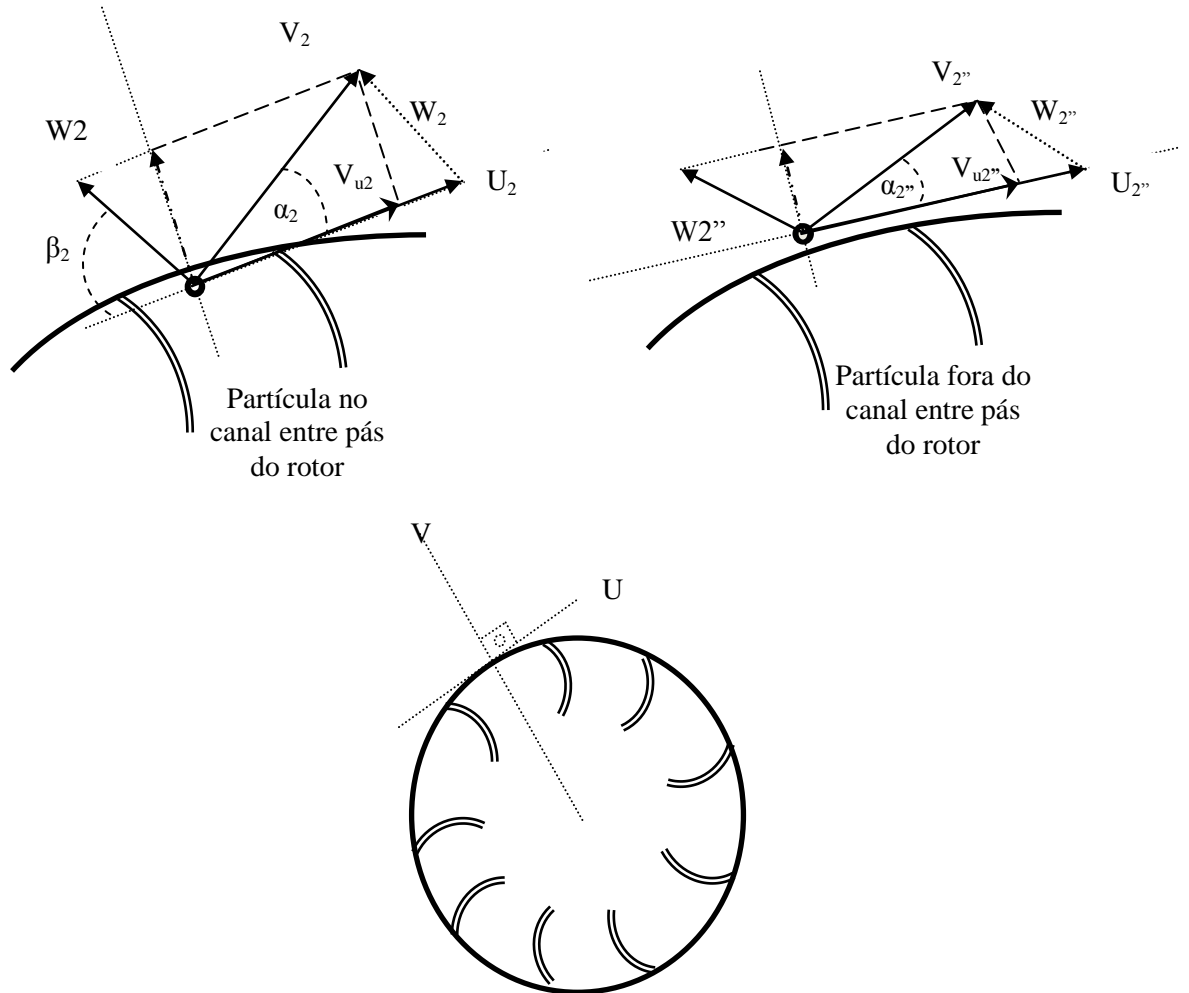


Figura 6: Triângulos de velocidades. Notação 'linha', significa fora do canal entre pás. Adaptado de (Nascimento et al., 2012).

Passo t_1 à entrada do rotor:

$$t_1 = \frac{\pi d_1}{Z} \quad (1)$$

Projeção da cabeça da pá σ_1 no círculo descrito à entrada do rotor:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{\sin \beta_1} \quad (2)$$

Coefficiente de contração v_1 à entrada do rotor:

$$v_1 = \frac{t_1 - \sigma_1}{t_1} \quad (3)$$

Seção de escoamento A_1 à entrada do rotor:

$$A_1 = (\pi d_{m1} - Z \sigma_1) b_1 \quad (4)$$

Passo t_2 à saída do rotor:

$$t_2 = \frac{\pi d_2}{Z} \quad (5)$$

Projeção da cauda da pá σ_2 no círculo descrito á saída do rotor:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{\text{sen } \beta_2} \quad (6)$$

Coefficiente de contração v_2 à saída do rotor:

$$v_2 = \frac{t_2 - \sigma_2}{t_2} \quad (7)$$

Seção de escoamento A_2 à saída do rotor:

$$A_2 = (\pi d_2 - Z \sigma_2) b_2 \quad (8)$$

Correção de Pfliderer ΔPfl :

$$\Delta Pfl = 1 + 2 \frac{\psi}{Z} \frac{r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (9)$$

O cálculo das velocidades à entrada do rotor, das velocidades no canal entre pás, as quais dependem da rotação, são obtidos com ajuda das equações (10) a (15):

Velocidade tangencial U_1 :

$$U_1 = \frac{\pi d_1 n}{60} \quad (10)$$

Velocidade meridiana V_{m1} (velocidade absoluta):

$$V_{m1} = U_1 \text{tg} \beta_1 \quad (11)$$

A vazão correspondente será então:

$$Q = V_{m1} A_1 \quad (12)$$

Verificação à saída do rotor, das velocidades no canal entre pás, para rotação de 3500rpm:

Velocidade tangencial U_2 :

$$U_2 = \frac{\pi d_2 n}{60} \quad (13)$$

Velocidade meridiana V_{m2} :

$$V_{m2} = \frac{Q}{A_2} \quad (14)$$

Componente tangencial V_{u2} da velocidade absoluta:

$$V_{u2} = U_2 - \frac{V_{m2}}{\text{tg} \beta_2} \quad (15)$$

A determinação de altura manométrica é realizada com ajuda das equações (16) e (17) em que $H_{e\infty}$ é altura de elevação idealizada com Z infinito:

$$H_{e\infty} = \frac{U_2 V_{u2}}{g} \quad (16)$$

A altura real de elevação H_e é:

$$H_e = \frac{H_{e\infty}}{\Delta Pfl} \quad (17)$$

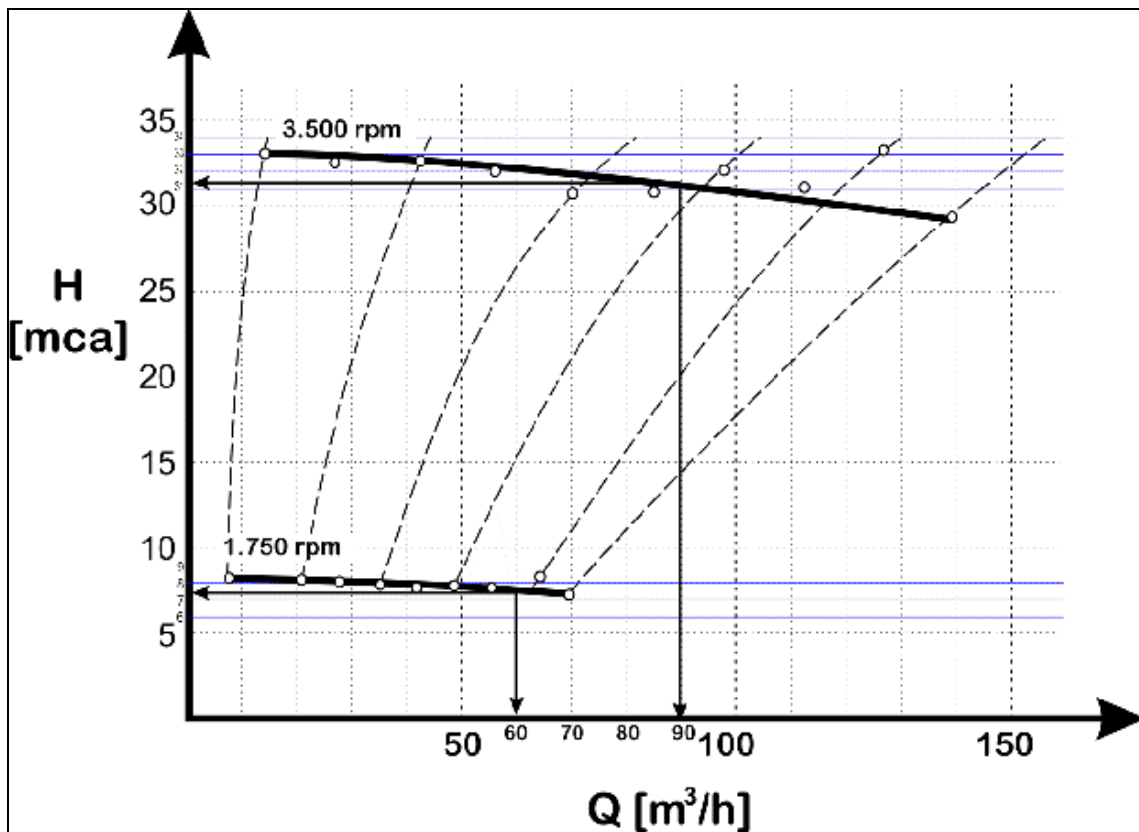
Verificação do rendimento do conjunto motobomba operando na vazão de 90m³/h

A vazão necessária é de 90m³/h, sendo necessário então, realizar uma predição do desempenho do equipamento nessa condição de trabalho. Para isso, com ajuda das equações de Rateau (eqs. 18 e 19), pode-se obter a predição da curva $(H_x Q)_{3500\text{rpm}}$ (Figura 7).

$$\frac{Q_x}{Q} = \frac{n_x}{n} \quad (18)$$

$$\frac{H_x}{H} = \left(\frac{n_x}{n} \right)^2 \quad (19)$$

Obtêm-se então, para a vazão de 90m³/h, a altura manométrica de 31m.



1.750 [rpm]	Q [m³/h]	6,9	14,0	21,0	28,1	34,9	42,3	49,1	56,2	63,6	69,6
	H [mca]	8,26	8,18	8,16	7,99	7,65	7,64	8,06	7,93	8,56	7,46
3.500 [rpm]	Q [m³/h]	13,8	28,0	42,0	56,2	69,8	84,6	98,2	112,4	127,2	139,2
	H [mca]	33,04	32,56	32,64	31,96	30,60	30,56	32,24	31,72	34,24	29,84

Figura 7: Predição da curva característica (HxQ)_{3500rpm}.

APRESENTAÇÃO DE RESULTADOS

As condições de operação da bomba funcionando com rotação de 3500rpm podem ser obtidas com ajuda das equações de 1 a 9, 10 a 15 e 16 a 17. De 1 a 9, obtêm-se as características de geometria, comuns à todas as alternativas de rotação. De 10 a 15, calculam-se as variáveis dependentes da rotação. De 16 a 17, determina-se a altura de elevação.

$$t_1 = \frac{\pi 92 \text{ mm}}{10} = 28,9 \text{ mm}$$

$$\sigma_1 = \frac{3 \text{ mm}}{\text{sen } 32^\circ} = 5,66 \text{ mm}$$

$$v_1 = \frac{28,9 \text{ mm} - 5,66 \text{ mm}}{28,9 \text{ mm}} = 0,804$$

$$A_1 = (\pi 92 - 10 \times 5,66) 21,2 \text{ mm}^2 = 4927,44 \text{ mm}^2$$

$$t_2 = \frac{\pi 154 \text{ mm}}{10} = 48,381 \text{ mm}$$

$$\sigma_2 = \frac{3 \text{ mm}}{\text{sen } 45^\circ} = \frac{3 \text{ mm}}{0,707} = 4,243 \text{ mm}$$

$$v_2 = \frac{48,381 \text{ mm} - 4,243 \text{ mm}}{48,381 \text{ mm}} = 0,912$$

$$A_2 = (\pi 154 - 10 \times 4,243) 21,2 \text{ mm}^2 = 9357,156 \text{ mm}^2$$

$$\Delta Pfl = 1 + 2 \frac{1,08}{10} \frac{77^2 \text{ mm}^2}{(77^2 - 46^2) \text{ mm}^2} = 1,336$$

$$U_1 = \frac{\pi 0,092 \times 3500}{60} = 16,86 \text{ m/s}$$

$$V_{m1} = 16,86 \frac{\text{m}}{\text{s}} \text{tg} 32^\circ = 10,535 \text{ m/s}$$

$$Q = 10,535 \frac{\text{m}}{\text{s}} 4927,44 \text{ mm}^2 = 187,2 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$U_2 = \frac{\pi 0,154 \times 3500}{60} = 28,222 \text{ m/s}$$

$$V_{m2} = \frac{0,052 \text{ m}^3 / \text{s}}{0,009357 \text{ m}^2} = 5,557 \text{ m/s}$$

$$V_{u2} = 28,222 \text{ m/s} - \frac{5,557 \text{ m/s}}{\text{tg} 45^\circ} = 22,665 \text{ m/s}$$

$$V_{u2} = U_2 - \frac{V_{m2}}{\text{tg} \beta_2} = 22,665 \text{ m/s}$$

$$H_{e\infty} = \frac{28,222 \text{ m/s} \times 22,665 \text{ m/s}}{9,81 \text{ m/s}^2} = 65,204 \text{ m}$$

$$H_e = \frac{65,204 \text{ m}}{1,336} = 48,205 \text{ m}$$

Considerando eficiência de 70% para o conjunto motobomba têm-se uma estimativa da sua altura manométrica:

$$H = \eta H_e = 0,7 \times 48,205 \text{ m} = 33,74 \text{ m}$$

ANÁLISE DE RESULTADOS

Análise com relação à verificação das condições de operação do rotor.

Pode-se verificar se o funcionamento da bomba é aceitável do ponto de vista de eficiência aplicando os testes de convergência de características geométricas e velocidades utilizados no cálculo de rotores.

Com relação ao teste de convergência de características geométricas (ângulo de inclinação β_1 das pás à entrada do rotor), ele foi verificado satisfatoriamente no projeto do conjunto motobomba com rotação de 1750 rpm (Nascimento et al, 2012), o que é considerado suficiente, pois as características de geometria independem da velocidade de rotação. O ângulo β_1 deve ter um valor entre 17° e 32° (Lustosa, 1967; Macintyre, 1997). Nesse caso pode-se verificar que o mesmo convergiu em 32° .

A verificação de velocidade à entrada do rotor é de fato verificação de característica geométrica. Para evitar velocidades excessivas à entrada do rotor, o coeficiente de contração v_1 deve ter um valor entre 0,862 e 0,800 (Lustosa, 1967). Nesse caso pode-se verificar que o coeficiente de contração convergiu em 0,806.

O teste de velocidade à saída do rotor, consiste em um cálculo do ângulo α_2'' , ângulo definido pela velocidade absoluta e sua componente tangencial.

$$\text{tg} \alpha_2'' = \frac{V_{m2}''}{V_{u2}'} \quad (20)$$

V_{m2}'' é a velocidade após a saída do rotor e A_2'' é a área imediatamente externa ao rotor (correspondente a seção de entrada da voluta). V_{u2}' é a componente tangencial de V_2' (Macintyre, 1997).

$$V_{m2}'' = v_2 V_{m2} \quad (21)$$

$$V_{u2}' = \frac{g H_e}{U_2} \quad (22)$$

$$V_{m2}'' = 0,912 \times 5,557 \text{ m/s} = 5,068 \text{ m/s}$$

$$V_{u2}' = \frac{9,81(m/s^2) \times 48,805m}{28,222m/s} = 16,965m/s$$

$$tg\alpha''_2 = \frac{5,068m/s}{16,965m/s} = 0,299$$

Ângulo descrito pelo filete líquido à saída do rotor, $\alpha''_2 = 16,6^\circ$ atende a condição $\alpha''_2 > 12^\circ$ (Lustosa, 1967). Valores muito pequenos de α''_2 são indicativo de velocidades V_2'' excessivas.

Análise com relação à verificação do funcionamento na vazão desejada.

Na curva $(H \times Q)_{3500}$ da Figura 7 obtêm-se para a vazão de $90m^3/h$ a uma altura manométrica de 31m, o que atende a demanda previamente estabelecida.

A partir da curva de predição, obtida com ajuda das equações de Rateau, é possível de se determinar para cada ponto de operação a 3500 rpm, seu ponto em similaridade hidrodinâmica a 175 0rpm.

Assim, para o ponto de operação à vazão de trabalho $90m^3/h$, corresponde o ponto de altura manométrica 8m e vazão $45m^3/h$. A eficiência nesse ponto (8m; $45m^3/h$), é de 48% (Figura 2). Essa é a eficiência esperada no ponto de trabalho (31m; $90m^3/h$), com o conjunto motobomba sendo acionado por motor de 3500 rpm. Essa eficiência pode ser considerada compatível com motobombas desse porte.

CONCLUSÕES

Foi realizada a aplicação dos testes de convergência de roteiros de projeto de bombas na análise da viabilidade técnica de um novo conjunto com rotação de 3 500rpm, verificando convergência nos três testes. Os testes são baseados no conceito de se evitar velocidades excessivas no rotor, o que acarretaria em baixo rendimento.

Com ajuda da curva $(H \times Q)_{3500}$, de predição foi possível de se fazer uma estimativa de rendimento do conjunto motobomba, que na vazão de trabalho de $90m^3/h$ seria da ordem de 48%, valor considerado aceitável em motobombas desse porte.

A bomba por sua vez, é uma versão de máquina mais compacta do que aquelas disponíveis no mercado, o que pode impactar de forma negativa no

seu rendimento. Por outro lado, a característica de máquina compacta (com projeto definido em função da sua geometria) foi uma demanda inicial e prioritária no projeto. A necessidade de maiores pressões de recalque, de no mínimo 30m, foi atendida com a troca por um motor de 3500 rpm, sem nenhuma alteração na parte mecânica.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Lustosa de Andrade, G., (1967), Máquinas Operatrizes Hidráulicas, ed. Escola de Engenharia da UFMG, Belo Horizonte.
- Macintyre, A. J. (1997), Bombas e Instalações de Bombeamento, Ed. Guanabara II, Rio de Janeiro.
- Nascimento et all, (2012) Projeto e manufatura de turbobombas como alternativa de atendimento de necessidades especiais em sistemas hidráulicos, Coimbra, SEREA 2012.
- Carvalho, D. F., (1982), Instalações elevatórias. Bombas, FUMARC, Belo Horizonte Brasil.