



**JOSÉ HENRIQUE NUNES FLORES**

**MODELAGEM DE UNIDADES DE BOMBEAMENTO DE  
IRRIGAÇÃO**

**LAVRAS - MG  
2021**

**JOSÉ HENRIQUE NUNES FLORES**

**MODELAGEM DE UNIDADES DE BOMBEAMENTO DE IRRIGAÇÃO**

Tese apresentada à Universidade Federal de Lavras, como parte das exigências do Programa de Pós-Graduação em Recursos Hídricos, área de concentração em Engenharia e Manejo de Irrigação, para a obtenção do título de Doutor.



---

Prof. Ph.D. Alberto Colombo  
Orientador

Prof. Dr. Lessandro Coll Faria  
Coorientador

**LAVRAS - MG  
2021**

**Ficha catalográfica elaborada pelo Setor de Repositório  
Insitucional da Biblioteca Universitária da UFLA**

Flores, José Henrique Nunes.  
Modelagem de unidades de bombeamento na irrigação / José  
Henrique Nunes Flores. - 2022.  
111 p. : il.

Orientador(a): Alberto Colombo.  
Coorientador(a): Lessandro Coll Faria.  
Tese (doutorado acadêmico) - Universidade Federal de Lavras,  
2022.  
Bibliografia.

1. Bombas centrífugas. 2. Motores elétricos assíncronos. 3.  
Método inverso. I. Colombo, Alberto. II. Faria, Lessandro Coll. III.  
Título.

**JOSÉ HENRIQUE NUNES FLORES**

**MODELAGEM DE UNIDADES DE BOMBEAMENTO DE IRRIGAÇÃO**

**IRRIGATION PUMPING UNITS MODELING**

Tese apresentada à Universidade Federal de Lavras, como parte das exigências do Programa de Pós-Graduação em Recursos Hídricos, área de concentração em Engenharia e Manejo de Irrigação, para a obtenção do título de Doutor.

APROVADA em 26 de fevereiro de 2021.

Ph.D. Alberto Colombo	UFLA
Dr. Lessandro Coll Faria	UFPEl
Dr. Jacinto de Assunção Carvalho	UFLA
Dr. Adriano Valentim Diotto	UFLA
Dr. Giovanni Francisco Rabelo	UFLA
Dr. Ricardo Scherer Pohndorf	UFPEl

Prof. Ph.D. Alberto Colombo  
Orientador

Prof. Dr. Lessandro Coll Faria  
Coorientador

**LAVRAS - MG**  
**2021**

*Aos meus pais, Ana Lúcia e José Roberto, por todo o  
apoio para a realização de minhas conquistas e  
incansável incentivo para chegar eu chegar a este título.  
À minha companheira Michele, pelo apoio incondicional e  
a divisão dos fardos carregados até o presente momento  
Ao que tanto prezo, porém, tão esquecida em tempos tão  
necessários, à ciência,  
Dedico*

## AGRADECIMENTOS

Agradeço inicialmente aos meus pais, Ana Lúcia e José Roberto, por me apoiarem nos momentos que necessitei, por me incentivar a chegar tão longe, vindo de um pequeno local deste país, por me incentivarem a realizar meus estudos e por saberem da importância da educação na vida de seus filhos.

Agradeço aos meus irmãos, Eliane e João Felipe, por entenderem minhas aspirações e acreditar nelas, além de se manterem próximos aos nossos pais, o que minimizou a minha ausência, e por aceitarem minha distância.

Agradeço aos meus colegas de orientação, Victor, Thiago, Mauricio e Gláucio, pela parceria durante o período de realização do meu doutorado, e pelas várias discussões acadêmicas que tivemos.

Agradeço ao Célio, Edmilson, Rodrigo e à Dona Dalva, por me acolherem em minha primeira residência em Lavras e me receberem como membro da família de cada um deles.

Agradeço aos meus colegas de Pós-Graduação, por partilharmos nossa formação em diferentes disciplinas e áreas, me possibilitando adquirir um conhecimento em diferentes áreas.

Agradeço imensamente ao meu orientador Prof. Ph.D. Alberto Colombo, por me aceitar como orientado, por me ensinar como realizar pesquisas e demonstrar a importância de se preocupar com o que ninguém se preocupa. Por me dar a oportunidade de desenvolver diferentes trabalhos, aumentando assim, meu conhecimento, por demonstrar como necessitamos estudar cada dia mais para sermos mais capazes, e por servir de pedra angular nos meus conhecimentos de engenharia hidráulica.

Agradeço ao meu coorientador Prof. Dr. Lessandro Faria, pelos estudos que desenvolvemos em conjunto, pelos conselhos dados a mim e pela amizade que construímos.

Agradeço aos professores Dr. Jacinto de Assunção Carvalho, Dr. Giovanni Francisco Rabelo e Dr. Ricardo Scherer Pohndorf, pela disponibilidade de avaliar esta tese, ajudar a construir a última etapa do meu doutorado, e participar da minha banca avaliadora.

Agradeço ao Prof. Dr. Adriano Valentim Diotto, pelo auxílio em minhas pesquisas e nos estudos que desenvolvemos em conjunto, além da participação em minha tese como membro da banca avaliadora.

Agradeço aos demais professores do Programa de Pós-Graduação em Recursos Hídricos, por todo o conhecimento a mim repassado, e por contribuírem para a minha formação.

Agradeço ao Programa de Pós-Graduação em Recursos Hídricos e à Universidade Federal de Lavras.

Agradeço a Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) e a Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de Minas Gerais (FAPEMIG) pelas bolsas de estudos concedidas.

Agradeço especialmente à minha namorada, companheira e amiga Michele, pelas inúmeras horas de conversa, noites sem dormir e apoio incondicional, tão necessário para que eu pudesse concluir esta etapa da minha vida. Essa parceria que tornou esta suada caminhada mais palatável, facilitando a minha chegada.

O presente trabalho foi realizado com o apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior – Brasil (CAPES) – Código de Financiamento 001.

Muito obrigado!

*“No entanto, inspirados pela nossa imagem, vemos que, quando a Ilha do Conhecimento cresce, nossa ignorância também cresce, delimitada pelo perímetro da Ilha, a fronteira entre o conhecido e o desconhecido: aprender mais sobre o mundo não nos aproxima de um destino final – cuja existência não passa de uma suposição alimentada por esperanças infundadas –, mas, sim, leva a novas perguntas e mistérios.” (Marcelo Gleiser - A Ilha do Conhecimento)*



## RESUMO

A velocidade de rotação e a eficiência de um motor elétrico assíncrono são dependentes do carregamento do seu eixo, que representa a relação entre a potência mecânica disponível no eixo e a potência mecânica nominal do motor. A velocidade de rotação diminui com o aumento da potência disponível em seu eixo e sua eficiência tende a diminuir com a redução do valor da potência mecânica no eixo. No entanto, no caso de unidades de bombeamento compostas por uma bomba centrífuga acionada por um motor elétrico assíncrono, a análise teórica de seu desempenho muitas vezes considera que a bomba centrífuga opera com uma velocidade de rotação constante, com valor igual ao da velocidade nominal da bomba, e que o motor elétrico opera com um valor de eficiência sempre muito próximo de sua eficiência nominal. Nesse sentido, este estudo teve como objetivo modelar as condições reais de operação de uma unidade de bombeamento, considerando tanto os parâmetros específicos da bomba centrífuga quanto os parâmetros específicos do motor assíncrono de acionamento da bomba. Em um primeiro estudo, foram avaliados os desvios obtidos com diferentes modelos matemáticos ajustados ao mesmo conjunto de pares de valores de vazão e altura manométrica total fornecidos pelo fabricante de três modelos diferentes de bombas centrífugas (KSB ETA 50-20, 65-20 e 80-20). Em um segundo estudo, foram modeladas as condições reais de operação de quatro unidades de bombeamento, cada uma com o mesmo modelo de bomba (Thebe<sup>®</sup>, R20, 3500 rpm) sendo acionada por um motor elétrico de dois polos de diferente potência nominal (7,5; 9,2; 11,0 e 15,0 kW). Para a vazão nominal do ponto de melhor rendimento da bomba ( $28,7 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ ), os desvios entre os valores modelados de consumo específico ( $\text{kWh m}^{-3}$ ) e os valores calculados com base na rotação nominal da bomba e no rendimento nominal do motor elétrico apresentaram desvios que foram inferiores a 6% dos valores de consumo específico modelados. No entanto, para esta mesma vazão bombeada, quando valores nominais da curva da bomba e valores nominais de eficiência e fator de potência do motor elétrico são utilizados para o cálculo da potência reativa motor (kVar), os valores obtidos podem ser até 30% menores do que aqueles fornecidos pela modelagem. Em um terceiro trabalho, foram levantadas as condições reais de operação uma bomba (KSB, ETA 80-20) acionada por motor assíncrono de 4 polos com potência nominal de 5,52 kW. Os parâmetros das curvas de fator de potência e rendimento do motor foram ajustados com a aplicação do método inverso a valores observados de rotação, potência elétrica ativa, fator de potência, corrente e tensão. Posteriormente, a curva rendimento do motor e valores observados de potência elétrica ativa e de potência hidráulica permitiram caracterizar a curva de rendimento da bomba. O conjunto de modelos, métodos e resultados apresentados neste trabalho se mostrou útil tanto para o processo de seleção do motor de acionamento de uma bomba centrífuga, como para a análise do desempenho de uma unidade de bombeamento já em operação.

Palavras-chave: Bombas centrífugas. Motores elétricos assíncronos. Método inverso.

## ABSTRACT

The rotational speed and efficiency of an asynchronous electric motor are both dependent on its shaft load ratio, which represents the ratio between the mechanical power available on its shaft and its rated mechanical power. The rotational speed of an asynchronous motor decreases when its shaft power is increased, and its efficiency tends to decline under reduced shaft power values. However, in the case of pumping units composed of a centrifugal pump driven by an asynchronous electric motor, the theoretical analysis of its performance often considers that: (i) the centrifugal pump operates with a rotational speed that is constant and equal to the rated value of the pump rotational speed, and (ii) that the electric motor operates with an efficiency value that is always very close to its rated efficiency. In this sense, this study aimed to model the real operating conditions of a pumping unit, considering both the specific parameters of the centrifugal pump and the specific parameters of the asynchronous motor used to drive the centrifugal pump. The first part of this study was aimed to analyzing deviations obtained with different mathematical models, which were adjusted to the same set of pairs of flow values and total dynamic head specified in the manufacturer's catalogs of three different models of centrifugal pumps (KSB ETA 50-20, 65-20, and 80-20). The second part of this study was aimed to comparing the real operational conditions of four different pump units, each one with the same pump model (Thebe<sup>®</sup>, R20, 3500 rpm) being driven a 2-pole electric motor of a different rated power (7.5; 9.2; 11.0, and 15.0 kW). For the rated discharge of the pump's best efficiency point ( $28.7 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ ), deviations among modeled values of specific consumption ( $\text{kWh m}^{-3}$ ) and values that were calculated based on the pump rated rotational speed and on the rated electric motor efficiency presented deviations that were lower than 6% of the modeled specific consumption values. However, values of reactive electrical power (kVar) computed based on rated pump speed and rated values of motor efficiency and motor power factor may under-estimate modeled values by up to 30%. The third part of this study aimed at collecting data regarding the operation of a pump (KSB, ETA 80-20) driven by a 4-pole asynchronous motor with a nominal power of 5.52 kW. The values of the parameters of mathematical equations used to represent the curves of electric motor efficiency and electric power factor were adjusted with the application of the inverse method to observed values of rotation speed, active electric power, power factor, current and voltage. Subsequently, the adjusted motor efficiency curve, together with observed values of active electric power and hydraulic power, allowed the parameterization of the pump efficiency curve. The set of models, methods and results presented in this work proved to be useful both for the process of selecting the motor to be used to drive a centrifugal pump and for analyzing the performance of a pumping unit already in operation.

Keywords: Centrifugal pumps. Asynchronous electric motors. Inverse method.

## SUMÁRIO

	<b>PRIMEIRA PARTE</b> .....	<b>12</b>
<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	<b>13</b>
<b>2</b>	<b>REFERENCIAL TEÓRICO</b> .....	<b>15</b>
<b>2.1</b>	<b>Eficiência de sistemas de irrigação</b> .....	<b>15</b>
<b>2.2</b>	<b>Unidades de bombeamento</b> .....	<b>16</b>
<b>2.3</b>	<b>Bombas</b> .....	<b>16</b>
<b>2.4</b>	<b>Curvas características das turbobombas</b> .....	<b>17</b>
<b>2.4.1</b>	<b>Interdependência das grandezas características do funcionamento de turbobombas</b> .....	<b>20</b>
<b>2.4.2</b>	<b>Motores</b> .....	<b>25</b>
<b>2.4.3</b>	<b>Dimensionamento de unidades de bombeamento</b> .....	<b>28</b>
<b>2.5</b>	<b>Desgaste de unidades de bombeamento</b> .....	<b>29</b>
<b>2.6</b>	<b>Otimização energética de unidades de bombeamento</b> .....	<b>33</b>
<b>3</b>	<b>CONSIDERAÇÕES FINAIS</b> .....	<b>36</b>
	<b>REFERÊNCIAS</b> .....	<b>37</b>
	<b>SEGUNDA PARTE – ARTIGOS*</b> .....	<b>44</b>
	<b>ARTIGO 1 EQUACIONAMENTO DAS CURVAS CARACTERÍSTICAS DE BOMBAS</b> .....	<b>45</b>
<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	<b>46</b>
<b>2</b>	<b>MATERIAIS E MÉTODOS</b> .....	<b>47</b>
<b>3</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÃO</b> .....	<b>48</b>
<b>4</b>	<b>CONCLUSÕES</b> .....	<b>51</b>
	<b>ARTIGO 2 CARACTERIZAÇÃO MATEMÁTICA DAS CURVAS DE FUNCIONAMENTO DE UNIDADES DE BOMBEAMENTO</b> .....	<b>54</b>
<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	<b>56</b>
<b>2</b>	<b>MATERIAIS E MÉTODOS</b> .....	<b>57</b>
<b>2.1</b>	<b>Equacionamento do modelo</b> .....	<b>57</b>
<b>2.2</b>	<b>Cálculo do ponto de operação</b> .....	<b>63</b>
<b>3</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÃO</b> .....	<b>65</b>
<b>3.1</b>	<b>Escolha e caracterização da unidade de bombeamento</b> .....	<b>65</b>
<b>3.2</b>	<b>Acoplamento da curva da bomba ao motor</b> .....	<b>66</b>
<b>3.3</b>	<b>Ponto de operação da unidade de bombeamento</b> .....	<b>68</b>

3.4	Diferenças no ponto de operação.....	71
4	CONCLUSÃO.....	73
	REFERÊNCIAS.....	74
	ARTIGO 3 - MÉTODO INVERSO PARA ESTIMATIVA DO PONTO DE FUNCIONAMENTO DE UNIDADES DE BOMBEAMENTO.....	76
1	INTRODUÇÃO.....	77
2	DESENVOLVIMENTO DO MODELO.....	78
2.1	Ajuste dos parâmetros através do método inverso.....	82
3	RESULTADOS DO MODELO .....	87
4	CONCLUSÕES.....	91
	REFERÊNCIAS.....	92
	APÊNDICE A.....	94
1	REFERENCIAL TEÓRICO .....	94
1.1	Bomba .....	94
1.2	Motor .....	97
1.3	Desenvolvimento do modelo.....	100
1.3.1	Bomba .....	100
1.3.2	Motor .....	105
1.3.3	Associação do conjunto .....	109
	REFERÊNCIAS.....	110

## **PRIMEIRA PARTE**

## 1 INTRODUÇÃO

Considerando um cenário onde a preocupação com o consumo de recursos hídricos e energéticos disponíveis, bem como os impactos ambientais causados pelo ser humano, diversos setores da cadeia produtiva vêm se adaptando para reduzir o uso destes recursos. Países europeus e com restrições hídricas, estão na vanguarda de estudos com eficiência hídrica e energética. No Brasil, o dimensionamento de unidades de bombeamento impacta diretamente no consumo dos recursos hídricos. Além do consumo de água pela agricultura irrigada, a geração de energia no Brasil também é dependente do uso de recursos hídricos.

As unidades de bombeamento podem ser caracterizadas de forma gráfica, por meio de curvas de funcionamento, que relacionam variáveis físicas do sistema. O correto equacionamento matemático destas curvas se faz necessário para a criação de softwares e algoritmos de dimensionamento e manejo de operação. Mesmo possuindo um amplo espectro de funcionamento, bombas centrífugas podem apresentar alterações de características mecânicas, como rotação e diâmetro de rotor, o que altera consideravelmente as curvas características da bomba.

Os motores elétricos, responsáveis pelo acionamento das bombas, possuem a característica de terem sua rotação alterada em função do trabalho exercido, sendo assim, dependendo da vazão bombeada a rotação da unidade de bombeamento pode variar. Este é um aspecto muitas vezes negligenciado no dimensionamento da unidade de bombeamento. Outra variável normalmente desconsiderada no dimensionamento é a deterioração da unidade de bombeamento.

O desgaste das unidades de bombeamento reduz a vazão e a carga de pressão disponível, alterando então, o ponto de operação, podendo ocasionar diversos problemas ao sistema de irrigação, como déficit hídrico, mal funcionamento e redução da uniformidade de distribuição de água. Outra característica alterada pelo desgaste da unidade de bombeamento é a redução da eficiência global, acarretando aumento no consumo energético. Porém, o correto dimensionamento da unidade de bombeamento, considerando o acoplamento do motor à bomba, por consequência a rotação do motor, e o desgaste dos equipamentos, promove um dimensionamento mais preciso, e, conseqüentemente, economia de energia.

Estudos e metodologias que visam simular o funcionamento global da unidade de bombeamento são inexistentes na literatura. Esta é uma lacuna importante e que deve ser preenchida com estudos que trabalham de forma global a eficiência de unidades de

bombeamento, tendo em vista a variação dos parâmetros de funcionamento da bomba em função do motor, e vice-versa.

Nesse sentido, é necessário investigar a variação das curvas de funcionamento de motores acoplados a bombas. Este estudo parte da análise de características que estejam disponíveis em seus catálogos e/ou dados obtidos a campo. Portanto, o objetivo geral é desenvolver ferramentas capazes de auxiliar na caracterização das variáveis de funcionamento de unidades de bombeamento operando com motores elétricos. Para isto, serão estudadas o equacionamento das curvas características de bombas (ARTIGO 1); a dependência e o equacionamento das curvas características de motores e bombas (ARTIGO 2) e; utilizar o método inverso para estimar as variáveis de funcionamento de unidades de bombeamento com base em dados da unidade em funcionamento (ARTIGO 3).

## 2 REFERENCIAL TEÓRICO

### 2.1 Eficiência de sistemas de irrigação

O conceito de eficiência pode ser dado pela quantidade de um determinado insumo que é utilizado para se obter um produto, sendo o processo mais eficiente aquele que mais produz com menor gasto de insumo. Já a eficiência da irrigação, se dá na relação entre quantidade de água para um uso específico e a quantidade de água disponível para determinado fim (ALBUQUERQUE; DURÃES, 2008).

Em sistemas de irrigação, onde se faz necessário elevação de água, ou pressurização, bombas são usadas quase que exclusivamente. Em casos assim, sistemas de bombeamento são responsáveis pela maior parte dos custos, por isso, se tem a necessidade de elevados níveis de eficiência, e, qualquer desvio de condições ótimas de trabalho, elevam os gastos de energia (LUC *et al.*, 2006). Os mesmos autores ainda reiteram que dificilmente os níveis de eficiência são estimados corretamente, devido à falta de mensuração e/ou falta de indicadores.

A propriedade agrícola deve ser considerada uma empresa, e o agricultor, por consequência, um empresário. Para que uma empresa possa render lucros, todas as previsões econômicas e financeiras devem ser levadas em consideração. Allen e Brockway (1984) citaram diversas áreas da engenharia dos sistemas de irrigação que podem aumentar os lucros.

A irrigação tem sido responsável pelo aumento de consumo energético na área rural, devido ao abandono de redes de canais abertos, baseados no potencial gravitacional, em face a utilização de sistemas pressurizados, compostos por canalizações, dando aporte a utilização de sistemas de irrigação pressurizados, tais como aspersores e gotejadores (ABADIA *et al.*, 2008). O aumento do consumo energético está ligado ao aumento dos sistemas de irrigação pressurizados, que resultam em sistemas de irrigação mais eficientes. A utilização de tubulações em face ao uso de canais aumentou consideravelmente a eficiência energética (GARCÍA *et al.*, 2014).

Na Espanha melhorias na eficiência energética em redes de irrigação vêm ganhando muita importância nos últimos anos. Diferentes ferramentas foram desenvolvidas para cobrir os principais aspectos da gestão de energia: a avaliação da eficiência energética; modelos para otimização, concepção e gestão de sistemas de irrigação e bombeamento; e modelos para a otimização da contratação de energia elétrica (CÓRCOLES *et al.*, 2019; MORENO *et al.*, 2016; ROCAMORA; VERA; ABADÍA, 2013).



García *et al.* (2014), em estudo na região sul da Espanha, conseguiu reduzir em 36% o consumo de energia, através da utilização de algoritmos e melhorias nas estações de recalque e canalizações, e mais 10% de redução com controle de pontos críticos de pressurização.

## 2.2 Unidades de bombeamento

A fonte de água, diversas vezes não se encontra próximo ao local onde a água será utilizada, e por vezes ainda se apresenta em cotas mais baixas, sendo necessário transpor a geografia do terreno, para disponibilizar a água em seu local de uso. Porém, em determinadas situações, mesmo que a água esteja próxima à área de interesse, em cota igual, ou superior, necessita-se que o sistema seja pressurizado, e para os três casos, o homem utiliza máquinas para realizar este trabalho.

Estas máquinas constituem unidades de bombeamento, e sua utilização remonta desde a antiguidade, e de acordo com Andrade Filho (2009), a Noria Chinesa pode ser considerada, sem dúvida, a mais antiga máquina para elevação de água, sendo que sua utilização é datada de 1000 a.C., na Ásia e África. Outros exemplos de máquinas utilizadas na história antiga são: Parafuso de Arquimedes; Bomba de embolo; Nora de baldes; Nora de correntes; Corrente de elevação de água, Pás suspensas; Rodas de baldes; Rodas de pás; Rodas de caixão (DAKER, 1987). Em sua grande maioria as unidades de bombeamento são compostas por duas máquinas, uma responsável por gerar energia mecânica, e outra responsável por transformar esta energia em energia hidráulica, ou seja, repassá-la ao fluido a ser recalcado.

## 2.3 Bombas

Bombas são máquinas responsáveis por transformar a energia mecânica em energia hidráulica, ou seja, comunicam ao fluido um acréscimo de energia, possibilitando então, seu escoamento de um ponto a outro (CARVALHO; OLIVEIRA, 2014). As bombas podem ser divididas em três grandes grupos, de acordo com seu movimento: Oscilante, Pistão e Circular (AZEVEDO NETTO; FERNANDEZ, 2015; CARVALHO; OLIVEIRA, 2014; DAKER, 1987).

As bombas com movimento circular caracterizam-se por transformar a energia mecânica em energia hidráulica, por ação de um elemento girante (rotor), que transfere ao fluido energia através da rotação, causando aceleração do fluido, e conseqüente aumento de pressão (CARVALHO; OLIVEIRA, 2014; PORTO, 2006).

As bombas com movimento circular, ou turbobombas, possuem diversas classificações, sendo elas de acordo com: movimento do fluido (sucção simples ou dupla); admissão do líquido (radial, axial ou mista); número de rotores (mono ou multiestágios); tipo de rotores (aberto, fechado, semiaberto); posição do eixo (vertical, horizontal ou inclinado) (AZEVEDO NETTO; FERNANDEZ, 2015; CARVALHO; OLIVEIRA, 2014).

Segundo Macintyre (2016), as bombas de fluxo radial, ou bombas centrífugas, se prestam para a fabricação em série, devido a sua simplicidade, além de possuir uma gama de utilizações, passando por água limpa, com poucos sólidos em suspensão, óleos, água do mar. O mesmo autor ainda cita que, bombas centrífugas possuem também capacidade de bombear vazões de 5 a 500 L s<sup>-1</sup>, e uma faixa muito alta de pressões de saída.

As características supracitadas garantem que as bombas centrífugas sejam amplamente utilizadas em diversos sistemas de irrigação, além sistemas de abastecimento de água urbanos e rurais. Pode-se observar na literatura, diversos estudos que comprovam a utilização de bombas centrífugas em sistemas de abastecimento e irrigação (MORADI-JALAL; MARIÑO; AFSHAR, 2003; CALGARO; ROBAINA; PEITER, 2004; CALEJO *et al.* 2008; ABADIA *et al.* 2008; MORENO *et al.*, 2010a).

As turbobombas apresentam curvas características, relacionadas ao seu desempenho, que retratam seu comportamento, demonstrando a interdependência existente entre as grandezas que caracterizam seu funcionamento (CARVALHO; OLIVEIRA, 2014).

## 2.4 Curvas características das turbobombas

As turbobombas transportam uma vazão  $Q$  [L<sup>3</sup> t<sup>-1</sup>], a uma determinada altura manométrica  $H$  [L], necessitando de uma potência  $P_M$  [M L<sup>2</sup> t<sup>-3</sup>] e uma carga de pressão na entrada NPSH [L], com uma eficiência  $\eta_B$ , considerando-se uma rotação  $n_B$  [t<sup>-1</sup>] e um diâmetro de rotor  $D_r$  [L]. Quando as grandezas supracitadas são apresentadas em formas de gráficos, tem-se a constituição das curvas características das turbobombas (MACINTYRE, 2016).

As turbobombas caracterizam-se, principalmente, por seus valores de altura manométrica e vazão correspondentes, quando se expressam essas relações em forma de gráfico, se tem a curva característica principal (ANDRADE FILHO, 2009). Em alguns casos, no mesmo gráfico da altura manométrica em função da vazão,  $H(Q)$ , apresentam-se as zonas de eficiência da bomba (CARVALHO; OLIVEIRA, 2014). Segundo os mesmos autores, outros dois gráficos que compõem o grupo de dados das curvas características são o da potência em função da vazão,  $P(Q)$ , e do *net positive suction head* em função da vazão,  $NPSH(Q)$ .

De acordo com a normativa para a avaliação da conformidade para bombas e motobombas centrifugas (INMETRO, 2010), deve ser utilizado um polinômio de segundo grau para ajustar a equação da altura manométrica total em função da vazão (EQUAÇÃO 1). Outros estudos que utilizaram do mesmo equacionamento são os realizados por Arens; Porto (1989), Calgaro, Robaina e Peiter (2004), Córcoles *et al.* (2019), Costa *et al.* (2018), Izquierdo, Jimenez e Del Sol (2008), Loureiro (2013), Moreno *et al.* (2010), Nault e Papa (2015), Nielsen (1986), Ulanicki, Kahler e Coulbeck (2008). Porém, de acordo com Yanagi Jr. *et al.* (1997), será obtido um melhor ajuste utilizando-se um polinômio de terceiro grau (EQUAÇÃO 2), o que pode ser observado também nos trabalhos de Alves, Oliveira e Oliveira (2002), Azevedo (2014), Bier, Souza e Boas (2004), Loureiro (2017), Wang e Kiamehr (2016), Wang, Zheng e Kiamehr (2017). Já Santos (2001) propõe o ajuste de polinômios de grau variável (EQUAÇÃO 3), com a mesma finalidade, sendo que o ajuste ocasiona erros praticamente desprezíveis.

Entretanto o software de redes hidráulicas EPANET 2.0 (ROSSMAN, 2000) propõe a utilização da Equação 4, que descreve a altura manométrica total em função da vazão utilizando três pares de dados, sendo os pontos: de vazão mínima (*shut-off*), vazão nominal (ponto de funcionamento ótimo), e de vazão máxima. Além destas possibilidades, Scaloppi (1998) propôs a utilização de *splines* cúbicas para representar a curva de altura manométrica total em função da vazão.

$$H(Q) = a_0 + a_1 \cdot Q + a_2 \cdot Q^2 \quad (1)$$

$$H(Q) = a_0 + a_1 \cdot Q + a_2 \cdot Q^2 + a_3 \cdot Q^3 \quad (2)$$

$$H(Q) = a_0 + a_1 \cdot Q + a_2 \cdot Q^2 + a_3 \cdot Q^3 + \dots + a_n \cdot Q^n \quad (3)$$

$$H(Q) = a_0 - a_1 \cdot Q^{a_2} \quad (4)$$

onde:

H - Altura manométrica total [L];

Q – Vazão [ $L^3 t^{-1}$ ]; e,

$a_0, a_1, a_2, a_3, \dots, a_n$  - Coeficientes de ajuste.

Já para o rendimento da bomba, Moradi-Jalal, Mariño e Afshar (2003) propõem a utilização de um polinômio de segundo grau para ajustar uma equação em função da vazão (EQUAÇÃO 5), assim como Costa *et al.* (2018) e Loureiro (2013). Já Moreno *et al.* (2009) também utilizam um polinômio de segundo grau, porém, consideram que o termo constante deve ser nulo (EQUAÇÃO 6), assim como Córcoles *et al.* (2019), Izquierdo *et al.* (2016), Moreno *et al.* (2012). Ao passo que, Bier, Souza e Boas (2004), utilizam um polinômio de terceiro grau (EQUAÇÃO 7) para a mesma finalidade. Posteriormente, Loureiro (2017), com uma abordagem um pouco diferente, utiliza do mesmo tipo de polinômio. No entanto, Yanagi Jr. *et al.* (1997) consideram que a utilização de um polinômio de terceiro grau com termo constante zero, é a melhor opção (EQUAÇÃO 8), como pode ser visto também no trabalho de Calgaro, Robaina e Peiter (2004), Ulanicki, Kahler e Coulbeck (2008).

$$\eta_B(Q) = b_0 + b_1 \cdot Q + b_2 \cdot Q^2 \quad (5)$$

$$\eta_B(Q) = 0 + b_1 \cdot Q + b_2 \cdot Q^2 \quad (6)$$

$$\eta_B(Q) = b_0 + b_1 \cdot Q + b_2 \cdot Q^2 + b_3 \cdot Q^3 \quad (7)$$

$$\eta_B(Q) = 0 + b_1 \cdot Q + b_2 \cdot Q^2 + b_3 \cdot Q^3 \quad (8)$$

onde:

$\eta_B$  - Rendimento da bomba;

$Q$  - Vazão [ $L^3 t^{-1}$ ]; e,

$b_0, b_1, b_2, b_3$  - Coeficientes de ajuste.

De acordo com Arens e Porto (1989), a curva da potência mecânica em função da vazão pode ser descrita por um polinômio de segundo grau (EQUAÇÃO 9), como se pode observar no trabalho de Alves, Oliveira e Oliveira (2002). Já Calgaro, Robaina e Peiter (2004) ajustaram um polinômio de terceiro grau (EQUAÇÃO 10), para a mesma finalidade, assim como Izquierdo, Jimenez e Del Sol (2008), Nault e Papa (2015), Ulanicki, Kahler e Coulbeck (2008), Wang e Kiamehr (2016), Wang, Zheng e Kiamehr (2017).

$$P_M(Q) = c_0 + c_1 \cdot Q + c_2 \cdot Q^2 \quad (9)$$

$$P_M(Q) = c_0 + c_1 \cdot Q + c_2 \cdot Q^2 + c_3 \cdot Q^3 \quad (10)$$

onde:

$P_M$  - Potência mecânica no eixo [ $M L^2 t^{-3}$ ];

$Q$  - Vazão [ $L^3 t^{-1}$ ]; e,

$c_0, c_1, c_2, c_3$  - Coeficientes de ajuste.

Para o NPSH, Calgaro, Robaina e Peiter (2004), utilizaram um polinômio de terceiro grau, considerando o termo constante zero (EQUAÇÃO 11), para gerar uma equação representativa em função da vazão.

$$NPSH(Q) = 0 + d_1 \cdot Q + d_2 \cdot Q^2 + d_3 \cdot Q^3 \quad (11)$$

onde:

NPSH - *net positive suction head* [L];

$Q$  - Vazão [ $L^3 t^{-1}$ ]; e,

$d_0, d_1, d_2, d_3$  - Coeficientes de ajuste.

#### 2.4.1 Interdependência das grandezas características do funcionamento de turbobombas

Turbobombas são dimensionadas e fabricadas para operar no seu ponto de maior eficiência, ou seja, considerando uma condição específica de rotação e diâmetro de rotor, que possibilite a maior eficiência de elevação da energia do fluido (MACINTYRE, 2016). Porém, as turbobombas podem operar com diferentes rotações e diâmetros de rotor, o que altera as curvas características, sendo possível que as novas curvas sejam previstas por meio de modelos matemáticos (CARVALHO; OLIVEIRA, 2014).

A diminuição do diâmetro do rotor é uma alternativa que busca aproximar o ponto de operação da bomba ao ponto de projeto, sem alterar drasticamente o carregamento do motor (TSANG, 1992). Entretanto, esta modificação torna-se irreversível, a menos que o rotor seja trocado. De acordo com Zhou *et al.* (2016), as diferentes técnicas de corte afetam a eficiência da bomba. Ao passo que, Šavar, Kozmar e Sutlović (2009) vincularam a variação da eficiência

com a velocidade específica da bomba, já Li *et al.* (2014), em bombas axiais, demonstraram que pequenas reduções no diâmetro do rotor afetam pouco a eficiência.

Para a estimativa da curva modificada Macintyre (2016) propõe a utilização das relações de semelhança mecânica de Rateaux (EQUAÇÕES 12, 13 e 14), que pressupõem que a eficiência da bomba segue inalterada com vazão, ou seja, isoeffiência.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left( \frac{D_{r1}}{D_{r2}} \right)^2 \quad (12)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left( \frac{D_{r1}}{D_{r2}} \right)^2 \quad (13)$$

$$\frac{P_{M1}}{P_{M2}} = \left( \frac{D_{r1}}{D_{r2}} \right)^3 \quad (14)$$

onde:

Q - Vazão [ $L^3 t^{-1}$ ];

H - Altura manométrica total [L];

$P_M$  - Potência mecânica no eixo [ $M L^2 t^{-3}$ ]; e,

$D_r$  - Diâmetro do rotor [L].

A metodologia de Stepanoff, considera que além das relações de Rateaux, deve ocorrer uma correção, que é função da variação do diâmetro (MACINTYRE, 2016).

Tabela 1 - Correção de Stepanoff para alterações nas curvas características a partir da redução do diâmetro do rotor

Diâmetro calculado em % do diâmetro original	65	70	75	80	85	90	95
Diâmetro necessário em % do diâmetro original	71	73	78	83	87	91,5	95,5

Fonte: Macintyre (2016).

Macintyre (2016) apresenta também a metodologia de Karassik *et al.* (2000), que afirma que, para reduções de diâmetro de rotor inferiores a 20%, a relação entre as vazões é igual a relação dos diâmetros, sendo que as demais relações continuam iguais. Em estudos para

desenvolvimento de um software, Loureiro (2013) utilizou a metodologia de Karassik (EQUAÇÃO 15).

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \begin{cases} \frac{D_{r1}}{D_{r2}} \leq 20\% \Rightarrow \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{D_{r1}}{D_{r2}} \\ \frac{D_{r1}}{D_{r2}} > 20\% \Rightarrow \frac{Q_1}{Q_2} = \left( \frac{D_{r1}}{D_{r2}} \right)^2 \end{cases} \quad (15)$$

onde:

Q - Vazão [ $L^3 t^{-1}$ ]; e,

$D_r$  - Diâmetro do rotor [L].

Em relação à alteração da rotação das bombas acionadas por motores elétricos, existem duas opções possíveis, a utilização de polias e a utilização de inversores de frequência. Considerando sistemas de irrigação pressurizados, a utilização de inversores de frequência é mais comum (ALVES; OLIVEIRA; OLIVEIRA, 2002), ao passo que, em sistemas de irrigação por superfície, utilizando bombas centrífugas, encontram-se unidades de bombeamento utilizando conjuntos de polias (KÖPP, 2015). Levando em conta a utilização de inversores de frequência, a utilização de modelos para a predição da eficiência da bomba se mostrou eficiente (SIMPSON; MARCHI, 2013).

Neste sentido, considerando unidades de bombeamento com inversores de frequência, Alves, Oliveira e Oliveira (2002) utilizaram para predição das curvas as relações de semelhança mecânica de Rateaux (EQUAÇÕES 16, 17 e 18). Este conjunto de equacionamentos também foi utilizado por diversos autores Arun Shankar *et al.* (2016), Costa *et al.* (2018), Coutinho e Soares (2017), Loureiro (2013); Moreira e Ramos (2013), Rossman (2000), Vallilo *et al.* (1981), Walski *et al.* (2003); Wang; Kiamehr (2016), Wang; Zheng; Kiamehr (2017), bem como é recomendado para a etiquetagem de bombas e motobombas centrífugas (INMETRO, 2010).

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_{B1}}{n_{B2}} \quad (16)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left( \frac{n_{B1}}{n_{B2}} \right)^2 \quad (17)$$

$$\frac{P_{M1}}{P_{M2}} = \left( \frac{n_{B1}}{n_{B2}} \right)^3 \quad (18)$$

onde:

Q - Vazão [ $L^3 t^{-1}$ ];

H - Altura manométrica total [L];

$P_M$  - Potência mecânica no eixo [ $M L^2 t^{-3}$ ]; e,

$n_B$  - Rotação da bomba [ $t^{-1}$ ].

Considerando então, a redução do diâmetro do rotor e a alteração da rotação da bomba, são utilizados modelos para predição das novas curvas características. Arens e Porto (1989), Costa *et al.* (2018), Jain *et al.* (2015), Simpson; Marchi (2013) utilizaram o conceito de curvas adimensionais, obtidas através dos coeficientes descritos pelas Equações 19, 20 e 21.

$$\lambda Q = \frac{Q}{n_B \cdot D_r^3} \quad (19)$$

$$\lambda H = \frac{g \cdot H}{n_B^2 \cdot D_r^2} \quad (20)$$

$$\lambda P_M = \frac{P_M}{\rho \cdot n_B^3 \cdot D_r^5} \quad (21)$$

onde:

$\lambda Q$  - Coeficiente adimensional da vazão;

$\lambda H$  - Coeficiente adimensional da altura manométrica total;

$\lambda P_M$  - Coeficiente adimensional da potência mecânica no eixo;

Q - Vazão [ $L^3 t^{-1}$ ];

H - Altura manométrica total [L];

$P_M$  - Potência mecânica no eixo [ $M L^2 t^{-3}$ ];

$n_B$  - Rotação da bomba [ $t^{-1}$ ];

$D_r$  - Diâmetro do rotor [L]; e,

g - Aceleração da gravidade [ $L t^{-2}$ ].



Em relação ao rendimento da bomba, Macintyre (2016) propõe uma correção em função da rotação (EQUAÇÃO 22), que pode ser observada também nos trabalhos de Sárbu e Borza (1998), Simpson e Marchi (2013). Gülich (2003) apresenta uma equação semelhante à anterior, porém, leva em consideração o número de Reynolds da bomba (EQUAÇÃO 23), também citado pelo trabalho de Simpson e Marchi (2013). Recentemente Costa *et al.* (2018) em um estudo com 50 bombas de rotação variável, propôs uma equação para a variação do rendimento, baseada nas leis de afinidade de Rateaux (EQUAÇÃO 24). Macintyre (2016) também apresenta um modelo para quando a unidade de bombeamento trabalha com água quente (EQUAÇÃO 25).

$$\eta_{B2} = 1 - (1 - \eta_{B1}) \cdot \left( \frac{n_{B1}}{n_{B2}} \right)^{0,1} \quad (22)$$

$$\frac{1 - \eta_{B2}}{1 - \eta_{B1}} = K_{\eta_B} (Re_B) + (1 - K_{\eta_B} (Re_B)) \cdot \left( \frac{Re_{B1}}{Re_{B2}} \right)^m \quad (23)$$

$$\eta_{B2} = \frac{k_{\eta_B} \cdot \eta_{B1}}{\left( 2 - \frac{n_{B2}}{n_{B1}} \right)^{\alpha + \beta \cdot \ln \left( \frac{n_{B2}}{n_{B1}} \right)}} \quad (24)$$

$$\eta_{B2} = \frac{\eta_{B1}}{\eta_{B1} + (1 - \eta_{B1}) \cdot \left( \frac{n_{B1}}{n_{B2}} \right)^{0,17}} \quad (25)$$

onde:

$\eta_B$  - Rendimento da bomba;

$n_B$  - Rotação da bomba [ $t^{-1}$ ];

$Re_B$  - Número de Reynolds da bomba;

$K_{\eta_B}$  - Coeficiente de correção em função do número de Reynolds;

$m$  - Expoente de correção; e,

$k_{\eta_B}$ ,  $\alpha$ ,  $\beta$  - Coeficientes de correção de Costa *et al.* (2018).

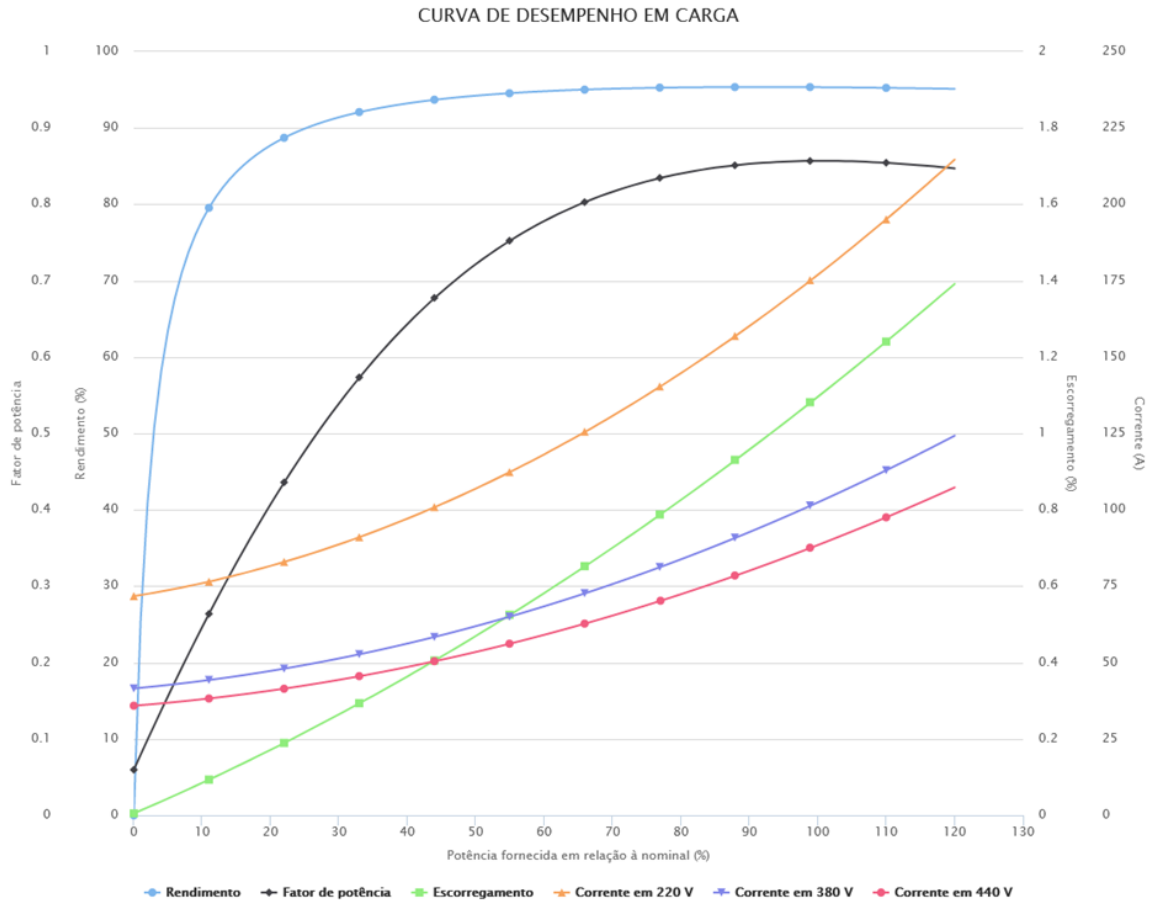
### 2.4.2 Motores

Diferentes motores podem ser utilizados em unidades de bombeamento, principalmente quando se considera sistemas de irrigação móveis e regiões onde se encontra dificuldades de disponibilidade de rede elétrica. Em um estudo com lavouras de arroz irrigado por sistemas de inundação na região central do Rio Grande do Sul, Marcolin e Robaina (2002) encontraram menos de 50% das unidades de bombeamento utilizando motores elétricos, porém, este estudo pode ser considerado defasado, devido ao desenvolvimento energético que o Brasil passou nos últimos anos, o que pode ser visualizado no estudo de Köpp (2015), que apresentou 100% das unidades de bombeamento com motores elétricos, na região da fronteira oeste do Rio Grande do Sul, também com arroz irrigado por sistemas de inundação.

Kaya *et al.* (2008), em um estudo no *American Hydraulics Institute*, observaram que 20% da energia consumida em países desenvolvidos é consumida por unidades de bombeamento. Neste sentido, Arun e Shankar *et al.* (2016) citam um estudo de 2001 que mostra que na União Europeia 22% da energia consumida, está vinculada a bombas, sendo 16% com bombas centrifugas.

Garcia *et al.* (2007) em estudos sobre os motores no Brasil, apresentam a agricultura como o quarto maior setor em consumo de energia por motores, sendo que destes, 50% são motores trifásicos. No mesmo estudo, os autores citam que os motores mais utilizados no país têm rendimentos acima de 90%, quando considerado carregamento acima de 50%, como pode ser observado na Figura 1.

Figura 1 - Curvas características do motor considerando a eficiência; fator de potência; escorregamento; e, tensão elétrica, em função do carregamento do motor.



Como pode ser observado na Figura 1, a eficiência do motor é função do carregamento (EQUAÇÃO 26), que pode ser traduzido na parcela da energia mecânica nominal do motor que está sendo utilizada pela máquina acionada, na irrigação, a bomba.

$$k = \frac{P_M}{P_{MN}} \quad (26)$$

onde:

$k$  - Carregamento do motor;

$P_M$  - Potência mecânica no eixo [ $M L^2 t^{-3}$ ]; e,

$P_{MN}$  - Potência mecânica nominal do motor [ $M L^2 t^{-3}$ ].

Bernier e Bourret (1999) propuseram a utilização de um modelo do tipo exponencial para estimar o rendimento em função do carregamento (EQUAÇÃO 27). Ainda sobre este

modelo, os autores ajustaram os valores 0,94187 e 9,04 para os coeficientes  $e_0$  e  $e_1$ , respectivamente.

$$\eta_M = e_0 \cdot (1 - e^{-e_1 \cdot k}) \quad (27)$$

onde:

$\eta_B$  - Rendimento do motor;

$k$  - Carregamento do motor;  $e$ ,

$e_0, e_1$  - Coeficientes de ajuste.

Outra importante característica que se altera com o carregamento do motor é a rotação do motor, que pode ser observada através do comportamento do escorregamento na Figura 1. Segundo Macintyre (2016), a alteração da rotação pode ser obtida através do cálculo do escorregamento e do torque disponível no eixo. Azevedo (2014) discorre sobre o funcionamento de conjuntos motobomba, sendo que através do equacionamento proposto pelo autor, o modelo para descrever a rotação do motor pode ser explicado pelas Equações 28 e 29.

$$n = k \cdot \Delta n_N + n_s \quad (28)$$

$$\Delta n_N = n_N - n_s \quad (29)$$

onde:

$n$  - rotação do motor [ $t^{-1}$ ];

$k$  - Carregamento do motor;

$\Delta n_N$  - Escorregamento nominal [ $t^{-1}$ ];

$n_N$  - Rotação nominal do motor [ $t^{-1}$ ];  $e$ ,

$n_s$  - Rotação assíncrona do motor [ $t^{-1}$ ].

### 2.4.3 Dimensionamento de unidades de bombeamento

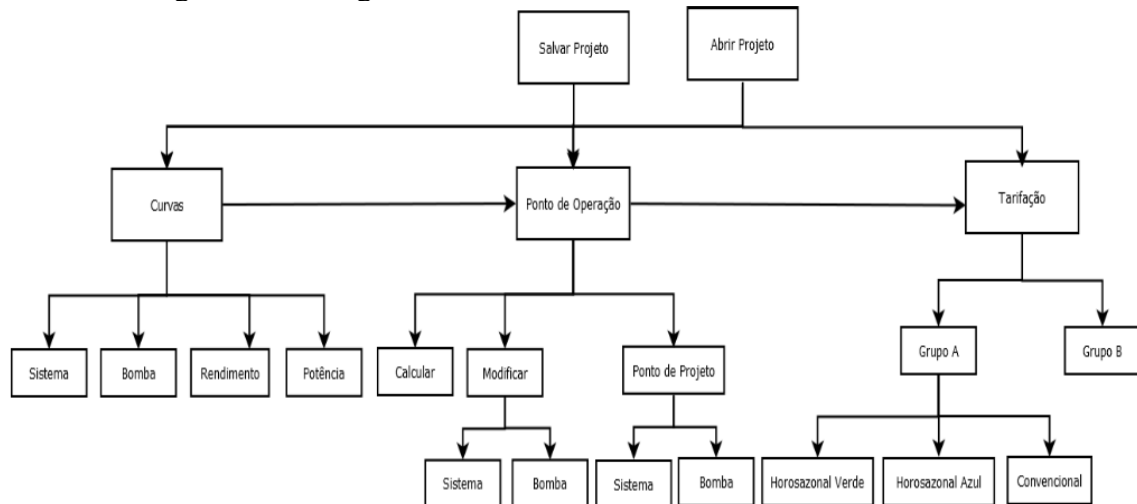
O dimensionamento de uma unidade de bombeamento consiste em identificar o conjunto motobomba que atenda uma determinada exigência de carga de pressão e vazão ( $H \times Q$ ) para o funcionamento correto do sistema hidráulico pré-dimensionado. Além disto, o dimensionamento deve informar qual o tipo de bomba e motor, modelo da bomba e do motor, diâmetro do rotor, rendimento esperado da unidade de bombeamento, potência elétrica requerida e rotação do motor.

Além disso, o dimensionamento de unidades de bombeamento visa identificar qual o conjunto motobomba funcionará com melhor rendimento. Neste sentido, Kaya *et al.* (2008) citam que através de corretos dimensionamentos pode-se reduzir o consumo em 30%. Köpp (2015) demonstra, considerando unidades de bombeamento do Rio Grande do Sul, que o correto dimensionamento das unidades de bombeamento pode reduzir em até 31% o consumo de energia. Já Moradi-Jalal, Mariño e Afshar (2003), em estudos no Irã, relatam a possibilidade de redução de aproximadamente 25% dos custos totais com bombeamento.

Diversos autores apresentam metodologias para o dimensionamento de unidades de bombeamento (AZEVEDO NETTO; FERNANDEZ, 2015; CARVALHO; OLIVEIRA, 2014; GOMES, 2009, 2013; PORTO, 2006). De maneira geral, o dimensionamento proposto na literatura se baseia na determinação do ponto de operação do sistema, considerando a rotação informada pelo fabricante no catálogo da bomba, e em alguns casos, alterando o diâmetro do rotor da bomba. Após o cálculo da potência mecânica, utiliza-se uma folga para a escolha do motor real (AZEVEDO NETTO; FERNANDEZ, 2015). Para bombas que demandem até 2 cv, deve-se considerar 50% de folga, de 2 a 5 cv, 30%, de 5 a 10 cv, 20%, de 10 a 20 cv, 15%, e mais que 20 cv, 10%.

Alguns autores propuseram a criação de softwares para o dimensionamento de unidades de bombeamento Andrade e Carvalho (2001b), Loureiro (2013), Loureiro e Carvalho (2015), porém, ambos seguem o mesmo princípio de seleção descrito acima (FIGURA 2).

Figura 2 - Fluxograma de funcionamento do software GráficoBomb.



Fonte: Loureiro (2013).

## 2.5 Desgaste de unidades de bombeamento

De acordo com Beebe (2004) a deterioração da bomba causa grandes problemas em unidades de bombeamento, principalmente por reduzir a capacidade de deslocamento de fluido, ou seja, redução da vazão e da carga de pressão (altura manométrica). Nestes casos, de acordo com o autor, são necessários reparos urgentes.

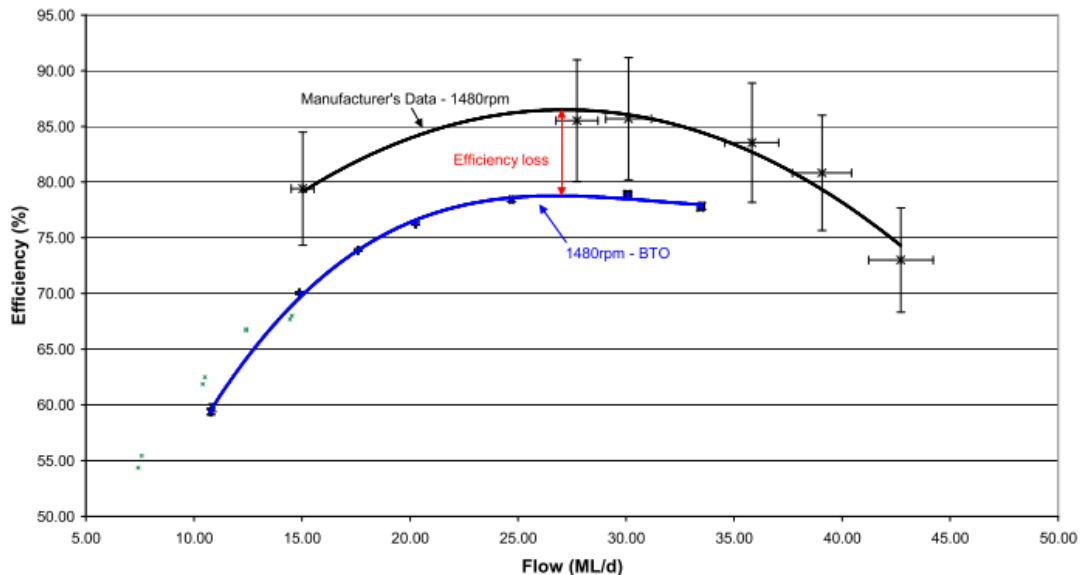
Beebe (2004) ainda apresenta uma breve explicação sobre a questão de momento ótimo de manutenção da unidade. Na verdade, neste sentido, a literatura apresenta alguns estudos vinculados a estudos de manutenção preventiva e momentos de manutenção (LEITE *et al.*, 2014; NAULT; PAPA, 2015; RICHARDSON; HODKIEWICZ, 2011).

Sakthivel, Sugumaran e Babudevasenapati (2010) apresentam os resultados de desgastes artificiais causados por deterioração de cada peça constituinte da bomba. Os mesmos autores correlacionaram o desgaste com a vibração da unidade de bombeamento, e desenvolveram uma técnica para identificar qual a peça a ser substituída. Trabalho semelhante ao apresentado por Wang e Hu (2006).

Em relação à avaliação do desgaste de unidades de bombeamento, a literatura apresenta dois métodos, o método tradicional e o método termodinâmico (LEITE *et al.*, 2014). O método tradicional consiste no levantamento das curvas características da unidade de bombeamento ( $H(Q)$  e  $P(Q)$ ) e suas características mecânicas, ao passo que, o método termodinâmico consiste na mensuração da temperatura da água antes e após a unidade de bombeamento, para gerar o déficit do rendimento em relação à altura manométrica total (CARTWRIGHT; EATON, 2008).

Utilizando o método termodinâmico Cartwright e Eaton (2008) identificaram uma redução de 86,5% para 79.1% no máximo rendimento de uma unidade de bombeamento com potência elétrica de 630kW com 41.000 horas de uso e volume recalado total de aproximadamente 44.000.000 m<sup>3</sup> (FIGURA 3). Eaton *et al.* (2014) apresentaram um estudo acompanhando cinco unidades de bombeamento, e identificaram reduções de rendimento de até 45% em três anos de funcionamento, e quando comparado com os dados da bomba nova, o rendimento reduziu de 80% para 35% em uma das unidades de bombeamento. Já Papa, Radulj e Nault (2018) encontraram reduções de rendimento da bomba menores que 10%.

Figura 3 - Curva de rendimento da unidade de bombeamento em %, (*Efficiency (%)*) em função da vazão em ML dia-1 (*Flow (ML/d)*), considerando a unidade de bombeamento nova (*Manufacturer's Data*) e após 41.000 horas de uso (BTO).



Fonte: Cartwright e Eaton (2008).

Para modelar o comportamento das curvas características de bombas usadas Richardson e Hodkiewicz (2011) propuseram a utilização de um equacionamento que se baseia na deterioração do anel de desgaste e na alteração da rugosidade da superfície interna da voluta da bomba. Posteriormente, Nault e Papa (2015), utilizando o mesmo modelo, citam, com embasamento no trabalho de Beebe (2004), que o desgaste depende da alteração da rugosidade da voluta e da recirculação de fluido (deterioração do anel de desgaste). Em relação a recirculação, Fraser e Rodrigues (1992) apresentam um estudo sobre este fenômeno, e concluíram que os problemas de recirculação se devem principalmente a erros de dimensionamento da unidade de bombeamento.

O modelo para estimativa das curvas características de bombas usadas, proposto por Richardson e Hodkiewicz (2011) depende das dimensões do anel de desgaste e do tempo de uso (EQUAÇÕES 30, 31, 32, 33, 34 e 35). Para aumentar o espectro de estudo, Nault; Papa (2015) modificaram as equações para estimativa das curvas de altura manométrica total e potência mecânica em função da vazão, para o conceito de curvas adimensionais, tornando o modelo em função da rotação da unidade de bombeamento (EQUAÇÕES 36, 37 e 38).

$$k(t) = k_t \cdot t \quad (30)$$

$$f_1(t) = f_0 \cdot \ln(\delta \cdot t + e) \quad (31)$$

$$\gamma = \frac{\pi \cdot \sqrt{g}}{100} \approx 9.84 \cdot 10^{-2} \left( m^{\frac{3}{2}} \cdot mm^{-1} \cdot s^{-1} \right) \quad (32)$$

$$R(Q', t) = 2 \cdot \gamma \cdot d \cdot (H'(Q'))^{\frac{1}{2}} \cdot \left( \sqrt{\frac{f_1(t)}{75 \cdot f_1(t) + 1}} - \sqrt{\frac{f_0}{75 \cdot f_0 + 1}} \right) \quad (33)$$

$$H'(Q', t) = g_1 \cdot (Q' + R(Q', t) + g_2)^2 + g_3 - k(t) \cdot Q'^2 \quad (34)$$

$$P_M'(Q', t) = g_4 \cdot (Q' + R(Q', t) + g_5)^2 + g_6 \quad (35)$$

$$\Theta(Q', t) = \left( \frac{Q' + R(Q', t)}{n'} \right) \quad (36)$$

$$H'(Q', t) = n'^2 \cdot \left( h_1 \cdot (\Theta(Q', t))^2 + h_2 \cdot (\Theta(Q', t)) + h_3 - k(t) \cdot \left( \frac{Q'}{n'} \right)^2 \right) \quad (37)$$

$$P_M'(Q', t) = n'^3 \cdot \left( h_4 \cdot (\Theta(Q', t))^3 + h_5 \cdot (\Theta(Q', t))^2 + h_6 \cdot (\Theta(Q', t)) + h_7 \right) \quad (38)$$



onde:

$t$  - Tempo de operação da bomba (h);

$k(t)$  - Parâmetro de correção para alteração da rugosidade da superfície interna da voluta da bomba em função do tempo de operação da bomba em h ( $m s^2 L^{-2}$ );

$k_t$  - Coeficiente de ajuste ( $m s^2 L^{-2} h^{-1}$ );

$f_1(t)$  - Folga do anel de desgaste deteriorado em função do tempo de operação da bomba em h (mm);

$f_0$  - Folga do anel de desgaste novo (mm);

$\delta$  - Coeficiente de ajuste ( $h^{-1}$ );

$e$  - Número de Euler;

$R(Q', t)$  - Parâmetro de correção para recirculação em função da vazão de escoamento em  $L s^{-1}$  e do tempo de operação da bomba em h ( $L s^{-1}$ );

$d$  - Diâmetro do anel de desgaste (mm);

$l$  - Comprimento axial do anel de desgaste (mm);

$H'$  - Altura manométrica total (m);

$Q'$  - Vazão ( $L s^{-1}$ );

$P_M'$  - Potência mecânica (kW);

$g_1, g_2, \dots, g_6$  - Parâmetros de ajuste das equações de Richardson; Hodkiewicz (2011);

$n'$  - Rotação da bomba ( $s^{-1}$ );

$\Theta(Q', t)$  - variável auxiliar em função da vazão de escoamento em  $L s^{-1}$  e do tempo de operação da bomba em h (L); e,

$h_1, h_2, \dots, h_7$  - Parâmetros de ajuste das equações de e Papa (2015).

De acordo com Nault e Papa (2015), não são conhecidos valores de referência para os coeficientes de ajuste  $k_t$  e  $\delta$ , porém, de posse dos dados de campo da bomba deteriorada, eles podem ser obtidos através de calibração. Os mesmos autores em seu estudo, estimaram que os valores de  $k_t$  e  $\delta$  são  $5 \times 10^{-3}$  e  $1 \times 10^{-9}$ , respectivamente. Já Richardson e Hodkiewicz (2011), proponentes do modelo, obtiveram valores de  $k_t$  de  $5 \times 10^{-9}$ ,  $5 \times 10^{-9}$ ,  $1 \times 10^{-9}$  e  $5 \times 10^{-10}$ , e  $\delta$  de  $8,8 \times 10^{-5}$ ,  $2 \times 10^{-4}$ ,  $2 \times 10^{-4}$  e  $4,6 \times 10^{-4}$ , para quatro bombas, respectivamente. Ao passo que Anis (2018), com três unidades de bombeamento, encontrou para cada unidade  $k_t$  de  $5 \times 10^{-9}$ ,  $1 \times 10^{-9}$  e  $5 \times 10^{-10}$ , e  $\delta$  de  $2 \times 10^{-4}$ ,  $2 \times 10^{-4}$  e  $4,6 \times 10^{-4}$ , respectivamente.

## 2.6 Otimização energética de unidades de bombeamento

Para apoiar a necessária intensificação sustentável da agricultura, a fim de garantir a produção de alimentos para uma crescente população mundial, são necessários sistemas de irrigação confiáveis e eficazes, com baixo custo, além de políticas que reconheçam as vantagens de melhorar a eficiência do uso de água e energia pela irrigação, com reduções correspondentes as emissões de CO<sub>2</sub> (DACCACHE *et al.*, 2014). Isto se torna mais importante quando se considera regiões com escassez de água, fato cada vez mais recorrente no mundo.

Em uma perspectiva sustentável, a irrigação ideal deve sempre levar em consideração critérios ambientais e econômicos. Para isso, é necessário o desenvolvimento de ferramentas e modelos que contribuam diretamente para melhoria da utilização de água e da energia na irrigação, com um enfoque holístico para o projeto e gestão da infraestrutura de irrigação, considerando todos os fatores que estão envolvidos no processo.

No contexto das alterações climáticas, há uma tendência no aumento do preço da energia na maioria dos países, sendo necessário desenvolver metodologias, ferramentas e ações que visam otimizar o uso dos recursos energéticos para benefícios ambientais e econômicos.

A irrigação é um dos setores da agricultura que está aumentando o consumo de energia, devido a modernização dos sistemas de distribuição de água. Isto ocorre devido principalmente a substituição de sistemas de irrigação por superfície, por sistemas de irrigação pressurizados (aspersão e/ou localizada). Na Espanha, este fenômeno ocorreu nos últimos 20 anos, onde hoje se tem apenas 25% da área irrigada por superfície e mais de 50% por gotejamento. Em Castilla - La Mancha (Espanha), bem como em outras regiões do mundo, a principal fonte de água é água subterrânea.

Vários trabalhos têm sido publicados sobre a análise do desempenho dos sistemas de bombeamento para irrigação que apresentam metodologias, modelos e estudos de casos que ajudam a melhorar a eficiência hídrica e energética dos sistemas de irrigação (CALEJO *et al.* 2008; ABADIA *et al.*, 2008). Moreno *et al.* (2010a) analisou a eficiência de energia em mais de 20 comunidades de irrigantes de Castilla - La Mancha e propuseram medidas para aumentar a eficiência energética.

Abadia *et al.* (2010) desenvolveram uma análise comparativa da eficiência de energia em mais de 30 redes de irrigação coletiva em Múrcia e Castilla - La Mancha, propondo medidas para melhorar a eficiência energética e melhorar os principais problemas detectados com estas infraestruturas. Rodriguez-Diaz *et al.* (2012) discutem algumas áreas modernizadas em

Andaluzia que alteraram os sistemas de irrigação de superfície por aspersão e gotejamento, destacando alguns pontos fortes e fracos dessa modernização.

Para otimizar o projeto e a gestão dos sistemas de irrigação, é necessário o desenvolvimento de ferramentas e modelos que sirvam de auxílio na tomada de decisões. Assim, Moreno *et al.* (2012) desenvolveram um software para otimização do projeto de pivôs centrais e laterais moveis ligados diretamente a unidades de bombeamento, levando em consideração a relação teórica entre as curvas de características das bombas (MORENO *et al.*, 2009); variáveis hidrológicas (nível dinâmico e sua variação temporal); variáveis do solo (parâmetros de infiltração, capacidade de armazenamento e retenção de água); variáveis hidráulicas (perdas de carga e vazão); e, variáveis econômicas (custos de energia, bombas e tubulações).

Carrión *et al.* (2013 e 2014) desenvolveram uma ferramenta que auxilia no processo de tomada de decisão (ATD) chamada PRESUD, esta ferramenta auxilia na elaboração de projetos e no dimensionamento ideal dos sistemas fixos de irrigação por aspersão e localizada com mínimo custo total (investimento + operação) por unidade de área irrigada, levando em consideração o tipo e tamanho da bomba junto com o sistema de irrigação. O uso dessas ferramentas proporciona o alcance do equilíbrio entre o consumo de energia e o custo total da aplicação da água.

A adequada regulamentação dos sistemas de bombeamento é um passo chave para ajustar o consumo de energia com a real demanda de energia. Andrew *et al.* (2016) desenvolveram uma metodologia para medir a pressão de alguns nós e estimar a pressão dos nós restantes em redes coletivas de irrigação, a qual permite ao usuário ajustar o fornecimento de energia às estações de bombeamento para as necessidades de energia da rede irrigação.

Outro aspecto a ser considerado na regulamentação das estações de bombeamento, é o uso de inversores de frequência para ajustar o consumo de energia e a demanda de energia do sistema. Ait Kadi *et al.* (1998) mostraram que aproximadamente 25% da energia de um distrito de irrigação localizado no Marrocos pode ser economizada através da utilização de bombas de rotação variável. Além disso, Alqueva e Khila (2012), em estudo realizado em dois distritos de irrigação italianos, demonstraram que se pode ter um ganho de energia de 27-35% usando uma regulação de velocidade.

No entanto, a maioria destas análises não consideram o efeito do rendimento do inversor de frequência no resultado final. Entretanto, é importante levar em consideração o desempenho do inversor de frequência no consumo de energia e não simplesmente considerá-lo suficientemente alto para ser capaz de ignorá-lo.

Em muitos casos, o consumo de energia em uma estação de bombeamento aumenta com o tempo, devido a diminuição da eficiência energética, atingindo valores de 5 a 20% nos primeiros anos da vida da bomba, ocorrendo também o aumento significativo do desgaste. Pode-se utilizar análises de custos do ciclo de vida para determinar a programação e a manutenção ideal, a fim de minimizar os custos operacionais totais do sistema de bombeamento (ROCAMORA *et al.*, 2013).

### 3 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Os estudos realizados deram suporte para o desenvolvimento de modelos e metodologias capazes de serem utilizadas para a caracterização das curvas de funcionamento de unidades de bombeamento, com bombas centrífugas acopladas a motores elétricos trifásicos.

No Artigo 1 foi desenvolvido um estudo para demonstrar o equacionamento das curvas características de bombas centrífugas, demonstrando que (i) polinômios de terceiro grau apresentam o melhor ajuste para as curvas características de altura manométrica em função de vazão; (ii) o modelo potencial utilizado pelo software EPAnet 2.0 pode ser utilizado para a mesma finalidade; (iii) o melhor resultado para o ajuste da curva de rendimento em função da vazão é obtido através de um polinômio de terceiro grau; (iv) resultados semelhantes foram obtidos quando se considerou o erro relativo a vazão de máxima eficiência através do equacionamento utilizando polinômio de segundo grau.

No Artigo 2 foi apresentado um esquema de cálculo matemático que descreve o comportamento de unidades de bombeamento, com diferentes motores, que se utilizou das curvas características do motor e da bomba, e considerou a interdependência destes.

No Artigo 3 utilizou-se o método inverso para desenvolver um algoritmo capaz de ajustar parâmetros para o equacionamento de unidades de bombeamento em funcionamento, através de dados obtidos em ensaios e dados de entrada disponíveis na plaqueta da bomba e do motor.

O conjunto de resultados, modelos e métodos apresentados são capazes de auxiliar técnicos na hora de escolher motores para sua unidade de bombeamento, ou até mesmo auxiliar na hora da decisão de troca do motor.

## REFERÊNCIAS

- ABADIA, R. *et al.* Energy efficiency in irrigation distribution networks I: Theory. **Biosystems Engineering**, [S.l.], v. 101, n. 1, p. 21–27, 2008.
- ABADIA, R.; ROCAMORA, C.; VERA, J. Energy efficiency in irrigation distribution networks II: Applications. **Biosystems Engineering**, [S.l.], v. 111, n. 4, p. 398–411, 2012.
- ALBUQUERQUE, P. E. P. de; DURÃES, F. O. M. **Uso e Manejo de Irrigação**. 1. ed. Brasília: Embrapa Informação Tecnologia, 2008.
- ALLEN, R. G.; BROCKWAY, C. E. Concepts for energy-efficient irrigation system design. **Journal of Irrigation and Drainage Engineering**, [S.l.], v. 110, n. 2, p. 99–106, 1984.
- ALVES, A. J.; OLIVEIRA, L. F. C. DE; OLIVEIRA, A. M. de. Verificação das relações de Râteaux pelo emprego de um inversor de frequência. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**, [S.l.], v. 6, n. 3, p. 523–525, 2002.
- ANDRADE FILHO, L. S. de. Bombas e estações elevatórias. *In: Sistemas de Bombeamento: Eficiência Energética*. João Pessoa: UFPB, 2009. p. 460.
- ANDRADE, L.; CARVALHO, J. DE A. Análise da equação de Swamee-Jain para cálculo do fator de atrito. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**, [S.l.], v. 316, n. 1, p. 554–557, 2001a.
- ANDRADE, L.; CARVALHO, J. de A. Desenvolvimento de Software para Dimensionamento de Sistemas de Recalque. **Revista Brasileira de Agrocomputação**, [S.l.], v. 1, p. 22–29, 2001b.
- ANIS, M. D. Identifying a Mathematical Model to Optimize Pump Maintenance Planning Decisions - A Case of Irrigation Asset Management in K.S.A. *In: CONDITION MONITORING AND DIAGNOSIS (CMD)*, 2018, Austrália. **Anais [...]**. Austrália: IEEE, 23 a 26 Sept. 2018. Disponível em: <https://ieeexplore.ieee.org/document/8535792/>. Acesso em: 23 out. 2022.
- ARENS, H. G.; PORTO, R. DE M. Para o Desempenho de bombas. **Revista do Departamento de Águas e Esgoto**, [S.l.], v. 49, n. 154, p. 11–14, 1989.
- ARUN SHANKAR, V. K. et al. A comprehensive review on energy efficiency enhancement initiatives in centrifugal pumping system. **Applied Energy**, [S.l.], v. 181, p. 495–513, nov. 2016.
- AZEVEDO, N. F. de. **Estimativas de Consumo de Energia de Unidades de Bombeamento Operando com e sem Inversor de Frequência**. 2014. 74 p. Dissertação (Mestrado em Recursos Hídricos em Sistemas Agrícolas) – Universidade Federal de Lavras, Lavras, MG, 2014.
- AZEVEDO NETTO, J. M. de; FERNANDEZ, M. F. Y. **Manual de hidráulica**. 9. ed. São Paulo: Edgard Blücher Ltda., 2015.

BEEBE, R. Optimize time for overhaul of your pumps using condition monitoring. **World Pumps**, [S.l.], v. 2004, n. 452, p. 24–28, maio 2004.

BERNIER, M. A.; BOURRET, B. Pumping energy and variable frequency drives. **ASHRAE Journal**, [S.l.], v. 41, n. 12, p. 37–40, 1999.

BIER, V. A.; SOUZA, E. G. de; BOAS, M. A. V. Programa computacional para seleção de conjuntos moto-bomba. **Irriga**, [S.l.], v. 9, n. 3, p. 225–234, 2004.

CALEJO, M. J. *et al.* Performance analysis of pressurized irrigation systems operating on-demand using flow-driven simulation models. **Agricultural Water Management**, [S.l.], v. 95, n. 2, p. 154-162, 2008.

CALGARO, M.; ROBAINA, A. D.; PEITER, M. X. Curvas de desempenho operacional de bombas centrifugas determinadas a partir das características físicas do rotor: I - Valores nominais. **Irriga**, [S.l.], v. 9, n. 1, p. 19–30, 2004.

CARRIÓN, F. *et al.* Design of microirrigation subunit of minimum cost with proper operation. **Irrigation Science**, [S.l.], v. 31, p.1119-1211, 2013.

CARRIÓN, F. *et al.* Design of Sprinkler Irrigation Subunit of Minimum Cost with Proper Operation. Application at Corn Crop in Spain. **Water Resources Management**, (EWRA), [S.l.], v. 28, n. 14, 5073-508, 2014.

CARVALHO, J. DE A.; OLIVEIRA, L. F. C. de. Instalações de Bombeamento para Irrigação: Hidráulica e Consumo de Energia. 2. ed. Lavras: UFLA, 2014.

CARTWRIGHT, S.; EATON, B. Accurate measurement of pump efficiency improvements using “cutting-edge” technology. New Zealand Water and Waste Association Annual Conference. **Anais** [...]. Wellington - New Zealand: 2008 Disponível em: <https://www.google.com/url?q=https://12240->. Acesso em: 05 out. 2021.

CÓRCOLES, J. I. *et al.* Evaluation of Irrigation Systems by Using Benchmarking Techniques. **Journal of Irrigation and Drainage Engineering**, [S.l.], v. 138, n. 3, p. 225–234, mar. 2012.

CÓRCOLES, J. I. *et al.* Decision Support System Tool to Reduce the Energy Consumption of Water Abstraction from Aquifers for Irrigation. **Water**, [S.l.], v. 11, n. 2, p. 323, 14 fev. 2019.

CÓRCOLES, J. I.; TARJUELO, J. M.; MORENO, M. Á. Pumping station regulation in on-demand irrigation networks using strategic control nodes. **Agricultural Water Management**, [S.l.], v. 163, p. 48–56, jan. 2016.

COUTINHO, R. S.; SOARES, A. K. Simulação de bombas com velocidade de rotação variável no EPANET. **Engenharia Sanitária e Ambiental**, [S.l.], v. 22, n. 4, p. 797–808, 8 mar. 2017.

DACCACHE, A. *et al.* Water and energy footprint of irrigated agriculture in the Mediterranean region. **Environmental Research Letters**, [S.l.], v. 9, n. 12, 2014.

- DAKER, A. **A Água na Agricultura - Captação, Elevação e Melhoramento da Água (V. II)**. 7. ed. Rio de Janeiro: Freitas Bastos, 1987.
- EATON, B. *et al.* Capacity and Condition - The Critical Elements for Infrastructure Planning. *In: NEW ZEALAND WATER AND WASTE ASSOCIATION ANNUAL CONFERENCE. Anais [...]*. Hamilton, New Zealand, 2014. Disponível em: <https://12240-console.memberconnex.com/>. Acesso em: 16 set. 2021.
- GARCIA, A. G. P. *et al.* Energy-efficiency standards for electric motors in Brazilian industry. **Energy Policy**, [S.l.], v. 35, n. 6, p. 3424–3439, jun. 2007.
- GARCÍA, I. F. *et al.* Methodology for Detecting Critical Points in Pressurized Irrigation Networks with Multiple Water Supply Points. **Water Resources Management**, [S.l.], v. 28, n. 4, p. 1095–1109, 15 mar. 2014.
- GOMES, H. P. **Sistemas de Bombeamento: Eficiência Energética**. João Pessoa: UFPB, 2009.
- GOMES, H. P. **Sistemas de Irrigação: Eficiência Energética**. 1. ed. João Pessoa: UFPB, 2013.
- GÜLICH, J. F. Effect of Reynolds Number and Surface Roughness on the Efficiency of Centrifugal Pumps. **Journal of Fluids Engineering**, [S.l.], v. 125, n. 4, p. 670-679, 2003.
- INMETRO. Instituto Nacional de Metrologia, N. E. Q. I. **Portaria N° 455 de 01 de dezembro de 2010**. Disponível em: Acesso em: <https://www.legisweb.com.br/legislacao/?id=225979>. 10 ago. 2021.
- IZQUIERDO, M. D. Z.; JIMENEZ, J. J. S.; DEL SOL, A. M. Matlab Software to Determine the Saving in Parallel Pumps Optimal Operation Systems, by Using Variable Speed. 2008 IEEE Energy 2030 Conference. **Anais [...]**. IEEE, nov. 2008. Disponível em: <http://ieeexplore.ieee.org/document/4780991/>. Acesso em 12 ago. 2021.
- JAIN, S. V. *et al.* Effects of impeller diameter and rotational speed on performance of pump running in turbine mode. **Energy Conversion and Management**, [S.l.], v. 89, p. 808–824, 2015.
- KADI, M. A. *et al.* Study on the possibility of energy saving in an irrigation system equipped with pumping station. **Irrigazione e Drenaggio**, [S.l.], v. 45, p. 25–30, 1998.
- KARASSIK, I. J. *et al.* **Pump Handbook**. 3. ed. [S.l.]: McGraw-Hill Professional, 2000.
- KAYA, D. *et al.* Energy efficiency in pumps. **Energy Conversion and Management**, [S.l.], v. 49, n. 6, p. 1662–1673, jun. 2008.
- KÖPP, L. M. **Índices de desempenho para estações de bombeamento em lavouras de arroz irrigado**. Santa Maria: Universidade Federal de Santa Maria, 2015.
- KÖPP, L. M. *et al.* Caracterização de estações de bombeamento em lavouras de arroz do Rio Grande do Sul. **Engenharia Agrícola**, [S.l.], v. 36, n. 2, p. 342–351, abr. 2016a.



- KÖPP, L. M. *et al.* Performance indices for pumping stations in irrigated rice fields. **Ciência Rural**, [S.l.], v. 46, n. 8, p. 1384–1389, ago. 2016b.
- LAMADDALENA, N.; KHILA, S. Energy saving with variable speed pumps in on-demand irrigation systems. **Irrigation Science**, [S.l.], v. 30, n. 2, p. 157-166, 2011.
- LI, C. *et al.* Numerical investigation of impeller trimming effect on performance of an axial flow fan. **Energy**, [S.l.], v. 75, p. 534–548, out. 2014.
- LOUREIRO, G. F. **Graficbomb**: Software para cálculos hidráulicos e custos de bombeamento. Lavras: UFLA, 2013.
- LOUREIRO, G. F. **Sistema para programação remota de velocidade de moto-bomba de pivô central acionada por inversor de frequência**. Lavras: UFLA, 2017.
- LOUREIRO, G. F.; CARVALHO, J. D. A. Graficbomb: Software para cálculos hidráulicos e custos de bombeamento. **Irriga**, [S.l.], v. 20, n. 4, p. 694–704, 2015.
- LUC, J. P. *et al.* Performance indicators of irrigation pumping stations: Application to drill holes of minor irrigated areas in the Kairouan plains (Tunisia) and impact of malfunction on the price of water. **Irrigation and Drainage**, [S.l.], v. 55, n. 1, p. 85–98, 2006.
- MACINTYRE, A. J. Bombas e instalações de bombeamento. 2. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2016.
- MALANO, H.; BURTON, M.; MAKIN, I. Guidelines for Benchmarking Performance in the Irrigation and Drainage Sector. **Irrig. and Drain**, [S.l.], v. 53, p. 119–133, 2004.
- MARCOLIN, E.; ROBAINA, A. D. Consumo de energia e eficiência das estações de bombeamento de lavouras de arroz irrigado. **Ciência Rural**, [S.l.], v. 32, n. 2, p. 229–235, abr. 2002.
- MOREIRA, D. F.; RAMOS, H. M. Energy Cost Optimization in a Water Supply System Case Study. **Journal of Energy**, [S.l.], v. 2013, p. 1–9, 2013.
- MORENO, M. A. *et al.* Measurement and improvement of the energy efficiency at pumping stations. **Biosystems Engineering**, [S.l.], v. 48, p. 8, 2007.
- MORENO, M. A. *et al.* Development of a new methodology to obtain the characteristic pump curves that minimize the total cost at pumping stations. **Biosystems Engineering**, [S.l.], v. 102, n. 1, p. 95–105, jan. 2009.
- MORENO, M. A. *et al.* Energy analysis of irrigation delivery systems: Monitoring and evaluation of proposed measures for improving energy efficiency. **Irrigation Science**, [S.l.], v. 28, n. 5, p. 445–460, 2010a.
- MORENO, M. A. *et al.* Optimization of Underground Water Pumping. **Journal of Irrigation and Drainage Engineering**, [S.l.], v. 136, n. 6, p. 414–420, jun. 2010b.

MORENO, M. A. *et al.* Optimal design of center pivot systems with water supplied from wells. **Agricultural Water Management**, [S.l.], v. 107, p. 112–121, maio 2012.

MORENO, M. A. *et al.* Optimisation of the design of pressurised irrigation systems for irregular shaped plots. **Biosystems Engineering**, [S.l.], v. 151, p. 361–373, nov. 2016.

MORADI-JALAL, M.; MARIÑO, M. A.; AFSHAR, A. Optimal Design and Operation of Irrigation Pumping Stations. **Journal of Irrigation and Drainage Engineering**, [S.l.], v. 129, n. 3, p. 149–154, jun. 2003.

NAULT, J.; PAPA, F. Lifecycle Assessment of a Water Distribution System Pump. **Journal of Water Resources Planning and Management**, [S.l.], v. 141, n. 12, p. A4015004, 2015.

NELDER, J. A.; MEAD, R. A simplex method for function minimization. **The Computer Journal**, [S.l.], v. 7, n. 4, p. 308-313, January, 1965.

NIELSEN, M. J. Análises de circuitos hidráulicos com bombas centrífugas - método para estimativa analítica do ponto de funcionamento (Vazão x Altura Manométrica). **Revista do Departamento de Águas e Esgoto**, [S.l.], v. 46, n. 147, p. 385–386, 1986.

ORTIZ ROMERO, J. N. *et al.* Set sprinkler irrigation and its cost. **Journal of Irrigation and Drainage Engineering**, [S.l.], v. 132, n. 5, p. 445–452, out. 2006.

PAPA, F.; RADULJ, D.; NAULT, J. Pump Performance & Energy Efficiency Testing & Benchmarking. *In: WDSA / CCWI JOINT CONFERENCE 2018. Anais [...].* Ontario: 2018. Disponível em: <https://ojs.library.queensu.ca/index.php/wdsa-ccw/article/view/12267>. Acesso em: 21 set. 2021.

PORTO, R. de M. **Hidráulica Básica**. 4. ed. São Carlos: Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo (Projeto REENGE), 2006.

RICHARDSON, S. J.; HODKIEWICZ, M. R. Modeling Tool to Support Budgeting and Planning Decisions for Pump Overhauls. **Journal of Water Resources Planning and Management**, [S.l.], v. 137, n. 4, p. 327–334, jul. 2011.

ROCAMORA, C.; VERA, J.; ABADÍA, R. Strategy for Efficient Energy Management to solve energy problems in modernized irrigation: analysis of the Spanish case. **Irrigation Science**, [S.l.], v. 31, n. 5, p. 1139–1158, 12 set. 2013.

RODRÍGUEZ-DÍAZ, J. A. *et al.* Benchmarking and multivariate data analysis techniques for improving the efficiency of irrigation districts: An application in Spain. **Agricultural Systems**, [S.l.], v. 96, n. 1-3, p. 250-259, 2008.

RODRIGUEZ DÍAZ, J. A. *et al.* Modernizing water distribution networks: Lessons from the Bembézar MD irrigation district, Spain. **Outlook on Agriculture**, [S.l.], v. 41, n. 4, p. 229-236, 2012.

ROSSMAN, L A. **EPANET 2 USERS MANUAL**. U.S. Environmental Protection Agency, Washington, D.C., EPA/600/R-00/057, 2000.

SAKTHIVEL, N. R.; SUGUMARAN, V.; BABUDEVASENAPATI, S. Vibration based fault diagnosis of monoblock centrifugal pump using decision tree. **Expert Systems with Applications**, [S.l.], v. 37, n. 6, p. 4040–4049, 2010.

SANTOS, W. L. DOS. **Desenvolvimento de uma metodologia para representação analítica de curvas características de bombas hidráulicas, visando sua seleção, seu dimensionamento e a simulação de sua operação**. Viçosa: UFV, 2001.

SÁRBU, I.; BORZA, I. Energetic optimization of water pumping in distribution systems. **Periodica Polytechnica Mechanical Engineering**, [S.l.], v. 42, n. 2, p. 141–152, 1998.

ŠAVAR, M.; KOZMAR, H.; SUTLOVIĆ, I. Improving centrifugal pump efficiency by impeller trimming. **Desalination**, [S.l.], /v. 249, n. 2, p. 654–659, dez. 2009.

SCALOPPI, E. J. Representação analítica de curvas de desempenho de bombas hidráulicas por splines cúbicas. *In*: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA AGRÍCOLA, 27., 1998, Poços de Caldas. **Anais [...]**. Poços de Caldas: Sociedade Brasileira de Engenharia Agrícola, 1998.

SCHONS, R. L. **Critérios para o aumento do índice de eficiência nos sistemas de irrigação tipo pivô central**. Santa Maria: Universidade Federal de Santa Maria, 2010.

SIMPSON, A. R.; MARCHI, A. Evaluating the Approximation of the Affinity Laws and Improving the Efficiency Estimate for Variable Speed Pumps. **Journal of Hydraulic Engineering**, [S.l.], v. 139, n. 12, p. 1314–1317, dez. 2013.

TSANG, L. M. A Theoretical Account of Impeller Trimming of the Centrifugal Pump. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C. **Journal of Mechanical Engineering Science**, [S.l.], v. 206, n. 3, p. 213–214, 11 maio 1992.

ULANICKI, B.; KAHLER, J.; COULBECK, B. Modeling the Efficiency and Power Characteristics of a Pump Group. **Journal of Water Resources Planning and Management**, [S.l.], v. 134, n. 1, p. 88–93, jan. 2008.

VALLILO, D. C. *et al.* Utilização de bombas de rotação variável em obras sanitárias. **Revista do Departamento de Águas e Esgoto**, [S.l.], n. 126, p. 266–274, 1981.

WALSKI, T. *et al.* Some Surprises in Estimating the Efficiency of Variable-Speed Pumps with the Pump Affinity Laws. World Water & Environmental Resources Congress 2003. **Anais [...]**. Reston, VA: American Society of Civil Engineers, 17 jun. 2003. Disponível em: <http://ascelibrary.org/doi/abs/10.1061/40685%282003%29137>. Acesso em: 10 out. 2021.

WANG, G.; KIAMEHR, K. Simulated Energy-Efficient Voltage Frequency Ratios of Variable-Frequency Drives on. **ASHRAE Transactions**, [S.l.], v. 122, n. 2, p. 149–160, 2016.

WANG, G.; ZHENG, X.; KIAMEHR, K. Sequencing Control of Parallel Pumps in Variable-Flow Systems Using Wire-to-Water Efficiency. **ASHRAE Transactions**, [S.l.], v. 123, n. 1, p. 291–301, 2017.

WANG, J.; HU, H. Vibration-based fault diagnosis of pump using fuzzy technique. **Measurement**, [S.l.], v. 39, n. 2, p. 176–185, fev. 2006.

YANAGI JR., T. *et al.* Método matemático para a estimativa analítica das curvas de desempenho de bombas centrifugas. **Ciência e Agrotecnologia**, [S.l.], v. 21, n. 4, p. 484–490, 1997.

ZHOU, P. *et al.* Effect of impeller trimming on performance. **World Pumps**, [S.l.], v. 2016, n. 9, p. 38–41, set. 2016.

**SEGUNDA PARTE – ARTIGOS\***

# ARTIGO 1 EQUACIONAMENTO DAS CURVAS CARACTERÍSTICAS DE BOMBAS

## INOVAGRI INTERNATIONAL MEETING - 2019

(Publicado)

### EQUACIONAMENTO DAS CURVAS CARACTERÍSTICAS DE BOMBAS

JOSÉ HENRIQUE NUNES FLORES<sup>1</sup>, ALBERTO COLOMBO<sup>2</sup>, LESSANDRO COLL FARIA<sup>3</sup>, VICTOR BUONO DA SILVA BAPTISTA<sup>4</sup>, THIAGO HENRIQUE BURGARELLI TEIXEIRA<sup>5</sup>, ADRIANO VALENTIM DIOTTO<sup>6</sup>

\*Parte da tese de doutorado do primeiro autor

<sup>1</sup>Doutorando, Programa de Pós-Graduação em Recursos Hídricos, Departamento de Recursos Hídricos e Saneamento, Universidade Federal de Lavras, Lavras, MG.

<sup>2</sup>Prof. Ph.D. (Orientador), Departamento de Recursos Hídricos e Saneamento, Universidade Federal de Lavras, Lavras, MG.

<sup>3</sup>Prof. Dr. (Coorientador), Engenharia Hídrica, Centro de Desenvolvimento Tecnológico, Universidade Federal de Pelotas, Pelotas, RS.

<sup>4</sup>Prof. Dr., Departamento de Engenharia, Universidade Federal de Lavras, Lavras, MG

<sup>5</sup>Doutorando, Programa de Pós-Graduação em Recursos Hídricos, Departamento de Recursos Hídricos e Saneamento, Universidade Federal de Lavras, Lavras, MG.

<sup>6</sup>Prof. Dr., Departamento de Recursos Hídricos e Saneamento, Universidade Federal de Lavras, Lavras, MG.

### PUMP PERFORMANCE CURVES MODELLING

#### RESUMO

O objetivo deste trabalho foi determinar o melhor modelo matemático para descrever as curvas características das bombas centrífugas KSB ETA 50-20, 65-20, e 80-20. Os modelos de estimativa de altura manométrica e eficiência da bomba em função da vazão foram ajustados com base nos dados de catálogo do fabricante e os parâmetros obtidos a fim de minimizar a soma de quadrados. Para a comparação dos modelos foi utilizada a soma de quadrados dos erros e o teste F. Também foram comparados através do erro relativo, os dados do ponto de máxima eficiência. O polinômio de terceiro grau apresentou os menores valores de soma de quadrados para a estimativa da altura manométrica e da eficiência em função da vazão. O teste F demonstrou que o acréscimo de parâmetros apresentou melhorias significativas no ajuste. Os modelos polinomiais de terceiro e segundo grau apresentaram os menores valores de erro relativo para o ponto de máxima eficiência da bomba. Conclui-se então, que o modelo polinomial de terceiro grau apresentou o melhor ajuste para as duas curvas características, e os menores erros na máxima eficiência.

Palavras-Chave: Bombas centrífugas. Máxima eficiência. Eficiência da bomba.

## ABSTRACT

The objective of this work was to determine the best mathematical model to describe the performance curves of the centrifugal pumps, KSB ETA 50-20, 65-20, and 80-20. The models for estimating total dynamic head and pump efficiency as function of flow were adjusted based on the manufacturer's catalog data, and the parameters obtained in order to minimize the sum-of-squares. For the models comparison, sum-of-squares and F test was used. The best efficiency point was also compared through relative error. Third-degree polynomial model presented the smallest sum of squared values for the total dynamic head and efficiency estimation as a function of flow. F test showed significant improvement in the models' adjustment with the addition of parameters. The third- and second-degree polynomial models presented the lowest relative error values for the best efficiency point. It is concluded that the third-degree polynomial model presented the best fit for both characteristic curves, and the smallest errors at maximum efficiency.

Keywords: Centrifugal pumps. BEST efficiency point. Pump efficiency.

## 1 INTRODUÇÃO

No Brasil, o dimensionamento de unidades de bombeamento impacta diretamente no consumo de recurso hídricos, tendo em vista que a matriz de geração de energia elétrica baseia-se em hidroelétricas. Deste modo, em unidades de bombeamento para sistemas de irrigação há consumo de recursos hídricos tanto para a agricultura irrigada quanto para a geração de energia.

Do ponto de vista de dimensionamento, o equacionamento das curvas características é imprescindível para o desenvolvimento de softwares e algoritmos (MORENO *et al.*, 2009). As curvas características descrevem o comportamento das bombas, através da interdependência das grandezas características do funcionamento das bombas (vazão (Q); altura manométrica (H); eficiência da bomba ( $\eta_B$ ); e, potência mecânica ( $P_{Mec}$ )), demonstrando-as de forma gráfica (MACINTYRE, 2016).

O ponto de máxima eficiência (*best efficiency point* - BEP) da bomba, corresponde ao par de dados de vazão e altura manométrica, que possui a maior eficiência energética para ser realizado (DA CRUZ, 2009). A obtenção do BEP se faz através da curva de eficiência da bomba em função da vazão, sendo o ponto de máxima da função, obtido através da primeira derivada. Com base na vazão de máxima eficiência ( $Q_{BEP}$ ), podem ser detectados alguns possíveis pontos de desgaste ou mal funcionamento da bomba.

Sendo assim, o objetivo deste estudo foi determinar o melhor modelo matemático para descrever as curvas características das bombas centrífugas KSB ETA 50-20, 65-20, e 80-20.

## 2 MATERIAIS E MÉTODOS

Para este estudo, foram utilizadas as curvas características das bombas centrífugas KSB ETA 50-20 e 65-20, considerando rotor de 205 mm e rotação de 3500 rpm, já para a bomba 80-20, considerou-se o rotor de 190 mm e rotação de 3530 rpm.

Considerou-se as curvas características de altura manométrica em função da vazão ( $H(Q)$ ), e eficiência da bomba em função da vazão ( $\eta_B(Q)$ ), sendo os dados obtidos junto ao catálogo da fabricante. Também foi observado a altura manométrica, vazão e eficiência da bomba no ponto de máxima eficiência.

Para a estimativa da altura manométrica em função da vazão, considerou-se os modelos matemáticos potencial, utilizado pelo EPAnet 2.0 (ROSSMAN, 2000), Equação 1; polinomial de segundo grau (INMETRO, 2010); e, polinomial de terceiro grau (YANAGI JR. *et al.*, 1997).

$$H(Q) = H_0 - a_1 \cdot Q^{a_2} \quad (1)$$

em que,

H - Altura manométrica total (m);

Q - Vazão ( $m^3 s^{-1}$ );

$H_0$  - altura manométrica total com vazão zero (m); e,

$a_1, a_2$  - Coeficientes de ajuste.

Com relação à estimativa da eficiência da bomba em função da vazão, foram considerados modelos matemáticos polinomiais, de segundo grau com constante zero (MORENO *et al.*, 2009); segundo grau (MORADI-JALAL *et al.*, 2003); terceiro grau com constante zero (YANAGI JR. *et al.*, 1997); e, terceiro grau (BIER *et al.*, 2004).

Os coeficientes de ajuste foram obtidos através da ferramenta Solver<sup>®</sup> do Microsoft Excel, com objetivo de minimização da soma dos quadrados das diferenças entre o valor estimado pelo respectivo modelo matemático e o valor de catálogo.

Para comparação dos modelos de estimativa das curvas características  $H(Q)$  e  $\eta_B(Q)$ , foi utilizada a soma do quadrado dos erros (SS), e o teste F de comparação por soma de quadrados



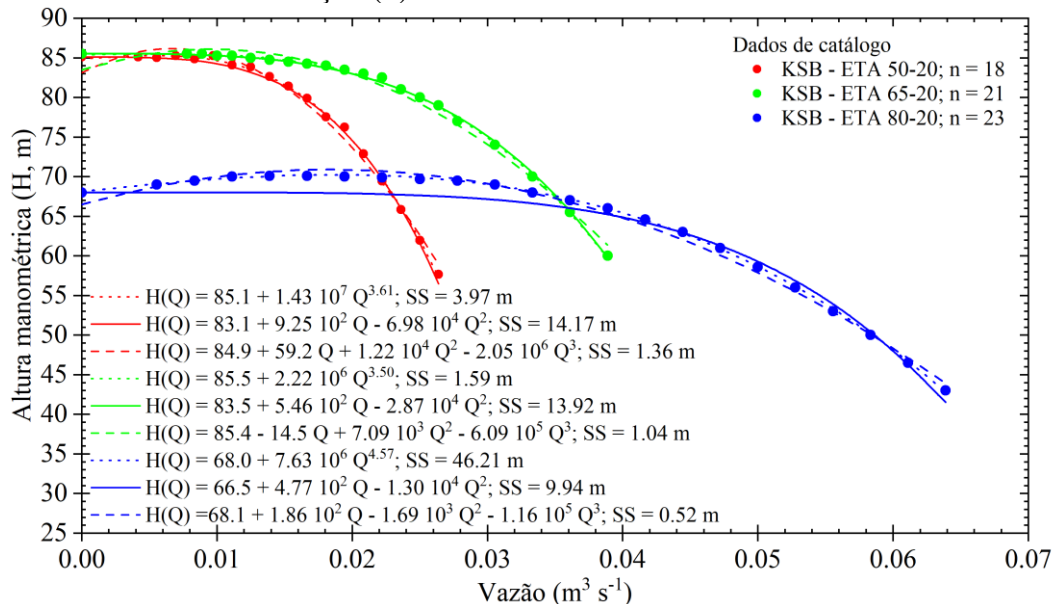
(MOTULSKY; CHRISTOPOULOS, 2003), para os modelos com diferentes números de parâmetros.

Para cada modelo de estimativa de eficiência da bomba em função da vazão, obteve-se a eficiência máxima da bomba, e sua respectiva vazão, através do ponto de máximo da função. Após isto, obteve-se a respectiva altura manométrica a partir do modelo estimativa de altura manométrica em função de vazão que apresentou os melhores resultados anteriormente. Os dados obtidos foram comparados através do erro relativo com os dados observados na curva de catálogo.

### 3 RESULTADOS E DISCUSSÃO

A modelagem da curva de altura manométrica em função da vazão, utilizando o polinômio de terceiro grau apresentou a menor soma dos quadrados dos erros, para todas as bombas, ao passo que o polinômio de segundo grau apresentou os maiores valores de soma de quadrados dos erros, demonstrando a superioridade do polinômio de terceiro grau (FIGURA 1).

Figura 1 - Curva característica de altura manométrica em função da vazão ( $H(Q)$ ) modelados e observados, das bombas KSB ETA 50-20, 65-20 e 80-20 com seus respectivos números de observação ( $n$ ).



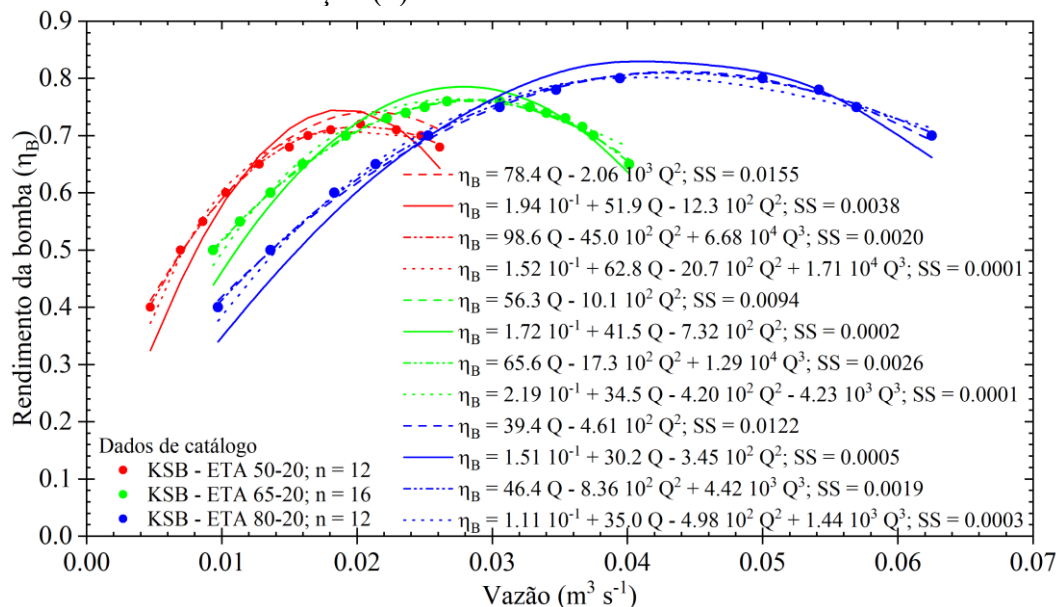
Na comparação entre os modelos, observa-se que o polinômio de terceiro grau apresentou melhores resultados que o potencial, e este, melhor que o polinômio de segundo grau.

O polinômio de terceiro grau apresentou melhor ajuste devido a sua flexibilidade, proporcionada pela maior quantidade de parâmetros (4) em relação ao modelo potencial e polinomial de segundo grau (3). Para que possa ser realizada a comparação entre estes modelos, realizou-se o teste F, que comprovou que o acréscimo de um parâmetro apresentou melhora significativa no ajuste, a nível de 1%.

Pode ser observado na Figura 1 que o modelo potencial (EQUAÇÃO 1), apresentou dificuldade em representar corretamente os dados de altura manométrica com baixas vazões, para a bomba KSB ETA 80-20. Isto dá-se em função do comportamento da altura manométrica deste modelo de bomba, onde a altura manométrica com vazão zero é menor que a altura manométrica com vazões baixas. Já o modelo polinomial de segundo grau não representou corretamente a altura manométrica com vazão zero, sendo resultado de seu comportamento como modelo.

O polinômio de terceiro grau apresentou o melhor desempenho para modelar a eficiência da bomba em função da vazão, apresentando os menores valores de soma dos quadrados dos erros, para todas as bombas (FIGURA 2).

Figura 2 - Curva característica de eficiência da bomba em função da vazão ( $\eta_B(Q)$ ) modelados e observados, das bombas KSB ETA 50-20, 65-20 e 80-20 com seus respectivos números de observação (n).



Fonte: Do autor (2022).

O modelo polinomial de segundo grau com coeficiente zero apresentou os maiores valores de soma dos quadrados, resultando, deste modo, no pior ajuste dentre os modelos

estudados. Neste sentido, o teste F demonstrou que o acréscimo de parâmetros melhorou o ajuste significativamente, a nível de 5%.

Dentre os modelos polinomiais com o mesmo número de parâmetros (3), o modelo polinomial de segundo grau apresentou os menores valores de soma de quadrados, demonstrando superioridade deste modelo em relação ao modelo polinomial de terceiro grau com constante zero.

Na estimativa da vazão de máxima eficiência, apenas o modelo polinomial de segundo grau superestimou o valor, para a bomba KSB-ETA 50-20, os demais valores foram subestimados pelos modelos (TABELA 1). Já a altura manométrica de máxima eficiência, estimada com base no modelo polinomial de terceiro grau ( $H(Q)$ ), foi subestimada também unicamente pelo modelo polinomial de segundo grau ( $\eta_B(Q)$ ), para a bomba KSB-ETA 50-20.

Tabela 1 - Erro relativo dos dados do ponto de máxima eficiência

Modelo $\eta_B(Q)$	Bomba (KSB-ETA)		
	50-20	65-20	80-20
<b>Q<sub>BEP</sub></b>			
$\eta_B(Q) = a_1 \cdot Q^1 + a_2 \cdot Q^2$	-8,66%	-4,39%	-6,76%
$\eta_B(Q) = a_0 + a_1 \cdot Q^1 + a_2 \cdot Q^2$	1,27%	-2,81%	-4,51%
$\eta_B(Q) = a_1 \cdot Q^1 + a_2 \cdot Q^2 + a_3 \cdot Q^3$	-8,99%	-6,44%	-10,03%
$\eta_B(Q) = a_0 + a_1 \cdot Q^1 + a_2 \cdot Q^2 + a_3 \cdot Q^3$	-2,80%	-1,73%	-5,62%
<b>H<sub>BEP</sub></b>			
$\eta_B(Q) = a_1 \cdot Q^1 + a_2 \cdot Q^2$	3,12%	1,92%	2,87%
$\eta_B(Q) = a_0 + a_1 \cdot Q^1 + a_2 \cdot Q^2$	-2,24%	1,20%	2,09%
$\eta_B(Q) = a_1 \cdot Q^1 + a_2 \cdot Q^2 + a_3 \cdot Q^3$	3,27%	2,69%	3,90%
$\eta_B(Q) = a_0 + a_1 \cdot Q^1 + a_2 \cdot Q^2 + a_3 \cdot Q^3$	0,12%	0,86%	2,49%
<b><math>\eta_{BEP}</math></b>			
$\eta_B(Q) = a_1 \cdot Q^1 + a_2 \cdot Q^2$	3,60%	3,34%	3,93%
$\eta_B(Q) = a_0 + a_1 \cdot Q^1 + a_2 \cdot Q^2$	2,98%	0,03%	0,23%
$\eta_B(Q) = a_1 \cdot Q^1 + a_2 \cdot Q^2 + a_3 \cdot Q^3$	-1,79%	0,53%	-1,02%
$\eta_B(Q) = a_0 + a_1 \cdot Q^1 + a_2 \cdot Q^2 + a_3 \cdot Q^3$	-0,44%	0,42%	-0,04%

Eficiência da bomba em função da vazão ( $\eta_B(Q)$ ); Parâmetros de ajuste do modelo ( $a_0, a_1, a_2, a_3$ ); Vazão ( $Q$ ), Vazão de máxima eficiência ( $Q_{BEP}$ ); Altura manométrica de máxima eficiência ( $H_{BEP}$ ); e, Eficiência máxima ( $\eta_{BEP}$ ).

Fonte: Do autor (2022).

Para a vazão de máxima eficiência pode ser observado que o modelo polinomial de segundo grau apresentou os menores erros relativos para as bombas KSB-ETA 50-20 e 80-20, ao passo que o modelo polinomial de terceiro grau apresentou o menor erro relativo para a bomba KSB-ETA 65-20. Deve ser observado que os erros relativos desses dois modelos foram menores quando comparados com os demais. O modelo polinomial de terceiro grau com constante zero apresentou os maiores erros relativos para a vazão de máxima eficiência, para todas as bombas.

A altura manométrica de máxima eficiência foi estimada com base no modelo polinomial de terceiro grau de altura manométrica em função da vazão. Para as bombas KSB-ETA 50-20 e 65-20, o modelo polinomial de terceiro grau de estimativa de eficiência da bomba em função de vazão, apresentou os menores erros relativos para a altura manométrica de máxima eficiência, já para a bomba KSB-ETA 80-20, o modelo polinomial de segundo grau apresentou o menor erro relativo. Nos menores valores de erro relativo, a altura manométrica foi superestimada, resultado esperado, já que a vazão de máxima eficiência nestes casos foi subestimada.

A eficiência máxima estimada pelo modelo polinomial de terceiro grau apresentou os menores valores de erro relativo para as bombas KSB-ETA 50-20 e 80-20, já para a bomba KSB-ETA 65-20, o menor valor de erro relativo foi apresentado pelo modelo polinomial de segundo grau. Porém, deve ser ressaltado que o polinômio de terceiro grau apresentou para todas as bombas erros relativos menores que 0,45%.

A utilização correta dos modelos de estimativa da altura manométrica e eficiência da bomba em função da vazão apresenta extrema importância quando se desenvolve softwares de dimensionamento de sistemas e de escolha de unidades de bombeamento (MORENO *et al.*, 2009). Os erros apresentados neste trabalho demonstram que a escolha dos modelos influencia no ponto de máxima eficiência da unidade de bombeamento, o que pode acarretar problemas na hora de maximizar a eficiência global de sistemas de distribuição de água e irrigação

#### **4 CONCLUSÕES**

O modelo polinomial de terceiro grau apresentou o melhor ajuste para todas as bombas, para as curvas características de altura manométrica em função da vazão, porém, o modelo potencial pode ser utilizado, principalmente com ajustes na altura manométrica com vazão zero.

O modelo polinomial de terceiro grau também apresentou os melhores resultados para a estimativa da eficiência em função da vazão, entretanto, deve ser levado em consideração que,

quando considera-se o ponto de máxima eficiência, o modelo polinomial de segundo grau apresentou resultados semelhantes.

## REFERÊNCIAS

- BIER, V. A.; SOUZA, E. G. de; BOAS, M. A. V. Programa computacional para seleção de conjuntos moto-bomba. **Irriga**, [S.l.], v. 9, n. 3, p. 225–234. 2004.
- CAMARGO, A. P. de; SENTELHAS, P. C. Performance evaluation of different potential evapotranspiration estimating methods in the State of São Paulo, Brazil. **Revista Brasileira de Agrometeorologia**, [S.l.], v. 5, n.1, p. 89-97. 1997.
- CARVALHO, J. de A.; OLIVEIRA, L. F. C. **Instalações de Bombeamento para Irrigação: Hidráulica e Consumo de Energia**. Lavras: UFLA, 2014.
- DA CRUZ, B. Session One: Pump Characteristics and ISO Efficiency Curves. **PUMPS: Maintenance, Design, and Reliability Conference 2009 – IDC Technologies**, p. 1–20, 2009.
- INMETRO. Instituto Nacional de Metrologia, N. E. Q. I. Portaria Nº. 455 de 01 de dezembro de 2010. Disponível em: Acesso em: <https://www.legisweb.com.br/legislacao/?id=225979>. 10 ago. 2021.
- MACINTYRE, A. J. **Bombas e instalações de bombeamento**. 2. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2016.
- MORADI-JALAL, M.; MARIÑO, M. A.; AFSHAR, A. Optimal Design and Operation of Irrigation Pumping Stations. **Journal of Irrigation and Drainage Engineering**, Reston, v. 129, n. 3, p.149–154, 2003.
- MORENO, M. A.; PLANELLS, P.; CÓRCOLES, J. I.; TARJUELO, J. M.; CARRIÓN, P. A. Development of a new methodology to obtain the characteristic pump curves that minimize the total cost at pumping stations. **Biosystems Engineering**, [S.l.], v. 102, n. 1, p. 95–105, 2009
- MOTULSKY, H. J.; CHRISTOPOULOS, A. **Fitting models to biological data using linear and nonlinear regression: A practical guide to curve fitting**. GraphPad Software Inc., San Diego CA, [www.graphpad.com](http://www.graphpad.com). 2003.
- ROSSMAN, L A. **EPANET 2 USERS MANUAL**. U.S. Environmental Protection Agency, Washington, D.C., EPA/600/R-00/057, 2000.
- YANAGI JR., T.; FERREIRA, E.; COLOMBO, A.; MELLO, C. R. Método matemático para a estimativa analítica das curvas de desempenho de bombas centrifugas. **Ciência e Agrotecnologia**, [S.l.], v. 21, n. 4, p. 484–490, 1997.

## ARTIGO 2 CARACTERIZAÇÃO MATEMÁTICA DAS CURVAS DE FUNCIONAMENTO DE UNIDADES DE BOMBEAMENTO

Artigo submetido em inglês

### PONTO DE OPERAÇÃO DE BOMBAS CENTRÍFUGAS FUNCIONANDO COM MOTORES ELÉTRICOS\*

José Henrique Nunes Flores<sup>a</sup>, Lessandro Coll Faria<sup>b</sup>, Thiago Henrique Burgarelli Teixeira<sup>c</sup>, Victor Buono Silva Baptista<sup>d</sup>, Bernardo Gomes Nörenberg<sup>e</sup>, Adriano Valentim Diotto<sup>f</sup>, Ricardo Scherer Pohndorf<sup>g</sup>, Alberto Colombo<sup>h</sup>

<sup>a</sup>Dr. em Recursos Hídricos, Programa de Pós-Graduação em Recursos Hídricos, Universidade Federal de Lavras, Campus Universitario 3037, Lavras, Brasil (Autor correspondente). E-mail: [josenunesflores@hotmail.com](mailto:josenunesflores@hotmail.com)

<sup>b</sup>Professor, Centro de Desenvolvimento Tecnológico, Universidade Federal de Pelotas, Rua Gomes Carneiro 01, Pelotas, Brasil. E-mail: [lessandro.faria@ufpel.edu.br](mailto:lessandro.faria@ufpel.edu.br)

<sup>c</sup>Doutorando em Recursos Hídricos, Programa de Pós-Graduação em Recursos Hídricos, Universidade Federal de Lavras, Campus Universitario 3037, Lavras, Brasil (Autor correspondente). E-mail: [teixeira.agricola@gmail.com](mailto:teixeira.agricola@gmail.com)

<sup>d</sup>Professor, Departamento de Engenharia, Universidade Federal de Lavras, Campus Universitario 3037, Lavras, Brasil. E-mail: [victor.buonosb@ufla.br](mailto:victor.buonosb@ufla.br)

<sup>e</sup>Dr. em Recursos Hídricos, Programa de Pós-Graduação em Recursos Hídricos, Universidade Federal de Pelotas, Rua Gomes Carneiro 01, Pelotas, Brasil. E-mail: [bernardo.norenberg@hotmail.com](mailto:bernardo.norenberg@hotmail.com)

<sup>f</sup>Professor, Universidade Federal de Lavras, Campus Universitario 3037, Lavras, Brasil. E-mail: [adriano.diotto@ufla.br](mailto:adriano.diotto@ufla.br)

<sup>g</sup>Professor, Centro de Desenvolvimento Tecnológico, Universidade Federal de Pelotas, Rua Gomes Carneiro 01, Pelotas, Brasil. E-mail: [ricardo.scherer@ufpel.edu.br](mailto:ricardo.scherer@ufpel.edu.br)

<sup>h</sup>Professor, Departamento de Recursos Hídricos, Universidade Federal de Lavras, Campus Universitario 3037, Lavras, Brasil. E-mail: [acolombo@ufla.br](mailto:acolombo@ufla.br)

\*Este artigo foi extraído da tese de doutorado do primeiro autor no programa de Pós-Graduação em Recursos Hídricos da Universidade Federal de Lavras

## RESUMO

O funcionamento de unidades de bombeamento depende da rotação, que por sua vez apresenta dependência da vazão bombeada e da altura manométrica, tornando-se um problema complexo de ser resolvido, devido sua recursividade. O objetivo deste estudo é propor uma metodologia de cálculo, baseado nas características fornecidas pelos fabricantes, que permita caracterizar matematicamente o funcionamento de uma bomba centrífuga com um determinado motor elétrico. O desenvolvimento das equações do modelo iniciou com o equacionamento do escorregamento do motor em função do carregamento do motor, para que pudesse ser equacionada a rotação de funcionamento da unidade de bombeamento em função carregamento do motor. A potência mecânica necessária para o acionamento da bomba, vazão, altura manométrica e rendimento da bomba foram equacionadas com base em um fator de correção de rotação, para que ficassem desta forma relacionados matematicamente com a rotação do motor. O rendimento do motor, fator de potência,  $\epsilon$ , por consequência, potências elétricas ativa e reativa, foram equacionadas com base no carregamento do motor. Equacionou-se também o consumo energético específico da unidade de bombeamento, com base no carregamento do motor e na vazão bombeada. Para demonstrar a aplicação do modelo, foi utilizada uma bomba Thebe<sup>®</sup> e avaliada com motores WEG<sup>®</sup>, de diferentes potências mecânicas nominais. Foram extraídos do catálogo do fabricante da bomba as informações de rotação e curvas características de altura manométrica e rendimento da bomba em função da vazão. Já dos catálogos dos motores, foram extraídas as informações de potência mecânica nominal, rotações síncrona e nominal, além das curvas características de escorregamento, rendimento do motor e fator de potência em função do carregamento do motor. Com o modelo foi possível determinar o ponto de operação da unidade de bombeamento, sendo possível determinar altura manométrica, rendimento da bomba, rendimento do motor, rendimento global, potência mecânica, rotação, potência elétrica ativa, fator de potência, potência elétrica reativa e consumo energético específico, para diferentes vazões, com motores de diferentes potências. A metodologia se mostrou uma ferramenta para determinação das características elétricas e hidráulicas de funcionamento de uma bomba centrífuga, acionada por um motor elétrico, o que demonstra sua aplicabilidade na seleção de unidades de bombeamento.

Palavras-Chave: Seleção de bombas. Curvas características. Modelagem.

## POINT OF OPERATION OF CENTRIFUGAL PUMPS OPERATING WITH ELECTRIC MOTORS\*

### ABSTRACT

The operation of pumping units depends on their rotational speed, which in turn depends on the pumped flow rate and the head, making this a complex problem to be solved due to its recursion. The objective of this study was to develop a calculation methodology based on the characteristics provided by manufacturers that enables the operation of a centrifugal pump with a given electric motor to be mathematically characterized. The development of the model equations began with the equation of the motor slip as a function of the motor load so that the operating rotational speed of the pumping unit could be calculated as a function of the motor load. The mechanical power required to drive the pump, the flow rate, the head, and the pump



efficiency were calculated based on a speed correction factor to mathematically relate them to the motor speed. The motor efficiency, the power factor, and consequently, the active and reactive electrical powers were calculated based on the motor load. The specific energy consumption of the pumping unit was also calculated based on the motor load and the pumped flow rate. A Thebe<sup>®</sup> pump with WEG<sup>®</sup> motors of different rated mechanical powers was used to demonstrate the application of the model. Information on the rotational speed and characteristic curves of the head and pump efficiency as a function of the flow rate were obtained from the pump manufacturer's catalogue. In turn, information on the rated mechanical power and synchronous and rated speeds, in addition to the slip characteristic curves, motor efficiency, and power factor as a function of the motor load were obtained from the motor catalogues. The model can be used to determine the operating point of the pumping unit, head, pump efficiency, motor efficiency, overall efficiency, mechanical power, rotational speed, active electrical power, power factor, reactive electrical power, and specific energy consumption for different flow rates with motors of different powers. The proposed methodology can be used to determine the electrical and hydraulic characteristics of the operation of a centrifugal pump driven by an electric motor, which demonstrates its applicability to select pumping units.

Keywords: Selection of pumps. Characteristic curves. Modelling.

## 1 INTRODUÇÃO

Os motores elétricos são responsáveis por consumir aproximadamente 46% da energia mundial produzida, sendo os motores utilizados na agricultura responsáveis por aproximadamente 1% do consumo energético dos motores (WAIDE; BRUNNER, 2011). De acordo com Almeida *et al.* (2008), o consumo de unidades de bombeamento pode chegar a 20% do consumo de energia em países desenvolvidos; e, no Brasil, de acordo com Garcia *et al.* (2007), o uso de motores na agricultura pode corresponder a, aproximadamente, 8,5% do consumo energético. Motores elétricos de tamanho médio (0,75 a 375 kW) são responsáveis por 68% do consumo energético dos motores, sendo que frequentemente são motores assíncronos de indução por corrente alternada (WAIDE; BRUNNER, 2011; ALMEIDA *et al.*, 2015).

Motores elétricos assíncronos são caracterizados por um escorregamento que é dependente da potência requerida em seu eixo de acionamento. O escorregamento é definido como a diferença entre a velocidade síncrona do campo magnético do estator do motor e a velocidade real de rotação do eixo do motor. No caso de motores elétricos assíncronos cujo eixo está acoplado diretamente ao eixo de acionamento de uma bomba centrífuga, a rotação de

trabalho é a rotação na qual ocorre a interseção das curvas de potência mecânica disponível no eixo do motor e a requerida no eixo da bomba.

Em países como o Brasil, onde a frequência nominal da rede elétrica é de 60 Hz, é comum a determinação ponto de operação de uma bomba, considerando-se valores de rotação de bomba de 1750 e 3500 rpm, para, respectivamente, motores elétricos assíncronos de IV e II polos. No entanto, para uma frequência nominal da rede elétrica de 60 Hz, os valores da rotação síncrona de motores elétricos de IV e II polos são, respectivamente, 1800 e 3600 rpm.

Com exceção das aplicações que envolvem o uso de inversores de frequência (MORENO *et al.*, 2009; LAMADDALENA; KHILA, 2012; BAPTISTA *et al.*, 2019), normalmente, a determinação do ponto de operação de uma bomba não leva em consideração a variação da velocidade de rotação do eixo de acionamento da bomba provocada pela alteração no valor da potência mecânica requerida no eixo da bomba (BIER *et al.*, 2004; OLIVEIRA FILHO *et al.*, 2010; TRIANNI *et al.*, 2019).

Para compensar as incertezas nas características do conjunto motobomba e da tubulação, projetistas tendem a incluir uma margem de segurança, que, frequentemente, resulta em aumento da potência nominal do conjunto de bombeamento (BORTONI, 2009). O correto dimensionamento das unidades pode resultar em economias de consumo energético de 30% a 50% (KAYA *et al.*, 2008; ARUN SHANKAR *et al.*, 2016; KÖPP *et al.*, 2016) e redução de aproximadamente 25% dos custos totais com bombeamento (MORADI-JALAL *et al.*, 2003). O superdimensionamento do motor não é um problema de boas práticas em si, mas sim, uma falta de entendimento da dinâmica do funcionamento do conjunto de bombeamento (BORTONI, 2009).

Devido as diferentes rotações de catálogo da bomba e nominal do motor, e a interdependência da rotação da unidade com a vazão bombeada, o objetivo deste estudo é propor uma metodologia de cálculo, baseado nas características fornecidas pelos fabricantes, que permita caracterizar matematicamente o funcionamento de uma bomba centrífuga com um determinado motor elétrico.

## **2 MATERIAIS E MÉTODOS**

### **2.1 Equacionamento do modelo**

A variação da rotação com o funcionamento do motor é descrita por uma função que relaciona o escorregamento do motor com a potência mecânica relativa a nominal, também

chamada de carregamento. Deste modo, utilizando os dados disponíveis no catálogo do motor, foram ajustados os parâmetros de um polinômio de segundo grau para descrever a variação do escorregamento em função do carregamento do motor (EQUAÇÃO 1).

$$s = \frac{c_0 + c_1 \cdot k + c_2 \cdot k^2}{100} \quad (1)$$

onde:

s - Escorregamento;

k - Carregamento; e,

c<sub>0</sub>, c<sub>1</sub>, c<sub>2</sub> - Parâmetros de ajuste.

Com o equacionamento de escorregamento em função do carregamento do motor, pode ser obtida a relação da rotação do motor com a potência mecânica, sendo que a potência mecânica é obtida através do produto do carregamento do motor com a sua potência mecânica nominal (EQUAÇÃO 2), e a rotação da bomba pode ser descrita em função do escorregamento e da rotação síncrona do motor (EQUAÇÃO 3).

$$P_M = P_{M.N} \cdot k \quad (1)$$

$$N = N_s \cdot (1 - s) = N_s \cdot \left( 1 - \left( \frac{c_0 + c_1 \cdot k + c_2 \cdot k^2}{100} \right) \right) \quad (2)$$

onde:

P<sub>M</sub> - Potência mecânica (kW);

P<sub>MN</sub> - Potência mecânica nominal do motor (kW);

N - Rotação (rpm); e,

N<sub>S</sub> - Rotação síncrona (rpm).

O próximo passo para acoplar o funcionamento da bomba com o do motor foi vincular dois parâmetros de funcionamento (um do motor e um da bomba), nesse sentido, escolheu-se vincular a potência mecânica do motor com a potência mecânica da bomba, através da curva característica de potência necessária para acionamento da bomba e vazão bombeada. Para isto foi equacionada a curva característica da bomba de potência mecânica necessária com a vazão

bombeada, sendo que esta é uma das curvas características principais disponibilizadas pelo fabricante da bomba.

Ressalta-se que, quando são utilizados os dados de catálogo para o ajuste dos parâmetros do equacionamento das curvas características da bomba, os parâmetros ficam presos a rotação de catálogo do fabricante. Como a rotação apresenta variação com o funcionamento do motor, sendo dependente do carregamento do motor (EQUAÇÃO 1), é necessário que os parâmetros de ajuste do equacionamento da bomba se tornem independentes da rotação. Ou seja, a rotação deve ser uma variável na equação, e, para isto, foram utilizadas as relações de semelhança mecânica de Rateaux (ARUN SHANKAR *et al.*, 2016). Para simplificar o equacionamento das curvas características, optou-se por utilizar o fator de relação de rotação (MORENO *et al.*, 2009), que relaciona a rotação de funcionamento com a rotação de catálogo da bomba (EQUAÇÃO 4).

$$\alpha = \frac{N}{N_R} = \frac{N_s \cdot \left( 1 - \left( \frac{c_0 + c_1 \cdot k + c_2 \cdot k^2}{100} \right) \right)}{N_R} \quad (4)$$

onde:

$\alpha$  - Fator de relação de rotação;

$N$  - Rotação de funcionamento da bomba (rpm); e,

$N_R$  - Rotação informada no catálogo da bomba (rpm).

Para equacionar a potência mecânica necessária para o acionamento da bomba foi utilizado um polinômio de segundo grau, com parâmetros ajustados utilizando os dados de catálogo, em função da vazão e da rotação (EQUAÇÃO 5).

$$P_M = b_0 \cdot \alpha^3 + b_1 \cdot \alpha^2 \cdot Q + b_2 \cdot \alpha \cdot Q^2 \quad (5)$$

onde:

$\alpha$  - Fator de relação de rotação;

$Q$  - Vazão ( $m^3 h^{-1}$ ); e,

$b_0, b_1, b_2$  - Parâmetros de ajuste.

Para descrever o funcionamento da bomba de acordo com o funcionamento do motor, utilizou-se a equação de potência mecânica em função da vazão e da rotação de funcionamento. Sendo a potência mecânica do motor função do carregamento, a equação foi reescrita para retornar a vazão para uma dada potência mecânica e rotação. Ainda neste sentido, pode-se descrever que a vazão bombeada pela bomba é função do carregamento do motor, já que a potência mecânica fornecida pelo motor (EQUAÇÃO 2) e a rotação (equação 3) são funções do carregamento do motor.

Sendo a Equação 5 um polinômio de segundo grau, infere-se que a vazão bombeada para um determinado carregamento (potência mecânica e rotação de funcionamento) é uma das raízes do polinômio. Para determinar então a raiz do polinômio, aplicou-se o Fórmula de Bhaskara, resultando então em uma equação que relaciona a vazão bombeada com o carregamento do motor (EQUAÇÃO 6).

$$Q = \frac{-(b_1 \cdot (\alpha)^2) + \sqrt{(b_1 \cdot \alpha^2)^2 - 4 \cdot (b_2 \cdot \alpha) \cdot ((b_0 \cdot \alpha^3) - (P_{M,N} \cdot k))}}{2 \cdot (b_2 \cdot \alpha)} \quad (6)$$

Para a estimativa da altura manométrica de bombeamento utilizou-se uma equação do tipo potencial, mesmo modelo utilizado pelo software de redes hidráulicas EPANET 2.0 (ROSSMAN, 2000). O ajuste dos parâmetros da equação foi feito com base nos dados de catálogo, sendo que foi utilizado o conceito do fator de relação de rotação, deste modo, a altura manométrica foi equacionada em função da vazão e da rotação (EQUAÇÃO 7).

$$H = (a_0 \cdot \alpha^{a_2} - a_1 \cdot Q^{a_2}) \cdot \alpha^{2-a_2} \quad (7)$$

onde:

H - Altura manométrica (m); e,

$a_0, a_1, a_2$  - Parâmetros de ajuste.

O rendimento da bomba é constituído da relação entre a potência hidráulica necessária para o deslocamento da vazão a uma determinada altura manométrica, e a potência mecânica necessária para o funcionamento da bomba. A potência hidráulica pode ser obtida através da vazão e da altura manométrica, além de características do fluido bombeado, ao passo que a potência mecânica é função do carregamento do motor. Deste modo, sabendo a vazão

(EQUAÇÃO 6) e a altura manométrica (EQUAÇÃO 7) para um determinado carregamento (EQUAÇÃO 2), pode ser estimada o rendimento da bomba, através da Equação 8.

$$\eta_B = \frac{P_H}{P_M} = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{k \cdot P_{M.N}} = \frac{\rho \cdot g \cdot (a_0 \cdot \alpha^{a_2} - a_1 \cdot Q^{a_2}) \cdot \alpha^{2-a_2} \cdot Q}{k \cdot P_{M.N}} \quad (8)$$

onde:

$\eta_B$  - Rendimento da bomba;

$P_H$  - Potência hidráulica (potência cedida ao fluido) (kW);

$\rho$  - Massa específica do fluido bombeado ( $\text{kg m}^{-3}$ ); e,

$g$  - Aceleração da gravidade ( $\text{m s}^{-2}$ ).

O rendimento do motor é outra característica do funcionamento do motor que apresenta variação com o carregamento do motor, podendo ser equacionado através de uma equação exponencial (EQUAÇÃO 9). O modelo exponencial foi proposto por Bernier e Bourret (1999), sendo que, para ajustar os parâmetros, foram considerados os dados de catálogo apresentados pelo fabricante na curva característica.

$$\eta_M = d_0 \cdot (1 - e^{-d_1 \cdot k}) \quad (9)$$

onde:

$\eta_M$  - Rendimento do motor; e,

$d_0, d_1$  - Parâmetros de ajuste.

Através do produto do rendimento da bomba (EQUAÇÃO 8) e do rendimento do motor (Equação 09), pode ser estimado o rendimento global da unidade de bombeamento (EQUAÇÃO 10).

$$\eta_G = \eta_B \cdot \eta_M \quad (10)$$

onde:

$\eta_G$  - Rendimento global do conjunto motobomba.

Através do rendimento do motor, pode ser estimada também a potência elétrica ativa da unidade de bombeamento (EQUAÇÃO 11).

$$P_{EA} = \frac{P_M}{\eta_M} = \frac{P_{M.N} \cdot k}{d_0 \cdot (1 - e^{-d_1 \cdot k})} \quad (11)$$

onde:

$P_{EA}$  - Potência elétrica ativa (kW).

Outro parâmetro importante de funcionamento do motor é o fator de potência ( $\cos\phi$ ), que também apresenta dependência do carregamento do motor, e assim como o rendimento do motor pode ser equacionado através de um modelo exponencial (EQUAÇÃO 12). Para o ajuste dos parâmetros foram utilizados dados disponibilizados no catálogo do motor.

$$\cos\phi = e_0 \cdot (1 - e^{-e_1 \cdot k}) \quad (12)$$

onde:

$\cos\phi$  - Rendimento do motor;

$e_0, e_1$  - Parâmetros de ajuste.

O fator de potência permite calcular a potência elétrica reativa da unidade de bombeamento (EQUAÇÃO 13). Para isto, é utilizada além do fator de potência (EQUAÇÃO 12) e a potência elétrica ativa (EQUAÇÃO 11).

$$P_{ER} = \sqrt{\left(\frac{P_{EA}}{\cos\phi}\right)^2 - (P_{EA})^2} \quad (13)$$

onde:

$P_{ER}$  - Potência elétrica reativa (kvar).

Outro parâmetro de funcionamento que pode ser utilizado para comparar motores é o consumo energético específico, que representa a relação entre a potência elétrica ativa (EQUAÇÃO 11) e a vazão bombeada (EQUAÇÃO 14).

$$CEE = \frac{P_{EA}}{Q} = \frac{P_{M.N} \cdot k}{d_0 \cdot (1 - e^{-d_1 \cdot k}) \cdot Q} \quad (14)$$

Onde

CEE - Consumo energético específico (kW h m<sup>-3</sup>).

## 2.2 Cálculo do ponto de operação

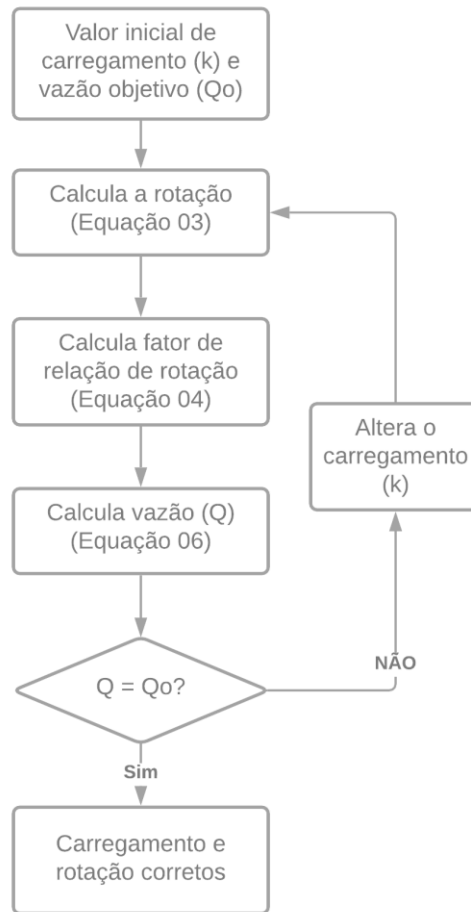
Para obter o ponto de operação, deve-se, inicialmente, escolher a bomba que possua capacidade de fornecer a vazão e altura manométrica necessárias. Após isso, devem ser ajustados os parâmetros  $a_0$ ,  $a_1$ ,  $a_2$  (EQUAÇÃO 7);  $b_0$ ,  $b_1$  e  $b_2$  (EQUAÇÃO 5), a partir das curvas características de altura manométrica e potência mecânica em função da vazão. Além das curvas características da bomba, é necessário também ter em mãos, para a aplicação da metodologia, a rotação de catálogo e número de rotores de catálogo e provável de projeto.

Sabendo o intervalo de potência mecânica requisitada pela bomba através de sua curva característica, podem ser escolhidos um conjunto de motores que satisfaçam a necessidade da bomba. De posse dos dados dos motores, devem ser ajustados os parâmetros  $c_0$ ,  $c_1$ ,  $c_2$  (EQUAÇÃO 1);  $d_0$ ,  $d_1$  (EQUAÇÃO 9);  $e_0$  e  $e_1$  (EQUAÇÃO 12), a partir das curvas características escorregamento, rendimento do motor e fator de potência, em função do carregamento do motor, respectivamente. São necessárias também as características do motor: rotação síncrona, rotação nominal, potência mecânica nominal, tensão de operação, corrente nominal de operação, rendimento nominal do motor e fator de potência nominal.

Após o ajuste dos parâmetros da bomba e do motor, é necessário estimar o ponto de intersecção entre as curvas de potência requerida pela unidade de bombeamento para a vazão necessária e a potência disponibilizada pelo motor para dado carregamento. Porém, matematicamente, a resolução deste problema somente é possível através de cálculo numérico, por meio de métodos iterativos, tendo em vista que a vazão é função da rotação da unidade de bombeamento, que por sua vez depende do carregamento do motor, que, por fim, depende da vazão bombeada. Para isto, desenvolveu-se uma metodologia de cálculo do ponto de operação da unidade de bombeamento que leva em consideração a interdependência da vazão e da rotação da unidade de bombeamento, através do carregamento do motor. A Figura 1 representa o fluxograma de cálculo desenvolvido neste artigo.



Figura 1 - Fluxograma de cálculo do carregamento para uma vazão específica.



Fonte: Do autor (2022).

Através da metodologia de cálculo apresentada na Figura 1, é possível determinar para qualquer vazão, o carregamento do motor, e, por consequência, a rotação de operação da unidade de bombeamento. Desta forma, a partir da rotação da unidade de bombeamento é possível estimar o fator de relação de rotação (EQUAÇÃO 4), que junto com a vazão permite a estimativa da potência mecânica de acionamento (EQUAÇÃO 5), altura manométrica (EQUAÇÃO 7) e rendimento da bomba (EQUAÇÃO 8). Já a partir do carregamento do motor é possível estimar o rendimento do motor (EQUAÇÃO 9), que juntamente com o rendimento da bomba permite estimar o rendimento global da unidade de bombeamento (EQUAÇÃO 10). Além do rendimento, de posse do carregamento do motor é possível estimar a potência elétrica ativa (EQUAÇÃO 11), que junto ao fator de potência (EQUAÇÃO 12) utiliza-se para obter a potência elétrica reativa (EQUAÇÃO 13). Por fim, pode ser obtido o consumo energético específico (EQUAÇÃO 14), através do carregamento e da vazão.

### 3 RESULTADOS E DISCUSSÃO

#### 3.1 Escolha e caracterização da unidade de bombeamento

A escolha da bomba é o passo inicial no dimensionamento de sistemas hidráulicos, sendo que no exemplo que será apresentado neste trabalho, optou-se por uma unidade de bombeamento que disponibilizasse uma vazão de  $28,7 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ , a uma altura manométrica de aproximadamente 64 m. Desta forma, foi selecionada uma bomba marca Thebe®, modelo R20, com rotação de catálogo de 3500 rpm, com um rotor. A Tabela 1 apresenta as características da bomba e os parâmetros de ajuste das equações da bomba.

Tabela 1 - Características da bomba e parâmetros de ajuste

Marca	Thebe
Modelo	R20
Rotação de catálogo ( $N_R$ , rpm)	3500
Massa específica da água ( $\rho$ , $\text{kg m}^{-3}$ )	1000
Aceleração da gravidade ( $g$ , $\text{m s}^{-2}$ )	9.81
$a_0$	$7.8000 \times 10^1$
$a_1$	$5.2222 \times 10^{-3}$
$a_2$	$2.3468 \times 10^0$
$b_0$	$3.1515 \times 10^0$
$b_1$	$2.1490 \times 10^{-1}$
$b_2$	$-8.4107 \times 10^{-4}$

$a_0$ ,  $a_1$ ,  $a_2$  - parâmetros de ajuste (Equação 07);  $e$ ,  $b_0$ ,  $b_1$ ,  $b_2$  - parâmetros de ajuste (Equação 05).

Fonte: Do autor (2022).

De acordo com as curvas de catálogo da bomba, podem ser utilizados para esta bomba motores com potências mecânicas de 5,5, 7,5 e 9,2 kW. Porém, em uma análise preliminar, os autores determinaram que um motor com potência de 5,5 kW para a vazão de interesse operaria com carregamentos superiores a 1,2, estando em desconformidade com o indicado pelo fabricante do motor. Ainda neste sentido, os autores resolveram inserir dois motores com potências mecânicas nominais de 11 e 15 kW, para fins de comparação. A Tabela 2 apresenta os dados referentes aos motores selecionados para este estudo, bem como os parâmetros de ajuste obtidos através das curvas características obtidas junto ao fabricante.

Tabela 2 - Características dos motores escolhidos para o estudo

Marca	WEG			
Modelo	W22 - IR3 - Premium	W22 - IR3 - Premium	W22 - IR3 - Premium	W22 - IR3 - Premium
$N_s$ (rpm)	3600			
$P_{MN}$ (kW)	7.5	9.2	11	15
$N_N$ (rpm)	3530	3530	3535	3545
$U$ (V)*	220			
$I_N$ (A)**	25	29.8	36.8	49.8
$\eta_{MN}$	0.9020	0.9100	0.9100	0.9100
$\cos\phi_N$	0.8700	0.8900	0.8600	0.8700
FS	1.2	1.2	1.2	1.2
$c_0$	$9.1975 \times 10^{-3}$	$9.1975 \times 10^{-3}$	$9.7163 \times 10^{-3}$	$9.3410 \times 10^{-3}$
$c_1$	$1.3437 \times 10^0$	$1.3437 \times 10^0$	$1.2417 \times 10^0$	$1.0504 \times 10^0$
$c_2$	$5.6600 \times 10^{-1}$	$5.6600 \times 10^{-1}$	$5.3075 \times 10^{-1}$	$4.4859 \times 10^{-1}$
$d_0$	$9.0181 \times 10^{-1}$	$9.0961 \times 10^{-1}$	$9.0974 \times 10^{-1}$	$9.0934 \times 10^{-1}$
$d_1$	$7.5552 \times 10^0$	$8.2811 \times 10^0$	$7.4163 \times 10^0$	$8.8884 \times 10^0$
$e_0$	$8.9835 \times 10^{-1}$	$9.1733 \times 10^{-1}$	$8.9156 \times 10^{-1}$	$8.9674 \times 10^{-1}$
$e_1$	$3.4246 \times 10^0$	$3.4879 \times 10^0$	$3.2408 \times 10^0$	$3.4388 \times 10^0$

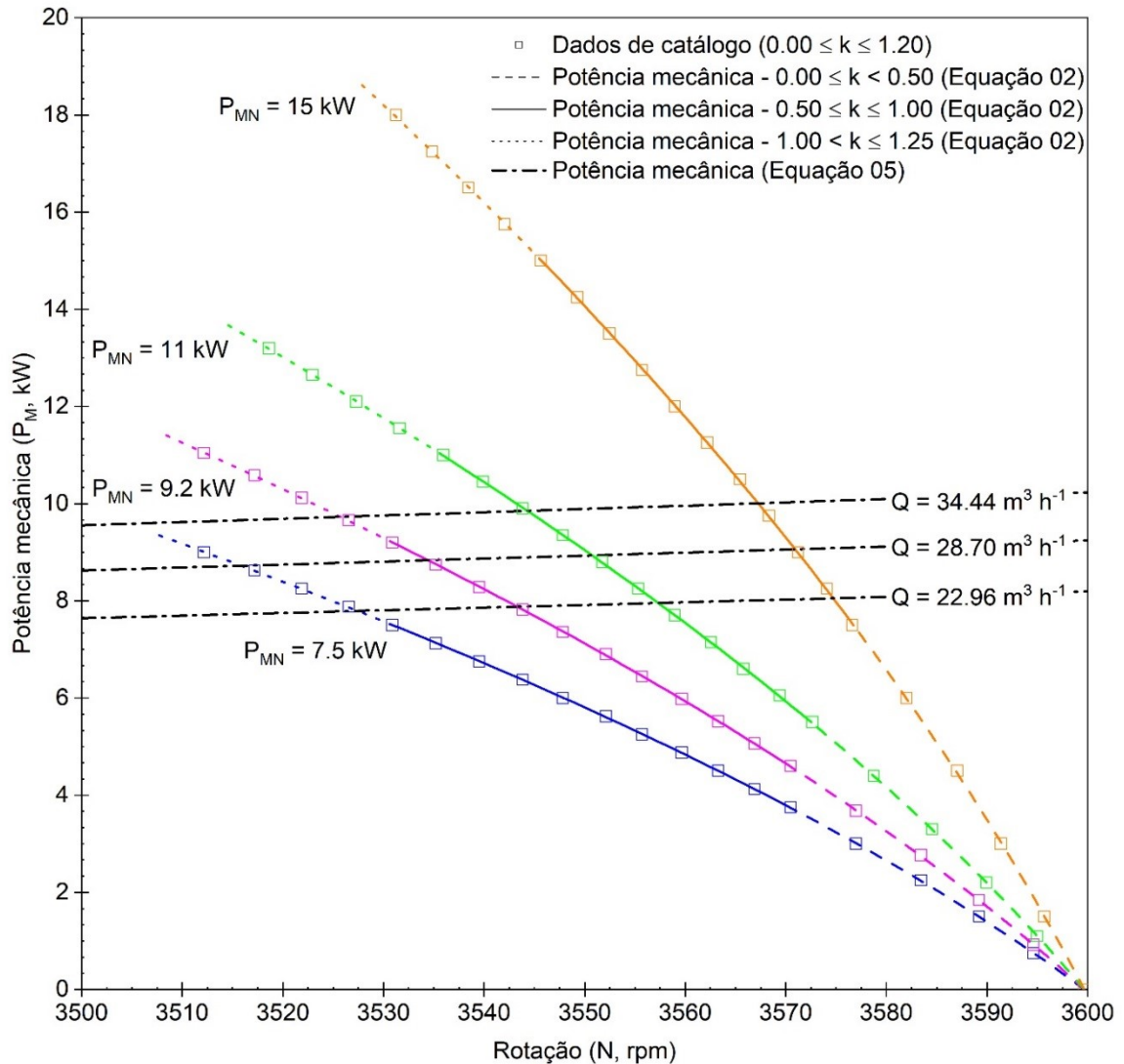
$N_s$  - rotação síncrona do motor em rpm;  $P_{MN}$  - potência mecânica nominal em kW;  $N_N$  - rotação nominal do motor em rpm;  $U$  - Tensão de funcionamento da rede em V (\*motores com outras tensões de funcionamento, porém, optou-se pela tensão de 220 V);  $I_N$  - corrente nominal na tensão de funcionamento do motor em A (\*\*corrente nominal referente a tensão de funcionamento de 220 V);  $\eta_{MN}$  - rendimento nominal do motor;  $\cos\phi_N$  - fator de potência nominal do motor; FS - fator de serviço;  $c_0$ ,  $c_1$ ,  $c_2$  - parâmetro de ajuste (Equação 01);  $d_0$ ,  $d_1$  - parâmetro de ajuste (Equação 09);  $e$ ,  $e_0$ ,  $e_1$  - parâmetro de ajuste (Equação 12).

Fonte: Do autor (2022).

### 3.2 Acoplamento da curva da bomba ao motor

Com base nos parâmetros ajustados para o motor, foi calculada a potência mecânica do motor (EQUAÇÃO 2) e a rotação (EQUAÇÃO 3), para carregamentos entre 0 e 1,2. Foram calculadas também as potências mecânicas de acionamento para diferentes vazões (22,96, 28,70, 34,44  $m^3 h^{-1}$ ), variando-se a rotação da bomba, através da Equação 5. A Figura 1 apresenta os valores de potência mecânica do motor e a potência mecânica de acionamento em função da rotação do motor e da bomba.

Figura 1 - Potência mecânica fornecida pelo motor e requisitada pela bomba em função da rotação de funcionamento e da vazão.



Fonte: Do autor (2022).

O ponto de funcionamento da unidade de bombeamento para uma dada vazão, é na intersecção da curva da potência mecânica fornecida pelo motor com a curva da potência mecânica requerida pela bomba. Nesse sentido, pode ser observado que para um mesmo motor a alteração da vazão da unidade de bombeamento reflete na alteração da potência mecânica, por consequência do carregamento e da rotação. Também pode ser avaliado que para uma dada vazão, a alteração da potência mecânica nominal dos diferentes motores, resulta em carregamentos diferentes para cada motor, que reflete em diferentes rotações.

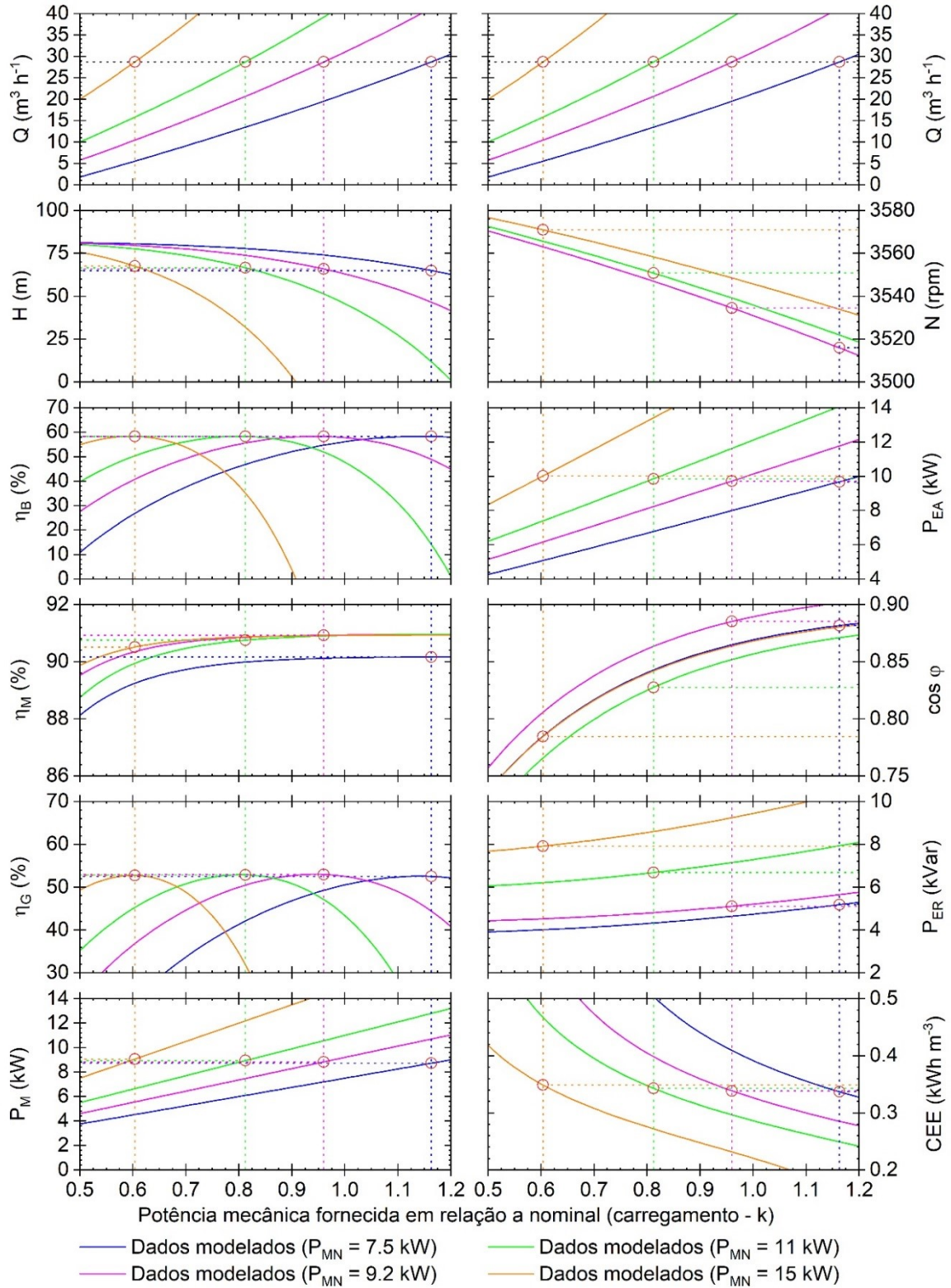
Pode ser observado que o motor de menor potência (7,5 kW) não é indicado para esta unidade de bombeamento, pois o ponto de intersecção, considerando a faixa ótima de trabalho da bomba, está em uma zona onde o carregamento é superior a 1. Mesmo o fator de serviço

suportando funcionamento até carregamentos de 1,2 (TABELA 2), não é indicado que o motor trabalhe nestas condições. Os demais motores poderiam ser utilizados, sendo possível que o motor de 9,2 kW operasse em condições de carregamento acima de 1,0 para vazões superiores a vazão de máxima eficiência ( $28,70 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ ).

### **3.3 Ponto de operação da unidade de bombeamento**

A Figura 3 apresenta a vazão (Q), altura manométrica (H), rendimentos da bomba ( $\eta_B$ ), motor ( $\eta_M$ ) e global ( $\eta_G$ ), potência mecânica ( $P_M$ ), rotação (N), potência elétrica ativa ( $P_{EA}$ ), fator de potência ( $\cos\phi$ ), potência elétrica reativa ( $P_{ER}$ ), e consumo energético específico (CEE) em função do carregamento do motor. Além disso, calculou-se através da metodologia descrita na Figura 2 o ponto de operação da unidade de bombeamento com a vazão de máxima eficiência da bomba,  $28,70 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ , e realizou-se marcações em todas as variáveis, indicando seus valores de operação, para os motores estudados.

Figura 3 - Vazão (Q); Altura manométrica (H), Rendimentos da bomba ( $\eta_B$ ), motor ( $\eta_M$ ) e global ( $\eta_G$ ); Potência mecânica ( $P_M$ ); Rotação (N); Potência elétrica ativa ( $P_{EA}$ ); Fator de potência ( $\cos\phi$ ); Potência elétrica reativa ( $P_{ER}$ ); e, consumo energético específico (CEE), em função do carregamento do motor (k).



Fonte: Do autor (2022).

Para garantir uma mesma vazão, cada motor opera sob um carregamento (FIGURAS 1 e 2), podendo ser observado que, quanto maior a potência nominal do motor, menor será o carregamento. A altura manométrica da bomba está relacionada a vazão (EQUAÇÃO 7), e por consequência, para uma mesma vazão, indiferente do motor os valores de altura manométrica são semelhantes.

O rendimento da bomba é um parâmetro dependente das características da bomba (EQUAÇÃO 8), então seu comportamento é semelhante ao comportamento da altura manométrica, ou seja, sofre pouca alteração pela alteração do motor. O rendimento do motor depende, além das características do motor, do carregamento (EQUAÇÃO 9), porém, para valores de carregamento acima de 0,7, o rendimento do motor tende a ser constante, próximo ao valor nominal, o que na prática, resulta em variações muito pequenas para os motores estudados. Pode ser observado que o motor com potência mecânica nominal de 7,5 kW, possui um menor rendimento nominal, e por consequência menores valores de rendimento do motor. O rendimento global é um produto entre o rendimento da bomba e do motor, e por consequência sua variação foi muito pequena nos motores estudados.

Com relação a rotação da unidade de bombeamento, ressalta-se que os motores de 7,5 e 9,2 kW apresentam curvas de rotação em função do carregamento iguais, devido as suas características construtivas, que diferem dos motores de 11 a 15 kW, que também diferem entre si. A rotação foi diferente para cada motor, tendo em vista que a mesma depende do carregamento (EQUAÇÃO 1), e para cada motor o carregamento difere para a mesma vazão. Nesse sentido, com o aumento da potência mecânica nominal, há redução da rotação de funcionamento da unidade de bombeamento. Como o motor de 7,5 kW de potência mecânica nominal necessita operar acima do valor ideal de carregamento (1,0), a sua rotação é inferior a rotação nominal informada no catálogo, para a vazão de  $28,70 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ .

A potência elétrica ativa apresentou pouca variação entre os diferentes motores. A potência elétrica ativa é uma variável dependente da potência mecânica (que é o produto da nominal com o carregamento) e do rendimento do motor (EQUAÇÃO 11), que apresentaram poucas diferenças entre os motores estudados. O comportamento da potência elétrica reativa é diferente para cada motor, sendo que quanto maior a potência mecânica nominal, maior é a potência elétrica reativa. Este é o comportamento esperado para esta variável, e um dos motivos de não serem escolhidos motores maiores que o necessário, já que quanto maior a potência elétrica reativa, maior poderá ser os gastos ao usuário da unidade de bombeamento.

A potência elétrica reativa é a parcela da potência utilizada apenas para criar e manter os campos eletromagnéticos. A potência elétrica reativa é outro parâmetro de funcionamento

do motor, e por vezes não é utilizada como parâmetro de seleção do motor, porém pelo fato de ser taxada pelas concessionárias, é um possível ponto a ser estudado.

A diferença das potências elétricas reativas dos diferentes motores se deve às diferenças na potência elétrica ativa e ao fator de potência do motor. O fator de potência apresentou diferenças entre os motores, devido as diferenças de carregamento e construtivas dos motores, que resultam em fatores de potência nominais diferentes em função da potência mecânica nominal dos motores.

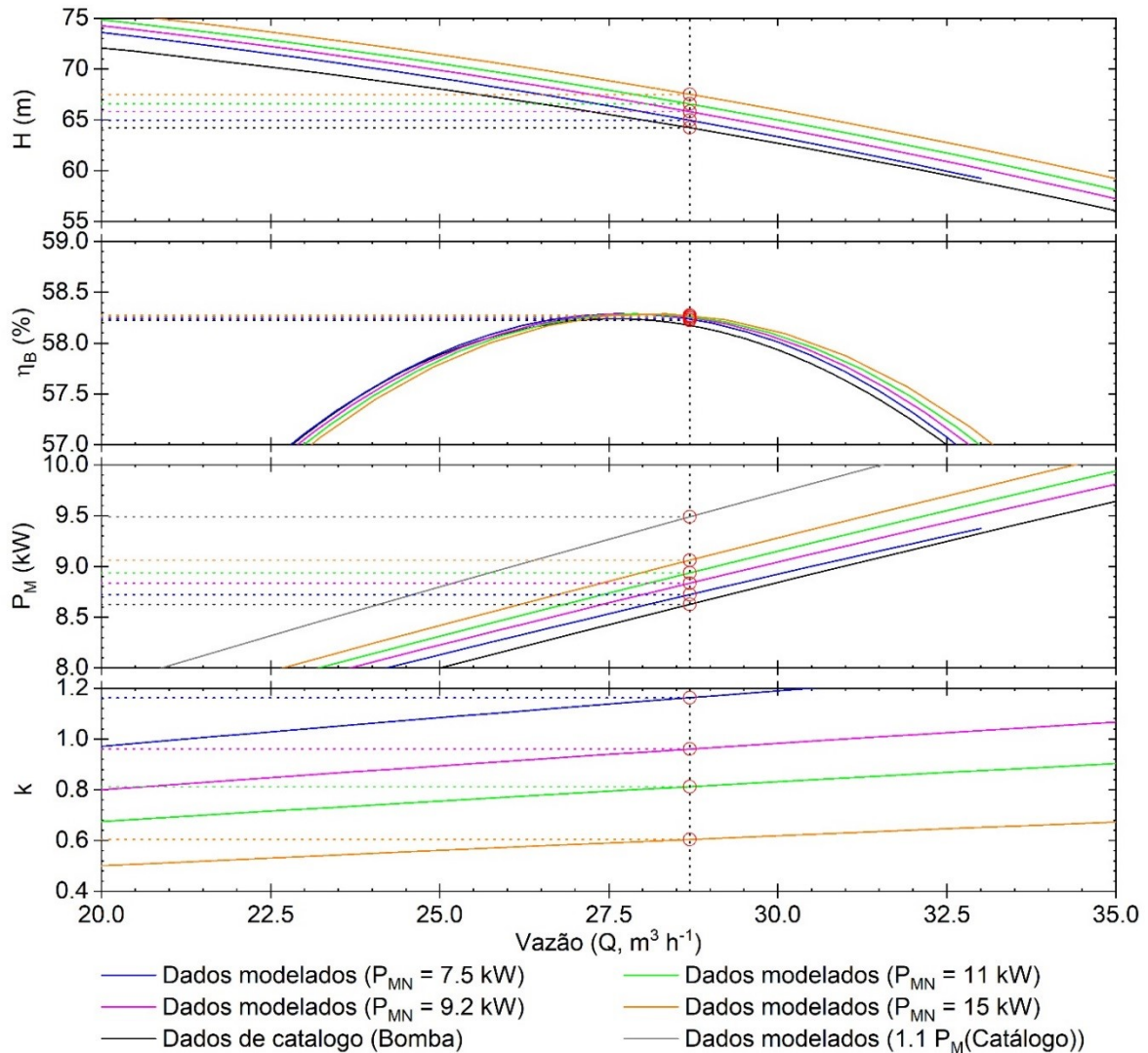
Os valores de consumo energético específico para os três motores foram muito próximos, devido ao comportamento do rendimento do motor. O rendimento do motor apresenta valores de rendimento muito próximos ao nominal para carregamentos acima de 50% (GARCIA *et al.*, 2007), e pode ser observado que nenhum motor trabalha com carregamento menor que 60%.

### **3.4 Diferenças no ponto de operação**

Para facilitar o entendimento do modelo perante os dados de catálogo da bomba, as informações da Figura 3 podem ser reorganizadas na forma de uma figura semelhante à curva característica das bombas, apresentando altura manométrica ( $H$ ), rendimento da bomba ( $\eta_B$ ), potência mecânica ( $P_M$ ) em função da vazão ( $Q$ ). Além dessas variáveis, foram inseridos também, os dados referentes ao catálogo da bomba, carregamento do motor ( $k$ ) e marcações demonstrando o ponto de operação para vazão de máxima eficiência ( $28,70 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ ). Na Figura 4 apresenta-se a potência mecânica acrescida de uma folga de 10% ( $1.1 P_M$ ), parâmetro comum em projetos.



Figura 4 - Altura manométrica ( $H$ ); Rendimento da bomba ( $\eta_B$ ); Potência mecânica ( $P_M$ ); e, carregamento do motor ( $k$ ), em função da vazão ( $Q$ ).



Fonte: Do autor (2022).

Pode ser observado que, comparado ao ponto teórico de operação, extraído dos dados de catálogo, a unidade funcionaria com valores maiores de altura manométrica para uma mesma vazão. O rendimento da bomba por sua vez não apresenta modificação. A potência mecânica necessária para o acionamento, desconsiderando a folga, é maior que a apresentada pelo fabricante. Porém, quando acrescida da folga, o valor de potência mecânica é inferior ao valor de potência mecânica modelado.

Todos os motores utilizados neste estudo têm comportamento muito semelhante por serem do mesmo grupo de eficiência. Porém, o esquema de cálculo apresentado pode ser utilizado para motores de classes diferentes, ou até mesmo em uso (desde que disponíveis as características de funcionamento), para auxiliar na escolha, e/ou troca de motor. Para que este estudo seja viável para troca de motores em funcionamento, é necessário conhecer as

características de funcionamento da bomba, que pode apresentar desgaste com o tempo de uso. Os autores ressaltam, que este estudo não tem como objetivo validar o modelo, mas apenas desenvolvê-lo, com fins de apresentar o desenvolvimento conceitual.

O esquema de cálculo permite adequar a curva vazão-potência mecânica requerida fornecida pelo fabricante da bomba, que só é válida para a rotação nominal da bomba, à curva potência-rotação do motor elétrico, que abrange valores de rotação diferentes da rotação nominal da bomba. A adequação de valores de rotação permite a obtenção de estimativas de potência elétrica ativa e potência elétrica reativa mais coerentes com as características da bomba e do motor elétrico que compõem uma dada unidade de bombeamento. A obtenção de estimativas coerentes de consumo de energia é fundamental para a execução de análises econômicas.

Além disso, a aplicação deste modelo permite verificar se o descompasso entre a rotação considerada na curva vazão versus potência requerida no acionamento da bomba e a rotação do motor elétrico na potência requerida para acionamento da bomba, justifica a necessidade da folga entre a potência mecânica nominal do motor usado no acionamento e a potência mecânica requerida no eixo da bomba, conforme recomendado por diversos autores, e mesmo em normas internacionais (ISO).

#### **4 CONCLUSÃO**

A metodologia de cálculo proposta possibilitou caracterizar matematicamente o funcionamento de bombas centrífuga operando com motor elétrico, podendo ser implementada na correta escolha do conjunto motobomba.

## REFERÊNCIAS

- ALMEIDA, A. T. *et al.* **EuP Lot 11 Motors, Final report to the European Commission.** 2008. Disponível em: <https://circabc.europa.eu/sd/d/62415be2-3d5a-4b3f-b29a-d1760f4dc11a/Lot11%20Motors%201-8%20final%2028-04-08.pdf>. Acesso em: 10 set. 2021.
- ALMEIDA, A. T. *et al.* From laggard to world leader – the role of policies in the EU motors and drives market transformation. *In: European Council for an Energy Efficient Economy 2015 Summer Study - First Fuel Now, 2015. Anais [...].* 1549-1557. Disponível em: [policies-in-the-eu-motors-and-drives-market-transformation/](#). Acesso em: 21 set. 2021.
- ARUN SHANKAR, V. K. *et al.* A comprehensive review on energy efficiency enhancement initiatives in centrifugal pumping system. **Applied Energy**, [S.l.], v. 181, p. 495-513, 2016.
- BAPTISTA, V. B. da S. *et al.* Feasibility of the Use of Variable Speed Drives in Center Pivot Systems Installed in Plots with Variable Topography. **Water**, [S.l.], v. 11, n. 10, p. 2192, 2019. DOI: 10.3390/w11102192
- BIER, V. A. *et al.* Programa computacional para seleção de conjuntos moto-bomba. **Irriga**, [S.l.], v. 9, n. 3, p. 225-234, 2004.
- BERNIER, M. A.; BOURRET, B. Pumping energy and variable frequency drives. **ASHRAE Journal**, [S.l.], v. 41, n. 12, p. 37-40, 1999.
- BORTONI, E. C. Are my motors oversized? **Energy Conversion and Management**, [S.l.], v. 50, n. 9, p. 2282-2287, 2009.
- DA CRUZ, B. Session One: Pump Characteristics and ISO Efficiency Curves. **PUMPS: Maintenance, Design, and Reliability Conference 2009 – IDC Technologies**, p. 1–20, 2009.
- GARCIA, A. G. P. *et al.* Energy-efficiency standards for electric motors in Brazilian industry. **Energy Policy**, [S.l.], v. 35, n. 6, p. 3424-3439, 2007.
- KAYA, D. *et al.* Energy efficiency in pumps. **Energy Conversion and Management**, [S.l.], v. 49, n. 6, p. 1662-1673, 2008.
- KÖPP, L. M. *et al.* Caracterização de estações de bombeamento em lavouras de arroz do Rio Grande do Sul. **Engenharia Agrícola**, [S.l.], v. 36, n. 2, p. 342-351, 2016.
- LAMADDALENA, N.; KHILA, S. Energy saving with variable speed pumps in on-demand irrigation systems. **Irrigation Science**, [S.l.], v.30, p.157-166, 2012.
- MORADI-JALAL, M. *et al.* Optimal Design and Operation of Irrigation Pumping Stations. **Journal of Irrigation and Drainage Engineering**, [S.l.], v. 129, n. 3, p. 149-154, 2003.
- MORENO, M. A. *et al.* Development of a new methodology to obtain the characteristic pump curves that minimize the total cost at pumping stations. **Biosystems Engineering**, [S.l.], v. 102, n. 1, p. 95-105, 2009.

OLIVEIRA FILHO, D. *et al.* Dimensionamento de motores para o bombeamento de água. **Engenharia Agrícola**, [S.l.], v. 30, n. 6, p. 1012-1022, 2010.

ROSSMAN, L A. **EPANET 2 USERS MANUAL**. U.S. Environmental Protection Agency, Washington, D.C., EPA/600/R-00/057, 2000.

TRIANNI, A. *et al.* Energy efficiency measures in electric motors systems: A novel classification highlighting specific implications in their adoption. **Applied Energy**, [S.l.], v. 252, p. 113481, 2019.

WAIDE, P.; BRUNNER, C. Energy-Efficiency Policy Opportunities for Electric Motor-Driven Systems. IEA Energy Papers. **International Energy Agency**, [S.l.], n. 2011/07, 132 p. 2011.

## **ARTIGO 3 - MÉTODO INVERSO PARA ESTIMATIVA DO PONTO DE FUNCIONAMENTO DE UNIDADES DE BOMBEAMENTO**

**Artigo submetido como artigo técnico**

### **MÉTODO INVERSO PARA ESTIMATIVA DO PONTO DE FUNCIONAMENTO DE UNIDADES DE BOMBEAMENTO\***

José Henrique Nunes Flores<sup>1</sup>, Lessandro Coll Faria<sup>2</sup>, Adriano Valentim Diotto<sup>3</sup>, Ricardo Scherer Pohndorf<sup>4</sup>, Alberto Colombo<sup>5</sup>

<sup>1</sup>Dr. em Recursos Hídricos, Programa de Pós-Graduação em Recursos Hídricos, Universidade Federal de Lavras, Campus Universitário 3037, Lavras, Brasil (Autor correspondente). E-mail: josenunesflores@hotmail.com

<sup>2</sup>Professor, Centro de Desenvolvimento Tecnológico, Universidade Federal de Pelotas, Rua Gomes Carneiro 01, Pelotas, Brasil. E-mail: lessandro.faria@ufpel.edu.br

<sup>3</sup>Professor, Universidade Federal de Lavras, Campus Universitário 3037, Lavras, Brasil. E-mail: adriano.diotto@ufla.br

<sup>4</sup>Professor, Centro de Desenvolvimento Tecnológico, Universidade Federal de Pelotas, Rua Gomes Carneiro 01, Pelotas, Brasil. E-mail: ricardo.scherer@ufpel.edu.br

<sup>5</sup>Professor, Departamento de Recursos Hídricos, Universidade Federal de Lavras, Campus Universitário 3037, Lavras, Brasil. E-mail: acolombo@ufla.br

\*Este artigo foi extraído da tese de doutorado do primeiro autor no programa de Pós-Graduação em Recursos Hídricos da Universidade Federal de Lavras

### **RESUMO**

A interdependência das características de funcionamento do motor e da bomba constituem uma problemática no equacionamento das variáveis de operação de uma unidade de bombeamento. O desenvolvimento de métodos não-intrusivos para dissociar os parâmetros de funcionamento é uma opção viável, principalmente quando se considera a utilização do método inverso. Neste estudo, foi utilizado o método inverso para o ajuste de três parâmetros de funcionamento de uma unidade de bombeamento, considerando como parâmetro de entrada do motor a rotação síncrona, corrente e tensão nominais, além de um conjunto de dados de rotação, potência elétrica ativa e fator de potência obtidos em ensaio. Foram ajustados os parâmetros da equação de rendimento do motor, fator de potência e escorregamento unitário do motor. O método inverso constitui-se do ajuste dos parâmetros através da diferença dos valores do produto estimado e observado da corrente e tensão. A função objetivo foi ajustada para que existisse uma única resolução do problema, sendo esta única e estável. O erro relativo, em

módulo, das variáveis do motor estimadas foi inferior a 10%. Considerando os valores de vazão, altura manométrica e temperatura da água obtidos no ensaio, estimou-se a potência mecânica no eixo e o rendimento da bomba. Quando comparados aos dados de catálogo, observou-se diferenças de até 20%, para ambas as variáveis da bomba, porém, devido ao tempo de uso da unidade de bombeamento, tais diferenças podem estar ligadas ao desgaste da bomba. Desta forma, pode-se concluir que a metodologia proposta foi capaz de prever as características de funcionamento da unidade de bombeamento.

Palavras-Chave: Bomba centrífuga. Carregamento do motor. Método não-intrusivo. Motor elétrico trifásico.

## 1 INTRODUÇÃO

O consumo energético de motores elétricos acoplados a bombas pode representar até 20% da energia consumida em países desenvolvidos (ALMEIDA *et al.*, 2008), e considerando que em um horizonte próximo o consumo energético tende a aumentar, entender o funcionamento das unidades de bombeamento se faz imprescindível. Trianni *et al.* (2019) identificaram diversos pontos de melhoria possíveis para sistemas alimentados com motores elétricos. Diversas vezes, é necessário a determinação de características como o rendimento do motor, para que possam ser definidas melhorias, como a redução do consumo energético (LI *et al.*, 2015).

A determinação das características de funcionamento é parte fundamental para manejar sistemas elétricos, como as unidades de bombeamento. Porém, existe uma grande complexidade em estimar o funcionamento dos motores, sendo que uma das principais alternativas, e mais barata, é a utilização de métodos não-intrusivos. De acordo com IQBAL *et al.* (2020), os métodos não-intrusivos de monitoramento do carregamento são uma alternativa e uma solução de baixo custo para o monitoramento do funcionamento de sistemas elétricos.

Metodologias foram criadas para monitorar o funcionamento dos motores, levando em consideração grandezas elétricas, rotação ou características ligadas as máquinas acopladas aos motores (KUECK *et al.*, 1995; DLAMINI *et al.*, 2013). Porém, essas metodologias tinham como objetivo central a determinação da eficiência do motor, e não da caracterização completa do sistema. Neste sentido, utilizando o método inverso, objetivou-se desenvolver uma metodologia para estimar as variáveis de funcionamento de uma unidade de bombeamento com base em dados obtidos durante a operação.

## 2 DESENVOLVIMENTO DO MODELO

Os motores assíncronos têm como característica uma curva de torque (conjugado) em função da potência, que entre a rotação nominal ( $N_N$ ) e a rotação síncrona ( $N_S$ ), apresenta um comportamento que pode ser equacionado como através de uma linearização.

$$\frac{\tau}{N_S - N} = \frac{\tau_N}{N_S - N_N} \quad (1)$$

onde:

$\tau$  - Torque do motor [ $M L^2 t^{-2}$ ];

$\tau_N$  - Torque nominal do motor [ $M L^2 t^{-2}$ ];

$N_N$  - Rotação nominal [ $t^{-1}$ ];

$N$  - Rotação [ $t^{-1}$ ]; e,

$N_S$  - Rotação síncrona [ $t^{-1}$ ].

Desse modo, pode ser estimado o torque em qualquer rotação (EQUAÇÃO 2), dado o torque nominal do motor e as rotações nominal e síncrona, sendo essas informações disponíveis na plaqueta de identificação do motor.

$$\tau = \tau_N \cdot \frac{N_S - N}{N_S - N_N} \quad (2)$$

Sabendo que o torque (ou potência) do motor pode ser estimado através da rotação, outro parâmetro que pode ser estimado é o carregamento do motor (EQUAÇÃO 3).

$$k_N = \frac{P_M}{P_{MN}} = \frac{\tau \cdot \omega}{\tau_N \cdot \omega_N} = \frac{\tau \cdot N}{\tau_N \cdot N_N} \quad (3)$$

onde:

$k_N$  - Carregamento do motor baseado na rotação;

$P_M$  - Potência mecânica [ $M L^2 t^{-3}$ ];

$P_{MN}$  - Potência mecânica nominal do motor [ $M L^2 t^{-3}$ ];

$\omega$  - Velocidade angular [ $t^{-1}$ ]; e,

$\omega_N$  - Velocidade angular nominal [ $t^{-1}$ ].

Deste modo, pode-se dizer que o carregamento do motor também pode ser descrito em função das rotações de funcionamento, síncrona e nominal, substituído o torque em função da rotação (EQUAÇÃO 2) na equação do carregamento (EQUAÇÃO 3).

$$k_N = \frac{\tau_N \cdot \frac{N_s - N}{N_s - N_N} \cdot N}{\tau_N \cdot N_N} = \frac{N_s - N}{N_s - N_N} \cdot \frac{N}{N_N} \quad (4)$$

Os autores optaram por desenvolver a equação de carregamento em função da rotação (EQUAÇÃO 4) com base no escorregamento unitário ( $\Delta N$ ) ao invés da rotação nominal, o que traz melhor resultado no momento do ajuste dos parâmetros. Sabendo que o escorregamento unitário é a diferença entre a rotação síncrona e a rotação nominal, a Equação 4 pode ser reescrita para:

$$k_N = \frac{N \cdot (N_s - N)}{\Delta N \cdot (N_s - \Delta N)} \quad (2)$$

onde:

$\Delta N$  - Escorregamento unitário ( $\Delta N = N_s - N_N$ ) [ $t^{-1}$ ].

Em outro sentido, partindo dos conceitos elétricos, a potência mecânica no eixo pode ser descrita como função dos parâmetros elétricos de funcionamento do motor e do rendimento do motor. Considerando motores elétricos trifásicos, a potência mecânica pode ser descrita através da Equação 6.

$$P_M = P_{EA} \cdot \eta_M = \sqrt{3} \cdot I \cdot U \cdot \cos \varphi \cdot \eta_M \quad (6)$$

onde:

$P_{EA}$  - Potência elétrica ativa [ $M L^2 t^{-3}$ ]

$\eta_M$  - Rendimento do motor;

$I$  - Corrente [ $i$ ];

$U$  - Tensão [ $M L^2 t^{-3} i^{-1}$ ]; e,



$\cos\varphi$  - Fator de potência.

Assim como para a rotação, o carregamento do motor (EQUAÇÃO 3) pode ser descrito a partir dos parâmetros elétricos do motor, sabendo que a potência mecânica nominal também pode ser descrita pela Equação 6, porém, com parâmetros elétricos nominais. Dessa forma, substituindo a potência mecânica e a potência mecânica nominal da Equação 3, pela Equação 6, se desenvolve a Equação 7, que descreve o carregamento em função dos parâmetros elétricos.

$$k_E = \frac{P_M}{P_{MN}} = \frac{P_{EA} \cdot \eta_M}{P_{EAN} \cdot \eta_{MN}} = \frac{\sqrt{3} \cdot I \cdot U \cdot \cos\varphi \cdot \eta_M}{\sqrt{3} \cdot I_N \cdot U_N \cdot \cos\varphi_N \cdot \eta_{MN}} = \frac{I \cdot U \cdot \cos\varphi \cdot \eta_M}{I_N \cdot U_N \cdot \cos\varphi_N \cdot \eta_{MN}} \quad (7)$$

onde:

$k_E$  - Carregamento do motor baseado em parâmetros elétricos;

$P_{EAN}$  - Potência elétrica ativa nominal [ $M L^2 t^{-3}$ ]

$\eta_{MN}$  - Rendimento nominal do motor;

$I_N$  - Corrente nominal de funcionamento [ $i$ ];

$U_N$  - Tensão nominal de funcionamento [ $M L^2 t^{-3} i^{-1}$ ]; e,

$\cos\varphi_N$  - Fator de potência nominal.

De acordo com Bernier e Bourret (1999), o rendimento do motor pode ser ajustado através de um modelo exponencial em função do carregamento do motor (EQUAÇÃO 8). O fator de potência também pode ser equacionado pelo mesmo modelo (EQUAÇÃO 9), já que ambos possuem comportamento similar em função do carregamento do motor.

$$\eta_M = A \cdot (1 - e^{-a \cdot k}) \quad (8)$$

$$\cos\varphi = B \cdot (1 - e^{-b \cdot k}) \quad (9)$$

onde:

A, a - Parâmetros de ajuste do rendimento do motor;

B, b - Parâmetros de ajuste do fator de potência; e,

k - Carregamento do motor.

Quando um motor está funcionando no ponto de potência mecânica nominal, o carregamento do motor é igual a 1, desta forma, os modelos de rendimento do motor e fator de potência nominal são independentes do carregamento. Substituindo as Equações 8 e 9 na Equação 7, obtém-se:

$$k_E = \frac{I \cdot U \cdot B \cdot (1 - e^{-b \cdot k}) \cdot A \cdot (1 - e^{-a \cdot k})}{I_N \cdot U_N \cdot B \cdot (1 - e^{-b \cdot 1}) \cdot A \cdot (1 - e^{-a \cdot 1})} = \frac{I \cdot U \cdot (1 - e^{-b \cdot k}) \cdot (1 - e^{-a \cdot k})}{I_N \cdot U_N \cdot (1 - e^{-b}) \cdot (1 - e^{-a})} \quad (10)$$

Para se realizar o ajuste dos parâmetros de funcionamento do motor, a Equação 10 foi reescrita para isolar o produto entre a tensão e a corrente.

$$I \cdot U = \frac{k_E \cdot I_N \cdot U_N \cdot (1 - e^{-b}) \cdot (1 - e^{-a})}{(1 - e^{-b \cdot k}) \cdot (1 - e^{-a \cdot k})} \quad (11)$$

Como o carregamento é uma incógnita, substituiu-se o carregamento dos modelos de rendimento do motor e fator de potência, e o carregamento em função dos parâmetros elétricos, pelo carregamento em função da rotação (EQUAÇÃO 5).

$$I \cdot U = \frac{N \cdot (N_s - N)}{\Delta N \cdot (N_s - \Delta N)} \cdot \frac{I_N \cdot U_N \cdot (1 - e^{-b}) \cdot (1 - e^{-a})}{\left(1 - e^{-b \cdot \left(\frac{N \cdot (N_s - N)}{\Delta N \cdot (N_s - \Delta N)}\right)}\right) \cdot \left(1 - e^{-a \cdot \left(\frac{N \cdot (N_s - N)}{\Delta N \cdot (N_s - \Delta N)}\right)}\right)} \quad (12)$$

Desta forma, o produto entre a tensão e a corrente torna-se função da rotação de funcionamento, rotação síncrona, escorregamento unitário, tensão e corrente nominais, e dos parâmetros de ajuste do rendimento do motor e do fator de potência. A rotação de funcionamento pode ser obtida através de um tacômetro junto ao eixo do motor, já as informações de rotação síncrona, tensão e corrente nominais são obtidas junto à plaqueta do motor. O escorregamento unitário também poderia ser obtido junto a plaqueta do motor, porém, diversos autores desaconselham o uso da rotação nominal do motor, por apresentar erros na ordem de 20% (CHRISTMAN, 2010). Desse modo, o escorregamento unitário será ajustado, juntamente com os parâmetros de ajuste do rendimento do motor (a) e do fator de potência (b), através do método inverso, com base nos dados obtidos no ensaio da unidade de bombeamento.

## 2.1 Ajuste dos parâmetros através do método inverso

Por definição, o método inverso consiste em determinar causas desconhecidas com base na observação dos seus efeitos, sendo o contrário dos métodos diretos, cuja solução envolve encontrar efeitos com base na descrição de suas causas (HOPMANS *et al.*, 2001). Em outras palavras, o método inverso é um método numérico que busca ajustar parâmetros do equacionamento de um modelo com base em dados observados em ensaios, minimizando o erro entre os dados observados e estimados através do equacionamento.

No caso deste trabalho, serão ajustados os parâmetros de ajuste do rendimento do motor (a) e do fator de potência (b) e o escorregamento unitário, a partir de dados obtidos no ensaio de uma unidade de bombeamento. Serão considerados parâmetros de entrada os valores de plaqueta do motor de rotação síncrona, corrente e tensão nominais. Ao passo que os dados de entrada para o ajuste serão os pares de dados de rotação, potência elétrica ativa e fator de potência em diferentes pontos de funcionamento da unidade de bombeamento.

Este estudo foi realizado utilizando uma unidade de bombeamento composta por um motor elétrico de indução trifásico com potência mecânica nominal de 5,52 kW, marca ARNO, modelo ER 112 L e uma bomba centrífuga, marca KSB, modelo ETA - 80-20. Os dados extraídos da plaqueta do motor foram a potência mecânica nominal (7,5 CV = 5,52 kW), tensão nominal (220 V), corrente nominal (21 A) e rotação nominal (1710 rpm). Sabendo que este é um motor de quatro polos, infere-se que a rotação síncrona é 1800 rpm, que é o parâmetro faltante para o desenvolvimento do modelo.

Para a obtenção dos dados de entrada do modelo foram utilizados tacômetro para rotação, e um analisador de qualidade de energia para a potência elétrica ativa e fator de potência. Como modelo para minimização do erro será utilizada a Equação 12, porém, para auxiliar no ajuste dos parâmetros, foi reescrita para que fosse utilizada as propriedades de logaritmo (EQUAÇÃO 13).

$$\log(I \cdot U) = \log\left(\frac{N \cdot (N_s - N)}{\Delta N \cdot (N_s - \Delta N)}\right) + \log(I_N \cdot U_N) + \alpha \quad (13)$$

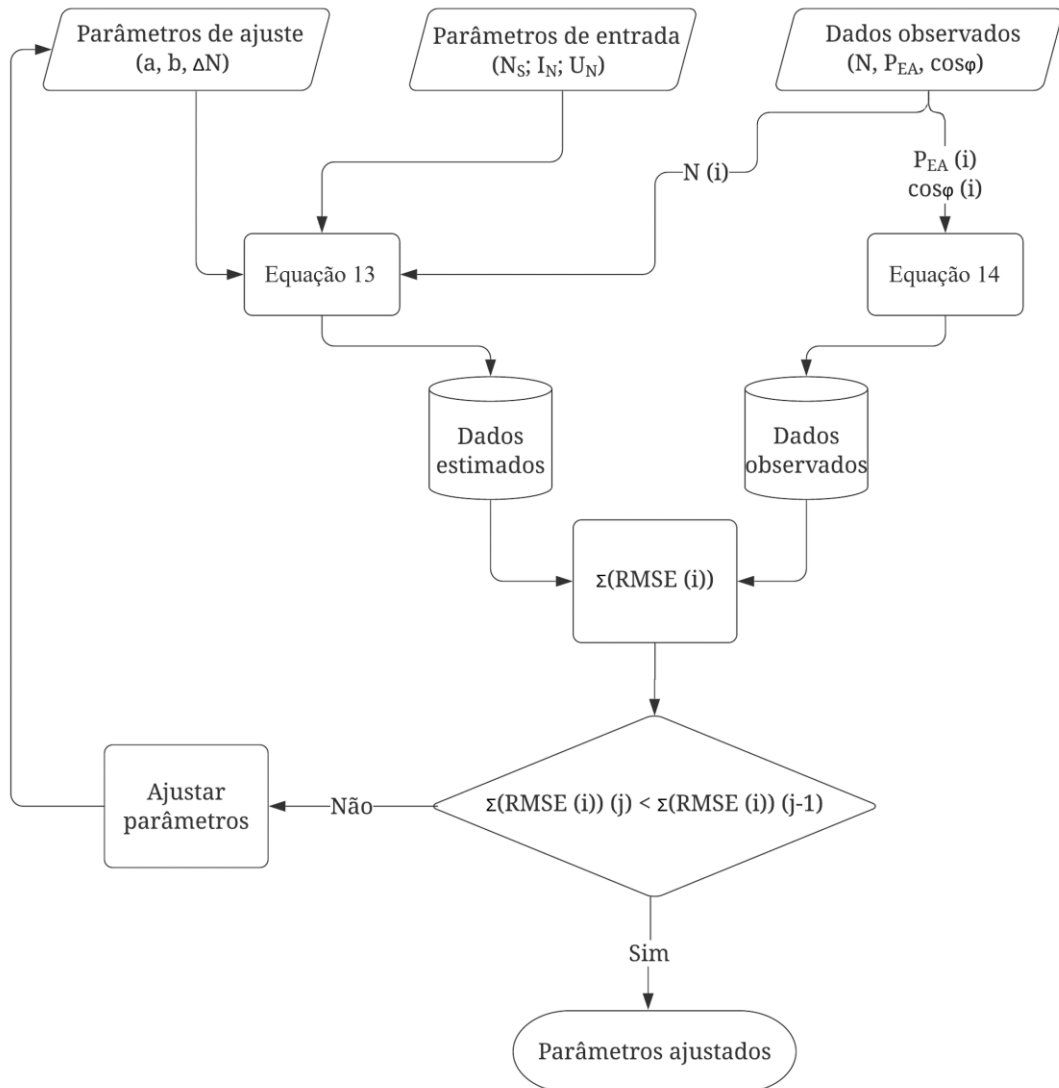
$$+ \log\left(\left(1 - e^{-b}\right) - \left(1 - e^{-b \cdot \left(\frac{N \cdot (N_s - N)}{\Delta N \cdot (N_s - \Delta N)}\right)}\right)\right) + \log\left(\left(1 - e^{-a}\right) - \left(1 - e^{-a \cdot \left(\frac{N \cdot (N_s - N)}{\Delta N \cdot (N_s - \Delta N)}\right)}\right)\right)$$

Na Equação 13 é necessário o produto entre a tensão e a corrente, e para isso, foram utilizados os dados de potência elétrica ativa e fator de potência do motor (EQUAÇÃO 14).

$$I \cdot U = \frac{P_{EA}}{\sqrt{3} \cdot \cos \varphi} \therefore \log(I \cdot U) = \log(P_{EA}) - \log(\sqrt{3} \cdot \cos \varphi) \quad (14)$$

Desta forma, o objetivo do algoritmo é minimizar o erro entre a Equação 13 e a Equação 14, ajustando os parâmetros de ajuste ( $a$ ,  $b$ ,  $\Delta N$ ), com base nos dados obtidos em ensaio ( $N$ ,  $P_{EA}$ ,  $\cos \varphi$ ) e nos dados da plaqueta do motor ( $N_s$ ,  $I_N$ ,  $U_N$ ). A Figura 1 traz o fluxograma de cálculo do algoritmo.

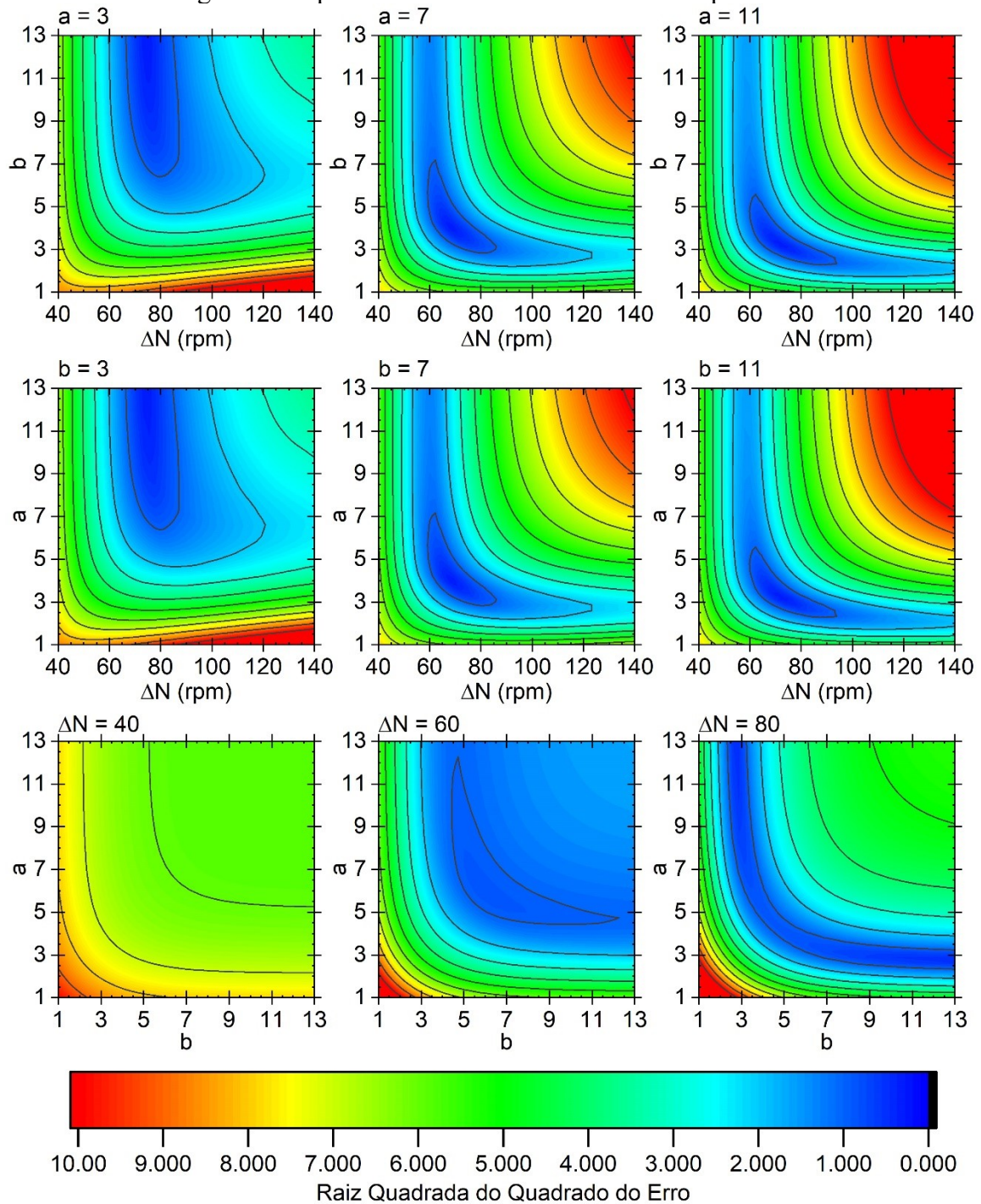
Figura 1 - Fluxograma de cálculo do algoritmo.



Fonte: Do autor (2022).

Para que o método inverso se apresente como uma opção de resolução de problemas, é necessário que exista uma solução única e estável (HOPMANS *et al.*, 2001). A demonstração da única resolução do problema é feita utilizando-se da superfície do erro utilizando diferentes pares de parâmetros, identificando que haja uma região bem definida onde o erro é mínimo. Observando a Figura 2 é possível verificar que existe solução única para o problema, ao passo que, existe uma região onde o erro é minimizado.

Figura 2 - Superfície de contorno do erro com os parâmetros.



Fonte: Do autor (2022).

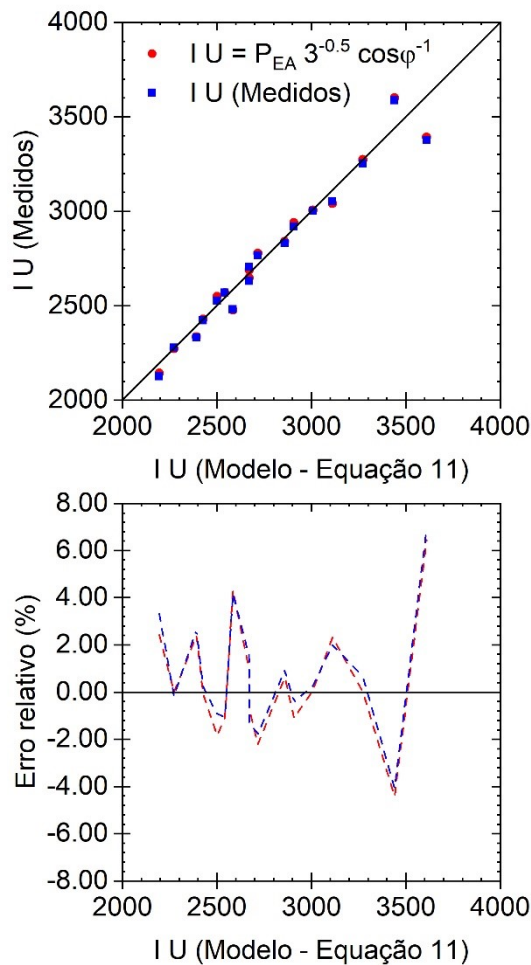
O parâmetro de ajuste da equação do rendimento do motor em função do carregamento (a) tem valores que variam entre 3 e 11, e apresentam dependência do rendimento nominal do motor (GARCIA, 2003). O parâmetro de ajuste do fator de potência em função do carregamento (b) não apresenta dados na literatura, porém, por seu comportamento ser semelhante ao

parâmetro anterior (a), assume-se que ele tenha valores semelhantes. Desta forma, tem-se como estimativa inicial para ambos os parâmetros um valor central (7).

A estimativa do escorregamento unitário ( $\Delta N$ ) pode ser feita com base no escorregamento unitário nominal apresentado na plaqueta do motor como parâmetro inicial. Porém, os autores perceberam que este valor para este estudo não é adequado, sendo que no momento da criação das superfícies de erro, notou-se que o valor adequado seria 60 rpm (FIGURA 2).

O erro relativo dos dados modelados em relação aos dados medidos foi inferior a 7% (FIGURA 3). O erro foi semelhante quando se considerou o produto  $U I$  mensurados diretamente, através do medidor de qualidade de energia, ou calculado com base na potência elétrica ativa e fator de potência (EQUAÇÃO 14).

Figura 3 - Produto da corrente com a tensão ( $U I$ ) medidos com os dados estimados e o erro relativo do modelo.



Fonte: Do autor (2022).

O coeficiente B da equação de fator de potência foi obtido através de ajuste, que consistiu em reduzir a soma do quadrado dos desvios entre valores estimados (EQUAÇÃO 9) e os valores mensurados no ensaio. Os valores estimados de fator de potência utilizaram-se do carregamento em função da rotação (EQUAÇÃO 5). Já o coeficiente A do rendimento do motor foi estimado através da Equação 15.

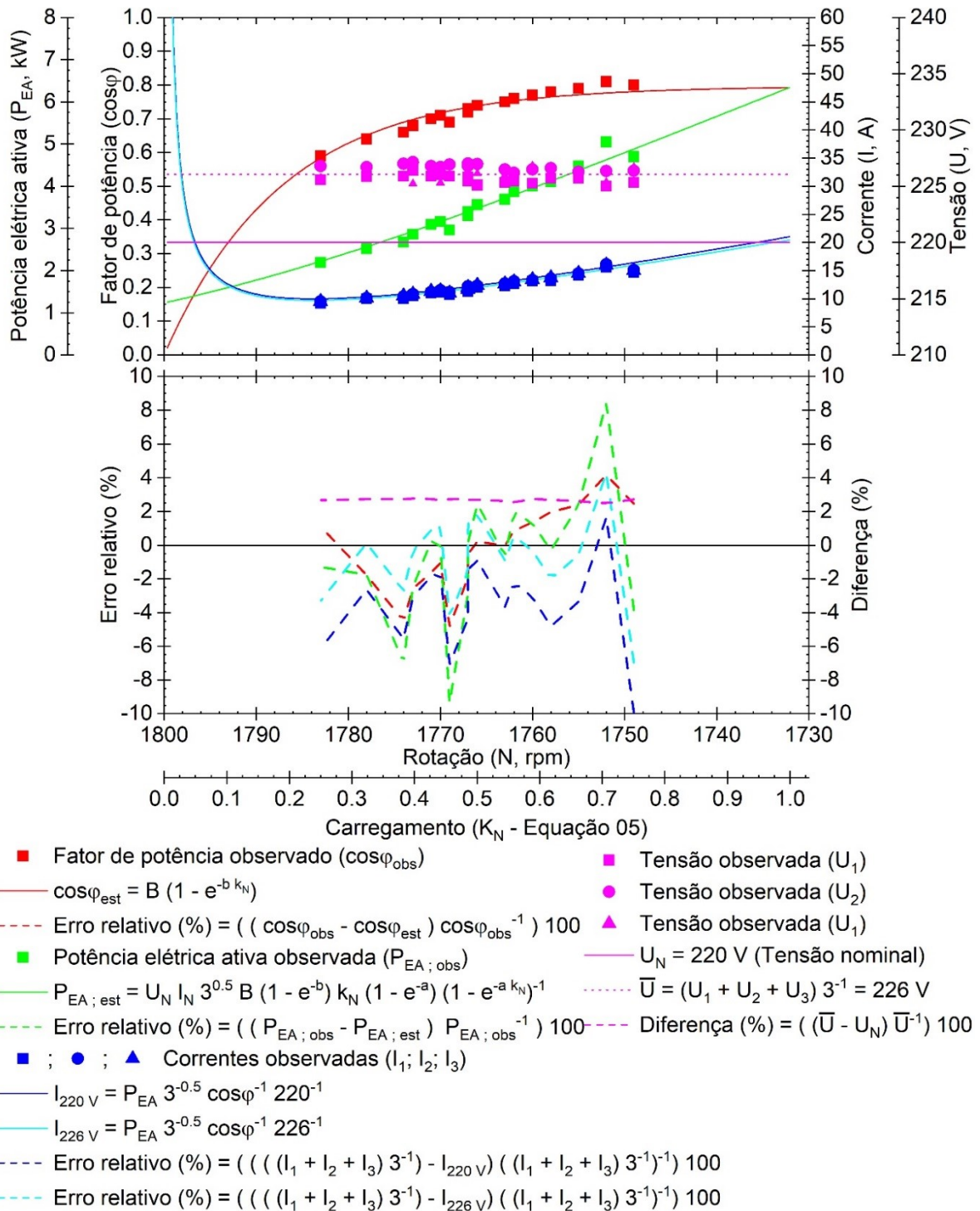
$$P_{MN} = P_{EAN} \cdot \eta_{MN} = P_{EAN} \cdot A \cdot (1 - e^{-a}) \therefore A = \frac{P_{MN}}{P_{EAN} \cdot (1 - e^{-a})} = \frac{P_{MN}}{U_N \cdot I_N \cdot B \cdot (1 - e^{-a}) \cdot \sqrt{3} \cdot (1 - e^{-a})} \quad (15)$$

### 3 RESULTADOS DO MODELO

Após o ajuste dos parâmetros, foram estimados a potência elétrica ativa ( $P_{EA}$ ), fator de potência ( $\cos\phi$ ) e a corrente (I), e foram calculados os erros relativos entre os valores estimados e os valores observados (FIGURA 4). A corrente foi estimada com base em duas tensões, a nominal (220 V) e a tensão média observada (226 V). A diferença entre a média das tensões observadas e a tensão nominal é de aproximadamente 3%. O erro relativo, em módulo, foi inferior a 10% para todas as variáveis.



Figura 4 - Potência elétrica ativa ( $P_{EA}$ ), fator de potência ( $\cos\phi$ ), corrente (I) e tensão (U), observados, estimados e erro relativo, em função da rotação (N) e carregamento ( $k_N$ ) da unidade de bombeamento.



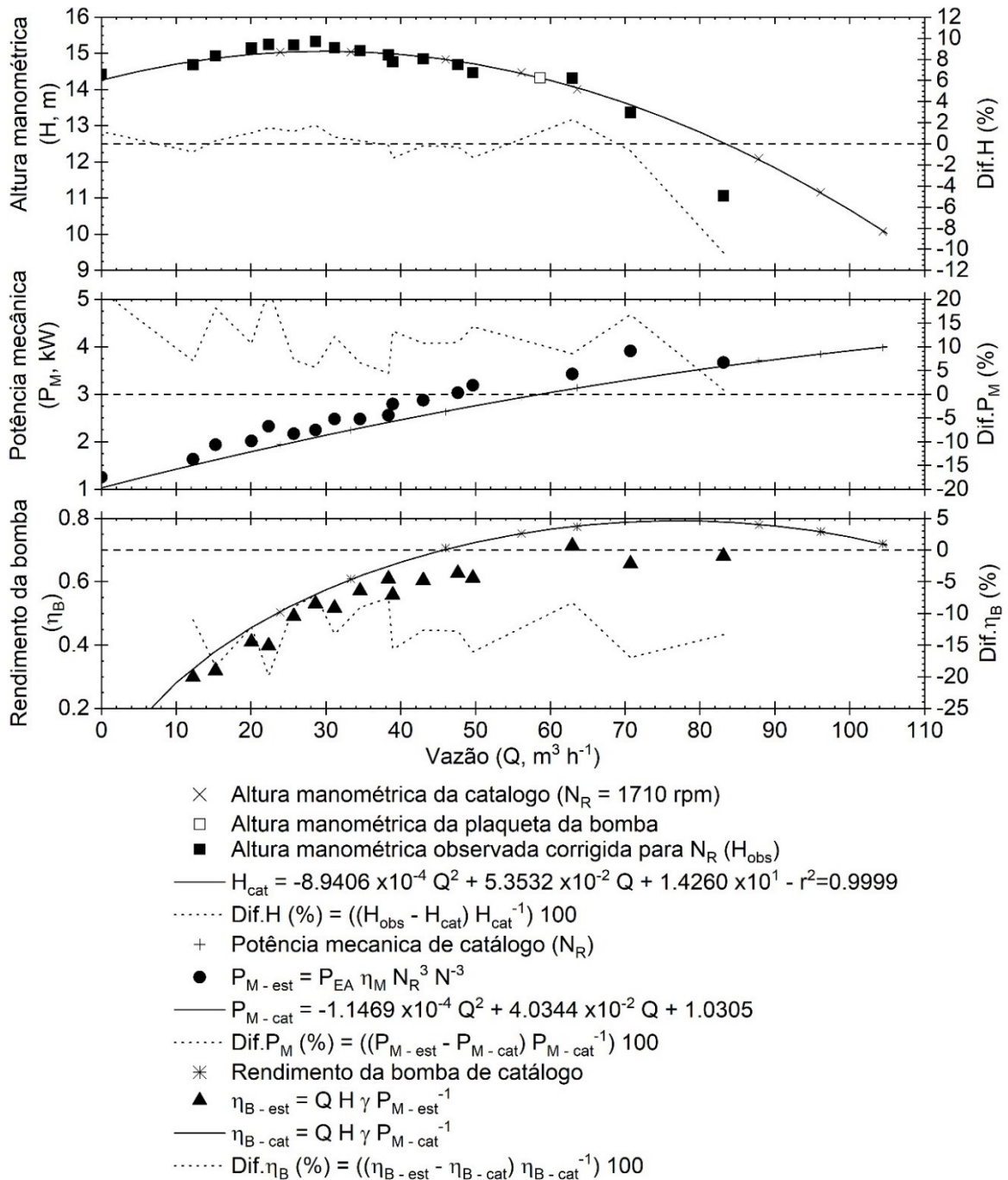
Fonte: Do autor (2022).

O erro relativo do fator de potência foi inferior a 4%, sendo este, o menor erro relativo dentre as variáveis estudadas, já a potência elétrica ativa foi a variável que apresentou o maior erro relativo. Os maiores erros relativos da potência elétrica ativa estão ligados diretamente aos

maiores erros de fator de potência, o que pode ser resultado de um ponto de dados com problema de leitura, ou algum problema na tensão da rede. A tensão média foi maior que a tensão nominal de funcionamento do motor (220 V), sendo seu valor médio 226 V. Devido a isso, a corrente foi calculada duas vezes, considerando a tensão nominal e a tensão média medida, sendo que para os valores estimados utilizando a tensão média medida, os erros relativos foram menores.

Simultaneamente as variáveis elétricas mensuradas (correntes, tensões, fator de potência e potência elétrica ativa) e a rotação da unidade de bombeamento, foram mensurados a vazão bombeada e altura manométrica, ambos ligados ao funcionamento da bomba. Com base nos valores disponíveis na plaqueta (vazão de 60 m<sup>3</sup> h<sup>-1</sup> com uma altura manométrica de 15 m, a uma rotação de 1750 rpm) foi possível identificar a bomba (KSB, ETA 80-20) e obter suas curvas características junto ao catálogo do fabricante. As curvas características de altura manométrica e potência mecânica, em função da vazão, foram identificadas no catálogo, consideravam como rotação 1710 rpm e o rotor com 183 mm de diâmetro. A partir de pares de dados extraídos das curvas características da bomba foi possível ajustar parâmetros para polinômios de segundo para as curvas de altura manométrica e potência mecânica em função da vazão, representadas na Figura 5. Já o valor de rendimento da bomba foi estimado com base na potência hidráulica (dependente da altura manométrica e da vazão) e na potência mecânica, considerando as curvas ajustadas com base nos dados de catálogo.

Figura 5 - Altura manométrica, potência mecânica e rendimento da bomba em função da vazão bombeada obtidas junto ao catálogo e através do ensaio.



Fonte: Do autor (2022).

Foram observados no ensaio os dados de vazão, altura manométrica e temperatura da água para cada ponto de funcionamento do conjunto. Os dados observados de altura manométrica foram representados por pontos no primeiro gráfico da Figura 5. Utilizando as variáveis potência elétrica ativa e rendimento do motor estimadas, foi calculada a potência mecânica da unidade de bombeamento. Por fim, estimou-se o rendimento da bomba a partir da

vazão e altura manométrica observadas, peso específico da água (baseado na temperatura) e da potência mecânica estimada com os dados do motor.

A altura manométrica observada apresentou diferenças menores que 2% da relação ao catálogo, com exceção ao ponto de maior vazão. O ponto com maior vazão apresentou altura manométrica 10% menor que o dado de catálogo, o que pode estar ligado a cavitação. Este comportamento foi semelhante ao descrito por Azevedo (2014) em uma unidade de bombeamento com uso de inversor de frequência. São necessários mais ensaios para confirmar que este fenômeno seja resultado da cavitação, porém, este ponto de funcionamento coincide com o ponto onde há o maior fator de potência (0,81 x 1752 rpm) e potência elétrica ativa (5,05 kW x 1752 rpm) o que pode ser um indicador.

Os dados estimados de potência mecânica foram maiores que os dados de catálogo, com diferenças de até 20%. O ponto com maior diferença corresponde a um ponto com erros relativo de -4,8% no fator de potência (0,69 x 1769 rpm) e -9.4% na potência elétrica ativa (2.96 kW x 1769 rpm). Estas diferenças podem estar ligadas a modelagem, ou, devido ao tempo de uso da unidade, podem também estar ligado ao desgaste.

De acordo com Cartwright e Eaton (2008) é possível que a eficiência da unidade de bombeamento reduza em até 10% após anos de uso, dados que corroboram com os encontrados por Papa *et al.* (2018). Nesse sentido, bombas usadas para garantir a mesma altura manométrica e vazão de catálogo, necessitam de uma potência mecânica maior que a de catálogo, o que reduz a eficiência da bomba. Na unidade de bombeamento estudada, foi possível estimar reduções de até 20% no rendimento da bomba. Reduções maiores de rendimento da bomba foram indicados por Eaton *et al.* (2014), que observaram reduções de até 43% no ponto de máximo rendimento.

#### **4 CONCLUSÕES**

Através da metodologia proposta foi possível estimar as variáveis de funcionamento do motor utilizando como parâmetros de entrada a rotação síncrona, corrente e tensão nominal, e como dados de ensaio a rotação, potência elétrica ativa e fator de potência, através do ajuste de três parâmetros. Também foi possível com os dados de vazão e altura manométrica observados estimar o rendimento e a potência mecânica necessária para o acionamento da bomba.

## REFERÊNCIAS

- ALMEIDA, A. T., FERREIRA, F. J. T. E.; FONG, J.; FONSECA, P. **EuP Lot 11 Motors, Final report to the European Commission**. 2008. Disponível em: <https://circabc.europa.eu/sd/d/62415be2-3d5a-4b3f-b29a-d1760f4dc11a/Lot11%20Motors%201-8%20final%2028-04-08.pdf>. Acesso em: 10 set. 2021
- AZEVEDO, N. F. de. **Estimativas de Consumo de Energia de Unidades de Bombeamento Operando com e sem Inversor de Frequência**. 2014. 74 p. Dissertação (Mestrado em Recursos Hídricos em Sistemas Agrícolas) – Universidade Federal de Lavras, Lavras, MG, 2014.
- BERNIER, M. A.; BOURRET, B. Pumping energy and variable frequency drives. **ASHRAE Journal**, [S.l.], v. 41, n. 12, p. :37-40, 1999.
- CARTWRIGHT, S.; EATON, B. Accurate measurement of pump efficiency improvements using “cutting-edge” technology. New Zealand Water and Waste Association Annual Conference. **Anais [...]**. Wellington - New Zealand: 2008 Disponível em: <https://www.google.com/url?q=https://12240->. Acesso em: 05 out. 2021.
- CHRISTIMAN, K. D. **Methods for rapid estimation of motor input power in HVAC assessments**. 171 p. 2010. Thesis (Master of Science) - Texas A&M Universit. Texas, 2010.
- DLAMINI, V.; NAIDOO, R. MANYAGE, M. A Non-Intrusive Method for Estimating Motor Efficiency Using Vibration Signature Analysis. **International Journal of Electrical Power and Energy Systems**, [S.l.], v. 45, p. 384-390, 2013. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijepes.2012.09.015>. Acesso em: 22 nov. 2021.
- EATON, B. *et al.* Capacity and Condition - The Critical Elements for Infrastructure Planning. In: NEW ZEALAND WATER AND WASTE ASSOCIATION ANNUAL CONFERENCE. **Anais [...]**. Hamilton, New Zealand, 2014. Disponível em: <https://12240-console.memberconnex.com/>. Acesso em: 16 set. 2021.
- GARCIA, A. G. P. **Impacto da lei de eficiência energética para motores elétricos no potencial de conservação de energia na indústria**. 2003. 139 p. Tese (Pós-Graduação de Engenharia) - Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, RJ, 2003.
- IQBAL, H. K.; MALIK, F. H.; MUHAMMAD, A.; QURESHI, M. A.; ABBASI, M. N.; CHISHTI, A. R. A critical review of state-of-the-art non-intrusive load monitoring datasets. **Electric Power Systems Research**, [S.l.], v. 192, p. 106-921, 03 mar. 2021.
- HOPMANS, J. W. **Inverse Methods in Methods of Soil Analysis**. Part 4, Physical Methods. 2001. Disponível em: [https://www.researchgate.net/publication/236901710\\_Inverse\\_Methods](https://www.researchgate.net/publication/236901710_Inverse_Methods). Acesso em: 21 set. 2021.
- KUECK, J. D.; OTADUY, P.; HSU, J. **Evaluation of Methods for Estimating Motor Efficiency Without Removing Motor from Service**. Ebook, 1995. Disponível em: [https://www.aceee.org/files/proceedings/1995/data/papers/SS95\\_Panel2\\_Paper52.pdf](https://www.aceee.org/files/proceedings/1995/data/papers/SS95_Panel2_Paper52.pdf). Acesso em: 20 set. 2021;

LI, Y.; LIU, M.; LAU, J.; ZHANG, B. A novel method to determine the motor efficiency under variable speed operations and partial load. **Applied Energy**, [S.l.], v. 144, p. 234-240, 2015). Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.01.064>. Acesso em: 10 out. 2021.

PAPA, F.; RADULJ, D.; NAULT, J. Pump Performance & Energy Efficiency Testing & Benchmarking. In: WDSA / CCWI JOINT CONFERENCE 2018. **Anais [...]**. Ontario: 2018. Disponível em: <https://ojs.library.queensu.ca/index.php/wdsa-ccw/article/view/12267>. Acesso em: 21 set. 2021.

TRIANNI, A.; CAGNO, E.; ACCORDINI, D. Energy efficiency measures in electric motors systems: A novel classification highlighting specific implications in their adoption. **Applied Energy**, [S.l.], v. 252 p. 113-481, 2019. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.113481>. Acesso em: 10 out. 2021.

## APÊNDICE A

Neste apêndice será apresentada uma metodologia ainda em desenvolvimento, que pode contribuir para o desenvolvimento do Artigo 2. A metodologia descrita abaixo ainda não foi finalizada, porém, os resultados iniciais demonstram que os parâmetros ajustados no Artigo II podem ser estimados com dados de plaqueta e catálogo, sem necessidade das curvas do motor propriamente ditas.

### 1 REFERENCIAL TEÓRICO

#### 1.1 Bomba

Bombas são máquinas responsáveis por transformar a energia mecânica em energia hidráulica, ou seja, comunicam ao fluido um acréscimo de energia, possibilitando então seu escoamento de um ponto a outro (CARVALHO; OLIVEIRA, 2014). As turbobombas transportam uma vazão  $Q$  [ $L^3 t^{-1}$ ], a uma determinada altura manométrica  $H$  [L], necessitando de uma potência  $P_M$  [ $M L^2 t^{-3}$ ] e uma carga de pressão na entrada  $NPSH$  [L], com uma eficiência  $\eta_B$ , considerando-se uma rotação  $N$  [ $t^{-1}$ ] e um diâmetro de rotor  $d_r$  [L]. Quando as grandezas supracitadas são apresentadas em formas de gráficos, tem-se a constituição das curvas características das turbobombas (MACINTYRE, 2016).

As turbobombas caracterizam-se principalmente por seus valores de altura manométrica e vazão correspondentes, quando se expressam essas relações em forma de gráfico, tem-se a curva característica principal (ANDRADE FILHO, 2009). Do ponto de vista de dimensionamento, o equacionamento das curvas características é imprescindível para o desenvolvimento de softwares e algoritmos (MORENO *et al.*, 2009).

A curva característica principal ( $H(Q)$ ), pode ser ajustada através de um modelo potencial (EQUAÇÃO 1). Este é o modelo utilizado pelo software de redes hidráulicas EPANET 2.0 (ROSSMAN, 2000).

$$H(Q) = a_0 - a_1 \cdot Q^{a_2} \quad (1)$$

onde:

H - Altura manométrica [L]

Q - Vazão [ $L^3 t^{-1}$ ];

- $a_0$  - Parâmetro de ajuste [L];  
 $a_1$  - Parâmetro de ajuste [ $t^{a_2} L^{-2 a_2}$ ]; e,  
 $a_2$  - Parâmetro de ajuste.

A potência cedida ao fluido pela bomba pode ser determinada a partir da vazão e da altura manométrica, através da equação:

$$P_H(Q) = \rho \cdot g \cdot H(Q) \cdot Q \quad (2)$$

onde:

- $P_H$  - Potência hidráulica [ $M L^2 t^{-3}$ ];  
 $\rho$  - Massa específica [ $M L^{-3}$ ];  
 $g$  - Aceleração da gravidade [ $L t^{-2}$ ];  
 $H$  - Altura manométrica [L]; e,  
 $Q$  - Vazão [ $L^3 t^{-1}$ ].

Como toda máquina, a bomba possui rendimento, que relaciona a potência cedida ao fluido ( $P_H$ ) e a potência absorvida pelo eixo ( $P_M$ ). O rendimento da bomba pode ser correlacionado com a vazão bombeada, dando origem a curva característica de rendimento da bomba ( $\eta_B(Q)$ ). Moradi-Jalal *et al.* (2003) propõem a utilização de um polinômio de segundo grau para ajustar uma equação de rendimento da bomba em função da vazão (EQUAÇÃO 5), assim como Costa *et al.* (2018) e Loureiro (2013).

$$\eta_B(Q) = b_0 + b_1 \cdot Q + b_2 \cdot Q^2 \quad (3)$$

onde:

- $\eta_B$  - Rendimento da bomba;  
 $Q$  - Vazão [ $L^3 t^{-1}$ ];  
 $b_0$  - Parâmetro de ajuste;  
 $b_1$  - Parâmetro de ajuste [ $t^1 L^{-3}$ ]; e,  
 $b_2$  - Coeficientes de ajuste [ $t^2 L^{-6}$ ].



Deste modo, tendo em vista que a potência hidráulica e o rendimento podem ser obtidos através das curvas características, e levando em consideração o conceito de rendimento da bomba, a potência mecânica pode ser obtida através de:

$$P_M(Q) = \frac{P_H}{\eta_B} = \frac{\rho \cdot g \cdot H(Q) \cdot Q}{\eta_B(Q)} \quad (4)$$

onde:

$P_M$  - Potência mecânica [ $M L^2 t^{-3}$ ];

$P_H$  - Potência hidráulica [ $M L^2 t^{-3}$ ];

$\rho$  - Massa específica [ $M L^{-3}$ ];

$g$  - Aceleração da gravidade [ $L t^{-2}$ ];

$H$  - Altura manométrica [ $L$ ];

$Q$  - Vazão [ $L^3 t^{-1}$ ]; e,

$\eta_B$  - Rendimento da bomba.

Porém, a vazão, altura manométrica, e, por consequência, as potências (hidráulica e mecânica) estão atreladas a uma determinada rotação. Ou seja, quando se altera a rotação estes valores sofrem alterações. Neste sentido, considerando unidades de bombeamento com inversores de frequência, Alves *et al.* (2002) utilizaram para predição das curvas as relações de semelhança mecânica de Rateaux (EQUAÇÕES 5, 6 e 7).

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2} \quad (5)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left( \frac{N_1}{N_2} \right)^2 \quad (6)$$

$$\frac{P_{M.1}}{P_{M.2}} = \left( \frac{N_1}{N_2} \right)^3 \quad (7)$$

onde:

$Q_1$  - Vazão [ $L^3 t^{-1}$ ] na rotação 1 ( $N_1$ );

$Q_2$  - Vazão [ $L^3 t^{-1}$ ] na rotação 2 ( $N_2$ );

$H_1$  - Altura manométrica total [ $L$ ] na rotação 1 ( $N_1$ );

- $H_2$  - Altura manométrica total [L] na rotação 2 ( $N_2$ );  
 $P_{M.1}$  - Potência mecânica [ $M L^2 t^{-3}$ ] na rotação 1 ( $N_1$ );  
 $P_{M.2}$  - Potência mecânica [ $M L^2 t^{-3}$ ] na rotação 2 ( $N_2$ );  
 $N_1$  - Rotação 1 [ $t^{-1}$ ]; e,  
 $N_2$  - Rotação 2 [ $t^{-1}$ ].

## 1.2 Motor

Existem muitas grandezas que variam com o funcionamento do motor elétrico (GARCIA, 2003), sendo as principais a serem utilizadas neste estudo: Potência mecânica ( $P_M$  [ $M L^2 t^{-3}$ ]); Potência elétrica ( $P_{EA}$  [ $M L^2 t^{-3}$ ]); Torque ( $\tau$  [ $M L^2 t^{-2}$ ]); Rotação ( $N$  [ $t^{-1}$ ]); Corrente ( $I$  [i]); Fator de potência ( $\cos\phi$ ); Rendimento do motor ( $\eta_M$ ); e, Carregamento ( $k$ ). Assim como nas bombas, os motores também apresentam curvas características, porém, as principais curvas respectivas ao funcionamento do motor, estão ligadas a potência relativa à potência nominal (EQUAÇÃO 8), ou carregamento ( $k$ ).

$$\frac{P_M}{P_{M.N}} = k \quad (8)$$

onde:

$k$  - Carregamento do motor;

$P_M$  - Potência mecânica [ $M L^2 t^{-3}$ ]; e,

$P_{MN}$  - Potência mecânica nominal do motor [ $M L^2 t^{-3}$ ].

Neste ponto, cabe ressaltar que existem dois pontos principais no quesito do funcionamento normal do motor, sendo determinados como os limites. O primeiro ponto é o de carga nominal do motor, que resulta na potência nominal do motor ( $P_{MN}$  [ $M L^2 t^{-3}$ ]), com a rotação nominal ( $N_N$  [ $t^{-1}$ ]) e onde o torque corresponde ao torque nominal ( $\tau_N$  [ $t^{-1}$ ]), caracterizando-se com carregamento igual a um. Ressalta-se que para este ponto de funcionamento, os motores normalmente apresentam todas as grandezas impressas na plaqueta de identificação, deste modo, possibilitando ser ponto de partida para a modelagem do motor.

O segundo ponto de interesse é o ponto de carga zero, que se caracteriza pelo funcionamento totalmente sem carga, desacoplado de qualquer equipamento que possa gerar carga. Este ponto caracteriza-se pelo torque ser zero, considerando-se a rotação síncrona ( $N_S$  [ $t$

<sup>1</sup>)), gerando uma potência mecânica de zero. Em condições normais de operação o motor funciona entre estes dois pontos limite. Porém, em alguns casos, é possível que o motor funcione acima do ponto de carga nominal, o que é denominado de funcionamento em sobrecarga.

Para os fins deste trabalho, como interessa somente valores de torque entre a rotação nominal e síncrona, será utilizada a teoria de linearização do torque. Este método serve como base em diversos trabalhos de estimativa do carregamento do motor em função da rotação. Considerando então o conceito de linearização, o torque do motor torna-se função do torque nominal e rotação síncrona, nominal e do torque em questão (EQUAÇÃO 9).

$$\frac{\tau}{\omega_s - \omega} = \frac{\tau_N}{\omega_s - \omega_N} \therefore \tau = \tau_N \cdot \frac{\omega_s - \omega}{\omega_s - \omega_N} \quad (9)$$

onde:

$\tau$  - Torque do motor [ $M L^2 t^{-2}$ ];

$\tau_N$  - Torque nominal do motor [ $M L^2 t^{-2}$ ];

$\omega$  - Velocidade angular [ $t^{-1}$ ];

$\omega_s$  - Velocidade angular síncrona [ $t^{-1}$ ]; e,

$\omega_N$  - Velocidade angular nominal [ $t^{-1}$ ].

Considerando o conceito de potência mecânica (EQUAÇÃO 10), a Equação 9 pode ser reescrita para estimativa da potência mecânica em função da rotação (EQUAÇÃO 11).

$$P_M = \tau \cdot \omega \therefore P_{M,N} = \tau_N \cdot \omega_N \quad (10)$$

$$P_M(\omega) = P_{M,N} \cdot \frac{\omega}{\omega_N} \cdot \frac{\omega_s - \omega}{\omega_s - \omega_N} \quad (11)$$

onde:

$P_M$  - Potência mecânica [ $M L^2 t^{-3}$ ];

$\tau$  - Torque do motor [ $M L^2 t^{-2}$ ];

$\omega$  - Velocidade angular [ $t^{-1}$ ];

$P_{M,N}$  - Potência mecânica nominal do motor [ $M L^2 t^{-3}$ ];

$\tau_N$  - Torque nominal do motor [ $M L^2 t^{-2}$ ];

$\omega_N$  - Velocidade angular nominal [ $t^{-1}$ ]; e,  
 $\omega_S$  - Velocidade angular síncrona [ $t^{-1}$ ].

O rendimento do motor é um dos parâmetros que são disponibilizados pelos fabricantes, para seu equacionamento Bernier e Bourret (1999) propuseram a utilização de um modelo do tipo exponencial para estimar o rendimento em função do carregamento (EQUAÇÃO 12).

$$\eta_M(k) = d_0 \cdot (1 - e^{-d_1 \cdot k}) \quad (12)$$

onde:

$\eta_M$  - Rendimento do motor;  
 $k$  - Carregamento do motor; e,  
 $d_0$  e  $d_1$  - parâmetros de ajuste.

O fator de potência também pode ser modelado através de uma equação semelhante.

$$\cos \varphi(k) = e_0 \cdot (1 - e^{-e_1 \cdot k}) \quad (13)$$

onde:

$\cos \varphi$  - Fator de potência;  
 $k$  - Carregamento do motor; e,  
 $e_0$  e  $e_1$  - parâmetros de ajuste.

Outra grandeza que apresenta variação com o funcionamento do motor é a corrente.

$$I(k) = \frac{P_M}{\sqrt{3} \cdot U \cdot \eta_M(k) \cdot \cos \varphi(k)} = \frac{P_{M,N} \cdot k}{\sqrt{3} \cdot U \cdot \eta_M(k) \cdot \cos \varphi(k)} \quad (14)$$

onde:

$I$  - Corrente [ $i$ ];  
 $P_M$  - Potência mecânica [ $M L^2 t^{-3}$ ];  
 $U$  - Tensão [ $M L^2 t^{-3} i^{-1}$ ];  
 $\eta_M$  - Rendimento do motor;  
 $\cos \varphi$  - Fator de potência;  
 $k$  - Carregamento do motor; e,

$P_{M,N}$  - Potência mecânica nominal do motor [ $M L^2 t^{-3}$ ].

### 1.3 Desenvolvimento do modelo

#### 1.3.1 Bomba

Utilizou-se a Equação 1 para a estimativa da altura manométrica em função da vazão, e para o ajuste dos parâmetros, foram utilizados dados retirados da curva da bomba, disponíveis no catálogo. Para o ajuste dos parâmetros, são necessários três pares de dados de altura manométrica (H) e vazão (Q): vazão zero (*shut-off*), máximo rendimento e máxima vazão (ROSSMAN, 2000).

$$a_0 = H_{Q=0} \quad (15)$$

$$a_1 = \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{H_{Q=0} - H_{Q=BEP}}{Q_{BEP}^{a_2}} + \frac{H_{Q=0} - H_{Q=Máx}}{Q_{Máx}^{a_2}} \right) \quad (16)$$

$$a_2 = \frac{\log \left( \frac{H_{Q=BEP} - H_{Q=0}}{H_{Q=Máx} - H_{Q=0}} \right)}{\log \left( \frac{Q_{BEP}}{Q_{Máx}} \right)} \quad (17)$$

Onde:

$a_0$  - Parâmetro de ajuste (m);

$a_1$  - Parâmetro de ajuste ( $h^{a_2} m^{-2 a_2}$ );

$a_2$  - Parâmetro de ajuste;

$H_{Q=0}$  - Altura manométrica com vazão zero (m);

$H_{Q=BEP}$  - Altura manométrica na vazão de máximo rendimento (m);

$H_{Q=Máx}$  - Altura manométrica na máxima vazão (m);

$Q_{BEP}$  - Vazão de máximo rendimento ( $m^3 h^{-1}$ ); e,

$Q_{Máx}$  - Máxima vazão ( $m^3 h^{-1}$ ).

Para o ajuste dos parâmetros do modelo de rendimento da bomba em função da vazão (EQUAÇÃO 3) também foram utilizados os dados da curva de catálogo, novamente três pares de dados, baseados no ponto de máximo rendimento da bomba. Para isto determinou-se que os pares de dados ( $\eta(Q)$ ) seriam obtidos no ponto de máximo rendimento, e nos pontos correspondentes a 80% e 120% da vazão de máximo rendimento. Como foi utilizado um modelo polinomial de segundo grau, optou-se por realizar o ajuste a partir de um sistema linear de matrizes, e resolvendo pelo método de Cramer, os parâmetros podem ser equacionados.

$$D_{0.1} = (\eta_{Q=0.8BEP} \cdot Q_{BEP}^2 \cdot Q_{1.2BEP}) + (\eta_{Q=BEP} \cdot Q_{1.2BEP}^2 \cdot Q_{0.8BEP}) + (\eta_{Q=1.2BEP} \cdot Q_{0.8BEP}^2 \cdot Q_{BEP}) \quad (18)$$

$$D_{0.2} = (\eta_{Q=0.8BEP} \cdot Q_{1.2BEP}^2 \cdot Q_{BEP}) + (\eta_{Q=BEP} \cdot Q_{0.8BEP}^2 \cdot Q_{1.2BEP}) + (\eta_{Q=1.2BEP} \cdot Q_{BEP}^2 \cdot Q_{0.8BEP}) \quad (19)$$

$$D_{1.1} = (\eta_{Q=0.8BEP} \cdot Q_{1.2BEP}^2) + (\eta_{Q=BEP} \cdot Q_{0.8BEP}^2) + (\eta_{Q=1.2BEP} \cdot Q_{BEP}^2) \quad (20)$$

$$D_{1.2} = (\eta_{Q=0.8BEP} \cdot Q_{BEP}^2) + (\eta_{Q=BEP} \cdot Q_{1.2BEP}^2) + (\eta_{Q=1.2BEP} \cdot Q_{0.8BEP}^2) \quad (21)$$

$$D_{2.1} = (\eta_{Q=0.8BEP} \cdot Q_{BEP}) + (\eta_{Q=BEP} \cdot Q_{1.2BEP}) + (\eta_{Q=1.2BEP} \cdot Q_{0.8BEP}) \quad (22)$$

$$D_{2.2} = (\eta_{Q=0.8BEP} \cdot Q_{1.2BEP}) + (\eta_{Q=BEP} \cdot Q_{0.8BEP}) + (\eta_{Q=1.2BEP} \cdot Q_{BEP}) \quad (23)$$

$$D_{D.1} = (Q_{0.8BEP}^2 \cdot Q_{BEP}) + (Q_{BEP}^2 \cdot Q_{1.2BEP}) + (Q_{1.2BEP}^2 \cdot Q_{0.8BEP}) \quad (24)$$

$$D_{D.2} = (Q_{0.8BEP}^2 \cdot Q_{1.2BEP}) + (Q_{BEP}^2 \cdot Q_{0.8BEP}) + (Q_{1.2BEP}^2 \cdot Q_{BEP}) \quad (25)$$

$$b_0 = \frac{D_{0.1} - D_{0.2}}{D_{D.1} - D_{D.2}} \quad (26)$$

$$b_1 = \frac{D_{1.1} - D_{1.2}}{D_{D.1} - D_{D.2}} \quad (27)$$

$$b_2 = \frac{D_{2.1} - D_{2.2}}{D_{D.1} - D_{D.2}} \quad (28)$$

Onde:

$D_{0.1}$ ,  $D_{0.2}$ ,  $D_{D.1}$ ,  $D_{D.2}$  - Parâmetros de ajuste auxiliares ( $m^9 h^{-3}$ );

$D_{1.1}$ ,  $D_{1.2}$  - Parâmetros de ajuste auxiliares ( $m^6 h^{-2}$ );

$D_{2.1}$ ,  $D_{2.2}$  - Parâmetros de ajuste auxiliares ( $m^3 h^{-1}$ );

$b_0$  - Parâmetro de ajuste;

$b_1$  - Parâmetro de ajuste ( $h^1 m^{-3}$ );

$b_2$  - Parâmetro de ajuste ( $h^2 m^{-6}$ );

$Q_{BEP}$  - Vazão de máximo rendimento ( $m^3 h^{-1}$ );

$Q_{0.8BEP}$  - Vazão referente a 80% da  $Q_{BEP}$  ( $m^3 h^{-1}$ );

$Q_{1.2BEP}$  - Vazão referente a 120% da  $Q_{BEP}$  ( $m^3 h^{-1}$ );

$\eta_{BEP}$  - Máximo rendimento (%);

$\eta_{0.8BEP}$  - Rendimento referente a vazão de 80% da  $Q_{BEP}$  (%); e,

$\eta_{1.2BEP}$  - Rendimento referente a vazão de 120% da  $Q_{BEP}$  (%).

Deste modo, seria possível prever a potência mecânica necessária para a curva, porém, ressalta-se, que a partir das Equações 1 e 3, não é possível inserir a variação da rotação no modelo. Para isto, é necessário a inserção do conceito de semelhança mecânica (EQUAÇÕES 5 e 6). Deste modo, insere-se o fator de relação de rotação (EQUAÇÃO 29), a fim de simplificar o equacionamento (MORENO *et al.*, 2009). Também, foi inserido o número de rotores para que seja possível a modelagem de bombas de múltiplos estágios (EQUAÇÃO 30).

$$\alpha(N) = \frac{N}{N_c} \quad (29)$$

$$\delta = \frac{n_R}{n_{R.C}} \quad (30)$$

$$H(Q,N) = (a_0 - a_1 \cdot Q^{a_2}) \cdot (\alpha(N))^2 \cdot \delta \quad (31)$$

Onde:

$\alpha$  - Fator de relação de rotação;

$N$  - Rotação (rpm);

$N_C$  - Rotação de catálogo (rpm);

$\delta$  - Fator de relação de número de rotores;

$n_R$  Número de rotores;

$n_{R,C}$  Número de rotores de catálogo;

$H$  - Altura manométrica (m);

$Q$  - Vazão ( $m^3 h^{-1}$ );

$a_0$  - Parâmetro de ajuste (m);

$a_1$  - Parâmetro de ajuste ( $h^{a_2} m^{-2 a_2}$ ); e,

$a_2$  - Parâmetro de ajuste.

Substituindo as Equações 3 e 31 na Equação 4, obtém-se a equação de predição da potência mecânica necessária pela bomba em função da vazão e da rotação:

$$P_M(Q,N) = \frac{\rho \cdot g \cdot \left( \frac{Q \cdot (\alpha(N))}{3600} \right) \cdot (H(Q,N))}{\left( \frac{\eta_B(Q)}{100} \right)} \quad (32)$$

$$P_M(Q,N) = \frac{\rho \cdot g \cdot \left( \frac{Q \cdot (\alpha(N))}{3600} \right) \cdot \left( (a_0 - a_1 \cdot Q^{a_2}) \cdot (\alpha(N))^2 \cdot \delta \right)}{\left( \frac{b_0 + b_1 \cdot Q + b_2 \cdot Q^2}{100} \right)} \quad (33)$$



$$P_M(Q,N) = \frac{\rho \cdot g \cdot \left(\frac{Q}{3600}\right) \cdot (a_0 - a_1 \cdot Q^{a_2}) \cdot ((\alpha(N))^3 \cdot \delta) \cdot 100}{b_0 + b_1 \cdot Q + b_2 \cdot Q^2} \cdot 1000 \quad (34)$$

$$P_M(Q,N) = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot (a_0 - a_1 \cdot Q^{a_2}) \cdot ((\alpha(N))^3 \cdot \delta) \cdot 100}{(b_0 + b_1 \cdot Q + b_2 \cdot Q^2) \cdot 1000 \cdot 3600} \quad (35)$$

$$P_M(Q,N) = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot (a_0 - a_1 \cdot Q^{a_2})}{b_0 + b_1 \cdot Q + b_2 \cdot Q^2} \cdot (\alpha(N))^3 \cdot \delta \cdot \frac{100}{1000 \cdot 3600} \quad (36)$$

$$P_M(Q,N) = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot (a_0 - a_1 \cdot Q^{a_2})}{b_0 + b_1 \cdot Q + b_2 \cdot Q^2} \cdot (\alpha(N))^3 \cdot \delta \cdot \frac{1}{36000} \quad (37)$$

$$P_M(Q,N) = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot (a_0 - a_1 \cdot Q^{a_2})}{b_0 + b_1 \cdot Q + b_2 \cdot Q^2} \cdot \frac{(\alpha(N))^3 \cdot \delta}{36000^*} \quad (38)$$

Onde:

$P_M$  - Potência mecânica (kW);

$\rho$  - Massa específica (kg m<sup>-3</sup>);

$g$  - Aceleração da gravidade (m s<sup>-2</sup>);

$Q$  - Vazão (m<sup>3</sup> h<sup>-1</sup>);

$H$  - Altura manométrica (m);

$\eta_B$  - Rendimento da bomba (%);

$\alpha$  - Fator de relação de rotação;

$\delta$  - Fator de relação de número de rotores;

$N$  - Rotação (rpm);

$a_0$  - Parâmetro de ajuste (m);

$a_1$  - Parâmetro de ajuste (h<sup>a2</sup> m<sup>-2 a2</sup>); e,

$a_2$  - Parâmetro de ajuste.

$b_0$  - Parâmetro de ajuste;

- $b_1$  - Parâmetro de ajuste ( $\text{h}^1 \text{m}^{-3}$ );  
 $b_2$  - Coeficientes de ajuste ( $\text{h}^2 \text{m}^{-6}$ ); e,  
 36000\* - Fator de correção dimensional ().

### 1.3.2 Motor

A potência mecânica do motor, pode ser equacionada em função da rotação, sendo necessário inserir o conceito de velocidade angular (EQUAÇÃO 39). Substituindo a velocidade angular por rotação, desenvolve-se a equação de potência mecânica em função da rotação (EQUAÇÃO 43).

$$\omega = \frac{N}{60} \cdot 2 \cdot \pi \quad (39)$$

$$P_M(N) = P_{M.N} \cdot \frac{\frac{N}{60} \cdot 2 \cdot \pi \left( \frac{N_S}{60} \cdot 2 \cdot \pi \right) - \left( \frac{N}{60} \cdot 2 \cdot \pi \right)}{\frac{N_N}{60} \cdot 2 \cdot \pi \left( \frac{N_S}{60} \cdot 2 \cdot \pi \right) - \left( \frac{N_N}{60} \cdot 2 \cdot \pi \right)} \quad (40)$$

$$P_M(N) = P_{M.N} \cdot \frac{N}{N_N} \cdot \frac{N_S - N}{N_S - N_N} \quad (41)$$

$$P_M(N) = \frac{P_{M.N}}{(N_N \cdot N_S) - (N_N)^2} \cdot (N \cdot N_S) - (N)^2 \quad (42)$$

$$P_M(N) = \left( \left( \frac{P_{M.N}}{(N_N \cdot N_S) - (N_N)^2} \right) \cdot N_S \right) \cdot N + \left( - \left( \frac{P_{M.N}}{(N_N \cdot N_S) - (N_N)^2} \right) \right) \cdot N^2 \quad (43)$$

Onde

- $\omega$  - Velocidade angular ( $\text{s}^{-1}$ );  
 $P_M$  - Potência mecânica (kW);  
 $P_{M.N}$  - Potência mecânica nominal (kW);  
 $N$  - Rotação (rpm);  
 $N_S$  - Rotação síncrona (rpm); e;

$N_N$  - Rotação nominal (rpm).

A Equação 43 ainda pode ser transformada para um modelo polinomial (EQUAÇÃO 44), e então definindo os parâmetros como dependentes de informações do catálogo.

$$P_M(N) = c_1 \cdot N + c_2 \cdot N^2 \quad (44)$$

$$c_1 = \left( \frac{P_{M,N}}{(N_N \cdot N_S) - (N_N)^2} \right) \cdot N_S \quad (45)$$

$$c_2 = \frac{-c_1}{N_S} \quad (46)$$

Onde

$c_1$  - Parâmetro de ajuste (kW rpm<sup>-1</sup>);

$c_2$  - Parâmetro de ajuste (kW rpm<sup>-2</sup>);

$P_M$  - Potência mecânica (kW);

$P_{M,N}$  - Potência mecânica nominal (kW);

$N$  - Rotação (rpm);

$N_S$  - Rotação síncrona (rpm); e;

$N_N$  - Rotação nominal (rpm).

O fato de formatar a equação de potência mecânica em função de vazão, simplifica para quando se busca identificar a rotação quando se sabe a potência. Para isto, pode ser utilizado o teorema de Pitágoras, sendo resultando na função inversa da Equação 44. Neste sentido, o escorregamento do motor pode ser estimado em função da potência mecânica (EQUAÇÃO 48) e, por consequência, a do carregamento.

$$N(P_M) = \frac{-c_1 - \sqrt{(c_1)^2 - 4 \cdot c_2 \cdot (-P_M)}}{2 \cdot c_2} \quad (47)$$

$$s(P_M) = \frac{N_s - N(P_M)}{N_s} \quad (48)$$

Onde:

$c_1$  - Parâmetro de ajuste (kW rpm<sup>-1</sup>);

$c_2$  - Parâmetro de ajuste (kW rpm<sup>-2</sup>);

$s$  - Escorregamento;

$N_s$  - Rotação síncrona (rpm);

$P_M$  - Potência mecânica (kW);  $e$ ,

$N$  - Rotação (rpm).

Já para as equações de rendimento do motor e fator de potência (EQUAÇÕES 12 e 13), os parâmetros podem ser ajustados com dois pares de dados (para cada equação) que normalmente são expressos no catálogo do motor: rendimento do motor e fator de potência nos carregamentos de 50% e 100%.

$$d_0 = \frac{(\eta_{0.5})^2}{2 \cdot \eta_{0.5} - \eta_N} \quad (49)$$

$$d_1 = -\ln\left(1 - \frac{\eta_N}{d_0}\right) \quad (50)$$

$$e_0 = \frac{(\cos \varphi_{0.5})^2}{2 \cdot \cos \varphi_{0.5} - \cos \varphi_N} \quad (51)$$

$$e_1 = -\ln\left(1 - \frac{\cos \varphi_N}{e_0}\right) \quad (52)$$

Onde:

$d_0$  e  $d_1$  - Parâmetros de ajuste do modelo de rendimento do motor;

$\eta_N$  - Rendimento nominal do motor ( $k=1$ );

$\eta_{0.5}$  - Rendimento do motor a metade da carga ( $k=0.5$ );

$e_0$  e  $e_1$  - Parâmetros de ajuste do modelo de fator de potência;

$\cos\varphi_N$  - Fator de potência nominal ( $k=1$ );  $e$ ,  
 $\cos\varphi_{0.5}$  - Fator de potência a metade da carga ( $k=0.5$ ).

Para que os modelos de rendimento do motor e fator de potência apresentem dependência da rotação, é necessário que a equação de carregamento se torne em função da rotação (EQUAÇÃO 53). Deste modo, o rendimento do motor (EQUAÇÃO 54) e o fator de potência (Equação 55), tornam-se dependentes da rotação.

$$k(N) = \frac{P_M(N)}{P_{M.N}} \quad (53)$$

$$\eta_M(N) = d_0 \cdot \left(1 - e^{-d_1 \cdot k(N)}\right) \quad (54)$$

$$\cos\varphi(N) = e_0 \cdot \left(1 - e^{-e_1 \cdot k(N)}\right) \quad (55)$$

onde:

$k$  - Carregamento do motor;

$P_M$  - Potência mecânica (kW);

$P_{M.N}$  - Potência mecânica nominal (kW);

$\eta_M$  - Rendimento do motor;

$d_0$  e  $d_1$  - Parâmetros de ajuste do modelo de rendimento do motor;

$\cos\varphi$  - Fator de potência;  $e$ ,

$e_0$  e  $e_1$  - Parâmetros de ajuste do modelo de fator de potência.

Neste mesmo sentido, a equação para estimativa da corrente (EQUAÇÃO 14) pode ser reescrito em função da rotação (EQUAÇÃO 56).

$$I(N) = \frac{(P_M(N)) \cdot 1000^*}{\sqrt{3} \cdot U \cdot \eta_M(N) \cdot \cos\varphi(N)} = \frac{P_{M.N} \cdot (k(N)) \cdot 1000^*}{\sqrt{3} \cdot U \cdot \eta_M(N) \cdot \cos\varphi(N)} \quad (56)$$

onde:

$I$  - Corrente (A);

$P_M$  - Potência mecânica (kW);

$U$  - Tensão (V);

$\eta_M$  - Rendimento do motor;

$\cos\phi$  - Fator de potência; e,

$1000^*$  - Fator de correção dimensional ().

### 1.3.3 Associação do conjunto

Para realizar a associação entre a bomba e o motor é necessário determinar a rotação, para uma determinada vazão, que iguale a potência mecânica determinada pelos modelos de potência da bomba (EQUAÇÃO 38) e potência do motor (EQUAÇÃO 44). Para isto, utilizou-se a ferramenta Solver do software Microsoft Excel. Ressalta-se que foram definidas as vazões entre 80% e 120% da vazão de máximo rendimento da bomba, resultando somente no ponto de operação ótima da bomba.

Após a determinação da rotação, para dada vazão, foram estimadas as curvas da bomba, para a rotação de trabalho, de altura manométrica e rendimento da bomba em função da vazão (EQUAÇÕES 32 e 3). Além disto, foram estimadas as curvas de funcionamento do motor, rendimento do motor, fator de potência e corrente em função do carregamento (EQUAÇÕES 52, 53 e 54).

## REFERÊNCIAS

- ALVES, A. J. *et al.* Verificação das relações de Rateaux pelo emprego de um inversor de frequência. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**, [S.l.], v. 6, n. 3, p. 523–525, 2002
- ANDRADE FILHO, L. S. de. **Bombas e estações elevatórias**. In: Sistemas de Bombeamento: Eficiência Energética. João Pessoa: UFPB, 2009. p. 460.
- BERNIER, M. A.; BOURRET, B. Pumping energy and variable frequency drives. **ASHRAE Journal**, [S.l.], v. 41, n. 12, p. 37-40, 1999.
- CARVALHO, J. de A.; OLIVEIRA, L. F. C. **Instalações de Bombeamento para Irrigação: Hidráulica e Consumo de Energia**. Lavras: UFLA, 2014.
- COSTA, J. N. de A. *et al.* New formula proposal for the determination of variable speed pumps efficiency. **Revista Brasileira de Recursos Hídricos**, [S.l.], v. 23, n. 44, 11 out. 2018.
- GARCIA, A. G. P. **Impacto da lei de eficiência energética para motores elétricos no potencial de conservação de energia na indústria**. 2003. 127 p. Tese (Mestrado em Engenharia) - Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, RJ, 2003.
- LOUREIRO, G. F. **Graficbomb**: Software para cálculos hidráulicos e custos de bombeamento. 2013. Dissertação (Mestrado em Recursos Hídricos em Sistemas Agrícolas) - Universidade Federal de Lavras, Lavras, MG, 2013.
- MACINTYRE, A. J. **Bombas e instalações de bombeamento**. 2. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2016.
- MORADI-JALAL, M. *et al.* Optimal Design and Operation of Irrigation Pumping Stations. **Journal of Irrigation and Drainage Engineering**, [S.l.], v. 129, n. 3, p. 149-154, 2003.
- MORENO, M. A. *et al.* Development of a new methodology to obtain the characteristic pump curves that minimize the total cost at pumping stations. **Biosystems Engineering**, [S.l.], v. 102, n. 1, p. 95-105, 2009.
- ROSSMAN, L. A. **EPANET 2 USERS MANUAL**. U.S. Environmental Protection Agency, Washington, D.C., EPA/600/R-00/057, 2000.