



Ana Helena do Rosário Matias Gonçalves

Mariana Ribeiro Lopes

Vinicius Silva Nunes

Trabalho Acadêmico Integrador VI

Estudo da conversão de uma bomba de engrenagens externas em um medidor volumétrico

Arcos, MG

16 de dezembro de 2019

Ana Helena do Rosário Matias Gonçalves
Mariana Ribeiro Lopes
Vinicius Silva Nunes

Trabalho Acadêmico Integrador VI

Estudo da conversão de uma bomba de engrenagens externas em um medidor volumétrico

Projeto apresentado à disciplina de TAI-
Trabalho Acadêmico Integrador do curso de
Engenharia Mecânica ministrado no Instituto
Federal de Minas Gerais, Campus Arcos

Instituto Federal de Minas Gerais
Campus Avançado Arcos
Bacharelado em Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. André César Martins de Miranda

Arcos, MG
16 de dezembro de 2019

RESUMO

Medidores volumétricos possuem diversas aplicações, como a medida do consumo de água em residências, equipamentos de dosagem industriais de alta precisão e venda de combustíveis em postos. Algumas das características que definem um modelo de medidor são suas perdas de carga hidráulica, vazão mínima e máxima e precisão. Existem diversos modelos de medidores volumétricos e a escolha de um modelo específico é consequência do custo envolvido na instalação e manutenção do medidor, e na aplicação na qual o produto será utilizado. O presente trabalho propõe a conversão de uma bomba de engrenagens externas em um medidor volumétrico de baixo custo, incluindo posteriormente um microcontrolador para coleta de dados. Esse medidor será utilizado em um sistema automatizado de controle de irrigação em lavouras. Foram realizados diversos testes em uma bomba adquirida com um sistema hidráulico desenvolvido. Foi concluído que diversas modificações na carcaça e nas engrenagens e eixos devem ser feitas para o funcionamento correto da bomba hidráulica como medidor.

Palavras-chave: Medidor, conversão, irrigação.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

1	Anemômetro de Robinson	7
2	Modelos de medidores	9
3	Funcionamento da bomba de engrenagens externas	10
4	Funcionamento do medidor de deslocamento positivo	11
5	Sensor de relutância magnética	12
6	Visão frontal da bomba	13
7	Visão traseira da bomba	14
8	Sistema de teste	15
9	Representação do sistema de teste	16
10	Representação do sistema de teste com o medidor	19
11	Momento angular nos dentes	20
12	Momento angular causado pelo atrito	21
13	Representação dos momentos atuantes	22
14	Modificações ao medidor	24

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	5
1.1	Justificativa	5
1.2	Objetivos gerais	6
1.3	Objetivos específicos	6
2	REFERENCIAL TEÓRICO	7
2.1	Modelos de medidores de vazão	8
2.1.1	Medidores por deslocamento positivo	10
2.2	Conversão da bomba hidráulica de engrenagens em um medidor	10
2.3	Sistema de coleta de dados	11
3	METODOLOGIA	13
3.1	Medidor utilizado	13
3.2	Sistema hidráulico para testes	14
3.3	Procedimento para operação	18
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	19
4.1	Diagnóstico da falha	19
4.2	Possíveis soluções para o medidor	22
5	CONCLUSÃO	25
	REFERÊNCIAS	26
	ANEXO A – CRONOGRAMA	28

1 INTRODUÇÃO

Medidores de vazão por deslocamento positivo são a única tecnologia capaz de medir diretamente o volume de fluido que passa através de uma tubulação. Consegue-se isso prendendo quantidades de fluido entre componentes rotativos, criando assim compartimentos com alto controle volumétrico, como por exemplo os medidores de lóbulos (ÇENGEL, 2007).

A desvantagem desses medidores é o seu elevado custo, consequência da usinagem de alta precisão e baixa tolerância de seus componentes. Outro fator que eleva o custo é o sistema de aquisição de dados, principalmente em medidores utilizados em sistemas de dosagem, que requerem alta precisão.

Visando a utilização de um medidor de deslocamento positivo de baixo custo em sistemas de irrigação, o presente projeto estuda a viabilidade da conversão de uma bomba de engrenagens externas em um medidor volumétrico. A bomba de engrenagens externas, assim como os medidores disponíveis comercialmente possui alta precisão de usinagem e baixas tolerâncias. No entanto a bomba tem um baixo valor comercial, devido a sua produção em alta escala. É estimada uma redução de custos de 80% em relação a um medidor disponível no mercado.

A conversão, no entanto, acarreta na necessidade de desenvolvimento de um sistema de coleta e manipulação de dados, possibilitando assim, a ligação do medidor em sistemas automatizados. Caso a conversão seja viável, um sistema de aquisição de dados integrado a um sistema automatizado de irrigação será desenvolvido pelo grupo nos semestres subsequentes.

1.1 JUSTIFICATIVA

Com o desenvolvimento tecnológico na área da agricultura é possível obter maior produção, qualidade e eficiência minimizando custos e trabalho manual. Dessa forma, diversos sistemas automatizados de colheita, plantio e irrigação foram desenvolvidos e estão em constante aprimoramento. Visando isso, o grupo se propôs a desenvolver um sistema automatizado de medição de vazão e irrigação. O mesmo pode ser inserido em programas já existentes de controle em lavouras.

Os medidores por deslocamento positivo em comparação com outros medidores apresentam algumas vantagens na sua utilização, como o alto nível de precisão, capacidade de processar diversos fluidos, com viscosidades diferentes e baixa manutenção. A desvantagem do medidor por deslocamento positivo é o seu alto custo, pois o mesmo demanda

fabricação precisa de componentes metálicos, inviabilizando sua utilização em diversas situações.

O grupo realizará testes em uma bomba de engrenagens externas, visando utilizá-la como alternativa para substituir o medidor convencional devido a seu elevado custo. Será avaliada a viabilidade técnica da conversão, envolvendo a precisão do medidor, a pressão mínima necessária para seu funcionamento, custos envolvidos na conversão e na manutenção.

1.2 OBJETIVOS GERAIS

Estudar a conversão de uma bomba hidráulica em um medidor volumétrico por deslocamento positivo de baixo custo, verificando a viabilidade técnica e econômica da conversão.

1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Teste de funcionamento da bomba de engrenagens externas como medidor;
- Avaliar a viabilidade da conversão;
- Obter dados de vazão mínima e máxima, perda de carga hidráulica, e precisão.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

A aferição de vazão pode ser utilizada em uma grande variedade de fluidos e aplicações. Para atender essa variada gama, com o passar dos anos foram desenvolvidos diversos instrumentos de medição. Os primeiros usos conhecidos historicamente datam de 5000 a.C. nas cidades de Ur e Kish, perto dos rios Tigre e Eufrates, em que a vazão era medida para o controle da passagem de água que era transportada por aquedutos que alimentavam as cidades. Nessa época, uma simples obstrução era colocada sobre a água, e a altura que a água atingia determina a vazão. Em 1450, o arquiteto Battista Alberti inventou o primeiro anemômetro mecânico, dispositivo que media a velocidade do ar. O dispositivo consiste de um disco posicionado perpendicular ao vento, e a força de arrasto do vento causa sua rotação, e o ângulo de inclinação do disco indica a velocidade do ar (COTTRELL, 2006).

A figura 1 apresenta um modelo de anemômetro utilizado atualmente, desenvolvido a partir do modelo de Battista Alberti.

Figura 1 – Anemômetro de Robinson



Fonte – (STATIONARY, 2019)

2.1 MODELOS DE MEDIDORES DE VAZÃO

Com o desenvolvimento tecnológico, diversos dispositivos para medição de vazão em fluidos foram criados e melhorados. Os modelos de medidores podem variar desde medidores de vazão sofisticados até os mais simples, variando o tamanho, custo, exatidão, versatilidade, capacidade e queda de pressão.

- Sonda de Pitot e sonda estática de Pitot: Uma sonda de Pitot é simplesmente um tubo com uma tomada de pressão no ponto de estagnação que mede a pressão de estagnação. Esse dispositivo causa uma queda de pressão muito pequena que em geral não perturba o escoamento. Esse é um dispositivo simples, barato e altamente confiável pois não apresenta partes móveis (ÇENGEL, 2007).
- Medidores de orifício Venturi e bocal: Mostra que a vazão através de um tubo pode ser determinada restringindo o escoamento e medindo com um sensor a diminuição na pressão devido ao aumento da velocidade no local da constricção (ÇENGEL, 2007).
- Medidores de vazão tipo turbina: Um medidor de vazão tipo turbina consiste em uma seção de escoamento cilíndrica que abriga uma turbina (um rotor com aletas) que gira livremente. Aletas fixas são adicionadas na entrada para retificar o escoamento e é utilizado um sensor que gera um pulso sempre que um ponto marcado na turbina passa por ele para determinar a taxa de vazão do fluido. Esse modelo de medidor gera resultados com alta precisão em uma ampla variedade de escoamentos quando calibrado de modo adequado (ÇENGEL, 2007).
- Medidores de vazão de área variável (rotâmetros): É um medidor de vazão simples, confiável e fácil de instalar, com queda de pressão baixa e sem conexões elétricas que permite uma leitura direta da vazão para uma ampla variedade de líquidos e gases. Consiste em um tubo transparente cônico afunilado vertical, feito de vidro ou plástico, com um flutuador dentro que se movimentava livremente (ÇENGEL, 2007). Pode se aferir o valor da vazão ao se verificar o alinhamento do flutuador com marcações presentes na parte frontal do medidor.
- Medidores de vazão ultrassônicos: O medidor opera dentro do princípio da diferença entre o número de ondas das partes a montante e a jusante enquanto parecem bem compactadas a montantes. A diferença entre o número de ondas das partes a montante e a jusante do escoamento por unidade de comprimento é proporcional à velocidade de escoamento e isso sugere que a velocidade de escoamento pode ser medida comparando a propagação das ondas nas direções à frente e atrás do escoamento por unidade de comprimento, proporcional à velocidade de escoamento (ÇENGEL, 2007).

- Medidores de vazão eletromagnéticos: É um dispositivo não intrusivo que consiste em uma bobina magnética que circunda um tubo e dois eletrodos perfurados no tubo ao longo de um diâmetro com as extremidades alinhadas com a superfície interna do tubo, de modo que os eletrodos estejam em contato com o fluido, mas não interfiram com o escoamento e, portanto, não causem perda de carga (ÇENGEL, 2007).
- Medidores de vazão de vórtice: A vazão é determinada pela geração de vórtices no escoamento. Tem a vantagem de não ter partes móveis e, portanto, é inerentemente confiável, versátil e muito exato. Porém tem perda de carga considerável (ÇENGEL, 2007).

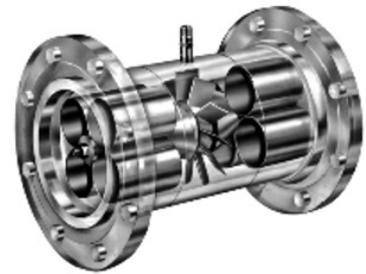
Figura 2 – Modelos de medidores



(a) Sonda de Pitot
Fonte – (BRINGER, 2015)



(b) Orifício Venturi e bocal
Fonte – (AQUASUPER,)



(c) Medidor tipo turbina
Fonte – (NAUCO, 2018)



(d) Rotâmetro
Fonte – (QUALITY, 2019)



(e) Medidor ultrassônico
Fonte – (SANESOLUTI, 2019)



(f) Medidor eletromagnético
Fonte – (OMEGA, 2015)



(g) Medidor de vórtice
Fonte – (CONTROLS, 2019)

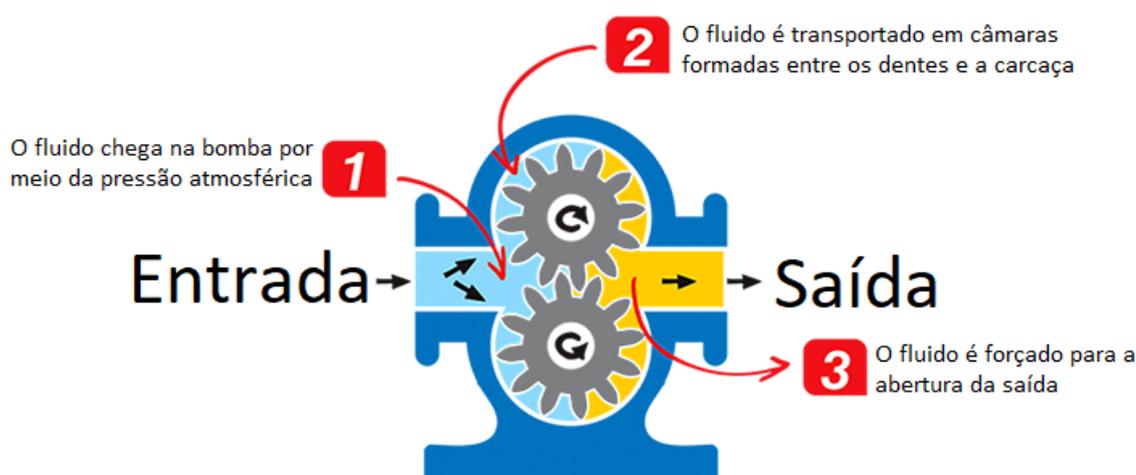
2.1.1 MEDIDORES POR DESLOCAMENTO POSITIVO

Esses medidores se baseiam no preenchimento e na descarga contínuos da câmara de medição, eles operam prendendo determinada quantidade de fluido da entrada, deslocando-o para o lado da descarga do medidor, e contando o número desses ciclos de descarga-recarga para determinar o volume total deslocado. O medidor de modelo disco nutante é o medidor de vazão mais utilizado para medir volumes de líquidos, normalmente água e gasolina (ÇENGEL, 2007), um exemplo desse modelo é o hidrômetro residencial, que computa a quantidade de água consumida.

2.2 CONVERSÃO DA BOMBA HIDRÁULICA DE ENGRENAGENS EM UM MEDIDOR

Será utilizado como medidor volumétrico uma bomba hidráulica de engrenagens externas. A mesma é utilizada em diversas aplicações, como sistemas de lubrificação, alimentação de sistemas hidráulicos e transporte de fluidos altamente viscosos. O funcionamento da bomba se dá pela aplicação de trabalho de eixo em uma das engrenagens, causando a rotação de ambas engrenagens. O fluido chega na bomba por ação da pressão atmosférica e é forçado a se deslocar entre as engrenagens e a carcaça da bomba, sendo transportado em direção à região de alta pressão e à saída, alimentando o sistema hidráulico, como mostrado na Figura 3 (CULPEPPER, 1999).

Figura 3 – Funcionamento da bomba de engrenagens externas

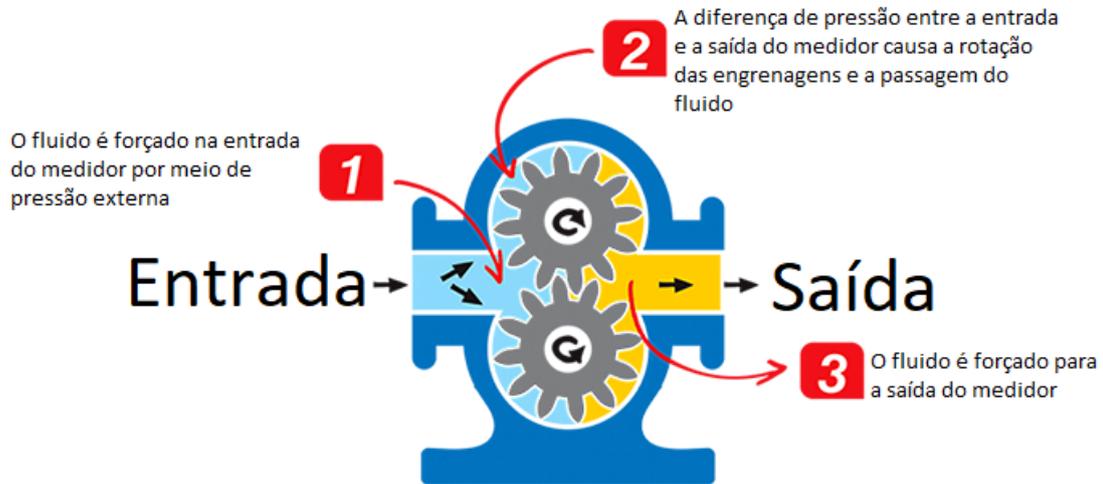


Fonte – Adaptado de (PRONEX, 2019)

Por se tratar de uma bomba de deslocamento positivo, uma rotação do eixo representa um volume específico que se desloca da entrada para a saída da bomba, possibilitando assim que ao se aferir o número de rotações do eixo, pode-se definir o volume

transportado, e ao se aferir a velocidade de rotação do eixo pode-se encontrar a vazão do sistema hidráulico (ÇENGEL, 2007).

Figura 4 – Funcionamento do medidor de deslocamento positivo



Fonte – Adaptado de (PRONEX, 2019)

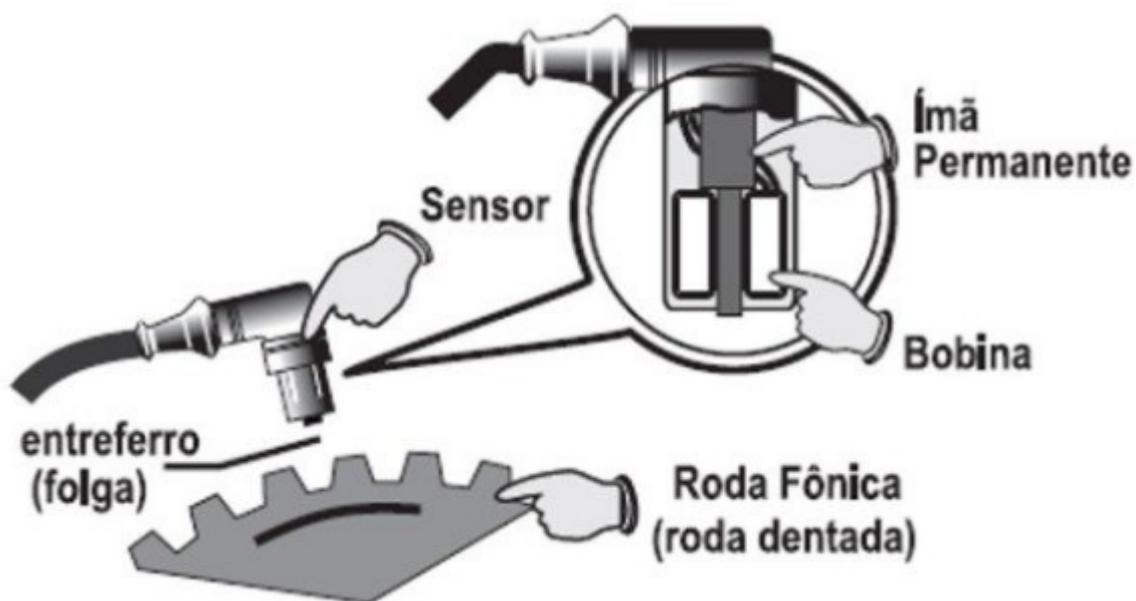
A rotação das engrenagens se dá pela diferença de pressão entre a entrada e a saída do medidor. Deve também ser considerada a resistência ao movimento do fluido causada pelo medidor e essa resistência pode se tornar significativa em sistemas que envolvem bombas hidráulicas ou geradores, causando custos adicionais ou perda energética.

2.3 SISTEMA DE COLETA DE DADOS

Será acoplado no eixo da bomba hidráulica um sensor de rotação para coleta de dados. O sensor utilizado será do modelo efeito Hall, Relutância Magnética Variável, ou Magneto-resistivo. Sua principal função é medir a velocidade de rotação do eixo (RPM).

O sensor a ser acoplado no medidor será de modelo relutância magnética variável. Este sensor consiste de um ímã permanente com uma bobina captora enrolada sobre ele. Toda vez que um dente do eixo passa pelo sensor magnético, a relutância do circuito magnético diminui; quando o dente se afasta do sensor, a relutância aumenta (MTE-THOMPSON, 2019).

Figura 5 – Sensor de relutância magnética



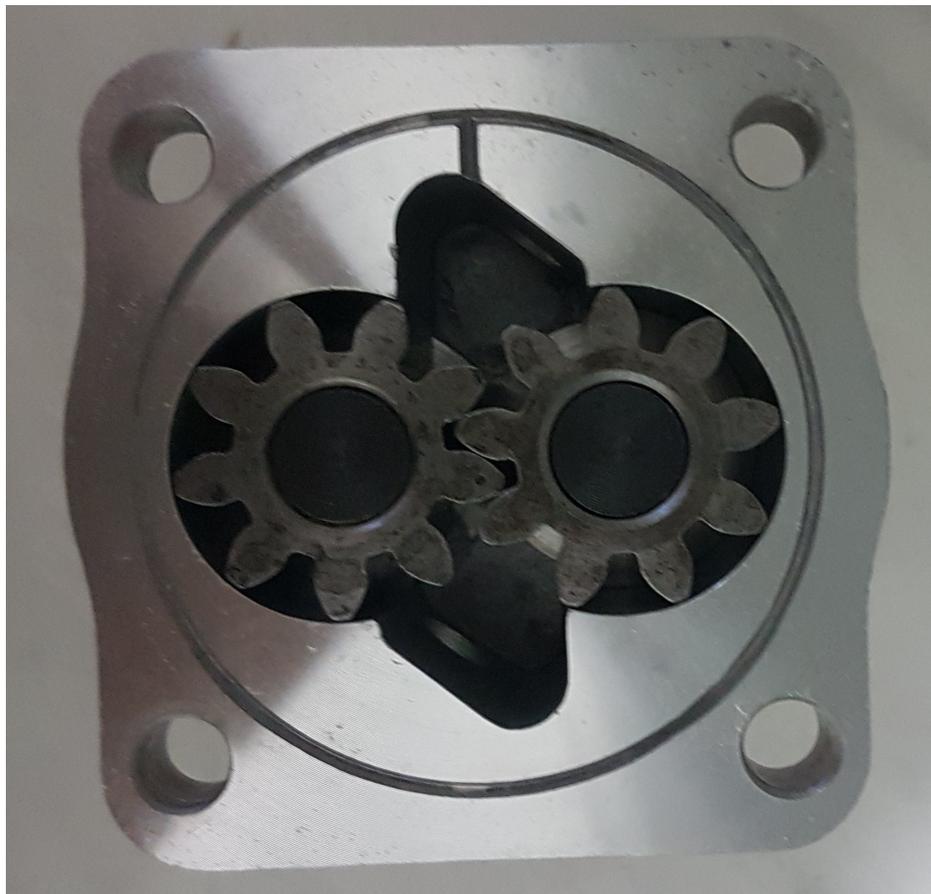
Fonte – Adaptado de (MTE-THOMPSON, 2019)

3 METODOLOGIA

3.1 MEDIDOR UTILIZADO

A bomba de engrenagens externas a ser convertida em medidor, como descrito no item 2.2, pode ser observada a seguir:

Figura 6 – Visão frontal da bomba



Fonte – Próprios Autores

Este modelo de bomba é aplicado em motores 4 tempos em automóveis para bombeamento de óleo, destinado à lubrificação e refrigeração de diversos componentes internos. Uma das faces da bomba é aberta, e para que não haja vazamento foi colocada uma chapa de acrílico de 5 mm de espessura, possibilitando que o interior seja visualizado durante o funcionamento.

A bomba possui duas engrenagens de aço, com 9 dentes retos, cada uma com 33 mm de diâmetro externo, 25,4 mm de altura e 6,5 mm de diferença de altura entre crista e vale. A engrenagem motriz da bomba é acoplada a um eixo, que pode ser visto na

parte traseira da peça. Este eixo, quando a bomba é instalada em motores é acoplado diretamente ao eixo de comando de válvulas, onde recebe trabalho utilizado para deslocar o óleo lubrificante. A engrenagem movida possui um diâmetro interno de 14 *mm*, e gira livremente em torno de um eixo fixo à carcaça da bomba. A carcaça da bomba é feita em alumínio, e possui entrada de fluido com 13 *mm* de diâmetro e saída com 10 *mm* de diâmetro.

Figura 7 – Visão traseira da bomba



Fonte – Próprios Autores

3.2 SISTEMA HIDRÁULICO PARA TESTES

Para testar a viabilidade da conversão da bomba de engrenagens em um medidor, foram realizados testes em um sistema que possui o mesmo princípio de funcionamento do sistema de irrigação no qual o medidor será acoplado ao final do projeto. O sistema é composto por um reservatório de água, um tubo PVC com 25,4 *mm* de diâmetro e 350 *mm* de comprimento, uma bomba modelo Intech Machine BP500 e uma mangueira flexível com diâmetro de 9 *mm* e 109 *mm* de comprimento. A entrada do medidor é acoplada à mangueira por meio de um adaptador, e a saída despeja água diretamente no reservatório. O sistema de testes pode ser visualizado na figura 8.

Figura 8 – Sistema de teste



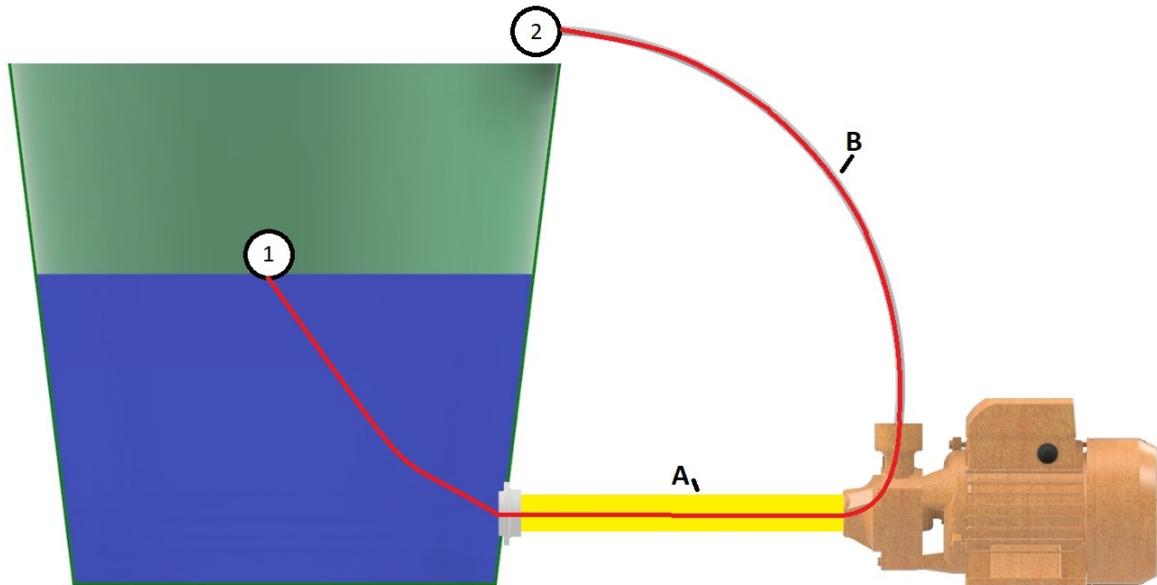
Fonte – Próprios Autores

Deve-se compreender as vantagens e restrições do medidor. Visando esse objetivo, o grupo encontrará o fator de perda de carga causado pelo medidor, e para que isso seja alcançado, deve-se primeiro conhecer o sistema hidráulico a ser utilizado para testes. Para tal finalidade foi utilizada a equação de Bernoulli relacionada à altura (1).

$$\frac{P_1}{\rho \cdot g} + \alpha_1 \cdot \frac{V_1^2}{2g} + z_1 + h_{Bomba} = \frac{P_2}{\rho \cdot g} + \alpha_2 \cdot \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + h_L \quad (1)$$

Na equação 1, P_1 e P_2 é a pressão nos pontos 1 e 2, respectivamente, ρ é a densidade do fluido, g representa a gravidade, α_1 e α_2 são os fatores de correção da energia cinética nos pontos 1 e 2, respectivamente, V_1 e V_2 são as velocidades médias nos pontos 1 e 2, respectivamente, z_1 e z_2 são as alturas dos pontos 1 e 2, respectivamente, em relação à referência do sistema, h_{Bomba} é a altura de elevação útil da bomba fornecida ao fluido, e h_L é a perda de carga causada pela tubulação e perdas menores, como conexões, curvas ou variações no diâmetro da tubulação (ÇENGEL, 2007).

Figura 9 – Representação do sistema de teste



Fonte – Próprios Autores

Foi considerada uma linha de corrente com início no topo do reservatório de água (ponto 1), e término na saída da mangueira flexível (ponto 2). Os fatores P_1 e P_2 são considerados iguais, pois ambos pontos estão expostos diretamente à pressão atmosférica local, e não há uma diferença de altura significativa. A densidade, ρ , presente em ambos os lados da equação foi obtido a partir da tabela A-2 (ÇENGEL, 2007), considerando a pressão atmosférica a 25°C e 1 atm, e equivale a $997 \text{ Kg}/\text{m}^3$. A aceleração da gravidade, g , considerada foi de $9,81 \text{ m}/\text{s}^2$. O fator V_1 é considerado como sendo zero, uma vez que a altura da água no reservatório não muda. Isso ocorre pois a saída da mangueira despeja o mesmo volume de água no reservatório que é removido pela tubulação. Os fatores de correção da energia cinética α_1 e α_2 foram considerados como sendo 1,05 para escoamento turbulento. O ponto 1 foi tomado como referência de altura, e por consequência, z_1 é zero. A velocidade do fluido no ponto 2 foi encontrada a partir da vazão volumétrica do sistema, medida empiricamente, e resultou no valor de $3,112 \text{ m}/\text{s}$. A altura da saída de água da mangueira z_2 é $0,20 \text{ m}$ de altura acima da referência tomada.

As perdas de carga causadas pelo atrito com o tubo e as perdas menores são representadas pela equação 2.

$$h_L = \left(f \cdot \frac{L}{D} + \sum K_L \right) \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad (2)$$

Nesta equação, h_L representa a perda de carga, f é o fator de atrito do escoamento no tubo, L é o comprimento da tubulação, D é o diâmetro hidráulico, V é a velocidade do fluido e g representa a aceleração da gravidade (ÇENGEL, 2007). A seção da equação

formada por $f \cdot \frac{L}{D}$ relaciona-se com as perdas de carga causadas pela rugosidade dos tubos e o $\sum K_L$ é o somatório das perdas menores, como curvas ou válvulas. Como o sistema possui duas seções de tubulação com diâmetro, comprimento, rugosidade e velocidade de escoamento diferentes, serão encontrados dois valores para a perda de carga, h_{LA} e h_{LB} . Os valores encontrados serão somados na relação final, considerando assim todas as perdas que ocorrem no sistema.

O comprimento L_A , da seção A, representada na Figura 9 pela cor *amarela* possui o valor de 0,35 m. O diâmetro D_A , da tubulação é 25,4 mm. A velocidade média do escoamento na seção A, V_A , foi determinada a partir da vazão do sistema, definida empiricamente, e resultou no valor de 0,390 m/s. As perdas menores são representadas por $\sum k_{LA}$, sendo três conexões rosqueadas, cada uma com um fator K_L de 0,08 e uma saída do reservatório reentrante com fator 0,80. A partir dos valores aplicados na equação o valor da perda de carga h_{LA} foi calculado em 0,040 m.

O comprimento L_B , da seção B, representada na figura 9 pela cor *cinza* possui o valor de 1,090 m. O diâmetro D_B , da tubulação é 0,009 mm. A velocidade média do escoamento na seção B, V_B , é definida da mesma forma da seção A, e resultou no valor de 3,122 m/s. A perda menor $\sum K_{LB}$ é definida pela contração repentina sendo 0,47. A partir dos valores aplicados na equação, o valor da perda de carga h_{LB} é de 1,768 m.

O fator de atrito f pode ser obtido de algumas maneiras. Será utilizada para a definição de ambos os fatores de atrito a Equação 3, que apresenta resultados com precisão de 2% em relação à equação de Colebrook (ÇENGEL, 2007), que necessita de um método iterativo para a determinação do resultado.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1,8 \cdot \log \left[\frac{6,9}{Re} + \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} \right)^{1,11} \right] \quad (3)$$

Nesta equação, f representa o fator de atrito na tubulação, Re representa o número de Reynolds, e ε/D representa a rugosidade relativa da tubulação, que pode ser definida a partir do material utilizado e do diâmetro do tubo. A equação 4 descreve os fatores que definem o número de Reynolds para o escoamento.

$$Re = \frac{\rho \cdot V_{med} \cdot D}{\mu} \quad (4)$$

Na equação 4, ρ é a densidade do fluido, V_{med} é a velocidade média de deslocamento do fluido, D é o diâmetro da tubulação e μ é a viscosidade dinâmica do fluido.

Ao se relacionar a equação de Bernoulli (1) com a equação de perda de carga (2) tem-se que as perdas de carga causadas pelo sistema hidráulico h_L somadas à energia cinética da água na saída da mangueira, e a altura em relação à referência resultam na

altura de elevação da bomba. A relação está descrita na equação 5.

$$h_{Bomba} = \alpha_2 \cdot \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + h_{LA} + h_{LB} \quad (5)$$

Na equação 5, os subscritos A e B representam os fatores na seção de tubo PVC e na seção de mangueira, respectivamente. Ao se aplicar os valores definidos anteriormente na equação 5, resulta que a elevação de carga da bomba no sistema é 2,502 m. O valor encontrado será utilizado posteriormente para se definir a perda de carga causada pelo medidor quando acoplado ao sistema.

3.3 PROCEDIMENTO PARA OPERAÇÃO

Para a realização dos testes da conversão da bomba em um medidor é necessário seguir as seguintes etapas;

- A bomba que será convertida em medidor deve ser adaptada de modo a se conectar à mangueira sem ocorrer vazamentos;
- Após a conexão da bomba com a mangueira, por meio de um espigão de 5/8 de polegada envolto em fita veda rosca, é afixada a abraçadeira para que não haja escape da mangueira;
- As engrenagens da bomba e seus respectivos eixos devem ser lubrificados para evitar atrito;
- É então confeccionada uma junta de papel, ela é colocada junto à placa de acrílico na face frontal da bomba e aparafusada, para que o fluido não escape;
- O reservatório de água deve ser preenchido até a metade de sua altura;
- A mangueira que foi acoplada à bomba convertida em medidor é então conectada na bomba periférica, que é utilizada para pressurizar a água;
- A bomba periférica é ligada, e a água flui pelo sistema, retornando ao reservatório. Quaisquer vazamentos encontrados devem ser corrigidos.

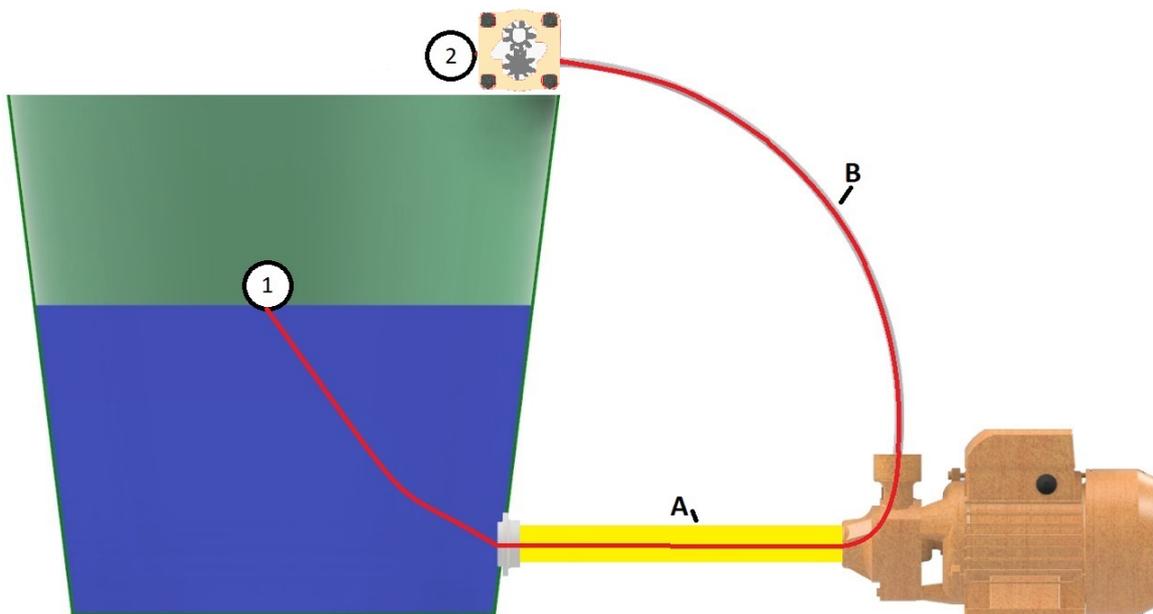
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

O teste foi realizado para verificar o funcionamento do medidor de deslocamento positivo. A bomba de engrenagens atuando como medidor volumétrico não funcionou como esperado. Para se averiguar o motivo foi encontrada a diferença de pressão entre a entrada e a saída da bomba.

4.1 DIAGNÓSTICO DA FALHA

O procedimento utilizado decorre do mesmo método utilizado para se encontrar a elevação de carga da bomba radial, sendo necessária a mudança de alguns parâmetros, consequência da adição de mais uma restrição ao sistema. As velocidades médias do fluido na tubulação de PVC e na mangueira flexível foram novamente definidas de maneira empírica a partir da vazão, e resultaram nos valores de $0,21 \text{ m/s}$ e $1,66 \text{ m/s}$, respectivamente. Foi considerada uma linha de corrente que tem início no topo do reservatório de água e termina na saída do medidor.

Figura 10 – Representação do sistema de teste com o medidor



Fonte – Próprios Autores

Foram encontrados novos valores para o número de Reynolds, novamente a partir da equação 4, resultando no valor de $5,91 \times 10^3$ para a tubulação em PVC, e $1,67 \times 10^4$ para a mangueira. O fator de atrito foi novamente definido a partir da equação 3 e a

partir dos números de Reynolds encontrados e resultando no valor de $3,59 \times 10^{-2}$ para a tubulação de PVC, e $2,89 \times 10^{-2}$ para a mangueira.

Os valores de perda de carga causados pela tubulação foram novamente calculados a partir da equação 2, considerando os mesmos valores das perdas menores ($\sum K_L$). O valor da altura de elevação da bomba radial encontrado anteriormente (2,50 m) foi aplicado à equação de Bernoulli, foi adicionado um novo fator, h_m para a altura de carga perdida pelo medidor.

$$\frac{P_1}{\rho \cdot g} + \alpha_1 \cdot \frac{V_1^2}{2g} + z_1 + h_{Bomba} = \frac{P_2}{\rho \cdot g} + \alpha_2 \cdot \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + h_L + h_m \quad (6)$$

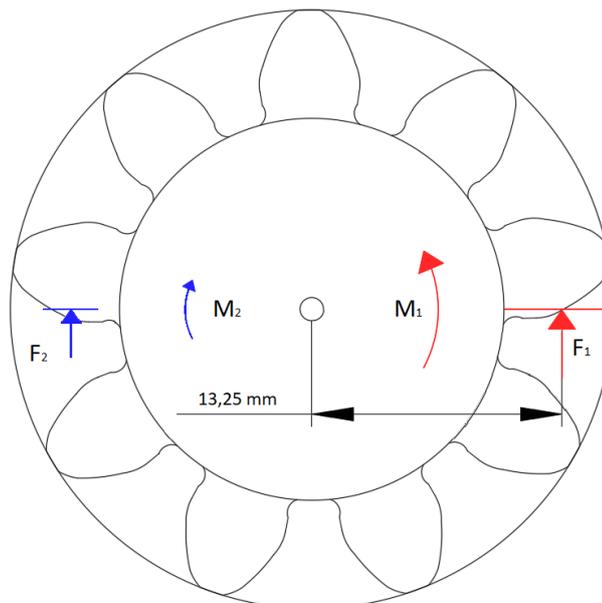
A perda de carga encontrada no medidor foi de 1,60 m. Como a saída do mesmo está exposta à pressão atmosférica, utiliza-se da equação 7 (ÇENGEL, 2007) para se encontrar a diferença de pressão entre as faces das engrenagens. A diferença de pressão foi de 15,6 kPa.

$$\Delta P = \rho \cdot g \cdot h \quad (7)$$

A bomba não funcionou como medidor volumétrico, pois o momento angular criado pelos dentes das engrenagens não foi suficiente para superar o momento angular causado pelo atrito nos mancais, impedindo que as engrenagens rotacionassem.

A Figura a seguir representa os momentos aplicados sobre os dentes das engrenagens, nela está representada somente uma engrenagem para facilitar a compreensão.

Figura 11 – Momento angular nos dentes



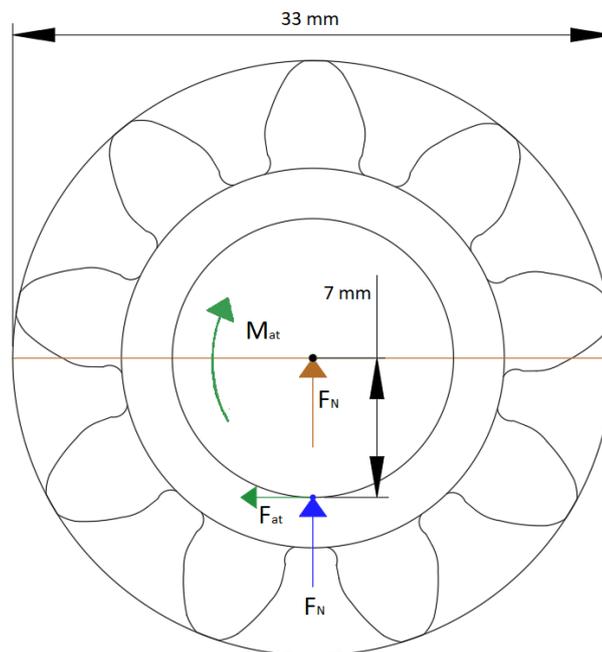
Fonte – Próprios Autores

Na figura, F_1 representa a força aplicada sobre os dentes externos das engrenagens, com valor de 5,17 N, causada pela diferença de pressão entre as faces das engrenagens,

distante do eixo de rotação $13,25 \text{ mm}$, causando o momento angular M_1 de $6,85 \times 10^{-2} \text{ N} \cdot \text{m}$. F_2 é a força aplicada sobre os dentes internos, que causa o momento M_2 , ambos com a metade da intensidade de F_1 e M_1 , respectivamente.

A figura a seguir representa o momento angular que ocorre devido ao atrito. A rotação das engrenagens é impedida por uma força de atrito que é gerada entre as engrenagens e seus mancais. A força normal que causa a força de atrito é consequência da diferença de pressão entre as faces das engrenagens.

Figura 12 – Momento angular causado pelo atrito

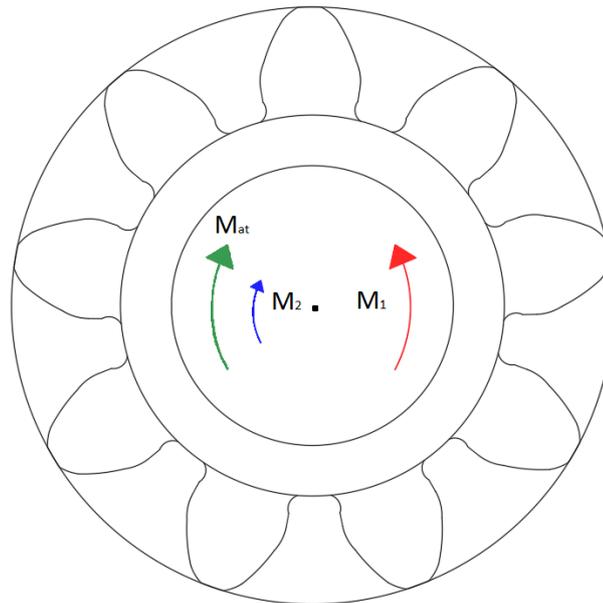


Fonte – Próprios Autores

Na figura, F_N é a força normal, com valor $23,65 \text{ N}$. F_{at} é a força de atrito, M_{at} é o momento causado pela força de atrito a 7 mm do eixo de rotação. O valor máximo que M_{at} pode atingir é sujeito ao fator de atrito entre as superfícies das engrenagens e dos mancais.

A figura a seguir representa os momentos atuantes nas engrenagens. A soma dos momentos angulares nos dentes (M_1 e M_2) resultam no valor de $3,42 \times 10^{-2} \text{ N} \cdot \text{m}$.

Figura 13 – Representação dos momentos atuantes



Fonte – Próprios Autores

No início da operação quando o medidor está estático e os mancais estão devidamente lubrificados, o fator de atrito μ é 0,16 (TOOBOX, 2004). Neste instante, o momento angular que tenta rotacionar as engrenagens é maior que o momento angular causado pelo atrito, este com valor de $2,65 \times 10^{-2} N \cdot m$.

As engrenagens do medidor no início da operação rotacionam. À medida que a água tira a lubrificação das engrenagens, o fator de atrito μ aumenta para 0,42. O momento máximo de atrito quando as engrenagens estão rotacionando mas perdem lubrificação é de $6,95 \times 10^{-2} N \cdot m$. Sendo o momento máximo de atrito superior ao momento que tenta rotacionar as engrenagens, as mesmas irão parar.

4.2 POSSÍVEIS SOLUÇÕES PARA O MEDIDOR

Para que a bomba funcione como medidor é necessário aumentar a razão entre o raio das engrenagens ocupado pelos dentes e o raio dos eixos, o que aumentaria o momento angular causado pela diferença de pressão, possibilitando que o mesmo supere o atrito entre as engrenagens e seus mancais.

Foi definida uma relação entre os momentos que causam rotação e atrito, correlacionados com o raio do eixo, r_{raiz} e a seção do raio das engrenagens ocupada pelos dentes. Para isso, foi realizado um somatório de momentos no eixo de rotação das engrenagens,

em que se relaciona todos os momentos atuantes (HIBBELER, 2010).

$$\sum M_e = M_1 - M_2 - M_{at} = 0 \quad (8)$$

M_1 é o resultado da força aplicada no raio primitivo das engrenagens nas regiões externas das mesmas. A força aplicada é definida a partir da área transversal dos dentes ocupada pelos dentes externos das engrenagens multiplicada pela diferença de pressão entre a entrada e a saída do medidor, sendo essa: $F_1 = (2 \cdot (r_{engrenagem} - r_{raiz})) \cdot H$, em que H é a altura dos dentes de 25,4 mm. O raio primitivo é definido a partir do raio da raiz das engrenagens somado à metade da espessura dos dentes das engrenagens, sendo esse: $r_p = r_{raiz} + \frac{r_{engrenagem} - r_{raiz}}{2}$. Ao se multiplicar F_1 por r_p , tem-se M_1 .

M_2 é definido de uma maneira próxima a M_1 , sendo a força atuante metade da força atuante em M_1 , consequência de uma área duas vezes menor que a área do outro momento. Sendo assim, $M_2 = \frac{F_1}{2} \cdot r_p$.

O momento causado pelo atrito nos eixos M_{at} é encontrado ao se multiplicar a força normal F_N que empurra as engrenagens no sentido de menor pressão pelo fator de atrito entre os materiais μ , e multiplicando ambos os valores pelo raio da engrenagens em que a força de atrito atua, r_{raiz} . F_N é definida pela multiplicação da diferença de pressão entre a entrada e a saída do medidor pela área de seção transversal ocupada pelas engrenagens no medidor. Tem-se então que $M_{at} = F_N \cdot \mu \cdot r_{raiz}$.

Ao se relacionar os momentos encontrados com a equação 8, resulta a equação 9. Nela, os momentos M_1 e M_2 estão somados à esquerda e M_{at} foi colocado à direita do sinal, de modo a facilitar os cálculos. O sinal $>$ foi colocado pois para que haja rotação das engrenagens, os momentos atuantes nos dentes devem ser maiores que o momento causado pelo atrito.

$$((r_{engrenagem} - r_{raiz}) \cdot H) \cdot \Delta P \cdot \left(r_{raiz} + \frac{r_{engrenagem} - r_{raiz}}{2} \right) > F_N \cdot \mu \cdot r_{raiz} \quad (9)$$

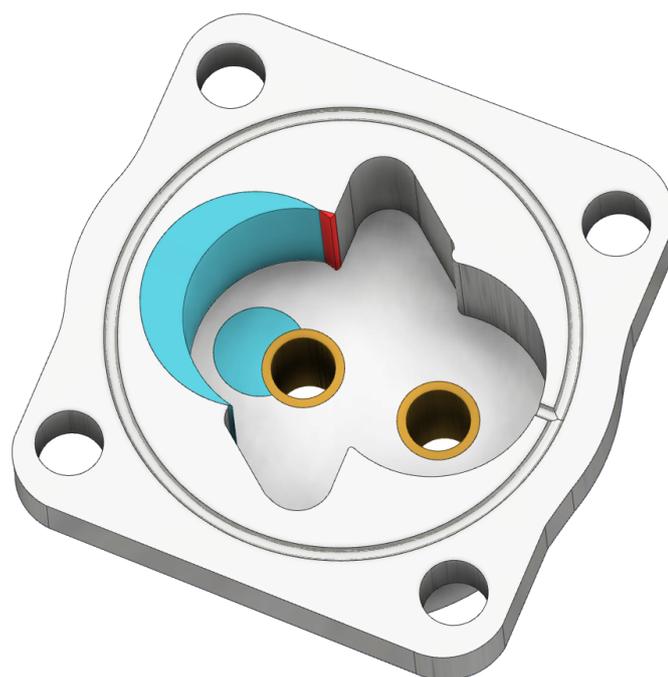
Ao se supor a utilização de aço nas engrenagens e nos mancais, assim como na bomba original, o diâmetro do eixo deve ser menor que 5,56 mm. O que ocorrerá, além de um desgaste acentuado nas peças causado pela falta de lubrificação, é um processo de oxidação do metal, levando o medidor a cessar.

A solução para o medidor seria trocar o material dos mancais, como por exemplo, utilizar mancais de liga Bronze-alumínio. Novas engrenagens devem ser usinadas, utilizando o aço inoxidável como material, evitando assim, a oxidação que ocorria nas engrenagens originais. O bronze-alumínio SAE 68B é indicado para fabricar peças deslizantes submetidas a cargas e choques extremamente altos, apresentando ótima resistência ao desgaste e à corrosão (DUBRONZE, 2019). Nessas condições, o novo diâmetro das engrenagens seria

9,346 mm ou menor. Pode-se utilizar engrenagens com eixos de maior diâmetro pois o coeficiente de atrito entre os novos materiais é significativamente menor em relação aos materiais originais.

A figura a seguir representa as mudanças que devem ser feitas para que o medidor funcione corretamente. As regiões demarcadas de *vermelho* e *azul* devem ser usinadas e preenchidas, respectivamente, para a acomodação das novas engrenagens.

Figura 14 – Modificações ao medidor



Fonte – Próprios Autores

5 CONCLUSÃO

A bomba de deslocamento positivo selecionada não pode ser utilizada como um medidor volumétrico. As possíveis causas foram o atrito que ocorre entre as engrenagens e seus eixos, e a oxidação das superfícies dos componentes. Há também a necessidade constante de lubrificação, devido ao efeito do contato com a água pressurizada.

Será realizado pelo grupo para continuação do projeto de irrigação possíveis modificações na bomba de deslocamento positivo selecionada.

REFERÊNCIAS

- AQUASUPER. *Venturi Standard*. Disponível em: <<https://www.aquasuper.com/venturi-standard/>>. Acesso em: 11 de dezembro de 2019. Citado na página 9.
- BRINGER. *TUBO DE PITOT (ANUBAR)*. Santo André, SP: [s.n.], 2015. Disponível em: <<http://www.bringer.com.br/BringerIndustria/tudo-pitot.php>>. Acesso em: 11 de dezembro de 2019. Citado na página 9.
- CONTROLS, V. *Medidores De Vazão Vortex Aalborg*. Perdizes, SP: [s.n.], 2019. Disponível em: <<https://www.vikacontrols.com.br/produtos/medidores-vortex/>>. Acesso em: 11 de dezembro de 2019. Citado na página 9.
- COTTRELL, M. Fluid flow instrumentation. Missouri S T, Missouri University of Science and Technology, 2006. Disponível em: <https://web.mst.edu/~cottrell/ME240/Resources/Fluid_Flow/Fluid_flow.pdf>. Acesso em: 27 de setembro de 2019. Citado na página 7.
- CULPEPPER, M. *Gears and External Gear Pump Design*. MIT, 1999. Disponível em: <<https://stuff.mit.edu/afs/athena/course/2/2.972/www/lecture3-gears/sld001.htm>>. Acesso em: 28 de setembro de 2019. Citado na página 10.
- DUBRONZE. *SAE68B*. São Paulo SP: [s.n.], 2019. Disponível em: <<http://dubronze.com.br/produtos/bronze-aluminio/sae68b/>>. Acesso em: 25 de novembro de 2019. Citado na página 23.
- HIBBELER, R. C. *Resistência dos Materiais*. 7. ed. São Paulo, SP: Pearson Prentice Hall, 2010. Unico. Citado na página 23.
- MTE-THOMPSON. *Sensor de rotação*. 2019. Disponível em: <<https://cursosonline.mte-thomson.com.br/unit/aula-3-sensor-de-rotacao/>>. Acesso em: 28 de outubro de 2019. Citado 2 vezes nas páginas 11 e 12.
- NAUCO. *Medidor de Vazão tipo turbina para Líquidos e Gases*. Santo André, SP: [s.n.], 2018. Disponível em: <http://www.nauco.com.br/produto.php?produto_id=6>. Acesso em: 11 de dezembro de 2019. Citado na página 9.
- OMEGA. *Medidor de Vazão Eletromagnético*. Campinas, SP: [s.n.], 2015. Disponível em: <<https://br.omega.com/pptst/FMG600.html>>. Acesso em: 11 de dezembro de 2019. Citado na página 9.
- PRONEX. *Bomba de Engrenagens Externas*. 2019. Disponível em: <<https://www.pronex.com.br/industrial/bombas/bomba-de-engrenagens-externas>>. Acesso em: 29 de setembro de 2019. Citado 2 vezes nas páginas 10 e 11.
- QUALITY, W. *Rotâmetro Medidor De Fluxo Modelo IFM-110*. Indaiatuba, SP: [s.n.], 2019. Disponível em: <<https://waterquality.com.br/loja/instrumentos-de-medicao/rotametros/rotametro-medidor-de-fluxo-modelo-ifm-110-2402200-lh-de-linha/>>. Acesso em: 11 de dezembro de 2019. Citado na página 9.

SANESOLUTI. *MEDIDOR DE VAZÃO ULTRASSÔNICO FIXO*. Guarulhos, SP: [s.n.], 2019. Disponível em: <<https://sanesoluti.com.br/produto/medidor-de-vazao-ultrassonico-fixo/>>. Acesso em: 11 de dezembro de 2019. Citado na página 9.

STATIONARY, W. *Best Cup Anemometers To Buy*. 2019. Disponível em: <<https://weatherstationary.com/best-cup-anemometers-to-buy/>>. Acesso em: 3 de dezembro de 2019. Citado na página 7.

TOOBOX, E. *Friction and Friction Coefficients for various Materials*. 2004. Disponível em: <https://www.engineeringtoolbox.com/friction-coefficients-d_778.html>. Acesso em: 25 de novembro de 2019. Citado na página 22.

ÇENGEL, J. M. C. Y. A. *Mecânica Dos Fluidos*. 3. ed. São Paulo SP: Mc Graw Hill, 2007. Unico. Citado 9 vezes nas páginas 5, 8, 9, 10, 11, 15, 16, 17 e 20.

