

ANÁLISE DO CUSTO X BENEFÍCIO PARA A SUBSTITUIÇÃO DE BOMBA DE DUPLO DIAFRAGMA UTILIZADA EM PINTURA DE MOLDES DE UMA FUNDIÇÃO

Márcia Krüger¹, Elvys Isaias Mercado Curi²
marcia.kruger@hotmail.com¹, elvys.curi@satc.edu.br²

¹Faculdade SATC, Engenharia Mecânica - Rua Pascoal Meller, 73 - CEP 88.805-380 - CP 362 - Criciúma - SC - Brasil.

Resumo

Produzir de forma eficaz investindo em projetos que não levam somente em conta a produtividade, mas também na redução dos custos com consumo de energia, em manutenção e reparos, custos operacionais, ambientais e custos de desativação e descarte dos equipamentos são os pontos fortes considerados pelas indústrias que visam lucro e crescimento sustentável. Um bom projeto não leva somente em conta a produtividade, mas também a viabilidade econômica analisando os custos e o tempo de vida útil do projeto. O presente estudo propõe uma análise de custo benéfico para a substituição de uma bomba de duplo diafragma utilizada na pintura de moldes de uma fundição que se tornou dispendiosa e extemporânea, afetando assim a produtividade. Para escolha da bomba ideal que irá substituir a bomba de duplo diafragma, fatores vitais precisavam também ser levados em consideração, como o tipo de ambiente que possui uma atmosfera agressiva devido ao tipo de fluido que gera corrosão, a areia que é agressiva para aos componentes da bomba e o fator de serviço. O estudo se iniciou com os cálculos de dimensionamento do projeto, através da vazão, salto energético específico e rotação, podendo ser possível encontrar a velocidade de rotação específica e classificar o tipo de bomba ideal para o projeto. A partir da classificação da bomba, foram estudados os tipos de materiais mais resistentes ao desgaste e que atenderiam a aplicação na composição da estrutura da bomba.

Palavras-chave: viabilidade econômica, bomba de duplo diafragma, bomba centrífuga, manutenção e ferro fundido branco.

1. Introdução

Nos processos produtivos por fundição, o acabamento das peças é primordial para satisfação dos clientes, já que da aceitação do produto dependerá sua demanda, e em consequência, a economia da empresa. A pintura nos moldes é fundamental para evitar a erosão, reduzir as imperfeições superficiais e melhorar o acabamento superficial das peças. O acabamento se realiza com o jato de tinta que é impulsada por uma bomba que se abastece desde um reservatório onde recircula a tinta não impregnada no processo anterior.

As tintas são à base de solvente e compostos químicos que produzem corrosão em alguns componentes na bomba que é utilizada na pintura, tornando-se mais agressivo quando as partículas de areia se introduzem na pintura, afetando os materiais da bomba. A reciclagem da tinta alcoolgel que não foi impregnada da superfície do molde é reaproveitada, a qual passa por uma tela de peneiramento e retorna para o reservatório e se reinicia o processo de pintura.

As bombas de duplo diafragma são as mais recomendadas pela indústria química para bombeamento de produtos químicos corrosivos de qualquer viscosidade, fluídos contendo partículas abrasivas, que seria o caso da aplicação na pintura dos moldes da fundição. Mesmo sendo indicada para esta aplicação, a bomba apresenta problemas e interrompe a produção, exigindo mais tempo na manutenção, elevando os custos de manutenção na compra de suas peças, as quais são adquiridas fora do estado, pois não há fornecedores na região.

Os componentes mais sensíveis da bomba são o diafragma, as esferas de controle e os assentos de esferas, produzidos em polipropileno que se desgasta consideravelmente. Tratou-se de substituir o polipropileno por outro tipo de material de maior resistência, como por exemplo, os assentos foram fabricados a base de alumínio e também de ferro fundido branco, o qual melhorou um pouco, mas não tiveram um resultado muito satisfatório. Foram pesquisados outros materiais tais como teflon, aço inoxidável, mas os custos eram elevados, ultrapassando o custo de uma bomba nova, sem garantia de que suportariam melhor. Por tanto se avaliou a possibilidade de substituir a bomba por outro tipo que pudesse atingir melhor desempenho e condições de trabalho com tinta.

O objetivo do trabalho é avaliar a atual bomba de duplo diafragma, que ocasiona paradas por falhas frequentes, assim como analisar qual é o melhor tipo de bomba que poderia vir a substituí-la, visando maior disponibilidade, menor custo em manutenção, redução no consumo de energia e que mantenha a qualidade e produtividade na linha de pintura dos produtos, avaliando por comparação o custo-benefício das bombas para um tempo de uso.

2. Revisão Bibliográfica

A revisão bibliográfica irá abranger alguns conteúdos de pesquisas para o entendimento mais amplo deste trabalho.

2.1. Definição e Classificação das Bombas

Segundo Henn (2006), os critérios para escolher o tipo de bomba adequada para cada aplicação são: a viscosidade do líquido bombeado, a presença de sólidos em suspensão, a variação ou não da vazão em função da variação da resistência do sistema ao escoamento, a facilidade de manutenção e os custos. Predominam as bombas centrífugas, bombas de fluxo misto e bombas axiais para a região de médias e grandes vazões enquanto as bombas alternativas e rotativas dominam a faixa de médias e grandes alturas de elevação e pequenas vazões.

Macintyre (1997) classifica as bombas pelo modo o qual é feito a transformação do trabalho em energia hidráulica e pelo recurso para ceder ao líquido aumentando a sua pressão e/ou sua velocidade as que subdividem em: bombas de deslocamento positivo, como as bombas de pistão, êmbolo ou de diafragma, de simples ou duplo efeito; as turbo bombas ou hidrodinâmicas ou simplesmente dinâmicas, tais como as bombas centrífugas, axiais e mistas; e bombas especiais tais como a bomba com injetor; pulsômetros; bomba de emulsão de ar.

A Eq.(1) expressa a velocidade de rotação específica (n_{qA}) ou coeficiente de forma do rotor, o seu resultado é um elemento fundamental para a seleção do tipo de máquina mais adequada a determinada situação (Henn, 2006).

$$n_{qA} = 1000 \times n \times \frac{Q^{1/2}}{Y^{3/4}} \quad (1)$$

Onde:

n_{qA} [--]: Velocidade de rotação específica, adimensional

n [rps]: Velocidade de rotação de giro da bomba em revoluções por segundo

Q [m³/s]: Vazão da bomba

Y [J/kg]: Salto energético específico.

A Tab. 1 apresenta as faixas de valores de n_{qA} para as quais os diversos tipos de máquinas possuem o seu melhor rendimento.

Tabela 1 – Valores n_{qA} indicados para diferentes tipos de bombas (Henn, 2006).

Para bomba de deslocamento positivo	$n_{qA} < 30$
Para bomba centrífuga	$n_{qA} = 30$ a 250
Para bomba semi-axial ou de fluxo misto	$n_{qA} = 250$ a 450
Para bomba axial	$n_{qA} = 450$ a 1000

Os valores de n , Q e Y utilizados para o cálculo do n_{qA} correspondem ao ponto do projeto o seu melhor rendimento.

A vazão se determina medindo o tempo que leva para preencher um volume conhecido e calcula-se com a Eq. (2):

$$Q = \frac{V}{t} \quad (2)$$

Onde:

V [m³]: Volume medido em um recipiente

t [s]: Tempo que demora para preencher um volume medindo-se com um cronômetro.

O salto energético específico se calcula a aceleração da gravidade e a altura do projeto com a Eq. (3)

$$Y = g \times H \quad (3)$$

Onde:

Y [J/kg]: Salto energético específico

g [m/s²]: Aceleração da gravidade

H [m]: Altura total de projeto da bomba.

Para calcular a altura total se utiliza a equação de Bernoulli modificada considerando a entrada de sucção e de saída do fluido utilizando a Eq. (4).

$$Y = \frac{p_s - p_e}{\rho} + gh + \frac{c_s^2 - c_e^2}{2} + f \frac{L}{d_s} \frac{c_s^2}{2} \quad (4)$$

Onde:

p_s [Pa]: Pressão na saída da bomba

p_e [Pa]: Pressão na entrada da bomba

h [m]: Altura estática da bomba medido desde a sucção e a saída do fluido

c_s [m/s]: Velocidade de saída do fluido

c_e [m/s]: Velocidade de entrada do fluido

f [--]: Coeficiente de atrito que depende da rugosidade relativa e o diagrama de Mody

L [m]: Comprimento do tubo e das conexões como comprimento equivalente.

d_s [m]: Diâmetro do tubo

A pressão na sucção e saída estão na pressão atmosférica e se desconsideram por ter valores equivalentes.

A velocidade de entrada é zero e na saída calcula-se com a Eq. (5).

$$c_s = \frac{\pi d_s^2}{4Q} \quad (5)$$

Onde:

d_s [m]: Diâmetro de saída da canalização

Q [m³/s]: Vazão do fluido na canalização.

O salto energético da Eq. (6) se modifica assim:

$$Y = gh + \frac{c_s^2}{2} + f \frac{L}{d_s} \frac{c_s^2}{2} \quad (6)$$

O cálculo da perda de carga se calcula com a perda de pressão e o diagrama de Mody pela qual deverá se avaliarse o regime do fluido com o número de Reynolds, se for laminar ou turbulento com a Eq. (7) e a rugosidade específica com a Eq. (8):

$$Re = \frac{c_s \cdot d_s \cdot \rho}{\nu} \quad (7)$$

Onde:

Re [--]: Número de Reynolds

ν [Pa.s] Viscosidade cinemática.

Para o cálculo da rugosidade específica é necessário identificar a rugosidade absoluta para o tipo de material na Tab. 2.

Tabela 2 - Rugosidade absoluta de algumas superfícies

Material	Aço	Concreto	Ferro fundido	Chapa metálica	Aço comercial	Tubo estiado
Rugosidade ε (m)	0,0009 - 0,009	0,0003 - 0,003	0,00026	0,00015	0,000046	0,0000015

Identificado o tipo de material e o diâmetro nominal do tubo, calcula-se a rugosidade específica com a Eq. (8).

$$R_{esp} = \frac{\varepsilon}{d_s} \quad (8)$$

Onde:

R_{esp} [--]: Rugosidade específica

ε [m]: Rugosidade absoluta

A partir do resultado do número de Reynolds e seu tipo de regime ou usando a rugosidade específica encontra-se coeficiente de atrito no gráfico de Moody.

O cálculo da potência do fluido é expresso a partir da Eq. (9).

$$P = \rho \cdot Q \cdot Y \quad (9)$$

Onde:

P [W]: Potência do fluido

ρ [kg/m³]: Densidade da tinta.

Tomando-se como base a potência do fluido e a potência no eixo da bomba, calcula-se o rendimento total utilizando-se a Eq. (10).

$$\eta_t = \frac{P}{P_e} \quad (10)$$

Onde:

η_t [--]: Rendimento total da bomba

P_e [W]: Potência no eixo da bomba

2.2 Bomba de Diafragma

Segundo Schlticker et. al. (1996), as bombas de diafragma de processo de alta pressão são muito usadas na indústria química devido à robustez, a manutenção hidráulica do diafragma e por estar isentando problemas de abrasão nas válvulas. Os custos de manutenção são difíceis de avaliar devido ao comportamento dos componentes de vedação com o fluido. Existem fluidos problemáticos que motivam o uso da bomba de diafragma, mas outros que não se adaptam bem a ela. As válvulas de segurança de alta pressão são conetadas com as bombas e devido aqueles resíduos abrasivos do fluido entopem e obstruem estas válvulas, as bombas evitam ou reduzem o fluxo por causa dos abrasivos suportando-as em algumas partes da bomba. A maior vantagem nas bombas de deslocamento positivo é em sua impermeabilização hermética, aonde se reduz a perda de pressão, apresenta um menor consumo de energia e não utiliza lubrificante, mas em contrapartida seu custo é maior. Na comparação, as bombas de pistão tem um menor preço mas os custos de instalação são maiores, ocupam maior espaço, seu tempo de vida útil é menor e afeta ecológicamente seu entorno, a troca de peças é mais custosa e este tipo de bomba consome maior energia.

Islam (2016) avalia o desempenho de uma bomba de dosagem, que possui controle preciso de vazão ou volume bombeado ao longo do tempo, e compara com uma de disposição alternativa de fluxo de fluido semelhante a uma de bomba centrífuga usando técnica de derivação. As experiências foram realizadas em quatro fases totais. A primeira fase consiste apenas na avaliação de desempenho da bomba de dosagem e verifica-se a faixa do fluxo medido da bomba de dosagem. O consumo de energia foi quase constante de 72 watts. A eficiência máxima e mínima é de cerca de 4% e 0,01%, o teste de desempenho de uma bomba de dosagem de tipo diafragma de curso variável e uma bomba centrífuga de velocidade fixa. Os resultados mostram que, ambos funcionam com baixas eficiências (4% para a bomba de dosagem e 13% para a bomba centrífuga). As bombas de dosagem estão menos disponíveis e são mais caras em comparação com as bombas centrífugas.

2.3 Bomba Centrífuga

Para Nygren et. al. (2014), as bombas centrífugas são muito usadas nos países desenvolvidos, tanto em setores industriais quanto em de serviços. Estudos revelam que até 30% da energia consumida em sistemas de bombeamento poderia ser salva fazendo-se a escolha correta da bomba e do projeto do sistema, sendo que uma das maneiras mais eficientes para reduzir o consumo de energia do sistema seria a substituição de métodos

tradicionais de controle de fluxo, como o controle de válvulas pelo método moderno de controle de velocidade variável.

Além dos custos iniciais de aquisição, o rendimento é um parâmetro importante, Walker et. al. (2013) avalia as taxas de rendimentos diferentes equipamentos com testes de campo, observando que não são tão compreensíveis as condições específicas do trabalho das bombas centrífugas para lama (velocidade local, concentração, partículas, tamanho, distribuição, etc.) assim como a estrutura das amostras. Nos testes de campo ele avaliou que a taxa de desgaste da borracha natural foi de 45% maior que a taxa de desgaste de um ferro branco hipereutético e 43% menor que o ferro branco eutético de alto cromo. Enquanto que os resultados de laboratório o desgaste teve valores próximos. Nos ensaios de laboratório o ferro branco hipereutético de 35% de cromo o desgaste foi maior que o ferro branco hipereutético padrão de 27% de cromo. Os resultados dos ensaios realizados com diferentes mecanismos de desgaste em laboratórios não representaram os considerados nas condições de campo.

Para avaliar a resistência ao desgaste de materiais usados no rotor de uma bomba centrífuga, Novelli (2004), realizou ensaios de materiais de ferro fundido branco de alto cromo, que obteve de bombas centrífugas utilizadas em circuitos de bombeamento de polpas de minério de ferro, obtida de diferentes fabricantes de bomba e comparou a concentração de carbonetos e a dureza, as que denominaram como ligas com concentração de carboneto que forem: A (31,4%), B (43,42%), C (56,02%), D (23,50%) e E(25,43%). Após de verificar suas concentrações, realizou ensaios de desgaste abrasivo e avaliou o desgaste de alguns ferros fundidos alto cromo, os que forem empregados em componentes de bombas centrífugas. Constatou que o tratamento térmico de têmpera em óleo, produz uma melhoria na estrutura nos ferros fundidos de alta dureza, representando um aumento médio em torno de 14%. As ligas A, B e E tiveram menor desgaste, em ensaio com partículas sem tratamento térmico. As ligas D e E, após verificou o desgaste abrasivo nas partículas de tamanho médio 6 e com tratamento térmico de têmpera em óleo, tiveram menor desgaste à abrasão que as partículas de tamanho médio de número 3. A dureza global foi determinante na resistência ao desgaste abrasivo, sendo que as durezas da matriz e dos carbonetos de reforço determinam a dureza global dos materiais. A presença de carbonetos perpendiculares à superfície das amostras aumentou a resistência ao desgaste.

As bombas centrífugas que trabalham com fluidos de medias e altas densidades são menos vulneráveis aos problemas de cavitação por ter dificuldades em criar-se as bolhas nos fluidos. (Henn, 2006).

2.4 Índices de desempenho de manutenção

O cálculo da disponibilidade Farinha (2011), se realiza utilizando a relação de tempos de bom funcionamento e tempo de reparos de manutenção com a Eq. (11).

$$Disp = \frac{MTBF}{(MTBF+MTTR)} \quad (11)$$

Onde

TMBF [h]: Tempo Médio de Bom Funcionamento

TMTR [h]: Tempo Médio Técnico de Reparo

Disp [--] Disponibilidade indicador de desempenho utilizados para avaliar a eficiência dos trabalhos de manutenção

A confiabilidade avalia o tempo de vida útil e o modelo das falhas usando conceitos estatísticos, Marcorin (2003). A confiabilidade é uma medida da habilidade de um produto a operar com sucesso, quando solicitado, por um período de tempo pré-determinado, e sob condições de utilização e ambientais específicas, é medida como uma probabilidade, Cotaina, (2000).

Um dos métodos estatísticos usados para determinar a confiabilidade é a lei de Weibull de três parâmetros Farinha (2011), que se define com as Eq. (12) e Eq. (13).

$$R(t) = e^{-\left(\frac{t-t_0}{\alpha}\right)^\beta} \quad (12)$$

$$F(t) = 1 - R(t) \quad (13)$$

Onde:

R(t) [h]: Probabilidade de não ocorrer a falha em determinado tempo assumido.

F(t) [h]: Probabilidade de ocorrer à falha em determinado tempo assumido.

β [--]: Parâmetro de forma determinado com conceitos estatísticos

α [--]: Parâmetro de escala em unidade de tempo;

t_0 [--]: Parâmetro de posição sem ocorrência de falha

2.5 Custo do Ciclo de Vida

Muitas organizações consideram apenas o custo inicial de aquisição e instalação de um sistema. É de grande interesse do projetista ou gerente da fábrica avaliar o custo do ciclo de vida de diferentes projetos antes de instalar novos equipamentos importantes ou realizar uma grande reforma. Através desta avaliação é possível identificar a opção financeira mais viável, podendo assim melhorar a rentabilidade de suas operações no mercado que está cada vez mais competitivo. As empresas procuram cada vez mais a redução dos custos de operação e, especialmente reduzir o consumo de energia e o tempo de máquina parada, que são os maiores custos do ciclo de vida. (Hydraulic Institute et al., 2001).

Para Hennecke (2005), os elementos do custo do ciclo de vida de qualquer equipamento seriam o custo inicial para comprar o equipamento, para instalação e comissionamento, de energia, operacionais, em manutenção e reparos, de inatividade e perda de custo de produção, ambientais e para desativação e descarte.

O custo do ciclo de vida poderá ser definido a partir da Eq. (14) onde todos os elementos são somados. Com ela é possível prever a solução mais econômica, porém esta soma não garante um resultado específico, mas permite que o projetista ou gerente da fábrica faça uma comparação razoável entre soluções alternativas dentro dos limites do projeto (Hydraulic Institute et al., 2001).

$$LCC = C_{ic} + C_{in} + C_o + C_m + C_s + C_{env} + C_d \quad (14)$$

Onde:

LCC [R\$]: Custo do ciclo de vida

C_{ic} [R\$]: Custos iniciais (bomba, sistema, tubulação, serviços auxiliares)

C_{in} [R\$]: Custo de instalação e comissionamento (incluindo treinamento)

C_o [R\$]: Custos de operação (custo de mão de obra da supervisão normal do sistema)

C_m [R\$]: Custos de manutenção e reparo

C_s [R\$]: Tempo de inatividade (perda de produção)

C_{env} [R\$]: Custos ambientais (contaminação do líquido bombeado e equipamento auxiliar)

C_d [R\$]: custos de desmantelamento / eliminação (incluindo a recuperação do ambiente).

A Fig. 1 apresenta um gráfico com a distribuição dos principais custos do ciclo de vida de uma bomba industrial de médio porte.

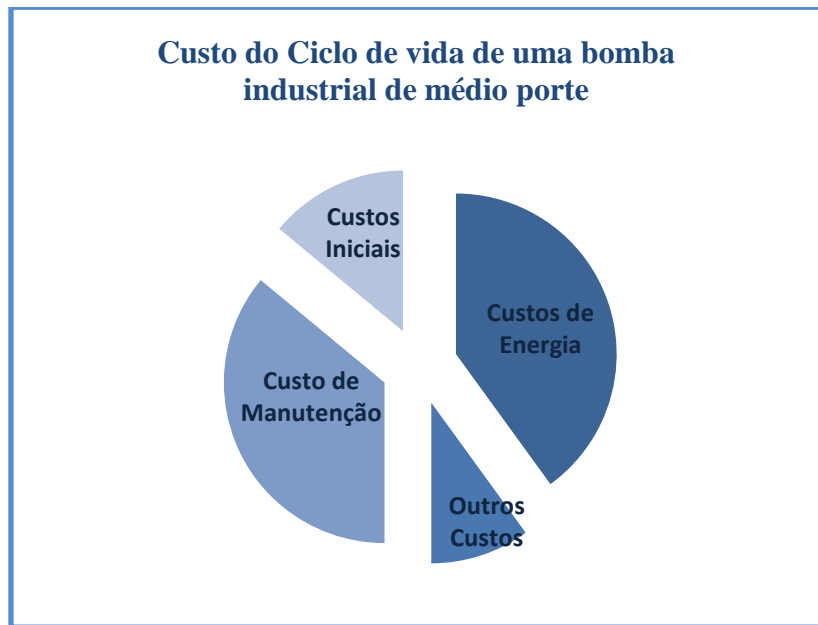


Figura 1 - Gráfico do custo do ciclo de vida (Hydraulic Institut, et. al. 2001).

O consumo de energia é um elemento importante nos custos do ciclo de vida da bomba. Como o consumo excessivo de energia leva a custos de manutenção mais altos, esses dois elementos combinados geralmente dominam a maior parte do custo total do ciclo de vida (Lox, 2006).

Segundo Nygren (2014), as bombas centrífugas são amplamente usadas em aplicações industriais e municipais para transferir fluidos, sendo que na União Europeia, estes sistemas de bombeamento correspondem a 22% do consumo em energia. Os estudos mostram que 30% da energia consumida pelos sistemas de bombeamento poderiam ser economizados por meio por um melhor projeto do sistema e a escolha cuidadosa da bomba. A energia e os materiais usados por um sistema dependem do projeto da bomba, do projeto da instalação e da maneira como o sistema é operado. Esses fatores são interdependentes. Além disso, eles devem ser cuidadosamente combinados entre si e permanecer assim durante toda a vida útil, a fim de garantir os menores custos de energia e manutenção, a vida útil do equipamento e outros benefícios.

3. Procedimento Metodológico

O procedimento metodológico para realizar o estudo de viabilidade econômica do projeto se fundamenta a partir do levantamento dos históricos de manutenção baseado nas fichas de controle de manutenção e no software de manutenção implantado no sistema da empresa, nos custos com compra de peças para manutenção, nas análises e medições para atender os requisitos do sistema.

O procedimento teve uma sequência de atividades para avaliar a viabilidade econômica de melhoria ou substituição. A Fig. 2 apresenta uma relação de temas que foram tratados no procedimento e depois nos resultados.

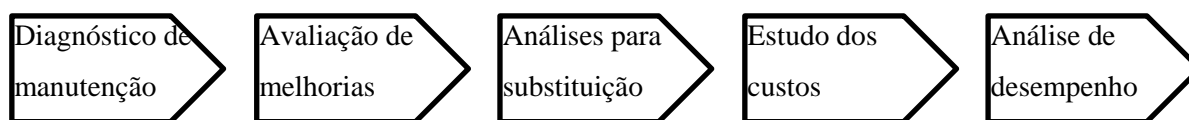


Figura 2 – Atividades realizadas para avaliação da viabilidade econômica do sistema

3.1 Diagnóstico de Manutenção e Custo Bomba de Duplo Diafragma

A bomba de diafragma funciona acionada por um sistema pneumático, foi recomendada para pintar os produtos com um jato de tinta com solventes. Devido à necessidade de recircular a tinta misturada com o solvente residual que não se aderiu à superfície do molde e escoou através da peneira e retorna para o reservatório, o fluido recuperado acaba incorporando partículas de areia no processo de entrada e saída que passa pela câmara de compressão da bomba.

A bomba de duplo diafragma trabalha com a pressão controlada de 6 bar, não podendo exceder a 6,8 bar, a pressão de ar acima da máxima recomendada causa danos irreversíveis à bomba. O ar comprimido deverá ser filtrado e condensado, isento de partículas de umidade. O consumo de ar da bomba de duplo diafragma é de 80 *SCFM*, o que corresponde a 2,265 m³/min de ar comprimido. As conexões de sucção e de descarga são de 1.1/2" *BSTP-F*.

Os componentes da bomba são de diferentes materiais, a maioria destes não tem propriedades para suportar o desgaste abrasivo que se produz nestes ambientes agressivos e corrosivos, pelo que se observaram alarmante frequência de falhas e, com o transcorrer do tempo foi reduzindo-se a disponibilidade do equipamento, detectando-se como um caso

crítico no sistema produtivo pelo alto custo do conserto e a baixa disponibilidade segundo as análises de manutenção. A Fig. 3 apresenta a imagem da bomba em estudo.

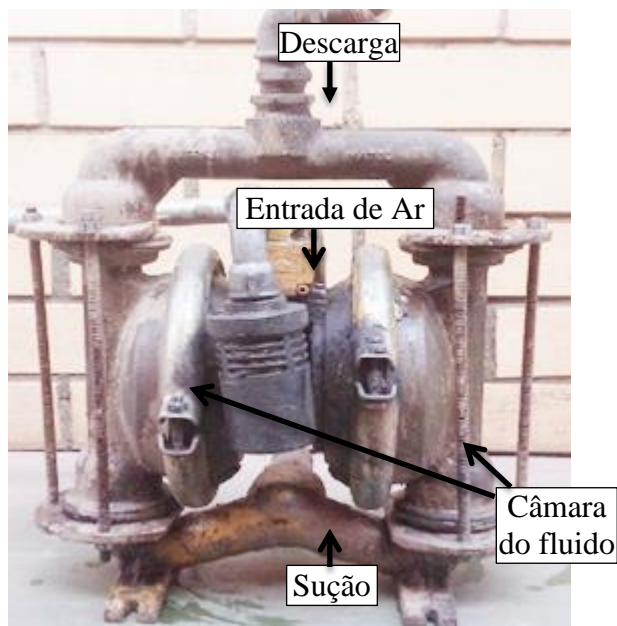


Figura 3 – Bomba de duplo diafragma E4CA6X660 Maxipneumatic e suas partes.

3.2 Avaliação das melhorias

Foram realizadas algumas melhorias para aumentar sua disponibilidade da bomba de duplo diafragma com a substituição do tipo de material dos componentes da bomba e algumas alterações.

Os experimentos realizados durante um tempo, com a substituição do material do diafragma que é de polipropileno por outro material mais resistente como o teflon, não tiveram o resultado satisfatório, o diafragma feito à base de teflon ficou mais rígido e não apresentou boa maleabilidade no processo de pressurização dificultando o fluido ser impulsionado para dentro e para fora da câmara.

As esferas de controle de vazão que regulam o vazamento da tinta, também feitas à base de polipropileno, foram substituídas por esferas de alumínio. Embora o alumínio apresentar uma boa resistência à corrosão, ele também é muito maleável, o que consequentemente fez com que as esferas de alumínio logo se deformassem e comprometessem o processo de controle de vazão.

Os assentos das esferas que originalmente são de polipropileno também foram substituídos pelo alumínio. Estes tiveram um melhor desempenho que os originais, mas mesmo assim, seu tempo de vida não foi longo. Depois os assentos foram substituídos pelos

assentos de ferro fundido branco com alto teor de cromo, que tiveram um melhor desempenho, durando seis meses sem nenhum problema.

Estas mudanças comprometeram outros componentes da bomba como as juntas que apresentaram vazamentos, falhas que não haviam ocorrido anteriormente.

A Fig. 4 apresenta o plano de explosão da bomba de duplo diafragma identificando-se os componentes que apresentam maiores desgastes.

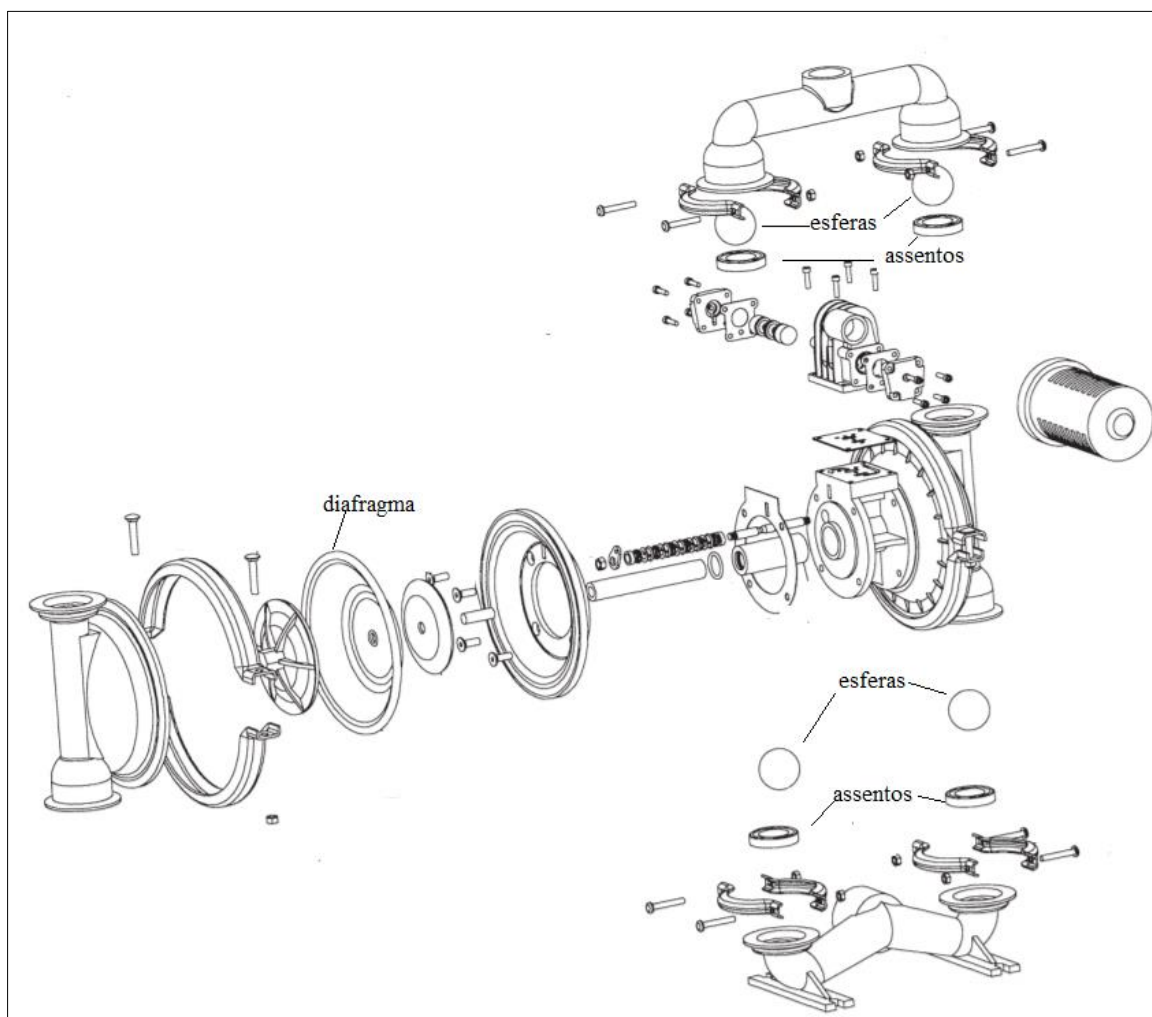


Figura 4 – Perspectiva explodida da bomba de diafragma

Segundo o departamento técnico do fabricante da bomba, não é recomendável a substituição parcial dos componentes da bomba com outros tipos de materiais porque afetaria os componentes de menor resistência, sendo recomendada também a substituição da carcaça. Caso fossem substituídos todos os componentes recomendados pelo fabricante, o custo para substituição de todos os componentes com outro tipo de material seria inviável, ficando com o valor mais alto do que a aquisição de uma bomba nova.

Devido a continua frequência de falhas e, apesar de ter algumas melhorias e pequenas reduções de custos, se avaliou a possibilidade de substituir a bomba de duplo diafragma por outro tipo de bomba. A bomba substituta deveria atingir melhor desempenho e redução nos custos de manutenção nas condições de trabalho com tinta.

3.3 Análise para substituição

Ao descartarem-se as melhorias, analisou-se a possibilidade de substituir a bomba de duplo diafragma por outro tipo de bomba que mantenha a qualidade e eficiência na pintura dos moldes, que tenha um custo aceitável em seu funcionamento e que se adapte bem ao processo de pintar os moldes.

Para a análise da substituição, foi realizado o levantamento dos dados da vazão e pressão necessária para atender o processo de pintura dos moldes. Uma bomba indicada para baixa e média vazão atenderia bem o processo, levando-se em consideração que uma vazão e pressão elevada poderiam danificar desintegrar o molde de areia quando o mesmo passasse pelo jato de tinta.

A bomba de diafragma em estudo é pneumática e trabalha com uma pressão de 6 bar e uma vazão de ar comprimido 80 SCFM (136 m³/h).

De acordo com o campo de aplicação e classificação de bombas sua seleção da bomba com melhor rendimento poderá ser realizada encontrando-se o valor da velocidade rotação específica a partir da Eq. (1), que poderá ser calculada em função da rotação no eixo em rps, da vazão em m³/s utilizando-se a Eq. (2) e na altura total da bomba H (m) ou com o salto energético específico Y (J/kg) com a Eq. (3). Os cálculos para as condições de funcionamento são mostrados nos resultados em tabelas e gráficos.

De acordo com os cálculos a ser mostrados nos resultados, a bomba centrífuga atenderia bem o processo.

Após a classificação da bomba, foi analisado o sistema partindo do aproveitamento e da adequação de uma bomba centrífuga já existente no estoque da empresa que poderia atender os requisitos na aplicação. Após a conclusão de que o modelo da bomba disponível atenderia as exigências foi realizada uma análise para substituir alguns componentes desta bomba que viriam a sofrer mais desgaste, como o rotor e a carcaça da bomba.

Conforme o estudo realizado e mencionado na revisão bibliográfica, os componentes de uma bomba centrífuga fabricados em ferro fundido branco com alto teor de cromo apresentaram resultados favoráveis, com baixo teor de desgaste. Optou-se então por fabricar

internamente o rotor e a carcaça em ferro fundido branco para aumentar a resistência no desgaste.

A Fig. 5 apresenta o modelo do rotor semiaberto de ferro fundido branco com quatro pás e o modelo da carcaça da bomba centrífuga fabricado internamente em ferro fundido branco.



Figura 5 – (a) Rotor semiaberto (b) carcaça da bomba centrífuga de ferro fundido branco

Na Fig. 6 tem-se do projeto da instalação da bomba centrífuga acoplada diretamente ao tanque, reduzindo-se as grandes perdas de cargas na sucção, por estar submersa na tinta. Foi reaproveitando o agitador de tintas já existente para manter a tinta em movimento, visto que a tinta apresenta uma característica pastosa com uma densidade de 1600 kg/m^3 e precisa estar em movimento para que a parte densa não se acumule no fundo do tanque podendo vir a dificultar assim a sucção.

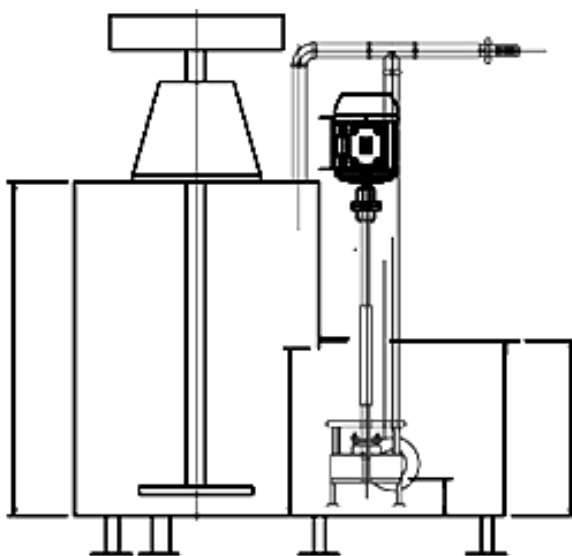


Figura 6 – Croqui geral do sistema utilizando a bomba centrífuga

3.4 Análise de Custos

Na análise de custo da bomba centrífuga, os custos iniciais, custos da instalação do sistema, custos de consumo de energia e custos de manutenção serão realizados segundo a recomendação da literatura.

A Fig. 7, apresenta o desenho do projeto do sistema de pintura de moldes utilizando a bomba centrífuga com o agitador de tintas e o tanque no formato de funil onde os moldes são pintados. Este ambiente já existente, foi adequado na instalação da bomba.

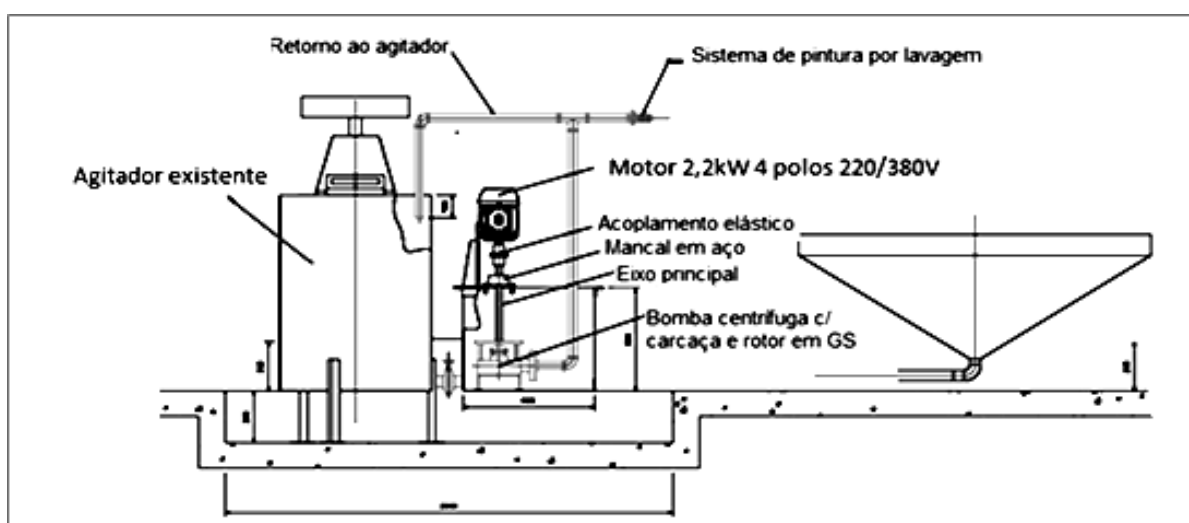


Figura 7 – Projeto do sistema de pintura

O projeto foi adequado e dimensionado para a utilização para a bomba centrífuga com o aproveitamento do espaço físico e de parte das instalações da bomba de duplo diafragma.

Com a carcaça e o rotor fabricados internamente em ferro fundido branco no setor de fundição reduzem-se os custos iniciais, o reservatório da bomba e o eixo principal fabricados internamente no setor de caldeiraria reduz-se os custos com instalação, sendo necessária apenas a compra do motor de 2.2 kW, do mancal em aço, das tubulações, conexões e o material para a montagem do painel elétrico que será realizada pela manutenção elétrica.

A estimativa do custo com energia elétrica foi realizada a partir do consumo do motor dimensionado para o sistema com a potência total, porém o mesmo irá trabalhar com a sua rotação ajustada por um inversor de frequência, podendo assim ser reduzido a velocidade do fluido, a potência da bomba e o consumo de energia elétrica.

3.5 Análise do Desempenho das Bombas

Outra análise que se realiza é a comparação da disponibilidade e confiabilidade das bombas em estudo em função dos dados históricos que se dispõe, utilizando indicadores de desempenho. A Tab. 3 apresenta os registros de manutenção da bomba de duplo diafragma. O tempo de manutenção foi informado pelo técnico que realizou os serviços, levava na média de 4 horas. Durante a manutenção foi mantida sempre uma bomba reserva para reduzir o tempo de máquina parada. A Tab. 4 abaixo mostra os registros de manutenções na bomba centrífuga.

Tabela 3 - Registro da manutenção da bomba de duplo diafragma.

Data	Intervenção	Manutenção	Tempo	Descrição
12/01/2015	Mecânica	Corretiva	04:00	Parada, a tinta densa entupiu a bomba e trancou.
18/02/2015	Mecânica	Corretiva	04:00	Assentos com desgaste, trocado pelos assentos de alumínio.
18/02/2015	Mecânica	Corretiva	04:00	Bomba trancada, realizado a troca da bomba pela bomba reserva.
24/02/2015	Mecânica	Corretiva	04:00	A bomba parou de funcionar. Foi trocado pela bomba c/ assentos de alumínio.
28/05/2015	Mecânica	Corretiva	04:00	A bomba parou de trabalhar, foi substituída pela bomba com os assentos de ferro fundido.
30/06/2015	Mecânica	Corretiva	04:00	Foi realizado a manutenção na bomba, trocado o diafragma furado as esferas, os assentos e o jogo de válvula
03/07/2015	Mecânica	Corretiva	04:00	Foi feita a manutenção da bomba, substituído as 4 esferas que estavam muito gastas e os assentos.
04/09/2015	Mecânica	Corretiva	04:00	Retirado a bomba para manutenção devido vazamento nas juntas.

Tabela 4 - Registro da manutenção da bomba centrífuga.

Data	Intervenção	Manutenção	Tempo	Descrição
12/10/2017	Mecânica	Corretiva	00:45	Feito a emenda da mangueira que havia rompido
05/03/2018	Elétrica	Corretiva	00:12	Rearmado sistema de segurança
08/03/2018	Mecânica	Corretiva	00:18	Desentupido a mangueira
13/03/2018	Elétrica	Corretiva	00:15	Mal contato botão emergência
21/03/2018	Elétrica	Corretiva	00:25	Rearmado sistema de segurança e limpaado os filtros painel
28/03/2018	Elétrica	Corretiva	00:05	Desarmado o inversor
29/03/2018	Elétrica	Corretiva	00:12	Rearmado e verificado a corrente do motor

4. Resultados e Análises

Neste capítulo, serão apresentados os resultados e suas respectivas análises a partir do acompanhamento do desempenho da bomba centrífuga, aonde serão apresentados os resultados dos cálculos para a seleção da bomba, o rendimento da bomba centrífuga, as manutenções realizadas na bomba, os custos com manutenção, custos com consumo de energia elétrica e a viabilidade econômica do projeto.

4.1 – Dimensionamento da bomba centrífuga

A Tab. 5 apresenta os resultados das vazões obtidas através das medições dos volumes e tempos em 5 frequências diferentes ajustadas pelo inversor de frequência. Para o cálculo da vazão foi utilizado a Eq. (2).

Tabela 5 – Vazão da bomba centrífuga para diferentes frequências

Frequência no variador de velocidade (Hz)	Rotação (rpm)	Volume (m ³)	Tempo (s)	Vazão (m ³ /s)
25	725	0,02	792	0,000025
35	1015	0,02	36	0,00056
45	1305	0,02	22	0,00091
50	1450	0,02	15	0,00133
60	1740	0,02	12	0,00176

A Tab. 6 apresenta os dados necessários para o cálculo da perda de carga da bomba e o salto energético específico, como a vazão (Q) na frequência máxima, o diâmetro do duto (ds), a viscosidade (ν), a densidade (ρ) a velocidade (c_s) calculada com a Eq. (5), dados estes necessários para o cálculo do número de Reynolds (Re) que foi obtido através da Eq. (7). Foi utilizado a Eq. (8) para o cálculo da rugosidade específica (R_{esn}) a onde foi utilizada a rugosidade absoluta de $\epsilon = 0,00026 \text{ m}$ especificada para a superfície de ferro fundido destacada na Tab.1 e a altura estática medida na instalação (h).

Tabela 6 – Valores medidos ou calculados da perda de carga e salto energético da bomba.

Q (m ³ /s)	ds (m)	ν (Pa.s)	ρ (kg/m ³)	c_s (m/s)	Re	R_{esn}	h (m)
0,0018	0,02	0,013	1600	5,73	14103	0,013	0,6

O fluido possui um escoamento turbulento, para o cálculo da perda de carga também é necessário identificar o coeficiente de atrito no diagrama de Moody apresentado na Fig. 8.

O coeficiente de atrito se determina a partir da rugosidade específica (R_{sp}) e o número de Reynold para o regime turbulento, dados informados na Tab. 6.

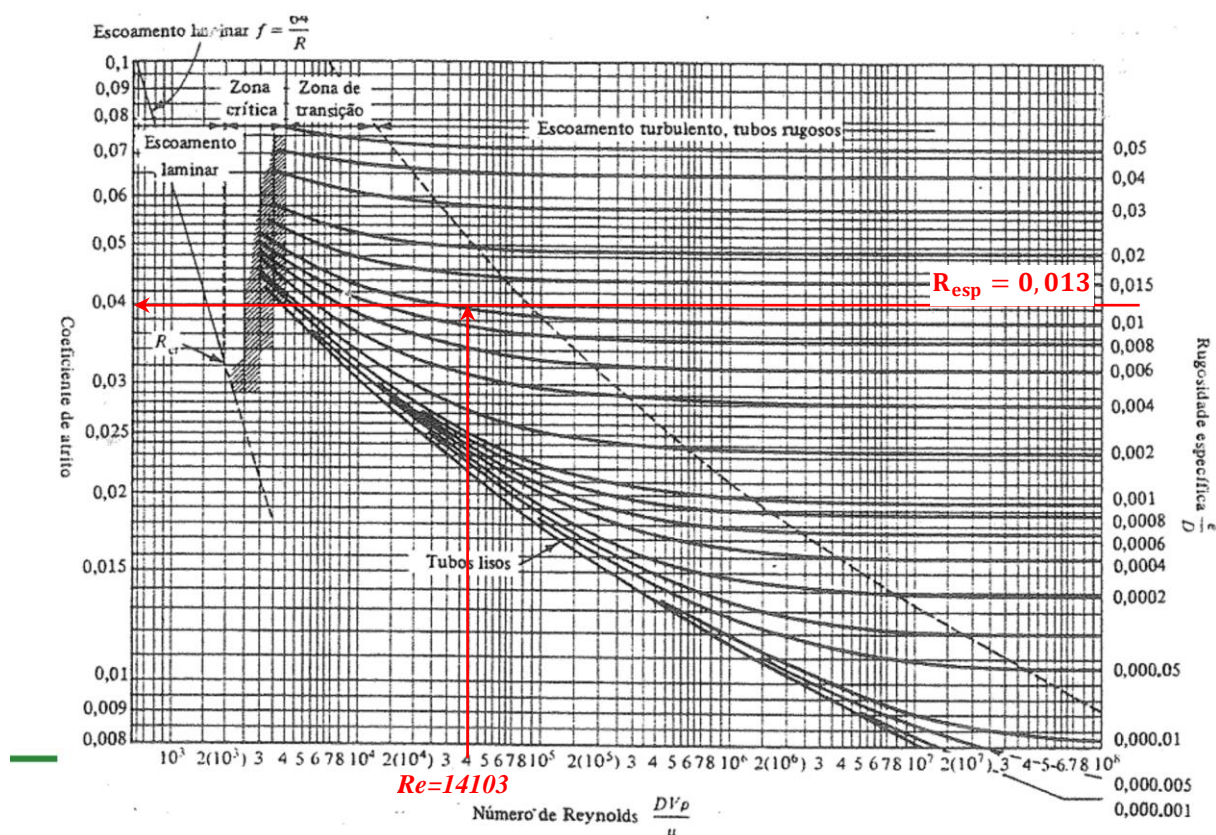


Figura 8 – Coeficiente de atrito no Gráfico de Moody. Fonte: Fox McDonald (2006)

Com este dado se determina o valor do coeficiente de atrito de $f = 0,04$.

A Tab. 7 apresenta a perda de carga das conexões.

Tabela 7 – Cálculo da perda de carga das conexões. Fonte: Manual de bombas Schneider

Conexão	Quant.	Perda de carga (m)	Total (m)
Registro de gaveta ou esfera aberto $\phi \frac{3}{4}''$	1	0,1	0,1
Curva $\phi \frac{3}{4}''$	3	0,4	1,2
Tee $\phi \frac{3}{4}''$	1	0,4	0,4
Tubo galvanizado $\phi \frac{3}{4}''$	1	2,6	2,6
Perda total em comprimento			4,3

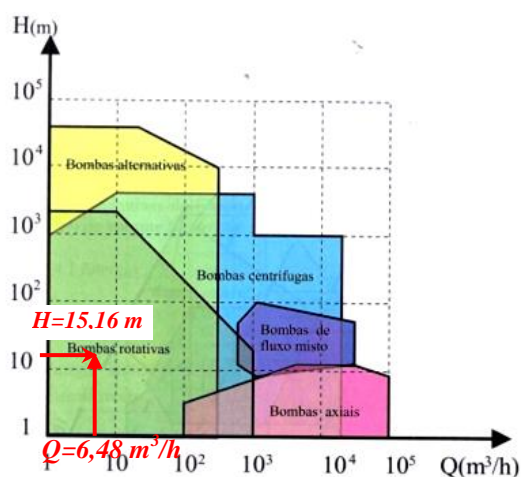
Com os valores da Tab. 2 e Tab. 6 determina-se os parâmetros do diagrama de Moddy e identifica-se o coeficiente de atrito na Fig. 8. Depois calcula-se o salto energético específico utilizando a Eq. (4) necessário para o cálculo da velocidade de rotação específica. (n_{qA}). O

valor de n_{qA} calcula-se com a Eq. (1). Os valores calculados seguem na Tab. 8.

Tabela 8 - Dados para calcular a velocidade de rotação específica (n_{qA}).

Velocidade de rotação n (rps)	Salto energético Y (J/kg)	Altura H (m)	Vazão Q (m ³ /s)	Vazão Q (m ³ /h)	n_{qA}
29,16	148,72	15,16	0,0018	6,48	29,1

Com o valor da velocidade de rotação específica (n_{qA}), é possível identificar o tipo de bomba na Tab 9. A Fig. 9 mostra a relação de máquinas de fluxo em função da faixa de valores do número da vazão e a altura H da bomba.



(a)

Tabela 9 – Valores de (n_{qA}) indicados p/ diferentes tipos de máquinas de fluido Fonte Hein 2006.

Máquina	n_{qA}
Bomba de deslocamento positivo	$n_{qA} < 30$
Bomba centrífuga	30 a 250
Bomba semi-axial ou de fluxo misto	250 a 450
Bomba axial	450 a 1000
Compressor de deslocamento positivo	$n_{qA} < 20$
Ventilador e turbocompressor centrífugo	20 a 330
Ventilador e turbocompressor axial	330 a 1800

(b)

Figura 9 –(a) Campo de aplicação e de seleção de bombas com gráfico e (b) pela tabela de valores da velocidade de rotação específica (n_{qA}). Fonte: Hein (2006)

O n_{qA} está próximo a 30, sendo possível a usar a bomba centrífuga adequada para o tipo de aplicação.

A bomba é acionada por um motor de 2200 W. Os valores da vazão (Q) e do salto energético específico (Y) informados na Tab.5 e a densidade da tinta (ρ) informada na Tab.3, foi então calculado a potência do fluido com a Eq. (9) e posteriormente o rendimento total da bomba utilizando-se a Eq. (10). O resultado segue na Tab. 10.

Tabela 10 – Resultados do rendimento e suas potências

Densidade ρ (kg/m ³)	Potência do fluido P (W)	Potência do motor P_e (W)	Rendimento η_t (%)
1600	428,32	2200	19,46

4.2 Análise das Manutenções

O tempo de bom funcionamento da bomba (TBF) e o tempo técnico de reparo (TTR) e os cálculos de disponibilidade são extraídos da Tab. 3 e Tab. 4 apenas para os casos de manutenção corretiva e são apresentados na Tab. 11.

Tabela 11 – Resultados dos valores de tempo médios e cálculo da disponibilidade.

Item	Bomba de duplo diafragma				Bomba centrífuga						
	dias	TBF (h)	Manutenção	TTR (h)	dias	TBF (h)	Manutenção	TTR (h)			
1	37	296	Corretiva	4	34	272	Corretiva	0,62			
2	0	0	Corretiva	4	110	880	Corretiva	0,20			
3	6	48	Corretiva	4	3	24	Corretiva	0,30			
4	93	744	Corretiva	4	5	40	Corretiva	0,25			
5	33	264	Corretiva	4	8	64	Corretiva	0,42			
6	3	24	Corretiva	4	7	56	Corretiva	0,08			
7	63	504	Corretiva	4	1	8	Corretiva	0,20			
Tempo Total		1880	Tempo Total		28	Tempo Total		1344	Tempo Total		2,07
Tempo Médio		268,57	Tempo Médio		4	Tempo Médio		192	Tempo Médio		0,30
Disponibilidade da bomba de diafragma				0,9853	Disponibilidade da bomba centrífuga				0,9984		

A disponibilidade da bomba centrífuga é 99,84% sendo maior que da bomba de duplo diafragma que está 98,53%. A diferença se deveria ao maior tempo necessário para o reparo da máquina, sendo para os casos da bomba centrífuga menos de 1 hora para todos os casos.

O cálculo da confiabilidade usando a lei de Weibull é realizado para as duas bombas usando os dados das Tab. 12 e as Eq. (16) e (17). Os cálculos dos parâmetros de forma e de tamanho se realiza utilizando conceitos de regressão linear na escala logaritmo neperiano.

Tabela 12 – Resultados dos cálculos da confiabilidade e da taxa de falha

i	Bomba de duplo diafragma						Bomba centrífuga								
	t (h)	Fi	to (h)	X=ln(t-to)	Y=ln(-ln(1-Fi))	R(t)	F(t)	t (h)	Fi	to (h)	X=ln(t-to)	Y=ln(-ln(1-Fi))	R(t)	F(t)	
1	0	0,000	0			1,00	0,00	8	0,095	0	2,079	-2,309	0,86	0,14	
2	24	0,109	0	3,178	-2,156	0,88	0,12	24	0,230	0	3,178	-1,343	0,74	0,26	
3	48	0,266	0	3,871	-1,175	0,800	0,20	40	0,365	0	3,689	-0,790	0,65	0,35	
4	264	0,422	0	5,576	-0,602	0,45	0,55	56	0,500	0	4,025	-0,367	0,59	0,41	
5	296	0,578	0	5,690	-0,147	0,41	0,59	64	0,635	0	4,159	0,008	0,56	0,44	
6	504	0,734	0	6,223	0,282	0,27	0,73	272	0,770	0	5,606	0,386	0,22	0,78	
7	744	0,891	0	6,612	0,794	0,17	0,83	880	0,905	0	6,780	0,858	0,04	0,96	
Parâmetro de forma						β	0,755	Parâmetro de forma						β	0,66
Parâmetro de tamanho						α	348,7	Parâmetro de tamanho						α	146,4

A comparação dos resultados se realiza para as taxas de falhas na Fig. 10.

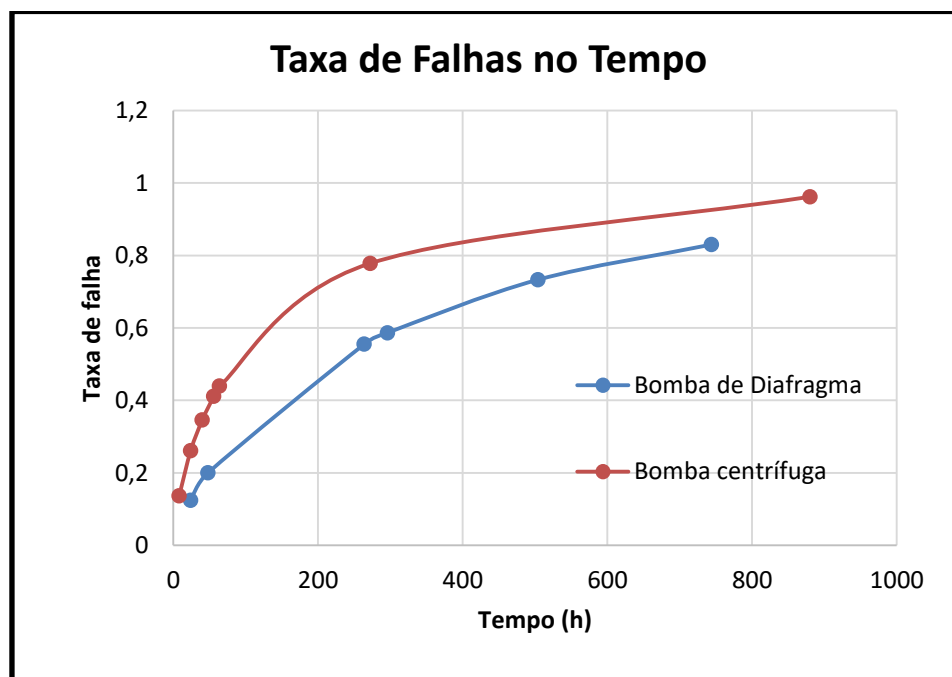


Figura 10 - Gráfico de comparação da taxa de falha das bombas em função do tempo

O resultado gráfico mostra que a curva de taxa de falhas é maior da bomba centrífuga. Ao revisar a Tab. 4, as falhas de manutenção corretiva do sistema da bomba centrífuga, 5 forem elétricas, 1 ruptura de mangueira e 1 erro operacional, nenhuma foi da bomba centrífuga. Foi observado na Tab. 3, as 6 falhas correspondiam à bomba de diafragma.

Os registros de custos de manutenção foram obtidos através do software de manutenção que foi implantado quando a bomba centrífuga foi instalada. Houve pouquíssimas intervenções na bomba centrífuga, sendo estas também de curto tempo.

Após um ano de acompanhamento do funcionamento da bomba centrífuga com o rotor e carcaça fabricados internamente em ferro fundido branco, foi realizado um comparativo dos resultados coletados a nos históricos de manutenção e custos na compra de peças.

A Fig. 11 apresenta os gráficos comparando os números e horas de manutenções no período de um ano realizado nas bombas de duplo diafragma e centrífuga.

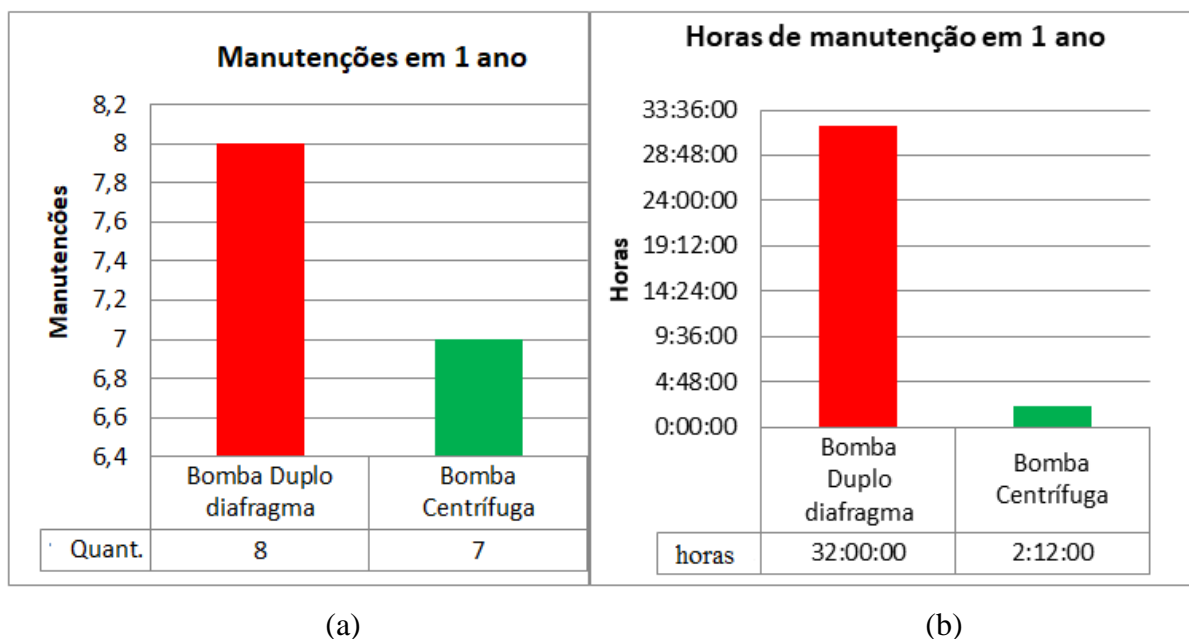


Figura 11 –(a) Quantidade de manutenções em um ano b) horas de manutenções em um ano

Houve uma redução de aproximadamente 30 horas de manutenção em um ano, o que corresponde a 93,12% de tempo que se direcionaria a outras atividades como manutenções preventivas e melhorias.

4.3 Custos com peças

A Fig. 12 apresenta o custo com a compra de peças para a manutenção das bombas de duplo diafragma e da bomba centrífuga. Neste período, não foram compradas peças para manutenção da bomba centrífuga.

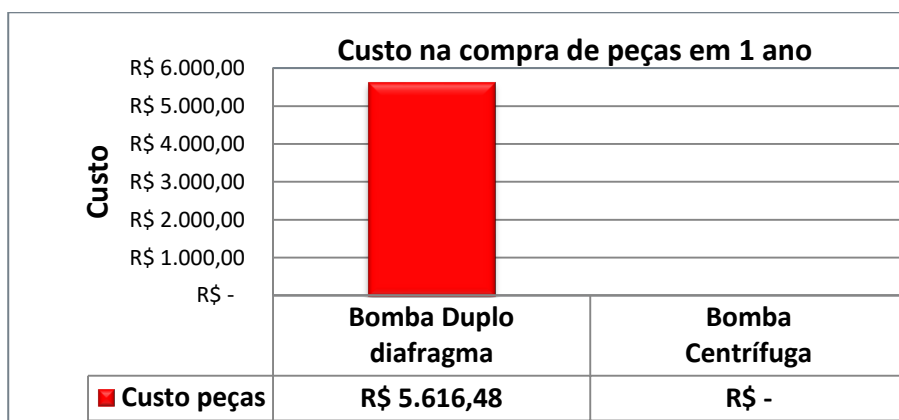


Figura 12 – Custo na compra de peças anual

Conforme indicação na Fig. 11 e Fig.12, a bomba de duplo diafragma além de apresentar um tempo maior com manutenção, também teve um custo considerável com a compra de peças de manutenção.

Na Tab. 13 segue o levantamento do custo das peças compradas no período de um ano para fazer as manutenções da bomba de duplo diafragma. Os dados foram extraídos dos pedidos de compra emitidos em um ano.

Tabela 13 – Relação do custo de peças em um ano

Descrição	Quantidade	Valor [R\$]	Total [R\$]
Diafragma	12	R\$ 281.50	R\$ 3.378.00
Assento de esfera	12	R\$ 84.67	R\$ 1.016,04
Esfera	10	R\$ 97.75	R\$ 977,50
Silenciador	1	R\$ 244.94	R\$ 244,94
Total do custo			R\$ 5.616,48

O fornecedor das peças de reposição encontra-se localizado fora da região de Santa Catarina, exigindo assim que se tenha um estoque de peças de reposição para a manutenção da bomba, visto que a pintura dos modelos é um processo importante da produção, se esta parte do processo parar, impactaria em um atraso em todo o processo de fundição ocasionando grandes prejuízos para a empresa.

Neste período de dois anos, o diafragma sofreu um reajuste 100% no seu preço, a esfera de 93% e o assento de 88%. Este reajuste e foi outro fator impactante para realizar a análise para a substituição do modelo de bomba.

4.4 Custo de energia

Para poder ser realizado um comparativo do custo com o consumo de energia elétrica entre a bomba centrífuga que é movida por um motor elétrico com uma potência de 2,2 kW e a bomba de duplo diafragma que é uma bomba de fluxo pneumática, foi levantado os dados do consumo de ar comprimido que bomba de duplo diafragma necessita para trabalhar e qual o percentual desse consumo sobre o compressor.

Através dos dados coletados no catálogo da bomba de duplo diafragma, a vazão necessária é de 80SFM, o que corresponde a 2.26m³/min de ar comprimido com 6 bar.

O ar comprimido é fornecido por um compressor modelo GA90VSD que possui uma potência 99 kW, uma descarga efetiva de 1024.2 m³/h, a uma pressão final de 12,8 bar.

Considerando que a pressão está ajustada em 6 bar, a bomba ira consumir 2.82% da capacidade do compressor, o que corresponde a 2.538 kW da potência do motor o qual poderá ser acrescentado um adicional de 30% devido os custos de depreciação e os custos com manutenção com o compressor, resultando em 3.3 kW.

A Tab. 14 estará apresentando o comparativo dos custos com o consumo energia elétrica no período de um ano, considerando uma jornada de trabalho diária de 8 horas, 21 dias por mês e 12 meses por ano:

Tabela 14 – Relação do custo com energia elétrica

Dados	Bomba Centrífuga	Bomba Duplo Diafragma
Potência [kW]	2,2	3,3
Horas ano [h]	2016	2016
Custo energia (kWh) [R\$]	R\$ 0.35	R\$ 0.35
Custo energia elétrica p/ ano [R\$]	R\$ 1.552.32	R\$ 2.328.48

O custo de energia elétrica por ano da bomba de duplo diafragma é 50% maior em relação à bomba centrífuga.

4.5 Análise de Viabilidade Econômica

O estudo de viabilidade econômica foi realizado a partir dos custos iniciais de instalação, considerando a vida útil econômica das bombas, as potências das bombas e os custos variáveis adquiridos a partir da vazão em m³/h e custos com manutenção.

A Tab. 15 apresenta os resultados dos dados necessários para a realização desta análise.

Tabela 15 - Dados técnicos de custos de cada bomba

Sistema	Bomba Duplo Diafragma	Bomba Centrífuga
Investimento inicial	R\$ 7.510,00	R\$ 6.000,00
Vida útil econômica	6 anos	20 anos
Potência das bombas [kW]	3,3	2,2
Vazão [m ³ /h]	21	6.48
Custo anual na compra de peças para manutenção [R\$]	R\$ 5.616,48	R\$ 0,00

Os valores dos investimentos dos dois sistemas são aproximados, porém considerando que a vida útil econômica da bomba centrífuga é 30% maior, que o consumo de energia elétrica 50% menor em relação à bomba de duplo diafragma e, não gerou custos em compra de peças para a manutenção, foi obtido, através dos cálculos lançados com auxílio do *software Excel*®. Um ponto de equilíbrio negativo, nos informa que a bomba centrífuga é muito mais econômica que a bomba de duplo diafragma.

5. Conclusão

No presente trabalho foi possível comprovar a importância classificação de uma bomba correta para determinado projeto, que a seleção do tipo de material é fundamental para um aumento da vida útil do equipamento e redução de custos com manutenção e custos com a parada de produção, que é fundamental realizar uma análise detalhada dos custos do ciclo de vida antes de iniciar a execução do projeto ou uma grande reforma.

Os cálculos referentes ao rendimento da bomba centrífuga foram realizados quando a encontrava-se instalada, com a análise detalhada dos cálculos foi possível concluir também que a bomba selecionada está sobre dimensionada para a aplicação, pois a mesma está trabalhando com uma frequência ajustada em 35 Hz, caso trabalhasse com a frequência máxima, o jato de tinta iria danificar o modelo.

A sugestão para um trabalho futuro seria selecionar uma bomba centrífuga menor, acionada por um motor com uma potência menor reduzindo-se ainda mais o consumo com energia elétrica.

6. Agradecimentos

Agradeço ao Prof. Dr. Elvys Isaias Mercado Curi pela orientação, dedicação e incentivo na realização deste trabalho, ao Prof. Me. Fabio Peruch pela sugestão do tema e efetivação do projeto, a empresa USIPE Indústria e Comércio de Peças Ltda que permitiu e apoiou a análise e a realização deste trabalho, a equipe de manutenção da USIPE e a minha família que sempre me apoiou incondicionalmente.

6. Referências Bibliográficas

- Cotaina, N. et al. Study of existing reliability centered maintenance (RCM). Boadilla del Monte, v. 28660, 2000.
- Farinha José M. Torres, Manutenção – A Terologia e as Novas Ferramentas de Gestão. MONITOR, Lisboa, Portugal. p. 15, 2011
- Henn, Érico Antônio Lopes. Máquinas de Fluído. 2. ed. Santa Maria, p. 29-55. UFSM, 2006.
- Hennecke, Friedrich Wilhelm. A Comparative Study of Pump Life Cycle Cost. P.20, 2005.
- Hydraulic Institute; Europump; US Department of Energy's Office of Industrial Technologies (OIT). Pump Life Coast: A Guide to LCC Analysis for Pumping Systems. P.2. 2001.
- Islam Arafat. *An Alternative Arrangement of Metered Dosing Fluid using Centrifugal Pump*, dissertação de mestrado, Bangladesh University of Engineering and Technology Dhaka March, 2016.
- Lox, Robert. *Optimize Centrifugal Pump system Efficiency* MGNNewell. p. 2-3. 2006
- Macintyre A. J. Bombas e Instalações de Bombeamento. 2a edição, Editora Guanabara Dois SA, p. 38, Rio de Janeiro, 1987.
- Marcorin Adílson José. Uma Proposta de Estimativa de Confiabilidade Utilizando Dados de Campo. XXIII Encontro Nac. de Eng. de Produção – Ouro Preto, MG, Brasil, 21 a 24 de out de 2003
- Novelli L. Alves. Contribuição aos estudos dos mecanismos de interação das partículas abrasivas com as microestruturas de Ferros Fundidos em processo de desgaste, Dissertação de Mestrado, Engenharia de Materiais - Universidade Federal de Ouro Preto, 2004.
- Nygren, Lauri. Savings Calculator for Centrifugal Pumps. Lappeenranta University of Tecnology. Revista. p. 7. 2014.
- Schlticker E. and Horn W. *High Pressure Chemical Engineering* Ph. Rudolf von Rohrand Ch. Trepp (Editors) pp. 593-598, Elsevier Science B.V. 1996
- Vetter, Gerhard. Reliability and Future- Development of High Pressure Diaphragm Pumps for Process Service. p. 50-51. 1988.
- Walker C. I. Robbie N.P., *Comparison of some laboratory wear test sand Field wear in slurry pumps* *Wear* 302, pp 1026–1034, 2013.