

## **Análise de Esforços em um Sistema de Movimentação de um Carro Alimentador para Prensa de Compactação em uma Indústria Cerâmica**

Diego Luiz da Luz de Souza<sup>a\*</sup>, José Luiz Salvador<sup>a</sup>

<sup>a</sup>*Curso de Engenharia Mecânica, Faculdade SATC, Criciúma, SC, Brasil*

<sup>\*</sup>*e-mail: diego\_lcsouza@hotmail.com*

### **Resumo**

O presente artigo tem a finalidade de analisar as forças atuantes no conjunto de acionamento hidráulico de um carro alimentador em uma prensa de compactação utilizada na fabricação de revestimentos cerâmicos, levando em consideração o atrito relacionado aos elementos que pressionam o carro alimentador com o intuito de evitar vazamento do pó a ser compactado, além de todas as forças relacionadas ao peso do conjunto viabilizando a possibilidade da substituição do acionamento hidráulico, por um acionamento eletro mecânico devido ao elevado índice de falhas referente ao conjunto. O estudo foi desenvolvido baseando-se no mecanismo de Scotch-Yoke ou par senoidal para o acionamento, que executa um movimento harmônico simples no sistema encontrando as velocidades envolvidas durante o ciclo de trabalho, possibilitando a determinação do torque de acionamento no braço de movimentação, permitindo a determinação da potência necessária para a substituição do equipamento garantindo o funcionamento pleno do sistema.

**Palavras-chave:** Scotch-Yoke, substituição, potência, atrito.

### **1. Introdução**

Na economia globalizada dos dias de hoje, a sobrevivência das organizações depende da capacidade e rapidez de inovar e efetuar melhorias contínuas. Como resultado, as organizações vêm buscando incessantemente novas ferramentas de gerenciamento, que as direcionem para uma maior competitividade através da qualidade e produtividade de seus produtos, processos e serviços (OTANNI et al., 2008, apud KARDEC, 2004).

Com o propósito de manter o posicionamento estratégico no mercado consumidor, é necessário para a empresa o fortalecimento dos vínculos com seus clientes, buscando sempre a satisfação dos mesmos. Por outro lado, devido à alta demanda de produtos provenientes de empresas concorrentes qualquer empresa precisa estabelecer produtos no mercado com valores competitivos.

Reduzir custos de transformação tem sido a principal ferramenta utilizada pelas empresas tanto no setor cerâmico como em outros setores em geral, para manter margens de lucro pretendidas. A área de manutenção segundo Ottani (2008) apud Abraman (2003) no Brasil o custo de manutenção por faturamento bruto de 4,3% do PIB contra a média mundial de 4,1%, isso significa que para um PIB de US\$ 451 bilhões FGV (Fundação Getúlio Vargas) representam 19 bilhões em gastos em manutenção. Portanto esta realidade demonstra que as organizações devem procurar as melhorias contínuas na sua gestão da manutenção, utilizando-se incessantemente dos conhecimentos inovadores e aplicação das melhores práticas da manutenção já praticadas nas organizações dos países do primeiro mundo.

O setor de modelagem na cerâmica corresponde dentro do processo cerâmico à compactação da matéria prima em

uma placa de material cerâmico, neste setor estão alocadas as prensas hidráulicas utilizadas para a compactação. Os custos de manutenção deste equipamento são elevados devido as características de desgaste no processo. Em uma série de prensas de mesmo fabricante e mesma capacidade que atuam no setor, os custos relacionados a manutenção vem apresentando aumento mês a mês. Uma análise dos maiores problemas referentes ao equipamento, apontou grande parte dos casos de falhas referentes ao sistema do carro alimentador.

Levando em consideração apenas os custos relacionados a substituição do equipamento, não levando em conta as perdas de produtividade, foram levantados os investimentos necessários para realizar uma reforma no conjunto do carro alimentador. Porém, pela obsolescência das peças do equipamento e pela indisponibilidade do fabricante (decretou Falência no final da década de 90), os equipamentos para a substituição adquiridos não são os originais, portanto sem um estudo prévio não iriam garantir o perfeito funcionamento do equipamento, por esta razão optou-se por um estudo avaliando a substituição dos componentes hidráulicos, por um sistema elétrico de acionamento, constituído de um motor elétrico e um redutor. O conjunto original está representado na Figura 1, e suas partes relacionadas ao estudo mostradas na Figura 2.

Os principais problemas estão localizados no motor hidráulico de acionamento, que apresenta vazamentos internos excessivos e rompimento da tubulação de dreno, além de outro problema que se encontram na válvula proporcional de acionamento, que devido ao desgaste dos elementos móveis da válvula não realiza uma parada precisa do braço de movimentação.

## 2. Funcionamento do Sistema de Carregamento da Prensa

O pó é transportado desde a tremonha, disposta sob o silo de alimentação da prensa, aos estampos, por meio de um carro dotado de uma cavidade a qual em posição de repouso estaciona sob a tremonha e consequentemente se enche de pó. No início de um novo ciclo o carro movimenta-se

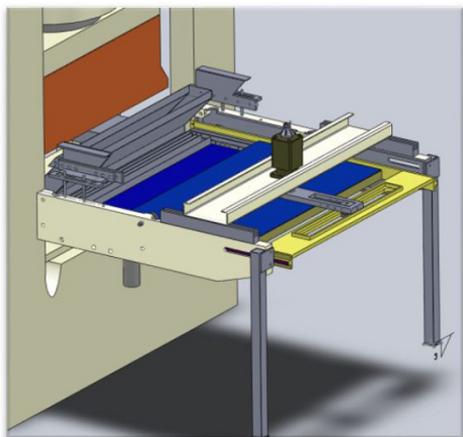


Figura 1. Conjunto do carro alimentador.

chega sobre a matriz e posiciona-se com a cavidade que contém o pó sobre os estampos inferiores, criando um espaço vazio, onde cai o pó (CARNEVALI et al., 2001).

A descrição do ciclo do carro alimentador, conforme explicado, está apresentado na Figura 3a-c, de acordo com o ciclo.

## 3. Descrição do Sistema de Acionamento

O sistema de acionamento do carro alimentador da prensa cerâmica consiste no motor hidráulico e o braço de movimentação, que configuram um mecanismo denominado de Scotch-Yoke ou par senoidal, segundo FARKHONDEH (2008) o par senoidal, é um mecanismo utilizado para conversão do movimento linear de um elemento deslizante em um movimento rotacional de uma manivela ou vice versa. O elemento deslizante diretamente acoplado ao braço alternativo com um rasgo, que engata num pino na parte rotacional como mostrado na Figura 4.

Este movimento obedece a uma equação diferencial bastante conhecida na área de vibrações mecânicas e dinâmica dos corpos rígidos. Segundo RAO (2008) o movimento harmônico pode ser representado convenientemente por meio de um vetor  $OP$  de magnitude  $A$  que gira a uma velocidade angular constante  $\omega$ . De acordo com a Equação 1.

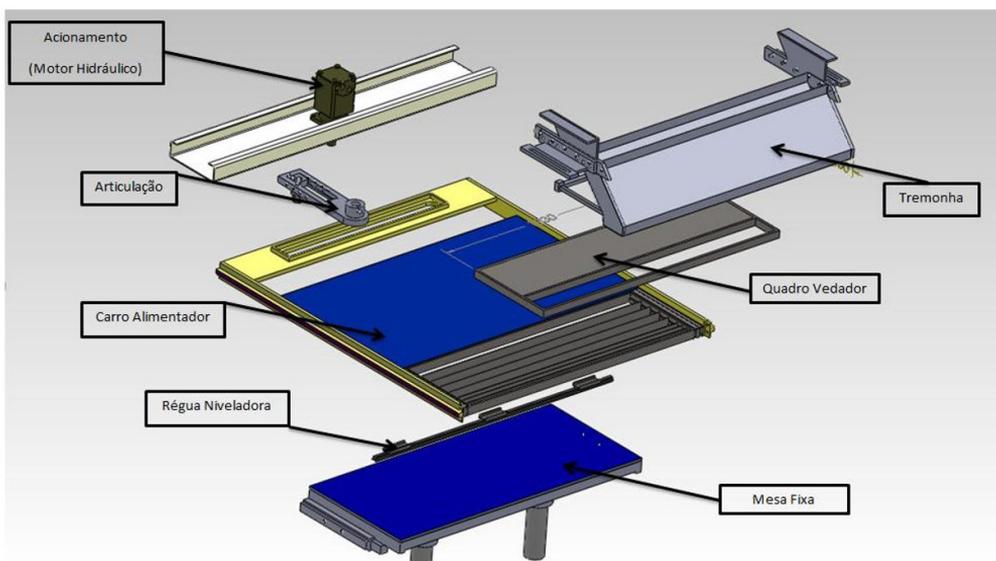


Figura 2. Conjunto do carro alimentador em vista explodida.

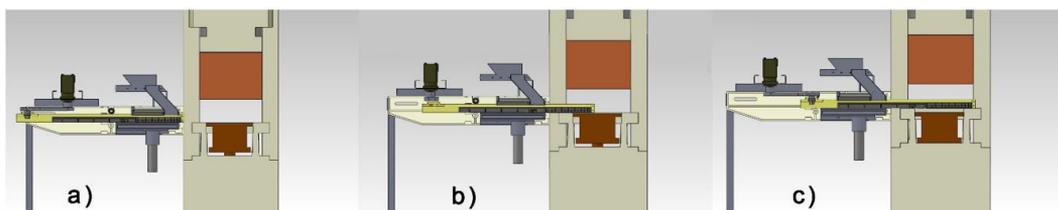


Figura 3. (a) Posição sob a tremonha; (b) Deslocamento do carro alimentador; (c) Queda do pó.

$$y = A \text{ Sen}(\omega t) \quad (1)$$

Para o presente estudo consideramos:

$y$  = posição [m]

$A$  = Comprimento útil do braço [m];

$\omega$  = Velocidade angular do braço de movimentação [rad/s];

$t$  = Tempo [s].

#### 4. Forças de Atrito no Sistema

O conjunto do carro alimentador possui também, os elementos de vedação, responsáveis pela retenção da matéria prima, fazendo com que a matéria prima permaneça somente na tremonha, no quadro vedador ou na grelha do carro alimentador.

O quadro vedador é o componente do sistema que mantém contato com a mesa do carro alimentador realizando a vedação da matéria prima quando o deslocamento do carro alimentador é efetuado.

Na parte inferior do carro alimentador, existe também um componente denominado régua niveladora que possui a função de manter contato com a mesa fixa do conjunto, evitando que haja fuga de pó existente na grelha do carro alimentador.

Todo o contato entre os elementos utilizados para a vedação do pó é feito através de dois materiais distintos entre os componentes, o material utilizado nos componentes que sofrem a movimentação (mesa do carro alimentador, régua niveladora) é a borracha nitrílica, e os componentes estáticos (quadro vedador, mesa fixa da prensa) são fabricados em polímero de engenharia *UHMW (Ultra High Molecular Weight)*.

Os elementos de vedação possuem geometrias semelhantes a Figura 5 que representa o elemento vedante, fabricado em borracha nitrílica vulcanizado numa estrutura de aço, para posteriormente ser fixado nos componentes no quadro vedador e régua niveladora.

Além do atrito devido ao escorregamento dos elementos de vedação, existe também o atrito de rolamento, devido o carro alimentador estar apoiado sobre um par de rolamentos em cada lateral. Relacionado aos rolamentos existe um coeficiente de atrito que irá influenciar no movimento. Segundo Sears (2003) pode-se definir um coeficiente de rolamento  $\mu_r$ , como uma força horizontal necessária para um deslocamento com velocidade constante sobre uma superfície plana dividida pela força normal de baixo para cima exercida pela superfície. Estes rolamentos suportam toda a carga exercida perpendicularmente ao carro alimentador. PROVENZA (1996) apresenta valores referentes ao coeficiente de atrito em rolamentos para a função de suporte de cargas radiais entre 0,0005 e 0,001.

#### 5. Força das Molas

Segundo MELCONIAN (2008) molas são elementos de máquinas que se caracterizam por apresentar grandes deformações sem que o material ultrapasse o limite elástico. As molas no sistema estudado tem a função de pressionar o conjunto de vedação composto principalmente

pelo quadro vedador e pela régua niveladora, evitando o vazamento de pó, tanto pela parte inferior do carro como na parte superior. A força conservativa existente no conjunto de molas que pressionam o conjunto tem papel importante para considerarmos o torque final no braço de movimentação.

O conjunto de elementos pressionadores é composto pelas molas que pressionam o quadro vedador sobre a mesa do carro alimentador, apresentados em corte na Figura 6. O conjunto pressionador do quadro vedador, possui um pino em contato direto com o quadro vedador e em contato com a mola, sendo a mola colocada entre o pino e o parafuso de ajuste. O ajuste do parafuso da mola corresponde ao deslocamento necessário para imprimir

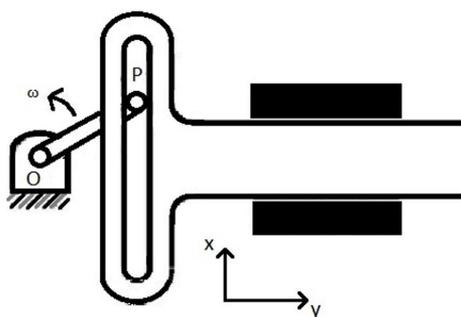


Figura 4. Sistema de acionamento de Scotch-Yoke.



Figura 5. Elemento de vedação.

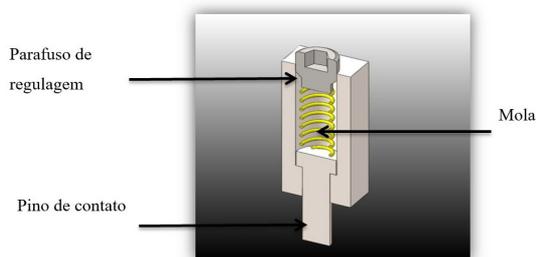


Figura 6. Conjunto pressionador do quadro vedador.

na mola a força conservativa que irá efetuar o aperto do quadro vedador sobre o carro alimentador.

## 6. Forças Referentes ao Peso da Matéria Prima

O pó que deverá ser compactado fica alojado dentro da tremonha, local onde o fluxo de pó é direcionado para a grelha do carro alimentador, para então durante a fase de carregamento, realizar o preenchimento das cavidades do molde. As características desta matéria prima são de suma importância para o processo, pois variações como umidade e granulometria, possuem grande significância no processo de queima do produto, alterando nas dimensões finais do material se não forem previamente controladas.

No processo de carregamento o peso referente ao pó, tem influência no ciclo do carro alimentador devido, a massa referente a todo o pó contido na tremonha exercer uma força normal ao carro alimentador. Essa força peso refere-se a todo volume de massa sobre ação da aceleração da gravidade, influenciando no peso total do conjunto que irá se deslocar sobre os rolamentos de apoio. O atrito referente ao pó em cima do carro foi negligenciado devido ao formato dos grãos de pó se assemelhar a uma esfera, indicando que haverá o rolamento destes grãos durante o deslocamento do carro.

## 7. Velocidade de Rotação

O principal objetivo do conjunto de acionamento do carro alimentador é executar o carregamento uniforme das cavidades da matriz, possibilitando uma posterior compactação do material com a mínima variação de material depositado na cavidade, pois de acordo com CARNEVALLI (2001) isto significa que cada parte da placa cerâmica tem uma espessura uniforme tanto inicialmente, no momento do carregamento, quanto no término da prensagem, deste modo nos pontos onde foi carregado mais material, o pó deverá ser comprimido localmente com um valor de pressão específica superior para sofrer a mesma deformação, é fácil intuir que ali apresentará uma massa específica mais elevada.

Esta diferença na massa específica do material compactado, tem influência significativa no material final pois, durante o ciclo de queima do material compactado, ocorre um fenômeno denominado retração de queima, este fenômeno é dependente da pressão de compactação, como podemos observar pela Equação 2 (Carnevalli, 2001).

$$R = \frac{K_1}{\log(k_2 \cdot P_f)} \quad (2)$$

Onde: R = Retração;

$P_f$  = Pressão de conformação;

$K_1, k_2$  = Constantes.

Segundo CARNEVALLI (2001) a retração na queima depende da pressão específica e esta obviamente depende totalmente da força aplicada na prensagem, porém de modo local em cada uma das peças, está dependente do

carregamento. Onde a quantidade de pó for mais alta, mais alta será a pressão específica, maior a massa específica do prensado e consequentemente menor a retração.

Quando o controle da velocidade no carregamento não for adequado, a variação da velocidade implica na variação do carregamento dos moldes, pois de acordo com CARNEVALLI (2001) o pó não cai verticalmente, mas sua trajetória apresenta uma inclinação para a frente dependendo da intensidade da aceleração e tenderá a acumular-se na parte anterior da cavidade, como consequência disto o preenchimento das cavidades matriz não é homogêneo, uma vez que a parte anterior (aquela em direção a qual o pó cai) receberá um pó mais comprimido e logo mais denso do que a posterior.

No equipamento estudado para a compactação das placas cerâmicas existe a possibilidade de dividirmos o ciclo de rotação do carro alimentador em 5 variações angulares, estas variações angulares são referências da posição na qual podemos alterar a velocidade da rotação no motor hidráulico, ou seja, de acordo com a posição angular podemos aumentar ou reduzir a velocidade de translação do carro alimentador. Desta forma podemos amenizar o problema da não uniformidade do carregamento, fazendo com que as velocidades na parte posterior da matriz sejam mais elevadas, aumentando a energia cinética das partículas de pó durante a deposição frontal na matriz, aumentando a massa específica no local.

## 8. Problemas no Motor Hidráulico

O sistema de acionamento do carro alimentador apresenta alguns defeitos dentre os quais os vazamentos devido o rompimento dos retentores tanto do eixo do acionamento, quanto do eixo do pino do encoder do motor hidráulico. Os vazamentos do fluido hidráulico são os principais problemas, devido a contaminação do pó com o óleo hidráulico causar uma série de defeitos no material final, sendo necessária a remoção de todo o pó na tremonha, e a quebra de todo material produzido.

## 9. Problemas na Válvula Proporcional

Os sistemas hidráulicos são amplamente utilizados em várias aplicações industriais, devido sua capacidade de converter energia mecânica em energia de fluido que pode ser regulada para obter a velocidade, força e controle com ajudas de alguns componentes relativamente simples. Contudo, falhas são diagnosticadas em tais sistemas e podem resultar em degradação gradual do desempenho do sistema, e se não forem solucionadas podem gerar movimentos inesperados, danificar equipamentos e por em risco a vida humana. (RAMOS, 2009 apud BHOJKAR, 2004).

Algumas falhas são mais comuns nestes sistemas, segundo RAMOS (2009) muitos dos problemas ocorrem por desgastes causados por contaminantes do fluido hidráulico. Essas falhas acarretam na alteração de forças necessárias para mover o carretel e mantê-lo em uma dada posição, o que provoca a instabilidade do atuador modificando características de vazão da válvula. O conjunto hidráulico estudado possui apenas uma válvula proporcional,

responsável pelo acionamento do motor hidráulico e posterior posicionamento do braço de movimentação.

## 10. Custos dos Equipamentos Hidráulicos

Como dito anteriormente, os custos referentes à manutenção, representam boa parte do custo total para a produção. Devido este fato o estudo para a substituição do acionamento foi requerido. A Tabela 1 apresenta os valores dos componentes principais do circuito hidráulico, que apresentavam maior significância no número de ocorrências relacionadas a manutenção corretiva do equipamento, com os devidos valores referentes a aquisição de uma nova peça ou equipamento para realizar a manutenção.

Alguns itens da Tabela 1, necessitam além da substituição do equipamento com um suposto problema, outros itens em um conjunto devido a obsolescência do equipamento utilizado pela máquina, podemos citar como exemplo a válvula Proporcional TN6 (Item 5), que para uma possível substituição por uma válvula nova, é necessário também a substituição dos itens 11 e 12 citados na Tabela 1.

Os custos relacionados na Tabela 1, não agregam os custos vinculados a parada de produção não programada, tampouco a aquisição de urgência do equipamento, portanto os valores foram verificados caso a compra deste equipamento fosse feita de forma normal com coleta de peças e disponibilidade de tempo.

## 11. Procedimentos e Equações

### 11.1. Determinação da força peso das partes do conjunto

A força peso total do conjunto estudado foi determinada utilizando o *software* SolidWorks®. O procedimento para determinação do peso total do conjunto foi iniciado com a

confeção de todas as partes do conjunto de acionamento, com as medidas respectivas de cada parte. O software disponibiliza uma ferramenta de auxílio denominada Sensores, que possibilita realizar o cálculo da massa das peças ou componentes estudados de acordo com o desenho tridimensional elaborado.

Após a confecção do desenho tridimensional, é necessário que se determine para cada elemento, parte ou peça do conjunto, o material específico para cada um destes componentes, por exemplo, na tala lateral do carro alimentador, devemos identificar para o programa que o componente é fabricado em aço AISI 1045, com isso o software irá localizar num banco de dados interno qual a massa específica deste tipo de material, e de acordo com as dimensões do desenho elaborado, o software determina o volume do corpo o que facilita a determinação da massa do componente, possibilitando posteriormente a determinação da força peso para o conjunto, ou para cada componente desejado.

### 11.2. Determinação da força peso da matéria prima

Para determinar a força peso referente a matéria prima que pressiona todo o conjunto devido o volume de massa dentro da tremonha posicionada em cima do carro alimentador, foram feitas algumas análises experimentais, para determinação da massa específica referente ao pó não compactado.

Como o pó proveniente dos silos de armazenamento não possui dimensão definida para cada grão e sabendo que cada grão de massa possui geometria semelhante a de uma esfera, podemos constatar que existirá vários espaços vazios entre toda a disposição do pó encima do carro alimentador, portanto foi realizado um procedimento experimental, utilizando um corpo com volume conhecido, e preenchido completamente com a matéria prima.

**Tabela 1.** Custo referente aos itens do sistema de acionamento hidráulico do carro alimentador.

Descrição dos Elementos		Unidade	Qtde	Custo	Total
Itens Hidráulicos					
1	Corpo do Filtro	pç	1	R\$ 480,00	R\$ 480,00
2	Filtro Absoluto 3 Microns	pç	1	R\$ 650,00	R\$ 650,00
3	Guarnição do Pino do Encoder	pç	1	R\$ 300,00	R\$ 300,00
4	Motor Hidráulico	pç	1	R\$ 3.200,00	R\$ 3.200,00
5	Valvula Proporcional TN6	pç	1	R\$ 5.480,00	R\$ 5.480,00
6	Valvula Reguladora de Pressão	pç	1	R\$ 2.300,00	R\$ 2.300,00
7	Valvula TN6 (S20)	pç	1	R\$ 580,00	R\$ 580,00
Itens Elétricos					
8	Cabo Flexível 4 X 0,75mm2 blindagem de aterramento (Transdutor de posição)	m	8	R\$ 20,00	R\$ 160,00
9	Cabo Flexível 6 X 0,75mm2 blindagem de aterramento (Encoder)	m	8	R\$ 40,00	R\$ 320,00
10	Encoder Incremental 360 Pulsos	pç	1	R\$ 2.000,00	R\$ 2.000,00
11	Fonte Retificadora Chaveada 24V	pç	1	R\$ 800,00	R\$ 800,00
12	Placa amplificadora proporcional	pç	1	R\$ 4.900,00	R\$ 4.900,00
				Total	R\$ 21.170,00

Inicialmente foi realizado o procedimento de tara na balança com o corpo de volume conhecido, posteriormente foi acrescentada a matéria prima e feito a medição da massa. Ao todo foram realizados quinze experimentos, sendo estes representados na Tabela 2.

Para determinação do volume do corpo foram feitas seis medições referentes ao diâmetro interno do corpo e também seis medições referentes a profundidade do corpo, estes valores são demonstrados na Tabela 3.

Sabendo que:

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (3)$$

Onde:  $\rho$  = massa específica [kg/m<sup>3</sup>];

m = massa do pó [kg];

V = Volume do corpo [m<sup>3</sup>].

**Tabela 2.** Determinação da massa do pó preenchida.

	Massa [g]
1	102,18
2	104,45
3	103,39
4	100,52
5	102,89
6	102,79
7	102,30
8	105,62
9	101,40
10	102,09
11	101,16
12	102,82
13	104,43
14	103,47
15	103,12
Média	102,84

**Tabela 3.** Corpo experimental utilizado.

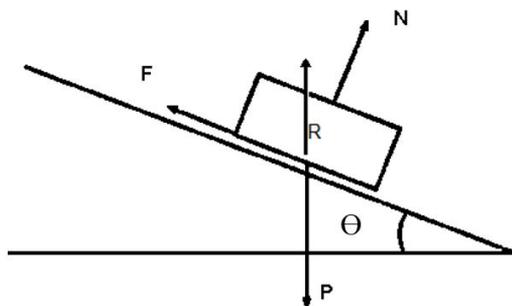
	Diâmetro [mm]
1	44,85
2	44,90
3	45,00
4	44,90
5	44,85
6	45,00
Média	44,92
	Profundidade [mm]
1	64,20
2	64,40
3	64,30
4	64,30
5	64,25
6	64,10
Média	64,26

Com estes valores foi determinada a massa específica do pó, antes de ser compactado. Este valor foi utilizado para determinar a massa total de pó dentro da tremonha identificando a força peso atuante em cima do carro alimentador.

### 11.3. Definição das forças de atrito

Para determinação da força de atrito entre os elementos vedantes, foi realizado um procedimento experimental que determina o coeficiente de atrito entre dois materiais distintos através do uso de um plano inclinado observando o momento em que inicia-se o movimento do material posicionado sobre o outro material que esta no plano na qual será efetuada a inclinação. O experimento foi elaborado conforme a Figura 7, onde foi utilizado uma placa de UHMW (Ultra High Molecular Weight) no plano inclinado e o bloco de vedação livre sobre o plano. BORESI (2003) diz que como o bloco está em equilíbrio a força R (resultante das forças distribuídas exercidas no bloco pelo plano) deve ser igual em magnitude ao peso P do bloco linear e colinear com este, apresentado na Figura 8.

A força R tem componentes de magnitude  $F = R \cdot \text{Sen}(\theta)$  e  $N = R \cdot \text{Cos}(\theta)$ , tangente e normal ao plano. Pode-se considerar que em estado de equilíbrio  $\sum F_x = F - P \cdot \text{sen}(\theta) = 0$  e  $\sum F_y = N - P \cdot \text{cos}(\theta) = 0$ , sendo assim pode-se considerar que  $F / N = \tan(\theta) = \mu$ . Foram



**Figura 7.** Equipamento utilizado para o procedimento experimental para obtenção do coeficiente de atrito estático  $\mu_e$ .



**Figura 8.** Definição do coeficiente de atrito estático

realizados seis experimentos consecutivos para a identificação do ângulo, e estes estão apresentados na Tabela 4, com seu respectivo coeficiente de atrito estático.

#### 11.4. Definição das forças das molas

Para determinação da força das molas que atuam no sistema, foi inicialmente necessário, a determinação do coeficiente  $k$ , de cada mola. Para as molas helicoidais, foi realizado o ensaio da deformação da mola sob o efeito de compressão.

Inicialmente foi montado um suporte com um pino guia central, onde foi posicionada a mola para posteriormente ser aplicada uma força e verificar seu deslocamento. Todo o conjunto utilizado para realizar o experimento está apresentado na Figura 9.

Sobre a mola posicionada no equipamento foram colocadas algumas massas diferentes, realizando as medições do deslocamento da mola com auxílio de uma régua milimétrica.

Com os resultados obtidos com o ensaio foi possível elaborar o gráfico, conforme a Figura 10 que forneceu a determinação do ângulo da reta criada pela linearização dos valores no gráfico, o que possibilitou o conhecimento do valor do coeficiente elástico da mola, como sendo de 1544 N/m auxiliando na elaboração do cálculo da força restauradora da mola. De acordo com FISCHER et al. (2008) a força e a expansão linear correspondente de uma mola são proporcionais dentro da faixa de elasticidade, podendo ser identificadas pela Equação 4 (Fischer, 2008).

$$F = K \cdot x \text{ (Lei de Hooke)} \quad (4)$$

Onde:  $F$  = Força [N];

$K$  = Coeficiente elástico da mola [N/m];

$x$  = Deslocamento [m].

Deste modo, foi estipulado um valor de 15 mm para o ajuste da pressão sobre a mola pelo parafuso de regulagem, possibilitando a obtenção da força resultante em um conjunto de aperto do quadro vedador. Sabendo que o quadro vedador é pressionado por cinco conjuntos de aperto, podemos considerar a força total aplicada sobre o quadro vedador pelas molas como sendo o somatório das forças de cada conjunto, como demonstrado na Figura 11 abaixo.

**Tabela 4.** Coeficiente de atrito do elemento vedante em contato com UHMW.

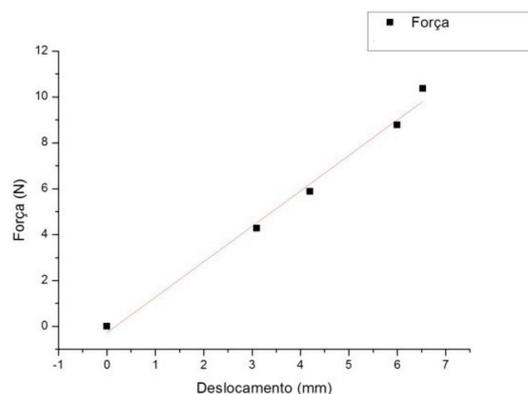
Ângulo [Graus]	$\mu$ [...]
22,5	0,414
26,4	0,496
24,2	0,449
26	0,488
26,3	0,494
27,1	0,511
Média	0,475

#### 11.5. Definição das velocidades

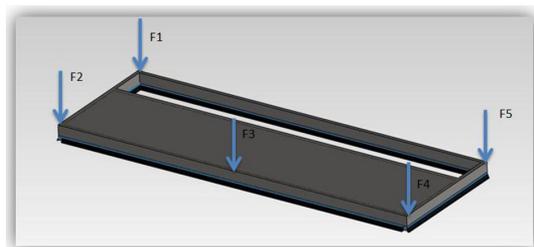
Para a determinação do perfil de velocidades durante o ciclo de carregamento da prensa, foi considerado que os parâmetros de velocidade atuais de carregamento sejam mantidos para que não haja nenhum defeito devido ao carregamento ineficiente das cavidades do molde. Embora os valores referentes a velocidade possam facilmente ser alterados no painel do equipamento, os valores não caracterizam nenhuma grandeza física real, ou seja, são apenas valores de identificação, para o equipamento.



**Figura 9.** Equipamento utilizado para o procedimento experimental para dedução do coeficiente elástico  $k$  da mola.



**Figura 10.** Gráfico referente ao experimento de deformação da mola.



**Figura 11.** Forças da mola atuando sobre o quadro vedador.

Portanto para definição da velocidade real do ciclo, foi utilizado um equipamento denominado tacômetro digital Figura 12, que identifica durante a medição o maior e o menor valor obtido e para cada ciclo de velocidade programada foi realizado a medição e lido o valor de referência no painel do equipamento. Os valores referentes à velocidade de referência no painel do equipamento e o valor real de velocidade estão descritos na Tabela 5.

O ciclo do carro alimentador obedece as velocidades e aos valores de posição angular estabelecidas no painel de controle do equipamento e também. Como premissa devemos obedecer tanto a posição quanto as velocidades. A relação entre a posição angular e a velocidade é apresentada na Tabela 6.



Figura 12. Tacômetro digital (www.minipa.com.br).

Tabela 5. Valores referentes a velocidade do ciclo do carro alimentador.

Valor Maquina [...]	Velocidade angular do Carro [RPM]	Velocidade Linear do Carro alimentador [m/s]
Valor 01	22,6	0,83
Valor 02	19,8	0,73
Valor 03	19,6	0,72
Valor 04	19,3	0,71
Valor 05	18,5	0,68
Valor 06	18,4	0,67
Valor 07	15,9	0,58
0	0	0

Tabela 6. Parâmetro de velocidade do carro alimentador de acordo com a posição angular.

Posição Angular [ ° ]	Velocidade Angular [RPM]
0-30	19,8
30-120	22,6
120-180	22,6
180-240	19,6
240-360	19,3

### 11.6. Definição do momento no eixo de acionamento.

O torque relacionado ao movimento é um dos pontos principais no projeto, pois com a definição do torque no eixo de acionamento, podemos facilmente identificar a potência necessária para o acionamento, possibilitando a escolha de um novo equipamento para o acionamento. O momento conforme BEER (1991) é definido pela Equação 5.

$$M = F \cdot d \quad (5)$$

Onde: M = Momento[N.m];

F = Força [N];

d = distância [m].

Cabe ressaltar que a distância utilizada para o cálculo é o comprimento do braço de movimentação, que corresponde a 0,35m, ou seja, e que a força que movimenta o carro é a componente de F na direção y, pois toda força aplicada na direção x será tangencial ao trilho onde o braço de acionamento deve deslizar, como podemos observar na Figura 13a.

Sabendo que a força resultante do acionamento somente irá influenciar no sentido de movimento y, podemos definir que a Equação 10, pode relacionar o momento necessário para realizar o movimento considerando apenas a componente Fy, no sistema de acordo com a Figura 13b.

$$\vec{F} = \vec{F}_y + \vec{F}_x \quad (6)$$

$$\vec{F}_y = \vec{F} \cdot \text{Sen}(\theta) \quad (7)$$

$$\vec{F} = \frac{M}{d} \quad (8)$$

$$\vec{F}_y = \frac{M}{d} \cdot \text{Sen}(\theta) \quad (9)$$

$$M = \frac{\vec{F}_y \cdot d}{\text{Sen}(\theta)} \quad (10)$$

O valor da força utilizada para executar os cálculos, é a somatória das forças relacionadas ao atrito entre os componentes que realizam o movimento e ao peso do carro alimentador sobre os rolamentos de apoio.

### 11.7. Definição da potência necessária

A potência é definida como a quantidade de trabalho que é realizado na unidade de tempo. Na seleção de um motor ou máquina, a potência é um critério muito mais importante do que a real quantidade de trabalho a ser efetuado. Um pequeno motor ou uma grande usina podem ambos ser usados para fornecer uma dada quantidade de trabalho, mas o pequeno motor poderá necessitar de um mês para realizar o trabalho que uma usina de força faria em alguns momentos (Beer & Johnston, 1991).

Sabendo que a variação do trabalho realizado sobre a variação do tempo utilizado para realizá-lo é a potência

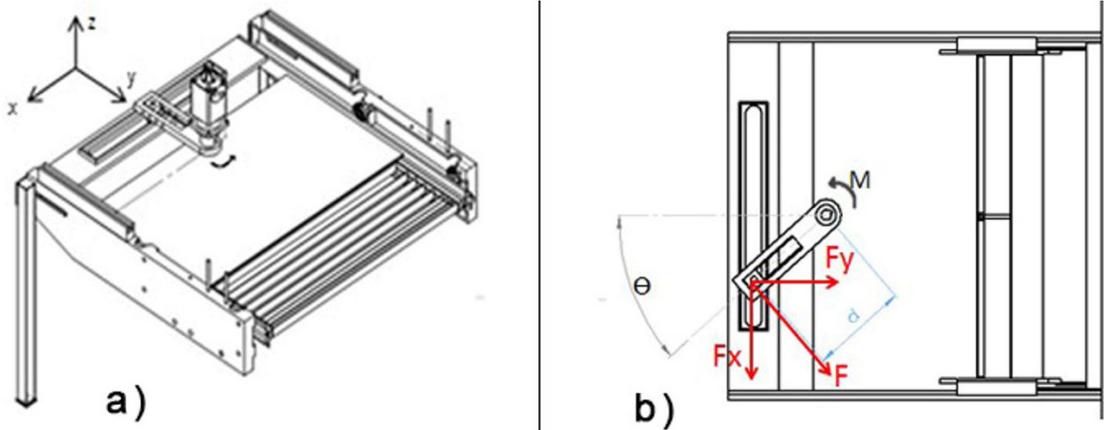


Figura 13. (a) Acionamento do braço; (b) Momento do acionamento.

média, podemos fazer a variação do tempo tender a zero, fazendo com que

$$P = \frac{dU}{dt} \quad (11)$$

Assim substituindo  $dU$ , pelo produto escalar  $F \cdot dr$ , transcreve-se a equação como

$$P = \frac{F \cdot dr}{dt} \quad (12)$$

Sabendo que  $dr/dt$  representa a velocidade do ponto, é possível elaborar a Equação 13.

$$P = F \cdot v \quad (13)$$

Sendo  $P$  = Potência [W];

$F$  = Força [N];

$v$  = velocidade [m/s].

Com a definição de potência apresentada por Beer (1991) podemos concluir que a potência é dependente da velocidade e da força. Melconian (2010) sugere que como a potência é dependente da força e da velocidade, podemos trabalhar as equações de maneira que estas se apliquem para o movimento de rotação, demonstrados nas Equações 14, 15, 16 e 17.

$$P = F \cdot v \quad (14)$$

$$F = \frac{M}{d} \quad (15)$$

$$v = \omega \cdot d \quad (16)$$

$$P = M \cdot \omega \quad (17)$$

Com essas equações podemos determinar a potência de acordo com o momento aplicado ao eixo de acionamento e a velocidade angular.

## 12. Resultados e Discussão

Todo o estudo para determinação da potência necessária para modificação do acionamento partiu do tipo do movimento que rege o sistema. Inicialmente, de

acordo com a Equação 1, no instante de tempo  $t = 0$  s, a posição angular do braço de movimentação deveria estar na posição  $\theta = 0 \text{ rad}$ , porém, para o nosso estudo o movimento é iniciado como o braço de movimentação na posição  $\theta = -\pi/2 \text{ rad}$ , que representa a posição real do equipamento no momento inicial. Adaptando a Equação 1 para o modelo estudado, obtivemos a Equação 18.

$$y = A \cdot \text{Sen} \left[ \left( \omega t \right) - \frac{\pi}{2} \right] \quad (18)$$

Com isso, foram realizados os cálculos referentes a Equação 18, que determina a posição do braço em função do tempo. Sabendo que o produto  $(\omega t)$ , na equação representa a posição angular do braço de acionamento, foi tomado cuidado com o valor do produto  $(\omega t)$ , pois na posição inicial, a velocidade angular é de 19,8 RPM, e a partir da posição angular  $\theta = 30^\circ$  a velocidade angular do braço de movimentação torna-se 22,6 RPM.

O gráfico, conforme a Figura 14a, demonstra a posição linear do braço de movimentação de acordo com a variação da posição angular do braço. Vale destacar a rápida variação da posição linear quando o braço de articulação alcança a posição angular de  $30^\circ$ , Figura 14b, sendo o momento do ciclo na qual a velocidade do braço conforme a Figura 15a-b, é modificada devido à necessidade do processo.

Os cálculos realizados para o movimento tiveram maior interesse na primeira metade do ciclo do carro alimentador, ou seja, durante o deslocamento do carro da posição angular  $0^\circ$ , até a posição  $180^\circ$ , pois este é o período as velocidades e forças presentes no movimento serão maiores, porque durante o retorno do carro alimentador, ou seja, quando a posição angular do carro varia de  $180^\circ$  a  $360^\circ$  haverá do preenchimento das cavidades do molde, reduzindo a força peso referente a matéria prima no carro alimentador.

Com os valores referente a posição do carro alimentador, foram realizados os cálculos da derivada da equação em relação ao tempo, caracterizada pela Equação 19.

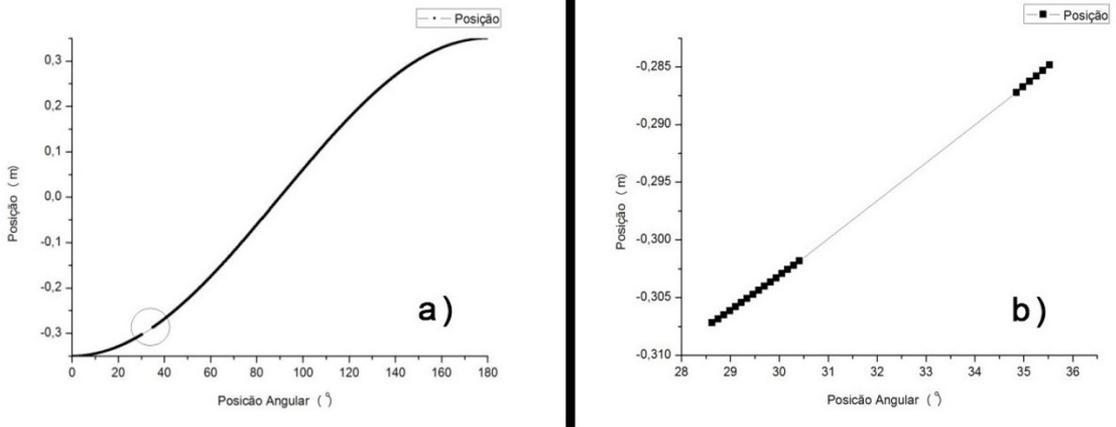


Figura 14. (a) Posição linear do carro alimentador de acordo com a variação angular; (b) Variação da posição linear.

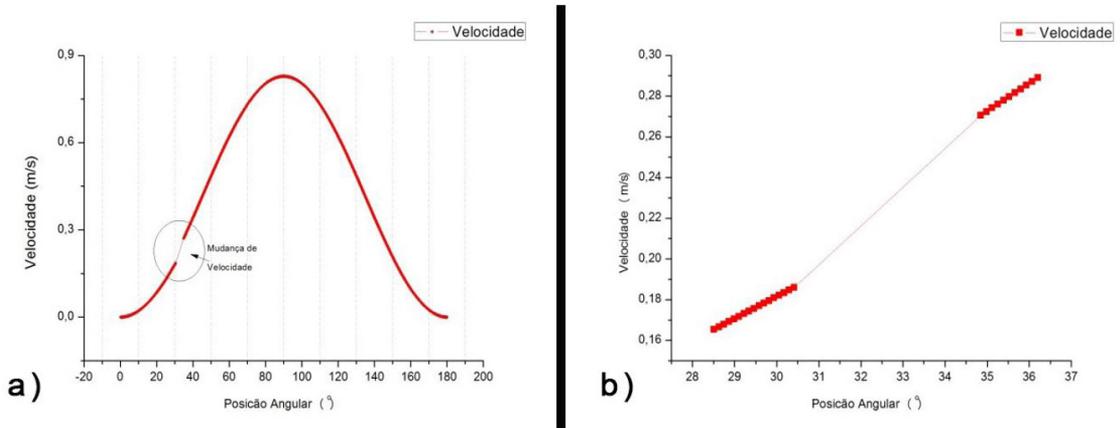


Figura 15. (a) Velocidade linear do carro alimentador; (b) Velocidade linear do carro alimentador durante a mudança da velocidade angular.

$$\dot{x} = \omega A \cos(\omega t) \quad (19)$$

A partir desta equação é possível determinar o perfil da velocidade do carro alimentador de acordo com a variação da posição angular, levando em consideração também para este caso a mudança da velocidade angular de acordo com a necessidade do movimento.

De acordo com a bibliografia, sabemos que a potência necessária para o acionamento é dependente da velocidade angular, e também do momento aplicado no braço de movimentação. Com base nesses parâmetros foram calculados os valores de potência instantânea para cada posição angular, com o intuito de determinar durante a primeira metade do ciclo de carregamento, a maior potência necessária para realizar o movimento, podendo assim efetuar a substituição do sistema hidráulico atual por um sistema elétrico de potência semelhante. Para realização do projeto foi definido um coeficiente de segurança de 2,0, então toda a potência necessária para realizar o movimento estará superdimensionada.

Substituindo a Equação 5, do momento na equação Equação 17 da potência, podemos estabelecer os

valores referentes a potência do acionamento levando em consideração a posição do braço de alimentação e a velocidade instantânea para cada posição do braço.

Todos estes valores estão apresentados no gráfico, conforme Figura 16, apresentado abaixo.

Com as Equações 10 e 17:

$$P = \frac{F_y \cdot d}{\text{Sen}(\theta)} \cdot \omega [W] \quad (20)$$

$$P = \frac{F_y \cdot d}{\text{Sen}(\theta)} \cdot \frac{\omega}{1000} [KW] \quad (21)$$

Considerando:  $F_y = 371 [N]$

$d = 0,35 [m]$

$$P = \frac{0,12985 \cdot \omega}{\text{Sen}(\theta)} [KW] \quad (22)$$

Como podemos observar na Figura 17, existe uma pequena faixa de valores próximo a posição angular  $0^\circ$ , e próximos a posição  $180^\circ$ , onde a potência se torna muito

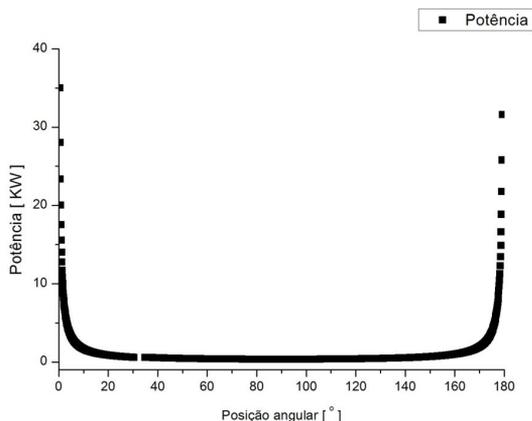


Figura 16. Gráfico potência x posição angular.

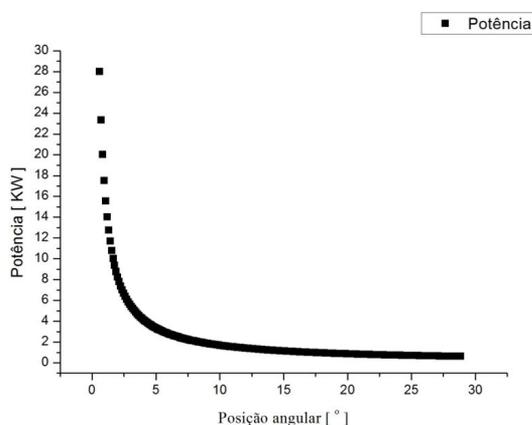


Figura 17. Potência na região inicial do movimento.

elevada. Estes valores foram avaliados, e considerou-se que a posição angular correspondente aos valores mais altos de potência, podem ser corrigidos se posicionarmos o braço de movimentação, iniciando o movimento em torno da posição angular 5°, o que reduz consideravelmente a potência necessária para o acionamento. Quanto ao aumento na potência necessária durante as posições angulares próximas a 180°, desconsideramos os valores extremos sabendo que o carro alimentador não irá parar naquele momento, ou seja, mesmo que o motor cessar o movimento em 180° a inércia no movimento irá fazer com que a parada devido à elevação do torque naquele momento não ocorra. O cálculo da potência do acionamento para a posição angular de 5° é apresentado na Equação 23.

$$P = \frac{0,12985 \cdot 2,07}{\text{Sen}(0,0873)} = 3,08 [KW] \quad (23)$$

Com os valores referentes à potência em mãos, foi possível encontrar um conjunto eletro mecânico composto de um motor elétrico e um redutor, de acordo com a marca que a empresa deseja realizar a compra. Com o catálogo

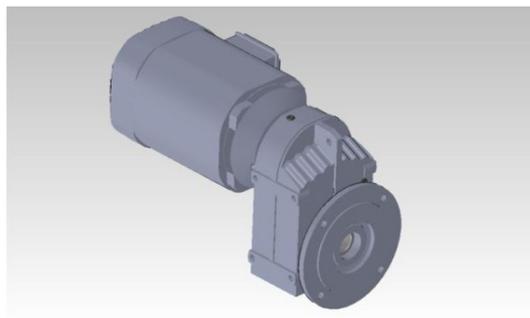


Figura 18. Acionamento FAF 97 DRE 132S4 (Drive Gate, 2011).

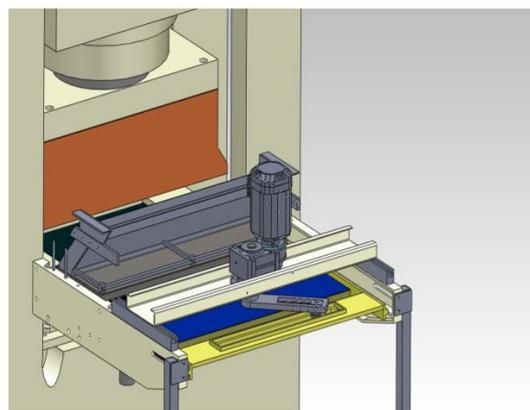


Figura 19. Representação do acionamento do carro alimentador após a substituição.

da empresa fornecedora encontramos um modelo que atende as especificações necessárias para a substituição observando características do acionamento como: rotação no eixo de saída, torque no eixo de saída e potência do acionamento.

De acordo com o catálogo da empresa SEW EURODRIVE® (2008) consideramos para aplicação o acionamento com a seguinte definição FAF 97 DRE 132S4, com potência nominal de 5 KW, e rotação de saída de 23 RPM.

O acionamento está representado na Figura 18, e sua possível disposição no conjunto de acionamento do carro alimentador após a substituição do sistema hidráulico está representada na Figura 19.

### 13. Conclusão

De acordo com o estudo elaborado, foi possível verificar que o acionamento pode ser substituído se elaborado um estudo sobre seu funcionamento. Embora fossem feitas algumas considerações, descartando a utilização de alguns elementos no acionamento que produziram alguns valores de pouca influência no estudo, pode-se constatar que a possível substituição deverá ser realizada a partir de um estudo prévio das características do novo acionamento,

tais como: confiabilidade e vida útil, para que possam ser analisados os valores de custos referentes à substituição.

Outro fator importante que devemos atentar com a mudança, é que o acionamento selecionado não possui um eixo de saída, onde pode-se posicionar o braço, ou seja, será necessário também um estudo referente a resistência deste eixo intermediário. O dimensionamento de um novo eixo será facilitado se for utilizado os valores adquiridos com o estudo da substituição.

Como estudos futuros é recomendada a análise do eixo de acionamento e um estudo dos custos para constatar a viabilidade da substituição, fazendo com que os outros equipamentos da empresa com as mesmas características do estudado, sejam também substituídos, aumentando a eficiência dos equipamentos no setor referente as prensas na empresa, e também na eficiência de todo o processo devido a produção ser seriada, e necessitar para qualquer produção que a prensa esteja em pleno funcionamento.

## Referências

- OTANI, M.; MACHADO, W.V. *A proposta de desenvolvimento de gestão da manutenção industrial na busca da excelência ou classe mundial*. Revista Gestão Industrial. Ponta Grossa. 2008.
- CARNEVALI, G.; GUERRIERI, G. *Moagem e conformação na fabricação de pisos e azulejos*. ACIMAC. Criciúma. 2001.
- FARKHONDEH, S. *A kinematics based tolerance analysis of mechanisms*. Cleveland State University. Cleveland. 2008.
- RAO, S. S. *Vibrações mecânicas*. Editora Pearson, São Paulo, Brasil. 2008. 4ª ed.
- YOUNG, H.D.; FREEDMAN, R.A. *Sears e Zemansky, Física I: Mecânica*. Addison Wesley, São Paulo, 2003. 10ªed.
- PROVENZA, F. *Pro-tec – Projetista de máquinas*. Escola Pro-tec. São Paulo. 1996.
- MELCONIAN, S. *Elementos de máquinas*. Editora Érica. São Paulo. 2008. 9ª ed.
- MELCONIAN, S. *Elementos de máquinas*. Editora Érica. São Paulo. 2010. 10ª ed.
- RAMOS, J. R. B. *Análise teórico-experimental de falhas em válvulas direcionais servoproporcionais*. Universidade federal de Santa Catarina. Florianópolis.2009.
- BORESI, A. P. *Estática*. Editora Thonsom. São Paulo. 2003.
- FISHER, U. et al. *Manual de tecnologia mecânica*. Editora Blucher. São Paulo. 2008. 43ª ed.
- BEER, F.P.; JOHNSTON, R. *Mecânica vetorial para engenheiros*. Pearson Makron Books. São Paulo. 1991. 5ª ed.
- SEW EURODRIVE. *Catálogo de motoredutores*. SEW Eurodrive. São Paulo. 2008.
- SEW. *Drive Gate*. Disponível em: <http://www.drivegate.biz/br/>. Acesso em: novembro de 2011.