



3ª SEMANA INTERNACIONAL DAS ENGENHARIAS DA FAHOR

Horizontina - RS - Brasil
16 a 18 de Outubro de 2013

SEEMI 2013
7º Seminário Estadual de Engenharia Mecânica e Industrial



ANALISE DE DESGASTE EM UM CONJUNTO PINO ALÇA

Cleber Santos de Moura (FAHOR) cm001343@fahor.com.br

Ricardo Ferreira Severo (FAHOR) severoricardof@fahor.com.br

Gilberto carvalho da Silva (FAHOR) gs001289@fahor.com.br

Resumo

O presente trabalho apresenta a revisão da literatura, no que se refere a tensões de cisalhamento e esmagamento, coeficiente de segurança, lubrificação e princípio de Pascal. As tensões de cisalhamento e esmagamento possibilitou uma análise quantitativa do conjunto. A lubrificação reduz o desgaste do conjunto. Já o coeficiente de segurança garante o funcionamento seguro das peças. Também o princípio de pascal possibilitara o cálculo da força exercida pelo cilindro sobre o conjunto pino alça.

Palavras-chaves :Tensões, Cisalhamento, Esmagamento, Coeficiente de segurança e Lubrificação.

1. Introdução

O objetivo deste artigo é abordar aspectos conceituais e metodológicos, com vistas ao estudo de caso de uma falha ocorrida em um conjunto pino alça de uma desbobinadeira, de uma empresa do setor metal mecânico de Horizontina /RS.

As maquinas são contituidas de diversos componetes mecânicos entre eles estão pinos e alças. Estes estão sujeitos a falhas e desgastes, que podem ser acelerados por uso inadequado ou falha no dimencionameto. Neste sentido torna-se nescessário o cálculo de forças e tensões a que estes componetes serão submetidos durante seu trabalho.

justifica-se o presente trabalho por que a revisão bibliografica, calculos de tensões, coeficiente de segurança e lubrificação pertiram determinar o motivo da falha, possibilitando o correto dimencionameto de um novo conjunto pino alça que atenda as condições de trabalho.

2. Revisão da Literatura

2.1 Força e tensões

Ao referir-se a forças e tensões Beer, Johnston Jr. (1996), afirmam que uma força distribuída sobre certa seção transversal é chamada de tensão. A tensão é indicada pela letra grega σ (sigma). No sistema internacional a unidade de tensão é Pascal, força Newton e área metro ao quadrado. A figura 1 mostra uma força P atuando sobre uma barra, gerando uma tensão sobre sua seção transversal A .

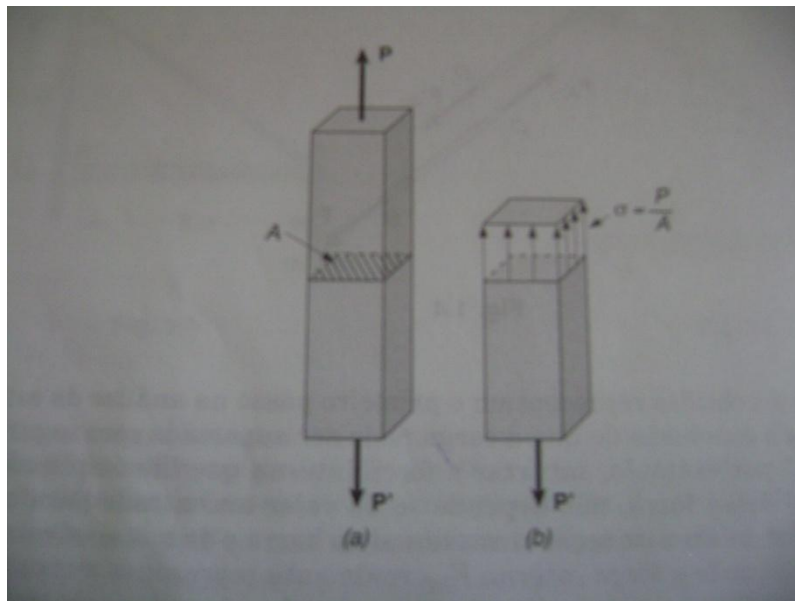


Figura 1- Representa a força normal P tracionando uma barra de seção quadrada, área A . Fonte: Johnston Jr. (1996).

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (\text{Cálculo da tensão normal}) \quad (\text{Eq.1})$$

2.2 Tensões de cisalhamento.

Segundo os autores Beer, Johnston Jr. (1996), a figura 2 representa um corpo com um carregamento axial de uma força P . Esta figura 2 submetida a esta força P no sentido transversal cria forças internas de valor igual a P em módulo. Esta resultante é chamada de força cortante na seção. Ao dividir a força P pela seção transversal obtém-se a tensão de cisalhamento média na seção. A tensão média de cisalhamento é representada pela letra τ (tau).

Este mesmo autor reforça que o valor de tensão de cisalhamento obtido é o médio das tensões de cisalhamento, e a tensão de cisalhamento não pode

ser assumida como uniforme, como o considerado no cálculo da tensão normal. A tensão de cisalhamento varia das superfícies periféricas para o centro da peça, onde pode atingir valores bem superiores, a tensão média.

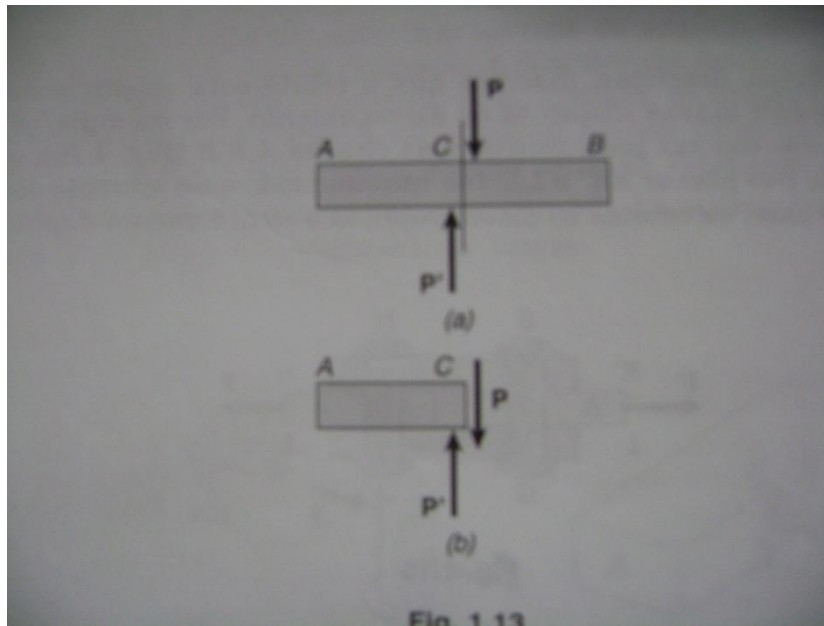


Figura 2- Representa o corpo AB, submetido ao carregamento transversal por uma força P.
Fonte: Johnston Jr. (1996).

$$\tau_{\text{media}} = \frac{F}{A} \quad (\text{Cálculo da tensão de cisalhamento médio}) \quad (\text{Eq.2})$$

2.3 Tensões de Esmagamento

Os autores Beer, Johnston Jr. (1996), afirmam que parafusos, pinos rebites submetidos a forças axiais provocam tensões de esmagamento nas barras que estão ligando ao longo das superfícies de contato. A figura 3 mostra uma chapa com um furo de diâmetro d , espessura t , e com um rebite C. Todos submetidos a uma força transversal F , que atua sobre uma área. A área é o produto da espessura pelo diâmetro do rebite C, a tensão de esmagamento é representada pelo símbolo σ_E .

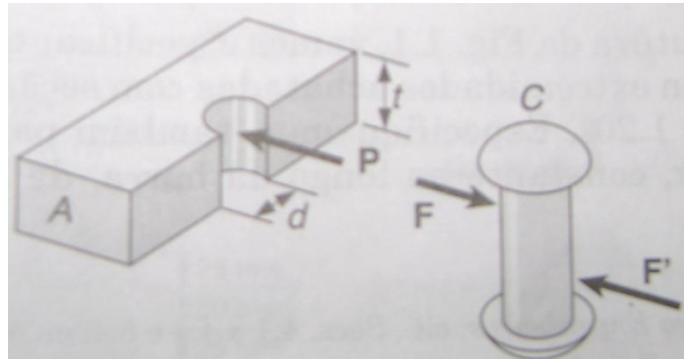


Figura 3- Mostra uma chapa e um rebite submetidos a um carregamento F. Fonte: Johnston Jr. (1996).

$$\sigma_e = \frac{F}{t \cdot d} \quad (\text{equação para Cálculo da tensão de esmagamento})$$

(Eq.3)

2.3 Coeficiente de segurança

Segundo Beer, Johnston Jr. (1996), um componente estrutural de uma máquina, deve ser projetado para suportar uma carga maior do que a ele será submetido em condições normais de trabalho. O carregamento nominal é também chamado de carregamento admissível, enquanto o carregamento último é o carregamento que deforma ou quebra a peça. Então quando se aplica um carregamento admissível a um componente apenas uma parte da resistência do material é utilizada, para suportar a carga a outra parte é para segurança do componente, caso ocorra sobrecargas ou cargas não previstas no projeto.

$$\text{Coeficiente de Segurança} = CS = \frac{\text{Carga última}}{\text{Carga admissível}}$$

(equação para Cálculo do coeficiente de segurança) (Eq.4)

Este mesmo autor enfatiza a dificuldade em estabelecer o correto coeficiente de segurança, porque algumas vezes o engenheiro está limitado pelo peso da estrutura, um exemplo é a produção de peças para aviões, que devem estar com coeficientes de segurança menores possíveis, para não agregarem peso, e despesas desnecessárias aos projetos. Vários são os fatores usados na determinação do coeficiente de segurança. Entre os fatores de segurança, podem ser destacados três, as modificações que ocorrem nas

propriedades dos materiais, número de vezes que a carga é aplicada durante a vida da estrutura e modo de ruptura que pode ocorrer .

2.4 Princípio de Pascal

Segundo Hallyday, Resnick e Krane (1996), constituem o princípio de Pascal “Uma pressão aplicada a um fluido confinado, é transmitidas sem redução a todas as direções do fluido e também as partes do recipiente que o contém.

Outro aspecto levantado por estes mesmos autores é referente a demonstração do princípio de pascal na Figura 4 em fluidos incompressíveis, em um pistão que contém fluido incompressível aplicando uma força externa no pistão este terá um aumento de pressão no seu interior. No caso de um fluido em um cilindro dotado de um pistão móvel a pressão em qualquer ponto P deve-se não apenas ao peso do fluido acima do nível P mas também a força exercida pelo pistão.

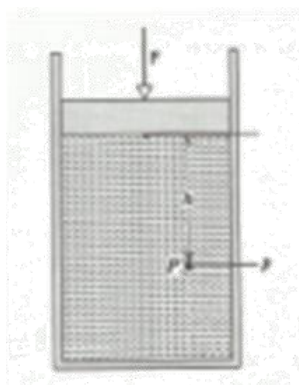


Figura 4 - Fluido em um cilindro. Fonte: Hallyday, Resnick e Krane (1996).

$$Força = P \times A \quad (\text{ calculo da força em um cilindro hidraulico}) \quad (\text{Eq. 5})$$

2.5 Lubrificação

2.5.1 Viscosidade

Para Budynas, Nisbelt (2011), em um filme de lubrificante composto por uma série de camadas horizontais e uma força F, que faz elas se movimentarem umas sobre as outras, as camadas superiores com velocidades maiores que as inferiores que dependem de Y, sendo que a primeira camada inferior esta com velocidade zero. O efeito de viscosidade de Newton estabelece que a tensão de cisalhamento no fluido é proporcional a razão de

mudança de velocidade com relação a Y. A figura 5 representa a placa se movimentando sobre o fluido então é a constante de proporcionalidade que define a viscosidade absoluta. Sua unidade no (SI) é pascal por segundo.

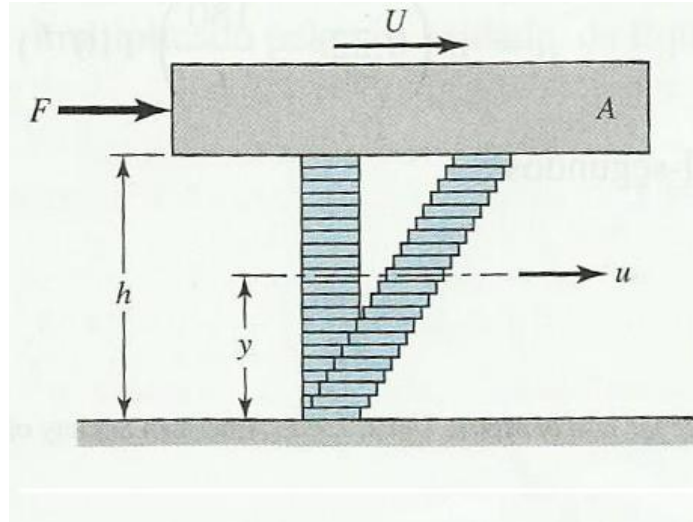


Figura 5 – Representa uma placa deslocando-se sobre um fio de lubrificante. Fonte: Budynas, Nisbelt (2011).

$$\tau = \frac{F}{A} = \mu \frac{du}{dy} \quad (\text{Equação 6})$$

2.5.2 Lubrificação de filme espesso.

Conforme Budynas, Nisbelt (2011), ao examinar um eixo entrando em movimento, como o mostrado na figura 6 observa-se que no início do movimento não tem o filme de lubrificação, criando o filme de lubrificação após estar em movimento. Também é percebido que o munhão trabalha fora do centro da mancal.

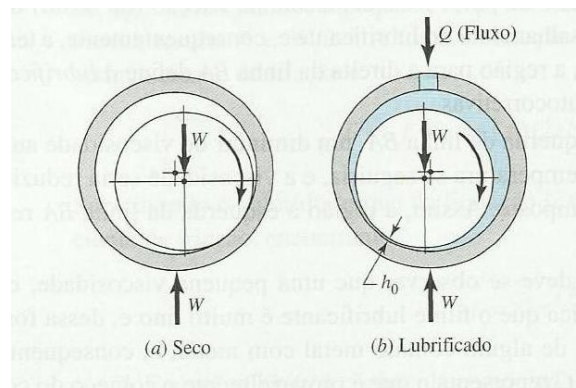


Figura 6- Mostra um eixo entrando em movimento. Fonte: Budynas, Nisbelt (2011).

Ainda estes mesmos autores explicão que a espessura mínima do filme é igual a excentricidade, sendo designada por h_0 . A figura 7 representa a distribuição da pressão sobre o lubrificante.

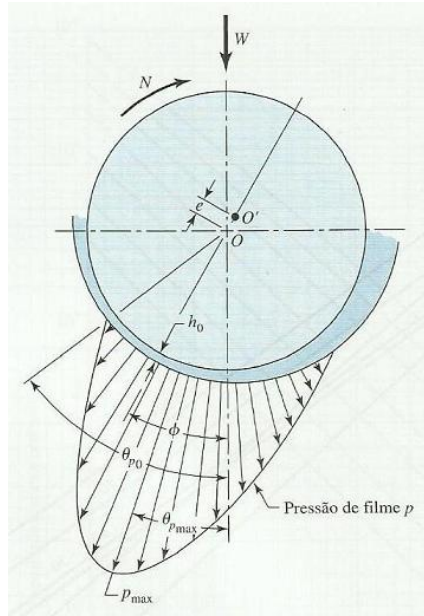


Figura 7- Representa a espessura do filme lubrificante. Fonte: Budynas, Nisbelt (2011).

Para os autores Carreiros, Belmiro (2006), os mancais devem possuir chanfros ou sulcos para facilitar a entrada do lubrificante. Os sulcos assim como a entrada do lubrificante, devem estar localizados nas áreas de menor pressão do mancal, para reduzir o desgaste, além de possuírem traçados simples. Alguns outros fatores que influênciam a escolha do sulco e lubrificante são geometria do mancal, rotação do eixo, carga nominal e tensão de cisalhamento do lubrificante. Os mancais devem possuir sulcos para lubrificação e ter o lubrificante adequado.

Segundo Norton (2004) os lubrificantes tem várias funções, uma delas é reduzir o atrito, alguns lubrificantes possuem a designação EP, esta indica as propriedades do lubrificante para trabalhar em altas pressões, e reduzem o atrito por que seus ácidos graxos que atacam o metal criando um contaminante, que reduz o desgaste mesmo com o lubrificante expulso pelas altas cargas. Os lubrificantes reduzem o atrito através da criação de contaminante que atacam o metal criando uma película lubrificante.



3ª SEMANA INTERNACIONAL DAS ENGENHARIAS DA FAHOR

Horizontina - RS - Brasil
16 a 18 de Outubro de 2013

SEEMI 2013
7º Seminário Estadual de Engenharia Mecânica e Industrial



3. Métodos e Técnicas

Os métodos usados para realização do trabalho foram pesquisa bibliográfica e estudo de caso. A pesquisa bibliográfica identificou as possíveis causas e verificações necessárias para se fazer o estudo de caso.

O estudo de caso foi feito em uma máquina desbobinadeira, a mesma possui um looping, com um conjunto de mesas móveis acionadas por quatro cilindros hidráulicos iguais, a análise do problema será feita em um dos 4 cilindros, porque as condições de trabalho são idênticas.

Para análise dos dados do problema realizou-se medições dimensionais no embolo do cilindro hidráulico que aciona o mecanismo, este tem 63,5mm de diâmetro e trabalha com uma pressão de 120 MPa. Também as medições de pino, e identificação técnica de material utilizado para a fabricação deste. O pino possui diâmetro de 20mm, seu comprimento 30mm. O pino e alsa feitos de material aço 1045, este aço possui tensões admissíveis, e escoamento e ruptura respectivamente de 350 MPa, 490 MPa e de 550 MPa. Com esta informação é possível o cálculo das tensões de cisalhamento, esmagamento. Também com estes dados realizou-se o cálculo do coeficiente de segurança.

4. Resultados e Discussões

Vários parâmetros serão analisados para análise do desgaste no conjunto eixo-alça. Um deles é a força que o cilindro hidráulico exerce sobre o pino. Esta força é dada pela equação 5.

$$\text{Força} = 12\text{MPa} \times \frac{3,14 \times 0,063^2}{4} \text{m}^2$$

$$\text{Força} = 37406,94\text{N}$$

A força de 37406,94 N distribuída sobre a área do pino gera uma pressão média de cisalhamento, dada pela equação 2.

$$\tau_{\text{médio}} = \frac{37406,94\text{ N}}{3,14((0,010)^2) \times 2\text{ m}^2} \quad \tau_{\text{médio}} = 60\text{ Mpa}$$

Outro parâmetro é a tensão de esmagamento calculado pela equação 3.



3ª SEMANA INTERNACIONAL DAS ENGENHARIAS DA FAHOR

Horizontina - RS - Brasil
16 a 18 de Outubro de 2013

SEEMI 2013
7º Seminário Estadual de Engenharia Mecânica e Industrial



$$\sigma_e = \frac{37406,94 \text{ N}}{0,030 \cdot 0,020 \text{ m}^2}$$

$$\sigma_e = 62,3 \text{ MPa}$$

O pino e a alça estão submetidos a pressão de esmagamento de 62,3 Mpa.

Com os valores de tenões calculados pode-se calcular o coeficiente de segurança, o material possui a tensão admissível de 390MPa, a equação 4 possibilita o cálculo do coeficiente de segurança.

$$CS = \frac{390 \text{ MPa}}{60 \text{ MPa}}$$

$$Cs=6,5$$

5. Conclusões

A revisão bibliográfica, possibilitou o entendimento das grandezas envolvidas. Com a tensão de cisalhamento e esmagamento viabilizou-se a análise das cargas atuando sobre o conjunto pino alça. O coeficiente de segurança identifica quantas vezes o conjunto suporta a carga de trabalho, enquanto a lubrificação reduz o desgaste.

Analisando os dados do conjunto, pino e a alça estão submetidos a uma força de 37406,94N atuando sobre uma área, criando uma pressão de cisalhamento de 60 MPa e uma pressão de esmagamento de 62,3MPa. A pressão de esmagamento esta sobre o conjunto pino, alça e lubrificante. O coeficiente de segurança do conjunto é de 6,5 levou em consideração a tensão admissível do material do pino e alça. Também analisando-se o conjunto pino alça, observa-se que o pino não possui sulcos para entrada de lubrificação.

A realização deste trabalho permitiu a análise do que levou ao desgaste. As pressões de cisalhamento e esmagamento estão abaixo de seus valores admissíveis, já o pino precisa ser modificado por que não possui sulcos de lubrificação, aumentando o desgaste do conjunto pino alça, os sulcos permitem a melhor distribuição do lubrificante e devem ser feitos de forma simples, para não comprometer a resistência e facilitar sua fabricação. Assim foi alcançando os objetivos do trabalho, determinando a causa do desgaste e definir parâmetros para a fabricação de um novo conjunto pino alça.

Referências

BEER, Ferdinand P; JR, E. Russel Johnston; **Resistência dos Materiais**. 3 ed. São Paulo: Pearson Education do Brasil Ltda. 1996.

Budynas, Richard G.; Nisbett, J. Keith; **Elementos de Máquina de Shigley**; 8. ed. Rio Grande de Sul; AMGH Editora. 2011.



3ª SEMANA INTERNACIONAL DAS ENGENHARIAS DA FAHOR

Horizontina - RS - Brasil
16 a 18 de Outubro de 2013

SEEMI 2013
7º Seminário Estadual de Engenharia Mecânica e Industrial



Carreiro, Ronald P.; Belmiro, Pedro Nelson A.; **Lubrificantes & Lubrificação Industrial**. Rio de Janeiro. Editora interferência. 2006.

HALLIDAY, David; RESNICK, Robert; KRANE, Kenneths S. **Eletromagnetismo**. 8. ed. Rio de Janeiro: LTC Livros técnicos e científicos Editora S.A. 2011.

Norton, Robert L.; **Projeto de Maquinas**; 2 ed. Rio Grande do Sul. Artmed Editora S.A 2004.