

ANÁLISE DE FALHA DE UM ATUADOR DE ACIONAMENTO DE UM ELEVADOR PANTOGRÁFICO

Clesir Pulcena de Souza¹

Anderson Inácio Junqueira Júnior²

RESUMO

O presente trabalho evidencia o dimensionamento do fuso de um atuador linear eletromecânico para que ele trabalhe como tomada de força de um elevador pantográfico. Como sabemos, o atuador converte o movimento de rotação em movimento de translação linear por meio de um aparato chamado fuso mecânico. Toda análise de falha e esforços estruturais se dará por meio das teorias que envolvem torção, estado plano de tensão, máxima energia de distorção e cisalhamento máximo, e direcionada ao fuso mecânico, que será nosso objeto de estudo. Este estudo busca respostas para o dimensionamento estrutural do fuso para que os valores adotados para o projeto não causem sua posterior falha, tendo como foco manter seus valores abaixo dos limites de escoamento pré-definidos. Os cálculos e conferência dos resultados serão feitos pelo software matemático Excel, que ajuda na análise por meio de planilhas. Assim, obtemos um resultado de maior confiança e uma discussão mais plausível, no qual os objetivos deste trabalho foram alcançados, onde temos a garantia que o mecanismo não irá falhar devido as forças axiais atuantes no fuso mecânico que possui tenções máximas baixo dos limites impostos pelas teorias utilizadas.

Palavras-chaves: Eletromecânico. Parafuso de potência. Critério de falhas. Energia de distorção. Cisalhamento.

¹Graduando em Engenharia Mecânica na Universidade de Rio Verde Campus Rio Verde – GO.

²Orientador, Mestre em Mecânica dos Sólidos.

1. INTRODUÇÃO

Elevadores pantográficos são equipamentos capazes de elevar objetos. O método de elevação pantográfico é um sistema em “X” que funciona com um dispositivo articulado retrátil, onde uma força para dar impulso é aplicada, gerando, assim, o movimento de elevação. Os atuadores executam bem esse trabalho, e o seu dimensionamento correto, juntamente com todas as análises, faz com que o conjunto formado tenha a eficiência desejada.

Os elevadores possuem atuadores lineares como dispositivos que empurram a viga perfilada que transmitirá a carga ao sistema pantográfico, conseqüentemente deslocando o elevador em posição vertical. Atuadores, que são mecanismos que convertem algum tipo de energia em outra, no caso de elevadores, fazem uso de uma forma de energia (seja elétrico, pneumático ou hidráulico) e a transforma em energia mecânica, atuando em movimentos retilíneos.

Atuadores lineares oferecem perfeitas condições quando há a necessidade de executar movimentos simples, seguros e precisos. Eles podem ser colocados para fazer trabalhos de puxar, empurrar, levantar, inclinar, ajustar, com um empuxo de até 15 kN. Atuadores hidráulicos podem exercer forças extremamente superiores, mas, para projetos que não exigem tanto, tamanha reserva de força seria desperdiçada. Atuadores eletromecânicos podem ser integrados a sistemas de controle sofisticados, assim, um feedback de controle de velocidade e aceleração pode ser feito. Comparado aos concorrentes hidráulicos e pneumáticos, o atuador linear ocupa um espaço muito menor e possui instalação simples, além de garantir um custo de operação muito baixo, já que não possui mangueiras e bombas para manutenções rotineiras. Esses atuadores são silenciosos, limpos, não tóxicos e atendem aos requisitos referentes à legislação de não causar danos ao meio ambiente (LINAK, 2017).

De acordo com Linak (2017), o primeiro atuador linear eletromecânico foi lançado em 1979 para aplicação em equipamentos para portadores de necessidades. Assim como os atuadores pneumáticos e hidráulicos, os atuadores lineares também podem fornecer grandes forças de tração, superiores a 6 kN, ampliando ainda mais seu campo de aplicação.

O funcionamento do atuador é simples: o mecanismo interno do atuador faz com que a haste avance e recue em um movimento linear, convertendo a rotação do motor de corrente contínua. Isso se dá por transmissão por engrenagens, onde a rotação é reduzida e transmitida

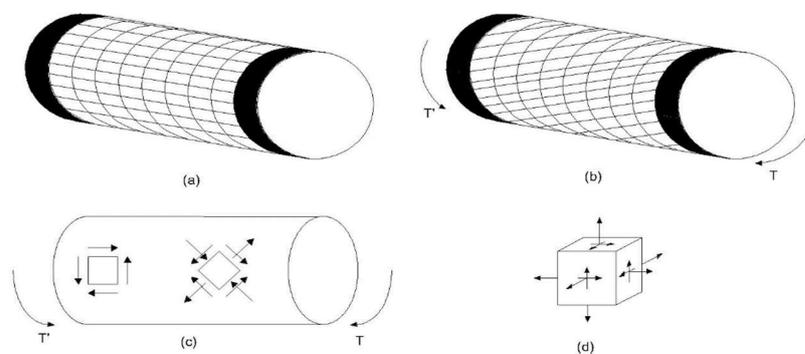
a um fuso mecânico, pois a porca do fuso está presa à haste e o movimento de rotação do fuso faz com que ela avance e recue, dependendo do sentido da rotação.

Inicialmente, a motivação para esse trabalho partiu da necessidade de elevar placas de drywall e cimentícia através de um elevador pantográfico. Esse equipamento terá que operar em locais diferentes; assim, o elevador não pode ser fixo. Além de ser versátil para o transporte manual, deverá ter o mínimo de aparatos possível. Pensando nesses quesitos, a melhor alternativa é que o sistema trabalhe com o atuador linear eletromecânico, pois apresenta menor peso em relação ao hidráulico, e também versatilidade em relação ao pneumático (compressor), além de ser silencioso.

1.1 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Torque é o momento em que a força aplicada tende a torcer um componente em volta de seu próprio eixo. Considerando um eixo cuja estrutura seja constituída por círculos em suas seções transversais e linhas longitudinais ao redor de sua superfície, formando uma malha (Figura 1 [a]), ao aplicar o torque, os círculos e as retas longitudinais propendem a se distorcer. O que vemos após esse efeito é que o círculo mantém a forma circular, ou seja, todas as suas seções transversais se mantêm planas; porém, as linhas longitudinais sofrem uma deformação helicoidal e os novos ângulos formados entre os círculos e as linhas, agora em forma de hélice, são iguais (Figura 1[b]) (HIBBLER, 2010).

FIGURA 1 – Análises no eixo

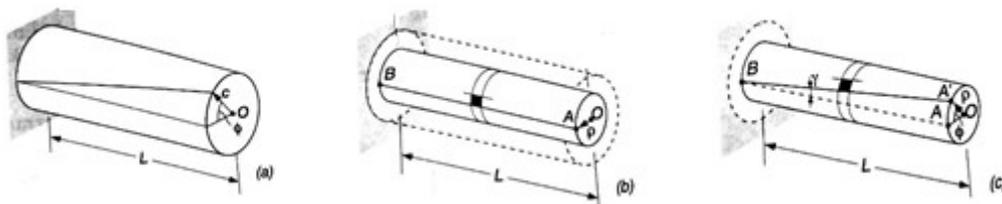


Fonte: Adaptado Beer, 1995 pág. 202,208.

Como pode ser visto na Figura 2 (a), o ângulo de torção ϕ é proporcional ao torque e ao comprimento do eixo (para um eixo de material, diâmetro e torque constante, ao se dobrar o comprimento, o ângulo ϕ será 2 vezes maior); as dimensões de largura e comprimento não poderão sofrer alterações dimensionais devido ao regime elástico da peça. Assim, pode-se aplicar a Lei de Hooke e determinar a distribuição de tensões de cisalhamento e as equações de tensão elástica (BEER, 1995; HIBBLER, 2010).

Considerando um eixo circular de raio c , comprimento L e ângulo de torção ϕ (Figura 2[a]), se extrairmos para análises um cilindro do interior do eixo, com raio “ p ”, a sua extremidade é formada, então, por dois círculos adjacentes (Figura 2 [b]). Com a aplicação de um momento T , poderá ocorrer deformação de cisalhamento γ (Figura 2 [c]), que é a medida da variação do ângulo formado pelos lados do elemento (medida em radianos). Este deve ser igual ao ângulo formado pela linha longitudinal antes da aplicação do momento T e a linha longitudinal distorcida após o momento T (BEER, 1995).

FIGURA 2 – Análises do eixo circular



Fonte: Adaptado Beer, 1995 pág. 203.

De acordo com Hibbler (2010) e Beer (1995), a equação de deformação de cisalhamento em ponto certo do eixo sujeito à torção é:

$$\gamma = \frac{p\phi}{L} \quad (1)$$

A equação de deformação de cisalhamento máxima na superfície da barra circular é:

$$\gamma \text{ máx} = \frac{c\phi}{L} \quad (2)$$

Portanto, a equação de deformação de cisalhamento pelo raio p e $\gamma \text{ máx}$ é:

$$\gamma = \frac{p}{c} * \gamma \text{ máx} \quad (3)$$

1.1.1 Tensões no regime elástico

De acordo com Beer (1995), o maior valor de tensão de cisalhamento τ , gerado através de uma aplicação de um momento de torção T , deve manter-se abaixo do limite do módulo de elasticidade transversal (Lei de Hooke), assim:

$$\tau = G\gamma \quad (4)$$

De acordo com Beer (1995), substituindo o produto da Equação (1) pelo valor do módulo de elasticidade transversal na Equação (3), obtemos a equação da tensão de cisalhamento, que varia com a distância p :

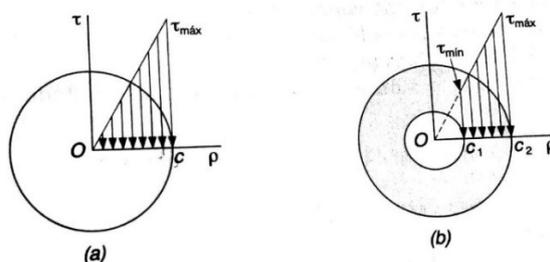
$$\tau = \frac{p}{c} * \tau \text{ máx} \quad (5)$$

Beer (1995) afirma que a integral equivale à soma dos momentos das forças elementares que atuam na seção do eixo circular maciço ou vazado (conforme a Figura 3), e deve ser igual ao momento T ; assim, substitui-se o valor da tensão de cisalhamento (Equação [4]), isolando a tensão de cisalhamento máxima e o raio total da circunferência “ c ”, que, para essa integral, são constantes. A integral, que está no segundo membro da expressão após esse procedimento, representa o momento de inércia polar da seção transversal em relação ao centro da circunferência. Assim, temos:

$$T = \int p\tau \, dA \quad (6)$$

$$\tau \text{ máx} = \frac{T * c}{J} \quad (7)$$

FIGURA 3 – Distribuição de tensão de cisalhamento na seção transversal



Substituindo a Equação 7 na Equação 5, temos a tensão de cisalhamento a uma distância p do centro do eixo:

$$\tau = \frac{(T * p)}{J} \quad (8)$$

Para casos de eixos de seção circular vazada, com raio interno c_1 e raio externo c_2 , o momento polar de inércia é:

$$J = \frac{1}{2} \pi * (c_2^4 - c_1^4) \quad (9)$$

Como o eixo circular possui comprimento L , raio c , e está sofrendo com efeito de um momento de torção T em uma de suas extremidades, o ângulo ϕ se relaciona com a tensão de cisalhamento máxima. Em condições de regime elástico, pode-se aplicar a Lei de Hooke (BEER, 1995). Assim, temos:

$$\phi = \frac{(T * L)}{J * G} \quad (10)$$

1.1.2 Estado plano de tensões

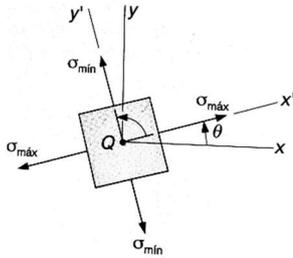
De um corpo de prova, extraímos uma parcela de volume de material, de formato cúbico. Esse elemento cúbico representa o estado de tensão que atua ao redor do ponto escolhido no corpo, como pode ser visto na Figura 1 (d). É caracterizado por seis componentes de tensão normal e de cisalhamento que atuam nas faces do elemento (Figura 1 [c]). Supondo que não haja carga aplicada sobre o corpo, o elemento que está localizado na superfície do corpo tem as componentes de tensão normal e de cisalhamento iguais a zero. Assim também será na face oposta, com as componentes correspondentes (HIBBLER, 2010).

Muitas vezes, para simplificação, pode-se analisar tensões no elemento em um único plano, denominado de estado geral de tensão no plano. Assim, temos duas componentes de tensão normal (σ_x , σ_y) e uma componente de tensão de cisalhamento (τ_{xy}). Essas componentes estarão presentes nos seis planos do elemento (HIBBLER, 2010).

De acordo com Beer (1995), o estado plano de tensões em um ponto Q , descrito por suas componentes σ_x , σ_y e τ_{xy} , é rotacionado em volta de seu próprio eixo, a um ângulo θ

formado entre a variação do plano x e o plano após a torção x' , e suas componentes associadas ao elemento $(\sigma_{x'}, \sigma_{y'}$ e $\tau_{x'y'}$) podem ser determinadas pelas equações a seguir:

FIGURA 4 – Ponto Q submetido ao estado plano de tensão



Fonte: Adaptado Beer, 1995 pág. 600.

$$\sigma_{x'} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos 2\theta + \tau_{xy} \sin 2\theta \quad (11)$$

$$\tau_{x'y'} = -\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \sin 2\theta + \tau_{xy} \cos 2\theta \quad (12)$$

Como no eixo y , $\theta = \theta + 90^\circ$, que é o ângulo formado entre y' e x' , então:

$$\sigma_{y'} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos 2\theta - \tau_{xy} \sin 2\theta \quad (13)$$

.

Hibbler (2010) afirma que a equação que determina a tensão de cisalhamento máximo é a mesma que determina o raio R da circunferência representada no plano cartesiano de $\sigma_{x'}$ por $\tau_{x'y'}$, já que o cisalhamento máximo é igual ao raio da circunferência.

$$R = \tau_{\text{máx}} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (14)$$

De acordo com Hibbler (2010), as tensões principais agem nos planos principais do cubo elementar. São tensões normais denominadas $\sigma_{\text{máx}}$ e $\sigma_{\text{mín}}$. Também pode-se dizer que não há tensões de cisalhamento nos planos principais; assim:

$$\sigma_{\text{máx}, \text{mín}} = \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (15)$$

1.2 OBJETIVOS

Este trabalho tem como objetivo geral realizar análises de falha estrutural no fuso do atuador de acionamento de um elevador pantográfico.

Os objetivos específicos deste trabalho são: dimensionar o fuso de atuador de acionamento de um elevador pantográfico; realizar estudos de critério de falhas de máxima energia de distorção (Mises) e cisalhamento máximo, encontrar as tensões presentes no fuso e, através do software Excel, realizar os cálculos e conferências nos critérios utilizados.

2. MATERIAL E MÉTODO

O elevador deverá elevar uma carga com massa de 65 kg. Essa massa é distribuída pelo mecanismo de elevação e sustentação pantográfico; com isso, a reação de força que o atuador terá que vencer, encontrado no trabalho de Silva Filho (2017), não será muito grande, exigindo assim um equipamento não tão robusto.

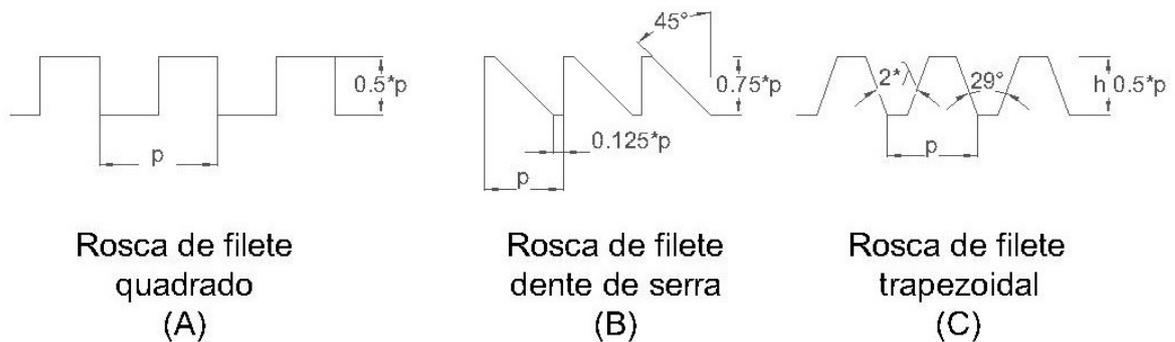
2.1 PARAFUSO DE TRANSMISSÃO DE POTÊNCIA

O material utilizado em parafusos de acionamento são aços carbono beneficiados. Aços de baixo teor de carbono, como AISI 1020 e 1117, são cementados, temperados, revenidos e endurecidos, apresentando dureza de 58 a 62 HRC. Aços de médio teor de carbono são temperados, revenidos e também endurecidos. Há a necessidade de um polimento ou retífica para melhorar o acabamento superficial e, assim, diminuir o atrito dos pares enroscados (MELCONIAN, 2012; NORTON, 2013).

Para esta análise, o material selecionado foi o aço AISI 1020. De acordo com o Apêndice C da Universidade Federal Fluminense (2017), esse aço possui propriedades mecânicas conhecidas. Para o presente trabalho, utilizamos o módulo de elasticidade transversal (G) igual a 79GPa, tensão de escoamento a tração (σ_e) de 350MPa e tensão de escoamento ao cisalhamento (τ_e) de 210MPa.

Roscas são constituídas por filetes que fazem uma revolução em um corpo cilíndrico. Esses filetes possuem um perfil que é determinado durante a fase de projeto. Cada perfil vai dar características diferentes ao parafuso de transmissão; então, escolhe-se um tipo de filete que atenda às necessidades do equipamento (NORTON, 2013; CUNHA, 2014).

FIGURA 5 – Tipos de filetes de rosca.



Fonte: Adaptado Cunha, 2014 pág. 87.

De acordo com Gordo & Ferreira (2012), os parafusos de rosca de filete quadrado suportam grandes esforços e choques na transmissão de potência, e são muito utilizados em prensas e morsas. Já os parafusos de rosca de filete de dente de serra exercem grandes esforços, mas em um único sentido, como em macacos de catraca. Os perfis de roscas de filete trapezoidal executam altas forças e transmitem alto torque. Sua geometria transmite um movimento suave e uniforme, e sua maior aplicação é em fusos de máquinas. O tipo de filete adotado para este projeto será o perfil quadrado.

A mesa será sustentada pelos braços pantográficos e pelo fuso mecânico. Portanto, a carga total no fuso será dada por P_s , onde p_m é a massa da mesa, m a massa de trabalho, e m_h a massa das hastes.

$$P_s = (m_p + m + m_h) \cdot g \quad (16)$$

A carga axial e radial atuante no fuso será diferente para cada posição do elevador; assim, de acordo com o ângulo de posição α do atuador, é possível encontrar a força axial (F_{ax}) e radial (F_{ry}) no fuso.

$$F_{ax} = P_s * \text{sen}\alpha \quad (17)$$

$$F_{ry} = P_s * \text{cos}\alpha \quad (18)$$

Considerando que o pior caso é quando a carga estará concentrada na lateral da mesa, e o atuador será fixado no seu ponto central, é observado que a distância entre esses pontos produz um maior momento no atuador.

$$M = F_{ax} * \left(\frac{L_{\text{mesa}}}{2}\right) \quad (19)$$

Pode-se aplicar condição de autotravamento ou autorretenção, assim o parafuso autotravante não permite que a porca retorne com aplicação de uma carga axial, não importando a extensão da carga; porém, isso se valida sob uma condição de estática. Sendo assim, efeitos dinâmicos que atuem sobre o mecanismo acarretarão um deslizamento sobre o plano de rosca (NORTON, 2013).

Portanto, para o perfil de rosca escolhido, a condição de autotravamento se valida quando:

$$f \geq \text{tg } \lambda \quad (20)$$

Onde: f é o coeficiente de atrito para pares enroscados e λ é o ângulo de avanço e pode ser obtido por relações trigonométricas, sendo que dm é o diâmetro médio do fuso e l é a variável que representa o avanço:

$$\lambda = \text{arctg}\left(\frac{l}{\pi * dm}\right) \quad (21)$$

De acordo com os parâmetros do parafuso de acionamento adotado, é possível encontrar o torque necessário para se elevar e descer a carga. Para esse cálculo, são consideradas as forças atuantes no fuso, e a resultante dessas forças estará agindo sobre a área de rosca do parafuso de acionamento. O atrito entre parafuso e porca tem influência sobre o torque, assim como o atrito do colar, pois um parafuso de transmissão de potência que está sobre efeito de uma força axial deve possuir um colar ou mancal axial, localizado entre os componentes rotativos. Portanto, para um parafuso de aço que trabalha lubrificado, tem-se seu coeficiente de atrito, que pode variar de 0,11 a 0,17, considerando uma porca também de aço. O coeficiente de atrito para o colar axial para uma combinação de aço mole em ferro fundido varia de 0,12 a 0,17, sendo que o maior valor é o coeficiente de atrito da partida, e o menor valor é para o equipamento já em funcionamento (BUDYNAS; MISCHKE; SHIGLEY, 2005).

Assim, da somatória do torque para girar o parafuso com o torque para girar o mancal obtém-se o torque necessário para se elevar e descer a carga (BUDYNAS; MISCHKE; SHIGLEY, 2005).

Torque necessário para elevar a carga:

$$Tl = \frac{F*dm}{2} * \left(\frac{l+\pi*f*dm}{\pi*dm-f*l} \right) + \frac{F*fc*dc}{2} \quad (22)$$

Torque necessário para descer a carga:

$$Ta = \frac{F*dm}{2} * \left(\frac{\pi*f*dm-l}{\pi*dm+f*l} \right) + \frac{F*fc*dc}{2} \quad (23)$$

Onde: l é o avanço, f é o coeficiente de atrito para pares enroscados, dm é o diâmetro médio do fuso, fc é o coeficiente de atrito para o colar, e dc é o diâmetro médio do colar axial.

Através das equações fornecidas por Budynas, Mischke e Shigley (2005), podemos manipular a equação da máxima energia de distorção e encontrar diâmetro do fuso através da Equação 24.

$$d = \left(\frac{16*n}{\pi*\sigma e} * (4M^2 + 3T^2)^{\frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (24)$$

Sendo que: n é o coeficiente de segurança, que, para o cálculo do dimensionamento do fuso, vale 1,2.

Já para a teoria de cisalhamento máximo, o diâmetro do eixo em carregamento axial quase estático é dado pela equação 25:

$$d = \left(\frac{32*n}{\pi*\tau e} * (M^2 + T^2)^{\frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (25)$$

2.2 ANÁLISE ESTRUTURAL

Como dito por Budynas, Mischke e Shigley (2005), devido ao torque aplicado e em função dos parâmetros de rosca, podemos encontrar a tensão de cisalhamento que age no corpo do parafuso na equação seguinte:

$$\tau = \frac{16*T}{\pi*dr^3} \quad (26)$$

Sendo que: dr é o diâmetro interno da rosca, e T é o torque máximo em que o fuso está submetido.

Podemos obter a tensão normal axial atuante no parafuso pela Equação 27:

$$\sigma = \frac{4*F}{\pi*dr^2} \quad (27)$$

Pela equação seguinte, temos a tensão axial de apoio na rosca do parafuso:

$$\sigma r = - \frac{2*F}{\pi*dm*ni*p} \quad (28)$$

Em que: ni é o número de roscas engajadas. As roscas engajadas não sofrem com a aplicação da força por igual. A primeira rosca é onde está concentrada a maior carga, onde o carregamento é $0,38F$; a segunda rosca suporta o carregamento de $0,25F$; a terceira sofre com um carregamento de $0,18F$; e, nas demais roscas engajadas, o carregamento de força vai diminuindo até que o último filete esteja livre de carga. Para esta análise, pode-se adotar ni igual a 1, concernente à primeira rosca, que é a que suporta a maior parcela da força aplicada. Multiplicando a tensão axial de apoio na rosca por $0,38$, tem-se a força suportada pelo primeiro filete (BUDYNAS; MISCHKE; SHIGLEY, 2005).

A tensão de flexão na raiz da rosca em função da força é dada por:

$$\sigma F = \frac{6 * F}{\pi * dr * ni * p} \quad (29)$$

Do mesmo modo, a força F também gera uma tensão de cisalhamento máxima no centro da raiz:

$$\tau r = \frac{3 * F}{\pi * dr * ni * p} \quad (30)$$

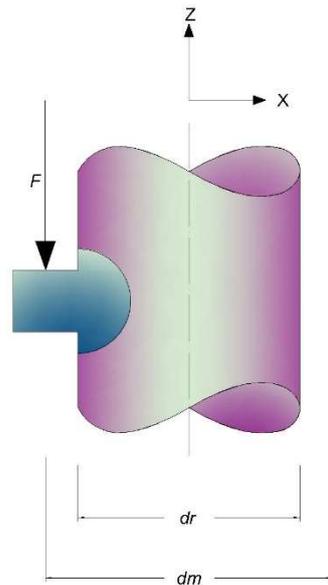
Podem ser definidas as tensões tridimensionais (considerando as direções definidas na Figura 6) para o filete de rosca, pois ele está submetido a um estado tridimensional de tensões, que pode ser observado na Tabela 1.

TABELA 1 – Tensões tridimensionais para o filete de rosca.

Tensão no plano tridimensional	Valor equivalente
σ_x	σF
σ_y	0
σ_z	$-\sigma$
τ_{xy}	0
τ_{yz}	τ
τ_{zx}	0

Fonte: Próprio autor (2017).

FIGURA 6 – Força atuante no filete de rosca do fuso.



Fonte: Adaptado BUDYNAS; MISCHKE; SHIGLEY (2005); SANTOS (2013).

A partir dessas tensões pode-se encontrar a tensão da máxima energia de distorção através da seguinte equação:

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} * ((\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2))^{\frac{1}{2}} \quad (31)$$

Assim, pela teoria da energia da distorção, temos que o escoamento não irá ocorrer quando:

$$\sigma' \leq \sigma_e \quad (32)$$

As tensões principais no plano yz podem ser determinadas através da equação:

$$\sigma_{\text{máx}, \text{mín}} = \frac{\sigma_y + \sigma_z}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_y - \sigma_z}{2}\right)^2 + \tau_{yz}^2} \quad (33)$$

Equação que retorna o valor da tensão de cisalhamento máximo:

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{|\sigma_1 - \sigma_3|}{2} \quad (34)$$

Pela teoria de tensão de cisalhamento máxima, o escoamento não ocorrerá quando:

$$\tau_{máx} \leq \tau_e \quad (35)$$

Essa teoria considera, também, o limite de escoamento à tração como:

$$\tau_e = \frac{\sigma_e}{2} \quad (36)$$

Beer (1995) descreve que o regime elástico e a tensão do limite de escoamento não podem ser excedidos; assim, deve-se aplicar a lei de Hooke para encontrar a equação do ângulo de torção:

$$\phi = \frac{T*L}{J*G} \quad (37)$$

Onde: T é o torque, L é o comprimento do eixo, J o momento de inercia e G é o módulo de elasticidade transversal.

3. RESULTADO E DISCUSSÃO

Nesta parcela do trabalho são apresentados os resultados obtidos na análise feita acima. O ângulo de torção encontrado tem um módulo de $0,15^\circ$, e esse valor não causará efeitos significativos nas deformações por cisalhamento. Ele foi calculado para conhecimento, pois usaremos de outros artifícios para encontrarmos as tensões necessárias para manter o fuso abaixo dos limites de escoamento.

A Tabela 2 apresenta os diâmetros médios encontrados para fuso obtidos pelas Equações 24 e 25.

TABELA 2 – Diâmetros encontrados para o fuso.

Diâmetros do Fuso (mm)	
Teoria de máxima energia de distorção	36,47
Teoria de cisalhamento máximo	43,24
Diâmetro adotado	42

Fonte: Próprio autor (2017).

Como esperado, os diâmetros encontrados entre ambas teorias se diferem. Como os esforços utilizados para esse cálculo não atuam sobre todo o corpo do parafuso de acionamento, então, um valor médio entre os diâmetros encontrados pode ser adotado, que foi $39,85$ mm.

Porém, foi adotado o valor indicado na Tabela 2, por ser um fuso de parâmetros já conhecidos, demonstrados na Tabela 3, também descritos no trabalho de Santos (2013).

TABELA 3 – Parâmetros no fuso e coeficientes de atrito.

Parâmetros para o parafuso de acionamento		
p	Passo (mm)	4
l	Avanço (mm)	4
D_m	Diâmetro médio (mm)	42
λ	Ângulo de avanço ($^\circ$)	1,74
f	Coefficiente de atrito para pares enroscados	0,17
f_c	Coefficiente de atrito no colar	0,17
d_c	Diâmetro médio no colar (mm)	42
d_r	Diâmetro interno de rosca (mm)	40

Fonte: Próprio autor (2017).

Os parâmetros dos dados descritos na tabela anterior são valores que garantem a condição de autorretenção de deslizamento sobre o plano de rosca, pois a tangente do ângulo de avanço é menor do que o coeficiente de atrito.

Com uma análise matemática sobre o efeito da carga axial sobre o fuso, foi constatado que ele sofre maior esforço de força axial na posição em que a carga está totalmente elevada, como os torques encontrados e apresentados na Tabela 4. Os torques necessários foram calculados para vencer o atrito de pares enroscados, atrito no colar e a força exercida pela carga a ser movimentada nessa posição.

TABELA 4 – Torques necessários para a movimentação da carga.

Torque no fuso (N.m)		
T_l	Torque para elevar a carga	14,21
T_a	Torque para descer a carga	11,82

Fonte: Próprio autor (2017).

A Tabela 5 apresenta as tensões internas a que o fuso está submetido, que também são as máximas. Foram calculadas em referência à posição de elevação máxima da carga, onde, como dito anteriormente, é onde o fuso está submetido a maior força axial.

TABELA 5 – Tensões atuantes no corpo e na rosca do parafuso de transmissão de potência.

Tensões (MPa)		
τ	Tensão de cisalhamento no corpo do parafuso	1,13
σ	Tensão normal axial no parafuso de acionamento	1,45
σ_r	Tensão normal na rosca	-6,90
σ_f	Tensão de flexão na raiz da rosca	21,75
τ_r	Tensão de cisalhamento na raiz	10,87

Fonte: Próprio autor (2017).

A Tabela 6 apresenta as tensões principais que nos ajudam a encontrar as tensões de máxima energia de distorção e de cisalhamento máximo.

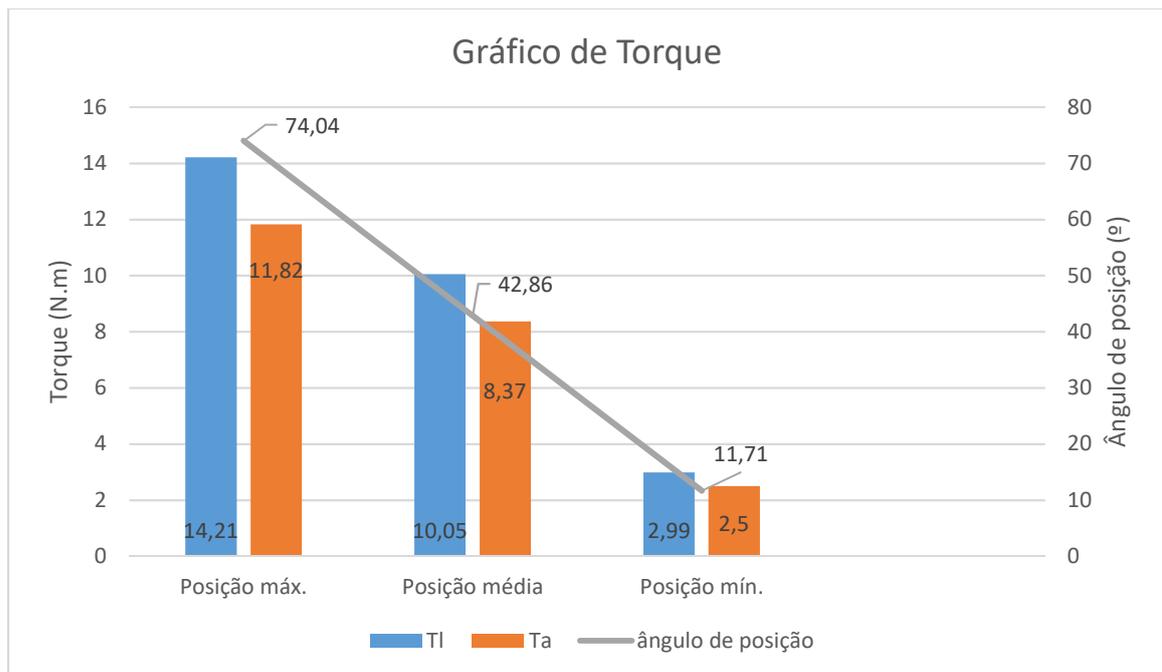
TABELA 6 – Tensões no estado tridimensional.

Tensões (MPa)		
Tensões principais	σ_1	21,75
	σ_2	0,62
	σ_3	-2,07
Tensão de máxima energia de distorção (Mises)	σ'	22,59
Tensão de cisalhamento máximo	$\tau_{\text{máx}}$	11,91

Fonte: Próprio autor (2017).

O valor da tensão de escoamento do material selecionado se mantém acima do valor da tensão da máxima energia de distorção, garantindo que o eixo não atinja uma deformação plástica. Da mesma forma, pela teoria de cisalhamento máximo sabemos que não ocorrerá escoamento, pois o valor da tensão de cisalhamento máximo está abaixo da tensão de escoamento à tração, já que que essa teoria a considera como a tensão de escoamento à tração do material dividida por dois.

Como demonstrado na Figura 7, conforme o ângulo de posição diminui, o torque tem seu valor também reduzido. Isso se dá porque, com a redução do valor do ângulo, a força axial atuante no fuso diminui consideravelmente. As tensões de máxima energia de distorção e cisalhamento máximo terão também o mesmo comportamento. Com a redução do ângulo, haverá também a redução das tensões; isso garante que elas estarão sempre abaixo do limite de escoamento do material.

FIGURA 7 – Gráfico de torque de acordo com a posição do fuso.

Fonte: Próprio autor (2017).

De acordo com o torque máximo exigido pelo sistema, o motor elétrico monofásico assíncrono VM100 atende ao projeto, pois possui um torque de 15N.m, rotação 1760rpm, 4 polos e uma potência de 2,2kW, segundo as informações técnicas fornecidas sobre os motores Volt Electric Motors pela revenda Direct Industry (2017).

4. CONCLUSÃO

As análises de objetivo deste trabalho apresentaram resultados satisfatórios para o estudo feito. A proposta de dimensionamento estrutural do fuso de um atuador de acionamento do dispositivo em questão atendeu às expectativas para este estudo. O mecanismo terá o curso do pistão de 740 milímetros, entregando ao sistema de elevação a variação desejada.

O mecanismo oferece a solução apropriada para o problema que motivou este trabalho. Por análises estruturais do fuso de acionamento, foi observado que as condições para que as tensões que atuam no parafuso de acionamento estejam sempre abaixo dos limites de escoamento pré-definidos pelas características do material do fuso ou pelas teorias utilizadas.

Os custos deste tipo de mecanismo para esse elevador pantográfico são o que viabiliza a sua utilização perante as soluções concorrentes, além de atender e possuir as características desejadas para sua utilização prática.

Como foi visto, as tensões no parafuso de acionamento não contribuirão para a falha do mecanismo, pois elas estão abaixo dos valores que assumem quaisquer deformações ou cisalhamento no eixo, lembrando que estas condições são verídicas somente se o equipamento trabalhar com o torque máximo e a carga máxima apresentados neste projeto.

Obviamente, há outros fatores que influenciam no trabalho e no rendimento do mecanismo. Esses fatores podem ser analisados em trabalhos futuros, onde podem ser observados, por exemplo, o efeito de um fuso que trabalha a seco e um lubrificado, os tipos de porca, outros tipos de perfis de rosca, a influência da dureza superficial do

material, entre outras muitas análises que ainda podem ser feitas em cima desse parafuso de transmissão de potência.

REFERÊNCIAS

BEER, FERDINAND P.; JR, E. RUSSELL JOHNSTON. *Resistência Dos Materiais*. 3. Ed. São Paulo: Pearson, 1995.

CUNHA, L. B. *Elementos De Máquinas*. 1ª. Ed. Rio De Janeiro, Livros Tecnicos E Científicos Editora, 2014.

DIRECT INDUSTRY, especialista em vendas de equipamentos e componentes elétricos e eletroeletrônicos. Disponível em: <<http://www.directindustry.com>>. Acesso em: 30 novembro. 2017.

FILHO, PEDRO LEMES DA SILVA. *Projeto e Análise Estrutural De Um Elevador Pantográfico*. 2017. Artigo Científico - Faculdade De Engenharia Mecânica, Universidade De Rio Verde, 2017.

GORDO, NIVEA. FERREIRA, JOEL. *Mecânica: Elementos De Máquinas*. São Paulo, Apostila Do Telecurso 2000. FIESP, CIESP, SESI, SENAI, 2000.

HIBBELER, RUSSELL CHARLES. *Resistência Dos Materiais*. 7. Ed. São Paulo: Pearson, 2010.

LINAK, especialista em sistemas de atuadores lineares elétricos. Disponível em: <<http://www.linak.com.br/>>. Acesso em: 22 abril. 2017.

MELCONIAN, SARKIS. *Elementos De Máquinas*. 10. Ed. São Paulo: Érica, 2012.

NORTON, ROBERT L. *Projeto De Máquinas: Uma Abordagem Integrada*. 4. Ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.

SANTOS, KELLY FARIA DA CRUZ. *Proposta De Um Dispositivo Para Ajuste Automático Da Altura De Uma Cama Hospitalar*. 2017. Artigo Científico - Faculdade De Engenharia Mecânica, Universidade Estadual Paulista, 2017.

SHIGLEY, JOSEPH E; MISCHKE, CHARLES R; BUDYNAS, RICHARD G. *Projeto De Engenharia Mecânica*. 7. Ed. Porto Alegre: Bookman, 2005.

UFF, Universidade Federal Fluminense, apêndice C, propriedades mecânicas de alguns materiais. Disponível em: <<http://www.uff.br/>>. Acesso em: 29 setembro. 2017.