

INSTITUTO FEDERAL

Rio Grande do Sul

Campus Farroupilha

APRIMORAMENTO DE UM CONJUNTO EXPERIMENTAL PARA A REALIZAÇÃO DE ENSAIOS QUASE-ESTÁTICOS EM ESTRUTURAS

Moysés Panno, moyses.panno@gmail.com¹

Adelano Esposito, adelano.esposito@farroupilha.ifrs.edu.br²

^{1, 2}Instituto Federal do Rio Grande do Sul, Campus Farroupilha. Av. São Vicente – Cinquentenário, Farroupilha – RS, 95180-000.

Resumo: Tendo em vista a necessidade da integração da prática com a teoria na formação de engenheiros, bem como o crescente avanço da ciência, no que diz respeito a criação e aprimoramento de materiais, se faz cada vez mais necessária a realização de ensaios mecânicos para melhor compreender o comportamento dos materiais com que se trabalha, trazendo assim maior segurança e assertividade aos projetos. O referente trabalho tem por objetivo aprimorar um equipamento experimental utilizado em ensaios quase-estáticos. Aumentando assim o nível de precisão e garantindo maior confiabilidade nos dados coletados. Para alcançar este objetivo foi desenvolvido um equipamento capaz de movimentar e monitorar a exata posição dos guias lineares e efetuar correções no posicionamento. Após avaliações e medições no equipamento de ensaios, as seguintes etapas foram executadas: projeto dimensional, fabricação e montagem. Com a implementação do mecanismo desenvolvido neste trabalho, espera-se aumentar a precisão nos ensaios.

Palavras chave: ensaio quase-estático, análise mecânica, dimensionamento mecânico

1 INTRODUÇÃO

Ao dimensionar uma estrutura, um dos principais pontos é o alinhamento dos conceitos teóricos com a prática. Sendo necessário em alguns casos a realização de testes práticos a fim de entender melhor os conceitos. Em consoante com este pensamento, para Augusto (1982), alguns ensaios geram apenas resultados comparativos ou qualitativos do material cuja finalidade é auxiliar ou complementar o estudo ou o projeto. Ainda, segundo o autor, ensaios que tem por objetivo controlar ou assegurar parâmetros de projeto são conhecidos na indústria como ensaios de rotina, estas análises não tem por finalidade determinar propriedades mecânicas dos materiais analisados, possibilitando desta forma o uso de máquinas menos sensíveis com tolerância para erros de até 1%.

Testes quase-estáticos podem ser realizados em corpos de prova de escala real ou reduzida, aplicando cargas unidirecionais ou multidirecionais, tendo por objetivo caracterizar as propriedades estruturais ou então o desempenho da estrutura testada. Devido à baixa velocidade e constante aplicação das cargas, normalmente, são utilizados atuadores hidráulicos (Ramirez et al. 2019) ou servo atuadores.

Segundo Cossolino (2010), os ensaios quase-estáticos ou isotérmicos são baseados em ensaios mecânicos usualmente destrutivos, nos quais o corpo de prova fica comumente inutilizado após a realização da análise que consiste na lenta aplicação de carga simultaneamente com o monitoramento da deformação induzida. Carga essa que é aplicada uniformemente sobre uma seção reta ou superfície de um corpo, sendo possível relacionar a deformação medida com o módulo elástico, podendo ser o módulo de cisalhamento ou módulo de Young. O carregamento pode ocorrer na forma de tração, compressão ou torção.

Um estudo realizado por Moreira et al. (2023) demonstra a versatilidade de equipamentos similares ao detalhado neste trabalho. Com a finalidade de testar a resistência de três diferentes geometrias de reparo utilizando adesivo em ligas de alumínio, realizando análises quase-estáticas e de fadiga. Ainda segundo o autor, a crescente utilização de ligas de alumínio, principalmente nas indústrias aeroespacial, aeronáutica e automotiva, por possuírem uma boa relação entre peso, custo e propriedades mecânicas. Juntamente com a crescente utilização destas ligas também se faz necessário a criação e avaliações de materiais ou substâncias específicas para uso em reparos, sendo crucial para a certificação garantir sua durabilidade e conhecer a capacidade de prever o comportamento que gera fadiga no reparo executado. Para realização dos testes os corpos de prova foram submetidos a ensaios de fadiga e flexão, o equipamento utilizado para realização dos

ensaios quase-estáticos foi desenvolvido pela própria equipe e consistia em dois apoios cilíndricos, permitindo a rotação do corpo de prova sobre os mesmos, e um terceiro cilindro posicionado acima e entre os dois cilindros da base. Por fim um motor de passo foi empregado junto a um fuso, gerando um movimento linear capaz transferir carga ao corpo de prova por intermédio do cilindro central.

Observando o elevado custo de equipamentos destinados a ensaios mecânicos disponíveis no mercado, como também o enorme ganho na formação e capacitação de profissionais atuantes no ramo da engenharia, o presente trabalho tem por objetivo o aprimoramento de um conjunto experimental para a realização de ensaios quase-estáticos. Para isso foi desenvolvido um sistema automatizado capaz de promover e gerenciar a movimentação de guias lineares utilizados no equipamento de ensaios.

2 CONCEPÇÃO DO EQUIPAMENTO

O equipamento para ensaios quase-estáticos utilizado neste estudo (Fig. 3), apresentava um problema capaz de interferir de forma negativa nos testes, distorcendo os valores coletados. Consistia no deslocamento não uniforme dos guias lineares, causado pelo atrito presente nos mancais de deslizamento (bucha de bronze e eixo de aço), bem como entre a pista e os rolos de aço, conforme apresentado na Figs. 1(a) e 1(b)

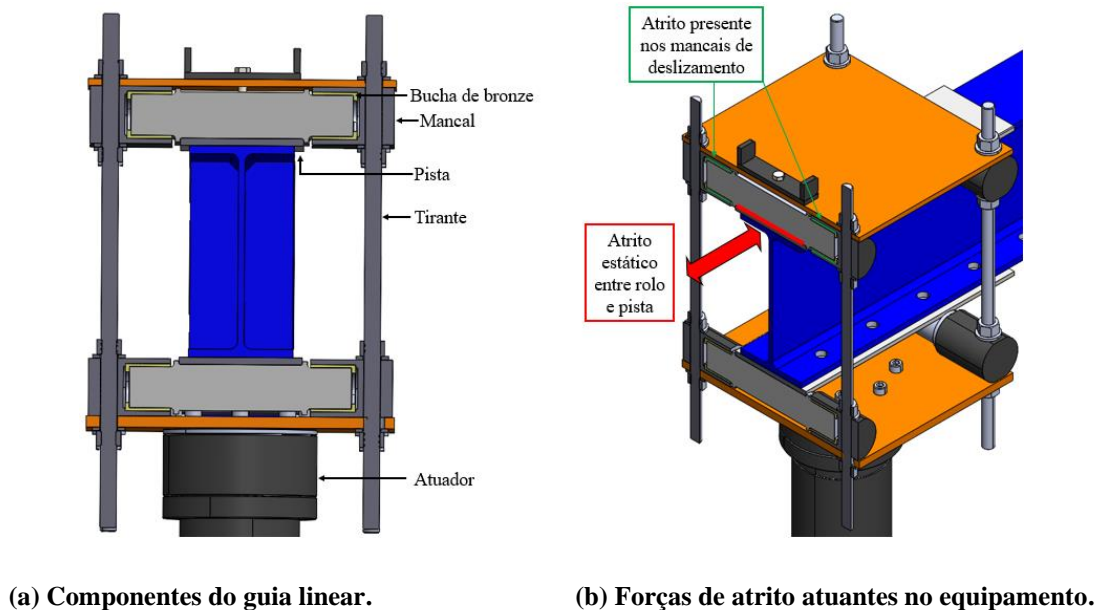


Figura 1. Vista em corte do movimentador horizontal.

Mediante a problemática enunciada, realizou-se, inicialmente, uma análise quanto às causas para ocorrência do funcionamento inadequado do sistema. Uma das hipóteses levantadas durante os estudos é que a pré-carga dos tirantes que unem as partes do movimentador, causam flexão da chapa onde os mancais estão fixos, ocasionando excentricidade entre os mancais o que por sua vez causa o travamento do eixo, ocasionando o bloqueio do guia.

Foram analisados diferentes métodos de correção, resultando na proposição de um conjunto capaz de promover a movimentação uniforme dos guias lineares, preservando a configuração original do equipamento existente. Foram necessários dois conjuntos completos, um para cada guia linear (vertical e horizontal).

Cada conjunto pode ser dividido em três subconjuntos:

- Trem de força, Fig. 2(a): os componentes responsáveis por gerar a força necessária para resolver o problema enfrentado, formado por motor Nema 34, fuso com castanha, mancal BKBF e acoplamento flexível.
- Estrutura de fixação do trem de força, Fig. 2(b): realiza a união das partes do trem de força, mantendo o alinhamento das mesmas, garantindo a rigidez necessária para o correto funcionamento do dispositivo. A estrutura utilizada no movimentador horizontal pode ser utilizada também no movimentador vertical, porém é necessário adicionar um calço entre a movimentador e a estrutura do trem de força, conforme Fig. 4. As peças da estrutura foram fabricadas de chapa aço A36 e unidas por solda.
- Estrutura de fixação da castanha, Fig. 2(c): composta por chapas metálicas, garante a fixação da castanha à estrutura do equipamento principal. Diferentemente da estrutura do trem de força, a estrutura da carcaça teve que ser projetada exclusivamente para cada movimentador. As peças foram cortadas e unidas por solda.
- Conjunto de monitoramento e controle: realiza constante leitura dos dados de carga e posição dos guias lineares, processa as informações coletadas e controla os parâmetros de acionamento do trem de força. Composto por: transdutor linear de posição resistivo (régua potenciométrica) de 200 mm e 5 kOhms, arduíno Mega 2560, driver dm860h e computador.



Figura 2. Subconjuntos do movimentador.

Destaca-se que este trabalho não teve como objetivo abordar a programação do sistema de controle, cuja responsabilidade envolvia o monitoramento das réguas potenciométricas e programação do arduíno para controle dos motores de passo.

A Fig. 3 ilustra o equipamento completo e destaca na Fig. 4 a melhoria adicionada.

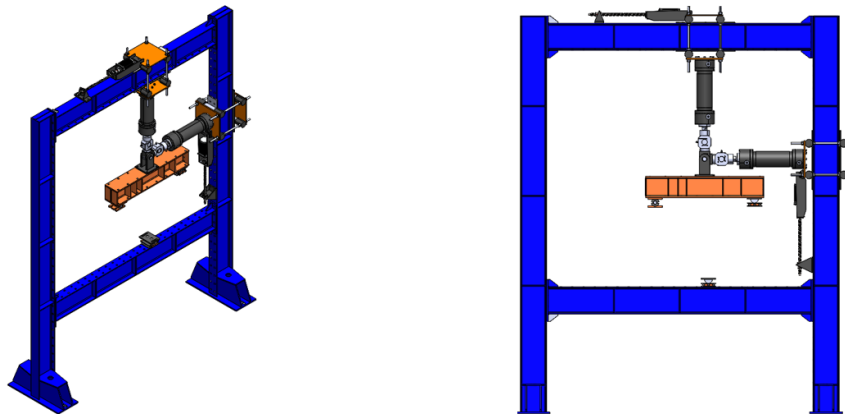


Figura 3. Representação global do conjunto experimental.

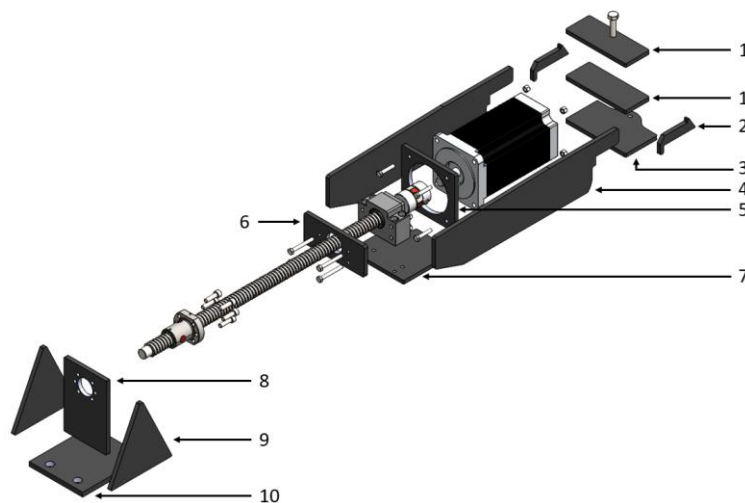


Figura 4. Dispositivo de movimentação proposto. (1) Base da carcaça; (2) Lateral do calço; (3) Base do calço; (4) Lateral da carcaça; (5) Flange motor; (6) Chapa fixação do mancal; (7) Chapa inferior suporte carcaça; (8) Chapa acoplamento castanha; (9) Lateral suporte da castanha; (10) Base do suporte da castanha.

3 DIMENSIONAMENTO

3.1 Conjuntos de Movimentação Vertical e Horizontal

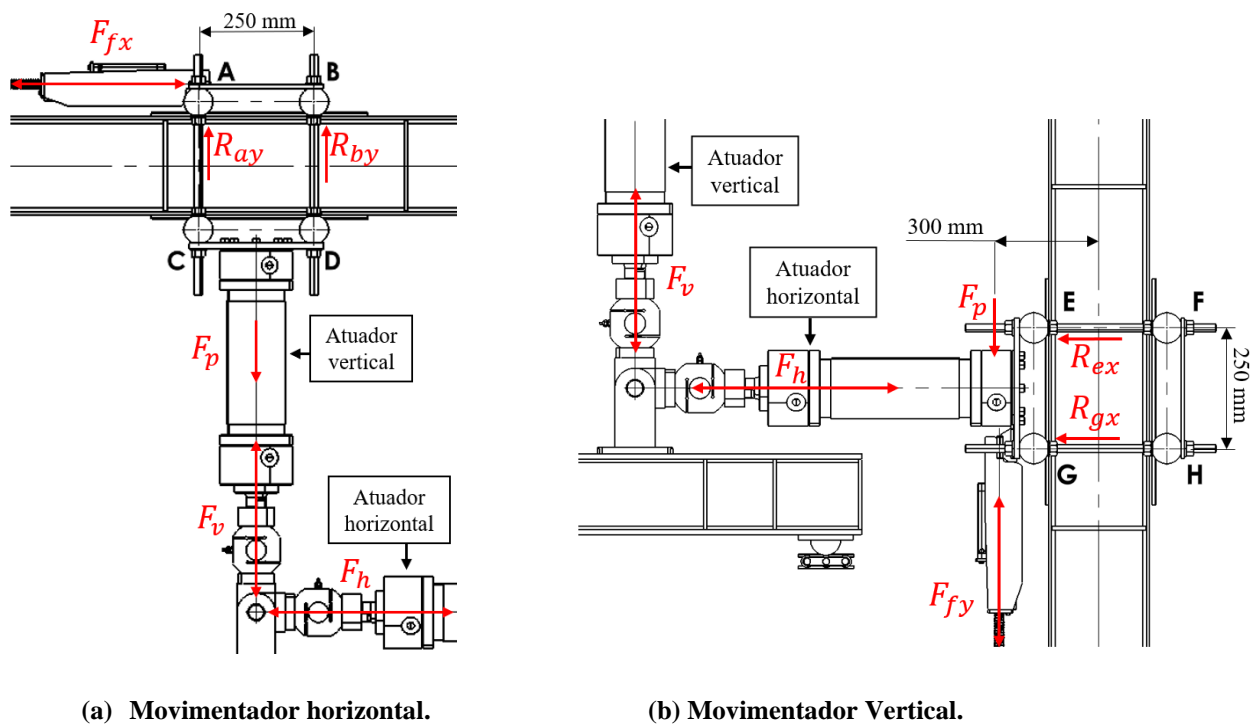
A primeira etapa consistiu na identificação das forças de reação nos rolos dos movimentadores. Ao analisar o funcionamento do sistema em diferentes situações ficou evidente que as cargas de reação serão diferentes de acordo com cada configuração de teste, porém é possível apontar quatro diferentes arranjos para distribuição das cargas, considerando a aplicação de uma única carga (apenas um atuador):

- Apenas o atuador vertical é acionado, aplicando carga em retorno.
- Apenas o atuador vertical é acionado, aplicando carga em avanço
- Apenas o atuador horizontal é acionado, aplicando carga em retorno.
- Apenas o atuador horizontal é acionado, aplicando carga em avanço.

Entretanto quando considerada a aplicação de duas cargas de forma simultânea, podem ser consideradas quatro novas situações:

- Os atuadores vertical e horizontal exercendo carga em avanço.
- Os atuadores vertical e horizontal exercendo carga em retorno.
- O atuador vertical exercendo carga em avanço e o horizontal em retorno.
- O atuador vertical exercendo carga em retorno e o horizontal em avanço.

Ao analisar as diferentes disposições criadas, observou-se que as maiores reações ocorrem no momento em que os dois atuadores estão aplicando carga máxima, porém resta saber em qual das quatro disposições os módulos das reações são maiores. Dentre as diversas possibilidades apresentadas foram criados diagramas de corpo livre para cada arranjo. Na Fig. 5(a) estão representadas as forças atuantes no movimentador horizontal e na Fig. 5(b) as forças atuantes no movimentador vertical.



(a) Movimentador horizontal.

(b) Movimentador Vertical.

Figura 5. Vista frontal dos movimentadores.

Onde F_h é a força exercida pelo atuador horizontal, F_v é a força exercida pelo atuador vertical, F_p é a força peso, apenas de um único conjunto movimentador/atuador, F_{fx} é a força exercida pelo fuso horizontal e F_{fy} é a força exercida pelo fuso vertical.

Observou-se que a força de atrito gerada pela ação do atuador vertical ocasiona travamento do movimentador. Esta situação é agravada pois com o travamento do sistema a força exercida pelo atuador horizontal passa a gerar um momento torsor em torno do movimentador. Com isso, forças de reação necessárias para contrapor estes esforços aumentam significativamente. A situação de travamento do movimentador é demonstrada nos diagramas de corpo livre da Fig. 6.

Considerando $F_v = F_h = 100$ kN, $F_p = 1$ kN e $X_1 = X_2 = 1150$ mm. Para contrapor o momento torsor gerado por F_v , no movimentador vertical, surgem as forças de reação R_{fx} e R_{gx} que quando somadas chegam a 922,4 kN. O mesmo vale para o movimentador horizontal, com R_{cy} e R_{by} atingindo 920 kN, quando somadas.

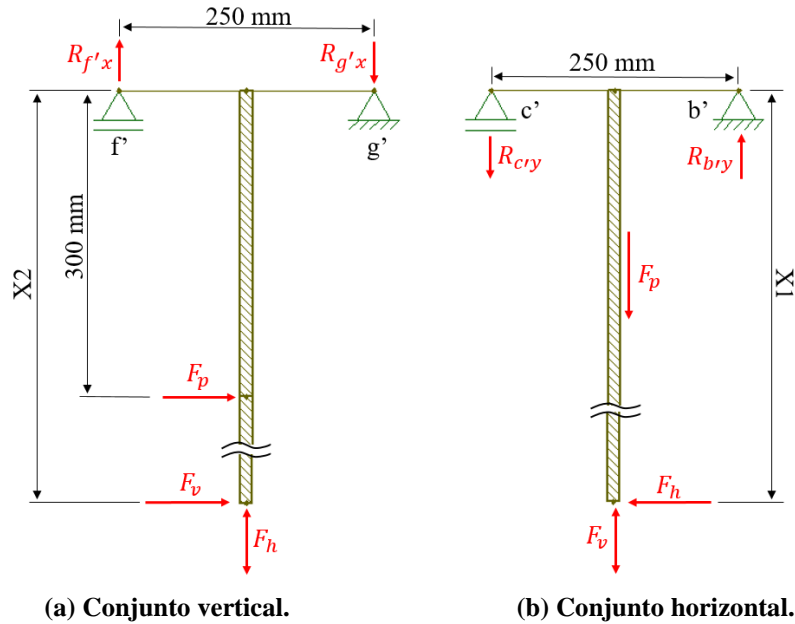


Figura 6. Diagrama de corpo livre dos conjuntos horizontal e vertical.

Os esforços encontrados na análise estática mencionada, ocorrem sob a condição de travamento do guia linear durante o movimento de avanço dos atuadores. Como pôde-se verificar, os esforços horizontais e verticais provocados pelos atuadores podem resultar em reações de grande magnitude aos rolos dos guias lineares, causando a falha destes componentes. Ainda, tais esforços podem agredir outras partes do equipamento, como mancais, pistas e a estrutura de sustentação (pórtico de reação).

Com isso, observa-se a importância do sistema de movimentação desenvolvido, cuja funcionalidade possibilita a movimentação conjunta dos atuadores e guias lineares, anulando assim as reações geradas pelo momento em torno dos mancais localizados em g' ou b' (Fig. 6(a) e 6(b)). Desta forma, os esforços de reação atuantes entre pista e rolo resumem-se apenas às forças F_h , para o conjunto horizontal, e F_v somado à F_p , para o conjunto vertical.

Sob as considerações anteriormente enunciadas, as reações de maior intensidade ocorrem nos mancais em c' e b', ambas iguais à 50,5 kN. Tais reações agem perpendicular à pista e rolo, portanto, multiplicando-as pelo coeficiente de atrito estático de aço com aço lubrificado, obtém-se a força de atrito existente entre a pista e os rolos do guia linear, correspondente à 10,1 kN.

3.1.1 Fuso

Optou-se pelo fuso de esferas devido a sua precisão e baixo atrito quando comparado com outros acionamentos lineares, como o fuso de rosca trapezoidal. Foi utilizado um par de fusos modelo SFU20, diâmetro de 20 mm, comprimento de 500 mm e passo de 5 mm. Inicialmente, foi efetuado o cálculo da carga máxima admissível para o referido fuso, com base na Eq. (1), retirada do catálogo do fabricante.

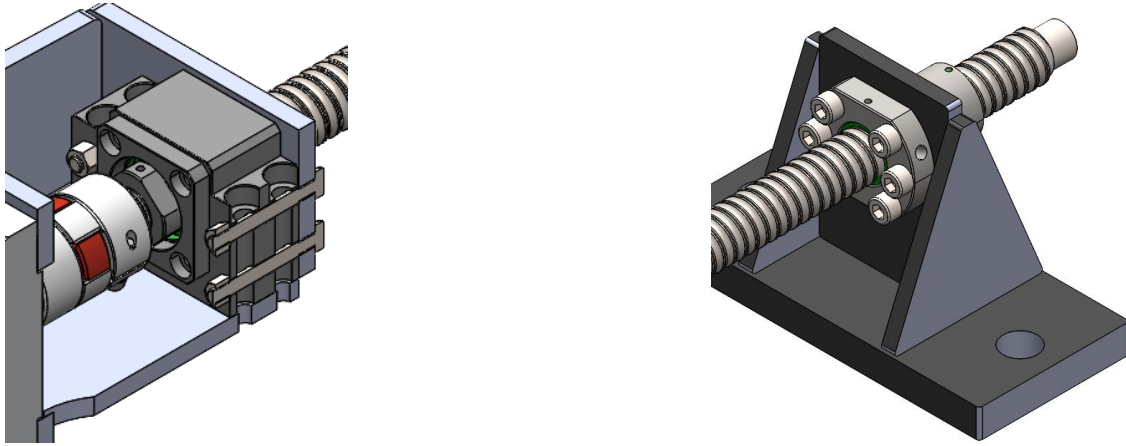
$$F_a = \frac{C_a}{(60 N + L_h)^{1/3} F_w 10^{-2}} \quad (1)$$

Onde F_a é a força axial atuante no fuso, C_a é a força axial atuante no fuso, C_a a carga dinâmica, N corresponde ao número de revoluções por minuto, L_h a vida útil média e F_w o fator de operação. O número de revoluções por minuto foi calculado com base no passo do fuso em relação a velocidade de deslocamento do movimentador, chegando ao valor aproximado de 4 revoluções por minuto (RPM). Os demais fatores seguiram a orientação de catálogo com $C_a = 1551$ kgf, F_w estipulado em 1,0 e $L_h = 5000$ horas.

A força axial máxima encontrada para operação nas condições detalhas acima foi de $F_a = 14,32$ kN. Levando em conta a máxima magnitude de $F_{fx} = 10,1$ kN e $F_{fy} = 11$ kN, o fuso atende a solicitação com fator de serviço mínimo de 1,3.

3.1.2 Dimensionamento dos Parafusos

Iniciando pelos parafusos de fixação do mancal, ao analisar a construção da estrutura de montagem do conjunto, optou-se pela fixação do mancal através de parafuso e porca, inseridos nos furos passantes paralelos ao fuso conforme Fig. 7(a). Desta forma o diâmetro do parafuso ficou limitado pelo diâmetro dos furos do mancal, que neste caso eram de 5,6 mm. Visando uniformidade e padronização do projeto optou-se pela utilização de parafusos da série métrica M5 classe 8.8. Já para os parafusos da castanha foram utilizados parafusos da série métrica M6 classe 8.8, conforme Fig. 7(b). Posteriormente, realizou-se a análise quanto à resistência dos parafusos, com base nas Eqs. (2) a (5) (Shigley 2008).



(a) Vista em corte do Mancal do fuso.

(b) Castanha.

Figura 7. vista em corte do mancal do fuso.

$$F_i = 0,75A_t S_p \quad (2)$$

$$n_p = \frac{S_p A_t - F_i}{\left(\frac{k_b}{k_b - k_m}\right) P} \quad (3)$$

$$K_m = \frac{0,5774\pi E_m d}{\ln\left(\frac{(1,155t + D - d)(D + d)}{(1,55t + D + d)(D - d)}\right)} \quad (4)$$

$$K_b = \frac{A_t A_d E_b}{A_t L_d + A_d L_t} \quad (5)$$

Onde F_i é a força de pré-carga, n_p é o fator de carga, S_p é a tensão de resistência à prova do parafuso, A_t a área sob tração, k_b e k_m a rigidez do parafuso e membros, respectivamente. P é a carga externa aplicada no parafuso, d o diâmetro externo do parafuso, D o diâmetro menor do cone de pressão, t a espessura do membro, E_b e E_m o módulo de elasticidade longitudinal do parafuso e membro, respectivamente. O torque de aperto necessário para gerar a pré-carga calculada (T) pode ser obtido através da Eq. (6).

$$T = K F_i d \quad (6)$$

Onde K é o coeficiente de fricção do material que compõe o elemento de fixação. Para esta situação foi utilizado $K = 0,2$ (parafuso zincado), de acordo com Shigley (2008).

Utilizou-se a carga $P = F_{fy} = 11,0$ kN, distribuída igualmente entre os 4 parafusos, levando em consideração que esta é a maior carga a qual o mancal está sujeito. Foram utilizados dados padronizados para parafusos M5 e M6 classe 8.8, com $S_p = 600$ MPa, $E_{mancal} = 71$ GPa e $E_{castanha} = E_{mchapa} = 200$ GPa. O fator de carga encontrado para os parafusos M5 foi de 2,15, enquanto para os parafusos M6 o fator de carga encontrado foi de 4,05. De acordo com Shigley (2008), qualquer valor de $n_p > 1$ assegura que a tensão do parafuso é menor que a resistência de prova.

O torque necessário para garantir a pré-carga nos parafusos M5 é de 6,39 Nm, enquanto para os parafusos M6 é de 10,8 Nm.

A carcaça do conjunto de movimentação vertical/horizontal foi ancorada ao guia linear por um parafuso M8. Para garantir que a fixação suportaria a sollicitação, foram realizados cálculos para cisalhamento do parafuso conforme Eq. (7), apresentada por Norton (2004).

$$N_s = \frac{S_{ys} A_r}{F_s} \quad (7)$$

Onde F_s é a força de cisalhamento agindo no parafuso, S_{ys} a resistência mínima ao escoamento em cisalhamento, A_r a área de menor diâmetro e N_s coeficiente de segurança contra falha por cisalhamento. Considerando que o parafuso esteja suportando uma força cisalhante máxima de 11,0 kN (F_{fy}), acarretando em uma tensão de cisalhamento de 335,36 MPa. Foi utilizado parafuso M8 da classe 10.9 com $S_{ys} = 542,38$ MPa, resultando no valor de 1,62 para o coeficiente de segurança.

3.1.3 Dimensionamento da Solda

Ao analisar todas as uniões por solda realizadas na carcaça do conjunto de movimentação, observou-se que a solda responsável pela fixação da chapa que prende o mancal no restante da estrutura (Fig. 4 item 6), receberá os maiores esforços, em comparação com as demais ligações soldadas que compõem a carcaça. Sendo assim, realizou-se uma verificação da referida união soldada, considerando uma configuração de solda do tipo filete, com 6,35 mm de comprimento da perna da solda, $h = 6,35$ mm, e comprimento do filete igual à 100 mm, $l = 100$ mm. Esses dados foram aplicados nas Eqs. (8) a (11), conforme apresentado em Shigley (2008).

$$\tau_{all} = 0,4S_y \quad (8)$$

$$\tau = \frac{F}{2hl} \quad (9)$$

$$\sigma = \frac{F}{tl} \quad (10)$$

$$\sigma_{all} = 0,6S_y \quad (11)$$

Onde F é a força máxima aplicada na solda, que neste caso é igual a força máxima desempenhada pelo fuso, τ_{all} é a tensão de cisalhamento admissível da união soldada, τ é a tensão de cisalhamento na base do metal adjacente, t é a espessura da peça soldada, σ tensão de tração na perna da fixação e σ_{all} tensão de tração admissível.

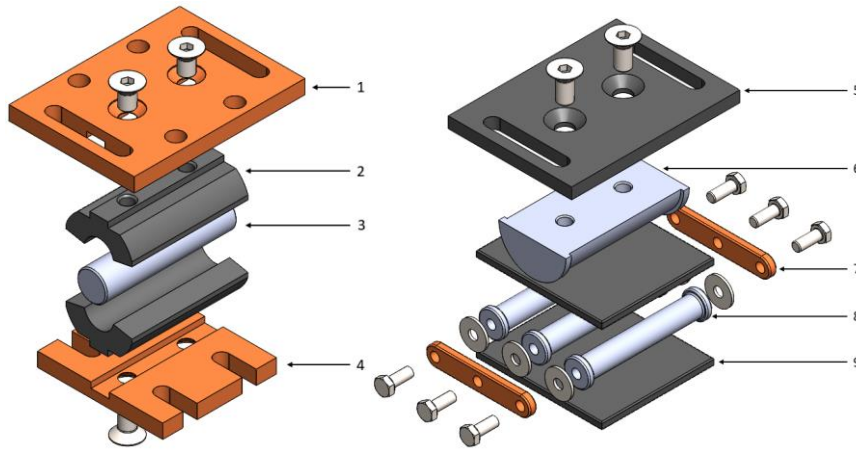
Inicialmente foi avaliada a resistência do material de adição. O eletrodo utilizado no processo de soldagem foi o ER70S-6, conforme Shigley (2008), a força admissível por unidade de comprimento para um eletrodo E70X-X, com filete de 6,35 mm, é de 0,65 kN/mm. Com base nos dados informados é possível afirmar que a resistência máxima do material de adição é de 65 kN, valor superior a máxima força aplicada pelo fuso (11,0 kN), garantindo um fator de segurança de 5,9. A fim de conferir se o material base também é capaz de suportar a sollicitação, a Eq. (8) representa a tensão máxima de cisalhamento do metal base, sabendo que $S_y = 250$ MPa, logo, $\tau_{all} = 100$ MPa. Já para calcular a tensão de cisalhamento máxima na base adjacente a solda utiliza-se a Eq. (9), obtendo $\tau = 8,66$ MPa. De acordo com Shigley (2008), se $\tau_{all} \geq \tau$, a fixação é satisfatória.

Por fim foi calculada a tensão de tração na perna de fixação, conforme Eq. (10). Considerando que a espessura da chapa soldada é igual a perna da solda, logo $\sigma = 17,32$ MPa. Para garantir a resistência a tração na perna de fixação, $\sigma_{all} \geq \sigma$. Através da Eq. (11), $\sigma_{all} = 150$ MPa. Desta forma é possível concluir que a união soldada atende a sollicitação. Considerando que os parâmetros de solda e material base utilizados em toda estrutura são os mesmos, e que em todas as demais soldas o comprimento do cordão é maior, acarretando em maiores áreas de resistência ao cisalhamento, não foram necessárias mais verificações quanto a resistência das uniões soldadas.

3.2 Fixação dos Corpos de Prova: Apoios de Primeira e Segunda Ordem

Um dos fatores para tornar o equipamento modular são as diferentes possibilidades de fixar o corpo de prova à estrutura. Assim, os fixadores desenvolvidos nesta etapa desempenham papel crucial no uso didático do equipamento, pois através deles é possível simular situações ideias tal qual as consideradas nas formulações teóricas, além de permitir o movimento livre de atrito e em conformidade com o previsto na condição teórica.

Foram desenvolvidos dois pares de fixadores, como pode ser observado na Fig. 8. O apoio de primeira ordem, Fig. 8(a), é formado por um mancal bipartido, com 22° de inclinação do corpo de prova e restrição de deslocamento horizontal e vertical. Já o apoio de segunda ordem, Fig. 8(b), é composto por um conjunto de roletes, permitindo liberdade de deslocamento horizontal, estabilidade lateral e inclinação do corpo de prova.



(a) Apoio de primeira ordem.

(b) Apoio de segunda ordem.

Figura 8. Fixadores do corpo de prova. (1) Base superior da rótula; (2) Berço da rótula; (3) Rolete da rótula; (4) Base inferior da rótula; (5) Base superior do rolete meia lua; (6) Rolete meia lua; (7) Placa espaçadora do trio de roletes; (8) Trio de roletes; (9) Placa base do trio de roletes.

Nestes casos, devido a carga, ocorre alteração da área de contato criando tensões tridimensionais, também conhecidas como tensões hertzianas (Shigley 2008). A semilargura da zona de contato, b , pode ser calculada a partir da Eq. (12), conforme Shigley (2008), onde ν_1 e ν_2 são os coeficientes de Poisson do rolo e pista, respectivamente, E_1 e E_2 os módulos de elasticidade longitudinal de rolo e pista, respectivamente. d_1 corresponde ao diâmetro do cilindro interno e d_2 ao diâmetro da pista, considerando superfície plana $d_2 = \infty$, o que implica em $(1/d_2)$ igual a zero. d_2 assume valores negativos em caso de pista concava.

$$b = \sqrt{\frac{(1 - \nu_1^2)/E_1 + (1 - \nu_2^2)/E_2}{\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}}} \quad (12)$$

De acordo com Shigley (2008), a tensão de cisalhamento alcança valor máximo a uma distância de $0,786b$, a partir da superfície de contato. Sendo a tensão de cisalhamento máxima (τ_{\max}) a responsável por falha superficial por fadiga em elementos de contato, as tensões normais nas direções x , y , z , em função da profundidade z , são determinadas pelas Eqs. (13) a (16).

$$p_{\max} = \frac{2F}{\pi bl} \quad (13)$$

$$\sigma_x = -2\nu p_{\max} \left(\sqrt{1 + \frac{z^2}{b^2}} - \left| \frac{z}{b} \right| \right) \quad (14)$$

$$\sigma_y = -p_{\max} \left(\frac{1 + 2\frac{z^2}{b^2}}{\sqrt{1 + \frac{z^2}{b^2}}} - 2 \left| \frac{z}{b} \right| \right) \quad (15)$$

$$\sigma_z = \frac{-p_{\max}}{\sqrt{1 + z^2/b^2}} \quad (16)$$

Caso $0 \leq z \leq 0,436b$, τ_{\max} será obtido através da Eq. (17).

$$\tau_{\max} = (\sigma_x - \sigma_z)/2 \quad (17)$$

Porém se $z \geq 0,436b$, τ_{\max} será obtido através da Eq. (18)

$$\tau_{\max} = (\sigma_y - \sigma_z)/2 \quad (18)$$

Onde p_{\max} é a pressão máxima atuante no centro da área de contato e σ_x , σ_y e σ_z são as tensões normais atuantes nas direções x, y e z, respectivamente.

Realizando cálculo para o apoio de primeira ordem, sabendo que $E_1 = E_2 = 206$ GPa, $\nu_1 = \nu_2 = 0,29$, $d_1 = 25$ mm, $d_2 = 26$ mm e que a F_{\max} será de 100 kN é possível analisar o estado de tensões atuantes entre o rolo e a pista. Com base nos valores apresentados é possível concluir que a tensão cisalhante máxima ocorre a uma distância de 1,51 mm em relação a linha de contato entre as pistas, com $\tau_{\max} = 99,7$ MPa. Segundo Shigley (2008), utilizando a Teoria da Energia de Distorção (Von Mises), a tensão de escoamento em cisalhamento (S_{sy}) corresponde a 0,577 da tensão de escoamento em tração (450 MPa), logo $S_{sy} = 259,65$ MPa, atingindo um fator de serviço de 2,6.

Para o apoio de segunda ordem, se fez necessário calcular a tensão cisalhante máxima no semicilindro, com $F = 100$ kN e $d_1 = 50$ mm, também nos 3 rolos da base, com $F = 33,33$ kN e $d_1 = 15$ mm. Sabendo que $E_1 = 206$ GPa, $E_2 = 200$ GPa e $\nu_2 = 0,26$, o valor da tensão cisalhante máxima encontrada para o semicilindro foi $\tau_{\max} = 355$ MPa, ocorrendo a 0,54 mm do ponto de contato. No caso dos cilindros, cada qual atua uma $\tau_{\max} = 374,2$ MPa, ocorrendo a 0,17 mm do ponto de contato. Considerando $S_{sy} = 259,65$ MPa é possível concluir que a segurança quanto a falha por contato entre rolo semicilíndrico e pista será menor que 1, porém isto não invalida o fixador, apenas impõe limites quanto sua utilização, para atingir a segurança mínima a carga máxima (F) deve ser igual a 48 kN.

4 FABRICAÇÃO E MONTAGEM

Parte dos componentes e materiais utilizados para fabricação dos dispositivos estavam disponíveis na instituição, como barras cilíndricas de aço, parafusos, porcas, arame de solda, arruelas, fios elétricos, conectores e tinta. Os demais itens como: chapas de aço, motores de passo, mancais, fusos, parafusos, castanhas, régua potenciométrica e encoder, foram adquiridos com recursos vinculados à projetos institucionalizados. Os processos de fabricação das peças foram executados nos laboratórios de fabricação da instituição, utilizando os seguintes equipamentos: fresadora, torno mecânico, furadeira de bancada e aparelho de solda MIG/MAG.

Para os componentes provenientes de chapas metálicas, optou-se pela terceirização completa de etapas da atividade, tendo em conta a viabilidade e possibilidade da entrega das peças semiacabadas, através do processo de corte a laser, o que reduziu o tempo de fabricação e provavelmente os gastos, principalmente pelo fato de eliminar múltiplos processos de usinagem que seriam indispensáveis para concretização do projeto. Respeitando os cálculos apresentados, os componentes foram projetados com auxílio de software apropriado, na sequência foi realizado o desenho detalhado e por fim, gerados arquivos para envio a empresa terceirizada.

Já o processo de soldagem foi realizado parte nas instalações do campus e o restante com equipamento particular do autor, como pode ser visualizado na Fig. 9. Todas as soldas foram executadas através do processo MIG/MAG, empregando arame ER 70S6 com diâmetro de 1mm, bem como gás inerte dióxido de carbono em argônio, de nome comercial CORGON 20.



Figura 9. Partes unidas por pontos de solda e soldadas em definitivo.

As tabelas 1 e 2 detalham o nome de cada componente além de informar a quantidade empregada e a matéria prima utilizada.

Tabela 1. lista de componentes de fixação do corpo de prova

Nº comp.	Nome componente	Material	Quantidade
1	Base superior da rótula	Chapa ASTM A36	1
2	Berço da rótula	Barra Laminada SAE 1045	2
3	Rolete da rótula	Barra Laminada SAE 1045	1
4	Base inferior da rótula	Chapa ASTM A36	1
5	Base superior do rolete meia lua	Chapa ASTM A36	1
6	Rolete meia lua	Barra Laminada SAE 1045	1
7	Placa espaçadora do trio de roletes	Chapa ASTM A36	2
8	Trio de roletes	Barra Laminada SAE 1045	3
9	Placa base do trio de roletes	Chapa ASTM A36	2

Tabela 2. lista de componentes de fixação do trem de força (1 unidade)

Nº comp.	Nome componente	Material	Quantidade
1	Base da carcaça	Chapa ASTM A36	2
2	Lateral do calço	Chapa ASTM A36	2
3	Base do calço	Chapa ASTM A36	1
4	Lateral da carcaça	Chapa ASTM A36	2
5	Flange motor	Chapa ASTM A36	1
6	Chapa fixação do mancal	Chapa ASTM A36	1
7	Chapa inferior suporte carcaça	Chapa ASTM A36	1
8	Chapa acoplamento castanha	Chapa ASTM A36	1
9	Lateral suporte da castanha	Chapa ASTM A36	2
10	Base do suporte da castanha	Chapa ASTM A36	1

Com todas as peças cortadas e usinadas, seguiu-se para a etapa de soldagem dos suportes das castanhas e carcaça de fixação do motor de passo (trem de força). Posteriormente, os mancais e motores de passo foram fixados ao conjunto por parafusos e, finalmente, conectados aos guias lineares para cumprir com sua função de movimentação horizontal e vertical, conforme apresentado na Fig. 10.



(a) Configuração global do equipamento experimental. (b) Sistema de movimentação horizontal (MH) e vertical (MV).

Figura 10. Montagem do equipamento.

A montagem dos apoios de primeira e segunda ordem está ilustrada nas Figs. 11(a) e 11(b), respectivamente. Já a Fig. 12 demonstra os apoios instalados no equipamento, exemplificando sua aplicação no ensaio de flexão em uma viga biapoiada.



Figura 11. Fixadores do corpo de prova montados.



Figura 12. Ensaio de flexão em viga biapoiada.

5 RESULTADOS

A junção de todas as análises realizadas, estudos levantados, cálculos realizados e materiais escolhidos, conforme foi demonstrado ao longo do trabalho, culminou na idealização e construção do projeto como pode ser visto na Fig. 10 (a), trazendo resultados satisfatórios diante dos problemas enfrentados, além de demonstrar novos pontos críticos, abrindo assim espaço para correções futuras.

6 CONCLUSÕES

O presente trabalho atingiu seu objetivo, tendo em vista que os processos foram executados de maneira satisfatória, validando assim a proposta de aprimorar o equipamento experimental de testes quase-estáticos, garantindo movimento uniforme e contínuo das guias lineares do conjunto.

Os dispositivos criados passaram a integrar o equipamento que já vinha sendo utilizado em atividades acadêmicas dentro do campus farroupilha, para mais, as melhorias criadas trouxeram maior confiabilidade e precisão nas análises realizadas e também modularidade de fixação dos corpos de prova, possibilitando uma vasta quantidade de testes e rápida fixação, além de garantir maior estabilidade e segurança durante a realização dos ensaios.

7 AGRADECIMENTOS

O autor gostaria de agradecer ao campus farroupilha pela verba e equipamentos disponibilizados e ao professor Adelano, pela orientação e conhecimento compartilhado. Agradecer também os pais, Claudio L. Panno e Maria Alice F. Panno e a irmã Carina Panno, pelo apoio e incentivo ao longo do trabalho desenvolvido.

8 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AUGUSTO, S. Ensaio mecânicos de materiais metálicos. [s.l.] Editora Blucher, 1982.

COSSOLINO, Leiliane Cristina; PEREIRA, Antônio Henrique Alves. Módulos elásticos: visão geral e métodos de caracterização. Informativo Técnico Científico. Disponível em: <http://www.atcp.com.br/imagens/produtos/sonelastic/artigos/RT03-ATCP.pdf>, 2010.

MOREIRA, R. D. F.; DE MOURA, M. F. S. F.; SILVA, F. G. A. Quasi-static and fatigue analyses of aluminium structures repaired by CFRP patch bonding. Composite Structures, v. 322, p. 117372, 2023.

NORTON, R. L. Projeto de máquinas: uma abordagem integrada. Porto Alegre: Bookman, 2004.

RAMIREZ, J. et al. Laboratory dynamic structural testing. Methods and applications. In: 5TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON MECHANICAL MODELS IN STRUCTURAL ENGINEERING CMMOST 2019. [s.d.]. Disponível em: https://www.researchgate.net/publication/343809698_Laboratory_dynamic_structural_testing_Methods_and_applications.

SHIGLEY, J. E.; BUDYNAS, R. G.; MISCHEKE, C. R. Projeto de engenharia mecânica. Porto Alegre: Bookman, 2008.

ENHANCEMENT OF AN EXPERIMENTAL SETUP FOR THE PERFORMANCE OF QUASI-STATIC TESTS ON STRUCTURES

Moysés Panno, moyses.panno@gmail.com¹

Adelano Esposito, adelano.esposito@farroupilha.ifrs.edu.br²

¹ Federal Institute of Rio Grande do Sul, Farroupilha Campus. Av. São Vicente – Cinquentenário, Farroupilha – RS, 95180-000.

Abstract: *Given the need for integrating practice with theory in the education of engineers, as well as the ongoing advancements in science concerning the creation and improvement of materials, the performance of mechanical tests is increasingly necessary to better understand the behavior of the materials being worked with, thereby enhancing safety and accuracy in projects. This study aims to enhance an experimental apparatus used in quasi-static tests, aiming to increase precision and ensure greater reliability in collected data. To achieve this goal, a device capable of moving and monitoring the exact position of linear guides and making adjustments in positioning was developed. Following evaluations and measurements on the testing equipment, the following steps were carried out: dimensional design, manufacturing, and assembly. By implementing the mechanism developed in this study, it is expected to enhance the precision of the tests.*

Keywords: *quasi-static test, mechanical analysis, mechanical sizing*