

# **Desenvolvimento de um procedimento de calibração para dinamômetros baseados em extensômetros**

Eloi Antonio Triaca <sup>a</sup>, Adilson José de Oliveira <sup>a</sup>

<sup>a</sup> Departamento de Engenharia Mecânica, Centro de Tecnologia, Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal, RN, Brasil.

## **Resumo**

Dinamômetros são dispositivos de medição de forças comumente aplicados para a automação e o monitoramento de processos industriais. Para realizar a medição, eles são constituídos de transdutores que medem deformações decorrentes da aplicação das forças. Assim, esses dispositivos precisam ser calibrados para que a relação entre as forças aplicadas em cada sentido e as respostas dos transdutores sejam definidas. O método mais simples para promover as forças conhecidas para a calibração consiste na aplicação de massas-padrão. Porém, para a definição de forças horizontais, é requerido o emprego de uma estrutura capaz de rotacionar a carga produzida pelas massas-padrão. Este projeto teve como objetivo geral o desenvolvimento de um dispositivo mecânico que permite a calibração, nas três componentes ortogonais de aplicação de força, de dois dinamômetros desenvolvidos no Laboratório de Manufatura (LABMAN) da Universidade Federal do Rio Grande do Norte (UFRN). Para alcançar o objetivo geral, foi necessário: (1) projetar o dispositivo mecânico; (2) manufaturar e montar os componentes do sistema; (3) e elaborar códigos de aquisição e de processamento de dados para caracterizar/calibrar os dinamômetros e para identificar as suas frequências naturais de vibração.

**Palavras-chave:** dispositivo de calibração, dinamômetro triaxial, medição de forças.

## **Development of a calibration procedure for dynamometers based on strain gauge**

### **Abstract**

Dynamometers are force measurement devices commonly used for automation and monitoring of industrial processes. These devices consist of transducers that measure deformations caused by the application of the forces to perform such measurement. Thus, dynamometers need to be correlating the relationship between the forces applied in each direction and the transducer responses. The simplest method to promote forces for the calibration procedure is the application of standard masses. However, for promoting horizontal forces, the development of a structure capable of rotating the load from the standard masses is required. Therefore, the main objective of this study is the development of a mechanical device that allows the calibration, in the three orthogonal components of force application, using two dynamometers developed previously in the Manufacturing Laboratory (LABMAN) at the Federal University of Rio Grande do Norte (UFRN). In order to achieve the main objective, it was required to: (1) design the mechanical device; (2) manufacture and assemble the system components; (3) and develop data acquisition and processing codes to characterize/calibrate the dynamometers and to identify their natural vibration frequencies.

**Keywords:** calibration device, triaxial dynamometer, force measurement.

## **Objetivos de Desenvolvimento Sustentável**

O projeto de iniciação científica está relacionado ao item 9 dos objetivos de desenvolvimento sustentável da Agenda 2030 da ONU, o qual aborda: a construção de infraestruturas resilientes; a promoção de uma industrialização inclusiva e sustentável; e o fomento à inovação.

## **Introdução**

A automação de processos de usinagem tem sido demandada para produzir componentes mecânicos de forma mais rápida, confiável e econômica (LIANG *et al.*, 2016). Nesse sentido, também há uma maior necessidade de monitorar em tempo real parâmetros como as componentes da força de usinagem, que estão relacionadas às condições de usinagem como o valor do desgaste da aresta de corte, a vibração da máquina-ferramenta e o acabamento superficial da peça a ser fabricada (LUO *et al.*, 2018; RIZAL *et al.*, 2015; RIZAL *et al.*, 2018).

Para a medição dessas componentes da força de usinagem, dispositivos com transdutores de carga são empregados. Tais equipamentos, denominados de dinamômetros, realizam uma medição indireta da força, isto é, eles estimam o valor com base em efeitos produzidos por ela, como deformações locais, deslocamentos ou acelerações de componentes mecânicos. Geralmente, dois tipos de transdutores são usados: cristais piezoelétricos ou extensômetros (TOTIS *et al.*, 2014; LI *et al.*, 2013).

Os dinamômetros precisam ser devidamente caracterizados e calibrados para que a correlação entre a carga aplicada e as respostas dos transdutores seja definida devido à medição indireta das componentes da força. Além disso, é necessário que as componentes das forças sejam aplicadas individualmente (pois a relação entre a carga e o sinal emitido não é igual em todos os sentidos) e que o processo seja realizado na posição de trabalho do dinamômetro.

A metodologia dos ensaios de caracterização e calibração é padronizada por normas técnicas. No Brasil, a referência é a norma ABNT NBR ISO 376 (2012), que define como devem ser realizadas a energização do dinamômetro, a pré-carga do sistema, os ciclos de carregamento/descarregamento e a avaliação do dispositivo. Em relação à aplicação das cargas, ela pode ser realizada com o auxílio de uma Máquina Universal de Testes Eletromecânica (EMUTM), de atuadores servo-hidráulicos ou da aplicação de massas-padrão. O último método é o mais viável, pois não requer o uso de máquinas para controlar a carga. Porém, como as massas-padrão só exercem cargas

verticais, a calibração nos sentidos horizontais de aplicação de força (eixos X e Y do dinamômetro) requer o emprego de uma estrutura que converta a carga das massas em uma força horizontal.

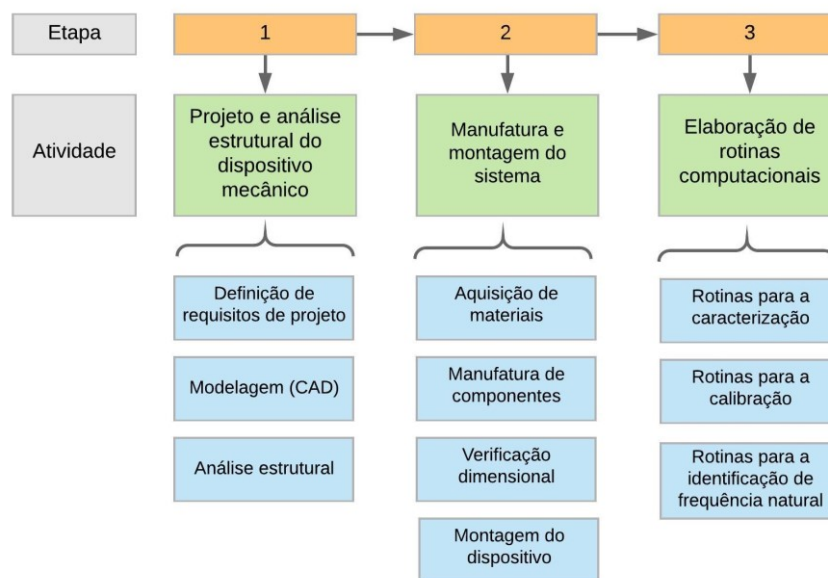
Nesse contexto, este projeto teve como objetivo geral o desenvolvimento de um dispositivo mecânico que permita a calibração, nas três componentes ortogonais de aplicação de força, de dois dinamômetros baseados em extensômetros desenvolvidos no Laboratório de Manufatura (LABMAN) da Universidade Federal do Rio Grande do Norte (UFRN). Os dispositivos foram desenvolvidos por Ribeiro (2014) e Lourenço (2018). No trabalho de Ribeiro (2014), o dinamômetro foi posicionado verticalmente para realizar a calibração estática nos eixos “X” e “Y”. No entanto, devido à atuação da gravidade sobre o dispositivo, a medição dos carregamentos resultantes da aplicação de massas-padrão é afetada, assim como a análise dos resultados de calibração. Isso também evidencia um requisito a ser considerado no projeto da estrutura: as cargas produzidas por ela devem ser compensadas. Para o dinamômetro desenvolvido por Lourenço (2018), ainda não foi realizada calibração nos sentidos horizontais de carregamento devido à falta de um dispositivo para a execução dos testes.

Para que o objetivo geral seja alcançado, os seguintes objetivos específicos foram realizados: (a) o projeto de um dispositivo mecânico que permita a aplicação de cargas horizontais (com um sistema de compensação de cargas acoplado); (b) a construção da estrutura; (c) e a implementação de uma rotina de caracterização/calibração dos transdutores e identificação de frequência com base na plataforma *LabVIEW* 2011 (NATIONAL INSTRUMENTS, 2020).

## Metodologia

Na Fig. 1, são apresentadas as etapas desenvolvidas para que os objetivos específicos do projeto fossem atendidos.

Figura 1 – Etapas de desenvolvimento do projeto.



Fonte: Elaborada pelo autor.

As etapas são as seguintes: (1) o projeto e a análise dimensional do dispositivo mecânico de calibração; (2) a manufatura e a montagem do sistema; (3) a elaboração de códigos para caracterização, calibração e detecção de frequências naturais dos dinamômetros.

Na primeira etapa, foram realizadas: a análise dos requisitos necessários para projetar o dispositivo de calibração; a sua modelagem em um ambiente *CAD*; e sua análise estrutural. Os requisitos de projeto foram definidos de acordo com a revisão bibliográfica dos procedimentos de caracterização e de calibração, pois as demandas do projeto dependem de características de tais ensaios e dos dinamômetros aos quais eles serão aplicados. Os requisitos são os seguintes: (a) o dispositivo precisa converter a carga vertical das massas-padrão em uma carga horizontal; (b) ele deve ser compatível com os dinamômetros de Ribeiro (2014) e Lourenço (2018); (c) o sistema deve ser fixado a uma máquina-ferramenta com alta rigidez, para que vibrações não afetem a medição das cargas; (d) as fixações do dispositivo precisam ser compatíveis com as da máquina-ferramenta; (e) o dispositivo deve suportar a aplicação de cargas de até 2 kN,

para permitir uma calibração com forças de até 1 kN com um fator de segurança igual a 2; (f) como massas-padrão de 49,05 N (35 mm de altura, e 300 mm de diâmetro) serão utilizadas na caracterização e na calibração, ao menos 22 massas-padrão precisam ser aplicadas; (g) a carga que o dispositivo exerce sobre o dinamômetro precisa ser anulada. Considerando tais requisitos, o dispositivo foi modelado com o auxílio do *software Creo Parametric 4.0* (versão acadêmica). As suas dimensões foram escolhidas de acordo com as dos materiais disponíveis para a manufatura e, para verificar se elas eram adequadas, cálculos estruturais foram realizados analiticamente e de acordo com as teorias de resistência dos materiais, consistindo na estimativa de deformações e de tensões desenvolvidas nos componentes mecânicos (BUDYNAS; NISBETT, 2011; HIBBELER, 2010).

A segunda etapa envolveu: a aquisição dos materiais; a manufatura dos componentes mecânicos; a análise dimensional; e a montagem do sistema. Em relação aos materiais utilizados, uma parcela significativa deles (barras, perfis) já estava disponível no LABMAN, mas, para alguns componentes, foi necessário o auxílio da Diretoria de Material e Patrimônio (DMP) da UFRN ou a sua compra. Os componentes projetados foram fabricados em máquinas-ferramenta do LABMAN, como torno mecânico, fresadora universal e furadeira de coluna (LABMAN, 2020). Além disso, os componentes externos do dispositivo também foram lubrificados, soldados e pintados, quando necessário. Em seguida, as dimensões e massas dos componentes foram medidas com o auxílio de uma balança de precisão (Sartorius, CP 340001 S), disponibilizada pelo Laboratório de Metrologia da UFRN (LABMETROL). A medição das massas também foi utilizada para ajustá-la à altura do contrapeso. Posteriormente, o dispositivo foi montado.

Na terceira etapa, foram desenvolvidas as rotinas computacionais dos procedimentos de caracterização, calibração e identificação de frequência natural. Os códigos foram elaborados com o auxílio do software *LabVIEW* 2011 e para cada procedimento, foram implementadas rotinas para a aquisição e o processamento de dados. Nos códigos de caracterização e calibração, é importante que alguns indicadores sejam calculados: a curva de calibração de cada dinamômetro, que relaciona a variação de tensão elétrica e a carga; o erro médio entre a carga que é aplicada e o seu valor teórico (estimado com a curva de calibração); e parâmetros estatísticos de avaliação do dinamômetro, como sensibilidade, sensibilidade cruzada, e erros de histerese, linearidade, repetitividade e acurácia (ZHAO; ZHAO; GE, 2018).

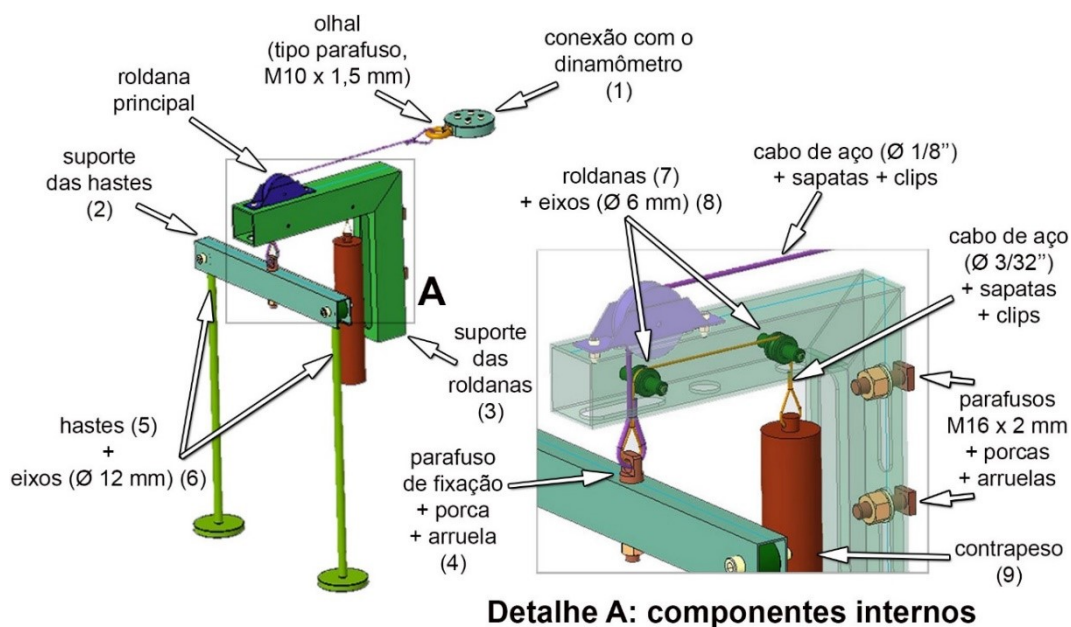
## Resultados e Discussões

A apresentação do item resultados e discussões é dividida em quatro etapas: 1) projeto conceitual e projeto mecânico; 2) análises de engenharia; 3) aquisição de componentes, manufatura e montagem do dispositivo; 4) desenvolvimento dos sistemas de aquisição e de processamento de dados.

### 3.1 Projeto conceitual e projeto mecânico

De acordo com os requisitos do projeto mecânico, listados na metodologia, foi realizado o projeto conceitual do dispositivo mecânico para calibração de dois dinamômetros, conforme mostrado na Fig. 2.

Figura 2 – Projeto conceitual do dispositivo mecânico de calibração.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Uma plaina limadora (ZOCCA, modelo PLZ 650) do LABMAN foi escolhida como a máquina-ferramenta na qual o dispositivo de calibração deve ser fixado, devido à sua alta rigidez. As principais características da mesa da plaina são: comprimento de 650 mm; largura de 350 mm; e altura de 960 mm em relação ao piso. As características mencionadas são fundamentais para a fixação de um dispositivo destinado à calibração, pois evita que vibrações externas impactem significativamente nos resultados (requisito de projeto mecânico (c)). Com relação ao projeto elaborado, as máximas dimensões do dispositivo são: altura de 696 mm, comprimento de 492 mm e largura de 400 mm.

Conceitualmente, o dispositivo desenvolvido pode ser subdividido em quatro subsistemas principais: a) conexão entre dinamômetro e carga aplicada, realizada com cabos de aço; b) estrutura de suporte para roldanas e de fixação do dispositivo à máquina-ferramenta; c) estrutura de suporte para as massas-padrão; e d) sistema de contrapeso.

A conexão entre dinamômetro e carga aplicada, como pode ser observado na Fig. 2, permite converter as cargas verticais, resultantes da aplicação de massas-padrão, em cargas verticais. A ideia é a seguinte: um cabo de aço (alma de fibra 6x7, Ø 1/8" (3,17 mm)) conecta um suporte que comporta as massas-padrão a uma conexão que é fixada sobre o dinamômetro, passando por uma roldana (Ø 48 mm); a carga vertical resultante da aplicação das massas-padrão produz uma força de tração no cabo, que é transmitida à conexão por meio de um olhal como uma força horizontal, devido à passagem do cabo pela roldana; como a conexão é montada sobre a base superior dos dinamômetros, uma carga horizontal também é transmitida aos dispositivos. Esse princípio de conversão do sentido de carregamento por meio da passagem de um cabo por uma roldana também foi adotado por Subasi, Yasgi e Lazoglu (2018) em um procedimento de calibração de um dinamômetro triaxial com massas-padrão. Com esse sistema, o requisito de projeto mecânico (a) é satisfeito.

Em relação ao conector (ligação de cabo com o dinamômetro), com o objetivo de permitir a transmissão das forças horizontais, foram projetados quatro furos passantes (Ø 6,5 mm) dispostos em um padrão circular com diâmetro de 40 mm, o qual está presente nos dinamômetros desenvolvidos por Ribeiro (2014) e por Lourenço (2018), pois seguem a série de Renard. Tais furos permitem a passagem de quatro parafusos M6 x 1 mm, responsáveis pela fixação. Dessa forma, o dispositivo mecânico é compatível com cada um dos dinamômetros, atendendo ao requisito de projeto mecânico (b). O olhal (com rosca M10 x 1.5 mm) é empregado para fixar o cabo de aço ao conector. Além dos componentes mencionados, clips e sapatilhas foram utilizados para permitir a acomodação adequada do cabo de aço.

Para tornar possível a aplicação das 22 massas-padrão (requisito de projeto mecânico (f)), foi projetada uma estrutura com duas hastes (altura de 480 mm), as quais podem comportar, cada uma, as 11 massas-padrão requeridas, que, juntas, ocupam 385 mm de altura. Pela altura das hastes, mais massas-padrão poderiam ser dispostas, mas, devido aos resultados da análise estrutural, que serão expostos futuramente no texto, tal limitação é necessária. A escolha por duas hastes está relacionada à máxima altura



disponível na mesa da máquina-ferramenta (960 mm). Considerando a configuração de duas hastes no projeto, são impostas duas limitações ao processo de carregamento: a) para que momentos e forças indesejadas não sejam transmitidos ao dinamômetro durante a calibração, deve haver um balanceamento das cargas que são impostas sobre as hastes, isto é, é a mesma quantidade de massas-padrão precisa ser aplicada em cada haste; b) como são utilizadas massas-padrão de 49,05 N, o intervalo entre cargas sucessivas que são aplicadas na caracterização e na calibração precisa ser igual a, no mínimo, 98,10 N. Além disso, para que a carga das massas-padrão seja transmitida ao cabo de aço, foi projetado um parafuso com uma porca de fixação, que conectam o cabo de aço à estrutura.

Para permitir a montagem do dispositivo de calibração à plaina limadora (requisito de projeto mecânico (d)), uma estrutura em forma de “L” foi projetada. Essa estrutura também é responsável por servir como suporte para roldana. Para a fixação da estrutura à máquina-ferramenta, foram projetados dois rasgos verticais (altura de 79 mm e largura de 16 mm), os quais permitem que o dispositivo seja fixado a plaina limadora com o auxílio de dois parafusos e porcas M16 x 2 mm. Além disso, o rasgo também possibilita o ajuste da altura de todo o dispositivo (com uma amplitude de 79 mm). Isso é importante para o processo de calibração, pois os dinamômetros a serem calibrados possuem diferentes alturas (78 mm para o dinamômetro de Ribeiro (2014); e 55 mm para o de Lourenço (2018)).

Por causa da necessidade de componentes de suporte para a disposição das massas-padrão, a carga que é imposta horizontalmente sobre os dinamômetros não é causada apenas pela aplicação das massas-padrão como também pela massa de sua estrutura de suporte. Para anular essa carga horizontal adicional que é imposta sobre o dinamômetro (requisito de projeto mecânico (f)), desenvolveu-se um sistema de contrapeso, como pode ser visto no detalhe “A” da Fig. 2. Esse sistema é composto por um contrapeso ( $\varnothing$  50 mm e comprimento de 243,6 mm), um cabo de aço ( $\varnothing$  3/32”) e duas roldanas ( $\varnothing$  18 mm). A dimensão de 243,6 mm foi necessária para anular a massa de todo suporte de disposição de massa e, a sua determinação será mostrada a posteriori. O princípio de funcionamento é o seguinte: um cabo de aço é conectado à estrutura das massas-padrão e ao contrapeso; este último, possui uma massa igual à da estrutura de suporte das hastes; balanceando assim, a carga adicional que era antes imposta sobre o dinamômetro. Para acoplar o sistema à estrutura, duas roldanas foram dispostas internamente à estrutura que serve como suporte à roldana principal, sendo

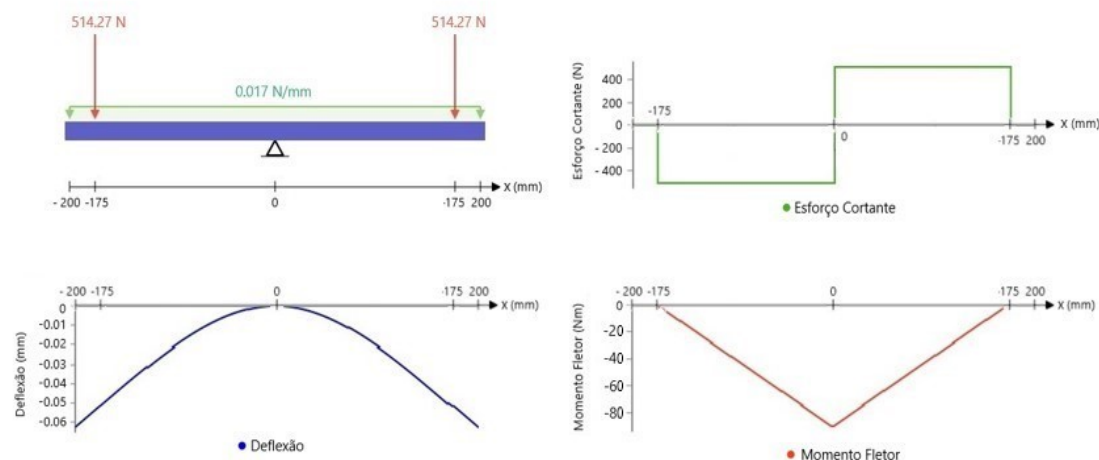
fixadas com o auxílio de dois eixos ( $\varnothing$  6 mm, comprimento de 61 mm) e quatro anéis trava eixo ( $\varnothing$  6 mm).

### 3.2 Análises de Engenharia

Com o objetivo de verificar se o dispositivo projetado atende às definições do projeto mecânico (e) (capacidade de suportar o carregamento máximo para a calibração dos dinamômetros (1 kN)), foi realizada uma análise estrutural do dispositivo. Nessa análise, os seguintes cálculos foram efetuados: a) deflexão e resistência ao escoamento da estrutura responsável pelo suporte das hastes; b) resistência do parafuso de fixação; c) tração nos dois cabos de aço empregados; d) resistência do eixo da roldana ao carregamento. Essas análises foram as consideradas críticas para o projeto.

Ao se considerar a estrutura de suporte das hastes, foi calculada a sua deflexão devido à aplicação das massas-padrão e se a estrutura resiste ao escoamento diante das tensões que são geradas. O cálculo das tensões e da deflexão foi baseado na abordagem de Hibbeler (2010) com relação aos efeitos da flexão da estrutura (forças cortantes, momentos fletores, tensões normais e de cisalhamento) e da deflexão em vigas e eixos. A análise da falha por escoamento foi realizada de acordo com a teoria de energia de distorção para materiais dúcteis (também denominado como critério de falha de von Mises) (BUDYNAS; NISBETT, 2011). Em tal análise foi calculada a máxima tensão de equivalente de von Mises e o fator de segurança da estrutura. Foram adotadas as seguintes considerações e condições de contorno: aplicação do carregamento máximo de 1 kN (500 N em cada haste; o material da estrutura e das hastes é aço AISI 1020 (densidade de 7870 kg/m<sup>3</sup>, módulo de elasticidade de 186 GPa; e resistência ao escoamento de 350 MPa) (MATWEB, 2020a); a estrutura de suporte foi modelada como uma viga com um apoio em seu centro (travada pelo parafuso e porca de fixação); os carregamentos e as forças de reação são localizados; influência do peso de cada haste nos carregamentos (14,3 N por haste) a influência do peso da estrutura, que foi tratada como uma carga distribuída (17,0 N/m); concentrações de tensão foram desconsideradas. O esquema do modelo teórico do problema está disposto na Fig. 3.

Figura 3 – Esquema do modelo teórico para a análise estrutural do suporte das hastes.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Na análise, foram calculados um esforço cortante máximo (em valores absolutos) de 514,27 N e um momento fletor máximo (em valores absolutos) de 92,5 Nm, o qual está localizado no apoio do suporte. Em relação à deflexão máxima, foi calculado um valor de  $6,3 \times 10^{-3}$  mm, o qual ocorre nas extremidades do suporte. Quanto à resistência à falha por escoamento, foi calculado um fator de segurança de aproximadamente 14,5 para o suporte. Portanto, é possível afirmar que, com as dimensões projetadas, a estrutura não deve falhar por escoamento e que as deformações não afetaram significativamente a posição dos carregamentos.

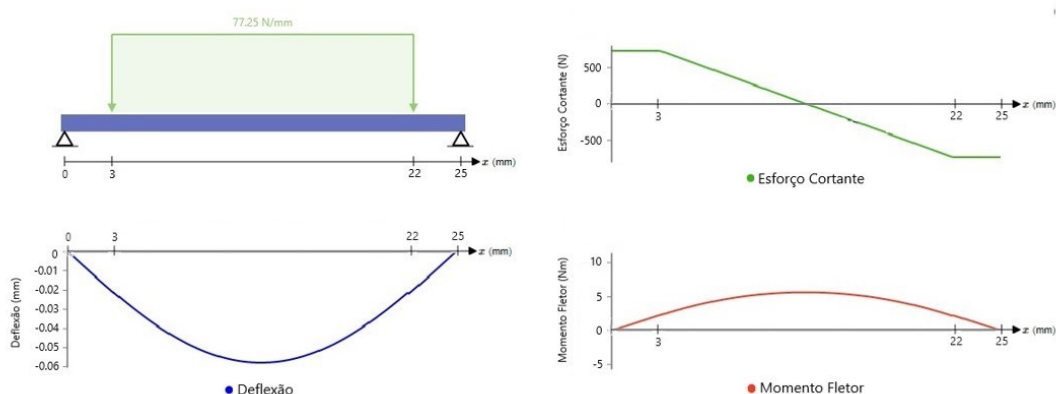
No caso do parafuso e da porca de fixação, foi verificada a resistência quando o carregamento máximo de massas-padrão (1 kN) é aplicado. A análise foi feita de acordo com Budynas e Nisbett (2011), que indica que sejam estimados fatores de segurança para sobrecarga, escoamento, separação das juntas e fadiga. Para os cálculos foram feitas as seguintes considerações: o parafuso possui uma propriedade mecânica 4.8 (BUDYNAS; NISBETT, 2011); o peso das hastes e de seu suporte (35,1 N) foi somado à carga das massas-padrão; um fator de segurança igual a 2 foi associado ao carregamento que é aplicado. A análise foi feita para diferentes valores de rosca (M4, M5, M6, M8, M10, M12, M14 e M16). Todos os parafusos se mostraram adequados, tendo sido selecionado um parafuso M12 devido à facilidade de construção no Laboratório de Manufatura e ao maior segurança promovida para o dispositivo. Foram

calculados os seguintes fatores de segurança para o parafuso de fixação M12: 68 para sobrecarga; 1,3 para escoamento; 10 para separação de junta; e 82,6 para fadiga.

Para a análise da resistência dos cabos de aço à ruptura, foram utilizadas as considerações baseadas em catálogos e especificações técnicas (CIMAF, 2009; VORNBÄUMEN, 2020). Assim, foram calculados os diâmetros mínimos necessários para cada aplicação (sustentações do contrapeso; e das massas-padrão e sua estrutura de suporte) com base em uma estimativa da mínima força de ruptura do cabo (VORNBÄUMEN, 2020). Para os cabos de aço, foram considerados parâmetros e propriedades listados para cabos da classe 6 x 7 com alma de fibra e com categoria de resistência EIPS (arames dos cabos de aço possuem resistência à tração mínima de  $1770 \text{ N/mm}^2$ ). Além disso, um fator de segurança igual a 2 foi aplicado aos carregamentos. Para a sustentação do contrapeso, foi estimado um diâmetro mínimo de 0,351 mm para o cabo de aço. Já para o cabo de aço que suporta as massas-padrão e sua estrutura de suporte, foi estimado um diâmetro mínimo de 1,878 mm. Dados tais valores mínimos, foram selecionados cabos com os diâmetros de 3/32" (2,38 mm) e 1/8" (3,17 mm) para as respectivas aplicações.

Em relação ao eixo da roldana principal, a sua resistência foi verificada com os procedimentos similares aos adotados na análise de falha da estrutura do suporte das hastes. Foram feitas as seguintes considerações: a influência dos pesos do eixo e da roldana foi desconsiderada; todo o carregamento é, portanto, proveniente da tração do cabo de aço (1,5 kN), sendo transmitido ao eixo de forma distribuída (aplicação de um carregamento de 77,25 N/m ao longo do contato entre o eixo e o disco da roldana); o atrito entre o eixo e o disco da roldana não foi considerado; o material da roldana é aço AISI 1045 (densidade de  $7870 \text{ kg/m}^3$ , módulo de elasticidade de 206 GPa; e resistência ao escoamento de 550 MPa) (MATWEB, 2020b); o eixo foi modelado como uma viga biapoiada nas extremidades (parte interna da lateral da roldana). Na Fig. 4, é apresentado o esquema do modelo de viga biapoiada adotado.

Figura 4 – Esquema do modelo teórico para a análise estrutural do eixo da roldana principal do dispositivo.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Na análise estrutural do eixo da roldana, foi calculado que o esforço cortante máximo desenvolvido é de 733,9 N, ocorrendo nas regiões próximas aos apoios do eixo. O momento fletor máximo e a deflexão máxima, por outro lado, estão localizados no centro do eixo, sendo equivalentes a 5,69 Nm e a  $5,8 \times 10^{-3}$  mm, respectivamente. Foram estimados uma tensão equivalente máxima de 463 MPa e um fator de segurança de 1,19 para a aplicação do carregamento máximo das massas-padrão. Apesar do fator de segurança ser menor do que 2 (como estimado nas definições do projeto mecânico), isto não foi considerado uma implicação para a aplicação da roldana.

Com os resultados das análises de engenharia foi possível verificar que o dispositivo projetado é tecnicamente viável, de acordo com as teorias de resistência dos materiais e de elementos de máquinas. Assim, o requisito (1) do trabalho, referente ao projeto mecânico do dispositivo e à sua análise estrutural, foi devidamente satisfeito.

### 3.3 Aquisição de componentes, manufatura e montagem do dispositivo

Em relação à aquisição de materiais, foi efetuada a compra dos componentes de fixação da estrutura. A lista de tais componentes é apresentada na Tab. 1.

Tabela 1 – Lista de componentes mecânicos comprados.

Item	Quantidade
Olhal tipo parafuso (rosca M10 x 1.5 mm)	1
Roldana principal	1
Cabo de aço ( $\varnothing$ 3/32")	1
Cabo de aço ( $\varnothing$ 1/8")	1
Clips (grampo) para cabo de aço (3/16", 1/8")	5
Sapata para cabo de aço (3/16", 1/8")	3
Parafuso (rosca M16 x 2 mm)	2
Porca (rosca M16 x 2 mm)	2
Arruela ( $\varnothing$ int 17 mm, espessura de 3 mm)	2
Porca (rosca M12 x 1.75 mm)	1
Arruela ( $\varnothing$ int 13 mm, espessura de 2.50 mm)	1
Parafuso rosca M6 x 1 mm)	4
Parafuso (rosca M5 x 1 mm)	2
Porca (rosca M5 x 1 mm)	2
Arruela ( $\varnothing$ int 5.30 mm, espessura de 1 mm)	2
Anel trava eixo ( $\varnothing$ int 12 mm)	4
Anel trava eixo ( $\varnothing$ int 6 mm)	4

Fonte: Elaborada pelo autor.

A aplicação de cada componente pode ser verificada na Fig. 2. Os demais componentes foram manufaturados a partir de barras de perfil circular existentes no LABMAN ( $\varnothing$  3 1/2" (88,9 mm),  $\varnothing$  2" (50,8 mm),  $\varnothing$  1" (25,4 mm) e  $\varnothing$  1/2" (12,7 mm). Para o suporte das roldanas, foi utilizado um perfil de tubo quadrado (60 mm x 60 mm; espessura de 3 mm). Para o suporte das hastes, foi utilizado um perfil de tubo retangular (50,4 mm x 30,5 mm; espessura de 1,8 mm). Todos os componentes fabricados e materiais utilizados são dispostos na Tab. 2.

Tabela 2 – Lista de componentes mecânicos manufaturados.

Item	Componente	Quantidade
1	Conexão entre o dinamômetro e a carga aplicada	1
2	Suporte das hastes	1
3	Suporte das roldanas	1
4	Parafuso de fixação (rosca M12 x 1,75 mm)	1
5	Hastes	2
6	Eixos para a fixação das hastes ( $\varnothing$ 12 mm, L = 31 mm)	2
7	Roldanas internas	2
8	Eixos para a fixação das roldanas internas ( $\varnothing$ 6 mm, L=61 mm)	2
9	Contrapeso	1

Fonte: Elaborada pelo autor.

Como descrito na metodologia, os componentes mecânicos listados na Tab. 2 foram manufaturados em máquinas-ferramenta convencionais do LABMAN. Além deles, o olhal (rosca M10 x 1.5 mm) e os parafusos de rosca M16 x 2mm, apesar de terem sido comprados, também necessitaram que detalhes fossem ajustados nas máquinas-ferramenta. Tais detalhes são referentes para adequar esses componentes às fixações e limitações.

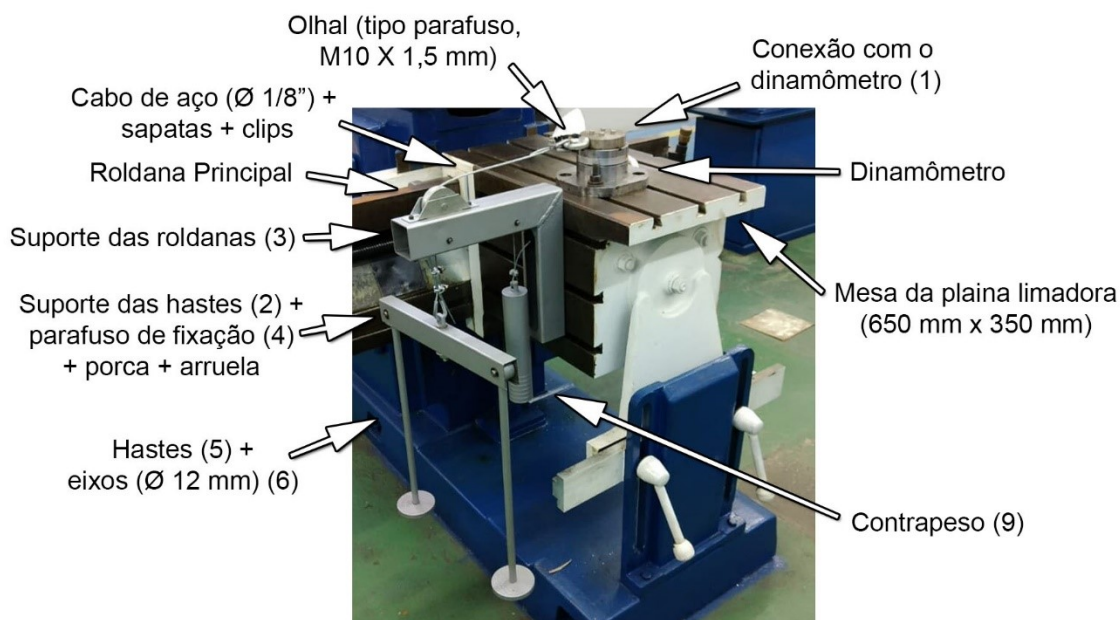
Em seguida, na atividade de verificação dimensional, os resultados das medições se mostraram coerentes condizentes com as estimativas realizadas durante o projeto mecânico do dispositivo. Em tal atividade, as fixações do dispositivo com a plaina limadora, os dinamômetros, as roldanas e as hastes foram consideradas dimensões críticas a serem verificadas. No entanto, as dimensões mais críticas do projeto, foram as distâncias entre as fixações de cada haste e o parafuso de fixação. Essas distâncias precisam ser iguais para que não ocorra um desbalanceamento das cargas aplicadas, o que pode promover forças e/ou momentos indesejados. Na análise dimensional, foi verificado que ambas as distâncias são iguais a 175 mm, satisfazendo assim, a condição para que não ocorra o desbalanceamento das cargas.

Além das dimensões dos componentes, também foi realizada uma verificação de suas massas, com uma então especial para os componentes que devem ser compensados pelo sistema de contrapeso (suporte das hastes, hastes, parafuso de fixação, eixos para fixação das hastes, porcas e arruelas), já que a determinação incorreta delas poderia ocasionar em uma falha na compensação de forças (levando a uma calibração incorreta dos dinamômetros) ou até a necessidade de manufaturar novamente o contrapeso. Neste caso, após a medição das massas do sistema de suporte, foi possível ajustar o comprimento do contrapeso. Inicialmente, foi realizada a manufatura do contrapeso com um excedente de material (comprimento inicial de 281 mm; massa inicial de aproximadamente 4,33 kg – um excedente de 17,7% em relação à massa do final do contrapeso). Após a medição da massa total dos componentes que precisavam ser compensados (~3,68 kg), tal excesso foi retirado até que a massa do contrapeso ser aproximadamente igual à massa dos componentes (~3,76 kg; diferença de cerca de 2%). A massa final do contrapeso também contabiliza algumas incertezas não consideradas na medição. A altura final do contrapeso ficou igual a 243,6 mm.

Após a manufatura e verificação dimensional de todos os componentes do dispositivo, eles foram montados e fixados à plaina limadora, como está disposto na

Fig. 5. Na figura, o dinamômetro de Ribeiro (2014) também está fixado ao dispositivo de calibração e à plaina.

Figura 5 – Montagem do dispositivo de calibração manufaturado.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Com a manufatura e aquisição de componentes mecânicos e a finalização da montagem do dispositivo na plaina limadora, o requisito (2) do trabalho foi satisfeito.

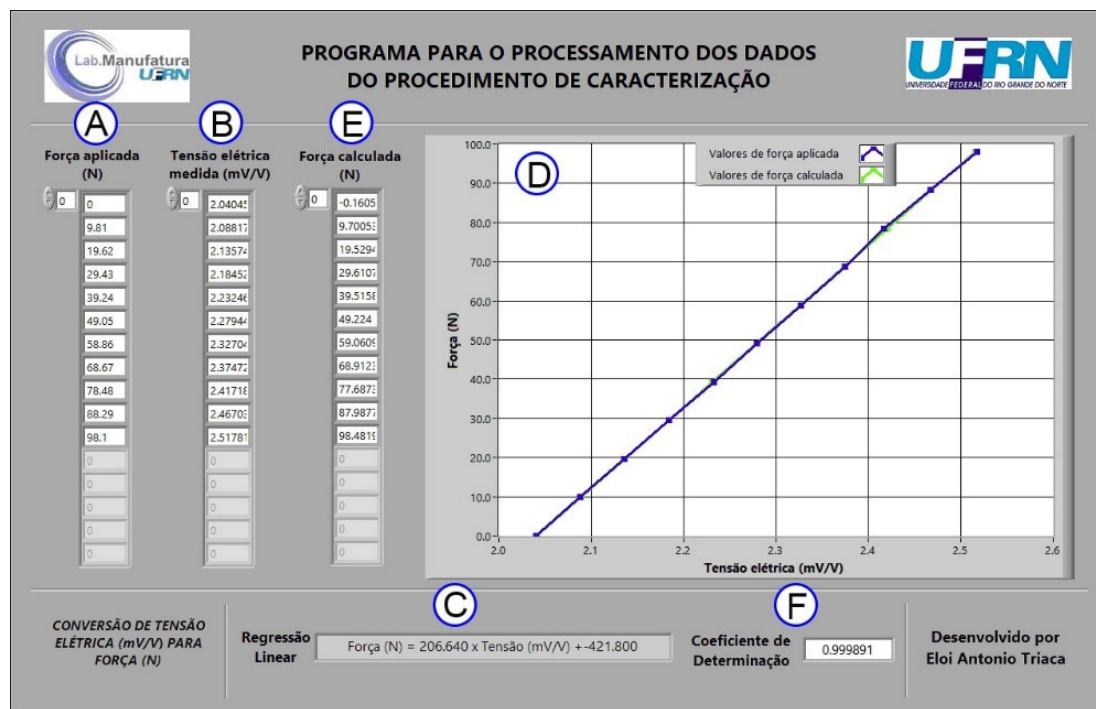
### 3.4 Desenvolvimento dos sistemas de aquisição e processamento de dados

Em seguida, com o objetivo de alcançar o requisito (3) do projeto, as rotinas computacionais para os procedimentos de caracterização, calibração e de identificação das frequências naturais de vibração foram desenvolvidas. Para cada procedimento foram implementadas rotinas referentes tanto à aquisição de sinais como também ao seu processamento. Para a caracterização, foram elaboradas duas rotinas. A primeira é responsável pela aquisição da tensão elétrica de saída do dinamômetro, permitindo também que o usuário visualize esse sinal em tempo real e selecione o intervalo de dados que deve ser salvo com o auxílio de uma janela temporal. Os dados selecionados são salvos em arquivo de texto (extensão “.txt”). O processo de salvamento é realizado após a aquisição de dados ser finalizada, e pode ser realizado mais de uma vez para permitir o salvamento de uma janela temporal para cada valor de carga que foi aplicada



ao dinamômetro. A segunda rotina de caracterização é responsável pelo processamento dos dados e sua interface gráfica está disposta na Fig. 6.

Figura 6 – Rotina de processamento de dados do procedimento de caracterização do dinamômetro.



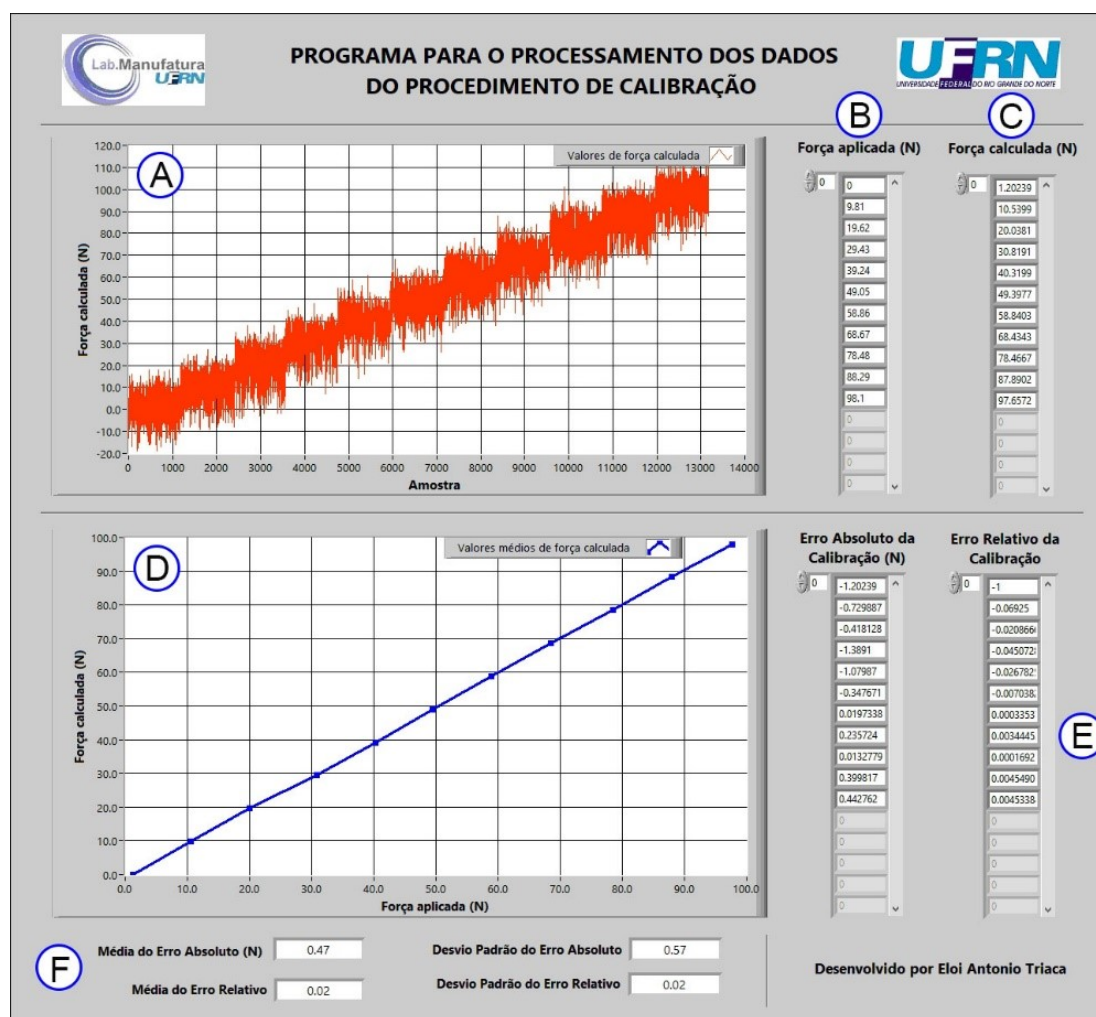
Fonte: Elaborada pelo autor.

A rotina de processamento dos dados de caracterização possui as seguintes funcionalidades: a) permite o carregamento dos arquivos de texto criados no código anterior; b) obtenção dos valores médios de carregamento para cada valor de carga aplicada; c) cálculo dos coeficientes da regressão linear entre os dados do sinal de tensão elétrica importados no arquivo de texto e os valores médios de carga informados; d) estimativa da força (força calculada) com base na regressão linear calculada; e) disposição das curvas de carregamento/descarregamento e da carga teórica (estimada com a regressão linear); f) o cálculo do coeficiente de determinação entre a força aplicada e a tensão elétrica de saída dos dinamômetros; e g) o salvamento dos coeficientes da regressão linear em um arquivo de texto (extensão “.txt”). A funcionalidade (g) não é disposta na Fig. 6. O salvamento do arquivo ocorre de forma automática quando o usuário finaliza o carregamento de arquivos, de maneira que, ao final do salvamento do arquivo, a funcionalidade não fica disposta na interface gráfica final da rotina. Os valores de interferência cruzada e a sensibilidade do dinamômetro,

em cada sentido de medição, podem ser estimados com o auxílio do código, com base nos coeficientes de regressão linear. A interferência cruzada é calculada quando os dados da aquisição de tensão elétrica e os valores das cargas estão em sentidos distintos. Nesse último caso, a regressão linear calculada também corresponde à curva de calibração do dinamômetro no sentido selecionado.

Para os ensaios de calibração, também foram elaborados códigos para a aquisição e processamento dos dados. Assim como para a caracterização, a primeira rotina computacional é responsável pela aquisição de sinal. O código possui todas as funcionalidades do código de aquisição do procedimento de caracterização, mas também: permite que o usuário carregue o arquivo com os coeficientes da curva de calibração; e calcula, com base em tal curva, uma estimativa das forças que o carregamento exerce sobre o dinamômetro. Além disso, os dados de saída são referentes a essa força calculada. Para o processamento e análise da calibração, foram desenvolvidos três códigos, os quais são têm, como função principal: 1) cálculo dos erros médios absoluto e relativo entre os valores de força aplicados no ensaio de calibração e os valores de força calculados com a curva de calibração estimada com o auxílio do código de processamento dos dados da caracterização; 2) cálculo dos erros de histerese e de linearidade para os ciclos de carregamento/descarregamento; 3) o cálculo do erro de repetitividade. A interface gráfica (ao final da execução da rotina) é apresentada na Fig. 7.

Figura 7 – Rotina de processamento de dados do procedimento de calibração do dinamômetro.



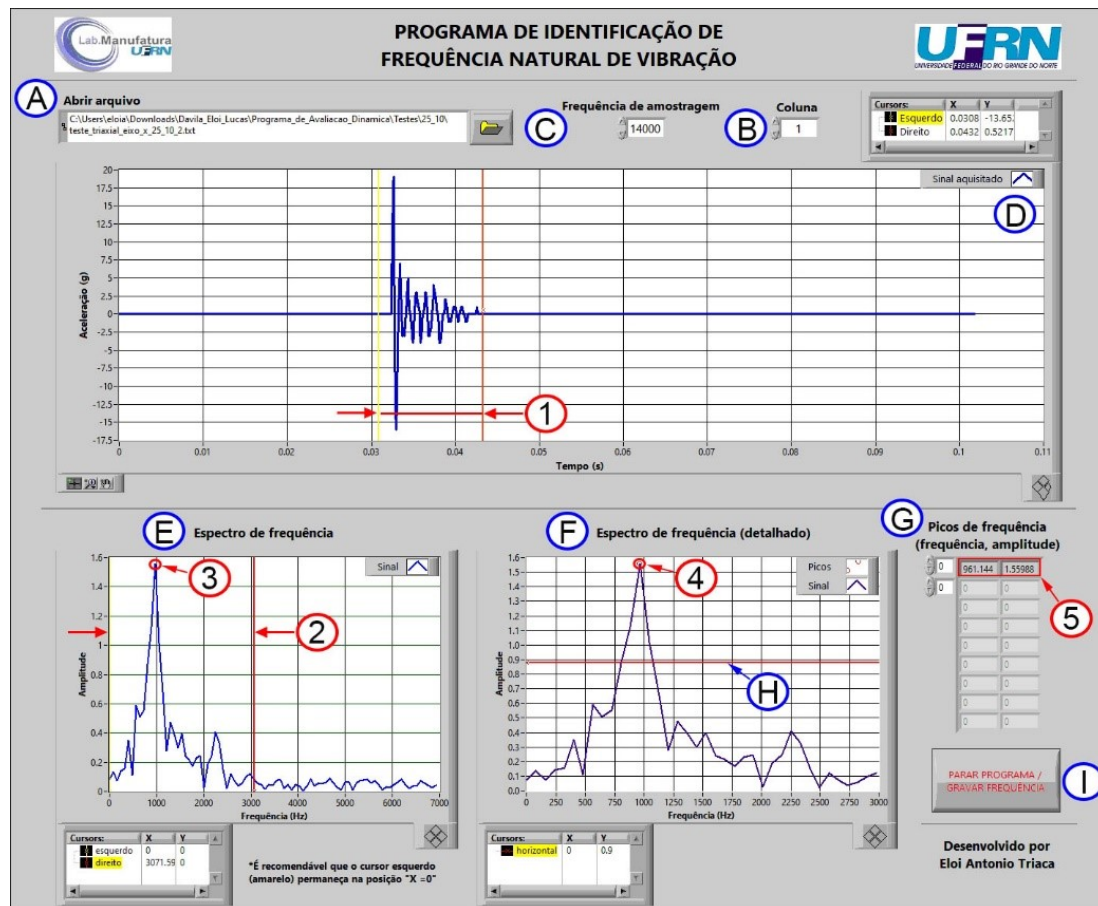
Fonte: Elaborada pelo autor.

O código disposto na Fig. 7 possui as seguintes funcionalidades: a) possibilita o carregamento dos arquivos de texto salvos na rotina de aquisição, cujos dados são dispostos graficamente (a ordem de exibição corresponde à ordem de carregamento); b) permite que o usuário informe os valores das forças aplicadas (correlacionando com cada arquivo), os quais são também dispostos; c) calcula e apresenta (em tabela) o valor médio de força calculada para cada arquivo carregado; d) dispõe, em um gráfico, uma relação entre os valores médios de força calculada e as respectivas forças aplicadas; e) apresenta e calcula os erros absoluto e relativo para cada arquivo que foi carregado; f) calcula e apresenta o erro médio e o desvio padrão do erro (tanto o absoluto como o relativo) entre a carga que é aplicada e o seu valor teórico;. A funcionalidade (a) e parte da funcionalidade (b) é apresentada apenas durante a execução do código e por isso não

são apresentadas na Fig. 7. No segundo código de processamento, são calculados e apresentados os erros de histerese e de linearidade para um ciclo de carregamento/descarregamento. Neste caso, um gráfico com a curva de carregamento e de descarregamento também é disposto. O terceiro código foi implementado para permitir o cálculo e a disposição do erro de repetitividade. Neste último código, o usuário deve informar os desvios-padrão das medições para cada valor de carga aplicada. Como algumas etapas do processo de análise dos resultados dos ensaios de calibração necessitam também de valores médios dos carregamentos, dos descarregamentos e dos dois processos em conjunto, um código auxiliar foi elaborado para calcular tais valores médios e os desvios-padrão para cada valor de carga aplicada. Esses dados são salvos separadamente em arquivos de texto (extensão “.txt”) distintos.

Para a identificação das frequências naturais de vibração dos dinamômetros, foram elaboradas duas rotinas computacionais. A primeira é responsável pela aquisição do sinal de vibração emitido pelo acelerômetro, possuindo as seguintes funcionalidades: a) permite a aquisição de três sinais de vibração (para os sentidos “X”, “Y” e “Z”); b) dispõe graficamente, em tempo real, tais sinais; c) permite que o usuário escolha a frequência de amostragem da aquisição de dados; d) possibilita a seleção do intervalo de dados que será salvo com o auxílio de uma janela temporal. Assim como nos outros códigos desenvolvidos, os dados selecionados são salvos em um único arquivo de texto, com extensão “.txt”. Uma segunda rotina foi implementada para realizar o processamento do sinal de vibração e permitir a detecção das frequências naturais de vibração. A interface gráfica do código é disposta na Fig. 8.

Figura 8 – Rotina de processamento de dados para a identificação de frequência natural de vibração.



Fonte: Elaborada pelo autor.

As funcionalidades da rotina apresentada na Fig. 8 são as seguintes ao usuário:

- importar o arquivo de texto criado com o código de aquisição;
- selecionar da coluna do arquivo que será analisada (os sinais de vibração em cada sentido de medição são dispostos em diferentes colunas);
- informar a frequência de amostragem utilizada na aquisição;
- selecionar, com o auxílio de uma janela temporal, um intervalo de dados para ser analisado;
- visualizar os picos de frequência em um espectro de frequência (calculado com auxílio da Transformada Rápida de Fourier (FFT) dos dados selecionados);
- selecionar com uma janela um intervalo de frequências a serem analisadas e dispostas com maior detalhamento, em um segundo espectro de frequência;
- apresentar a frequência e a amplitude dos “picos de frequência” (frequências que estão relacionadas às maiores amplitudes da FFT) desse espectrograma;
- ajustar, com o auxílio de cursores horizontais, para qual intervalo de amplitudes serão identificados picos de frequência;
- salvar os valores dos picos de frequência selecionados em

arquivos de texto (extensão “.txt”). A interface do código de processamento do sinal de vibração é apresentada na Fig. 8. Além das funcionalidades, são destacados na Fig. 8: 1) a janela temporal para seleção dos dados; 2) a janela para seleção de frequências a serem detalhadas; 3) o pico de frequência (961,1 Hz) no primeiro gráfico de espectro de frequência; 4) o mesmo pico de frequência no espectro de frequência detalhado; 5) e os valores da frequência (em Hz) e da amplitude do pico.

Com a implementação dos códigos de aquisição e de processamento de dados, os ensaios experimentais de caracterização, calibração e de identificação de frequências naturais de vibração nos eixos “X”, “Y” e “Z” dos dinamômetros podem ser realizados, conforme a demanda exigida pelo requisito (3) do projeto.

#### 4. Conclusão

Com a finalização do projeto, os dinamômetros desenvolvidos por Ribeiro (2014) e Lourenço (2018) no LABMAN podem ser devidamente calibrados nas três componentes ortogonais de aplicação de força com o auxílio do dispositivo de calibração manufaturado e das rotinas computacionais de aquisição e processamento de dados elaboradas. Portanto, o objetivo geral definido para o projeto foi alcançado. Em relação ao cumprimento dos objetivos específicos:

- a) O dispositivo mecânico de calibração foi projetado no *software* de CAD *Creo Parametric 4.0* de modo a atender as definições do projeto mecânico, como, por exemplo, a necessidade que forças horizontais possam ser aplicadas sobre os dinamômetros e que o dispositivo possua um sistema de compensação de cargas acoplado. A viabilidade técnica do projeto foi verificada em análises de engenharia, executada de acordo com as teorias de resistência dos materiais e de elementos de máquinas.
- b) Para construir a estrutura projetada, foram realizadas com sucesso: a aquisição de materiais e componentes de fixação; a manufatura dos componentes mecânicos em máquinas-ferramenta convencionais disponibilizadas pelo LABMAN; a verificação das dimensões e das massas destes componentes; e a montagem do dispositivo sobre a plaina limadora.
- c) Foram desenvolvidas, com o auxílio da plataforma *Labview 2011*, oito rotinas computacionais de aquisição e de processamento de dados para os procedimentos de caracterização, de calibração e de identificação de frequências naturais de vibração dos dinamômetros.

## 5. Referências

ABNT. **NBR ISO 376: Materiais Metálicos – Calibração de máquinas de instrumentos de medição de força utilizados para a verificação de máquinas de ensaio uniaxiais**. Rio de Janeiro, 2012.

BUDYNAS, Richard; NISBETT, J. Keith. **Elementos de Máquinas de Shigley: projeto de engenharia mecânica**. 8. ed. Porto Alegre: Amgh, 2011. 1073 p. Tradução de: João Batista de Aguiar, José Manoel de Aguiar.

CIMAF (Osasco, São Paulo). **Manual Técnico de Cabos**. 2009. Disponível em: <https://www.internacionalcabos.com.br/CatalogoCimaf.pdf>. Acesso em: 21 jun. 2020.

HIBBELER, Russel Charles. **Resistência dos Materiais**. 7. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2010, 659 p. Tradução de Arlete Simille Marques; revisão técnica de Sebastião Simões da Cunha Jr.

LABMAN. **Máquinas Convencionais**. Disponível em: [https://labman.ct.ufrn.br/pagina.php?a=maq\\_convencionais](https://labman.ct.ufrn.br/pagina.php?a=maq_convencionais). Acesso em: 15 de junho de 2020.

LI, Y. *et al.* Design and Development of a Three-Component Force Sensor for Milling Process Monitoring. **Sensors**, v. 17, n. 5, p. 949-967, 25 abr. 2017.

LIANG, Q. *et al.* Methods and Research for Multi-Component Cutting Force Sensing Devices and Approaches in Machining. **Sensors**, v. 16, n. 11, p. 1926-1933, 16 nov. 2016.

LOURENÇO, M. A. M. **Projeto e construção de dinamômetro triaxial com múltiplos elementos elásticos**. Monografia de Graduação, Universidade Federal do Rio Grande do Norte, 2018. Disponível em: [http://www.nupeg.ufrn.br/teses\\_diss\\_g.html](http://www.nupeg.ufrn.br/teses_diss_g.html), acesso em 02 de junho de 2018.

LUO, M. *et al.* A wireless instrumented milling cutter system with embedded PVDF sensors. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v. 110, p. 556-568, 15 set. 2018.

MATWEB ([s.l.]). **AISI 1020 Steel, cold rolled**. Disponível em: <http://www.matweb.com/search/datasheet.aspx?matguid=10b74ebc27344380ab16b1b69f1cffbb&ckck=1>. Acesso em: 25 jun. 2020a.

MATWEB ([s.l.]). **AISI 1045 Steel, as cold drawn, 22-32 mm (0.875-1.25 in) round**. Disponível em: <http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=9aa951ba895940159b45c570be74b036>. Acesso em: 25 jun. 2020b.



NATIONAL INSTRUMENTS. **Ambiente LabVIEW**. Página de descrição. Disponível em: <<https://sine.ni.com/np/app/main/p/docid/nav-104/lang/pt/>>. Acesso em: 08 de junho de 2020.

RIBEIRO, K.S.B. **Construção de dinamômetro para avaliação de carregamentos na manufatura de componentes para a indústria do petróleo**. Monografia de Graduação, Universidade Federal do Rio Grande do Norte, 2014. Disponível em: [http://www.nupeg.ufrn.br/teses\\_diss\\_g.html](http://www.nupeg.ufrn.br/teses_diss_g.html), acesso em 02 de junho de 2018.

RIZAL, M. *et al.* Development and testing of an integrated rotating dynamometer on tool holder for milling process. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v. 52-53, p. 559-576, fev. 2015.

SUBASI, O.; YAZGI, S. G.; LAZOGLU, I. A novel triaxial optoelectronic based dynamometer for machining processes. **Sensors and Actuators A: Physical**, v. 279, p. 168-177, ago. 2018.

RIZAL, M. *et al.* An embedded multi-sensor system on the rotating dynamometer for real-time condition monitoring in milling. **The International Journal of Advanced Manufacturing Technology**, v. 95, p. 811-823, 2018.

TOTIS, G. *et al.* Development of an innovative plate dynamometer for advanced milling and drilling applications. **Measurements**, v. 49, p. 164-181, mar. 2014.

VORNBÄUMEN (Alemanha). **Technical Notes**. Disponível em: <https://www.vornbaeumen.de/en/service/technical-notes/calculation-variables.html>. Acesso em: 21 jun. 2020.

ZHAO, You, ZHAO Yulong, GE, X. The Development of a Triaxial Cutting Force Sensor Based on a MEMS Strain Gauge. **Micromachines**. v.9, n.1, pp. 30-41, jan. 2018.