

PROJETO, CONSTRUÇÃO E INSTRUMENTAÇÃO DE UMA BANCADA EXPERIMENTAL COM DINAMÔMETRO DE PRONY PARA MOTORES DE PEQUENO PORTE

Matheus de Quadros Silva ¹

Engenharia Mecânica

Instituto Federal do Rio Grande do Sul - Campus Farroupilha

Resumo:

O presente trabalho apresenta o desenvolvimento de uma bancada experimental equipada com um dinamômetro de Prony, destinada à análise de desempenho de motores de combustão interna de pequeno porte. A proposta visa proporcionar uma ferramenta de apoio didático para a compreensão dos princípios de conversão de energia térmica em trabalho mecânico e dos parâmetros operacionais de máquinas térmicas. O estudo fundamentou-se na teoria do ciclo Otto de quatro tempos e na aplicação de conceitos de resistência dos materiais, utilizando o método de Euler-Bernoulli para o dimensionamento estrutural e a definição da rigidez do conjunto. A instrumentação foi composta por uma plataforma Arduino Mega, integrando uma célula de carga e sensores de rotação (óptico e por pulso de ignição), permitindo a aquisição de dados de torque e velocidade angular. Para a validação do sistema, utilizou-se um motor Honda GX25, focando-se no dimensionamento mecânico e na eficácia da aquisição de dados. Os testes preliminares identificaram pontos críticos de projeto, como falha por cisalhamento em elementos de união e limitações no sistema de freio de Prony inicialmente adotado, as quais foram devidamente analisadas sob a ótica da fadiga e resistência mecânica. Conclui-se que a bancada se mostrou viável para fins acadêmicos, cumprindo os objetivos de projeto, construção e instrumentação, apresentando baixo custo e potencial para futuras etapas de levantamento completo de curvas características e eficiência térmica.

Palavras-chave: Motores de Combustão Interna. Dinamômetro de Prony. Instrumentação. Arduino. Projeto Estrutural.

1 INTRODUÇÃO

Os motores de combustão interna desempenham papel fundamental nos sistemas modernos de geração de potência, sendo amplamente empregados em aplicações veiculares, industriais e aeronáuticas. Esses motores convertem a energia química do combustível em trabalho mecânico por meio de processos termodinâmicos cíclicos (ÇENGEL *et al.*, 2008).

A avaliação dos parâmetros reais de funcionamento é essencial para garantir segurança, eficiência e desempenho adequado de motores de combustão interna. A medição de grandezas como torque e potência permite analisar o comportamento do motor em diferentes regimes

¹ E-mail: maheus.quadros@aluno.farroupilha.ifrs.edu.br

de operação, identificar faixas ótimas de funcionamento e avaliar seu desempenho energético. Nesse contexto, os dinamômetros constituem ferramentas fundamentais, pois possibilitam a obtenção das curvas características do motor, representativas de seu comportamento operacional, complementando os valores nominais geralmente fornecidos pelos fabricantes (STONE, 1999).

A proposta estabelece a infraestrutura necessária para a futura obtenção e análise das curvas características de desempenho, proporcionando uma ferramenta didática de baixo custo que favoreça a compreensão prática de princípios de eficiência, conversão de energia e comportamento mecânico de motores de combustão interna (SILVA *et al.*, 2012; RODRIGUES; SCHNEIDER, 2024).

1.1 OBJETIVO

O presente trabalho apresenta o desenvolvimento de uma bancada experimental equipada com um dinamômetro de Prony, destinada à análise de desempenho de motores de combustão interna de pequeno porte. A proposta visa proporcionar uma ferramenta de apoio didático para a compreensão dos princípios de conversão de energia térmica em trabalho mecânico e dos parâmetros operacionais de máquinas térmicas. O estudo fundamentou-se na teoria do ciclo Otto de quatro tempos e na aplicação de conceitos de resistência dos materiais, utilizando o método de Euler-Bernoulli para o dimensionamento estrutural e a definição da rigidez do conjunto. A instrumentação foi composta por uma plataforma Arduino Mega, integrando uma célula de carga e sensores de rotação (óptico e por pulso de ignição), permitindo a aquisição de dados de torque e velocidade angular. Para a validação do sistema, utilizou-se um motor Honda GX25, com foco no dimensionamento mecânico e na aquisição de dados. Os testes preliminares permitiram a identificação de pontos críticos de projeto, como a falha por cisalhamento em elementos de união e limitações no sistema de freio inicialmente adotado, evidenciando a importância do rigor técnico na seleção de componentes para esforços dinâmicos.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 MOTORES A COMBUSTÃO INTERNA

Máquinas térmicas de potência são dispositivos projetados para a conversão de energia térmica em trabalho mecânico útil, obtendo essa energia por meio da queima de combustíveis ou da transferência de calor de uma fonte externa. Segundo (ÇENGEL *et al.*, 2008), seu funcionamento baseia-se em ciclos termodinâmicos que admitem diversas classificações, como os ciclos de refrigeração — nos quais o trabalho é consumido para transferir calor de um reservatório frio para um quente — ou os ciclos de potência. A natureza do fluxo desse fluido de trabalho define a primeira grande distinção entre esses sistemas.

Os ciclos termodinâmicos podem ser classificados como fechados ou abertos. Nos ciclos fechados, o fluido de trabalho é reutilizado, retornando ao estado inicial ao final do processo. Nos ciclos abertos, como o caso de motores de combustão interna, a mistura ar-combustível é

queimada e os gases resultantes são descartados pelo sistema de exaustão, renovando o fluido de trabalho a cada ciclo (ÇENGEL *et al.*, 2008).

Essa classificação quanto ao processo de combustão divide as máquinas em Motores de Combustão Interna (MCI), onde a reação química ocorre no próprio fluido de trabalho, e Motores de Combustão Externa (MCE), nos quais o calor é transferido para o fluido a partir de uma fonte externa ao ciclo (BRUNETTI, 2018). Dentre estas categorias, os motores de combustão interna destacam-se pela versatilidade, sendo subdivididos principalmente pelo seu método de ignição. Nesse contexto, os MCIs são classificados conforme o tipo de início da combustão, sendo os modelos mais comuns:

- **Ignição por faísca (Ciclo Otto):** Nesse tipo, uma mistura de ar e combustível é comprimida no interior do cilindro e inflamada pela centelha elétrica produzida pela vela de ignição. Esse ciclo é predominante em motores a gasolina, etanol e gás natural.
- **Ignição por compressão (Ciclo Diesel):** Nesse caso, apenas o ar é comprimido no cilindro, atingindo temperaturas suficientemente elevadas. O combustível é injetado próximo ao ponto morto superior (PMS) e inflama-se espontaneamente devido à alta temperatura, fenômeno conhecido como temperatura de autoignição (TAI).

Para além do método de ignição, a dinâmica operacional desses motores é definida pela quantidade de movimentos do pistão necessários para completar um ciclo de trabalho.

Essa operação pode ocorrer em diferentes tempos, destacando-se dois tipos principais (MARTINS, 2013):

- **Motores de quatro tempos:** realizam as fases de admissão, compressão, combustão-expansão e escape em quatro movimentos do pistão (duas rotações completas do virabrequim). Esse é o ciclo mais comum em automóveis e veículos pesados, devido à maior eficiência e durabilidade (MARTINS, 2013).
- **Motores de dois tempos:** Realizam as mesmas etapas em apenas dois movimentos do pistão (uma rotação completa do virabrequim). Nesse tipo, a admissão e o escape ocorrem por janelas laterais no cilindro, controladas pelo movimento do próprio pistão. Embora possuam maior potência específica, apresentam menor eficiência e maior emissão de poluentes, sendo aplicados em motocicletas de baixa cilindrada, ferramentas portáteis e motores marítimos de grande porte (MARTINS, 2013).

Considerando as classificações apresentadas, o foco do presente estudo recai sobre um motor de ciclo Otto de quatro tempos, componente central da bancada experimental desenvolvida.

2.2 MOTORES DE QUATRO TEMPO DO CICLO OTTO

O motor de ciclo de quatro tempos realiza as fases de admissão, compressão, combustão-expansão e escape em quatro movimentos do pistão, equivalentes a duas rotações completas

do virabrequim. Na admissão, a mistura ar–combustível é introduzida no cilindro; em seguida, ocorre sua compressão, elevando pressão e temperatura. A ignição da mistura provoca a combustão–expansão, responsável pela geração de trabalho mecânico, e, por fim, os gases resultantes são eliminados na fase de escape. Esse tipo de motor é amplamente empregado em aplicações automotivas e industriais devido ao bom compromisso entre eficiência e durabilidade (MARTINS, 2013). A Figura 1 ilustra as etapas do ciclo.

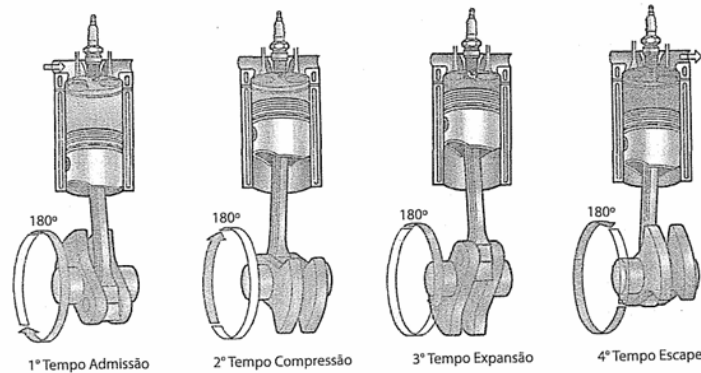


Figura 1 – Representação das quatro fases do motor de ciclo Otto.

Fonte: (BRUNETTI, 2018).

O comportamento termodinâmico desse motor pode ser analisado por meio do ciclo Otto teórico, representado pelos diagramas pressão–volume (p – V) e temperatura–entropia (T – s), conforme a Figura 2. No diagrama p – V , o processo 1–2 corresponde à compressão adiabática; o trecho 2–3 representa a adição de calor a volume constante; o processo 3–4 indica a expansão adiabática, responsável pela conversão de energia térmica em trabalho; e o percurso 4–1 corresponde à rejeição de calor a volume constante. O diagrama T – s apresenta comportamento análogo, permitindo a visualização das transformações térmicas e dos limites teóricos de rendimento do ciclo (BRUNETTI, 2018).

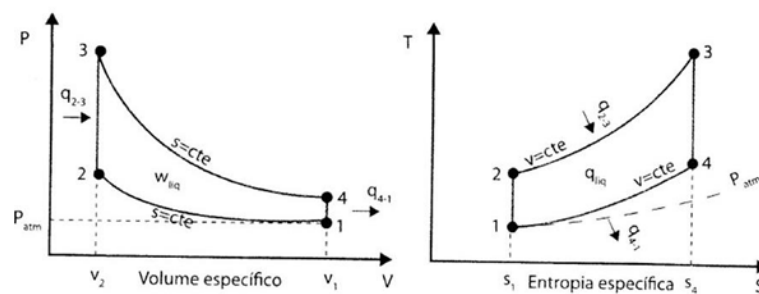


Figura 2 – Diagramas (a) pressão x volume específico e (b) temperatura x entropia específica do ciclo Otto 4T.

Fonte: (BRUNETTI, 2018).

O rendimento térmico ideal do ciclo Otto é função da razão de compressão (r) e do coeficiente de expansão adiabática (γ), sendo expresso por:

$$\eta_{ti} = 1 - \frac{1}{r^{(\gamma-1)}} \quad (1)$$

onde η_{ti} é o rendimento térmico ideal, r a razão de compressão e γ o coeficiente de expansão adiabática. Essa expressão representa o limite máximo teórico de conversão de energia; contudo, mesmo em condições ideais, o rendimento é inferior a 100% devido às restrições impostas pela Segunda Lei da Termodinâmica. Na prática, a discrepância entre o rendimento ideal e o rendimento real reflete as perdas irreversíveis do sistema, associadas a fatores como o atrito mecânico, trocas térmicas com as paredes do cilindro e a combustão incompleta.

Para a determinação das condições reais de operação, o rendimento térmico efetivo (η_t) deve ser obtido experimentalmente. Esse cálculo baseia-se na razão entre a potência de eixo extraída do motor — que é função do torque e da rotação medidos — e a taxa de energia liberada pela combustão. O calor fornecido (Q_a) é determinado pelo produto da vazão mássica de combustível (\dot{m}_f) pelo seu poder calorífico inferior (PCI), conforme a relação:

$$\eta_t = \frac{W_t}{Q_a} \quad (2)$$

Nesse contexto, o consumo específico de combustível (SFC) complementa a análise da eficiência energética, relacionando a massa de combustível consumida para cada unidade de potência gerada. A análise conjunta dessas grandezas permite a obtenção das curvas características de torque, potência e consumo em função da rotação. Tais grandezas experimentais, essenciais para a avaliação do rendimento e dos parâmetros físicos do motor, podem ser extraídas por meio de dinamômetros, como o dinamômetro de Prony, que será detalhado a seguir.

2.3 DINAMÔMETRO DE PRONY

O dinamômetro é um instrumento utilizado para a medição de parâmetros como torque, rotação, potência e consumo específico de motores em funcionamento, possibilitando a avaliação de seu desempenho operacional (CLÁUDIO, 2023). Entre os diversos modelos existentes, destaca-se o freio de Prony, desenvolvido em 1821 por Gaspard Riche de Prony, cujo princípio baseia-se na aplicação de uma força de frenagem por atrito sobre um volante acoplado ao eixo do motor, dissipando energia na forma de calor (GINDY, 1985).

Devido à sua simplicidade construtiva e baixo custo, o dinamômetro de Prony é amplamente empregado em aplicações didáticas e ensaios de pequeno porte, apesar de limitações como a ausência de controle dinâmico da carga (BRUNETTI, 2018). Seu funcionamento baseia-se no equilíbrio entre o torque gerado pelo motor e o torque resistivo imposto pela cinta de frenagem, medido por meio de um braço de alavanca acoplado a uma célula de carga. A partir desse equilíbrio, determina-se a potência do motor em função da rotação do eixo, conforme ilustrado na Figura 3 (MARTINS, 2013).

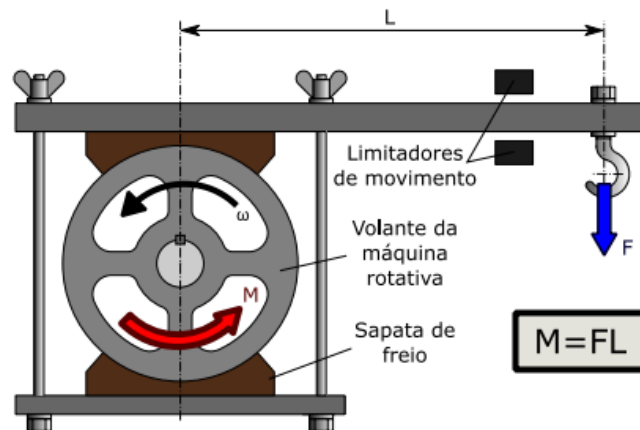


Figura 3 – Dinamômetro de Prony.

Fonte: (FLINTEC, 2025)

Dessa forma, a utilização do dinamômetro de Prony permite a coleta sistemática de dados em diferentes regimes de operação do motor. Ao relacionar esses valores medidos de torque e potência com a variação da rotação, torna-se possível a construção de representações gráficas fundamentais para a análise da máquina térmica. Essas representações, conhecidas como curvas características, oferecem uma visão detalhada sobre o comportamento do motor sob carga e sua eficiência máxima, conforme será discutido a seguir.

2.4 AQUISIÇÃO DE DADOS

Para a realização da coleta de dados, optou-se pela utilização da plataforma Arduino, principalmente em função de seu baixo custo quando comparado a sistemas comerciais de aquisição de dados, bem como pela ampla disponibilidade de códigos e bibliotecas descritas na literatura, o que facilita a validação do sistema proposto. Para este trabalho, foi selecionado o modelo Arduino Mega conforme Figura 4, por apresentar maior número de portas de entrada e saída, sendo ideal para aplicações que demandam múltiplas conexões simultâneas.

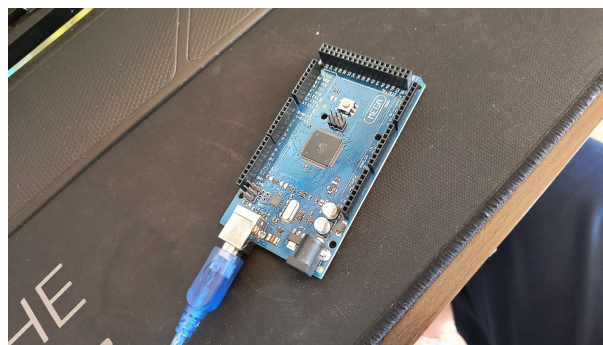


Figura 4 – Arduino Mega

Fonte: Elaborado pelo autor (2025).

Para a determinação da carga aplicada ao dinamômetro e a posterior medição do consumo específico de combustível, utiliza-se uma célula de carga do tipo Single Point. Este dispositivo converte o esforço mecânico em um sinal elétrico proporcional, possibilitando a medição da grandeza com auxílio de um conversor AD HX711 (SILVA *et al.*, 2012). A força F é relacionada ao torque T e ao comprimento do braço de alavanca L , conforme a Equação 3:

$$F = \frac{T}{L} \quad (3)$$

Onde:

F = Força [N];

T = Torque [N/m];

L = Comprimento do braço de alavanca [m].

No presente trabalho, utilizou-se uma célula de carga de alumínio com capacidade nominal de 5 kg (Figura 5). Segundo as especificações do fabricante, o sensor apresenta uma sensibilidade de $1,0 \pm 0,1$ mV/V e uma não-linearidade de 0,05% do fundo de escala (FS). A utilização de um dispositivo com erro combinado de 0,05% FS assegura que as variações de carga durante os ensaios do motor sejam captadas com a sensibilidade adequada ao dinamômetro de pequeno porte desenvolvido.



Figura 5 – Células de carga 5kg.

Fonte: Elaborado pelo autor (2025).

Quanto à determinação da velocidade angular, foram adotadas duas abordagens distintas para a medição da rotação. A primeira utiliza um sensor de obstáculo infravermelho (modelo com emissor e receptor IR e comparador LM393), apresentado na Figura 6a e 6b. O eixo do

motor foi preparado com uma faixa de material escuro em contraste com a superfície clara; assim, a passagem da região clara gera um pulso elétrico captado pelo fotodiodo. Este sensor opera com tensão de 3,3V a 5V e possui um ajuste de sensibilidade via potenciômetro, permitindo filtrar ruídos ópticos e garantir que cada pulso detectado corresponda precisamente a uma volta completa do eixo.

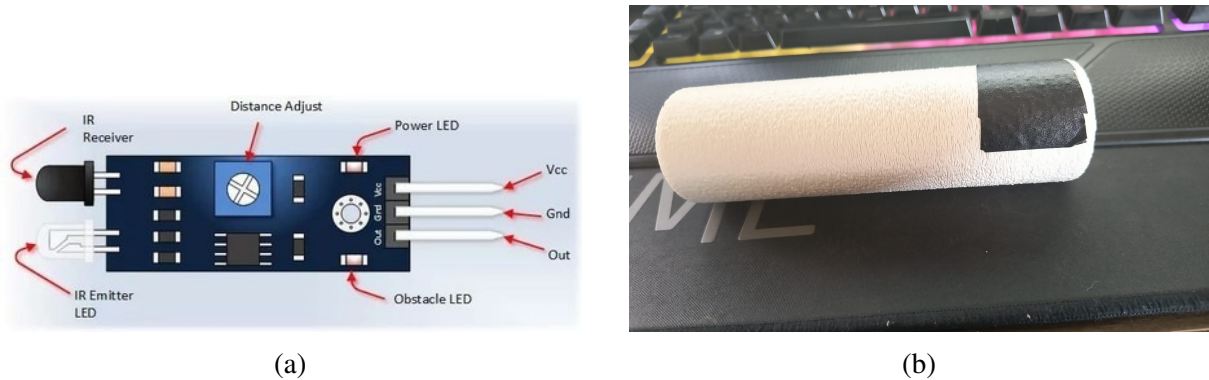


Figura 6 – Medição de Rotação, (a) Sensor de Obstáculo
Fonte, (b) Eixo para teste do senso.

Fonte: (EASY, 2018) e Elaborado pelo autor (2026).

Como abordagem complementar para a validação da velocidade angular, utilizou-se um módulo sensor de tensão DC (Figura 7), capaz de realizar leituras na faixa de 0 a 25 V. Este dispositivo opera por meio de um divisor de tensão resistivo com uma proporção de 5:1, composto por resistores com valores nominais de 30 k Ω e 7,5 k Ω . Essa configuração permite que o módulo reduza tensões de entrada de até 25 V para o patamar de 5 V, tornando o sinal compatível com a resolução de leitura das portas analógicas do Arduino Mega.



Figura 7 – Sensor de Tensão

Fonte: (ARDUCORE, 2025)

Nessa montagem, o sensor foi conectado para detectar os picos de tensão gerados no sistema de ignição durante o centelhamento da vela. Considerando que se trata de um motor de quatro tempos, o sinal foi processado via software para contabilizar os eventos de ignição, servindo como uma redundância necessária para validar os dados obtidos pelo sensor infravermelho e garantir a confiabilidade da rotação calculada em diferentes regimes de carga.

3 MATERIAS E MÉTODOS

3.1 ESTRUTURA

Para o desenvolvimento da estrutura da bancada, foram adotados critérios rigorosos de projeto baseados em rigidez, segurança, custo e disponibilidade de material. Dado que o sistema opera com um motor de combustão interna, a vibração tornou-se um fator determinante. Para mitigar riscos de fadiga estrutural e falhas por ressonância, o projeto buscou conformidade com as recomendações da norma *ISO 20816-3: Mechanical vibration – Measurement and evaluation of machine vibration – Part 3: Industrial machinery (2022)*, que trata da avaliação de vibração mecânica em máquinas. Além disso, a disposição dos componentes e a preparação para os ensaios seguiram as diretrizes da NBR ISO 1585: motores de combustão interna – determinação da potência líquida (2020), que padroniza os métodos de ensaio para motores de combustão interna, garantindo a confiabilidade na medição da potência líquida. O dimensionamento considerou uma carga estática de 20 kg, composta pela massa do motor e do dinamômetro de Prony. Aplicando-se a teoria da resistência dos materiais por meio da equação de Euler–Bernoulli (BEER; JOHNSTON, 1989), obteve-se um módulo de rigidez geométrico necessário de $0,122 \text{ cm}^3$, conforme a Equação 4:

$$W = \frac{I}{y} \quad (4)$$

Onde:

W = Módulo de rigidez [cm^3];

I = Momento de inércia [cm^4].

y = Distância até a fibra externa [cm];

Para a realização desses cálculos e a automação da verificação estrutural, foi desenvolvido um algoritmo em linguagem Python, cujo código-fonte completo encontra-se detalhado no Anexo B. A partir desse resultado, determinou-se que a seção transversal mínima para um tubo quadrado de aço SAE 1020 seria de apenas $8,8 \times 8,8 \times 3 \text{ mm}$. Entretanto, visando a máxima estabilidade operacional e a redução de ruídos vibratórios, optou-se pela utilização de um tubo quadrado de 30 mm de lado. Essa escolha resultou em um fator de segurança estrutural de 223, calculado com base nos esforços nominais do motor. Embora esse valor indique um elevado grau de superdimensionamento em relação à carga estática, ele é tecnicamente justificado pela necessidade de prover uma base com alta inércia e rigidez. Esse robustecimento estrutural assegura que a frequência natural da bancada permaneça distante das frequências de excitação do motor, evitando fenômenos de ressonância e garantindo que os sensores de instrumentação operem em um ambiente mecânico estável, conforme preconizado pelas normas técnicas adotadas.

3.2 EIXO

Para determinar o diâmetro mínimo do eixo acoplado ao dinamômetro de Prony, utilizaram-se os dados de potência nominal do motor Honda GX25 conforme (HONDA ENGINES, 2025), a partir dos quais foi calculado o torque desenvolvido. Com esse valor, aplicou-se a teoria de cisalhamento descrita por Resistência dos Materiais (HIBBELER, 2010) na equação 5, considerando o material do eixo como aço carbono 1020.

$$\tau = \frac{T \cdot r}{J} \quad (5)$$

Onde:

τ = Tensão de cisalhamento [MPa];

T = Torque [N/m];

r = Distância até a fibra externa [m].

J = Momento de inércia polar [m^4].

A análise teórica indicou um diâmetro mínimo de 4 mm para resistir aos esforços de torção previstos. Entretanto, devido às características construtivas do motor e à necessidade de compatibilidade com o acoplamento mecânico, adotou-se um eixo com diâmetro de 11 mm, proporcionando maior robustez e segurança operacional. Ressalta-se que a rotina de cálculos para a verificação das tensões e o dimensionamento do eixo foi automatizada por meio de um código desenvolvido em linguagem Python, o qual encontra-se disponível no Anexo B.

3.3 DINAMÔMETRO DE PRONY

Para a construção inicial do dinamômetro de Prony, utilizou-se um sistema de frenagem composto por disco e pinça de freio de bicicleta, conforme apresentado nas Figuras 8a e 8b. Essa solução foi adotada por possibilitar maior controle da força de frenagem aplicada ao sistema durante os ensaios. Além disso, foram confeccionadas quatro buchas com a finalidade de garantir o correto acoplamento do eixo aos rolamentos de esferas. O eixo usinado possui diâmetro inferior ao diâmetro interno dos rolamentos, sendo necessárias duas buchas de alumínio para compensação dimensional. Essas buchas foram inseridas em outras duas buchas metálicas, nas quais os rolamentos são alojados, assegurando o correto alinhamento do conjunto e evitando deslocamentos ou empenamentos durante os testes. Complementarmente, o projeto dessas interfaces metálicas visou a eliminação de folgas radiais que poderiam comprometer a leitura da velocidade angular, garantindo que a rotação do motor seja transmitida de forma concêntrica aos sensores ópticos. A utilização do alumínio nas buchas de compensação interna permite uma interface de ajuste por interferência mais suave, protegendo a integridade superficial do eixo de aço. Já as buchas externas, de material com maior dureza, servem como sede fixa para a pista externa dos rolamentos, impedindo vibrações excessivas que ocorreriam caso houvesse contato direto entre superfícies com tolerâncias inadequadas. Este conjunto mecânico estruturado em camadas garante que a energia cinética do eixo seja dissipada de forma controlada pelo sistema

de frenagem, mantendo a estabilidade dinâmica necessária para que a célula de carga registre apenas os esforços tangenciais pertinentes ao ensaio, sem a interferência de forças espúrias oriundas de desalinhamentos axiais ou batimentos radiais excessivos

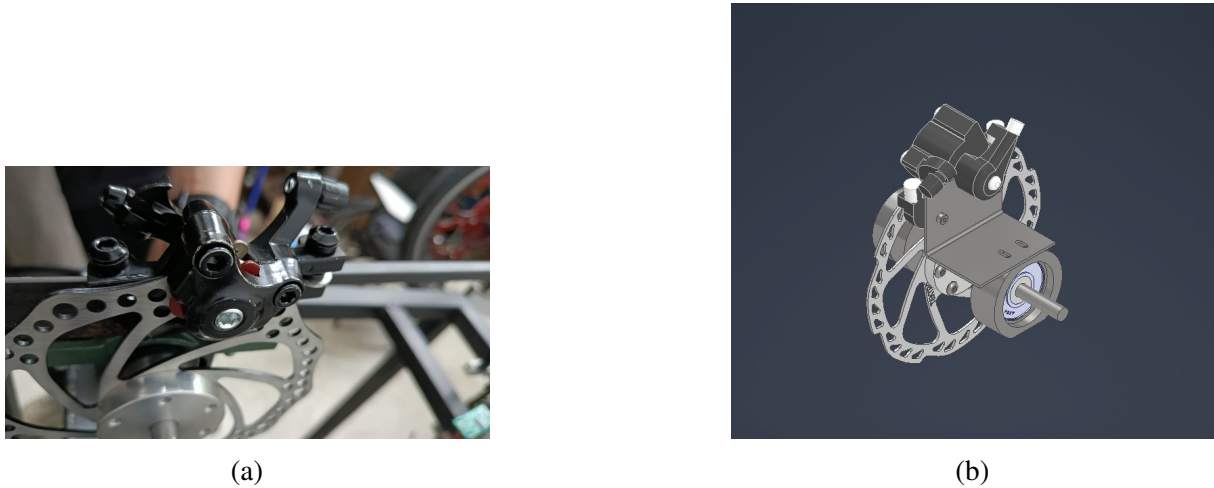


Figura 8 – Sistema de frenagem: (a) freio de bike montado, (b) Projeto CAD do dinamômetro de prony.

Fonte: Elaborado pelo autor (2026).

Para a interface de frenagem do dinamômetro, utilizou-se um disco de freio acoplado ao eixo do motor. A disposição dos componentes e a geometria do disco podem ser observadas na Figura 9a, enquanto o conjunto montado, destacando a flange de adaptação e a fixação dos parafusos no disco, é apresentado na vista explodida da Figura 9b.

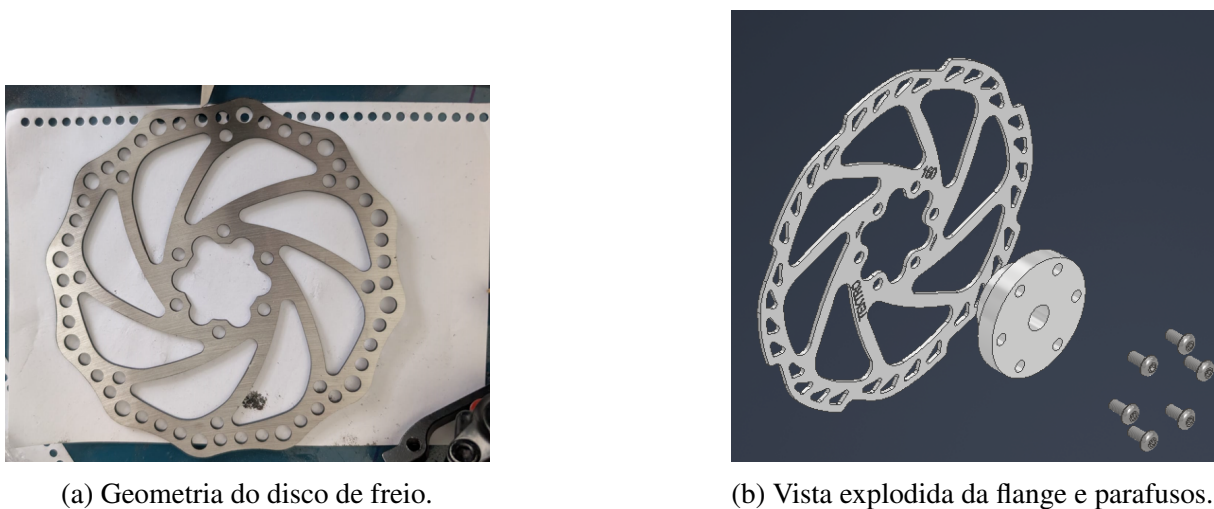


Figura 9 – Detalhes da interface de acoplamento e fixação.

Fonte: Elaborado pelo autor (2026).

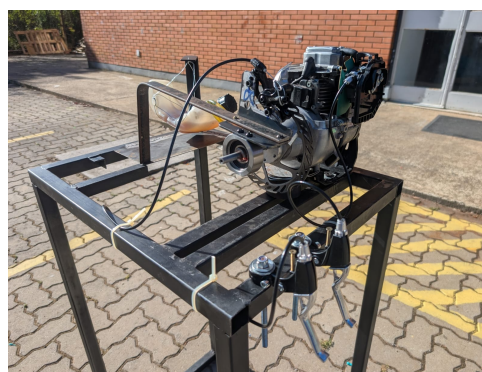
Essa configuração foi projetada para transmitir o torque gerado pelo motor diretamente ao sistema de absorção. Contudo, como discutido anteriormente, a interface entre a flange e o disco tornou-se o ponto crítico do sistema. A análise detalhada da montagem evidencia que os

esforços de cisalhamento se concentram nos parafusos de fixação, onde a falha por sobrecarga mecânica foi identificada após os ensaios preliminares.

O braço do dinamômetro foi confeccionado a partir de uma barra de aço com seção transversal retangular e comprimento total de 50 cm. Na extremidade oposta ao eixo, foi realizada uma dobra de 90°, com comprimento de 15 cm, projetada para o contato direto com a célula de carga responsável pela medição da força aplicada, conforme ilustrado na Figura 10a e 10b. O controle da frenagem e da aceleração do motor foi realizado por meio de duas alavancas de freio: uma destinada à aplicação da carga no dinamômetro e outra ao controle da aceleração do motor, conforme figura.



(a)



(b)

Figura 10 – Detalhes da construção e controles da bancada: (a) braço de alavanca do dinamômetro de Prony; (b) manetes para controle remoto de aceleração e frenagem.

Fonte: Elaborado pelo autor (2026).

3.4 SENSORIAMENTO, CALIBRAÇÃO E INSTRUMENTAÇÃO

A instrumentação do sistema foi centralizada em um microcontrolador Arduino Mega, responsável pela aquisição, processamento e registro dos sinais provenientes dos sensores. O sistema foi desenvolvido para garantir a integridade dos dados de esforço e rotação, grandezas fundamentais para o cálculo do desempenho do motor.

Para o sensoriamento do esforço, utilizou-se uma célula de carga integrada ao braço do dinamômetro. O sinal elétrico analógico proveniente do sensor foi tratado por um módulo conversor AD HX711, permitindo a tradução de deformações mecânicas em valores digitais de força. Para garantir a coerência das medições, realizou-se a calibração do sistema por meio de pesos padrão disponibilizados pela instituição, conforme ilustrado na Figura 11.

Os dados brutos obtidos durante este processo estão detalhados na Tabela 1. Observa-se que as leituras de estabilização apresentam pequenas variações decimais, características do ruído de fundo do conversor de 24 bits, mas que convergem para uma média estável de 147.517.026, 1.

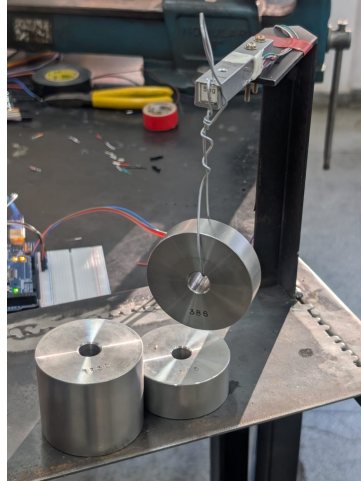


Figura 11 – Calibração

Fonte: Elaborado pelo autor (2025).

A partir dessa média e do peso conhecido de 0,386 kg, o algoritmo calcula o fator de calibração de 382.168.461,5, que serve como constante multiplicativa para converter os sinais brutos em unidades de massa e, conseqüentemente, torque. Este procedimento assegura que o torque calculado apresente valores condizentes com o esforço real de frenagem aplicado durante os ensaios.

Tabela 1 – Valores para calibração da célula de carga.

Peso da amostra (g)	Conversão (Kg)	Peso da amostra convertido (Kg)	Valores p/fato de calibração	MÉDIA	Fator de calibração
386	1000	0,386	147.153.796	147517026,1	382168461,5
			147.631.796		
			147.549.796		
			147.552.593		
			147.594.203		
			147.581.203		
			147.555.796		

Fonte: Elaborado pelo autor (2026).

A medição da rotação do motor foi executada através de uma abordagem de redundância sensorial, utilizando um sensor de obstáculo infravermelho (IR) e um módulo sensor de tensão. O sensor IR identifica a passagem de uma marca de contraste no eixo, enquanto o sensor de tensão, conectado à vela de ignição e à carcaça do motor, detecta os picos de descarga elétrica do sistema de ignição. No algoritmo desenvolvido, estabeleceu-se um filtro para contabilizar apenas picos de tensão superiores a 5 V. Considerando que o motor operado é do ciclo Otto de quatro tempos, o tratamento do sinal foi programado para correlacionar a frequência de faíscas com a velocidade angular do virabrequim, servindo como uma validação cruzada para os dados do sensor óptico.

A interconexão de todos esses componentes e a organização das portas de entrada e saída no microcontrolador estão detalhadas no diagrama elétrico da Figura 12. A lógica de programação para a integração desses sensores, bem como as rotinas de calibração e tratamento de sinais, foram desenvolvidas com base em referências consolidadas sobre sistemas de aquisição de dados e microcontroladores (BALBINOT; BRUSAMARELLO, 2010; MONK, 2017).

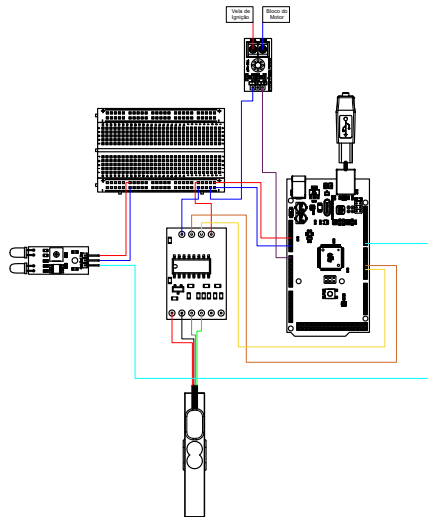


Figura 12 – Diagrama de ligações elétricas dos sensores ao Arduino
Fonte: Elaborado pelo autor (2025).

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 ESTRUTURA

Após a finalização do projeto conceitual e o levantamento dos orçamentos para aquisição da matéria-prima, deu-se início à etapa de fabricação da estrutura da bancada. Conforme discutido anteriormente na etapa de dimensionamento estrutural, o módulo de rigidez geométrico obtido foi igual a $0,122 \text{ cm}^3$. A partir desse resultado, e considerando a utilização do aço carbono SAE 1020 como material estrutural, procedeu-se à parametrização do momento de inércia com o objetivo de selecionar o perfil tubular comercial mais adequado para a construção da bancada.

Com base nos esforços atuantes estimados e nas condições de carregamento previstas durante os ensaios com o dinamômetro de Prony, foram avaliados diferentes perfis tubulares disponíveis comercialmente. A análise permitiu verificar que o perfil selecionado apresenta momento de inércia superior ao mínimo requerido pelo dimensionamento teórico, garantindo rigidez suficiente para limitar deformações excessivas e assegurar a integridade estrutural do conjunto. A partir dessa escolha, foi possível determinar o fator de segurança final da estrutura no valor, o qual se mostrou compatível com aplicações experimentais e didáticas, atendendo

às recomendações usuais para estruturas metálicas submetidas a carregamentos estáticos e dinâmicos moderados.

Durante o processo de fabricação, contudo, foram enfrentadas algumas dificuldades práticas, decorrentes de limitações temporais de acesso aos laboratórios e da necessidade de adequação do cronograma de manufatura à disponibilidade de equipamentos específicos. Apesar desses contratempos logísticos, a estrutura física da bancada foi concluída conforme o cronograma inicialmente estabelecido, mantendo as características dimensionais e construtivas definidas na etapa de projeto. A configuração final da bancada pode ser observada na Figura 13, a qual ilustra a estrutura metálica já fabricada e montada.



Figura 13 – Estrutura da bancada

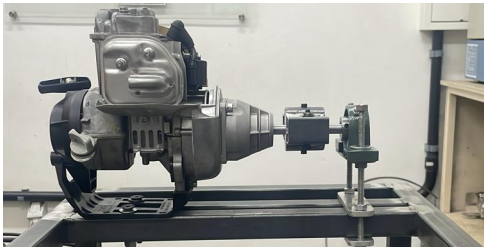
Fonte: Elaborado pelo autor (2026).

4.2 DINAMÔMETRO DE PRONY

O projeto do dinamômetro passou por alterações significativas em sua configuração construtiva, conforme ilustrado nas Figuras 14a e 14b. Inicialmente, utilizou-se o nylon como material para as buchas de apoio do braço; contudo, os testes preliminares revelaram que o calor gerado pelo atrito e pela proximidade com o motor provocou o derretimento do polímero, resultando na falha estrutural do componente. Diante disso, a configuração foi atualizada para garantir a integridade mecânica do sistema durante o acionamento do freio e a resposta dos sensores.

Nessa etapa, as medições da célula de carga foram utilizadas de forma qualitativa para observar as oscilações no sinal durante a aplicação manual da frenagem. Verificou-se que o acionamento manual do freio introduzia variações perceptíveis no sinal do extensômetro, dada a dificuldade de manter níveis constantes de força. De forma análoga, o controle manual da aceleração gerou flutuações no regime de rotação, evidenciando a necessidade de uma interface de controle mais estável.

Os sistemas de aceleração e frenagem foram implementados por meio de alavancas independentes. A escolha por essa configuração já prevê a instalação futura de parafusos de regulação fina, que permitirão a manutenção de níveis constantes de rotação e carga, condição



(a)



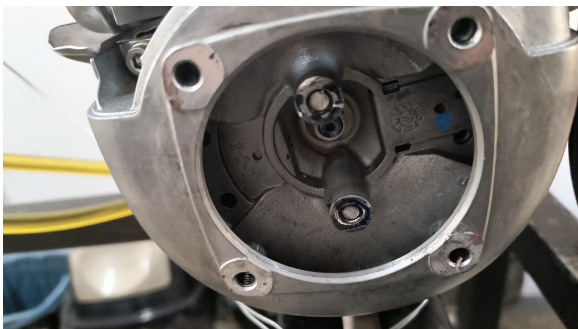
(b)

Figura 14 – Evolução construtiva do protótipo: (a) configuração inicial com buchas de nylon; (b) implementação do sistema com freio de bicicleta

Fonte: Elaborado pelo autor (2026).

essencial para a obtenção precisa das curvas características de torque e potência em regime permanente.

Durante a continuidade dos ensaios, os parafusos responsáveis pela fixação do conjunto ao eixo do motor na região de acoplamento que substituiu a embreagem foram submetidos a esforços elevados. Essa solicitação resultou em uma falha por cisalhamento, conforme evidenciado nas Figuras 15a e 15b. A quebra ocorreu nos ensaios finais e está associada à fadiga do material sob carregamentos cíclicos, expondo as limitações dos elementos de união convencionais utilizados nesta fase experimental.



(a)



(b)

Figura 15 – Análise de falhas do protótipo: (a) detalhe do ponto de ruptura no suporte do eixo; (b) parafuso de fixação após falha por cisalhamento.

Fonte: Elaborado pelo autor (2026).

Apesar do ocorrido, os testes cumpriram o objetivo fundamental de validar o conceito da bancada e identificar os pontos críticos de projeto. A falha observada aponta para a necessidade de substituir os parafusos por elementos de classe de resistência superior ou adotar um sistema

de acoplamento com eixo intermediário, visando reduzir a solicitação direta por cisalhamento.

Considerando que o incidente ocorreu ao final do cronograma de desenvolvimento, a implementação física dessas melhorias fica prevista para uma fase posterior. No entanto, ressalta-se que a proposta principal deste trabalho o projeto, a construção e a instrumentação da bancada experimental foi plenamente alcançada, deixando o sistema tecnicamente preparado para a obtenção efetiva das curvas de desempenho em trabalhos futuros.

4.3 ANÁLISE DE ESFORÇOS

A partir dos cálculos de dimensionamento executados via código (B), os esforços impostos ao sistema foram simulados para validar a integridade dos componentes críticos. Conforme observado na análise de elementos finitos Figuras 16a e 16b, a aplicação de um torque de 2,8 N.m resultou em uma força de cisalhamento resultante (SFr) de aproximadamente 35,8 N agindo diretamente sobre os elementos de fixação.

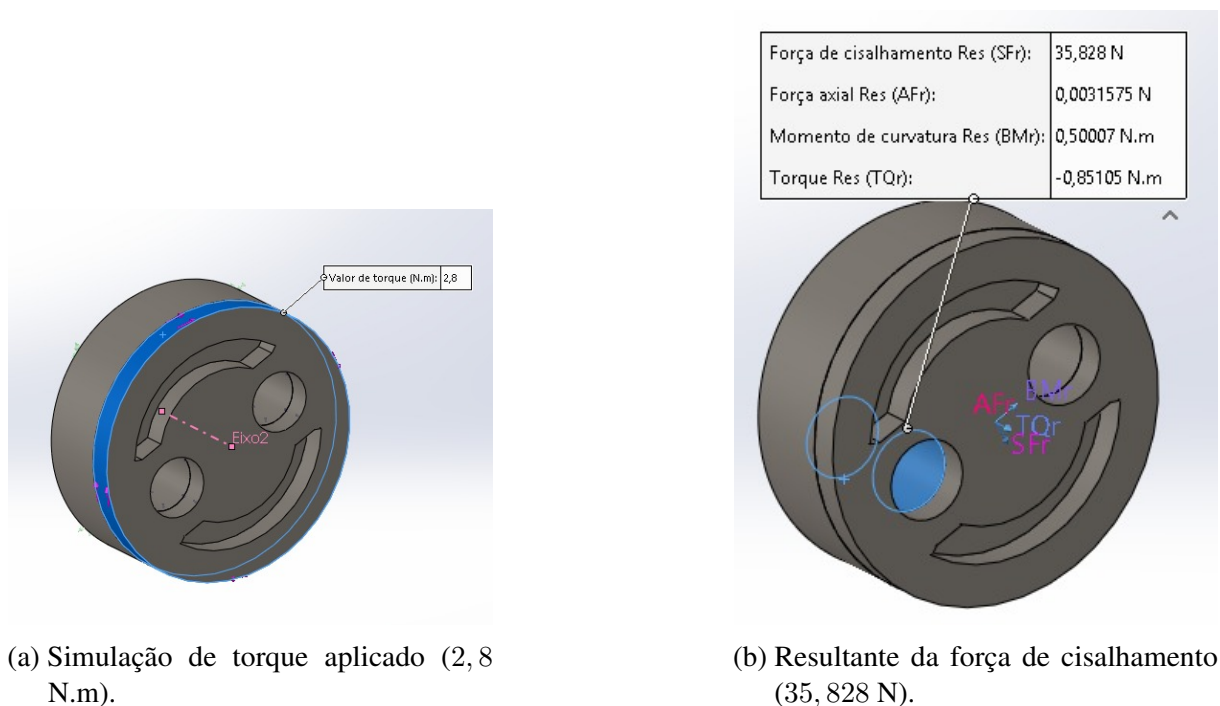


Figura 16 – Análise de esforços via elementos finitos no acoplamento do motor.

Fonte: Elaborado pelo autor (2026).

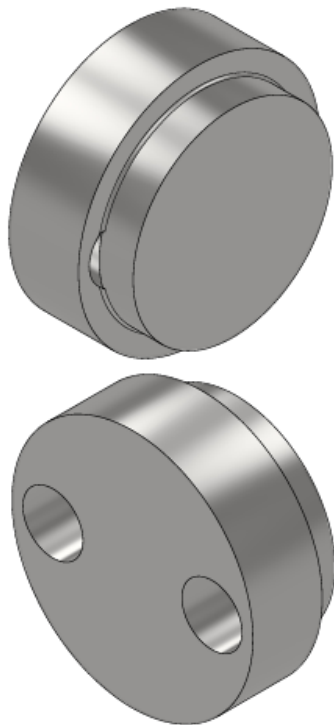
Embora o valor nominal da força possa parecer reduzido em uma análise puramente estática, a utilização de parafusos de bitola M5 eleva significativamente a tensão de cisalhamento atenuante, visto que a área da seção transversal do componente é pequena. Esta concentração de carga justifica a falha mecânica por cisalhamento observada experimentalmente e mencionada na seção anterior.

A análise comprova que o regime de trabalho do dinamômetro, sob o torque calculado, excedeu o limite de resistência dos parafusos de interface. Além disso, é importante ressaltar que tal condição de falha foi agravada pelos esforços dinâmicos e vibrações inerentes ao ciclo Otto,

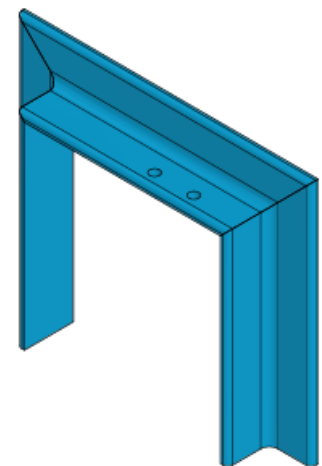
que geram picos de tensão e estresse cíclico (fadiga) não contabilizados na simulação estática, mas que são determinantes para o colapso do material em condições reais de operação.

Diante do cenário de falha por cisalhamento nos parafusos de interface e da necessidade de elevar a rigidez do sistema, foi desenvolvida uma solução baseada na redistribuição de esforços e no suporte mecânico direto do eixo. A alteração principal consistiu na substituição da fixação direta por parafusos M5 por uma bucha de acoplamento dedicada, conforme detalhado na vista explodida da Figura 17a. Este componente foi projetado para realizar a união solidária entre os elementos, eliminando os pontos de concentração de tensão identificados na simulação anterior.

Complementarmente, para garantir a estabilidade do conjunto e reduzir os batimentos radiais, foi projetado um mancal de suporte confeccionado em cantoneiras metálicas, ilustrado na Figura 17b. Este suporte atua como base para o alojamento de um rolamento de esferas, que agora provê o apoio necessário ao eixo fixo. Essa configuração de mancal próprio permite que as cargas radiais sejam absorvidas pela rigidez da cantoneira, desonerando o sistema de frenagem de esforços estruturais indesejados. Conforme observado na montagem final, essa modificação assegura que o eixo permaneça perfeitamente alinhado, garantindo a integridade dos sensores e a precisão na coleta de dados de torque e rotação, mesmo sob elevados regimes de carga.



(a) Vista explodida da nova bucha de acoplamento.



(b) Suporte em cantoneira e mancal de rolamento.

Figura 17 – Soluções implementadas para mitigação de cisalhamento e alinhamento do eixo.

Fonte: Elaborado pelo autor (2026).

5 CONCLUSÃO

O presente trabalho teve como objetivo o desenvolvimento de uma bancada experimental equipada com um dinamômetro de Prony, destinada à análise do desempenho de motores de combustão interna de pequeno porte, com foco em sua aplicação didática. Ao longo do projeto, foi possível integrar conceitos fundamentais de termodinâmica, resistência dos materiais, instrumentação e aquisição de dados, proporcionando uma abordagem prática para a compreensão dos parâmetros que governam o funcionamento desses motores, como torque, potência e rotação.

A bancada proposta foi concebida a partir de critérios de projeto mecânico e estrutural, com dimensionamento baseado em teorias clássicas da resistência dos materiais, e incorporou um sistema de medição composto por célula de carga e sensores de rotação. A utilização do motor Honda GX25 permitiu validar a viabilidade do sistema para ensaios em motores de pequeno porte, evidenciando o potencial da bancada para a obtenção de parâmetros fundamentais para o estudo do comportamento real dos motores ao longo de sua faixa operacional.

Durante o desenvolvimento, foram identificadas limitações construtivas relacionadas principalmente ao sistema de frenagem e ao acoplamento mecânico do dinamômetro ao eixo do motor, as quais demandaram alterações no projeto original. A falha observada nos elementos de fixação, validada pela análise de esforços, demonstrou a necessidade de uma interface mais robusta. Esses imprevistos, aliados a restrições de tempo e à indisponibilidade de infraestrutura em determinados períodos, impediram a conclusão integral da etapa experimental e a consequente extração das curvas características de desempenho nesta fase.

Como continuidade e proposta de projeto futuro, recomenda-se a implementação das soluções de engenharia desenvolvidas neste estudo: a substituição da fixação por parafusos por uma bucha de acoplamento dedicada e a instalação de um mancal de suporte em cantoneira para garantir o alinhamento axial e a redução de vibrações. A execução dessas melhorias permitirá a retomada dos ensaios experimentais para a obtenção completa das curvas de torque e potência, consolidando a bancada como uma ferramenta didática plenamente operacional e estável para o apoio a projetos acadêmicos e atividades experimentais no campus.

Referências

- ARDUCORE. **Sensor de Tensão (voltagem) 0 - 25 VDC Arduino / PIC**. [S. l.: s. n.], 2025. <https://www.arducore.com.br/sensor-de-tensao-voltagem-0-25-vdc-arduino-pic>. Acessado em 12 de janeiro de 2026.
- BALBINOT, Alexandre; BRUSAMARELLO, Valner João. **Instrumentação e fundamentos de medidas**. Rio de Janeiro: Gen LTC, 2010. v. 1.
- BEER, Ferdinand P.; JOHNSTON, Elwood R. **Resistência dos Materiais**. São Paulo: McGraw-Hill, 1989.
- BRUNETTI, Franco. **Motores de combustão interna, v. 1**. [S. l.]: Editora Blucher, 2018. v. 1.
- ÇENGEL, Yunus A *et al.* **Fundamentals of thermal-fluid sciences**. [S. l.]: McGraw-Hill New York, 2008. v. 703.
- CLÁUDIO, DiJosé. **Dinamômetro hidráulico**. [S. l.: s. n.], 2023. Disponível em: <https://www.joseclaudio.eng.br/PDF/dinos.pdf>.
- EASY, Arduino. **Sensor Infravermelho de Obstáculo com LM393**. [S. l.: s. n.], 2018. <https://arduinoeasy.wordpress.com/aplicacoes/sensor-infravermelho-de-obstaculo-com-lm393/>. Acessado em 12 de janeiro de 2026.
- FLINTEC. **O que é uma célula de carga e como funciona?** [S. l.: s. n.], 2025. <https://www.flintec.com/br/aprender/celulas-de-carga>. Acessado em 4 de outubro de 2025.
- GINDY, Sherif S. Force and Torque Measurement: A Technology Overview Part II – Torque. **Experimental Techniques**, Wiley, v. 9, n. 7, p. 9–14, 1985.
- HIBBELER, Russel Charles. **Resistência dos Materiais**. 7. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2010. p. 659.
- HONDA ENGINES. **Mini 4-Stroke Engines**. 2025. Disponível em: <https://engines.honda.com/models/model-detail/mini-4>. Acesso em: 24 jul. 2025.
- ISO 20816-3: MECHANICAL VIBRATION – MEASUREMENT AND EVALUATION OF MACHINE VIBRATION – PART 3: INDUSTRIAL MACHINERY. **International Organization for Standardization**. Geneva: [s. n.], 2022.
- MARTINS, Jorge. **Motores de Combustão Interna**. 2. ed. Rio de Janeiro: Publindústria – Edições Técnicas, 2013.

MONK, Simon. **Livro de receitas do Arduino: soluções e exemplos para entusiastas do Arduino**. Porto Alegre: Bookman Editora, 2017.

NBR ISO 1585: MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA – DETERMINAÇÃO DA POTÊNCIA LÍQUIDA. Geneva: [s. n.], 2020.

RODRIGUES, Guilherme Pires; SCHNEIDER, Alessandro. **Desenvolvimento de uma bancada didática de freio de Prony para ensaio de motores a combustão interna de pequeno porte**. [S. l.: s. n.], 2024.

<https://lume.ufrgs.br/handle/10183/280407>. Acesso em: 04 out. 2025.

SILVA, Aline *et al.* Estudo, desenvolvimento e concepção de uma célula de carga. Universidade Estadual Paulista (Unesp), 2012.

STONE, Richard. **Introduction to internal combustion engines**. [S. l.]: Springer, 1999. v. 3.

ANEXO A – Código Fonte do Sistema de Aquisição de Dados

```

#include <HX711.h>

#include <TimerOne.h>

// --- PINOS ---

#define pinDTT 2

#define pinSCKT 3

#define pinDTC 4

#define pinSCKC 5

#define pinoSinal A0

// --- CONFIGURAÇÃO BALANÇAS ---

#define escalaT -405812.f

#define escalaC 384643.f

HX711 scaleT;

HX711 scaleC;

// --- VARIÁVEIS ---

float medidaT = 0, medidaC = 0, tensaoAtual = 0;

volatile unsigned long periodoms = 0;

unsigned long rpm = 0;

unsigned long voltas = 0;

// Lógica de disparo por pulso

bool pulsoDetectado = false;

const float LIMIAR_DISPARO = 4.5;

void setup() {

```

```

Serial.begin(115200);

Timer1.initialize(1000); // Clock de 1ms para o período
Timer1.attachInterrupt(funcaoTimer);

scaleT.begin(pinDTT, pinSCKT);
scaleC.begin(pinDTC, pinSCKC);
scaleT.set_scale(escalaT);
scaleC.set_scale(escalaC);

delay(2000);
scaleT.tare();
scaleC.tare();

Serial.println("SISTEMA DE AQUISIÇÃO GX25");
Serial.println("\t\t\tRPM\tVoltas");
}

void loop() {
  // --- MONITORAMENTO DE ALTA VELOCIDADE (RPM) ---
  // Lemos o ADC o mais rápido possível
  int leituraADC = analogRead(pinoSinal);
  tensaoAtual = (leituraADC * 5.0 * 24.0) / 1024.0;

  // CONDIÇÃO RESTRITA: Só conta se a tensão for >= 4.5V E se o pulso anterior já
  tiver terminado

  if (tensaoAtual >= LIMIAIR_DISPARO) {
    if (!pulsoDetectado) {

```

```

// Momento exato do disparo (Borda de Subida)
if (periodoms > 0) {
    rpm = 60000 / periodoms;
}
voltas++;
periodoms = 0;
pulsoDetectado = true; // Bloqueia novas contagens até que a tensão caia
}
} else {
    // Se a tensão estiver abaixo de 4.5V, liberamos o gatilho para o próximo pulso
    pulsoDetectado = false;
}

// --- AQUISIÇÃO DE DADOS LENTOS (BALANÇAS E SERIAL) ---
static unsigned long lastDisplay = 0;
if (millis() - lastDisplay >= 500) {
    lastDisplay = millis();

    scaleT.power_up();
    scaleC.power_up();
    medidaT = scaleT.get_units(5);
    medidaC = scaleC.get_units(5);
    scaleT.power_down();
    scaleC.power_down();

    // Impressão dos resultados
    Serial.print(tensaoAtual, 1); Serial.print("\t");
    Serial.print(medidaT, 2); Serial.print("\t");
}
}

```

```
Serial.print(medidaC, 2); Serial.print("\t");  
Serial.print(rpm); Serial.print("\t");  
Serial.println(voltas);  
  
// Timeout: Se o motor parar por mais de 2s, zera o RPM  
if (periodoms > 2000) rpm = 0;  
}  
}  
  
void funcaoTimer() {  
    periodoms++;  
}
```

ANEXO B – Código Fonte do Dimensionamento (Python)

```

import numpy as np
import sympy as sp

# =====
# MATERIAL – AÇO SAE 1020
# =====

material = "Aço SAE 1020"

sigma_y = 210    # Limite de escoamento [MPa]
E = 205000      # Módulo de elasticidade [MPa]
G = 80000       # Módulo de cisalhamento [MPa]

FS_adotado = 2
Sigma_adm = sigma_y / FS_adotado

# =====
# DADOS DO MOTOR (GX25)
# =====

Pot_M = 1.0     # Potência [HP]
n = 5000        # Rotação [RPM]

# =====
# DADOS GEOMÉTRICOS
# =====

Las = 500       # Comprimento do braço [mm]
Massa_braco = 0.533 # Massa [kg]

```

$g = 9.81$

=====

CÁLCULOS BÁSICOS

=====

$w_{ome} = (2 * np.pi * n) / 60$

$T = (Pot_M * 745.7 * 1000) / w_{ome}$

$F_{peso} = Massa_{braco} * g$

=====

RESULTADOS AUXILIARES (MODELO ORIGINAL)

=====

$T_{braco} = F_{peso} * Las$

$F_{equiv} = T / Las$

$L_{min} = T / F_{peso}$

=====

FLEXÃO E TORÇÃO

=====

$M_f = F_{peso} * Las$

$M_t = T$

=====

DIMENSIONAMENTO DO EIXO MACIÇO (VON MISES)

=====

```

numerador = np.sqrt((32 * M_f)**2 + 3 * (16 * M_t)**2)
D_eixo = (numerador / (np.pi * Sigma_adm)) ** (1/3)

I_eixo = (np.pi * D_eixo**4) / 64
J_eixo = (np.pi * D_eixo**4) / 32
I_eixo_cm4 = I_eixo / 1e4

# =====
# SECÇÃO QUADRADA (TUBO) – PARA MÓDULO DE RIGIDEZ
# =====

b = sp.Symbol('b')    # Lado interno [mm]
e = 2.25              # Espessura estimada [mm]

# Momento de inércia da secção quadrada anular (mm^4)
expr = ((b + 2*e)**4 - b**4) / 12

# Função para encontrar b dado I_total
def encontrar_b(resultado, chute_inicial=10):
    eq = sp.Eq(expr, resultado)
    sol = sp.nsolve(eq, b, chute_inicial)
    return float(sol)

# Largura externa do tubo quadrado
B = b + 2*e # Aqui apenas como referência

# =====

```

```

# TENSÕES REAIS E FATOR DE SEGURANÇA CALCULADO
# =====

# Eixo maciço
sigma_f_eixo = (32 * M_f) / (np.pi * D_eixo**3)
tau_t_eixo = (16 * M_t) / (np.pi * D_eixo**3)
sigma_vm_eixo = np.sqrt(sigma_f_eixo**2 + 3 * tau_t_eixo**2)
FS_calc_eixo = sigma_y / sigma_vm_eixo

# =====

# DEFLEXÃO DO EIXO
# =====

delta_max = (F_peso * Las**3) / (3 * E * I_eixo)
delta_limite = Las / 300

# =====

# VIBRAÇÃO – GX25
# =====

f_exc = n / 120
f_n = (1 / (2 * np.pi)) * np.sqrt((3 * E * I_eixo) / (Massa_braco * Las**3))

# =====

# AMORTECIMENTO (COXIM / BORRACHA)
# =====

zeta = 0.08

```

```

r = f_exc / f_n
M_dyn = 1 / np.sqrt((1 - r**2)**2 + (2 * zeta * r)**2)

# =====
# FADIGA POR VIBRAÇÃO – GOODMAN
# =====

Se = 0.5 * sigma_y
sigma_a = sigma_f_eixo
tau_m = tau_t_eixo
sigma_m = np.sqrt(3) * tau_m
indice_goodman = (sigma_a / Se) + (sigma_m / sigma_y)

# =====
# RIGIDEZ DO ACOPLAMENTO
# =====

L_acop = 30 # mm
k_t = (G * J_eixo) / L_acop

# =====
# SAÍDA COMPLETA
# =====

print("===== DIMENSIONAMENTO COM FATOR DE SEGURANÇA =====\n")

print(f"Material: {material}")
print(f"Limite de escoamento = {sigma_y:.1f} MPa")

```

```

print(f"Fator de segurança adotado = {FS_adotado}")
print(f"Tensão admissível = {Sigma_adm:.1f} MPa\n")

print("--- Motor ---")
print(f"Velocidade angular  $\omega$  = {w_ome:.2f} rad/s")
print(f"Torque nominal = {T:.3f} N·mm\n")

print("--- Resultados auxiliares (modelo original) ---")
print(f"Torque com braço de {Las/1000:.2f} m = {T_braço:.3f} N·mm")
print(f"Força correspondente ao braço = {F_equiv:.3f} N")
print(f"Força peso do braço = {F_peso:.3f} N")
print(f"Comprimento mínimo do braço = {L_min:.3f} mm\n")

print("--- Eixo maciço ---")
print(f"Diâmetro mínimo = {D_eixo:.3f} mm")
print(f"Momento de inércia = {I_eixo:.3f} mm4 ({I_eixo_cm4:.4f} cm4)")
print(f"FS calculado (real) = {FS_calc_eixo:.2f}\n")

print("--- Secção quadrada (para rigidez) ---")
print(f"Lado interno (b) = {b} mm") # apenas simbólico; para módulo de rigidez
print(f"Espessura estimada = {e:.2f} mm")
print(f"Momento de inércia aproximado = {expr} mm4\n")

print("--- Deflexão ---")
print(f"Deflexão máxima = {delta_max:.4f} mm")
print(f"Deflexão admissível = {delta_limite:.4f} mm\n")

print("--- Vibração ---")

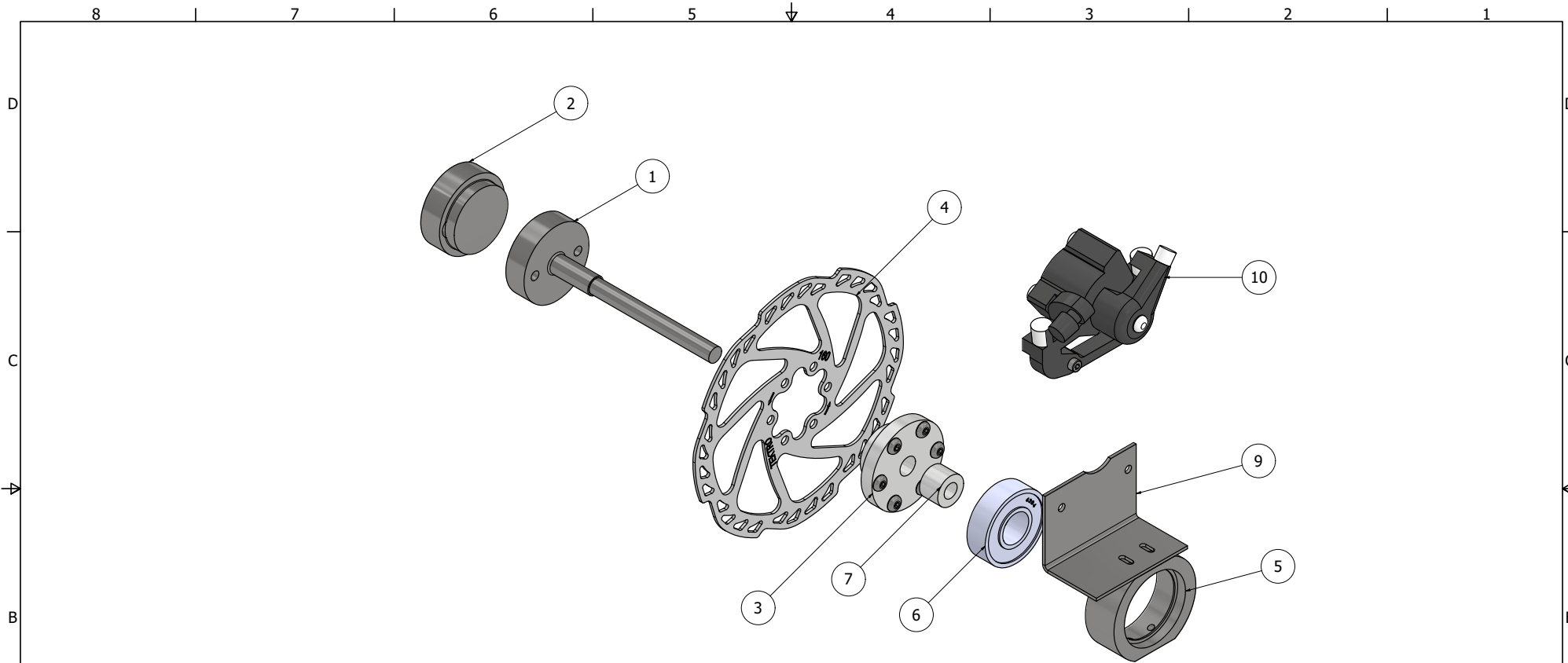
```

```
print(f"Frequência de excitação = {f_exc:.2f} Hz")
print(f"Frequência natural = {f_n:.2f} Hz")
print(f"Amplificação dinâmica = {M_dyn:.2f}\n")

print("--- Fadiga (Goodman) ---")
print(f"Índice de Goodman = {indice_goodman:.3f}\n")

print("--- Acoplamento ---")
print(f"Rigidez torsional = {k_t:.2e} N·mm/rad")
```

ANEXO C – Detalhamento do Dinamômetro de Prony



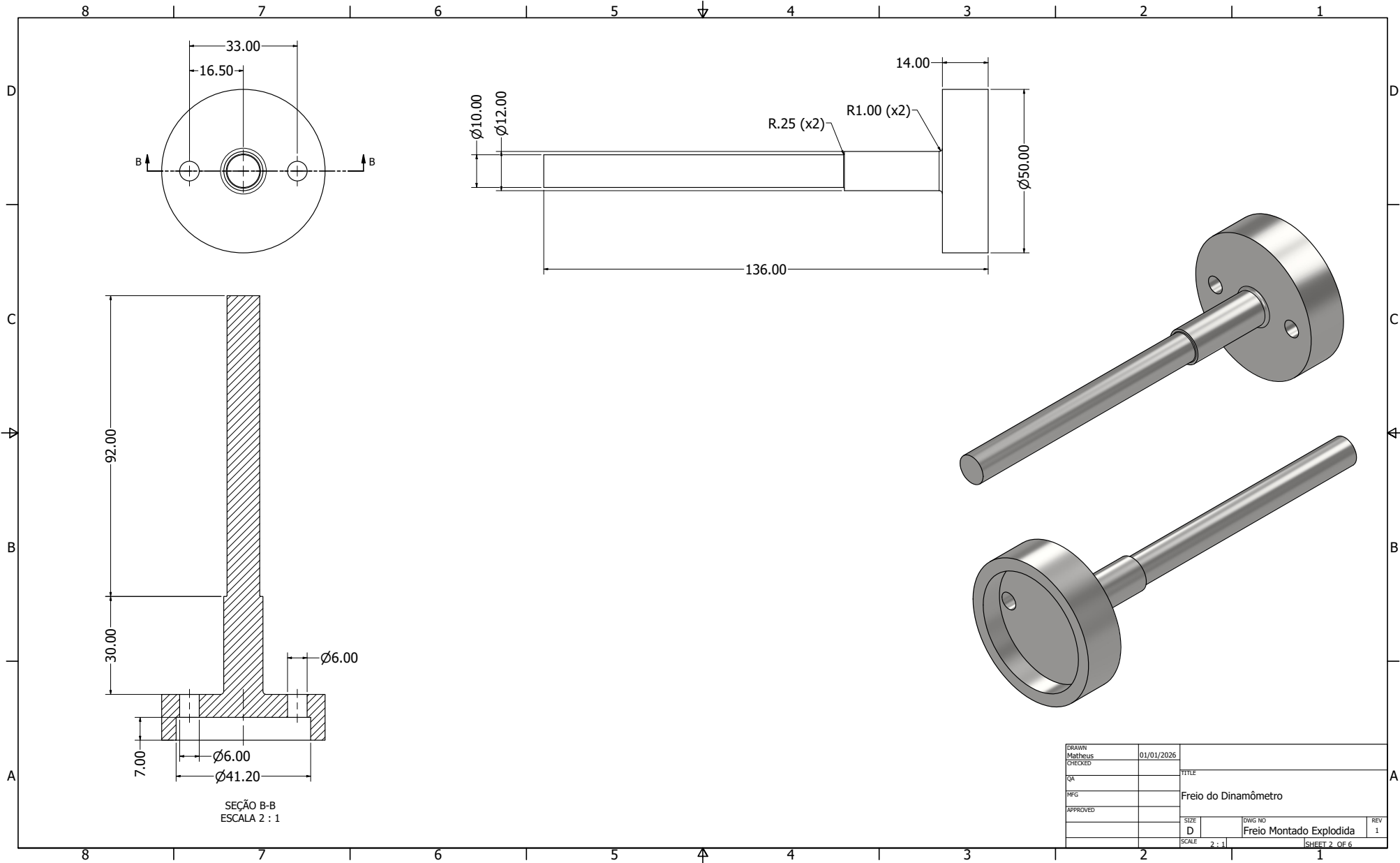
LISTA DE PEÇAS

ITEM	QTDE	NÚMERO DA PEÇA
1	1	Eixo
2	1	Acoplamento do motor
3	1	Bucha Disco Freio
4	1	Disco de freio de 160mm
5	1	Bucha Bancada
6	1	Rolamento 6204
7	1	Bucha interna
8	6	ANSI B18.3.4M - M5 x 0.8 x 10, BHSBHCSM
9	1	Suporte Presilha
10	1	Pinça de freio
11	2	ANSI B18.3.1M - M4x0,7 x 12, FSHCSM

HISTÓRICO DE REVISÃO

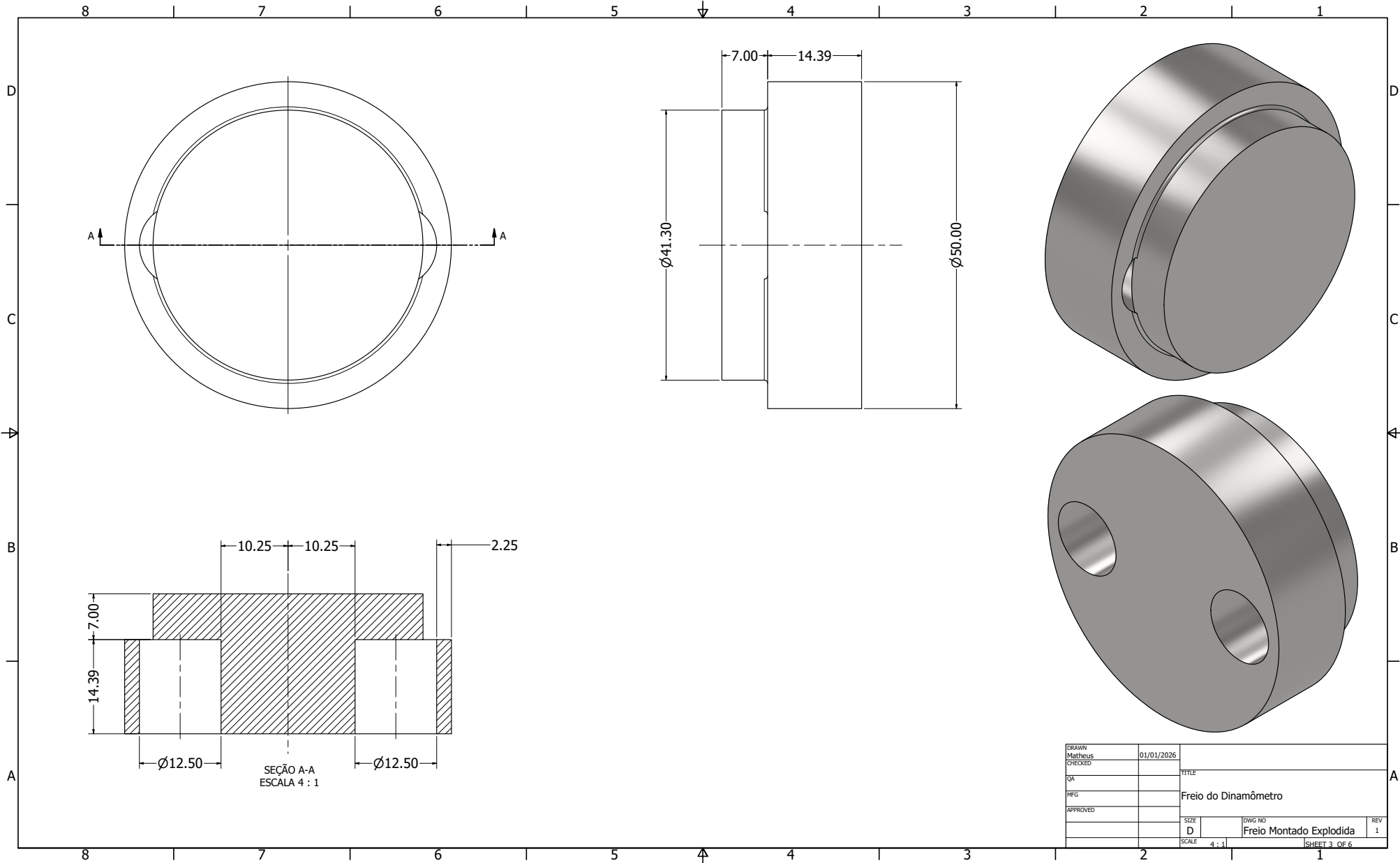
REV	DESCRIÇÃO	DATA	APROVADO
1	Criado	01/01/2026	Alexandre B

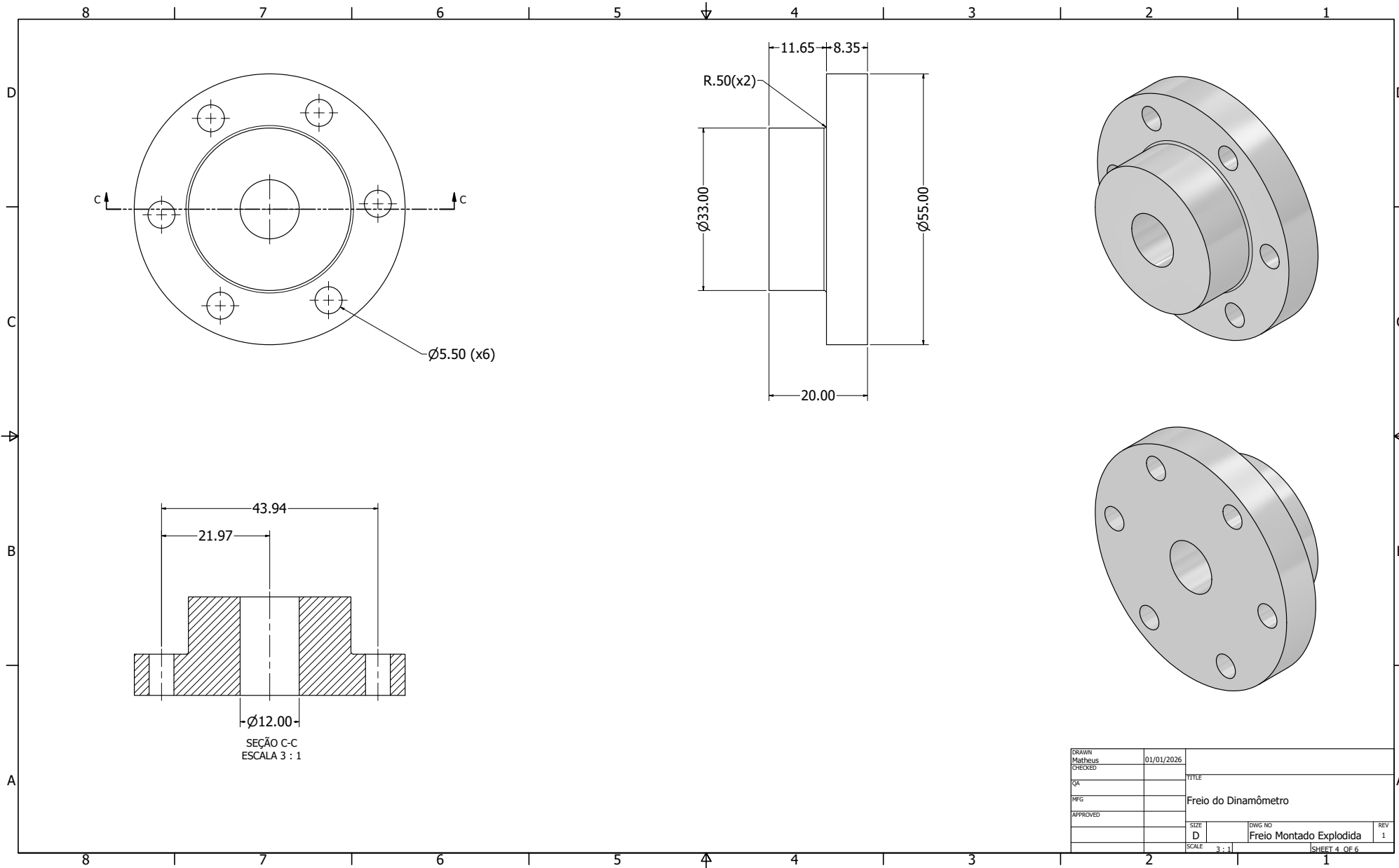
DRAWN Matheus	01/01/2026	TITLE
CHECKED		Freio do Dinamômetro
QA		
RFG		
APPROVED		
SIZE D	DWG NO Freio Montado Explodida	REV 1
SCALE 1:1	SHEET 1 OF 6	



SEÇÃO B-B
ESCALA 2 : 1

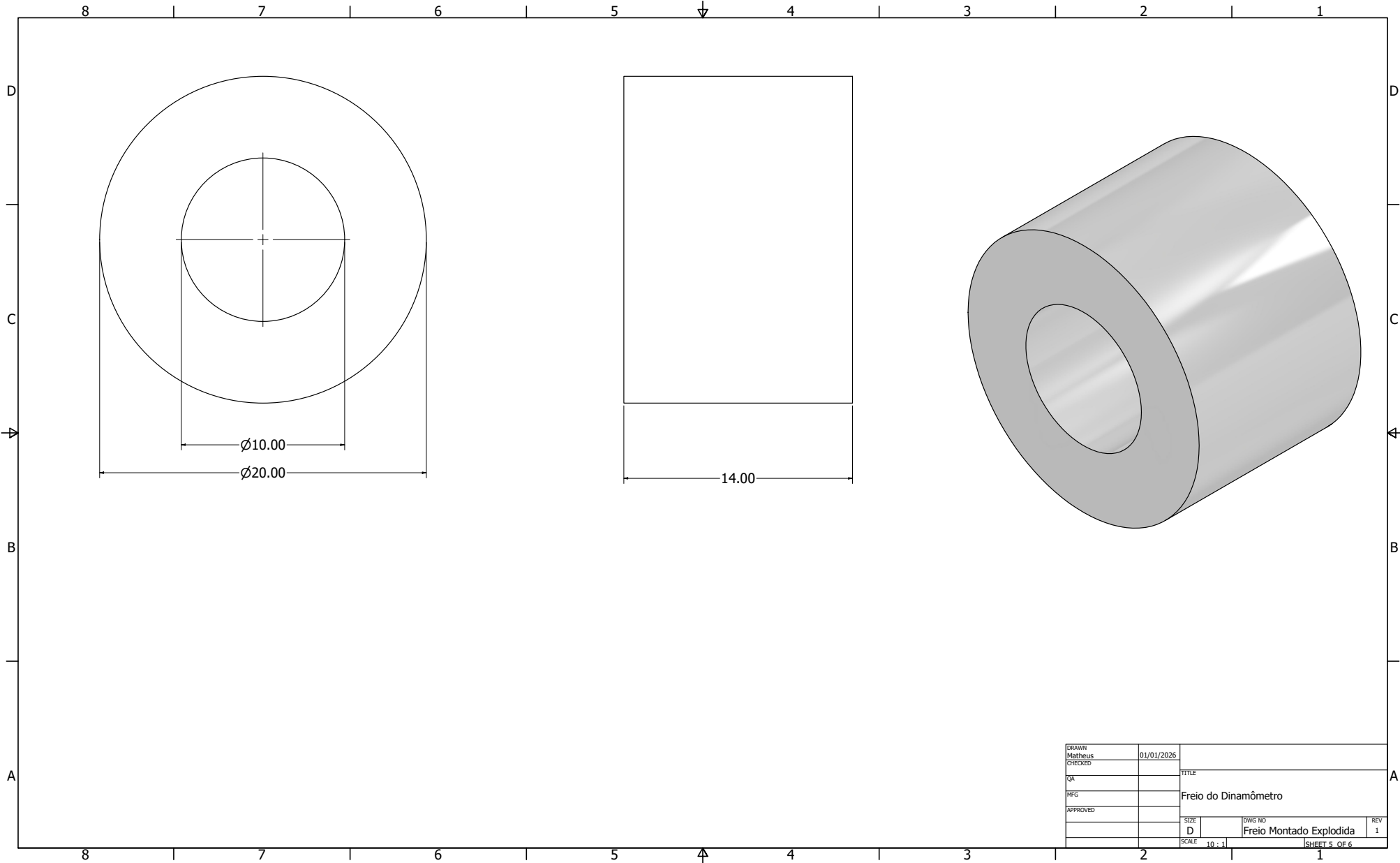
DRAWN	Matheus	01/01/2026	TITLE	
CHECKED				
QA			Freio do Dinamômetro	
MFG				
APPROVED				
			SIZE	DWG NO
			D	Freio Montado Explodida
			SCALE	2 : 1
				REV 1
				SHEET 2 OF 6



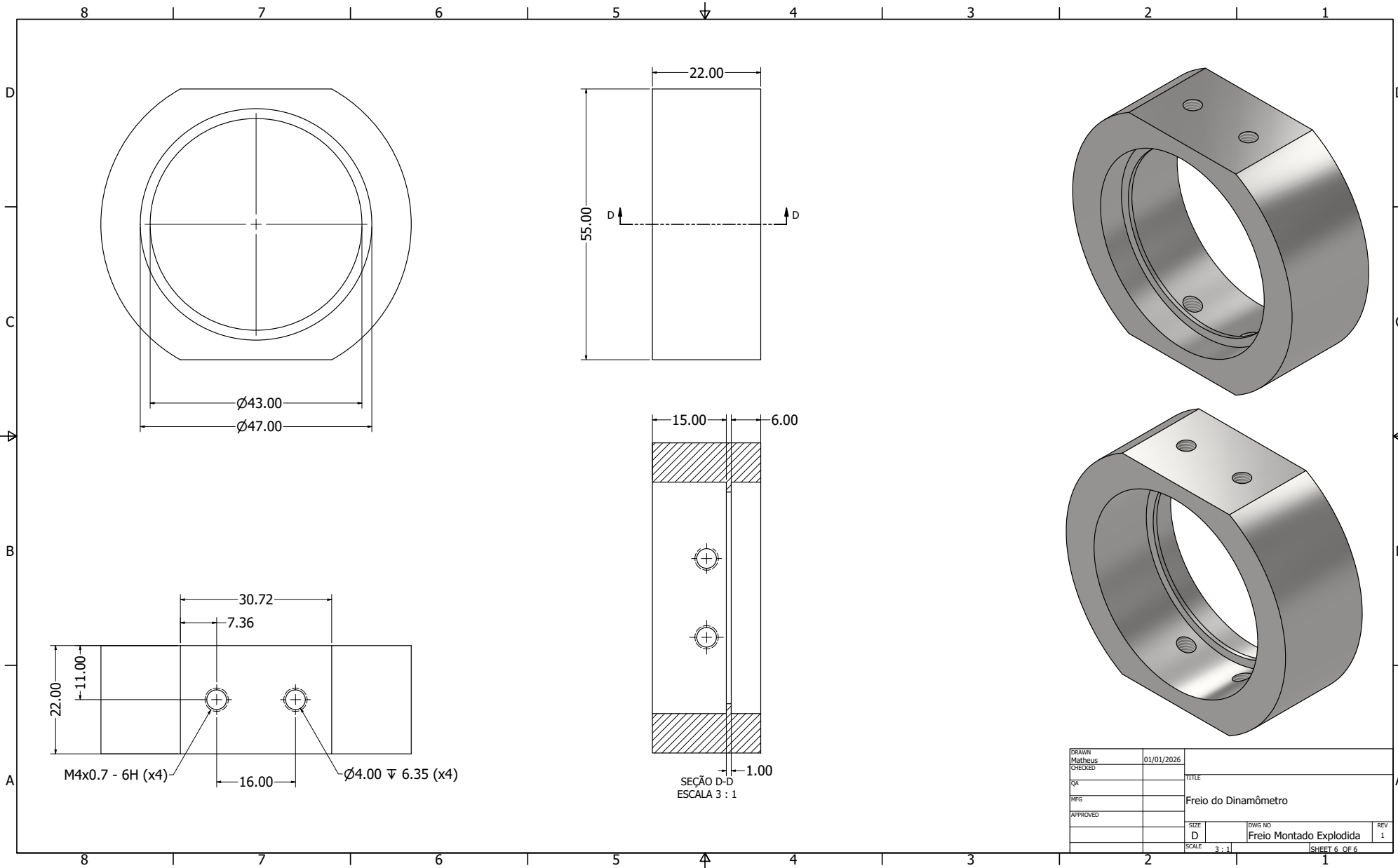


DRAWN	Matheus	01/01/2026	TITLE	
CHECKED			Freio do Dinamômetro	
QA			D	
MFG			DWG NO	
APPROVED			Freio Montado Explodida	
			SCALE	REV
			3 : 1	1
			SHEET 4 OF 6	

40



DRAWN	Matheus	01/01/2026	TITLE	
CHECKED			Freio do Dinamômetro	
QA			DWG NO	
MFG			Freio Montado Explodida	
APPROVED			SCALE	REV 1
			10 : 1	1
			SHEET 5 OF 6	



DRAWN	Matheus	01/01/2026	TITLE	
CHECKED				
QA			Freio do Dinamômetro	
MPG				
APPROVED			SIZE	DWG NO
			D	Freio Montado Explodida
			SCALE	3 : 1
				REV 1
			SHEET 6 OF 6	