

UNIVERSIDADE FEDERAL DO PAMPA

Leonardo Felix Erbice

Projeto de um Dinamômetro de Prony

Alegrete
2024

Leonardo Felix Erbice

Projeto de um Dinamômetro de Prony

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Pampa como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Vicente Bergamini Puglia

Alegrete
2024

LEONARDO FELIX ERBICE

PROJETO DE UM DINAMÔMETRO DE PRONY

Monografia apresentada ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Pampa, como requisito parcial para obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Monografia defendida e aprovada em 04 de dezembro de 2024.

Banca examinadora:

Prof. Dr. Vicente Bergamini Puglia
Orientador
(UNIPAMPA)

Profa. Dra. Angélica Bordin Colpo
(UNIPAMPA)

Prof. Dr. Tonilson de Souza Rosendo
(UNIPAMPA)



Assinado eletronicamente por **TONILSON DE SOUZA ROSENDO, PROFESSOR DO MAGISTERIO SUPERIOR**, em 04/12/2024, às 14:49, conforme horário oficial de Brasília, de acordo com as normativas legais aplicáveis.



Assinado eletronicamente por **ANGELICA BORDIN COLPO, PROFESSOR DO MAGISTERIO SUPERIOR**, em 04/12/2024, às 14:50, conforme horário oficial de Brasília, de acordo com as normativas legais aplicáveis.



Assinado eletronicamente por **VICENTE BERGAMINI PUGLIA, PROFESSOR DO MAGISTERIO SUPERIOR**, em 04/12/2024, às 14:51, conforme horário oficial de Brasília, de acordo com as normativas legais aplicáveis.



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site https://sei.unipampa.edu.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **1616070** e o código CRC **C81685ED**.

Resumo

Dinamômetros de bancada são a principal ferramenta para a medição e validação de motores, sejam eles a combustão interna ou elétricos, sendo assim, tem uma grande importância para diversos setores da economia. Este trabalho realiza o desenvolvimento do projeto de um dinamômetro de bancada, com base em uma revisão bibliográfica dos tipos de dinamômetros, visando a escolha de um modelo específico para ser desenvolvido utilizando freios a disco automotivos para a aplicação da carga, este que tem como principal alvo atender o projeto BAJA PAMPA. Os resultados esperados deste projeto consistiam na criação de um projeto de um dinamômetro de Prony, utilizando um sistema de freio automotivo para aplicar a potência de frenagem necessária. A proposta visa desenvolver um equipamento capaz de medir a força e o torque do motor de forma precisa, o que é essencial para avaliar o desempenho do veículo BAJA. Espera-se que esse seja uma ferramenta valiosa para laboratórios, oficinas de engenharia, centros de pesquisa e indústrias automotivas, proporcionando uma maneira eficaz de avaliar o desempenho de motores de pequeno e médio porte, no caso deste estudo, o motor Honda GX 390H2-QX.

Palavras-chave: Dinamômetro de Prony, Freio a Disco Automotivo e Projeto Dinamômetro de bancada.

Abstract

Bench dynamometers are the main tool for measuring and validating engines, whether internal combustion or electric, and are therefore of great importance for various sectors of the economy. This work, which develops the project of a bench dynamometer, based on a bibliographical review of the types of dynamometers, involves the choice of a specific model to be developed using automotive disc brakes for the load application, which has as main target meet the BAJA PAMPA project. The expected results of this project consist of the creation of a Prony dynamometer project, using an automotive brake system to apply the necessary braking power. The proposal aims to develop equipment capable of accurately measuring engine force and torque, which is essential for evaluating the performance of the BAJA vehicle. This is expected to be a powerful tool for laboratories, engineering offices, research centers and automotive industries, providing an effective way to evaluate the performance of small and medium-sized engines, in the case of this study, the Honda engine GX 390H2-QX.

Key-words: Prony Dynamometer, Automotive Disc Brake and Bench Dynamometer Project.

Lista de figuras

Figura 1 – Dinamômetro Modelo Prony	12
Figura 2 – Dinamômetro Modelo Hidráulico	13
Figura 3 – Dinamômetro Modelo Foucault	13
Figura 4 – Conjunto de Elementos do Freio	15
Figura 5 – Célula de Carga	16
Figura 6 – Chaveta	17
Figura 7 – Conceito de Torque	17
Figura 8 – Arduíno Uno Rev3	18
Figura 9 – Esquema de Dinamômetro de Prony Utilizado por Niehues	19
Figura 10 – Esquema de Dinamômetro de Prony Utilizado por Zanon	19
Figura 11 – Célula e Carga Modelo PW2C3	24
Figura 12 – Diagrama de Corpo Livre do Sistema	28
Figura 13 – Sistema de Forças e Momentos	28
Figura 14 – Diagrama da União Parafusada	29
Figura 15 – Eixo de Conexão	32
Figura 16 – Sistema de Acoplamento	33
Figura 17 – Estrutura da Mesa do Dinamômetro	34
Figura 18 – Simulação de Resistência da Mesa do Dinamômetro	35
Figura 19 – Cilindro Mestre e Alavanca	35
Figura 20 – Protótipo Final do Dinamômetro	37
Figura 21 – Vista Explodida do Dinamômetro	37
Figura 22 – Desenho Técnico: Mesa	43
Figura 23 – Desenho Técnico: Disco de Freio	44
Figura 24 – Desenho Técnico: Barra de Alavanca	45
Figura 25 – Desenho Técnico: Eixo de Conexão Maior	46
Figura 26 – Desenho Técnico: Eixo de Conexão Menor	47
Figura 27 – Panorama Geral Projeto de Dinamômetro	48

Lista de tabelas

Tabela 1 – Coeficiente de Atrito	21
Tabela 2 – Motor Honda GX 390H2-QX	22
Tabela 3 – Área de Tensão de Tração do Parafuso	30
Tabela 4 – Chavetas Normalizadas	33
Tabela 5 – Preços para Estimativa	38

Sumário

1	INTRODUÇÃO	10
1.1	Objetivos Gerais	10
1.2	Objetivos Específicos	11
2	REFERENCIAL TEÓRICO	12
2.1	Modelos de Dinamômetros	12
2.2	Freio a Disco Automotivo	14
2.2.1	Problemas Térmicos	14
2.2.2	Funcionamento do Freio	14
2.2.3	Atrito	15
2.3	Célula de Carga	16
2.4	Chaveta	16
2.5	Torque	17
2.6	Aquisição de Dados	18
2.7	Trabalhos Relacionados	18
3	MATERIAIS E MÉTODOS	20
3.1	Linha de Freio	20
3.2	Coefficiente de Atrito	20
3.3	Torque do <i>Power Training</i>	21
3.4	Caixa de Redução	21
3.5	Aferição da Rotação do Motor	22
3.6	Força Necessária na Linha de Pressão	22
3.7	Célula de carga	23
3.8	Critério de Dimensionamento de Parafusos da Célula de Carga	24
3.9	Creitério de Dimensionamento do Eixo	26
4	DESENVOLVIMENTO	27
4.1	Raio Efetivo	27
4.2	Cálculo da Força Necessária na Linha de Pressão	27
4.3	Cálculo da Célula de Carga	27
4.4	Dimensionamento de Parafusos da Célula de Carga	28
4.5	Dimensionamento do Eixo	31
5	RESULTADOS	32
5.1	Acoplamento do Dinamômetro no Baja	32
5.1.1	Arranjo do Sistema de Transmissão de Torque	33
5.2	Mesa do Dinamômetro	34
5.3	Aplicação da Força	35

6	CONSIDERAÇÕES FINAIS	37
	REFERÊNCIAS	40
	ANEXOS	42
	ANEXO A – DESENHO TÉCNICO: MESA	43
	ANEXO B – DESENHO TÉCNICO: DISCO DE FREIO . .	44
	ANEXO C – DESENHO TÉCNICO: BARRA DE ALAVANCA	45
	ANEXO D – DESENHO TÉCNICO: EIXO DE CONEXÃO MAIOR	46
	ANEXO E – DESENHO TÉCNICO: EIXO DE CONEXÃO MENOR	47
	ANEXO F – PANORAMA GERAL PROJETO DE DINAMÔ- METRO	48

1 Introdução

O programa Baja é um projeto criado pela SAE BRASIL no qual estudantes de engenharia são desafiados a desenvolver um veículo *Off-Road* inteiramente do zero, seguindo parâmetros e regras da organização a fim de competir com outras equipes e representar sua universalidade em âmbito nacional e internacional.

Com o projeto Baja Pampa, da Universidade Federal do Pampa - UNIPAMPA, campus Alegrete, surgiu a oportunidade da projeção de um dinamômetro de bancada a fim de realizar medições no protótipo que está sendo construído. Além disso, o dinamômetro também pode vir a ser útil nos laboratórios de motores da faculdade.

Os dinamômetros de bancadas são mecanismos que tem como objetivo impor uma carga no motor, permitindo a medição da quantidade de energia que o motor em teste pode gerar ao enfrentar essa carga. A potência não é determinada diretamente; ela é o resultado das medições de torque e velocidade (FARLEY, 2012).

Além de avaliar a potência e o torque, é importante ressaltar que os dinamômetros de bancada desempenham um papel multifuncional na análise de motores. Por meio desses dispositivos, é possível conduzir uma série de testes adicionais, como a medição do consumo de combustível e a análise das emissões de gases (no caso de motores a combustão interna). Além disso, esses dinamômetros permitem a avaliação da eficiência de lubrificantes e uma variedade de outros ensaios fundamentais (CARVALHO, 2016).

Sendo assim, tornou-se oportuno o desenvolvimento do projeto de um dinamômetro de bancada, o qual fará uso de um sistema de freio a disco automotivo para aplicação da carga. Para uma compreensão abrangente do dinamômetro de bancada, é essencial examinar seus principais componentes. Neste trabalho, serão destacados os elementos centrais que o compõem e como desempenham papéis cruciais em todo o sistema, identificando os pontos fracos e fortes do mesmo.

1.1 Objetivos Gerais

O objetivo principal desse trabalho é projetar um dinamômetro de bancada para motores de pequeno e médio porte, o que pode incluir motores de automóveis, motocicletas, pequenos barcos, geradores, entre outros.

Um aspecto essencial a ser considerado no contexto deste estudo é a proporção de carga (Carga X TPS - *Throttle Position Sensor*) durante o ajuste do dinamômetro. Essa proporção refere-se à capacidade de variar a carga imposta ao motor em relação à potência máxima do sistema, permitindo que os operadores controlem a intensidade da carga durante os testes.

Uma das contribuições mais relevantes dos testes realizados com esse dinamômetro será gerar curvas de *torque X RPM*. Essas curvas representarão o desempenho do motor em diversas situações de carga e rotação, tais dados detalhados possibilitarão aprimorar, otimizar e calibrar motores, ou sistemas de *power training*, como por exemplo, o do BAJA.

1.2 Objetivos Específicos

Pode-se listar como objetivos específicos para a realização deste trabalho:

1. Desenvolver o modelo de um dinamômetro de bancada.
2. Desenhar e projetar os principais componentes.

2 Referencial Teórico

O objetivo principal do dinamômetro é replicar uma carga no motor, permitindo a avaliação da quantidade de energia que o motor em teste pode gerar ao vencer essa carga. A potência não é obtida por medição direta, mas sim calculada com base nos dados de torque e velocidade (FARLEY, 2012). Logo, uma forma para determinar essa potência é mostrada na equação (2.1), onde, P representa Potência, T representa Torque e ω representa velocidade angular.

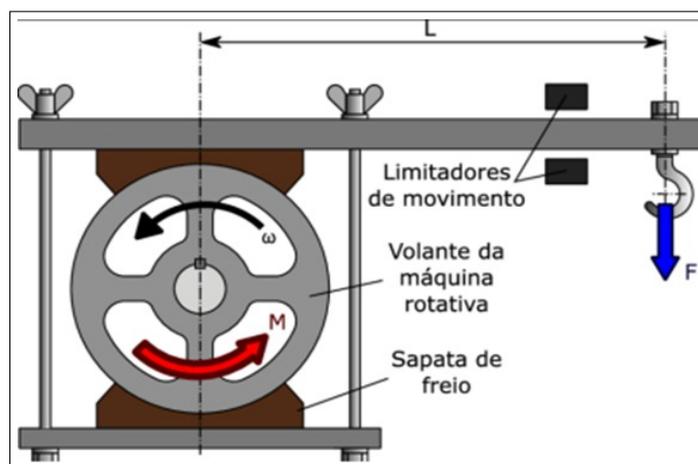
$$P = T.\omega \quad (2.1)$$

Através da evolução histórica, foram desenvolvidos vários tipos de dinamômetros com o objetivo de atender de maneira mais eficiente as necessidades do mercado. Alguns desses modelos incluem o dinamômetro Prony, o hidrodinâmico, o de corrente de *Foucault*, os elétricos, entre outros.

2.1 Modelos de Dinamômetros

O dinamômetro Prony, exemplificado na Figura 1, foi desenvolvido no século XIX pelo francês Gaspard de Prony, reconhecido como o mais antigo instrumento para medir torque e potência, ainda é empregado atualmente devido à sua simplicidade, custo acessível e eficiência satisfatória. No entanto, seu uso se limita a motores de baixa rotação devido às dificuldades em manter uma carga constante, decorrentes das vibrações e do desgaste da cinta do freio (ALBUQUERQUE, 2015).

Figura 1 – Dinamômetro Modelo Prony

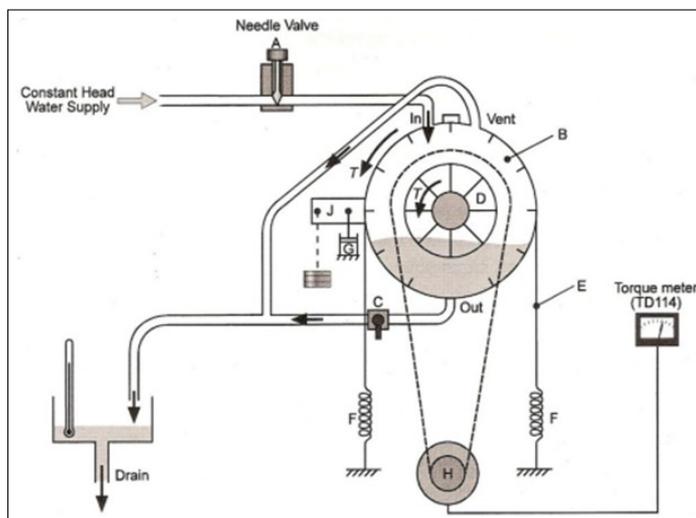


Fonte: (BERTOTI, 2018)

Dinamômetro hidráulico, exemplificado na Figura 2, é instalado no eixo do motor, transferindo a rotação para o eixo do dinamômetro, permitindo, dessa forma, a medição dos parâmetros em análise. Ele opera com base no princípio de *Fottinquer*, o qual se refere à capacidade de transmitir potência por meio de dois eixos estriados acoplados, utilizando

um fluido como meio de transmissão, resultando em um movimento rotativo entre os dois eixos (GERMANO, 2013).

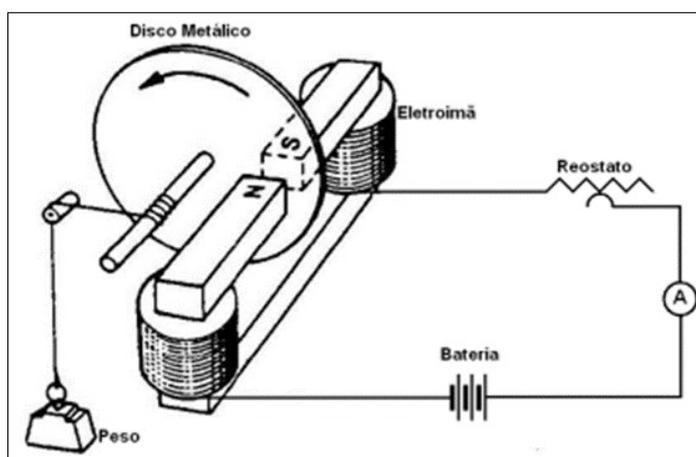
Figura 2 – Dinamômetro Modelo Hidráulico



Fonte: (SOUZA, 2017)

O funcionamento do dinamômetro de *foucault*, exemplificado na Figura 3, se baseia na indução eletromagnética que ocorre quando um bloco metálico é exposto a um campo magnético em constante variação. Isso ocorre quando o fluxo magnético atravessa o bloco perpendicularmente, induzindo correntes elétricas circulares no processo. O tipo de corrente gerado é conhecido como correntes de Foucault (GERMANO, 2013).

Figura 3 – Dinamômetro Modelo Foucault



Fonte: (HAICAL, 2009)

O dinamômetro de corrente alternada opera semelhante a um gerador elétrico, sendo impulsionado pela máquina em teste para gerar energia elétrica. Essa energia é então dissipada em uma carga ajustável, que pode ser uma cuba eletrolítica ou um banco de resistores (HAICAL, 2009).

2.2 Freio a Disco Automotivo

Um sistema de freio automotivo tem como principal objetivo proporcionar uma desaceleração do veículo, reduzindo assim sua velocidade (FERNANDES; CANALE, 2000), ou seja, é um mecanismo que atua gerando uma força contrária ao movimento de giro da roda, por exemplo. No caso do sistema de freio à disco, a força de frenagem é gerada através da aplicação de forças axiais, que atuam no sentido oposto ao das expansões dos pistões.

A interação entre o disco e a pastilha ocorre em um plano, ao invés de envolver superfícies cilíndricas, como é o caso no freio a tambor. Isso resulta na utilização de toda a superfície do material de revestimento disponível (CHARLOTEAUX; DUCHENE, 1975).

2.2.1 Problemas Térmicos

Devido ao modo como os freios funcionam, o calor gerado no processo pode causar os seguintes problemas:

- *Fade*: Trata-se da perda das propriedades do material, tanto da pastilha quanto do disco, graças a isso o freio perde muito poder de frenagem já que o coeficiente de atrito cai. A sensação sentida pelo motorista é que o freio ficou “mole” ou “fofo”. Segundo Limpert (2011) esse fenômeno só começa a ser relevante próximo aos 400c°, porém esse valor depende dos materiais usados no freio e caso exista, seu sistema de resfriamento.
- Distorções: ou empenamento do disco, causa uma redução da área de contato entre os componentes, prejudicando a frenagem e a estabilidade do veículo.
- Trincas no disco: Segundo Day, Tirovic e Newcomb (1991) pontos de aquecimento e pressão não uniformes de contato entre os componentes pode ocasionar microfissuras do material.

2.2.2 Funcionamento do Freio

O funcionamento do freio segundo Puhn (1985) depende da transmissão de força aplicada pelo operador, portanto alguns princípios são importantes para o funcionamento, como, por exemplo:

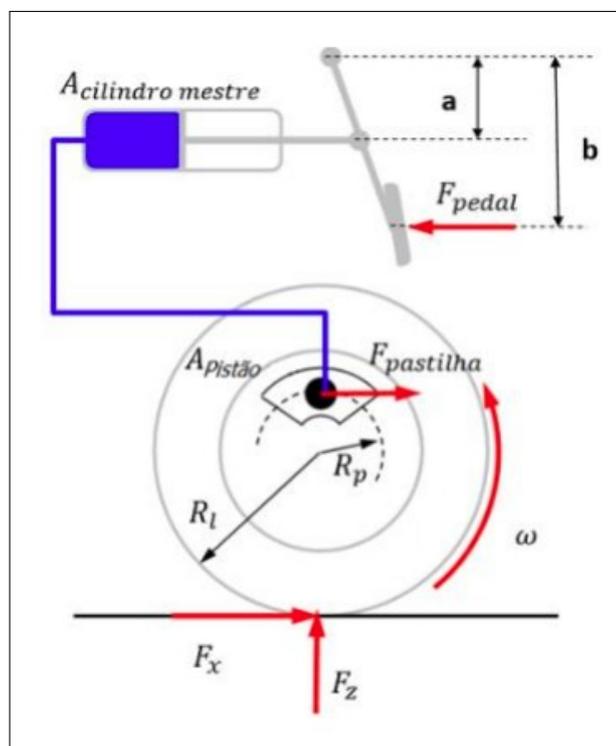
- Força de alavanca: a aplicação da força no freio normalmente ocorre por um pedal, que é ligado a um sistema hidráulico, pelo qual a força é multiplicada e distribuída por todo sistema.
- Multiplicação da força: de acordo com o princípio de Pascal, toda força aplicada (F) a um fluido incompressível é igualmente transmitida a todos os pontos e paredes do recipiente (A). Segundo a equação (2.2):

$$\frac{F_a}{A_a} = \frac{F_b}{A_b} \quad (2.2)$$

Graças a isso algumas aplicações como macacos hidráulicos e elevadores hidráulicos conseguem elevar uma grande massa sem ser necessária a aplicação de uma grande força. O mesmo ocorre nos freios.

Como o freio é um conjunto de diversos elementos, como pode ser observado na Figura 4, é importante o dimensionamento e funcionamento de todos, somente assim a força de frenagem será transmitida de forma correta.

Figura 4 – Conjunto de Elementos do Freio



Fonte: (ZANON, 2019)

2.2.3 Atrito

O atrito é um fenômeno dissipativo que ocorre em diversos sistemas mecânicos, tais como rolamentos, transmissões mecânicas, rodas, freios, cilindros e válvulas hidráulicas e pneumáticas. Essa interação ocorre na região de contato entre duas superfícies, podendo haver ou não a presença de um agente lubrificante, como massas lubrificantes ou óleos (OLSSON; JOHANSSON; ROBERTSSON, 2004).

Um conceito importantíssimo para o funcionamento de qualquer dinamômetro é o atrito, já que graças a ele é possível realizar a medição de diversos tipos de força a fim de conseguir os dados úteis.

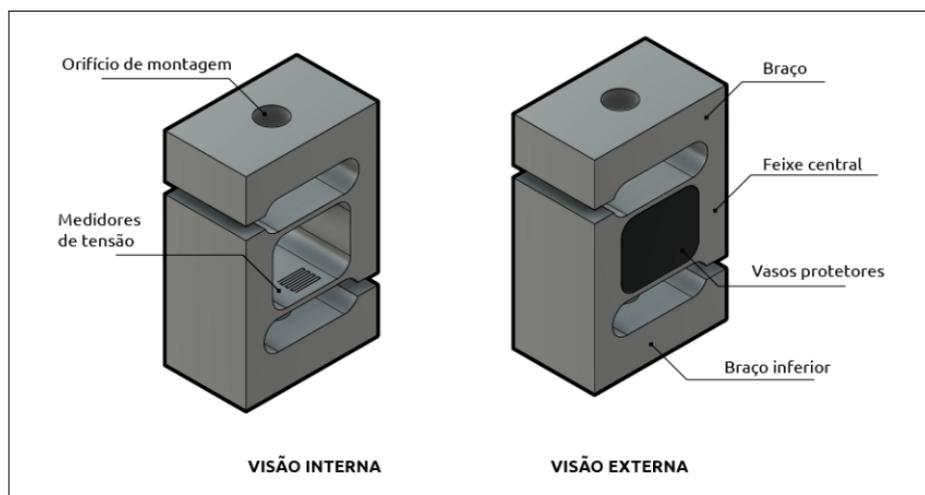
Para medir a força de atrito, é necessário conhecer a força normal às superfícies de contato e o coeficiente de atrito dos materiais. A equação (2.3) descreve a relação entre a força de atrito (F), a força normal (N) (que é a força exercida perpendicularmente entre duas superfícies em contato) e o coeficiente de atrito (μ).

$$F = N \cdot \mu \quad (2.3)$$

2.3 Célula de Carga

O mecanismo capaz de medir a carga imposta pelo dinamômetro no motor, é chamado de célula de carga, os quais convertem a grandeza desejada em sinais elétricos (SILVA et al., 2012), tornando possível, assim, a medição do torque do motor. Na Figura 5 tem um exemplo de célula de carga.

Figura 5 – Célula de Carga



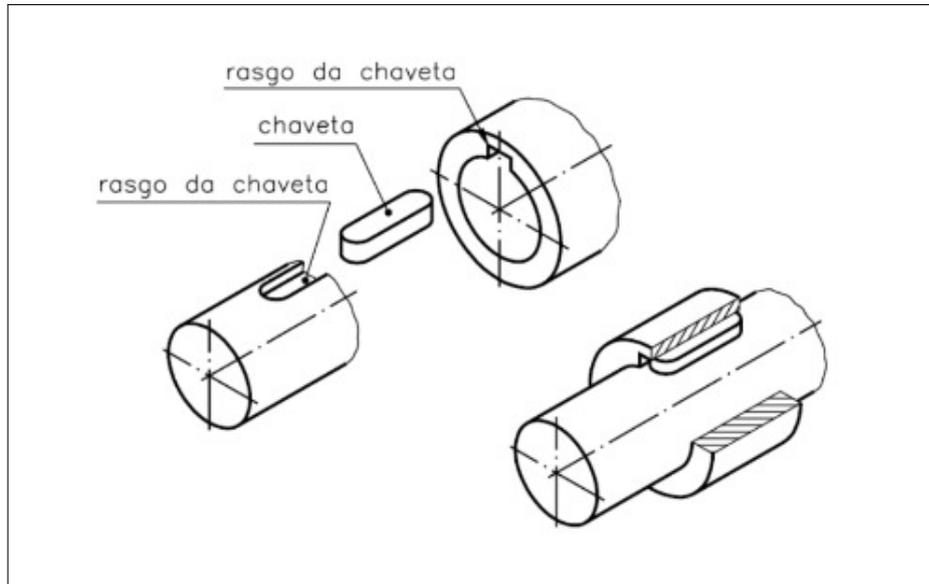
Fonte: (FLINTEC, 2023)

2.4 Chaveta

A chaveta é um elemento utilizado para garantir que exista um acoplamento correto entre duas peças, impedindo que haja movimento relativo indesejado sobre elas. Normalmente as chavetas são inseridas em ranhuras ou entalhes de ambos os elementos (MELCONIAN, 1999). Há um exemplo na Figura 6.

Sendo amplamente utilizada em eixos, engrenagens, polias e outras aplicações onde é crucial manter a sincronização e a integridade estrutural das partes conectadas.

Figura 6 – Chaveta

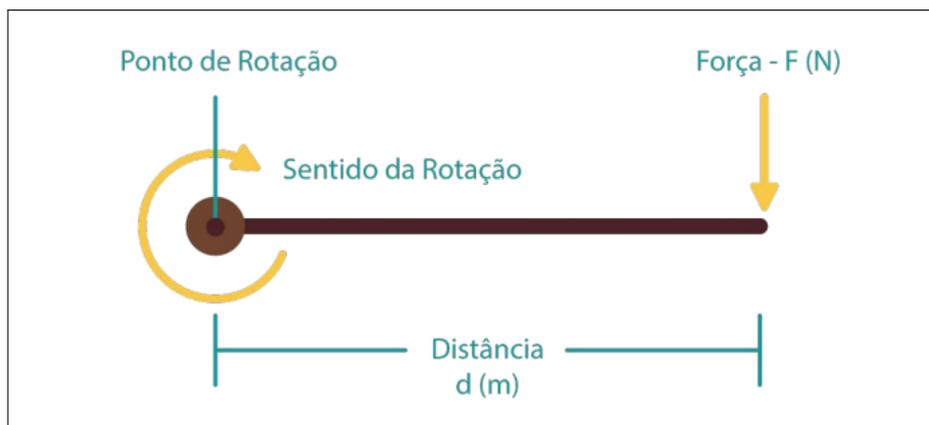


Fonte: (ABECOM, 2021)

2.5 Torque

De acordo com Hibbeler (2011), quando uma força é exercida sobre um objeto, isso resultará em uma propensão para que o objeto gire em torno de um ponto que não está na direção da aplicação da força, como pode ser visto na Figura 7.

Figura 7 – Conceito de Torque



Fonte: (ALMEIDA, 2021)

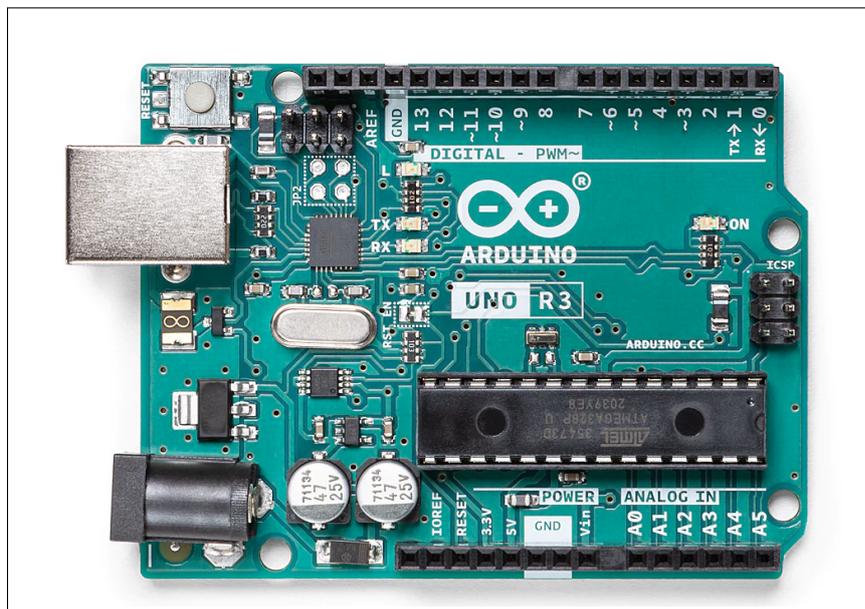
Essa propensão à rotação é frequentemente referida como torque, embora seja comumente chamada de momento de uma força ou simplesmente momento, sendo assim, quando se fala do torque no dinamômetro, está-se medindo a força que o motor tem disponível naquela faixa de rotação.

2.6 Aquisição de Dados

É necessário um sistema de aquisição de dados, que consiga fazer medição e registro, neste caso, foi escolhido o Arduíno.

O Arduíno é um *hardware* genérico que permite a programação para o processamento de entradas e saídas entre dispositivos e componentes externos conectados a ele. Ele representa uma plataforma de computação física ou embarcada, ou seja, um sistema capaz de interagir com seu ambiente através de hardware e software (MCROBERTS, 2011). Na Figura 8 é possível observar um exemplo de Arduíno *Uno Rev3*.

Figura 8 – Arduíno Uno Rev3



Fonte: (ARDUINO, 2023)

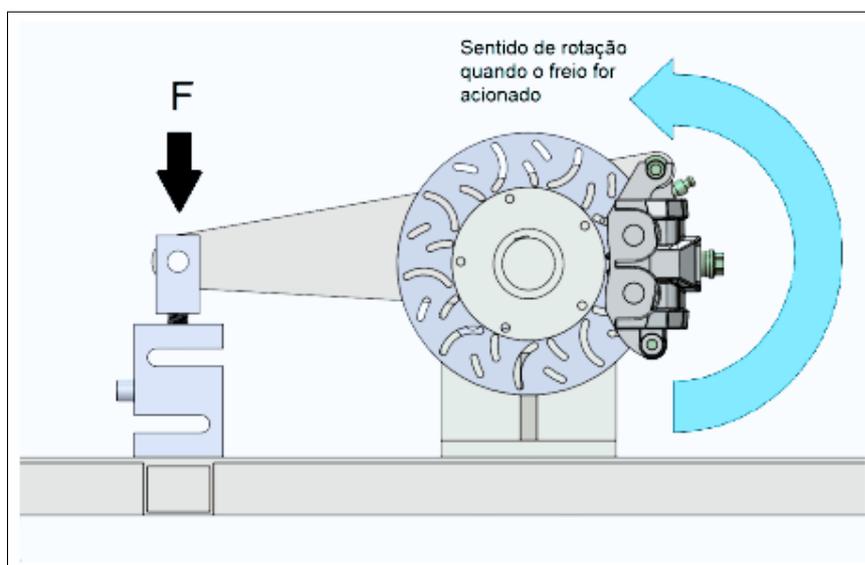
2.7 Trabalhos Relacionados

A seguir serão descritos alguns trabalhos que serviram de apoio para este.

O primeiro trabalho foi a projeção de um sistema para a obtenção de dados e simulação de frenagem para um protótipo Baja, de Niehues (2019). Para isso foi adaptado um dinamômetro de Prony utilizando um sistema de freio a disco automotivo como pode ser visto na Figura 9.

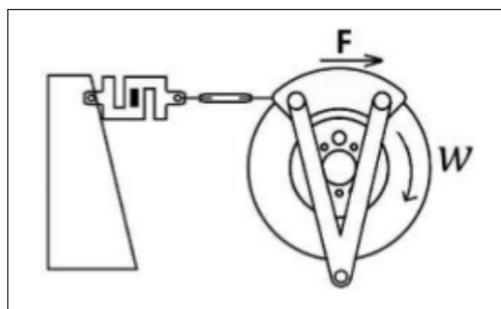
No segundo trabalho de Zanon (2019), foi projetado um dinamômetro inercial para teste de freio em veículos de pequeno porte. Como o objetivo era medir os freios, um dinamômetro de Prony parecido com o do trabalho anterior também foi criado, seguindo a referência de Caixeta (2017), como pode ser visto na Figura 10.

Figura 9 – Esquema de Dinamômetro de Prony Utilizado por Niehues



Fonte: (NIEHUES, 2019)

Figura 10 – Esquema de Dinamômetro de Prony Utilizado por Zanon



Fonte: (CAIXETA, 2017)

3 Materiais e Métodos

Nesse capítulo são definidos alguns aspectos metodológicos que ordenaram o andamento do trabalho. Objetiva-se dimensionar um dinamômetro de Prony com sistema de frenagem automotivo para medir o torque e a potência de sistemas de *power training* de médio e pequeno porte, como o do veículo Baja.

A estrutura do dinamômetro, que envolve o dimensionamento de seus principais componentes, busca garantir uma operação segura e eficiente. Os métodos e cálculos descritos consideram os dados obtidos de referências confiáveis, além de propor soluções de aplicação da força e medições incrementais de torque e RPM.

3.1 Linha de Freio

Para garantir a eficácia e segurança do dinamômetro proposto, a primeira seção a ser dimensionada será a responsável pela potência de frenagem do dinamômetro, visto que ela desempenha um papel crucial no controle e medição do torque gerado pelo motor. A linha de freio contará com os seguintes componentes:

1. Disco de freio ventilado do *Renault Clio* com 260 mm de diâmetro externo;
2. Pastilhas de freio do *Renault Clio* com 64,9 mm de largura;
3. Pinça de freio do *Renault Clio* com diâmetro do embolo de 48,05 mm;
4. Cilindro mestre do *Renault Logan* com embolo de 20,63 mm;

Além desses elementos, alguns valores adicionais são essenciais para os cálculos de frenagem:

- Raio efetivo: Conforme descrito por Limpert (1999), o raio efetivo (R_e) é definido pelo diâmetro externo do disco (D_e)¹ e a largura da pastilha de freio (L_p). Este valor é obtido pela Equação (3.1).

$$R_e = \frac{D_e - 4}{2} - \frac{L_p}{2} \quad (3.1)$$

3.2 Coeficiente de Atrito

Um fator muito relevante sobre o assunto é o coeficiente de atrito entre a pastilha e o disco, para obtenção desse dado foi utilizado a tabela do Shigley (2011), que pode ser observada na Tabela 1.

¹ Os 4 mm que foram diminuídos do diâmetro externo é a distância da borda do disco até o começo da pastilha.

Tabela 1 – Coeficiente de Atrito

Material	Coeficiente de fricção f	Pressão máxima P_{max} , MPa	Temperatura máxima Instantânea, °C	Temperatura máxima Contínua, °C	Velocidade máxima V_{max} , m/s	Aplicações
Cermeto	0,32	1,0	815	400		Freios e embreagens
Metal sinterizado (seco)	0,29–0,33	2,1–2,8	500–550	300–350	18	Embreagens e freios de disco de pinça
Metal sinterizado (úmido)	0,06–0,08	3,4	500	300	18	Embreagens
Asbesto rígido moldado (seco)	0,35–0,41	0,7	350–400	180	18	Freios de tambor e embreagens
Asbesto rígido moldado (úmido)	0,06	2,1	350	180	18	Embreagens industriais
Pastilhas de asbesto rígido moldado	0,31–0,49	5,2	500–750	230–350	24	Freios de disco
Não asbesto rígido moldado	0,33–0,63	0,7–1,0		260–400	24–38	Embreagens e freios
Asbesto semirígido moldado	0,37–0,41	0,7	350	150	18	Embreagens e freios
Asbesto flexível moldado	0,39–0,45	0,7	350–400	150–180	18	Embreagens e freios
Fio tecido (lona) de asbestos e arame	0,38	0,7	350	150	18	Embreagens veiculares
Algodão de asbestos e arame	0,38	0,7	260	130	18	Embreagens industriais e freios
Algodão trançado	0,47	0,7	110	75	18	Embreagens industriais e freios
Papel resiliente (úmido)	0,09–0,15	2,8	150		$PV < 18$ MPa · m/s	Embreagens e bandas (ou cintas) de transmissão

Fonte: (SHIGLEY, 2011)

Para aplicações de freio a disco, os coeficientes variam de 0,31 até 0,63, afim de obter um projeto mais conservador, foi usado um coeficiente de 0,35 que também é um fator coerente com os valores fornecidos pela *Fras-le*².

3.3 Torque do *Power Training*

Para dimensionar o freio, é preciso conhecer a carga a qual ele será submetido. Visto isso, já que o projeto tem como objetivo medir a potência e torque do sistema do protótipo BAJA, precisa-se conhecer esses dados. O torque do motor *Honda GX 390H2-QX*³, pode ser visto na tabela exemplificada na Tabela 2, onde o torque máximo gerado pelo motor é de 26.5 N.m na faixa de 2500 RPM.

3.4 Caixa de Redução

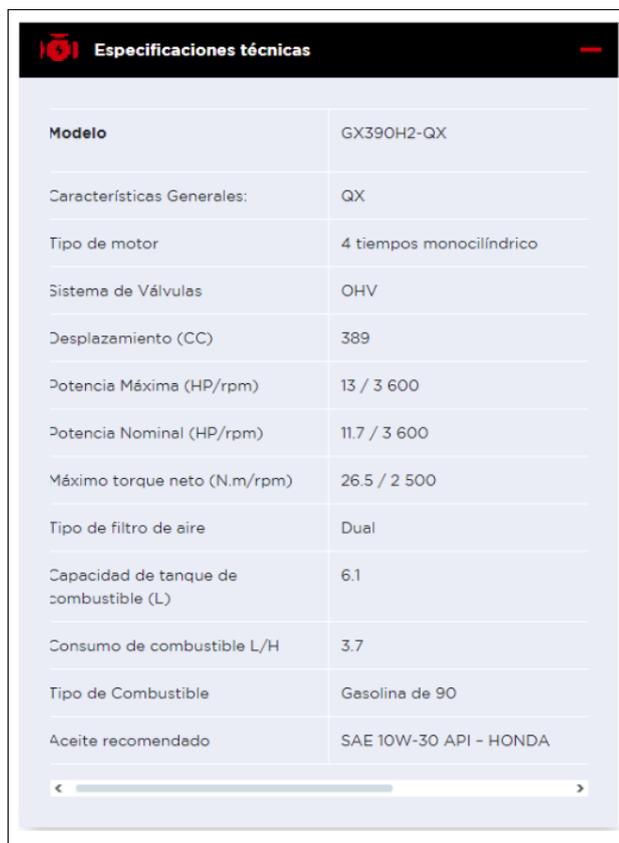
A equipe Baja Pampa até o presente momento não definiu qual será o valor do trem de redução. Para dar seguimento aos cálculos, foi utilizado o artigo do NOGUEIRA (2019) o qual propõe que as melhores relações estão entre 7.5:1 e 8:1.

Para tornar o projeto mais conservador e ampliar sua faixa de aplicabilidade, foi usado uma relação de 10:1, garantindo maior robustez e margem de segurança.

² <https://www.fras-le.com/pt/>

³ Motor definido pelo projeto BAJA PAMPA

Tabela 2 – Motor Honda GX 390H2-QX



Especificaciones técnicas	
Modelo	GX390H2-QX
Características Generales:	QX
Tipo de motor	4 tiempos monocilíndrico
Sistema de Válvulas	OHV
Desplazamiento (CC)	389
Potencia Máxima (HP/rpm)	13 / 3 600
Potencia Nominal (HP/rpm)	11.7 / 3 600
Máximo torque neto (N.m/rpm)	26.5 / 2 500
Tipo de filtro de aire	Dual
Capacidad de tanque de combustible (L)	6.1
Consumo de combustible L/H	3.7
Tipo de Combustible	Gasolina de 90
Aceite recomendado	SAE 10W-30 API - HONDA

Fonte: <https://www.honda.com.br/motores-e-maquinas/gx390>

3.5 Aferição da Rotação do Motor

Como os resultados esperados do dinamômetro são curvas de Torque x RPM ou RPM x Potencia líquida, é necessário que se possa fazer a aferição do RPM durante cada etapa do processo. Para isso, pode-se utilizar um equipamento chamado tacômetro, que tem como objetivo principal justamente a medição da rotação de motores.

A fim de facilitar a medição durante os processos, o modelo de tacômetro mais indicado é o óptico que não necessita nenhum tipo de conexão ou acoplamento ao motor.

3.6 Força Necessária na Linha de Pressão

O cálculo da força necessária, segundo Niehues (2019), para o sistema ser capaz de absorver toda a energia cinética é dado pela Equação (3.2), onde T_{disc} representa o torque do disco, F_{disc} é a força no disco, e R_e é o raio efetivo.

$$T_{disc} = F_{disc} * R_e \quad (3.2)$$

Já a força no disco de freio é obtida a partir da força da pastilha de freio (F_{past}) multiplicada pelo coeficiente de atrito (μ), conforme a Equação (3.3):

$$F_{disc} = F_{past} * \mu \quad (3.3)$$

A força da pastilha de freio é determinada pela pressão hidráulica (P_{linha}), multiplicada pela área do êmbolo da pinça ($A_{\hat{e}mbolo\ da\ pin\c{c}a}$) e pelo número de êmbolos ($n_{\hat{e}mbolos}$), exemplificado na Equação (3.4).

$$F_{past} = P_{linha} * A_{\hat{e}mbolo\ da\ pin\c{c}a} * n_{\hat{e}mbolos} \quad (3.4)$$

A pressão na linha hidráulica é gerada pela força aplicada na entrada do cilindro mestre (F_{cil}) e é calculada como demonstrado na Equação (3.5).

$$F_{cil} = P_{linha} * A_{cilindro\ mestre} \quad (3.5)$$

Substituindo P_{linha} na equação de F_{past} , obtemos a Equação (3.6).

$$F_{past} = \frac{F_{cil}}{A_{cilindro\ mestre}} * A_{\hat{e}mbolo\ da\ pin\c{c}a} * n_{\hat{e}mbolos} \quad (3.6)$$

F_{disc} pode ser reescrita conforme demonstrado na Equação 3.7. O torque no disco de freio é calculado multiplicando F_{disc} pelo raio efetivo, conforme a Equação (3.8).

$$F_{disc} = \frac{F_{cil}}{A_{cilindro\ mestre}} * A_{\hat{e}mbolo\ da\ pin\c{c}a} * n_{\hat{e}mbolos} * \mu \quad (3.7)$$

$$T_{disc} = \frac{F_{cil}}{A_{cilindro\ mestre}} * A_{\hat{e}mbolo\ da\ pin\c{c}a} * n_{\hat{e}mbolos} * \mu * R_e \quad (3.8)$$

Para realizar a medição da pressão da linha do sistema de freio pode ser utilizado um manômetro de pressão.

3.7 Célula de carga

O fator mais importante para a especificação da célula de carga é a capacidade de carga que ela é capaz de medir, portanto para a escolha da mesma é preciso conhecer este dado.

Para determinar a força aplicada sobre a célula de carga, considerando o torque do motor e a relação de redução da caixa, aplica-se a Equação (3.9), onde d é a distância do ponto de aplicação da força ao eixo de rotação.

$$T = F * d \quad (3.9)$$

Isolando F tem-se a Equação 3.10.

$$F = \frac{T}{d} \quad (3.10)$$

Conhecendo a carga, é possível escolher a célula de carga que será utilizada no projeto. Dito isso foi selecionada a célula de carga PW2C HBk que suporta até 72 kg, a Figura 11 mostra um exemplo de célula e carga PW2C3 para 18 kg, similar a que foi utilizada para o projeto.

Figura 11 – Célula e Carga Modelo PW2C3



Fonte: <https://www.hbm.com/pt/>

3.8 Critério de Dimensionamento de Parafusos da Célula de Carga

Abaixo são apresentados os cálculos das reações, de apoio para o parafuso que prende a célula de carga, de acordo com Hibbeler (2011). Primeiramente, temos a condição de equilíbrio das forças na direção y , dada pela Equação (3.11) abaixo:

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow -F + F_a + F_b = 0 \quad (3.11)$$

Para determinar as reações de apoio, aplicamos a condição de equilíbrio de momentos em relação ao ponto a , conforme a Equação (3.12), onde d_1 é a distância entre o ponto de aplicação da força F e o ponto de referência; e d_2 é a distância entre o ponto de aplicação da força F_b e o ponto de referência.

$$\sum M_a = 0 \Rightarrow F * d_1 + F_b * d_2 = 0 \quad (3.12)$$

O próximo passo foi a determinação do comprimento efetivo da união, segundo a Equação (3.13), descrita por Shigley (2011). Onde, l representa o comprimento efetivo da união, h é o comprimento total da seção (ou altura) onde a fixação ocorre, t_2 é a medida relacionada à espessura ou comprimento adicional na montagem.

$$l = \left(h + \frac{t_2}{2}\right) \Rightarrow t_2 \geq d \quad (3.13)$$

A condição $t_2 \geq d$ indica que alguma dimensão (t_2) relacionada ao parafuso deve ser maior ou igual ao diâmetro do parafuso (d) para garantir a integridade da fixação.

Para a definição da configuração geométrica e das dimensões dos troncos de cone é fundamental para o cálculo da rigidez, a qual foi obtida utilizando a Equação (3.14), conforme descrito por Shigley (2011).

$$K_1 = \frac{0,5774\pi\epsilon d}{\left(\ln \frac{(1,155t+D-d)(D+d)}{(1,155t+D+d)(D-d)}\right)} \quad (3.14)$$

E posteriormente a rigidez média da junção foi obtida pela Equação (3.15).

$$\frac{1}{K_m} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} + \frac{1}{K_3} \quad (3.15)$$

A constante de rigidez da junção (C) foi calculada segundo a Equação (3.16), que aparece na Tabela 8-7, de Shigley (2011), e leva em consideração a constante de rigidez da junta (K_b) e a constante de rigidez do material ao qual o parafuso está fixado (K_m).

$$C = \frac{K_b}{K_b + K_m} \quad (3.16)$$

K_b depende da área de tensão de tração do parafuso (A_t) e o módulo de elasticidade do material do parafuso (E), sobre o comprimento de agarre efetivo (l_d), exemplificado na Equação (3.17).

$$K_b = \frac{A_t E}{l_d} \quad (3.17)$$

É possível calcular os fatores de segurança para carga estática (n_p), conforme a Equação (3.18). Onde S_p é a tensão de escoamento do material do parafuso, P é a carga externa aplicada à junta e F_i é a força de pré-carga no parafuso, que para junções não permanentes, conforme descrito por Shigley (2011), é de $F_i = 0,75F_p$, sendo F_p a força atuante nos parafusos que prendem a célula de carga.

$$n_p = \frac{S_p \cdot A_t}{C \cdot P + F_i} \quad (3.18)$$

A Equação (3.19) para calcular os fatores de segurança para separação da junta (n_0) pode ser observada abaixo.

$$n_0 = \frac{F_i}{P1 - C} \quad (3.19)$$

Considerando a fadiga dos parafusos, utilizando o critério de falha de Goodman para avaliar o comportamento sob cargas cíclicas. Nesse critério, o coeficiente de segurança para fadiga (n_f) é dado pela Equação (3.20) a qual faz relação entre a tensão alternada admissível (S_a) e a tensão alternada solicitante no material (σ_a), a qual é determinado através da Equação (3.21).

$$n_f = \frac{S_a}{\sigma_a} \quad (3.20)$$

$$\sigma_a = \frac{C.P}{2A_t} \quad (3.21)$$

Para determinar S_a utiliza-se a Equação (3.22), onde S_e é o limite de resistência à fadiga do material, S_{ut} é a resistência última à tração do material, e σ_i é a tensão média aplicada no material. S_e e S_{ut} são valores tabelados (tabela 8-11 de Shigley (2011)) e valem respectivamente 830 Mpa e 129 Mpa, e σ_i é calculado conforme a Equação (3.23), resultando em 450 MPa.

$$S_a = \frac{S_e(S_{ut} - \sigma_i)}{S_{ut} + S_e} \quad (3.22)$$

$$\sigma_i = \frac{F_i}{A_t} \quad (3.23)$$

3.9 Critério de Dimensionamento do Eixo

Em um eixo maciço a tensão de cisalhamento (τ) pode ser calculada conforme a equação (3.24), onde r representa o raio do eixo no ponto onde a tensão de cisalhamento está sendo calculada e J é o momento polar de inércia (e pode ser calculado através da equação (3.25)).

$$\tau = \frac{T.r}{J} \quad (3.24)$$

$$J = \frac{\pi.d^4}{32} \quad (3.25)$$

Substituindo os valores e isolando, temos a equação (3.26), onde a tensão admissível (T_{adm}), é dada através da tensão de cisalhamento (S_{sy}) por coeficiente de segurança (η) e, pode ser observado na equação (3.27).

$$\tau = \frac{16.T}{\pi.d^3} \leq T_{adm} \quad (3.26)$$

$$T_{adm} = \frac{S_{sy}}{\eta} \quad (3.27)$$

4 Desenvolvimento

Nesta seção, são apresentados os resultados obtidos a partir dos cálculos descritos na metodologia. Os valores calculados são essenciais para a análise do desempenho do sistema, permitindo uma avaliação precisa e fundamentada das variáveis envolvidas.

4.1 Raio Efetivo

O resultado da Equação(3.1), para esse trabalho pode ser observado na Equação (4.1).

$$R_e = \frac{260 - 4}{2} - \frac{64,9}{2} = 95,55mm \quad (4.1)$$

4.2 Cálculo da Força Necessária na Linha de Pressão

Para os cálculos foram considerados os seguintes valores:

- $A_{\text{embolo da pinça}} = 48,05mm$ de diâmetro $\rightarrow A = \pi.r^2 \rightarrow 0,024025^2.\pi \rightarrow 1.8133X10^{-3} m^2$;
- $\mu = 0,33$, de acordo com Shigley (2011);
- $n_{\text{embolos}} = 1$;
- $A_{\text{cilindro mestre}} = 48,05mm$ de diâmetro $\rightarrow A = 3,3426X10^{-4} m^2$;
- $R_e = 0,0955m$.

Após a substituição dos valores numéricos na Equação (3.8), obtém-se a Equação (4.2).

$$T_{disc} = \frac{F_{cil}}{3,3426X10^{-4}} * 1.8133X10^{-3} * 1 * 0,33 * 0,0955 = 0,17096F_{cil} \quad (4.2)$$

Considerando $T_{disc\ max} = 160N.m$, a força necessária aplicada ao cilindro mestre para que o sistema de frenagem seja capaz de absorver a energia cinética é $F_{cil} = 935,89N$.

Essa é a força que deve ser exercida no cilindro mestre para que o dinamômetro possua potência de frenagem suficiente para absorver toda a energia do sistema.

4.3 Cálculo da Célula de Carga

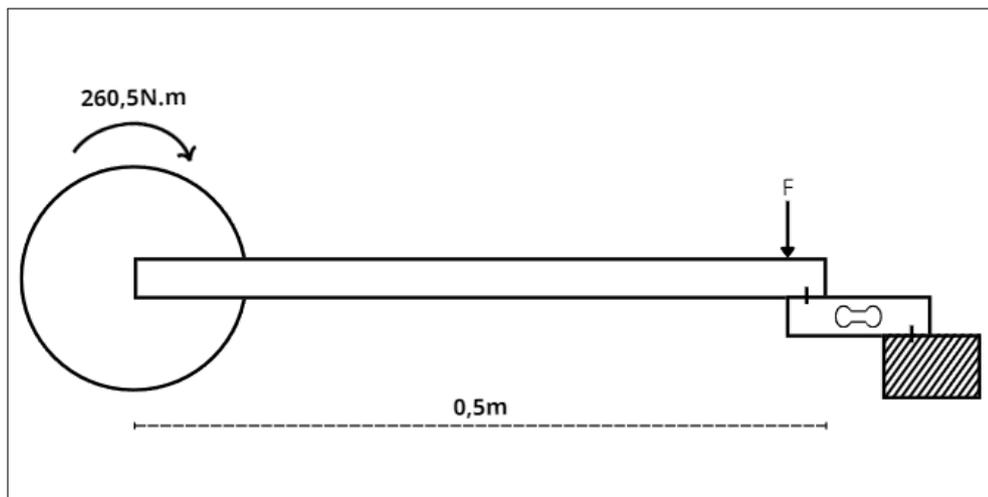
Com os valores fornecidos $T = 260,5N.m$, $d = 0,5m$, substitui-se os valores na Equação(3.9), e calcula-se (4.3):

$$F = \frac{260,5}{0,5} = 521N \approx 53KG \quad (4.3)$$

4.4 Dimensionamento de Parafusos da Célula de Carga

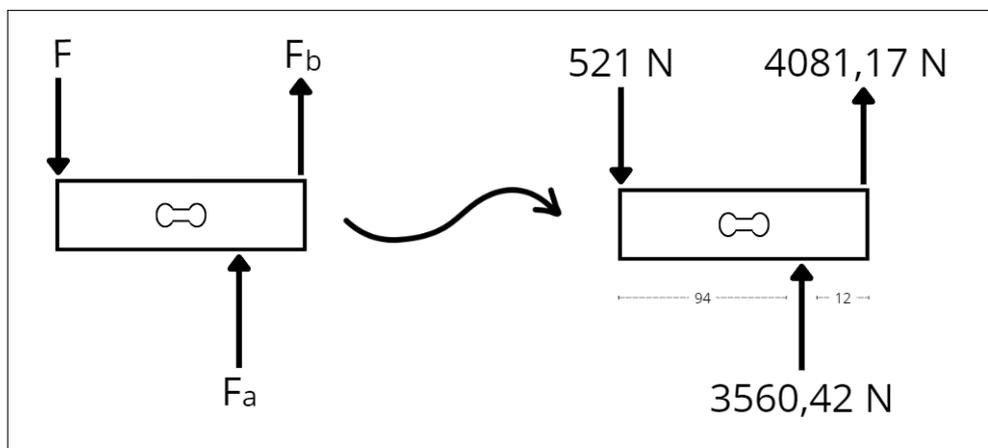
Para o dimensionamento dos parafusos primeiro foi necessário criar a um diagrama de corpo livre do sistema, que pode ser observado na Figura 12. A Figura 13 ilustra o sistema de forças e momentos aplicados a célula de carga.

Figura 12 – Diagrama de Corpo Livre do Sistema



Fonte: Autor

Figura 13 – Sistema de Forças e Momentos



Fonte: Autor

A partir das equações (3.11) e (3.12), com os valores de $F = 521\text{N}$, $d_1 = 94\text{mm}$ e $d_2 = 12\text{mm}$ é possível encontrar os valores de F_a e F_b :

- Cálculo de F_b (4.4):

$$521 * 94 + F_b * 12 = 0 \Rightarrow F_b = \frac{521 * 94}{12} = 4081,17\text{N} \quad (4.4)$$

- Cálculo de F_a (4.5):

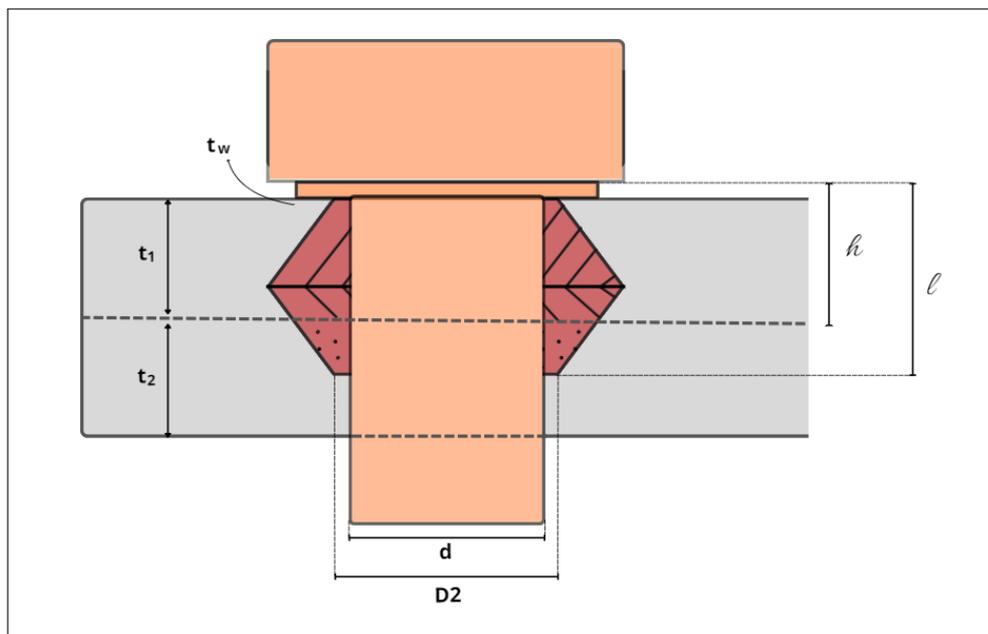
$$-521 + F_a + 4081,17 = 0 \Rightarrow F_a = 4081,17 - 521 = 3560,47 \quad (4.5)$$

Como a força atuante nos parafusos que prendem a célula de carga é $F_b = 4081,17N$, a carga aplicada em cada parafuso é, portanto, $\frac{F_b}{2} = 2040,6N$.

Como a célula de carga já apresenta uma rosca passante para sua fixação, os parafusos foram dimensionados conforme essa rosca. Os materiais utilizados na união são o aço 1045 (material A: braço de alavanca) com $E = 205GPa$ e o alumínio (material B: célula de carga) com $E = 69GPa$.

Para facilitar a compressão dos cálculos, pode-se observar a Figura 14, a qual representa o diagrama da união parafusada deste trabalho, e para a determinação do comprimento efetivo da união, os valores específicos foram:

Figura 14 – Diagrama da União Parafusada



Fonte: Adaptado de (SHIGLEY, 2011)

- $d = 6mm$: diâmetro nominal do parafuso;
- $D_2 = 1,5d = 9mm$: diâmetro maior da seção do cone onde o parafuso será instalado;
- $h = t_1 + T_w = 22,6mm + 2,1mm = 22,6mm$: altura total.

Após determinar esses valores, passamos à análise dos troncos de cone resultantes:

- Tronco 1: $t = \frac{l}{2} = 12,8mm$, com $D_2 = D = 9mm$.
- Tronco 2: $t = h - \frac{l}{2} = 9,8mm$, com $D = D_2 + 2(l - h) \tan 30^\circ = 12,46mm$.
- Tronco 3: $t = l - h = 3mm$, com $D_2 = D = 9mm$.

Substituindo os valores para a definição da configuração geométrica e das dimensões dos troncos de cone, obtemos os seguintes resultados:

- $K_1 = 2039893,26 \frac{N}{mm}$
- $K_2 = 4176714,9 \frac{N}{mm}$
- $K_3 = 1341117,98 \frac{N}{mm}$

E posteriormente a rigidez média da junção foi obtida pela Equação (3.15), resultando em $K_m = 677832,4 \frac{N}{mm}$

O valor da área de tensão de tração do parafuso é encontrado na Tabela 3. Nesse caso temos um valor de 20,1mm, e substituindo os valores das equações (3.16) e (3.17), obteve-se:

Tabela 3 – Área de Tensão de Tração do Parafuso

Diâmetro maior nominal <i>d</i> mm	Passo <i>p</i> mm	Série de passo grosso		Série de passo fino		
		Área de tensão de tração <i>A_t</i> , mm ²	Área de diâmetro menor <i>A_r</i> , mm ²	Passo <i>p</i> mm	Área de tensão de tração <i>A_t</i> , mm ²	Área de diâmetro menor <i>A_r</i> , mm ²
1,6	0,35	1,27	1,7			
2	0,40	2,07	1,79			
2,5	0,45	3,39	2,98			
3	0,5	5,03	4,47			
3,5	0,6	6,78	6,00			
4	0,7	8,78	7,75			
5	0,8	14,2	12,7			
6	1	20,1	17,9			
8	1,25	36,6	32,8	1	39,2	36,0
10	1,5	58,0	52,3	1,25	61,2	56,3
12	1,75	84,3	76,3	1,25	92,1	86,0
14	2	115	104	1,5	125	116
16	2	157	144	1,5	167	157
20	2,5	245	225	1,5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3,5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4,5	1120	1050	2	1260	1230
48	5	1470	1380	2	1670	1630
56	5,5	2030	1910	2	2300	2250
64	6	2680	2520	2	3030	2980
72	6	3460	3280	2	3860	3800
80	6	4340	4140	1,5	4850	4800
90	6	5590	5360	2	6100	6020
100	6	6990	6740	2	7560	7470
110				2	9180	9080

* As equações e os dados usados para desenvolver esta tabela foram obtidos do ANSI B1.1-1974 e B18.3.1-1978. O diâmetro menor foi encontrado por meio da equação $d_r = d - 1,226869p$, e o diâmetro de passo, por meio de $d_p = d - 0,649519p$. A média do diâmetro de passo e do diâmetro menor foi usada para computar a área de tensão de tração.

Fonte: (SHIGLEY, 2011)

- $C = 0,1919$
- $K_b = 160957,03 \frac{N}{mm}$

Com esses dados é possível calcular os fatores de segurança para carga estática, como primeira iteração, foi escolhido um parafuso de classe 8.8 que apresenta as seguintes características:

- $A_t = 20,1mm$
- $S_p = 600MPa$
- $F_i = 0,75F_p = 0,75.12060 = 9045N$

Assim, substituindo os valores na Equação (3.18) chegou-se nos seguintes valores de coeficientes de segurança:

- $n_p = 1,278$
- $n_0 = 42,96$

Uma última análise foi realizada para avaliar o comportamento sob cargas cíclicas e substituindo os valores na Equação (3.22) chegou-se nos seguintes valores para as tensões:

- $S_a = 51,11MPa$
- $\sigma_a = 9,74MPa$

E por fim, substituímos todos os valores na Equação (3.20) e encontramos o coeficiente de segurança para fadiga $n_f = 5,247$. Logo o parafuso de classe 8.8 pode ser utilizado no projeto já que atende solicitações.

4.5 Dimensionamento do Eixo

Para o dimensionamento do eixo dos acoplamentos foram considerados os seguintes valores:

- $T = 265N.m$
- $d = 31,5m.m$
- Resistência a tração do Aço 1020 = $410MPa$
- Tensão de cisalhamento: $0,577 \rightarrow S_y \rightarrow S_{sy} \rightarrow 410 * 0,557 \rightarrow 236,57MPa$
- Coeficiente de segurança $\eta = 3 \rightarrow \frac{236,57}{3} = 78,85MPa$

Isolando a equação (3.26) em função de d , e substituindo os valores, podemos observar o resultado na equação (4.6).

$$d \geq \left(\frac{16.T}{\pi.T_{adm}}\right)^{\frac{1}{3}} \rightarrow \left(\frac{16 * 265}{\pi.78,85}\right)^{\frac{1}{3}} \rightarrow 0,02577 \text{ ou } 25,77mm \quad (4.6)$$

Como o diâmetro do acoplamento flexível da SKF¹ escolhido é de 31,5mm, o projeto é seguro.

¹ <https://www.skf.com/br>

5 Resultados

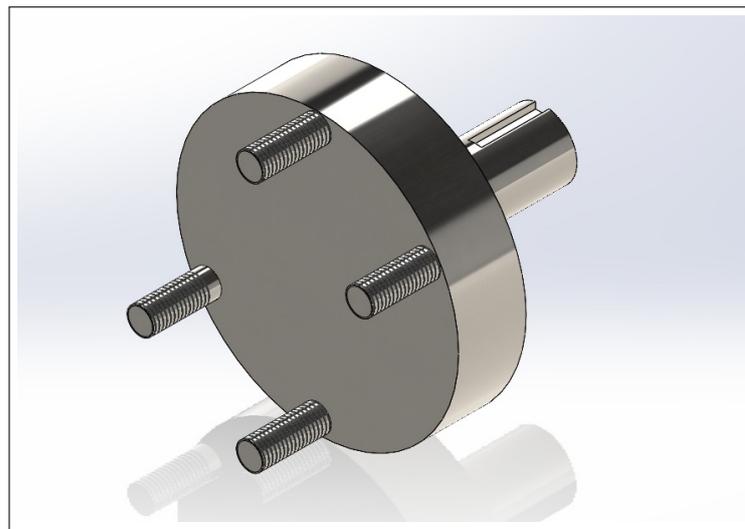
A seção de resultados apresenta as soluções e análises desenvolvidas para o projeto do dinamômetro de prony, focando em detalhes importantes como o acoplamento ao veículo BAJA, a estrutura de sustentação, e o protótipo 3D desenvolvido.

5.1 Acoplamento do Dinamômetro no Baja

Uma parte importante para o funcionamento do mecanismo trata-se do acoplamento do dinamômetro no veículo BAJA PAMPA, porém, este trabalho está sendo desenvolvido em conjunto com o andamento do projeto BAJA PAMPA. Com isso alguns parâmetros do carro ainda não foram definidos, como é o caso das rodas e cubo de roda.

Para evitar que esse tópico apresente uma lacuna e facilitar a implementação deste trabalho futuramente, será apresentada uma ideia de como poderia ser feito o acoplamento. Para isso, foram projetados dois complementos, exemplo Figura 15, para interligar o disco de freio do dinamômetro com o cubo de roda.

Figura 15 – Eixo de Conexão



Fonte: Autor

Com relação a chave, segundo Shigley (2011) a escolha do tamanho é referente ao diâmetro do eixo, portanto segundo a Tabela 4, para um diâmetro de 31,5 mm, teremos que as dimensões da chave são 8mm X 6 mm.

Tabela 4 – Chavetas Normalizadas

Diâmetro de eixo		Tamanho de chaveta		Profundidade de ranhura de chaveta
Acima	Até (inclusive)	w	h	
8	11	2	2	1
11	14	3	2	1
14	22	3	3	1,5
		5	3	1,5
22	30	5	5	2
		6	5	2
30	36	6	6	3
		8	6	3
36	44	8	8	5
		10	6	3
44	58	10	10	5
		12	10	5
58	70	12	12	6
		16	12	5,5
70	80	16	16	8
		20	12	6
		20	20	10

Fonte: (SHIGLEY, 2011)

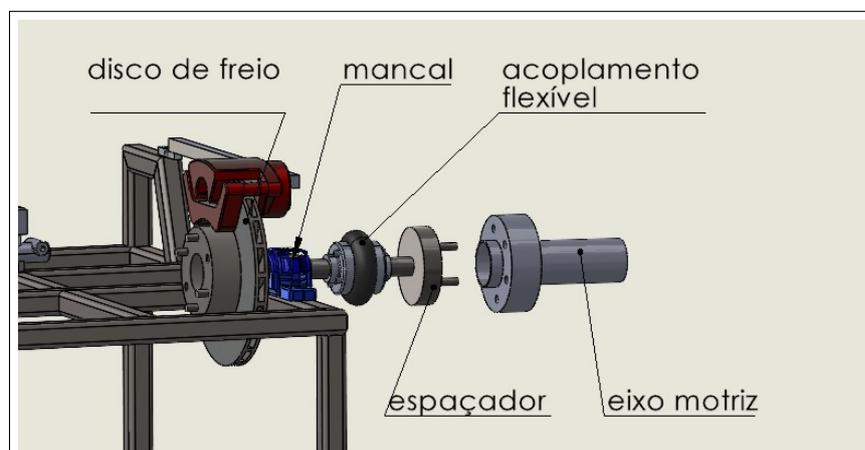
5.1.1 Arranjo do Sistema de Transmissão de Torque

Um dos desafios desse arranjo, é que, um pequeno desalinhamento em algum dos componentes pode trazer problemas a todo conjunto, sobrecarregando alguma das partes e podendo ocasionar quebras. Sendo assim, foi adicionado um acoplamento flexível, interligando esses componentes e garantindo que esse tipo de problema não venha a ocorrer.

Ao analisar o portfólio de acoplamentos flexíveis da marca SKF, percebeu-se que os acoplamentos do tipo pneu suportavam o maior desalinhamento entre os elementos e por isso, esse foi o modelo escolhido para complementar o projeto, mais especificamente o modelo PHE F50RSBFLG.

O componente para completar esse arranjo, é um mancal. Também selecionado da marca SKF o modelo SNL 505 V, que atende aos requisitos necessários do projeto. O arranjo do sistema de acoplamento completo, pode ser visto abaixo na Figura 16.

Figura 16 – Sistema de Acoplamento



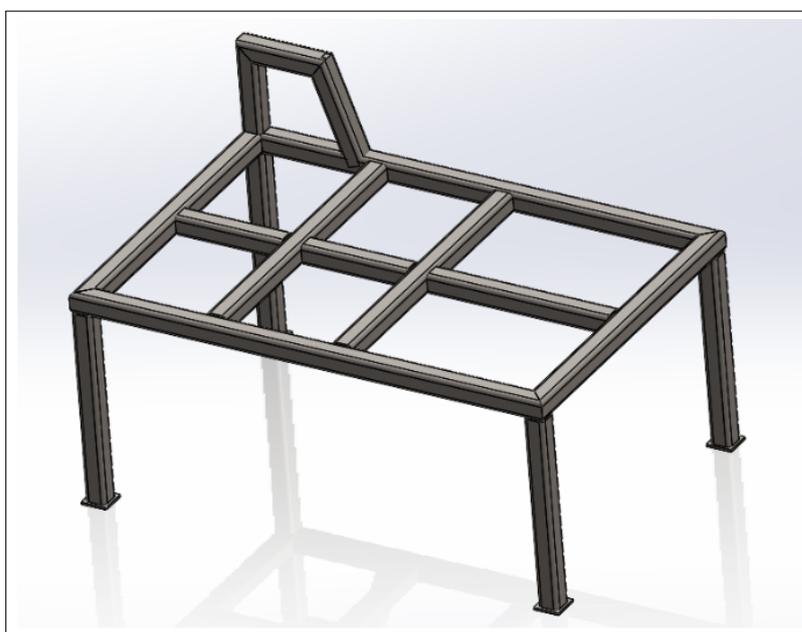
Fonte: Autor

5.2 Mesa do Dinamômetro

Um elemento necessário para o funcionamento correto do dinamômetro é uma base sólida que evite movimentos indesejados durante o teste, que podem acarretar em erros de medições. Tendo isso em mente, nesse tópico será mostrado o projeto de uma mesa simples feita com tubos de 40 x 40 x 4 mm e aço AISI 1045.

O objetivo é dimensionar a mesa para que o dinamômetro fique em uma altura próxima do veículo BAJA PAMPA suspenso, facilitando assim a preparação para os testes. Na Figura 17 é possível visualizar o conceito de estrutura da mesa.

Figura 17 – Estrutura da Mesa do Dinamômetro

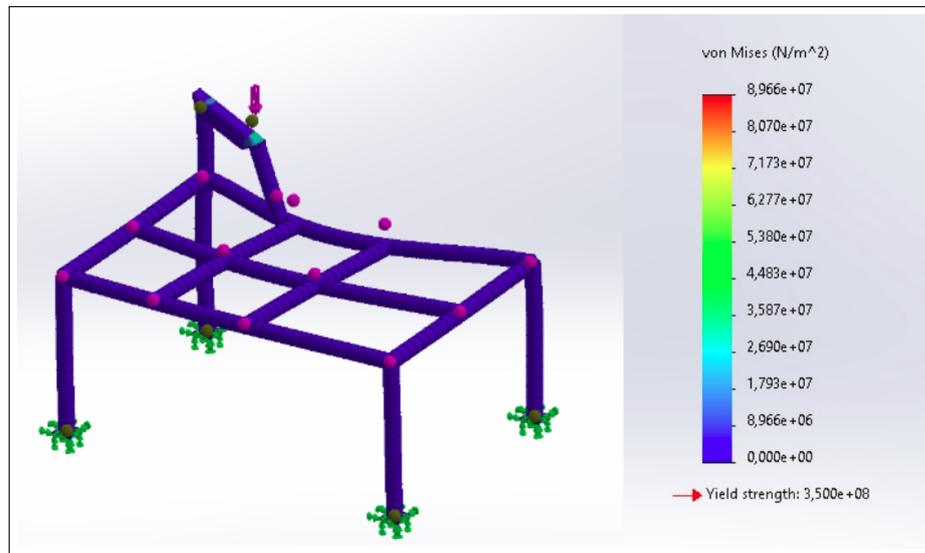


Fonte: Autor

Embora os esforços sobre a mesa não sejam de grandes magnitudes, foi realizada uma simulação no próprio *SolidWorks*¹ para garantir a integridade da mesa durante os testes. Para o ensaio foi engastado todos os pés da mesa e aplicada a força no exato ponto onde a célula de carga é apoiada, sendo assim o resultado pode ser visto na Figura 18.

¹ <https://www.solidworks.com/pt-br>

Figura 18 – Simulação de Resistência da Mesa do Dinamômetro



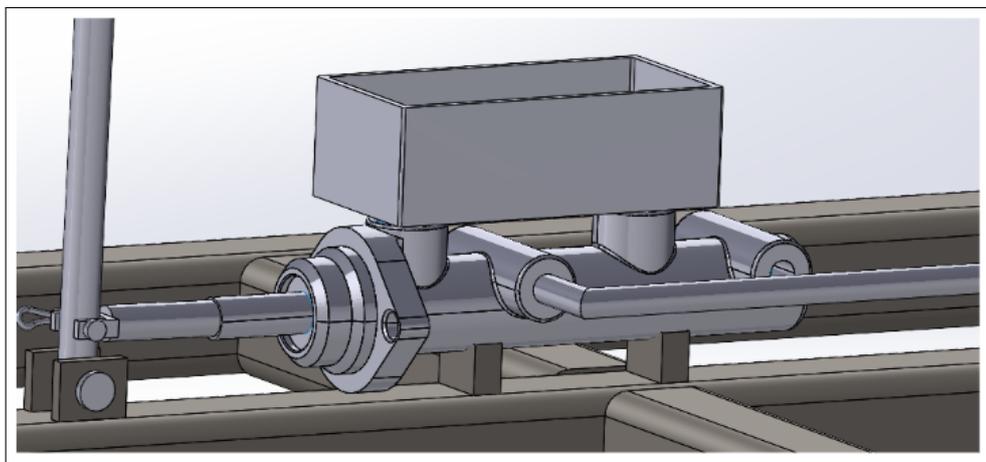
Fonte: Autor

5.3 Aplicação da Força

Com o valor da força já definido, o próximo passo foi escolher o método de aplicação. O método mais indicado é um pistão hidráulico, já que apresenta a precisão e força necessária para o projeto, além de que, é de fácil automatização.

Nessa primeira versão do dinamômetro a aplicação da força será de modo manual através de uma alavanca. A alavanca ficará presa na mesa juntamente ao dinamômetro e a linha de freio com pode ser visto na Figura 19.

Figura 19 – Cilindro Mestre e Alavanca



Fonte: Autor

O método que será utilizado para a realização das medições com o dinamômetro será incremental e funcionará da seguinte forma: com a rotação do motor fixa a um valor, será aplicada a potência de frenagem aos poucos até notar-se que a rotação do motor

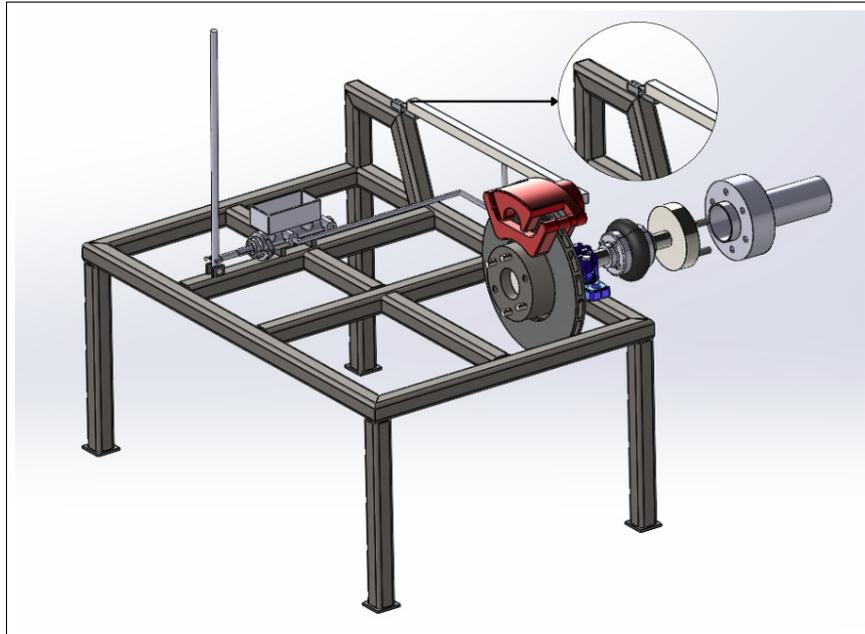
comece a cair, feito isso, anota-se o valor da força medida pela célula de carga e repete-se o processo com uma rotação do motor diferente, até que toda a potência disponível pelo motor seja medida.

Com os dados de [torque X rotação] é possível construir gráficos que facilitem a visualização dos resultados e também das faixas de torque e potência máxima do conjunto.

6 Considerações Finais

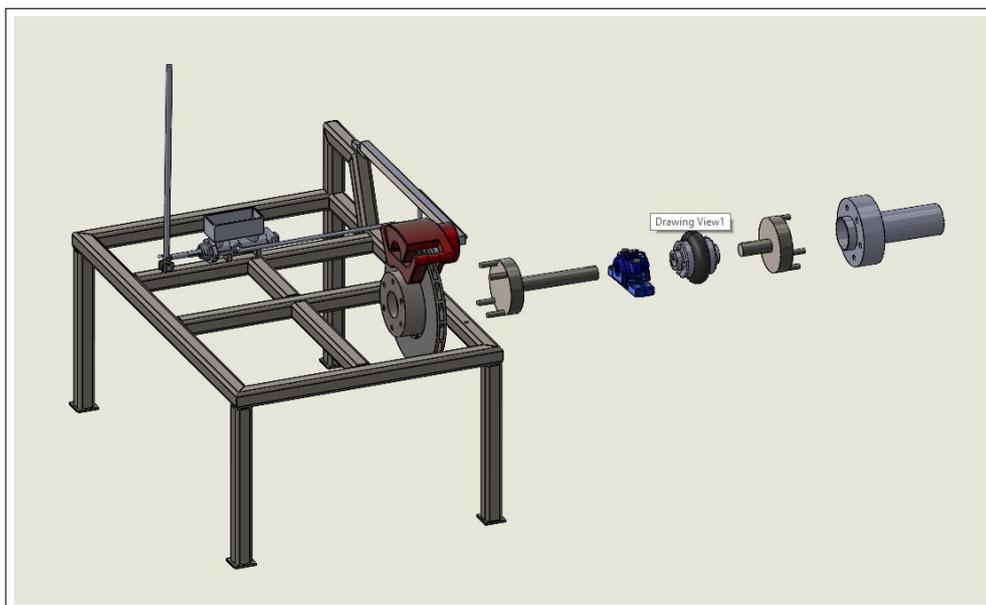
Com base nos requisitos de projeto e nas especificações de desempenho, chegou-se ao design apresentado na Figura 20 e na Figura 21, que inclui todos os elementos estruturais, de acoplamento e de medição necessários para garantir a precisão e a robustez do dinamômetro, a especificação dos elementos da imagem está disponível na Figura 27.

Figura 20 – Protótipo Final do Dinamômetro



Fonte: Autor

Figura 21 – Vista Explodida do Dinamômetro



Fonte: Autor

Com o término desse projeto é possível realizar alguns apontamentos relevantes sobre o assunto como por exemplo, que foi realizado um projeto de um dinamômetro de Prony simples para motores de médio e pequeno porte ou conjuntos de *Power Training* que não apresentem torque muito elevado.

Um ponto importante no projeto é o preço, já que existem dinamômetros no mercado que conseguem fazer a mesma medição e por utilizarem o método de corrente parasita, conseguem uma maior precisão na hora do teste. Foi feita uma tabela de preços para se ter uma estimativa do custo do projeto desenvolvido neste trabalho. A Tabela 5 mostra o valor de varejo aproximado.

Tabela 5 – Preços para Estimativa

Peças para o Dinamômetro	qntd/m	Valor
Cilindro mestre do Renault Logan com êmbolo de 20,63 mm;	1	R\$ 291,00
Perfil U mesa	6,8	R\$ 884,00
Barra alavanca	1	R\$ 30,00
Disco de freio ventilado do Renault Clio com 260 mm de diâmetro externo	1	R\$ 183,70
Pastilhas de freio do Renault Clio com 64,9 mm de largura;	1	R\$ 70,00
Conexão Eixo	1	R\$ 500,00
Célula de carga	1	R\$ 250,00
Arduino	1	R\$ 50,00
Pinça de freio do Renault Clio com diâmetro do embolo de 48,05 mm;	1	R\$ 200,00
Mancal	1	R\$ 682,00
Conexão Flexível	1	R\$ 322,00
Tacomêtro óptico	1	R\$ 100,00
TOTAL	RS	3.562,70

Fonte: (Autor)

Como pode ser visto, o valor do projeto fica em torno de R\$3.500,00, tal valor apresenta uma vantagem econômica em relação aos modelos encontrados no mercado custam entre R\$5.000,00 à R\$30.000,00 dependo da capacidade e funcionalidade que se quer. Com isso é possível afirmar que o projeto tem viabilidade econômica.

Provavelmente o ponto mais importante nesse projeto seja a questão do *fading*, que já foi citado anteriormente, já que é o principal limitador, tanto na questão de carga que o dinamômetro suporta quanto no número e intervalo de testes. Embora tenha sido tomado o cuidado de utilizar um disco de freio ventilado, que ajuda nesse quesito, é provável que todo o sistema de freio sofra e venha a falhar caso não se tenha o cuidado necessário com

a temperatura de funcionamento do conjunto. Recomenda-se fazer medições rápidas e com um tempo de *cooldown* entre elas, tornando assim o dinamômetro mais confiável em suas medidas e com menos riscos de quebra.

Vale ressaltar, a possibilidade de tornar o dinamômetro uma bancada de testes colocando o motor em cima da mesa e acionando o disco pelo lado apostado ao mostrado neste trabalho. Para isso seria necessário uma flange adaptada para cada motor e coxins também específicos, porém esse tipo de modificação não apresenta uma grande complexidade.

Sobre trabalhos futuros tem-se uma ampla gama de melhorias que o projeto pode receber, como exemplos temos: automação da aplicação da força via um sistema hidráulico e coleta dos dados via Arduíno, criação de um sistema que modifique a atmosfera para verificar como o motor se comporta em diferentes condições ambientais, testes de diferentes aditivos de combustível e como o motor se comportaria com eles. Além disso, para melhoria, pode-se considerar a criação de um sistema de refrigeração do sistema de freio do projeto.

Todos os desenhos sobre os elementos que foram projetados nesse trabalho podem ser encontrados nos anexos.

Referências

- ABECOM. **Chaveta Mecânica: Veja para que Serve, Principais tipos e Aplicações**. 2021. "[Online; acessado em Novembro, 13 2023]". Disponível em: <<https://www.abecom.com.br/chaveta-mecanica/>>. Citado na página 17.
- ALBUQUERQUE, L. E. N. d. **Automatização de um Dinamômetro Hidráulico para Ensaios de Motores de Combustão Interna**. 2015. Citado na página 12.
- ALMEIDA, F. B. **Momento ou Torque de uma Força**. Mundo Educação, 2021. "[Online; acessado em Novembro, 13 2023]". Disponível em: <<https://mundoeducacao.uol.com.br/fisica/momento-ou-torque-uma-forca.htm>>. Citado na página 17.
- ARDUINO, S. U. **Arduino Uno**. store-usa.arduino, 2023. "[Online; acessado em Novembro, 13 2023]". Disponível em: <<https://store-usa.arduino.cc/products/arduino-uno-rev3>>. Citado na página 18.
- BERTOTI, E. **Caracterização Dinâmica de uma Bancada Dinamométrica Veicular de Rolos Duplos**. Tese (Doutorado) — [sn], 2018. Citado na página 12.
- CAIXETA, L. G. d. R. **Projeto de Dinamômetro Inercial Automatizado para Analisar o Comportamento em Desgaste de Sistemas de Freio de Veículos leves**. 2017. Citado 2 vezes nas páginas 18 e 19.
- CARVALHO, M. A. S. d. **Avaliação de um Motor de Combustão Interna Ciclo Otto Utilizando Diferentes Tipos de Combustíveis**. [S.l.]: Universidade Federal da Bahia. Escola Politécnica, 2016. Citado na página 10.
- CHARLOTEAUX, M.; DUCHENE, M. **Frenos**. 1975. Citado na página 14.
- DAY, A.; TIROVIC, M.; NEWCOMB, T. **Thermal Effects and Pressure Distributions in Brakes**. [S.l.]: Sage Publications Sage UK: London, England, 1991. 199–205 p. Citado na página 14.
- FARLEY, A. **Design and Implementation of a Small Electric Motor Dynamometer for Mechanical Engineering Undergraduate Laboratory**. 2012. Citado 2 vezes nas páginas 10 e 12.
- FERNANDES, D. L. G.; CANALE, A. C. **Análise de veículos rodoviários articulados pesados na freagem através da técnica dos mapas de desempenho**. 2000. Citado na página 14.
- FLINTEC. **O que é uma Célula de Carga de Tensão, e como Funciona?** 2023. "[Online; acessado em Novembro, 20 2023]". Disponível em: <<https://www.flintec.com/br/>>. Citado na página 16.
- GERMANO, S. B. **Confiabilidade Metrológica do Banco Dinamométrico para Ensaio de Motores do CTEx**. 2013. Citado na página 13.
- HAICAL, R. d. C. **Desenvolvimento de um Sistema de Controle de Dinamômetro para Testes de Motores de Combustão Interna**. 2009. Citado na página 13.
- HIBBELER, R. C. **Estática: mecânica para engenharia**. [S.l.]: Pearson Education do Brasil, 2011. Citado 2 vezes nas páginas 17 e 24.

- LIMPERT, R. **Brake design and safety**, Warrendale, Pa: **Society of Automotive Engineers**. [S.l.]: Inc, 1999. Citado na página 20.
- LIMPERT, R. **Brake Design and Safety**. 3^a edição. 2011. Citado na página 14.
- MCRBERTS, M. **Arduíno Básico**. Dissertação (Mestrado), 2011. Citado na página 18.
- MELCONIAN, S. **Mecânica técnica e resistência dos materiais**. [S.l.]: Saraiva Educação SA, 1999. Citado na página 16.
- NIEHUES, B. J. **Projeto de uma Bancada para Ensaios de Desempenho do Disco de Freio em um Veículo BAJA SAE**. 2019. Citado 3 vezes nas páginas 18, 19 e 22.
- NOGUEIRA, L. d. L. B.S. thesis, **Definição da relação de transmissão de um veículo do tipo Baja SAE**. 2019. Citado na página 21.
- OLSSON, T.; JOHANSSON, R.; ROBERTSSON, A. **Department of Automatic Control Lund Institute of Technology**. [S.l.]: Citeseer, 2004. Citado na página 15.
- PUHN, F. **Brake Handbook**. HP Books, 1985. ISBN 9780895862327. Disponível em: <<https://books.google.com.br/books?id=zE0OAAAACAAJ>>. Citado na página 14.
- SHIGLEY, J. E. Elementos de máquinas. **AMGH Editora Ltda, 8^a ed, São Paulo, Brasil**, 2011. Citado 10 vezes nas páginas 20, 21, 24, 25, 26, 27, 29, 30, 32 e 33.
- SILVA, A. et al. **Estudo, desenvolvimento e concepção de uma célula de carga**. [S.l.]: Universidade Estadual Paulista (Unesp), 2012. Citado na página 16.
- SOUZA, M. A. S. d. **Desenvolvimento de um Dinamômetro de Fricção de Baixo Custo para Motores de Baja SAE**. 2017. Citado na página 13.
- ZANON, G. C. **Projeto de um Dinamômetro Inercial para Teste de Freios em Veículos de Pequeno Porte**. [S.l.]: Universidade Presbiteriana Mackenzie, 2019. Citado 2 vezes nas páginas 15 e 18.

Anexos

ANEXO A – Desenho Técnico: Mesa

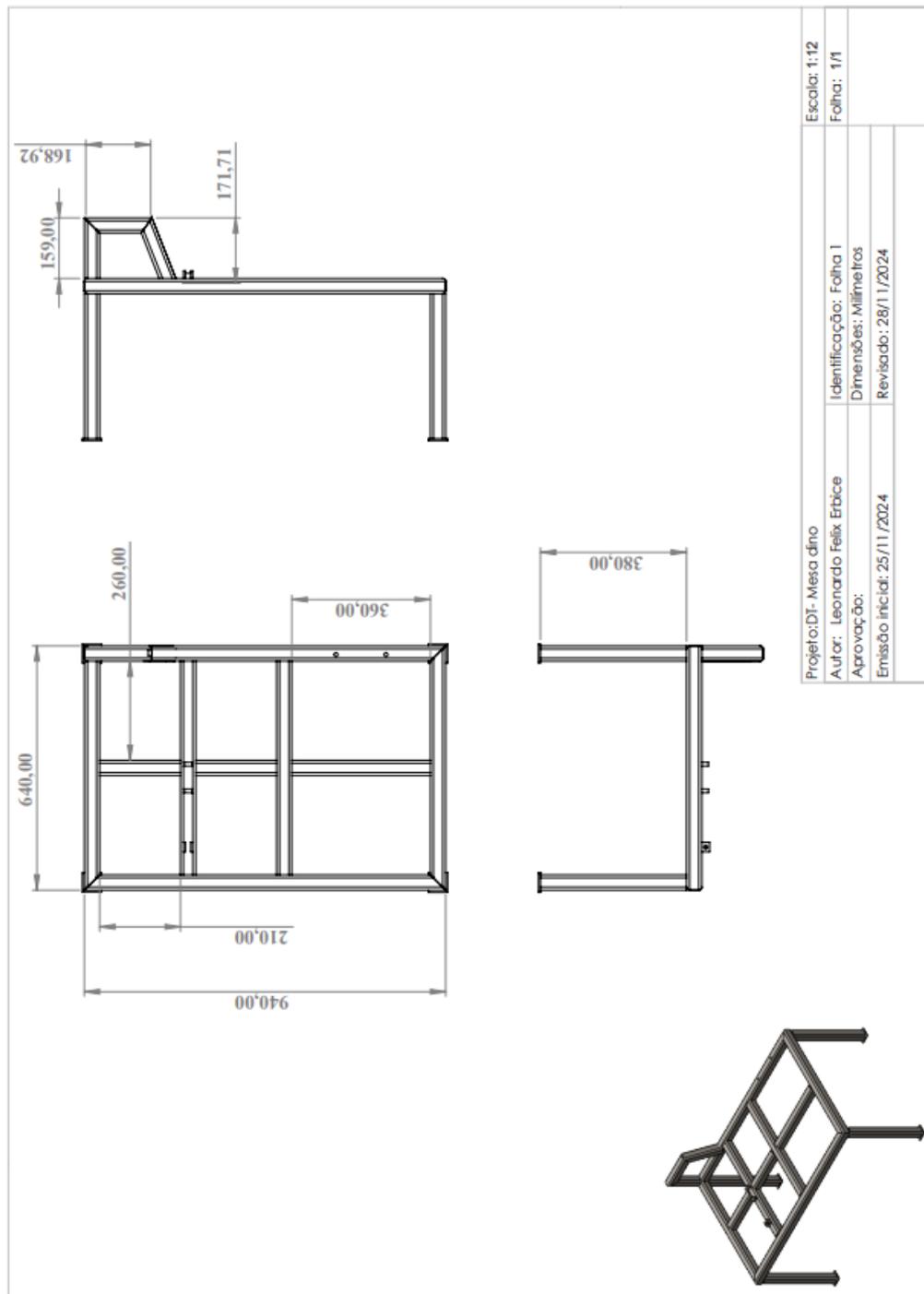


Figura 22 – Desenho Técnico: Mesa

ANEXO B – Desenho Técnico: Disco de Freio

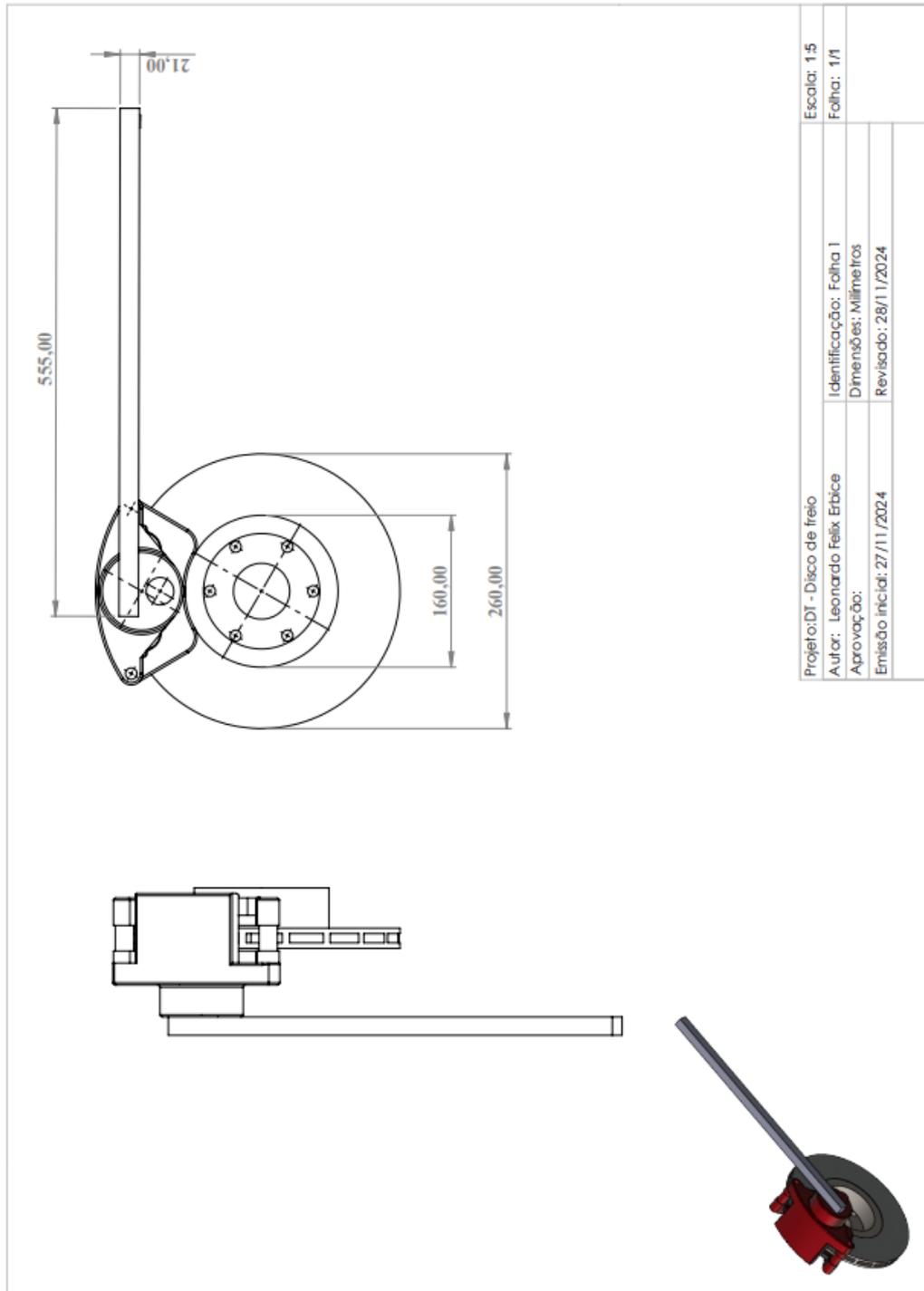


Figura 23 – Desenho Técnico: Disco de Freio

ANEXO C – Desenho Técnico: Barra de Alavanca

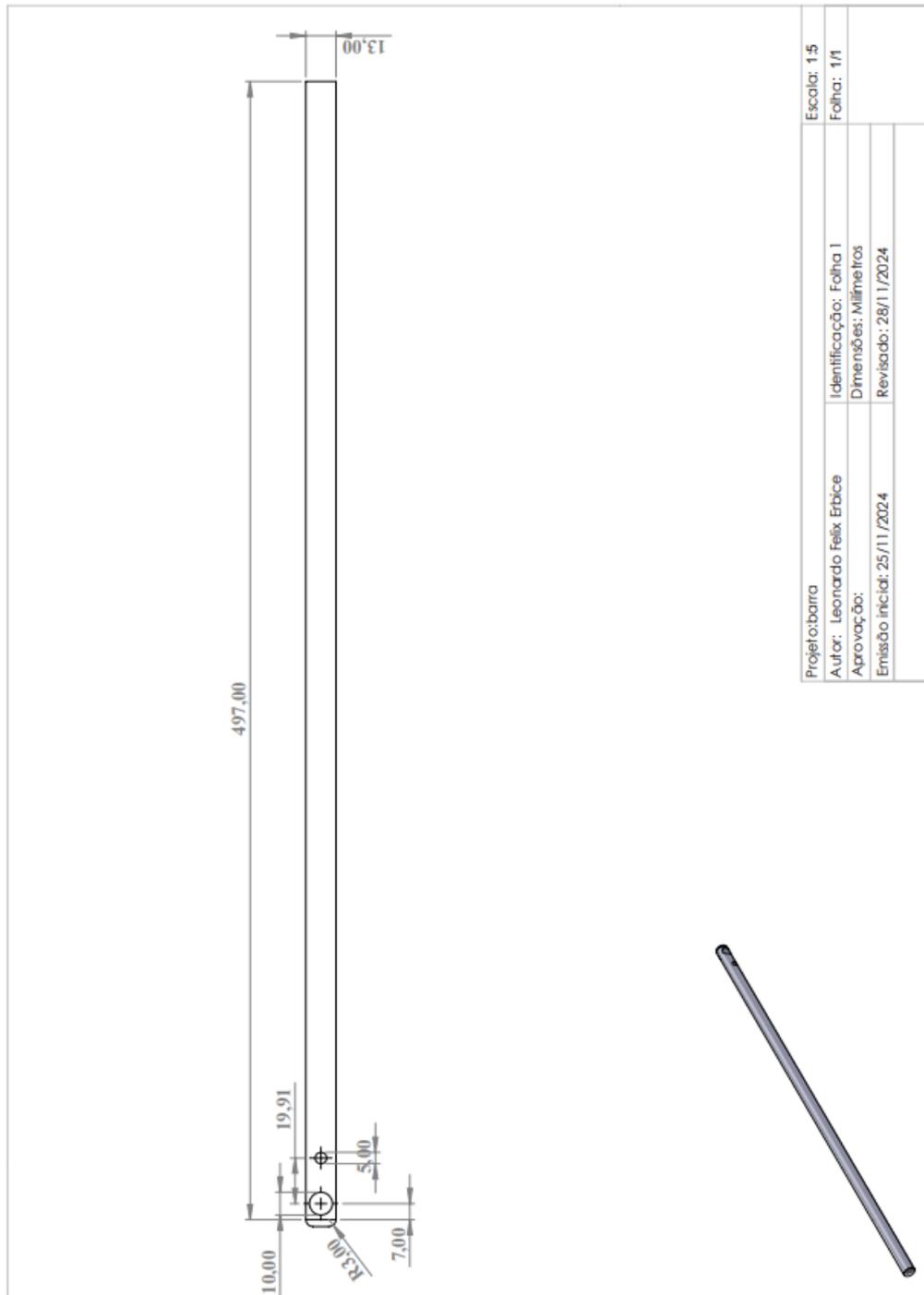


Figura 24 – Desenho Técnico: Barra de Alavanca

ANEXO D – Desenho Técnico: Eixo de Conexão Maior

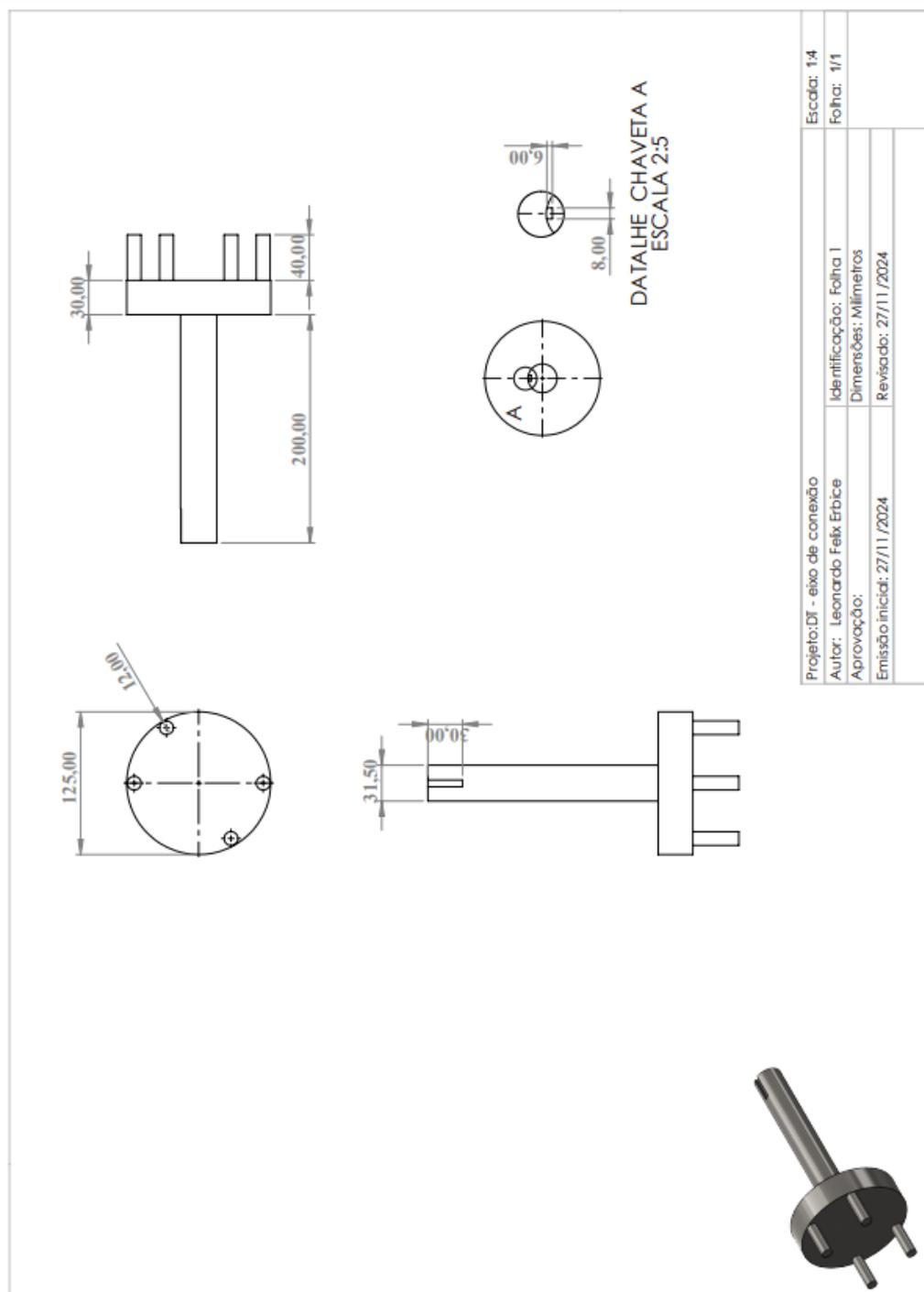


Figura 25 – Desenho Técnico: Eixo de Conexão Maior

ANEXO E – Desenho Técnico: Eixo de Conexão Menor

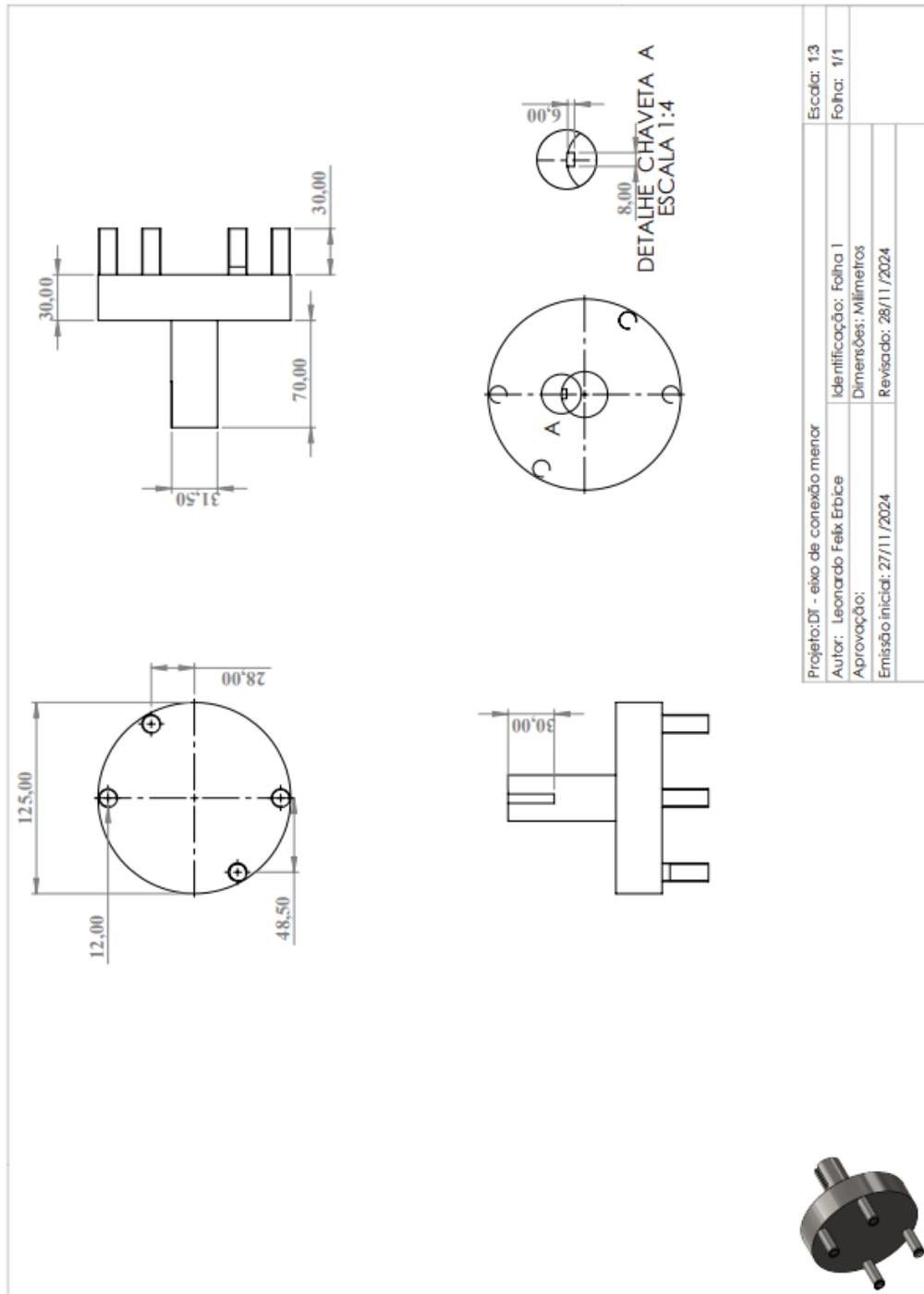


Figura 26 – Desenho Técnico: Eixo de Conexão Menor

ANEXO F – Panorama Geral Projeto de Dinamômetro

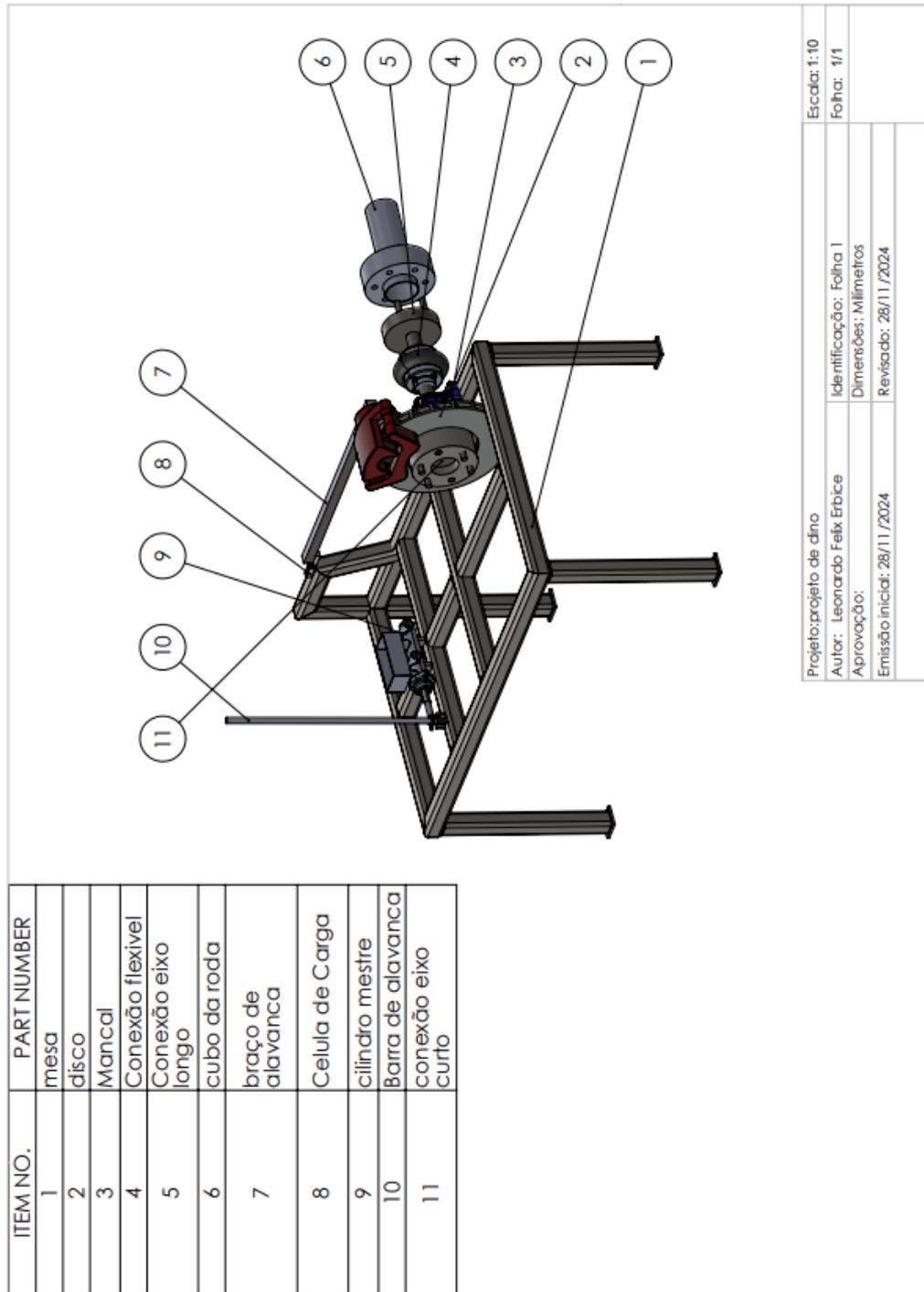


Figura 27 – Panorama Geral Projeto de Dinamômetro