

**UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL
ÁREA DO CONHECIMENTO DE CIÊNCIAS EXATAS E ENGENHARIA**

MATHEUS BISOL

**DIMENSIONAMENTO E AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DE UM SISTEMA DE FREIO
APLICADO A UM VEÍCULO BAJA SAE**

**CAXIAS DO SUL
2021**

MATHEUS BISOL

**DIMENSIONAMENTO E AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DE UM SISTEMA DE FREIO
APLICADO A UM VEÍCULO BAJA SAE**

Trabalho de conclusão de curso (MEC0291) apresentado à Universidade de Caxias do Sul como requisito parcial à obtenção do grau de Engenheiro Mecânico. Área de concentração: Projeto de Máquinas.

Orientador: Professor Me. Vagner Grison

CAXIAS DO SUL

2021

MATHEUS BISOL

**DIMENSIONAMENTO E AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DE UM SISTEMA DE FREIO
APLICADO A UM VEÍCULO BAJA SAE**

Trabalho de conclusão de curso (MEC0291) apresentado à Universidade de Caxias do Sul como requisito parcial à obtenção do grau de Engenheiro Mecânico. Área de concentração: Projeto de Máquinas.

Aprovado em 18/06/2021

Banca Examinadora

Prof. Me. Vagner Grison
Universidade de Caxias do Sul – UCS

Prof. Me. Adelair Lino Colombo
Universidade de Caxias do Sul – UCS

Prof. Me. Vagner do Nascimento
Universidade de Caxias do Sul – UCS

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus por me iluminar e me guiar nos momentos difíceis, os quais surgem dia após dia.

Aos meus pais, Artur e Rejane e também ao meu irmão Marcelo, que sempre acreditaram em mim, e que estiveram ao meu lado me apoiando em todas as etapas. E que nunca mediram esforços para me ajudar seja qual fosse a dificuldade.

Ao meu professor orientador Vagner Grison, por toda ajuda e dedicação prestada durante a elaboração deste trabalho.

A minha namorada Natália por toda ajuda e apoio, os quais foram fundamentais para que pudesse desenvolver este trabalho.

A todos os amigos e pessoas próximas que de alguma forma contribuíram com a elaboração deste estudo.

“Tudo aquilo que o homem ignora, não existe para ele. Por isso o universo de cada um se resume no tamanho do seu saber.”

Albert Einstein

RESUMO

O presente trabalho tem como objetivo dimensionar e avaliar um sistema de freio exclusivo para um veículo *off-road* tipo Baja SAE. Para a elaboração deste estudo, foram adotadas como parâmetro, as configurações do projeto do Baja de 2019 da Equipe Tobaja. A partir dele foram retiradas informações para realizar o estudo dinâmico e a também foram buscadas dimensões específicas para fabricação de componentes como o pedal de freio e o cilindro mestre de freio, o qual foi dimensionado de acordo com a necessidade do veículo; e a compra de itens comerciais, como discos e pinças de freio. Ambos os sistemas de freio, como aquele já existente no Baja assim como o sistema de freio proposto nesta pesquisa, foram previamente dimensionados em planilha. Estes sistemas de freio foram avaliados e dimensionados para operar com 231,50 N, força a qual corresponde a força ideal de aplicação do percentil 1% feminino sem causar estresses físicos no piloto. Os sistemas de freio, na sequência foram validados em uma bancada de testes construída para a realização deste estudo, a qual leva como conceito de funcionamento um dinamômetro de inércia. Desta forma foi avaliado o torque de frenagem gerado pelo sistema de freio em função da força aplicada sobre o pedal de freio. O sistema de freio 2019, exigiu do piloto 422 N para atingir os 662 Nm que o Baja exige no eixo dianteiro, ao passo que o sistema de freio proposto exigiu 253 N para atingir o mesmo torque de frenagem.

Palavras chaves: Baja SAE. Freio. Dimensionamento. Bancada de teste. Cilindro mestre.

ABSTRACT

The present work aims to design and evaluate an exclusive brake system for a Baja SAE off-road vehicle. For the preparation of this study, the configurations of the 2019 Baja project of the Tobaja Team were adopted as a parameter. From it, information was collected to carry out the dynamic study and specific dimensions were also sought for the manufacture of components such as the brake pedal and the brake master cylinder, which were dimensioned according to the vehicle's needs; and the purchase of commercial items such as brake discs and calipers. Both brake systems, such as the one already existing in Baja as well as the brake system proposed in this research, were previously dimensioned in a spreadsheet. These brake systems were evaluated and dimensioned to operate with 231.50 N, a force which corresponds to the ideal force of application of the 1% female percentile without causing physical stress on the pilot. The brake systems were subsequently validated on a test bench built for this study, which uses an inertia dynamometer as a working concept. Thus, the braking torque generated by the brake system was evaluated as a function of the force applied to the brake pedal. The 2019 brake system required the pilot 422 N to reach the 662 Nm that the Baja requires on the front axle, while the proposed brake system required 253 N to reach the same braking torque.

Key words: Baja SAE. Brake. Sizing. Test bench. Master cylinder.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Vista esquemática de um sistema de freio	9
Figura 2 – Arranjo experimental para medição de forças em um pedal de freio	10
Figura 3 – Vista esquemática da haste de acionamento: a) sistema em repouso; b) sistema acionado	12
Figura 4 – Representação esquemática de um cilindro mestre de freio simples	12
Figura 5 – Vista esquemática do retorno do pistão do cilindro mestre	13
Figura 6 – Representação esquemática de um cilindro mestre de freio duplo	14
Figura 7 – Ilustração da pinça de freio flutuante.....	16
Figura 8 – Representação do coeficiente de atrito	17
Figura 9 – Diagrama de corpo livre do disco de freio	18
Figura 10 – Representação da transmissão de forças	21
Figura 11 – Sistema de coordenadas de um veículo.....	22
Figura 12 – Forças atuantes em um veículo	23
Figura 13 – Transferência de carga em um veículo	23
Figura 14 – Sequência de procedimentos.....	25
Figura 15 – Medidas estruturais do Baja.....	26
Figura 16 – Arranjo do sistema de freio 2019	26
Figura 17 – Arranjo do sistema de freio proposto.....	27
Figura 18 – Vista lateral do <i>cockpit</i>	28
Figura 19 – Vista do conjunto de eixo dianteiro.....	29
Figura 20 – Modelo CAD em vista isométrica em corte do cilindro mestre	30
Figura 21 – Resultados obtidos de torque de frenagem.....	31
Figura 22 – Comparação gráfica entre o sistema de freio 2019 e o proposto	33
Figura 23 - Bancada de testes em modelo CAD	34
Figura 24 – Distorção gerada no campo de visão	37
Figura 25 – Bancada de testes construída.....	38
Figura 26 – Cilindros mestres do sistema de freio 2019 e sistema de freio proposto	39
Figura 27 – Ambiente de análise cinemática do <i>software</i> Tracker.....	40
Figura 28 – Ferramenta de dados do <i>software</i> Tracker.....	41
Figura 29 – Nitidez do ponto de referência	42
Figura 30 – Gráfico força no pedal x Torque de frenagem do sistema de freio dianteiro de 2019	46
Figura 31 – Discos de freios utilizados.....	48
Figura 32 – Gráfico força no pedal x Torque de frenagem do sistema de freio dianteiro de proposto.....	49

Figura 33 – Comparação entre resultados práticos.....	50
Figura 34 – Posicionamento do conjunto de pedais na estrutura do Baja 2019	52

LISTA DE TABELAS E QUADROS

Tabela 1 – Propriedades físicas de fluidos de freio	19
Quadro 1 – Configuração dos sistemas de freios.....	31
Tabela 2 – Coeficiente de segurança dos sistemas de freio	32
Tabela 3 – Análise numérica dos resultados do sistema de freio 2019	44
Tabela 4 – Análise numérica dos resultados do sistema de freio proposto	47
Tabela 5 – Comparativo de resultados práticos entre os sistemas de freios	51

LISTA DE EQUAÇÕES

Equação 1 - Razão do Pedal	11
Equação 2 - Coeficiente de Atrito.....	17
Equação 3 - Lei de Pascal	21
Equação 4 – Coeficiente de segurança	32
Equação 5 – Força aplicada sobre o pedal de freio	35
Equação 6 – Aceleração angular	36
Equação 7 – Torque de frenagem gerado.....	41
Equação 8 – Coeficiente de variação.....	44
Equação 9 – Equação teórica do torque de frenagem do sistema de freio 2019.....	46
Equação 10 – Equação do torque de frenagem do sistema de freio 2019	47
Equação 11 – Equação teórica do torque de frenagem do sistema de freio proposto	49
Equação 12 – Equação do torque de frenagem do sistema de freio proposto	50
Equação 13 – Máxima desaceleração	58
Equação 14 – Teor de massa na dianteira.....	58
Equação 15 – Peso dinâmico do Baja	58
Equação 16 – Força de atrito entre pneu e solo.....	59
Equação 17 – Torque de frenagem requerido.....	59
Equação 18 – Área da seção transversal.....	60
Equação 19 – Razão do pedal.....	60
Equação 20 – Força de atrito entre pastilha e disco de freio.....	61
Equação 21 – Torque gerado pelo sistema de freio	61
Equação 22 – Volume de líquido exigido por uma linha de freio	64
Equação 23 – Curso do êmbolo do cilindro mestre	64

ABREVIações, SIGLAS E TERMOS

3D	Modelo Gráfico Tridimensional
DCL	Diagrama de Corpo Rígido
DOT	<i>Departamento of Transportation</i> (Departamento de Transportes)
HD	<i>High Definition</i>
LED	<i>Light Emitting Diode</i> (Diodo emissor de luz)
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i> (Sociedade dos Engenheiros da Mobilidade)
UCS	Universidade de Caxias do Sul
USA	<i>United States of America</i> (Estados Unidos da América)

LISTA DE SÍMBOLOS

a_{st}	Área da seção transversal (m ²)
C_{cm}	Curdo total do êmbolo do cilindro mestre de freio (mm)
ce	Curso estipulado do êmbolo da pinça de freio (mm)
CG	Centro de gravidade
CG_t	Distância paralela a X do centro de gravidade até o eixo traseiro
Coef	Coeficiente de atrito do piso (-)
Coef _p	Coeficiente de atrito da pastilha de freio (-)
CS	Coeficiente de segurança (-)
CV	Coeficiente de variação (-)
D_e	Diâmetro do êmbolo (m)
$D_{esv}P$	Desvio padrão (N.m)
D_{cm}	Distância do ponto de giro do pedal até o cilindro mestre (m)
D_{pp}	Distância do ponto de giro do pedal até o ponto de aplicação de força do pedal
(m)	
F	Força aplicada sobre o disco de freio (N)
F_a	Força de atrito (N)
F_{af}	Força aplicada (N)
F_{al}	Força na alavanca (N)
F_{cm}	Força gerada no cilindro mestre (N)
F_m	Força resultante da mola (N)
F_{pp}	Força aplicada no pedal de freio (N)
F_p	Força gerada pela pinça de freio (N)
F_{xf}	Força de atrito no eixo dianteiro (N)
F_{xr}	Força de atrito no eixo traseiro (N)
F_{zf}	Força estática no eixo dianteiro (N)
F_{zr}	Força estática no eixo traseiro (N)
F_{zfd}	Força dinâmica no eixo dianteiro (N)
F_{zrd}	Força dinâmica no eixo traseiro (N)
g	Aceleração da gravidade (m/s ²)
h	distância do CG até o solo (m)
I	Momento de inércia (kg.m ²)
k	Constante elástica da mola (N/m)
L	Distância entre eixos (m)
L_f	Distância do CG até o eixo dianteiro paralelo ao eixo X

m_{da}	Máxima desaceleração (m/s ²)
m_t	Massa total do Baja (kg)
N	Força normal (N)
ne	Número de êmbolos por pinça de freio (unidade)
np	Número de pinças por linha de freio (unidade)
p_{cm}	Força de pré-carga da mola (N)
P_{dd}	Peso dinâmico na dianteira (N)
P_i	Pressão gerada (Pa)
qfa	quantidade de faces de atrito (N)
R_p	Razão do pedal (-)
R_{pneu}	Raio externo do pneu (m)
r	Raio médio de frenagem do disco de freio (m)
r_o	Raio máximo de atuação da pastilha de freio (m)
r_i	Raio mínimo de atuação da pastilha de freio (m)
T	Torque de frenagem gerado (N.m)
T_{dispM}	Torque médio disponível (N.m)
T_{disp}	Torque de frenagem disponível (N.m)
T_{req}	Torque de frenagem requerido (N.m)
T_{md}	Teor de massa na dianteira (-)
t_f	Tempo final (s)
t_i	Tempo inicial (s)
V_c	Volume interno útil do cilindro mestre (mm ³)
V_{pd}	Volume exigido pelas pinças de freio (mm ³)
W	Força peso (N)
W_a	Inércia do veículo
x	Deslocamento da mola (m)
α	Aceleração angular (rad/s ²)
\varnothing_e	Diâmetro do êmbolo do cilindro mestre (mm)
\varnothing_{ep}	Diâmetro do êmbolo da pinça de freio (mm)
θ_1	Ângulo inicial de posicionamento da pastilha no disco (°)
θ_2	Ângulo final de posicionamento da pastilha no disco (°)
μ	Coeficiente de atrito (-)
ω_f	Velocidade angular final (rad/s)
ω_i	Velocidade angular inicial (rad/s)

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	6
1.1	JUSTIFICATIVA.....	7
1.2	AMBIENTE DE TRABALHO.....	8
1.3	OBJETIVOS.....	8
1.3.1	Objetivo Geral	8
1.3.2	Objetivos Específicos	8
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	9
2.1	COMPONENTES DO SISTEMA DE FREIO.....	9
2.1.1	Pedal de Freio	10
2.1.2	Haste de Acionamento	11
2.1.3	Cilindro Mestre	12
2.1.4	Flexíveis e Tubulação Rígida	15
2.1.5	Interruptor de Luz de Freio	15
2.1.6	Luz de Freio	15
2.1.7	Pinça de Freio	15
2.1.8	Pastilha de Freio	16
2.1.9	Disco de Freio	18
2.1.10	Fluido de Freio	19
2.2	ERGONOMIA.....	20
2.3	HIDRÁULICA	20
2.4	DINÂMICA DE FRENAGEM	22
3	MATERIAIS E MÉTODOS	25
3.1	OBJETOS DE ESTUDO.....	25
3.2	MÉTODOS.....	33
3.3	MATERIAIS.....	34
4	DESENVOLVIMENTO	38
4.1	BANCADA DE TESTES	38
4.2	CILINDRO MESTRE DE FREIO	38
4.3	PROCEDIMENTOS DOS ENSAIOS EXPERIMENTAIS.....	39
4.4	LIMITAÇÕES DA BANCADA DE TESTES.....	42
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES	44
5.1	SISTEMA DE FREIO 2019.....	44

5.2	SISTEMA DE FREIO PROPOSTO.....	47
5.3	ANÁLISE COMPARATIVA DOS SISTEMAS DE FREIOS ENSAIADOS	50
5.4	CURSO DO PEDAL DE FREIO	51
6	CONCLUSÃO	53
7	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	55
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	56
	APÊNDICE A – MEMORIAL DE CÁLCULOS PARA TORQUE REQUERIDO PELO PROJETO BAJA 2019	58
	APÊNDICE B – MEMORIAL DE CÁLCULOS DO TORQUE GERADO PELO SISTEMA DE FREIO DE 2019	60
	APÊNDICE C - MEMORIAL DE CÁLCULOS DO TORQUE GERADO PELO SISTEMA DE FREIO PROPOSTO	62
	APÊNDICE D – VOLUME DE LÍQUIDO DESLOCADO PELO CILINDRO MESTRE	64
	APÊNDICE E – DETALHAMENTO DO CILINDRO MESTRE DE FREIO.....	65
	APÊNDICE F – DETALHAMENTO DA TAMPA TRASEIRA DO CILINDRO MESTRE DE FREIO.....	66
	APÊNDICE G – DETALHAMENTO DO ÊMBOLO DO CILINDRO MESTRE DE FREIO	67
	APÊNDICE H – DETALHAMENTO DA HASTE DE ACIONAMENTO DO CILINDRO MESTRE DE FREIO	68
	APÊNDICE I – DETALHAMENTO DA ARRUELA DO BATENTE DE RETORNO DO CILINDRO MESTRE	69
	APÊNDICE J – PEDAL DE FREIO DA BANCADA DE TESTES	70
	APÊNDICE K – MONTAGEM DA PONTA DE EIXO DIANTEIRA.....	71
	APÊNDICE L – POLIA DE INÉRCIA DA BANCADA DE TESTES	72
	ANEXO A – REQUISITOS GERAIS DO PROJETO – RATBSB EMENDA 3	74

1 INTRODUÇÃO

Conforme SAE Brasil (2020), o programa Baja SAE é um desafio proposto a alunos de engenharia que promove a aplicação prática dos conhecimentos vistos em sala de aula, sempre na busca de preparar o estudante para o mercado de trabalho. Neste projeto o aluno se envolve com um caso real de desenvolvimento de um veículo *off road*. Partindo do projeto em computador, para a construção e por fim os testes.

A avaliação prática do baja ocorre em um ambiente controlado, onde o veículo é testado de diferentes formas. As provas que avaliam o baja são: *powertrain*, eletrônica, freio, *design*, suspensão e direção, vendas e *marketing* e cálculo estrutural. Cada uma destas provas ocorre de forma independente e testam o veículo em cada ponto do seu projeto.

A UCS participa das competições de baja desde 1997, e já acumula alguns troféus ao longo de sua jornada. Mais recentemente a equipe que representa a UCS neste desafio é a Equipe Tobaja, composta por alunos de engenharias, que trabalham em um laboratório com o auxílio de um professor orientador. Dividida em pequenos grupos, cada qual com o objetivo de atender cada uma das provas citadas no parágrafo anterior, os alunos tiram do papel suas ideias e as colocam em prática. Na edição de 2019, a equipe contava com onze alunos, todos de diferentes semestres letivos da grade curricular. Com encontros semanais, a equipe discute propostas e soluções para os desafios encontrados em cada etapa.

Segundo Limpert (1999), a operação segura de um veículo motorizado, requer um ajuste contínuo de sua velocidade de acordo com as condições do tráfego. Sendo um dos sistemas fundamentais que compõe um veículo, o sistema de freio é o mais importante para evitar acidentes, e deve funcionar sob condições variadas, tais como: piso seco, molhado ou escorregadio. Também deve ser capaz de frear em linha reta ou dentro de uma curva, mantendo a trajetória do veículo.

O sistema de freio de um veículo Baja SAE deve possuir duas linhas de circuitos hidráulicos independentes, que atue em todas as rodas do veículo e que seja acionado por um único pé. Este sistema deve ser capaz de travar todas as rodas independentemente da pavimentação do terreno. O pedal de freio deve atuar diretamente no cilindro mestre de freio, sem auxílio de cabos. Por fim, sua efetividade é testada diversas vezes durante a competição, e em caso de falhas, o veículo é removido da prova, até que o problema seja resolvido. (RATBSB, 2019)

De acordo com Reif (2014), o cilindro mestre converte a força mecânica aplicada no pedal do freio pelo motorista em pressão hidráulica, que posteriormente será distribuída pelo circuito de freio até as pinças de freio com uma força proporcional àquela aplicada pelo motorista.

A funcionalidade de um sistema de freio é obtida através da correta combinação de fatores e parâmetros dos componentes do conjunto. Nesse sentido, a Equipe Tobaja executou testes utilizando diferentes combinações entre cilindros mestres automotivos, como do Volkswagen Fusca, discos e pinças de freio de motocicletas e geometrias de pedal de freio. Estas combinações nunca apresentaram falhas mecânicas, porém exigiam do piloto uma elevada carga de acionamento, o que gera estresse físico desnecessário. Em outra configuração, foi utilizado um cilindro mestre da motocicleta Honda CB300. Este por sua vez exigiu uma carga menor de acionamento, contudo não deslocava volume suficiente de líquido para acionar os freios.

A proposta do trabalho é dimensionar um sistema de freio para aplicação em veículos como o Baja SAE, destacando o dimensionamento de um cilindro mestre de freio exclusivo para esta utilização. Sendo assim, a elaboração deste projeto exige atender a forças aplicáveis ao pedal de freio viáveis ergonomicamente para o piloto, mas suficiente para atender as forças dinâmicas do veículo. O projeto ainda deve atender requisitos como espaço disponível no interior do *cockpit* para o cilindro mestre e o pedal de freio, assim como o espaço disponível na roda do veículo para montagem do conjunto disco e pinça de freio.

1.1 JUSTIFICATIVA

Tendo em vista a importância de um sistema de freio, é de interesse ter este subsistema do veículo devidamente projetado e atendendo os requisitos estabelecidos no regulamento da competição Baja SAE, entregando assim confiabilidade ao piloto. Contudo seu funcionamento deve contemplar, o controle de movimento do veículo sob ação de cargas adequadas tanto para os componentes mecânicos como para o acionamento do pedal por parte do piloto.

As modificações promovidas pela equipe no sistema de freio do veículo ainda não foram suficientes para obter um desempenho de frenagem considerado adequado. Este fato pode ser evidenciado pela nota 3,88 (em uma escala de 0 a 10) atribuída ao projeto do freio na competição Baja Etapa Sul de 2017, de acordo com o resultado da edição desta data. (Baja Sul 2017 – Resultado Geral)

Esta nota atribuída pelos juízes, era justificada em suas avaliações devido à dificuldade prática de utilização do freio. O travamento das rodas requerido no regulamento da competição era obtido, mas o controle de velocidade do veículo em declives e obstáculos era impreciso. Neste aspecto, a pilotagem era prejudicada devido ao pequeno curso e a elevada carga de acionamento do pedal de freio. Com base nisso se justifica o desenvolvimento de um projeto de dimensionamento de um sistema de freio e um cilindro mestre específico para atender as características de um veículo Baja SAE.

1.2 AMBIENTE DE TRABALHO

A Universidade de Caxias do Sul conta com um espaço apropriado ao desenvolvimento do projeto Baja SAE, localizado na sala 101 do Bloco U. Este local conta com um painel de ferramentas manuais, uma fresadora convencional, assim como ferramentas elétricas e pneumáticas. Para a área de desenvolvimento de projeto, a Universidade conta com laboratórios de informática com computadores e *softwares* para elaboração do modelo 3D. Também conta com o suporte dos laboratórios mecânicos localizados no Bloco D, para testes e ensaios de peças e serviços de usinagens.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 Objetivo Geral

O objetivo do presente trabalho é desenvolver o projeto de dimensionamento de um sistema de freio de um veículo Baja SAE, e fazer a avaliação experimental em bancada de teste.

1.3.2 Objetivos Específicos

- a) Definir geometria do pedal de freio e do cilindro mestre de freio;
- b) Definir modelo comercial do disco e pinça de freio;
- c) Desenvolver bancada de teste;
- d) Obter resultados de desempenho em um ensaio de bancada.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

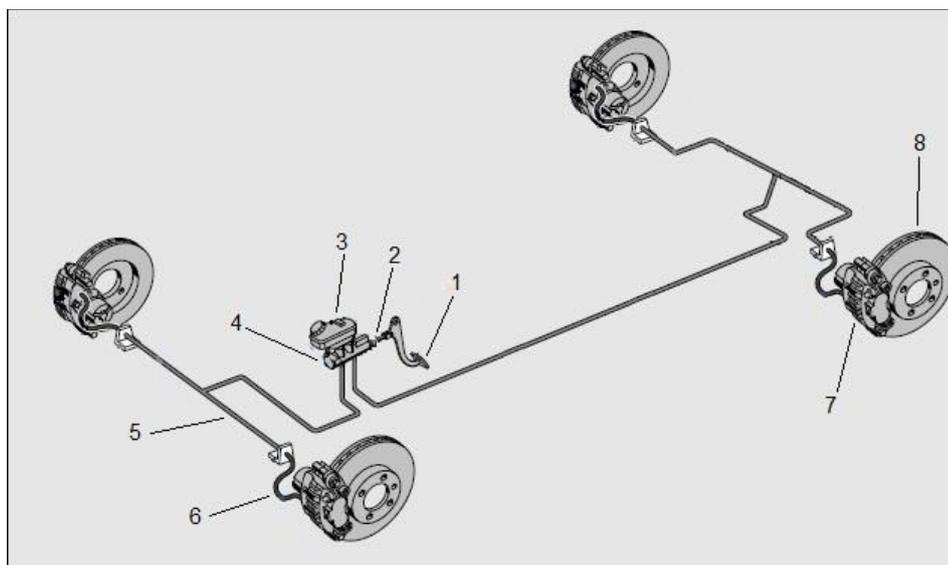
O objetivo deste capítulo é apresentar o conteúdo necessário para a elaboração deste projeto. Abordar os conceitos e definições essenciais de um sistema de freio acerca dos seus componentes, sua relação com a ergonomia do piloto, seu princípio hidráulico e por fim as reações dinâmicas do veículo quando o freio é acionado.

2.1 COMPONENTES DO SISTEMA DE FREIO

Para operar os freios, de acordo com Reif (2014), numa aplicação veicular tal como ilustrado na Figura 1, o motorista aplica pressão de pé no pedal de freio (1), movendo assim a haste de acionamento (2) que conecta o pedal de freio ao cilindro mestre (4). Dentro do cilindro mestre a força aplicada é transformada em pressão hidráulica. Parte desta pressão hidráulica gerada é utilizada para acionar o interruptor de freio, responsável por acender as lâmpadas de freio, indicando que o veículo está desacelerando. Neste momento, o fluido de freio contido no cilindro mestre é pressurizado e distribuído para todas as rodas através dos flexíveis de freio (6) e tubulações rígidas (5) até chegar nas pinças de freio (7), e por fim comprimir as pastilhas de freio contra o disco de freio (8).

O reservatório de fluido de freio (3), conectado ao cilindro mestre de freio, tem a função de repor o fluido de freio para compensação do volume de líquido. Vazamentos neste subsistema podem ser identificados por inspeção visual, tanto ao longo da linha de freio quanto pelo monitoramento do nível de fluido no interior do reservatório.

Figura 1 – Vista esquemática de um sistema de freio



Fonte: Adaptado de Reif (2014)

2.1.1 Pedal de Freio

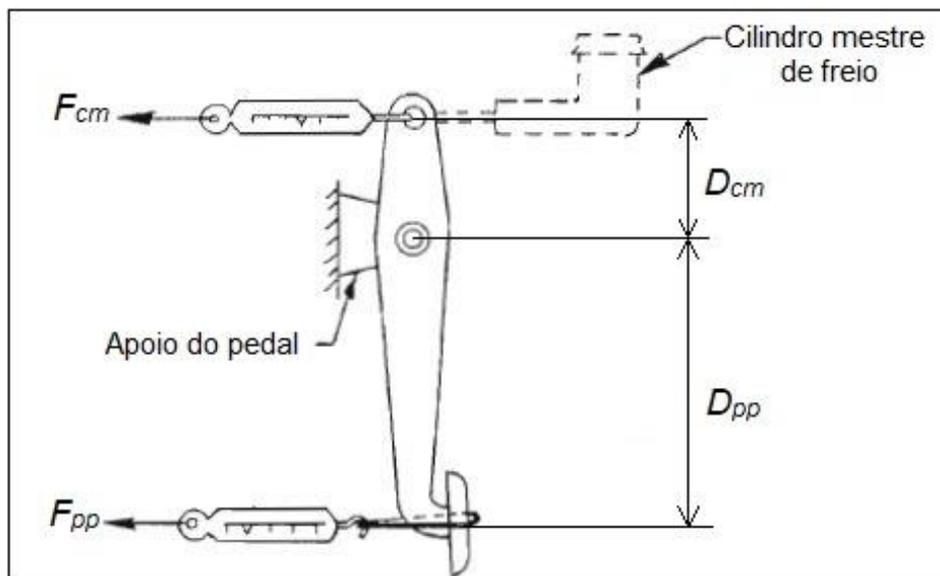
O pedal de freio é responsável por transmitir a força aplicada pelo motorista durante a frenagem ao sistema de freio de forma sensível. (REIF, 2014)

Seu *design* e construção afetam diretamente sua forma de funcionamento e como o motorista o sente no momento de utiliza-lo. Sua construção é feita em aço ou materiais que ofereçam uma relação de resistência aliada a custo-benefício, de modo a proporcionar confiabilidade e suportar as cargas aplicadas pelo motorista, a fim de evitar falhas. (PUHN, 1985)

Para Oshiro (1994) a relação de pedal deve estar entre 4,0 e 6,5 para garantir uma desaceleração segura do veículo. Visto que ganhos menores que 4,0 poderão diminuir em demasia o curso do pedal, que provocará respostas muito agressivas de frenagem em relação a pouca variação no esforço de acionamento. Para relações maiores que 6,5, a multiplicação de força é potencializada, mas em contrapartida o curso para acionamento total do sistema também será, provocando desconforto e sensação de insegurança ao condutor.

A Figura 2 representa a razão do pedal e as forças estudadas neste tópico.

Figura 2 – Arranjo experimental para medição de forças em um pedal de freio



Fonte: Adaptado de Puhn (1985).

Na Figura 2, segundo Puhn (1985), F_{pp} (N) representa a força aplicada no pedal de freio pelo piloto, F_{cm} (N) representa a força gerada no cilindro mestre. A distância D_{cm} , corresponde a distância entre o ponto de fixação do pedal até o cilindro mestre, enquanto D_{pp} corresponde a distância até o ponto de aplicação de força no pedal, partindo também do ponto

de apoio do pedal de freio. A Equação 1 traz a relação de multiplicação de força gerada no pedal de freio.

$$R_p = \frac{F_{cm}}{F_{pp}} \quad (01)$$

Onde:

R_p = razão do pedal (-);

F_{cm} = força gerada no cilindro mestre (N);

F_{pp} = força aplicada no pedal de freio (N).

De acordo com Limpert (1999), um sistema de freio que não conta com o auxílio do servo freio, deve ser projetado para operar com esforços sobre o pedal na ordem de 267 N a 445 N para cada 1 g de desaceleração. Assim como o pedal de freio não deve ter seu curso maior que 150 mm.

A solicitação do pedal de freio varia de acordo com a situação do trânsito. No caso de uma emergência o veículo pode necessitar de uma desaceleração brusca, logo o pedal de freio sofrerá a ação de cargas mais elevadas. Neste instante, uma pessoa pode aplicar aproximadamente 1334,2 N sobre o pedal de freio. (PUHN, p67, 1985)

Segundo Puhn (1985), no momento que a máxima força é aplicada sobre o pedal de freio, sua posição deve ser de 90° com a haste de acionamento. Esta, por sua vez, deve estar alinhada de forma paralela ao cilindro mestre.

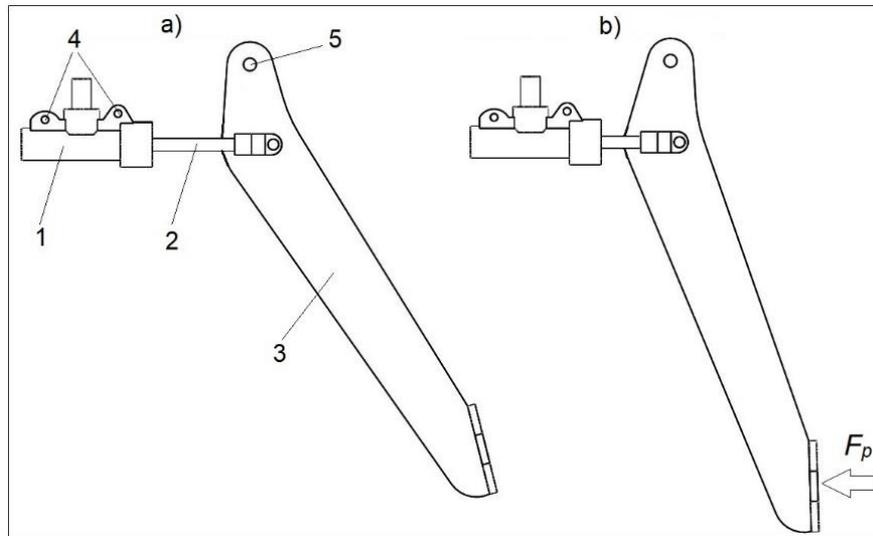
2.1.2 Haste de Acionamento

De acordo com Reif (2014), a haste de acionamento é responsável por transmitir a força aplicada no pedal de freio até o cilindro mestre. Este componente deve suportar as cargas aplicadas de forma a não ceder ou sofrer deformações que afetem sua utilização de modo a pôr em risco os ocupantes do veículo.

Para Puhn (1985), a haste, no momento em que o freio está totalmente acionado, deve estar preferencialmente paralela ao cilindro mestre ou em um ângulo máximo de 5°. Ângulos maiores podem impossibilitar acionamento do sistema de freio.

Na Figura 3 pode ser visto a haste de acionamento (2) realizando a conexão entre o cilindro mestre (1) fixado ao veículo pelos orifícios (4) e o pedal de freio (3), fixado ao veículo pelo furo (5). A vista a) ilustra o sistema de freio em repouso, enquanto a vista b) mostra o sistema de freio totalmente acionado pela força F_p .

Figura 3 – Vista esquemática da haste de acionamento: a) sistema em repouso; b) sistema acionado



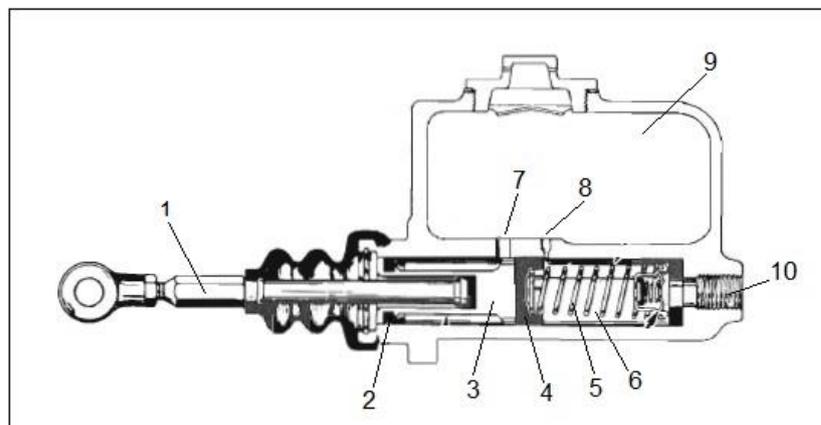
Fonte: Adaptado de Motta *et al.* (2016)

2.1.3 Cilindro Mestre

Para Reif (2014), o cilindro mestre de freio é responsável por converter a força aplicada no pedal de freio em pressão hidráulica. Esta pressão, pressurizará o fluido de freio, deslocando-o até as pinças de freio, resultando assim em força mecânica aplicada para frenagem.

Segundo Limpert (1999), os cilindros mestre podem ser classificados em dois modelos, sendo o câmara simples ou o câmara dupla. Sua concepção para ambos os modelos consiste em pistão, cilindro, mola de retorno e reservatório. A Figura 4 apresenta um modelo de cilindro mestre simples.

Figura 4 – Representação esquemática de um cilindro mestre de freio simples



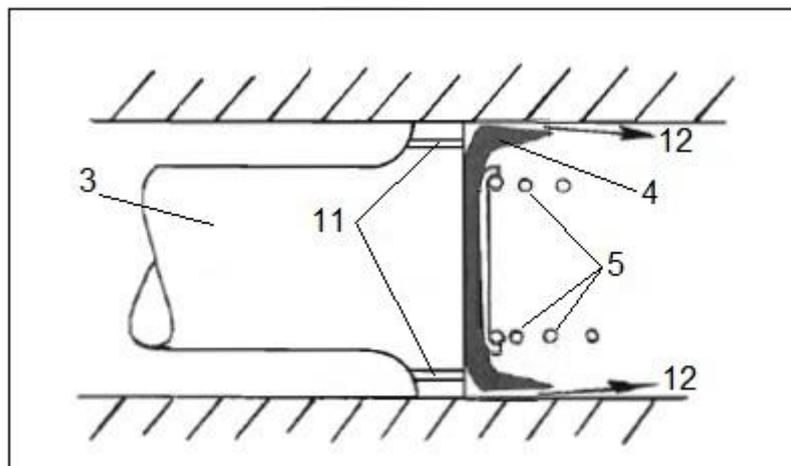
Fonte: Adaptado de Puhn (1985)

Segundo Puhn (1985), seu funcionamento consiste em: o fluido de freio fica armazenado no reservatório (9). Este fluido entra no cilindro (6) através dos orifícios (7 e 8). No momento que o motorista aplica força no pedal de freio, esta força é transmitida até o cilindro mestre pela haste de acionamento (1), esta por sua vez desloca o pistão (3), que está localizado no interior do cilindro. No instante que o pistão começa a se movimentar, ele movimenta junto de si o selo de vedação (4), que por sua vez veda o orifício de compensação (8) e começa a comprimir a mola (5) e desloca o fluido para fora do cilindro através do orifício (10) para as linhas de freio. Com o pistão deslocado, o fluido acessa a região traseira do pistão pelo orifício de entrada (7). Para evitar que o fluido vaze, existe o selo de vedação (2). Ao aliviar totalmente o pedal de freio, a mola recua até sua posição de repouso inicial, neste momento parte do fluido que está atrás do pistão, volta para o reservatório, e outra parte se desloca para a frente do pistão (12) através de pequenos orifícios (11) no mesmo, passando pelas lateais do selo de vedação, como mostra a Figura 5. Este procedimento é necessário pois a mola se movimenta mais rapidamente que o fluido, desta forma pode ocorrer a geração de bolhas de ar. Tal procedimento ocorre da mesma forma em cilindros mestre de câmara dupla.

O volume do fluido de freio fornecido pelo cilindro mestre, para Limpert (2011), deve ser suficiente para que todos os componentes do sistema de freio funcionem corretamente. O batente de final de curso do cilindro mestre deve atuar sobre o próprio fluido, para garantir que força aplicada no pedal pelo motorista continue sendo transmitida aos freios.

De acordo com Heißing e Ersoy (2011) os veículos devem ter em seu sistema de freio dois cilindros mestre, cada qual, operando duas pinças de freio, para medidas de segurança no caso de falhas em um dos sistemas.

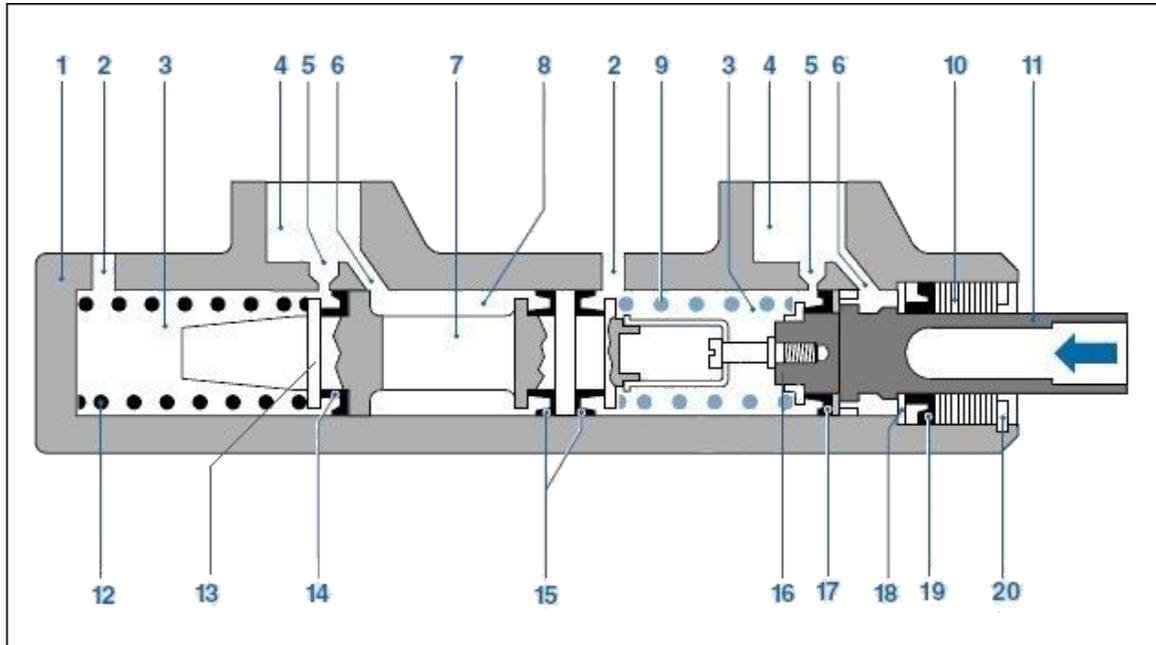
Figura 5 – Vista esquemática do retorno do pistão do cilindro mestre



Fonte: Adaptado de Puhn (1985)

A Figura 6 apresenta um cilindro mestre de câmara dupla, em uma vista de corte.

Figura 6 – Representação esquemática de um cilindro mestre de freio duplo



Fonte: Adaptado de Reif (2014)

Operando de forma muito semelhante ao cilindro mestre simples, segundo Reif (2014), o cilindro mestre de câmara dupla, tem a capacidade de operar duas linhas de freio independentes de forma simultânea. O fluido de freio entra nos cilindros (3) através dos orifícios (5), assim como também acessa o cilindro intermediário (8) e a parte traseira do êmbolo do cilindro primário (16) pelo pórtico (6). Ao pressionar o pedal do freio, o mesmo transmite o movimento pela haste de acionamento (11), que comprime as molas (9 e 12), movendo o pistão primário, o pistão intermediário (7) e por fim o pistão secundário (13). Desta forma o fluido de freio é pressurizado e movido para fora do cilindro mestre (1) pelos orifícios (2). Ao retirar a carga aplicada no pedal, as molas voltam a sua posição de repouso, e então o fluido que estava atrás dos pistões primários e secundários, parte é retornada ao reservatório e parte é movida para a frente dos pistões. O fluido passa através dos selos de vedação (14 e 17), os mesmo que no momento da frenagem vedam para que não haja perda de pressão. Os selos de vedação (15) se movem pelo cilindro intermediário de forma a sempre manter isolada uma câmara da outra.

O batente de retorno (18), assegura que o sistema, no momento do retorno, pare na sua posição inicial. O guia da haste de acionamento (10) é responsável por manter a trajetória da haste durante a frenagem. O selo de vedação (19) assegura que o fluido não vaze do cilindro mestre através na parte traseira do cilindro. Por fim existe um anel elástico (20), que mantém todas as peças do sistema posicionadas no interior do cilindro mestre.

2.1.4 Flexíveis e Tubulação Rígida

Os flexíveis ou mangueiras de freio formam um elo flexível entre a carroceria e a suspensão de um veículo. Sua concepção permite a passagem do fluido de freio pressurizado até o próximo componente do sistema de freio. (REIF, 2014)

2.1.5 Interruptor de Luz de Freio

As normas vigentes no RATBSB (2019), exigem que o sistema de iluminação de freio do veículo Baja seja acionado por um interruptor de pressão hidráulica.

Este componente é responsável por acionar o sistema de luzes de freio quando o motorista aciona o pedal do freio. Operado por um êmbolo em seu interior, quando o motorista pressiona o pedal de freio, a pressão no interior do cilindro mestre aumenta, neste momento o líquido é deslocado não apenas para as pinças de freio, mas também para o interruptor de freio. Ao deslocar o êmbolo, o mesmo fecha um contato elétrico em seu interior, permitindo que as luzes de freio sejam acionadas. O desacionamento do interruptor de freio se dá de forma automática quando o motorista tira por completo a carga aplicada no pedal. Isso ocorre pois existe uma mola no interior do interruptor de freio que desconecta o contato elétrico. (STEVENSON, 2017)

2.1.6 Luz de Freio

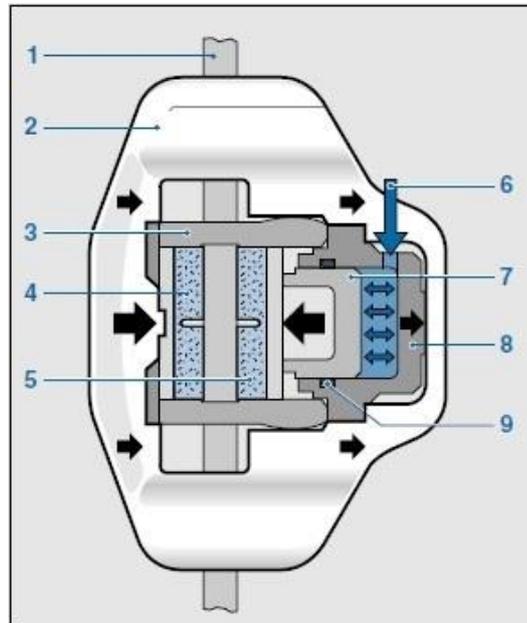
De acordo com o regulamento da competição de Baja SAE (RATBSB, 2019), o veículo deve ter em sua traseira uma luz de freio, obrigatoriamente de tecnologia LED e com reconhecimento automotivo.

Seu acionamento deve ser de forma hidráulica ao pressionar o pedal do freio, sendo proibidos acionamentos mecânicos. A luz de freio deve acender mesmo que umas das linhas de freio esteja inoperante. (RATBSB, 2019)

2.1.7 Pinça de Freio

As pinças de freio, de acordo com Puhn (1985), operam de forma que movimentam pistões hidráulicos, que pressionam as pastilhas de freio contra o disco de freio no momento que o motorista aplica pressão no pedal. As pinças de freio diferem de acordo com as exigências do projeto que serão aplicadas, variando seu tamanho, material e disposição do pistão.

Figura 7 – Ilustração da pinça de freio flutuante



Fonte: Adaptado de Reif (2014)

Nesta configuração de pinça de freio, o fluido de freio entra pelo pórtico (6) recaindo sobre o pistão (7) que se move para fora do cilindro e pressiona as pastilhas de freio (5) contra o disco de freio (1). A pressão hidráulica gerada atua simultaneamente sobre o corpo do cilindro (8) movendo assim o corpo da pinça de freio (2). Neste momento a pastilha de freio (4) entra em contato com o disco de freio. No momento que o motorista remove a carga aplicada no pedal, a pressão hidráulica existente na pinça de freio deixa a mesma pelo pórtico (6) e então a vedação elástica (9) se encarrega de afastar a pastilha de freio (5) do disco. Desta forma a pinça se movimenta de forma axial pela fixação (3). Para esta configuração de pinça de freio, são utilizados discos de freio fixos de forma rígida ao cubo de roda. (REIF, 2014)

Segundo Puhn (1985), no momento da escolha da pinça de freio, além de considerar o diâmetro do êmbolo, deve-se levar em conta o tamanho das pastilhas de freio, pois esta representa a superfície de atrito.

2.1.8 Pastilha de Freio

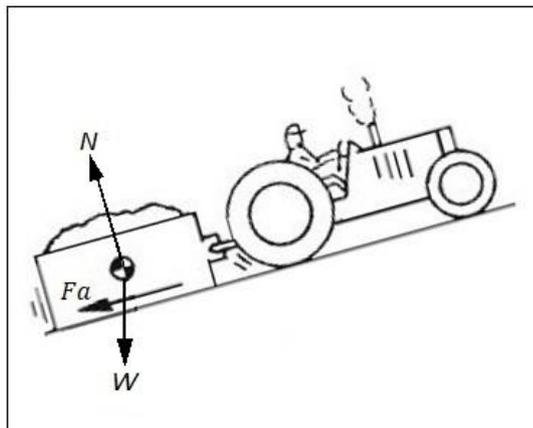
O atrito surge quando duas superfícies de contato tentam ou deslizam uma contra a outra. Sempre existe resistência ao deslizamento, esta resistência, a qual é denominada força de atrito. Essa força de atrito atua nas superfícies deslizantes em seu ponto de contato em uma direção oposta ao movimento. (PUHN, 1985)

Durante uma frenagem, segundo Reif (2014), as pastilhas de freio são pressionadas contra o disco de freio enquanto o mesmo se movimentava. Este contato gera atrito, transformando a energia cinética do veículo em calor e assim desacelerando o veículo. Composta de duas partes, a pastilha de freio tem em sua estrutura o denominado suporte de fixação. É com ele que a pastilha será montada na pinça de freio e o material de fricção, o qual entra em contato com o disco de freio.

Para Puhn (1985), o atrito depende de fatores como: o tipo de superfície em contato com a pastilha, a quantidade de força normal aplicada e a temperatura em que se encontra o disco e a pastilha de freio. A medida que é aumentada a força aplicada, maior é o coeficiente de atrito. Por outro lado, se as superfícies de contato têm um baixo coeficiente de atrito (são escorregadias), o atrito será menor.

De acordo com Puhn (1985), o coeficiente de atrito é determinado pela razão da força de atrito pela força normal do objeto, como está representado na Figura 8. Seu valor, usualmente, está entre 0 e 1, sendo valores próximos de zero, considerados de baixo atrito, ao passo que valores próximos de 1 indicam valores elevados de atrito.

Figura 8 – Representação do coeficiente de atrito



Fonte: Adaptado de Puhn (1985)

De acordo com Puhn (1985), a Figura 8 exemplifica a Equação 2, onde pode ser definido o coeficiente de atrito de um objeto com a superfície que esta em contato:

$$\mu = \frac{F_a}{N} \quad (02)$$

Onde:

μ = coeficiente de atrito (-);

F_a = força de atrito (N);

N = força normal (N);

W = força peso (N);

Segundo Reis (2020), o cálculo do atrito estático é realizado na iminência do deslizamento, momento o qual o atrito deixa de ser estático e passa a ser dinâmico.

2.1.9 Disco de Freio

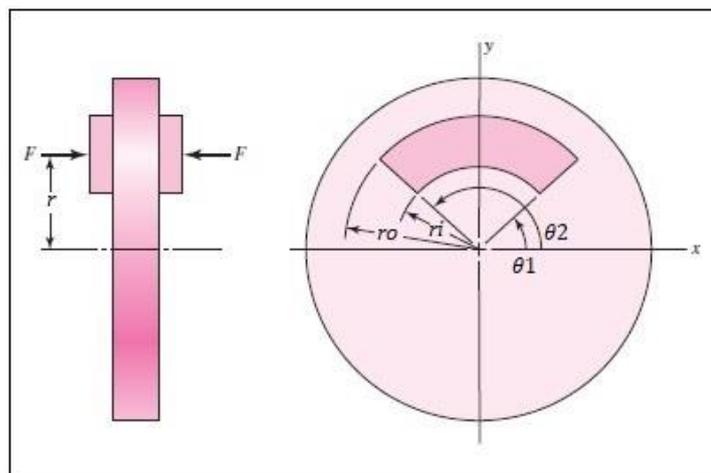
O disco de freio gira entre as pastilhas de freio que estão localizadas no interior da pinça. Ao pressionar o pedal de freio, as pastilhas de freio são empurradas contra os discos, produzindo torque de frenagem. (LIMPERT, 1999)

Durante uma frenagem, a energia cinética é transformada em calor. Aproximadamente 90% deste calor é absorvido pelo disco de freio, e então dissipado para o ar. O atrito entre o disco e as pastilhas de freio podem gerar uma temperatura de até 700 °C no disco de freio em trechos de declive. (HEIßING, ERSOY, 2011)

Os discos de freio, segundo Puhn (1985), são usualmente fabricados em ferro fundido cinzento, devido seu atrito com as pastilhas de freio, sua rigidez em temperaturas elevadas e sua facilidade de usinagem. Seu diâmetro externo máximo é delimitado pelo tamanho da roda do veículo.

Segundo Budynas e Nisbett (2011), o torque de frenagem é gerado conforme a Figura 9 ilustra esquematicamente.

Figura 9 – Diagrama de corpo livre do disco de freio



Fonte: Adaptado de Budynas e Nisbett (2011)

Para Budynas e Nisbett (2011), a Figura 9 mostra o DCL de uma pastilha de freio atuando sobre o disco de freio. A pastilha está localizada a uma distância r do centro do disco, logo ao aplicar uma força F , é gerado o torque de frenagem. Este por sua vez é influenciado

pela área de contato existente entre o disco e a pastilha, assim como a distância da pastilha ao centro do disco.

De acordo com Hibbeler, considerando a força F aplicada sobre o disco, o torque pode ser aumentado a medida que a distância r for aumentada, ao passo que, pode ser diminuído com o decréscimo da distância r .

Analisando a Figura 9, segundo Budynas e Nisbett (2011), é possível entender o posicionamento da pastilha de freio em relação ao disco de freio, sendo r_o o raio máximo de atuação da pastilha, e r_i o raio mínimo. θ_1 e θ_2 são respectivamente os ângulos dos quais onde se inicia e onde termina a pastilha de freio.

2.1.10 Fluido de Freio

De acordo com Heiβing e Ersoy (2011) a função do fluido de freio, além de garantir que as forças aplicadas sejam transmitidas e distribuídas no sistema de freio, ele também tem a função de lubrificação dos componentes deste subsistema do veículo, assim como não deve agredir ou danificar componentes não metálicos como anéis de vedação e retentores.

Ainda de acordo com Reif (2014) existem classificações de fluidos, que variam em sua composição química e aplicação. Na Tabela 1, estão disponíveis informações sobre fluidos de freio segundo a *Federal Motor Vehicle Safety Standard (USA)*. Este instituto regulamenta os padrões de segurança veicular nos Estados Unidos da América.

Tabela 1 – Propriedades físicas de fluidos de freio

Padrão de Teste	<i>Federal Motor Vehicle Safety Standard</i>		
	DOT 3	DOT 4	DOT 5, DOT 5.1
Versão	DOT 3	DOT 4	DOT 5, DOT 5.1
Ponto de Ebulição Seco	205 °C	230 °C	260 °C
Ponto de Ebulição Úmido	140 °C	155 °C	180 °C
Viscosidade a Frio a -40°C	1500 mm ² /s	1800 mm ² /s	900 mm ² /s

Fonte: Adaptado Reif (2014)

Segundo Reif (2014), o Ponto de ebulição seco refere-se ao fluido de freio novo, o qual não sofreu a absorção de água ou entrou em contato com a atmosfera. Para o fluido de freio que sofreu a absorção de água, é analisado com base no ponto de ebulição úmido. Este fenômeno prejudica significativamente a eficiência do fluido de freio, uma vez que facilita a produção de bolhas de ar dentro do sistema de freio quando o mesmo se encontra em temperaturas elevadas de trabalho. As bolhas de ar, por sua vez, são compressíveis, isso resulta em perda de frenagem, que pode ser percebida pelo motorista no pedal de freio, de modo que este fica com um toque esponjoso.

2.2 ERGONOMIA

O enduro de resistência, de acordo com o RATBSB (2019), é uma prova de 4 horas de duração, na qual o veículo tem como objetivo completar o maior número de voltas. O percurso da pista é de terreno irregular, com obstáculos e é percorrido sob qualquer condição climática. Nesta prova, o piloto precisa transpor obstáculos, controlar a velocidade do veículo em subidas e descidas e eventuais paradas durante a prova. Nestas condições, esta prova exige do piloto inúmeras aplicações sobre o pedal de freio de acordo com a necessidade encontrada.

Para Schencks (2019), lesões nos membros inferiores estão relacionadas a utilização dos pedais em geral durante a condução do veículo, contudo, estas lesões são agravadas pelo uso do pedal de freio ou pedal de embreagem, pois exigem mais esforço para sua utilização.

Segundo Lauretti (2016), lesões por esforços repetitivos estão relacionadas a atividades físicas mal executadas. São movimentos realizados de forma repetitiva, incorreta ou além da capacidade do indivíduo. Para Murer (2007), estas lesões são causadas principalmente pelo uso de cargas excessivas ou equipamentos mal projetados.

De acordo com Helliwell e Taylor, estas lesões danificam, mesmo que temporariamente, tecidos e nervos do membro em atividade. As principais lesões relacionadas são inflamações de tendões, músculos e articulações. Este fenômeno pode ocorrer mesmo na aplicação de pequenas cargas, e é agravado por vibrações mecânicas.

Conforme Macuzic *et al* (2017), para um acionamento eficiente e confortável do pedal de freio, a força máxima é de aproximadamente 231,50 N para o percentil feminino, enquanto para o percentil masculino é de aproximadamente 387,30 N.

2.3 HIDRÁULICA

De acordo com Deliberato (2019), quando o condutor de um veículo em movimento quer pará-lo, devido à quantidade de massa que possui, a força para freá-lo ultrapassa as habilidades físicas de uma pessoa.

A lei de Pascal, segundo Brunetti (2008), diz que a pressão aplicada num ponto do fluido em repouso transmite-se integralmente a todos os pontos do fluido. Esta lei é aplicada em dispositivos que transmitam e/ou ampliem uma força através da pressão aplicada num fluido. A lei de Pascal é tida conforme a Equação 3.

$$P_i = \frac{F_{cm}}{a}$$

Onde:

P_i = pressão gerada (Pa);

F_{cm} = força aplicada (N);

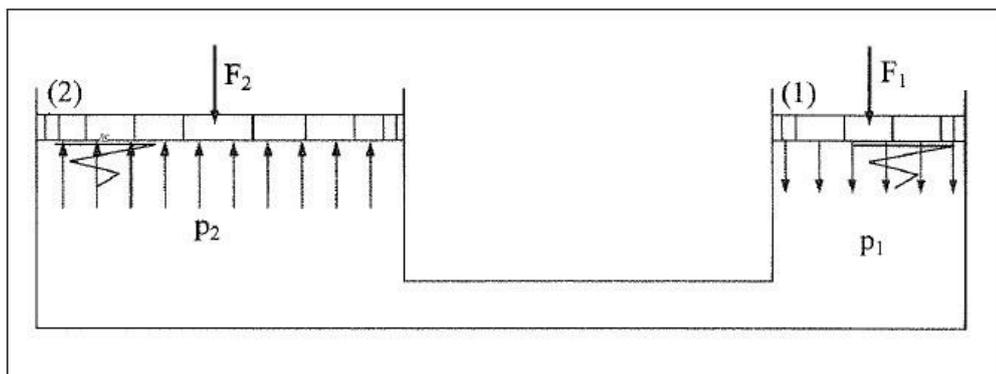
a_{st} = área da seção transversal (m²).

Um fluido é incompressível se o seu volume não variar ao modificar a pressão. Isso implica o fato de que, se o fluido for incompressível, a sua massa específica não variará com a pressão. Logo, sempre que a massa específica permanece constante, o fluido em questão é adotado como incompressível de acordo com as leis estabelecidas para fluidos incompressíveis. (BRUNETTI, 2008)

Para Limpert (1999), a nível de projeto do sistema hidráulico, é possível aumentar a desaceleração do veículo alterando o diâmetro do êmbolo do cilindro mestre e também da pinça de freio. A medida que a área de seção transversal do pistão do cilindro mestre é diminuída, é aumentada a pressão gerada na linha de freio e conseqüentemente aumentada a desaceleração do veículo. Ao mesmo passo que, para aumentar a desaceleração do veículo, outra alternativa é aumentar a área de seção transversal do êmbolo da pinça de freio.

Na Figura 10 pode ser visto de forma esquemática a representação da transmissão de forças de forças através do fluido.

Figura 10 – Representação da transmissão de forças



Fonte: Brunetti (2008)

Na Figura 10, por exemplo, uma força F_1 de 200 N é aplicada sobre o êmbolo (1) de área 10cm². A pressão gerada é de 20 N/cm², de acordo com a Equação 3, e é transmitida igualmente a todo fluido. Na outra extremidade está o êmbolo (2), de área 100 cm². Seguindo a Equação 3, a força F_2 transmitida será de 2000 N. (BRUNETTI, 2008)

Segundo Limpert (2011), este princípio aplicado ao sistema de freio, temos que o êmbolo (1), representa o cilindro mestre de freio, e o êmbolo (2), por sua vez, representa a pinça de freio. As seções transversais dos êmbolos são projetadas para entregar os requisitos de força necessária, tanto na força aplicada sobre o pedal de freio como a força gerada na pinça de freio.

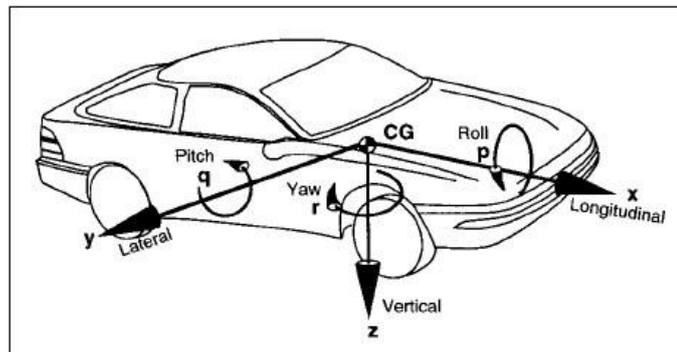
Para Puhn (1985), o deslocamento do êmbolo da pinça de freio (2) será proporcional ao deslocamento do êmbolo do cilindro mestre (1), pois o fluido do sistema hidráulico é adotado como incompressível, uma vez que seu volume não varia com as mudanças de pressão.

2.4 DINÂMICA DE FRENAGEM

Para Puhn (1985), um sistema de freio é projetado para que a desaceleração máxima seja determinada pelo coeficiente de atrito dos pneus com o solo. De acordo com Limpert (2011), quando o pedal de freio é acionado, o torque gerado pelo sistema de freio é transmitido para o solo como força de frenagem através do contato do pneu com o solo.

A Figura 11 apresenta, segundo Gillespie (1992), o sistema de coordenadas de um veículo padronizado pela SAE.

Figura 11 – Sistema de coordenadas de um veículo

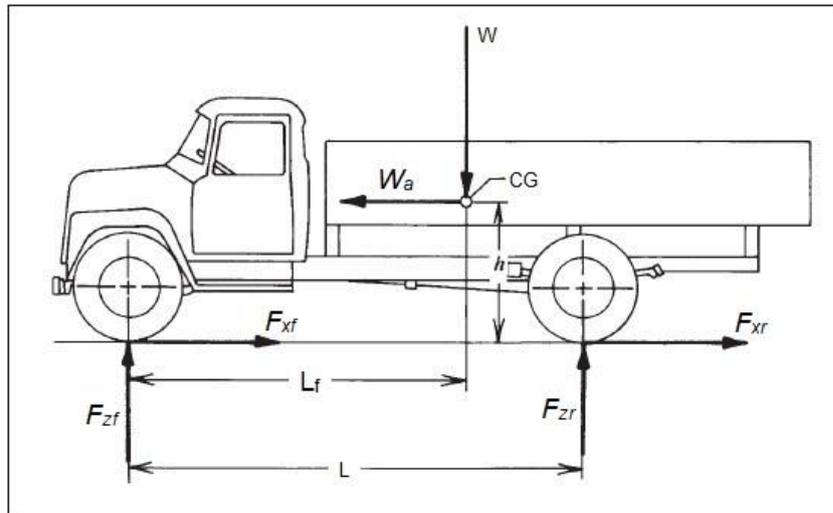


Fonte: Gillespie (1992)

Durante o momento da frenagem, para Gardinalli (2005), não apenas a força aplicada no pedal de freio age sobre o veículo, mas também forças de inércia das partes rotativas, perdas nos mecanismos de transmissão, força de resistência ao rolamento, entre outras, como a ação da gravidade quando o veículo está em um pavimento inclinado. Para Nicolazzi (2008), um veículo cuja velocidade máxima seja 50 km/h, as forças aerodinâmicas podem ser desconsideradas.

Na Figura 12, pode ser visto de forma esquemática as principais forças atuantes em um veículo.

Figura 12 – Forças atuantes em um veículo

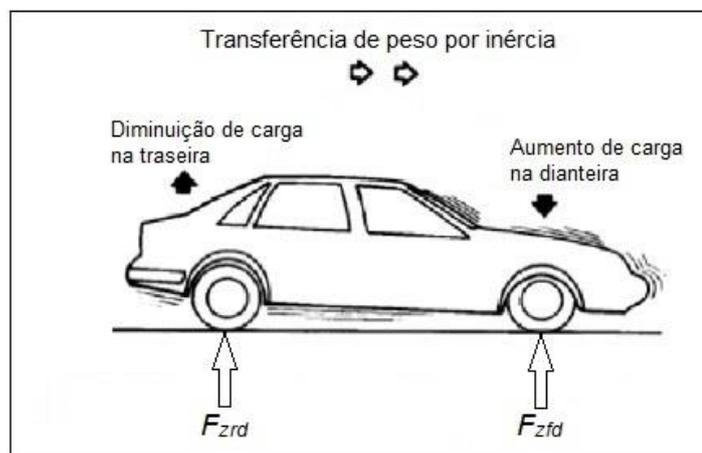


Fonte: Adaptado de Limpert (2011)

Segundo Limpert (2011), CG é o centro de gravidade do veículo, a componente W (N) refere-se a força peso, W_a é a resultante de inércia do veículo em movimento, h (m) é a distância do CG até o solo, L (m) a distância entre eixos do veículo, L_f (m) distância paralela ao eixo X do CG até o eixo dianteiro, F_{xf} (N) força de atrito do eixo dianteiro, F_{xr} (N) força de atrito do eixo traseiro, F_{zf} (N) força estática sobre o eixo dianteiro, F_{zr} (N) força estática sobre o eixo traseiro.

Puhn (1985), explica o CG como sendo o ponto de equilíbrio de um veículo. No momento da frenagem, o veículo tende a rolar em torno do eixo Y com seu centro no CG, movimento este conhecido por *pitch*. Desta forma ocorre uma transferência de carga no veículo, como pode ser visto na Figura 13.

Figura 13 – Transferência de carga em um veículo



Fonte: Adaptado de Gardinalli (2005)

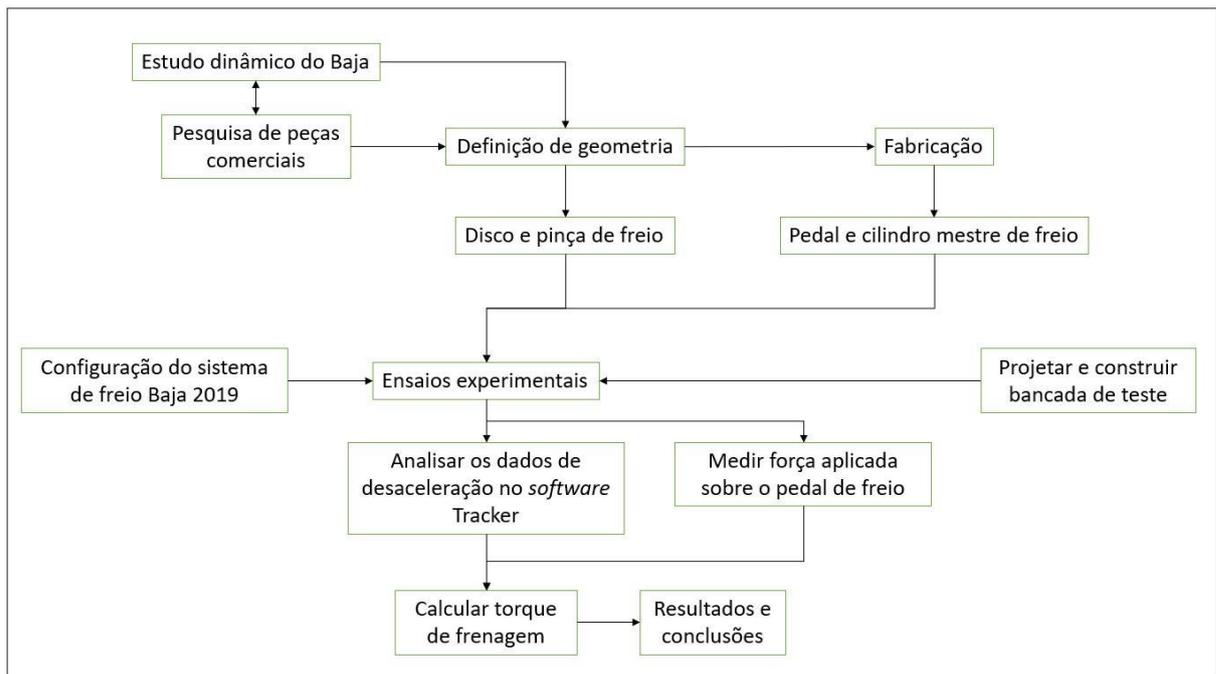
De acordo com Gardinalli (2005), quando os freios são acionados, a transferência de carga resultante do movimento faz com que no eixo dianteiro ocorra um aumento de força, a medida que no eixo traseiro ocorre um decaimento proporcional. Logo, o torque requerido para frear o eixo dianteiro é aumentado, a medida que no traseiro é diminuído. Durante o movimento, as forças denominadas F_{zrd} e F_{zfd} referem-se, respectivamente, a transferência de carga dinâmica na traseira e a transferência de carga dinâmica na dianteira.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Este capítulo tem como objetivo apresentar os objetos de estudo, métodos empregados, equipamentos e restrições existentes no projeto do sistema de freio.

A Figura 14 apresenta o fluxograma com a sequência de procedimentos para a realização deste trabalho.

Figura 14 – Sequência de procedimentos



Fonte: o autor (2021)

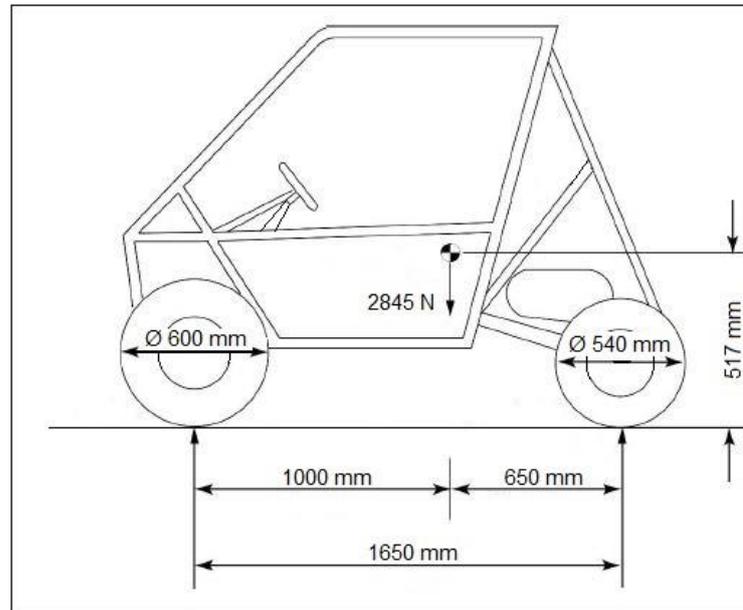
3.1 OBJETOS DE ESTUDO

O assunto tratado neste trabalho é o dimensionamento dos sistemas de freio para o veículo Baja da Equipe Tobaja. Este dimensionamento foi realizado sobre quatro componentes principais, os quais são: pedal de freio, cilindro mestre de freio, pinça de freio e disco de freio.

Para iniciar o projeto, foi considerado uma massa de 220 Kg do Baja e para o piloto 70 Kg. Sua desaceleração foi definida em $8,63 \text{ m/s}^2$, a qual refere-se a máxima possível devido ao coeficiente de atrito estático entre pneu e asfalto, foi iniciado o estudo dos sistemas de freios. Na sequência foram levantadas as informações sobre a estrutura do Baja, como comprimento do entre eixos, distância do centro de gravidade até o os eixos dianteiros e traseiros, distância do solo ao centro de gravidade e os diâmetros efetivos dos pneus.

Estas cotas estão representadas na Figura 15.

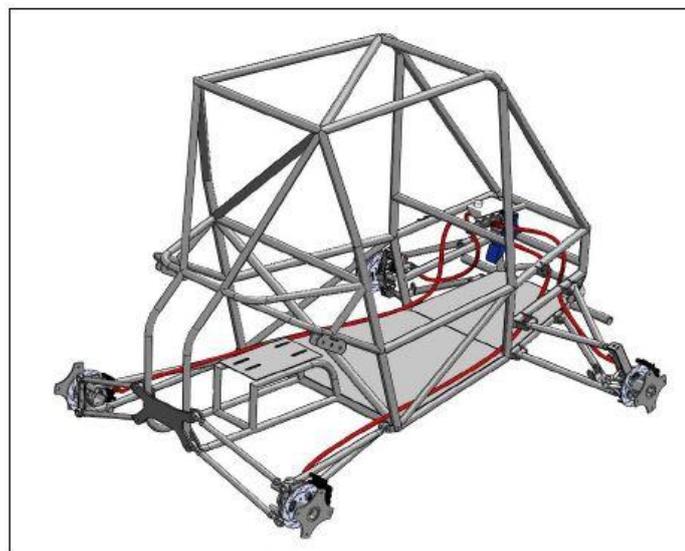
Figura 15 – Medidas estruturais do Baja



Fonte: o autor (2021)

O sistema de freio do Baja de 2019 conta com duas linhas de freios independentes cada qual atuada por um cilindro mestre de câmara simples. Cada linha deste sistema é responsável por atuar em duas rodas, de maneira que cada uma das rodas seja freada por um conjunto de disco e pinça de freio. As linhas de freio eram igualmente pressurizadas pelo pedal, uma vez que não existia um mecanismo de balanço de frenagem. A Figura 16 ilustra a disposição dos componentes na estrutura do Baja.

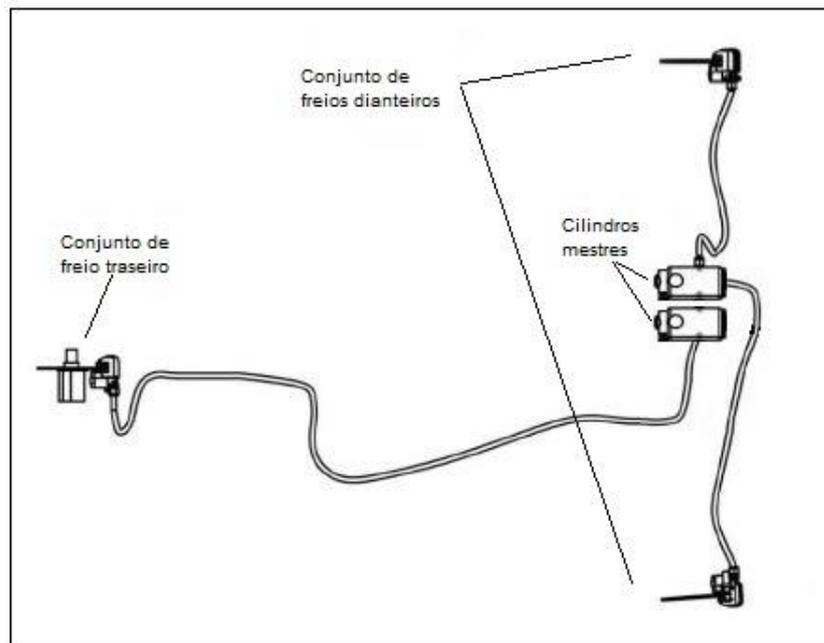
Figura 16 – Arranjo do sistema de freio 2019



Fonte: Copat (2020)

Este arranjo foi alterado para simplificar o projeto do sistema de freio proposto, sem prejudicar sua eficiência de frenagem. Para o eixo dianteiro a configuração foi mantida, contudo para o eixo traseiro, foi adotado um sistema de freio central, conforme a Figura 17 apresenta.

Figura 17 – Arranjo do sistema de freio proposto



Fonte: Adaptado de Copat (2020)

Para este trabalho a proposta é construir um pedal de freio e um cilindro mestre para a linha de freio dianteira de acordo com a necessidade do Baja. Para os itens discos e pinças de freio, estes serão selecionados de acordo com os requisitos do projeto, mas também, tendo em vista a disponibilidade de peças comerciais.

Os objetos estudados neste trabalho devem, não apenas, cumprir as necessidades requeridas pelo sistema de freio, mas também respeitar dimensões impostas pelo projeto do veículo Baja. Como requisito, a força aplicada sobre o pedal de freio foi definida em 231,50 N, sendo esta a força máxima aplicada pelo percentil feminino 1%, sem que haja o surgimento de elevado estresse físico. Foi adotado este público como referência, pois de acordo com o regulamento do Baja, Anexo A, deve ter capacidade para pilotar o veículo.

O pedal de freio, localizado no interior do *cockpit*, deve apresentar geometrias de modo a proporcionar ao piloto uso ergonômico. A região onde se aplica a força de pé, deve estar a uma distância adequada do assoalho do veículo, para que o piloto possa realizar o movimento do pedal com segurança e comodidade.

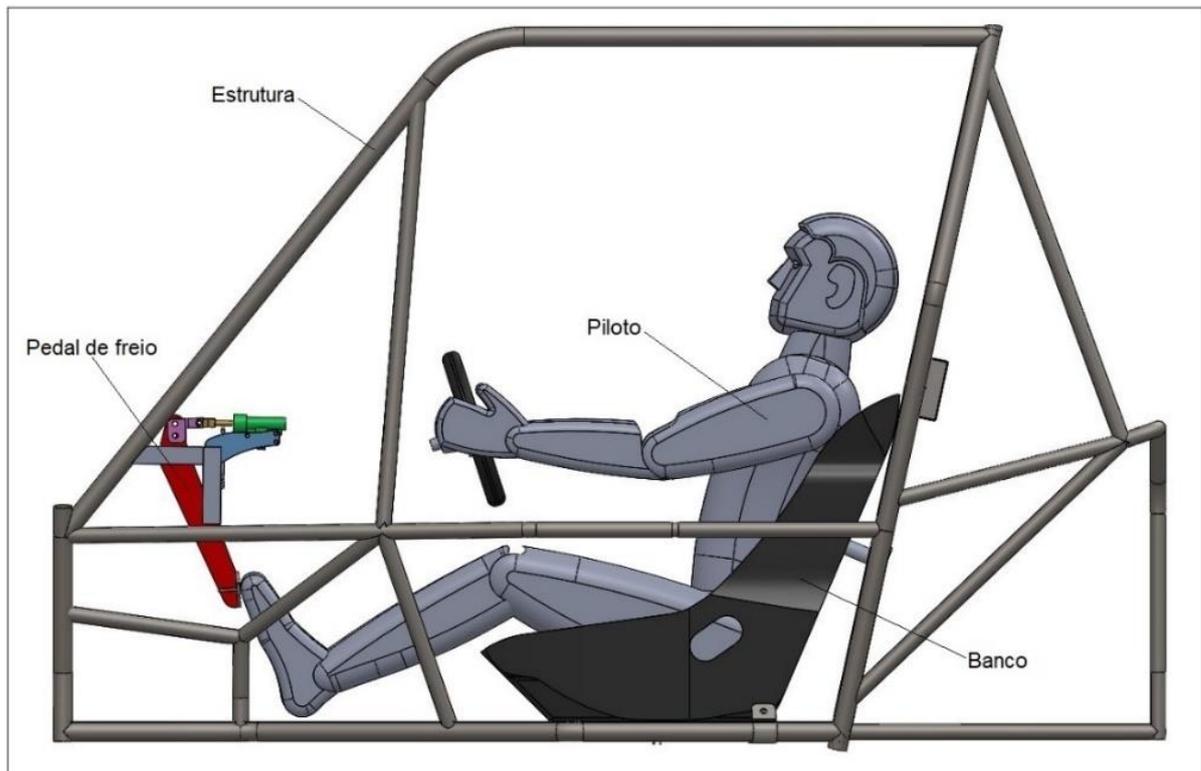
Sua fixação ao veículo deve garantir que o movimento realizado pelo pedal seja apenas em torno do seu eixo de fixação. Movimentos laterais não são tolerados uma vez que

proporcionam ao piloto insegurança e impossibilita o aproveitamento máximo do sistema de freio.

Por fim o pedal de freio deve apresentar determinado curso que possibilite ao piloto sensibilidade e progressividade durante seu uso. No sistema de freio 2019 seu curso era de aproximadamente 25 mm, ao passo que no sistema proposto o curso ficou em 110 mm.

A Figura 18 ilustra o posicionamento do piloto, dos pedais e do banco no interior do *cockpit*.

Figura 18 – Vista lateral do *cockpit*



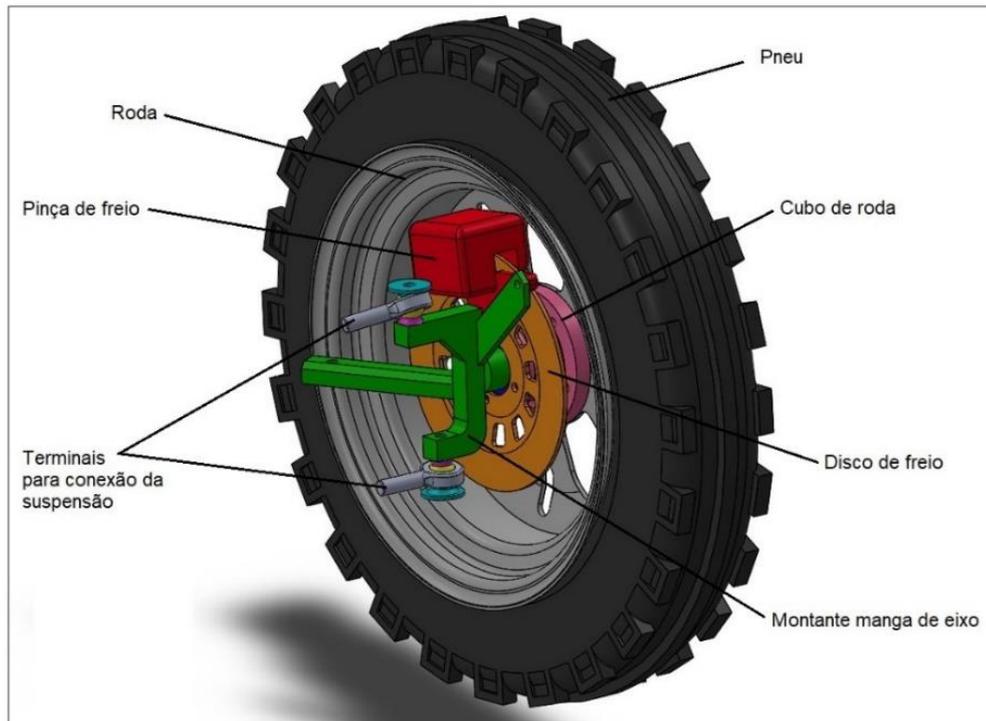
Fonte: o autor (2021)

O conjunto de discos e pinças de freio tem como restrição sua dimensão de montagem. Desta forma, este conjunto deve ser acomodado no interior da roda, respeitando seu diâmetro máximo interno de 320 mm, mantendo assim, a configuração apresentada pelo veículo de 2019 no eixo dianteiro, conforme Apêndice K.

Para o eixo traseiro é possível posicionar este conjunto de disco e pinça de freio diretamente no eixo de saída da caixa de transmissão.

A Figura 19 apresenta a montagem do sistema de freio na roda dianteira do Baja 2019.

Figura 19 – Vista do conjunto de eixo dianteiro



Fonte: o autor (2021)

Neste trabalho foi projetado e fabricado um cilindro mestre de acordo com a necessidade do Baja, atendendo tanto em requisitos de funcionalidade, como aqueles previstos no regulamento da competição Baja SAE.

O cilindro mestre de freio deve oferecer uma quantidade de portas de saída de fluido de freio suficientes para a frenagem de duas pinças de freio, e também uma saída para o interruptor elétrico da luz de freio. Suas conexões devem obedecer ao padrão de mercado de peças. O cilindro mestre também oferece diferentes pontos de parafusagem, para que sua fixação a estrutura do veículo possa ser realizada de forma diversificada, se adaptando com maior facilidade ao projeto, uma vez que a estrutura do baja sofre alteração de projeto a cada novo veículo construído.

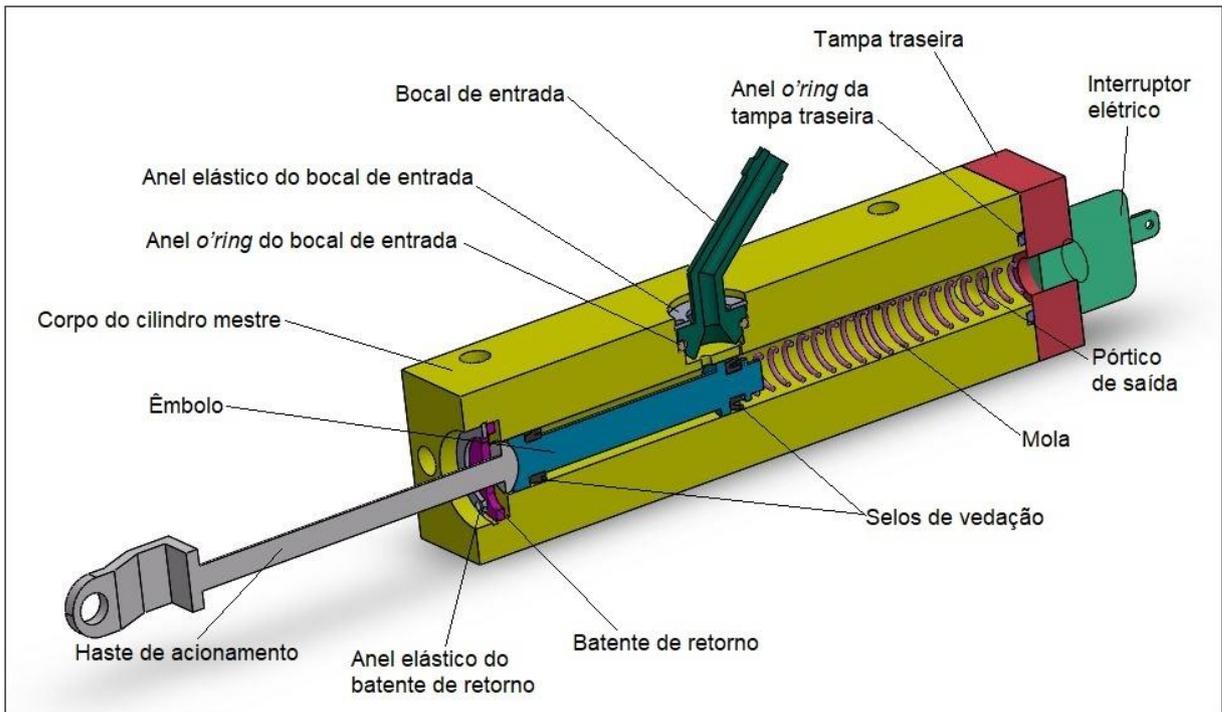
Este componente do sistema de freio, deve em sua operação garantir que o volume de fluido necessário seja movimentado pela linha de freio, a fim de garantir a frenagem. Isso deve ocorrer de maneira que o batente, do sistema de freio quando acionado, seja sobre o fluido de freio.

A usinagem do cilindro por onde o êmbolo irá deslizar durante o uso do freio é um canal de diâmetro pequeno e de comprimento longo. Por conta disso, o projeto do cilindro mestre sofreu alterações em sua concepção, para que a usinagem deste item seja possível, uma vez que a usinagem será realizada com a ajuda do local de trabalho do aluno, utilizando máquinas e ferramentas disponíveis pela empresa. Esta alteração foi realizada adicionando

uma tampa traseira, como pode ser vista na Figura 20. Posteriormente sua fixação ao corpo do cilindro foi realizada com parafusos e a vedação com o uso de um anel *o'ring*.

A Figura 20 apresenta em vista de corte o modelo do cilindro mestre em sua etapa final de modelamento 3D.

Figura 20 – Modelo CAD em vista isométrica em corte do cilindro mestre



Fonte: o autor (2021)

Durante o projeto do cilindro mestre, foi encontrado um obstáculo. Apesar de sua concepção simples, assim como de sua forma de trabalho, um de seus componentes, os selos de vedação, apresentaram uma geometria complexa e de difícil fabricação. Visto a inviabilidade de sua fabricação, optou pelo uso de selos de vedação encontrados no mercado. Para isso uma pesquisa foi realizada e então selecionado aquele que melhor adaptou-se ao projeto. E com base neste item o restante do cilindro mestre foi então dimensionado e fabricado. Seu detalhamento pode ser visualizado nos Apêndices E, F, G, H e I. Seu volume de líquido deslocado está apresentado no Apêndice D.

O cilindro mestre fabricado neste trabalho é do modelo de câmara simples, pois nesta proposta, o projeto é mais simples e contém menos componentes internos, quando comparado a um modelo de câmara dupla.

As peças que compunham configuração utilizada no sistema de freio de 2019, assim como as peças do sistema de freio proposto estão descritas no Quadro 1.

Quadro 1 – Configuração dos sistemas de freios

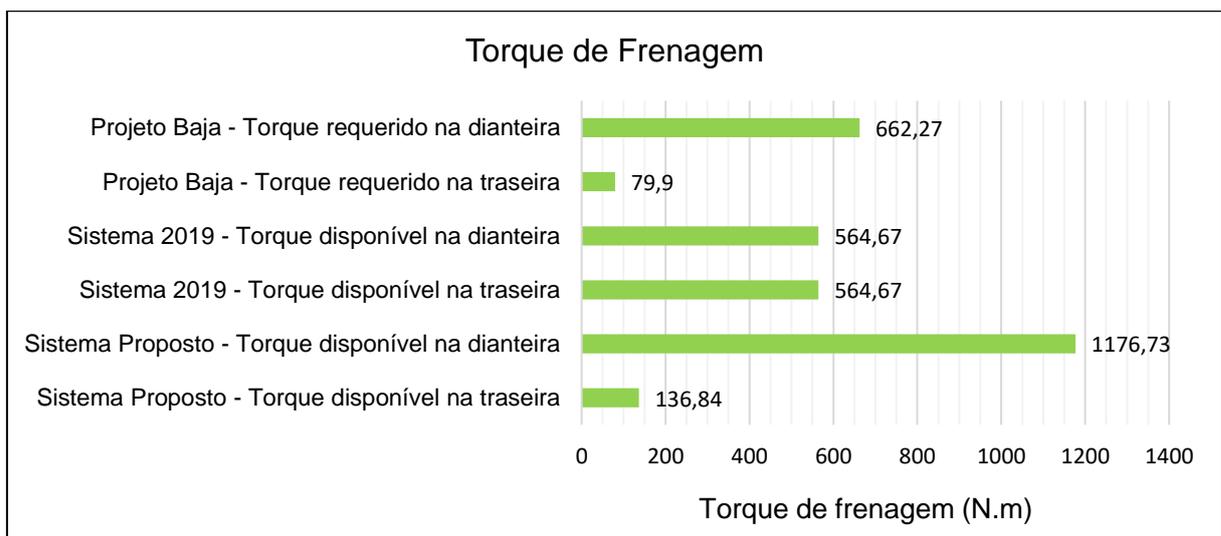
Componentes	Sistema de freio 2019		Sistema de freio proposto	
	Dianteiro	Traseiro	Dianteiro	Traseiro
Pedal de freio	Relação 5:1		Relação 5:1	
Cilindro mestre de freio	Volkswagen Fusca 1967-1976 Câmara simples, êmbolo de \varnothing 17,46 mm		Fabricação Êmbolo \varnothing 12,70 mm	
Pinça de Freio	Honda CRF230f 2 êmbolos de \varnothing 24,80 mm		Honda CRF230f 2 êmbolos de \varnothing 24,80 mm	Honda Bros 150 1 êmbolo de \varnothing 26,90 mm
Disco de freio	Suzuki Intruder 125cc 220 mm		240 mm	190 mm

Fonte: o autor (2021)

Dadas as configurações do Baja e dos sistemas de freios apresentados, foi possível calcular o torque requerido pelo projeto do Baja em si, o torque de frenagem gerado pelo sistema de freio 2019, assim como o torque gerado pelo sistema de freio proposto. Os Apêndices A, B e C apresentam respectivamente os cálculos realizados.

A Figura 21 apresenta os resultados obtidos.

Figura 21 – Resultados obtidos de torque de frenagem



Fonte: o autor (2021)

Analisando as informações da Figura 21, fica claro que o sistema de freio de 2019 foi construído de forma equivocada, uma vez que para o eixo dianteiro, não entregava torque de

frenagem suficiente, ao passo que para a traseira estava superdimensionado. Contudo o sistema proposto neste trabalho entrega de maneira distribuída o torque exigido.

Outra análise que foi possível realizar, foi referente ao coeficiente de segurança, este indicador apresenta a razão entre o torque máximo disponível e o torque máximo requerido, conforme mostra a Equação 4.

$$CS = \frac{T_{disp}}{T_{req}} \quad (04)$$

Onde:

CS = coeficiente de segurança (-);

T_{disp} = torque máximo disponível (N.m);

T_{req} = torque máximo requerido (N.m).

A Tabela 2 apresenta o coeficiente de segurança entregue por cada sistema de freio baseado nas restrições do projeto Baja.

Tabela 2 – Coeficiente de segurança dos sistemas de freio

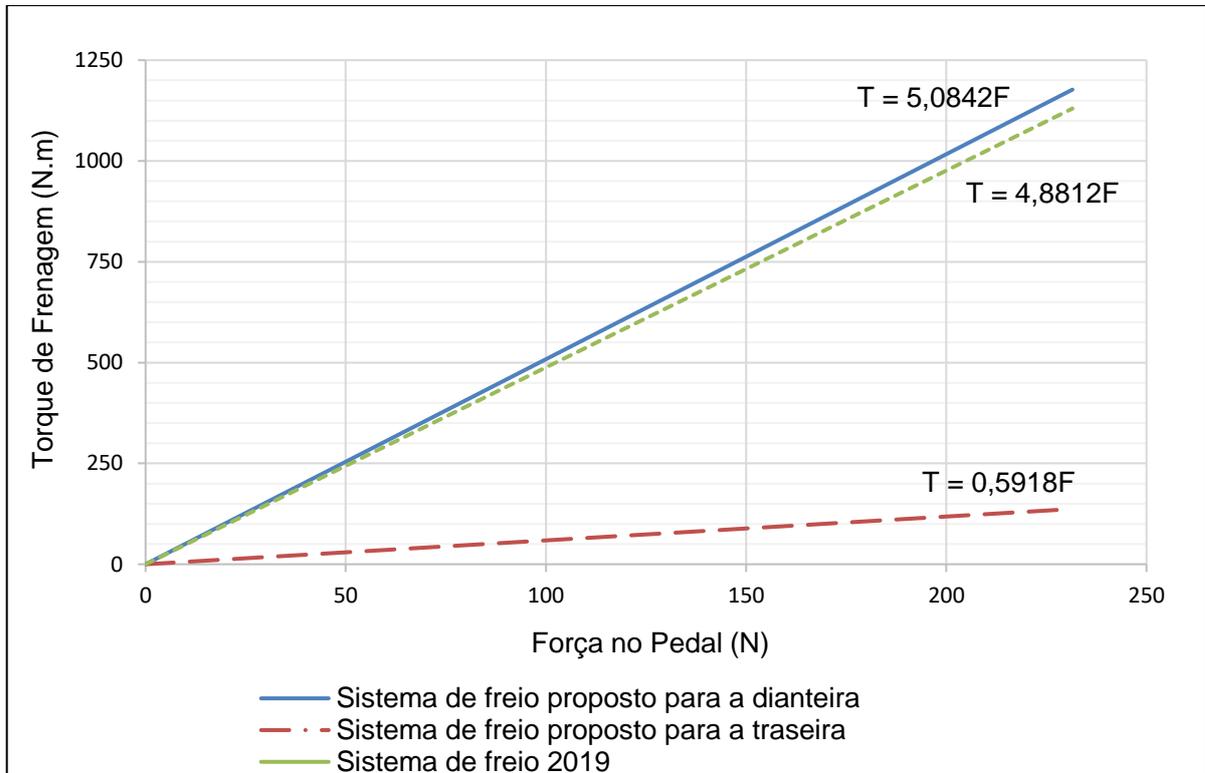
Coeficiente de Segurança		
	Dianteiro	Traseiro
Sistema de freio 2019	0,85	7,07
Sistema de freio proposto	1,78	1,71

Fonte: o autor (2021)

Com esta análise do coeficiente de segurança, fica evidenciado o desequilíbrio existente entre as linhas de freio do sistema de 2019, assim como fica evidenciado que o piloto precisa exercer, sobre o pedal de freio, uma força maior do que a força dada como limite, para atingir o torque dianteiro de frenagem exigido pelo Baja.

Analisando o gráfico da Figura 22, é possível ver como cada linha do sistema de freio proposto se comporta com o aumento da força aplicada sobre o pedal de freio, a qual foi dada como máxima em 231,50 N. Para o sistema de freio proposto, o torque total entregue por ele é a soma dos resultados das equações descritas no gráfico, uma vez que ele é distribuído de maneira diferente para a dianteira e para a traseira. Contudo para o sistema de freio construído em 2019, como não havia diferenciação entre as linhas de freio, assim como não havia um sistema de pedal com distribuição de força de frenagem, o torque total entregue por ele é descrito pela equação vista no gráfico, sendo este torque entregue, dividido igualmente entre as duas linhas de freio do Baja.

Figura 22 – Comparação gráfica entre o sistema de freio 2019 e o proposto



Fonte: o autor (2021)

3.2 MÉTODOS

Os sistemas de freio foram dimensionados em planilha previamente, baseado nas características do projeto do veículo Baja de 2019. Foi considerado o coeficiente de atrito estático entre pneus e pista asfáltica, o qual é maior e mais regular. Sendo a desaceleração máxima gerada, aquela entregue pelo limite do atrito estático, no limiar do escorregamento.

Com o objetivo de atingir resultados controlados durante o experimento, foi então adotada uma abordagem de testes realizados em bancada. Esta concepção de estudo possibilita uma coleta de dados facilitada, assim como permite também de maneira simplificada, a alternância dos componentes do sistema de freio.

Os resultados obtidos a partir de testes controlados, são gerados a partir de determinadas condições durante o experimento, que permitem a repetibilidade dos mesmos.

O procedimento de realização dos ensaios consistiu em primeiramente instalar na bancada o sistema de freio do Baja de 2019. Desta forma, os resultados obtidos foram adotados como referência, para assim ter um parâmetro de referência do sistema de freio proposto neste trabalho.

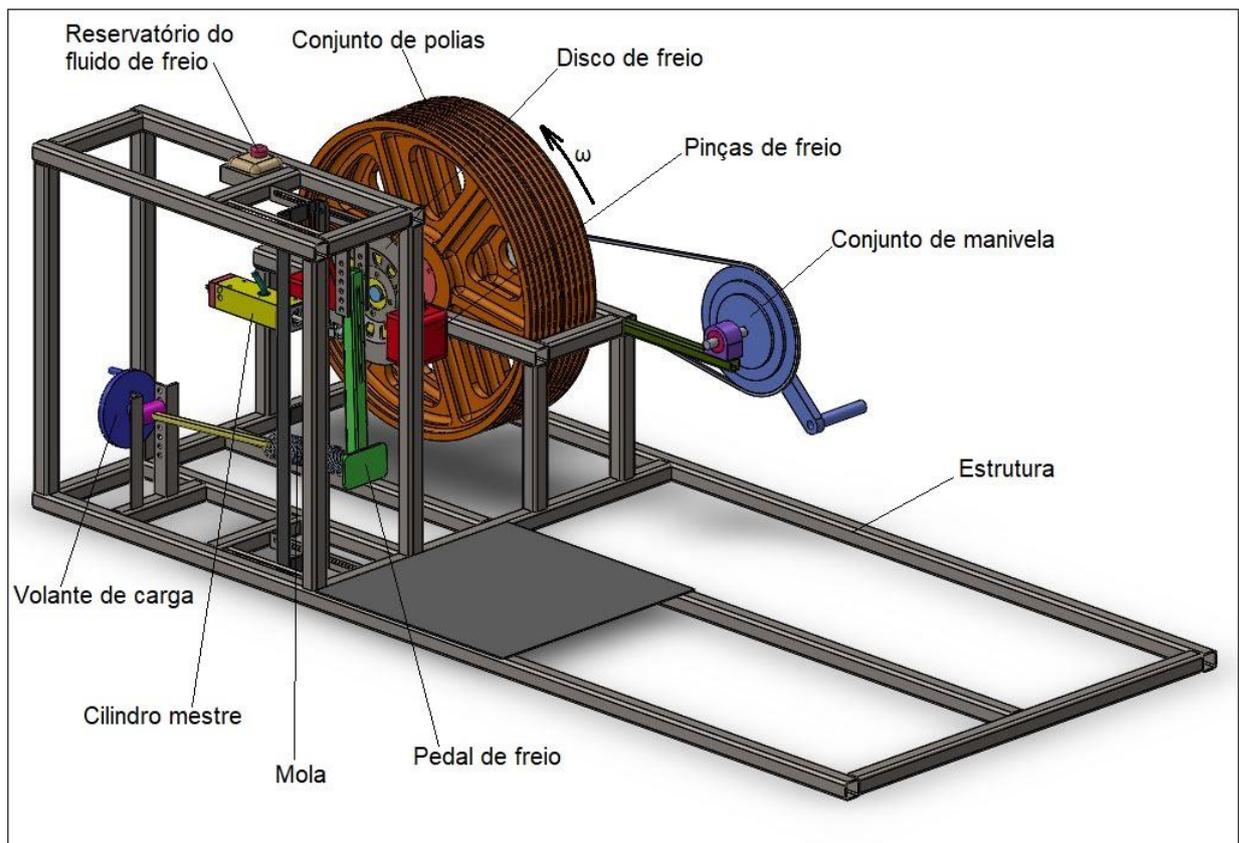
Na sequência o sistema de freio foi substituído, e então os testes foram executados seguindo os mesmos procedimentos. Deste modo foi possível realizar uma análise e comparar a capacidade de frenagem de cada sistema, assim como foi possível medir o deslocamento do pedal de freio durante seu uso.

Para os ensaios práticos, apenas o sistema dianteiro de freio foi testado, pois este é o sistema com maior solicitação quando o pedal de freio é acionado.

3.3 MATERIAIS

Para a realização dos testes foi projetada e construída uma bancada conforme ilustra a Figura 23.

Figura 23 - Bancada de testes em modelo CAD



Fonte: o autor (2021)

Este equipamento permite a fixação do pedal de freio em diferentes alturas, da mesma forma que permite que a relação de multiplicação de força do pedal seja alterada sem dificuldades através de uma regulação por parafuso no próprio pedal de freio.

A fixação do cilindro mestre também foi realizada de forma simples, uma vez que é possível alterar sua altura em relação ao assoalho, assim como sua distância em relação ao

pedal de freio. Isso só foi possível devido ao trilho fixado a estrutura que permite movimentos horizontais e verticais. Desta maneira permite a instalação de variados modelos de cilindros mestres, sem exigir modificações na bancada de testes.

Quando encontrada a posição ideal entre o cilindro mestre e o pedal de freio, os trilhos foram fixados de forma rígida utilizando parafusos, garantindo assim uma ótima posição de trabalho entre as duas peças.

Para o acionamento do freio, foi instalado um volante de carga. Esta peça traciona um fuso que por sua vez está ligado ao pedal através de uma mola de tração. Ao girar o volante de carga no sentido horário, o sistema começa a ser carregado. Neste fuso existe uma graduação cada 5 mm, para assim conhecer o deslocamento que está sendo aplicado a mola. A mola por sua vez garante a aplicação de força, assim como permite que o sistema seja desarmado para liberação do freio sem perder a referência de força aplicada no conjunto. Esta mola apresenta uma constante elástica de 4600 N/m e uma força de pré-carga de 50,85 N.

A força aplicada sobre o pedal de freio era determinada através da Equação 5.

$$F_m = k * x + p_{cm} \quad (05)$$

Onde:

F_m = força resultante da mola (N);

k = constante elástica da mola (N/m);

x = deslocamento da mola (m);

p_{cm} = força de pré-carga da mola (N).

Também é possível regular a altura do volante de carga, para desta forma garantir que o ângulo entre o fuso e o pedal seja o mais próximo de 90 °.

A fixação do disco de freio no seu flange deve ser feita conforme o disco disponível, logo o flange é removido da bancada, a furação adequada é executada e então estas peças são reinstaladas na bancada. Semelhante a esta situação é a fixação das pinças de freio, devido a grande variedade de modelos, sua fixação a bancada deve ser feita de acordo com a pinça disponível.

Foi instalado na bancada de testes um circuito elétrico de freio. Alimentado por uma fonte de 12 V e 1 A. Sua função é mostrar visualmente, através de uma lâmpada, o momento que o freio começa ser acionado. Esta indicação serviu como referência, para durante a análise das filmagens, permitir escolher o quadro inicial do momento da frenagem.

O conjunto de polias é composto por duas polias, vistas em mais detalhes no Apêndice L, de massa aproximadamente 31 kg cada uma e um diâmetro externo de 504 mm. O momento de inércia deste conjunto é de 2,22 kg.m², o qual foi determinado utilizando recursos computacionais devido a sua geometria complexa.

Neste sistema rotativo, são encontradas mais peças, como, um eixo, um adaptador que permite fixar as polias ao eixo, devido a diferença de diâmetro, um flange onde o disco de freio é fixado, o próprio disco de freio e por fim um flange utilizado para marcar a referência de filmagem. Todo este conjunto rotativo acumula uma inércia total de 2,30 kg.m².

Para movimentar este conjunto rotativo foi instalado um sistema de manivela com uma relação de 1:3,43. Ao girar a manivela, o movimento é transmitido para uma catraca no eixo do conjunto de polias através de uma corrente. A catraca, por sua vez, transmite o movimento apenas na direção mostrada na Figura 23, quando a manivela é liberada, a catraca permite o movimento do conjunto rotativo sem movimentar a manivela juntamente.

A velocidade angular que o conjunto de polias atinge, varia em cada teste, devido a propulsão ser manual. Contudo, este aspecto não impacta negativamente nos resultados, uma vez que está sendo buscada e coletada apenas a desaceleração gerada pelo sistema, pois a desaceleração é caracterizada pela variação de velocidade no tempo, como mostra a Equação 6.

$$\alpha = \frac{\omega_f - \omega_i}{t_f - t_i} \quad (06)$$

Onde:

α = aceleração angular (rad/s²);

ω_f = velocidade angular final (rad/s);

ω_i = velocidade angular inicial (rad/s);

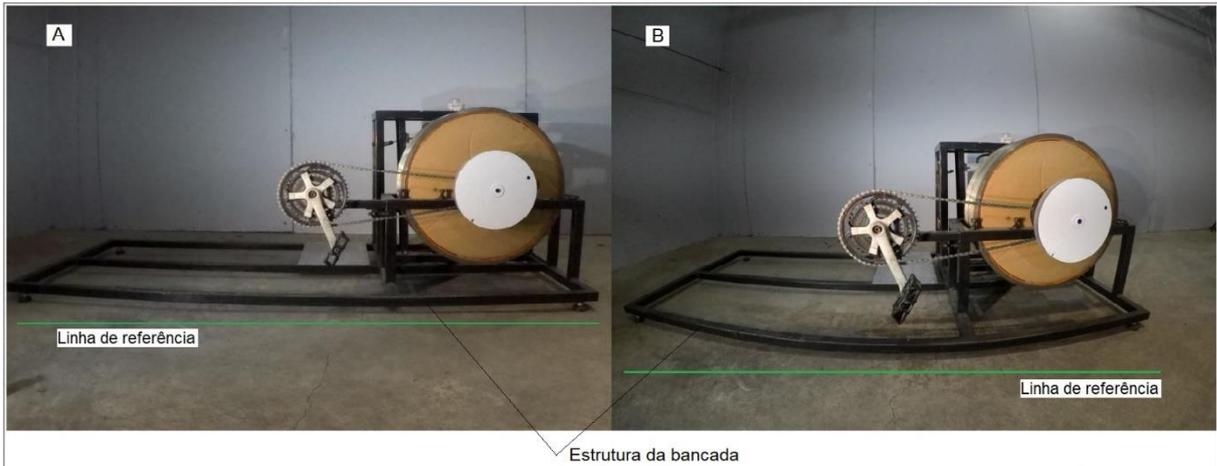
t_f = tempo final (s);

t_i = tempo inicial (s).

Para auxiliar na coleta de dados, foi utilizado como equipamento de filmagem do processo de frenagem, uma câmera modelo GoPro Hero 5 Black, a qual foi configurada para gravar em uma qualidade de imagem HD 720p e a uma taxa de 240 *frames* por segundo. O enquadramento da imagem definido com Estreito, para evitar distorções nos resultados que poderiam ser gerados devido a uma imagem curva.

A Figura 24 ilustra a situação descrita.

Figura 24 – Distorção gerada no campo de visão



Fonte: o autor (2021)

Observando a Figura 24 A, pode ser visto que a distorção gerada pela configuração de imagem Estreito é muito pequena, ao passo que na Figura 24 B, com campo definido como Amplo, é mais acentuada, quando ambas são comparadas a linha de referência desenhada na imagem.

Por fim, com o auxílio de um computador, as filmagens puderam ser analisadas utilizando o *software* Tracker na sua versão 5.1.5 de maio de 2020.

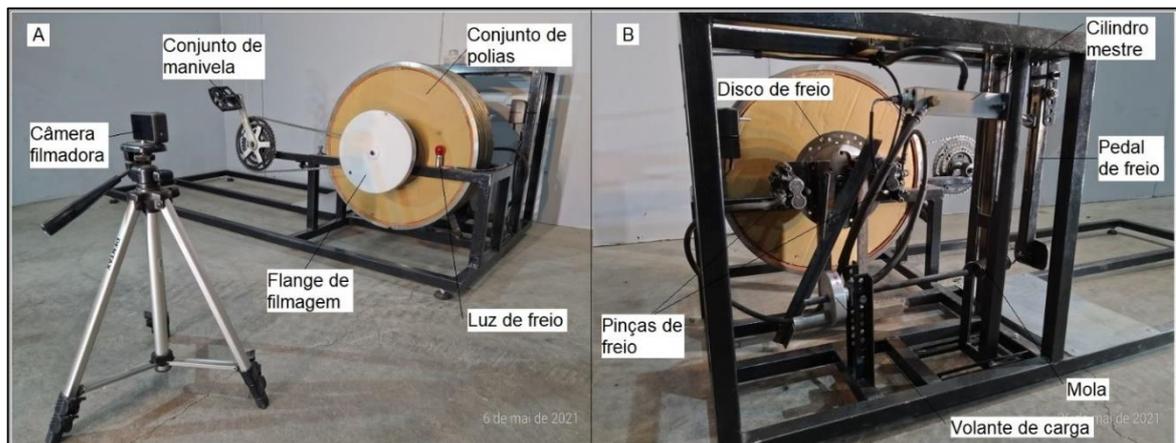
4 DESENVOLVIMENTO

Este capítulo tem por objetivo descrever como foram realizados os ensaios experimentais, mostrando seu passo-a-passo, assim como os equipamentos construídos para a obtenção dos resultados.

4.1 BANCADA DE TESTES

A bancada de teste que foi construída para os desenvolvimentos dos testes pode ser visualizada na Figura 25.

Figura 25 – Bancada de testes construída



Fonte: o autor (2021)

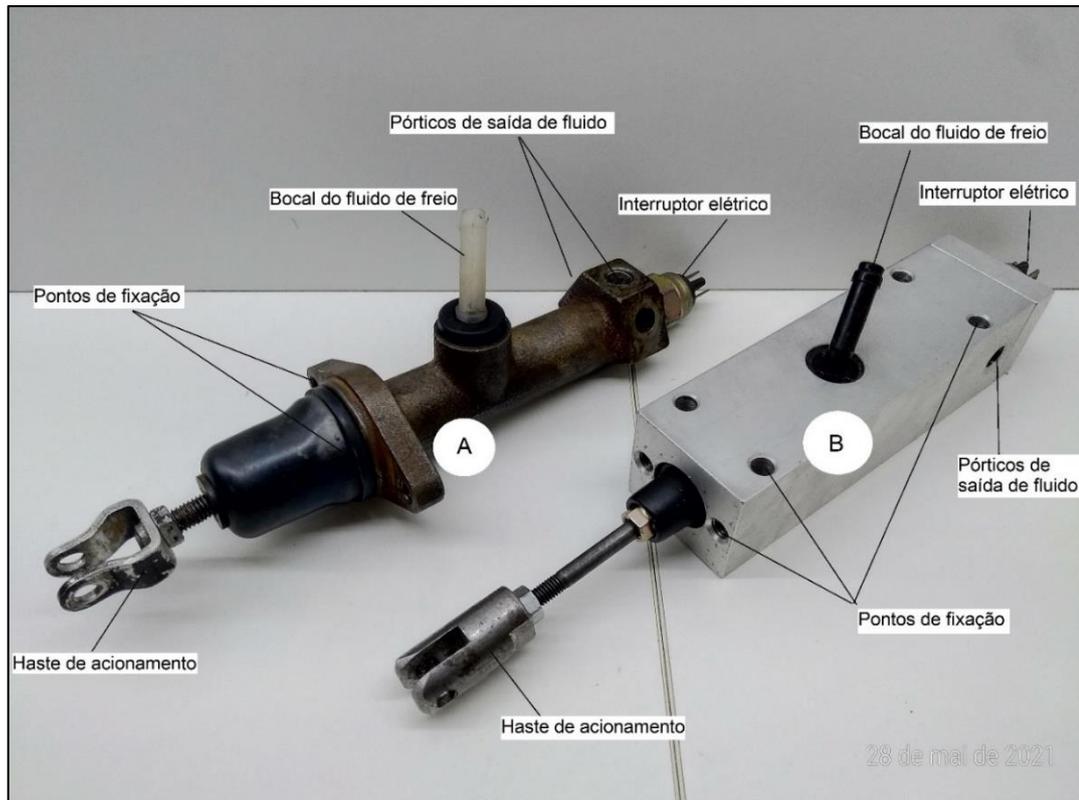
Analisando a Figura 25 A, pode ser visto a câmera filmadora em sua posição de gravação, com foco no flange de filmagem e na lâmpada de freio. Fixado ao mesmo eixo deste flange esta o conjunto de polias e também sistema de manivela para gerar o movimento rotacional desejado.

No lado B da Figura 25 pode ser visto o pedal de freio, o cilindro mestre, o volante de carga e a mola. Assim como também é possível visualizar a montagem no conjunto disco e pinça de freio sobre o mesmo eixo do conjunto de polias.

4.2 CILINDRO MESTRE DE FREIO

Fabricado de forma exclusiva para o projeto Baja da Equipe Tobaja, o cilindro mestre pode ser visto na Figura 26 B, ao lado do cilindro mestre comercial utilizado no sistema de freio de 2019, visto na Figura 26 A. Estão identificados os principais componentes vistos externamente em cada cilindro mestre.

Figura 26 – Cilindros mestres do sistema de freio 2019 e sistema de freio proposto



Fonte: o autor (2021)

4.3 PROCEDIMENTOS DOS ENSAIOS EXPERIMENTAIS

Para a realização dos testes e captação dos dados gerados, os passos descritos a seguir foram repetidos 5 vezes para cada carga aplicada sobre o pedal, a qual foi incrementada teste após teste.

Passo 1: foi aplicada uma carga conhecida no pedal de freio através do volante de carga apresentado na Figura 25 B;

Passo 2: na sequência o pedal de freio era recuado até sua posição neutra e fixado, de maneira a permitir um rápido desarme para então aplicar a frenagem posteriormente;

Passo 3: com o sistema de freio liberado e a carga de frenagem fixada, as polias eram então postas em movimento através da manivela vista na Figura 25 A;

Passo 4: com o conjunto de polias em movimento, é iniciada a gravação do movimento do mesmo;

Passo 5: o pedal de freio era liberado de seu travamento, assim gerando a frenagem;

Passo 6: por fim, foi finalizada a gravação após a parada completa do conjunto de polias.

Posteriormente, as gravações foram analisadas uma a uma utilizando o *software* Tracker. Para isso o próximo passo-a-passo irá descrever o procedimento.

Passo 1: com a gravação de vídeo carregada no *software*, foi definido o quadro inicial e final da filmagem, e o intervalo de análise entre quadros. Esta informação foi inserida no ícone “Ajustes de Corte de Vídeo”. Foi adotado como quadro inicial, o *frame* na iminência do acendimento da luz de freio, e como *frame* final, aquele em que o conjunto de polias está praticamente estático;

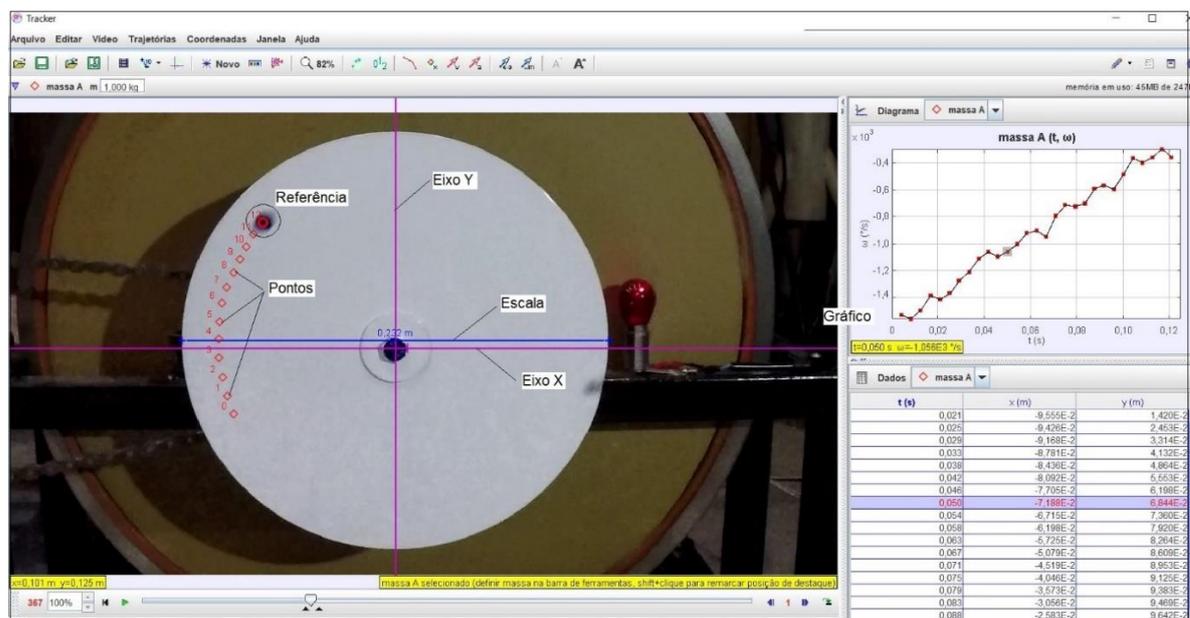
Passo 2: utilizando o ícone “Mostrar ou ocultar os eixos de coordenada” era inserido na análise a origem do sistema. Como origem, foi adotado o centro do eixo de rotação das polias;

Passo 3: com o ícone “Bastão de Medição” a escala do sistema era informada baseada em uma medida real da bancada. Neste caso foi utilizado o próprio diâmetro do flange de filmagem em foco na câmera, este, com uma medida de 232 mm.

Passo 4: na sequência foi criado um “Ponto de Massa”, e a Referência da bancada era marcada manualmente quadro a quadro, como mostra na Figura 27. A marcação realizada sobre o ponto de referência era demarcada desde o primeiro quadro definido como início da filmagem até o *frame* em que o conjunto de polias estava quase estático;

A Figura 27 ilustra a localização do sistema de coordenadas X e Y, a escala e a referência que foi utilizada posteriormente. Ela também mostra o estilo de gráfico gerado pela análise realizada.

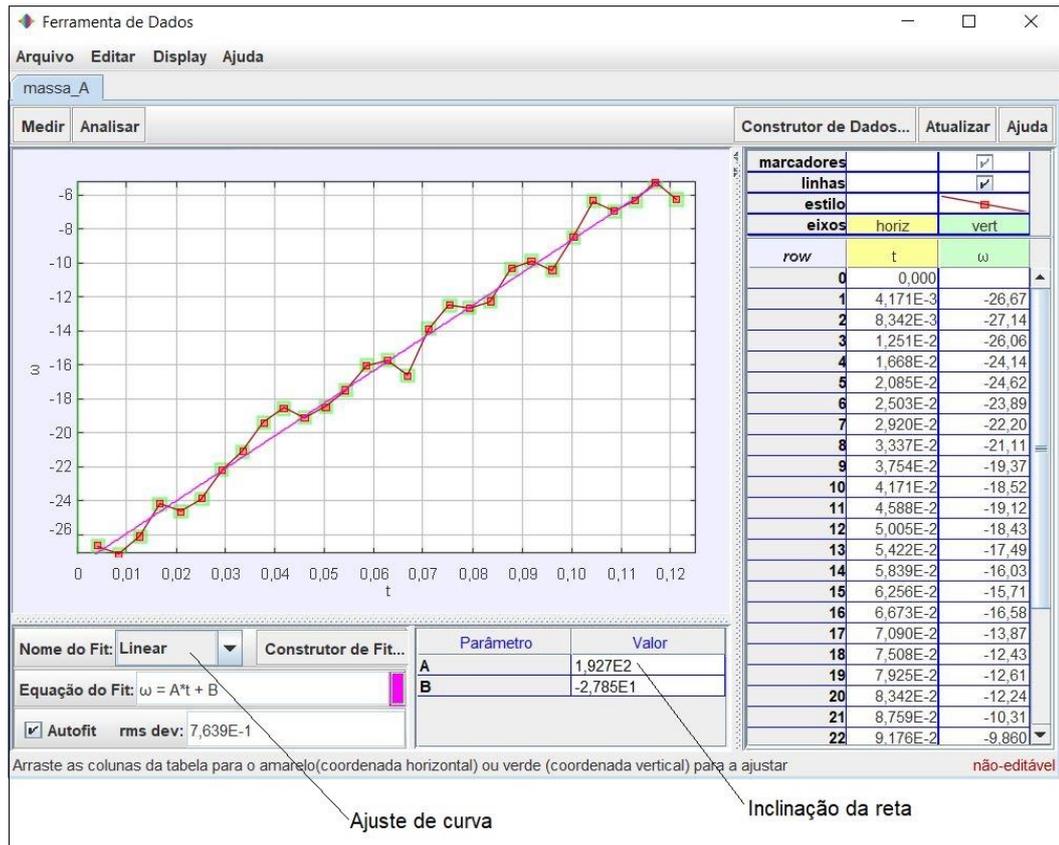
Figura 27 – Ambiente de análise cinemática do *software* Tracker



Fonte: o autor (2021)

Passo 5: utilizando o Gráfico de $t \times \omega$, (tempo x velocidade angular) foi então utilizado o menu “Ferramentas de Dados” e nele foi configurado o ajuste de curva do tipo linear. Neste passo, foi coletado o dado correspondente a inclinação da reta, o qual indica a desaceleração do sistema, mostrado na Figura 28. Para este dado coletado foi então atribuída a força aplicada no pedal de freio.

Figura 28 – Ferramenta de dados do software Tracker



Fonte: o autor (2021)

Para se obter o torque de frenagem de cada experimento se utilizou a Equação 7.

$$T = \alpha \cdot I \quad (07)$$

Onde:

T = torque de frenagem gerado (N.m);

α = aceleração angular (rad/s²);

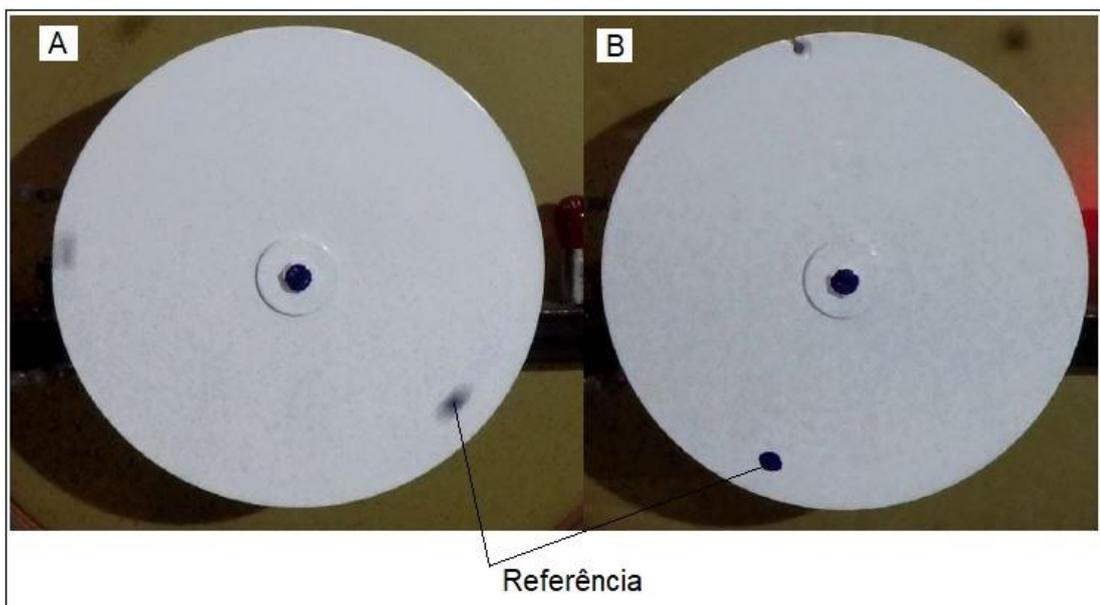
I = momento de inércia (kg.m²).

4.4 LIMITAÇÕES DA BANCADA DE TESTES

Durante a realização dos ensaios de torque de frenagem, foram constatadas algumas limitações da bancada de testes. Estes aspectos não foram percebidos no momento do projeto do equipamento de testes deste trabalho, contudo, estas limitações não interferiram substancialmente nos resultados adquiridos.

A câmera utilizada tem restrições na seleção da qualidade de imagens e quadros por segundo, e para os ensaios realizados, optou pela maior taxa de *frames* disponíveis. Devido a esta limitação do equipamento, a busca automática pela referência que o *software* Tracker proporciona não funcionou corretamente, precisando-se busca-la manualmente quadro a quadro uma vez que a imagem captada não tinha a nitidez necessária para obter-se uma busca precisa da referência. A Figura 29 ilustra a situação descrita.

Figura 29 – Nitidez do ponto de referência



Fonte: o autor (2021)

Na Figura 29 A, pode ser vista uma captura da polia em movimento e seu ponto de referência, ao passo que analisando a Figura 29 B, o mesmo ponto de referência é visto de maneira nítida uma vez que a polia está em repouso.

Outra situação relacionada a captura das imagens foi percebida, desta vez quanto a taxa de quadros. Mesmo a câmera funcionando na sua máxima capacidade, quando o teste de frenagem operava em força mais elevada no pedal, a frenagem ocorria de maneira muito brusca, de forma que o conjunto de polias, do início da análise até sua completa parada, eram analisados aproximadamente 20 *frames*, logo, isso significa uma análise em torno de 0,1 s.

Esta situação, gerou dados ligeiramente discrepantes, uma vez que neste cenário os resultados não se agrupavam como visto em forças menores.

O recurso utilizado para acionar o pedal nos ensaios foi uma mola de tração com constante elástica 1520 N/m, a qual transmitia uma carga pré-definida e ajustada por meio do volante de carga. A força aplicada em cada experimento foi gradualmente incrementada e, sob as cargas mais elevadas identificou-se um efeito de “rebote” causado pela alta velocidade desenvolvida pelo pedal e seu impacto no fim de curso. Nestes casos, os resultados de aceleração divergiram da tendência apresentada sob ação de cargas menores. O problema foi contornado com a utilização de uma mola com constante elástica mais elevada (4600 N/m).

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Este capítulo tem a finalidade de apresentar os resultados e discussões referentes a cada sistema de freio avaliado neste trabalho. Os resultados serão apresentados de forma comparativa entre teoria e prática de cada sistema estudado, assim como entre os valores obtidos entre o sistema de freio 2019 e o sistema de freio proposto, para que assim fiquem evidenciados os comportamentos de cada aplicação.

5.1 SISTEMA DE FREIO 2019

Analisando primeiramente o sistema de freio 2019, a Tabela 3 apresenta resumidamente todos os resultados obtidos em cada etapa dos ensaios. Em sua primeira coluna é apresentada a força aplicada sobre o pedal de freio. Na sequência a Tabela 3 mostra o torque de frenagem teórico, obtido em planilha. Na continuação apresenta o torque de frenagem médio obtido pelos testes experimentais. A quarta coluna representa o desvio padrão obtido entre os resultados práticos. Posteriormente é mostrado o coeficiente de variação do torque de frenagem, e por fim, o rendimento percentual obtido pelo ensaio prático comparado ao resultado teórico do sistema de freio.

Tabela 3 – Análise numérica dos resultados do sistema de freio 2019

Força no pedal de freio (N)	Torque de frenagem teórico (N.m)	Torque de frenagem experimental (N.m)	Desvio padrão (N.m)	Coeficiente de variação (%)	Rendimento (%)
0,00	0,00	1,01	0,07	6,90	-
119,85	292,33	194,36	1,44	0,74	66,48
165,85	404,54	255,40	24,09	9,43	63,13
211,85	516,74	323,97	13,35	4,12	62,70
257,85	628,94	415,58	19,02	4,58	66,08
303,85	741,85	474,59	11,71	2,47	63,97

Fonte: o autor (2021)

Os resultados apresentados na Tabela 3, mostram o coeficiente de variação, o qual foi obtido pela Equação 8.

$$CV = \frac{DesvP}{Tdispm} \cdot 100 \quad (08)$$

Onde:

CV = coeficiente de variação (-);

$D_{esv}P$ = desvio padrão (N.m);

$T_{disp}m$ = torque médio disponível (N.m).

Seus resultados em quatro dos seis testes realizados, permaneceu abaixo de 5%, sendo que o maior valor obtido não ultrapassou 10%. Logo é possível constatar a homogeneidade dos dados gerados em relação a média, os quais permaneceram agrupados, mostrando que o sistema de freio de 2019 opera de maneira estável e progressiva.

Comparando os resultados obtidos nos testes em bancada, com aqueles calculados em planilha, o sistema de freio de 2019 obteve um rendimento médio de 64,50 % do valor teórico, o qual por sua vez foi considerado com uma eficiência de 100 %. Este rendimento se manteve relativamente constante durante todos os ensaios realizados.

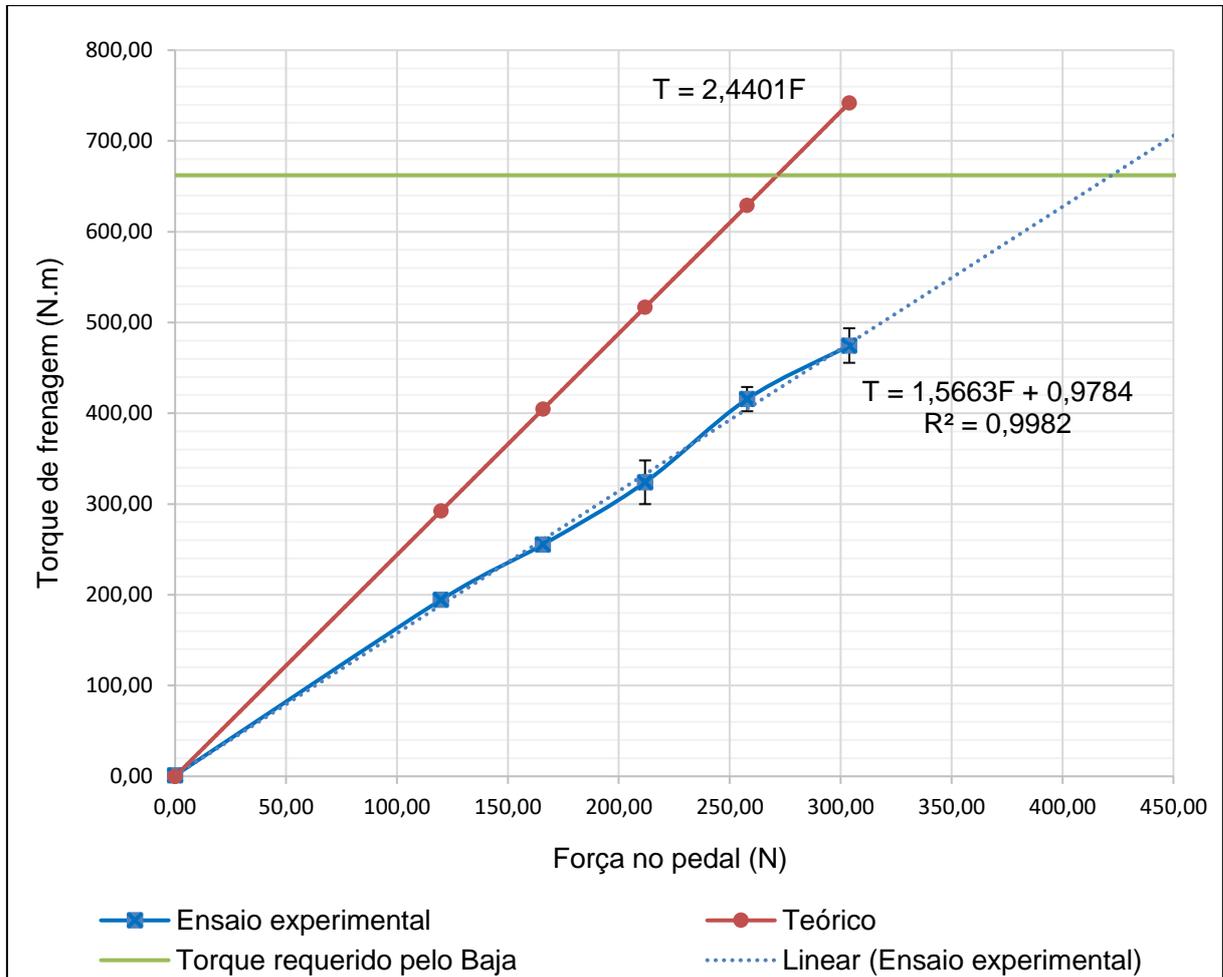
Dado o rendimento encontrado durante os testes, é possível aplica-lo igualmente em testes de frenagem com o próprio Baja. Com isso o sistema de freio precisa ser dimensionado em planilha considerando o rendimento prático conhecido. Para que desta forma em projetos futuros, o sistema de freio implementado no Baja possa atingir os requisitos estabelecidos em projeto.

Contudo, fatores como perdas térmicas geradas no momento da frenagem, possível dilatação dos flexíveis de freio, não foram considerados nesta pesquisa. O rendimento também pode ter sido afetado pelo próprio equipamento de testes e de medição, uma vez que a medição da desaceleração por imagem, não é muito precisa dado o equipamento disponível. Também é possível que parte do torque de frenagem tenha sido direcionado e absorvido pela bancada de testes, em deflexões em sua estrutura metálica ou pela sua movimentação, uma vez que a mesma não estava fixada ao piso.

Os resultados obtidos nesta configuração de freio se comportaram de maneira linear e progressiva, apresentando assim um sistema de freio estável e de comportamento previsível quando solicitado.

A Figura 30 apresenta os resultados práticos, obtidos pelo sistema dianteiro de freio de 2019, assim como também mostra sua linha de tendência, a qual foi gerada pelos pontos analisados, mostrando seu comportamento para mais forças aplicadas no pedal de freio. Também mostra também uma linha, a qual indica o torque de frenagem requerido pelo eixo dianteiro do Baja. Neste gráfico também está indicada a reta correspondente aos resultados teóricos deste sistema de freio, indicando o torque gerado dada a força aplicada nos testes práticos.

Figura 30 – Gráfico força no pedal x Torque de frenagem do sistema de freio dianteiro de 2019



Fonte: o autor (2021)

A Equação 9, representa a equação teórica do sistema de freio do Baja de 2019.

$$T = 2,4401F \quad (09)$$

Onde:

T = torque gerado (N.m);

F = força aplicada sobre o pedal de freio (N).

A força necessária para se obter o torque requerido na dianteira pelo Baja, 662,27 N.m, é de 271,40 N. Ao passo que, de acordo com a Equação 10, que representa a equação linear obtida pelos resultados dos experimentos, foi possível extrapolar o resultado, o qual exige uma força de 422,20 N sobre o pedal de freio.

$$T = 1,5663F + 0,9784 \quad (10)$$

Onde:

T = torque gerado (N.m);

F = força aplicada sobre o pedal de freio (N).

5.2 SISTEMA DE FREIO PROPOSTO

Todos os resultados obtidos durante os testes realizados na bancada, com o sistema de freio proposto, estão apresentados na Tabela 4, a qual foi montada na mesma estrutura da Tabela 3.

Tabela 4 – Análise numérica dos resultados do sistema de freio proposto

Força no pedal de freio (N)	Torque de frenagem teórico (N.m)	Torque de frenagem experimental (N.m)	Desvio padrão (N.m)	Coefficiente de variação (%)	Rendimento (%)
0,00	0,00	1,29	0,09	6,94	-
188,85	959,94	229,78	10,47	9,12	23,94
234,85	1193,76	549,47	18,08	6,58	46,03
280,85	1427,58	746,78	14,39	3,85	52,31
326,85	1661,40	928,77	18,87	4,06	55,90
372,85	1895,22	1097,83	16,54	3,01	57,93
418,85	2129,04	1227,69	104,19	16,97	57,66

Fonte: o autor (2021)

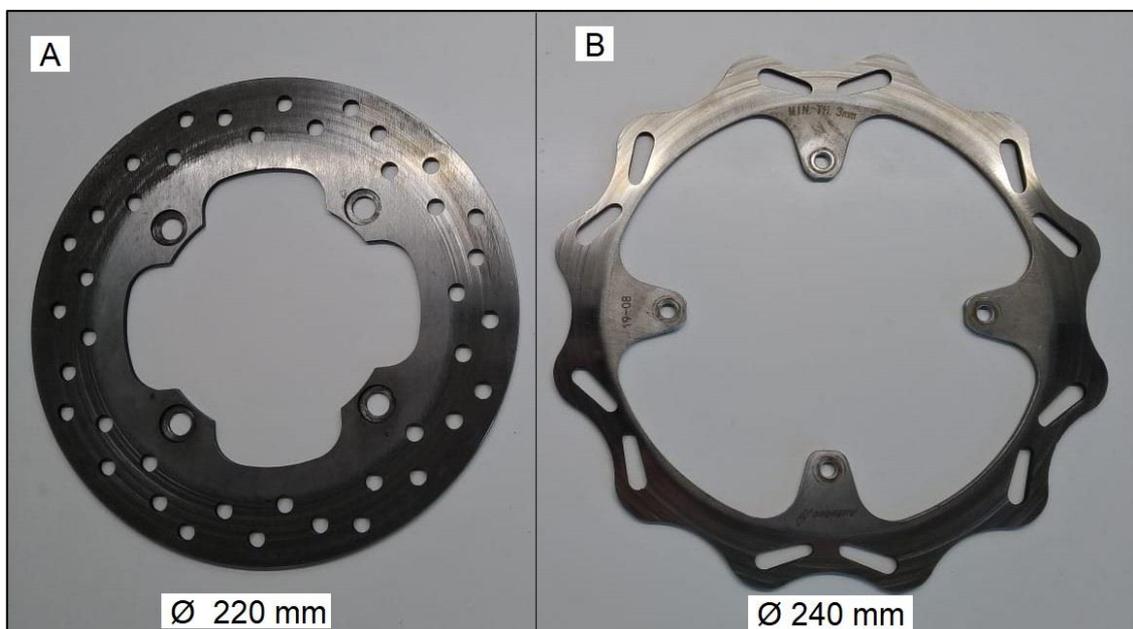
Observando os resultados de coeficiente de variação, em três dos sete ensaios permaneceu abaixo de 5 %, para outros três casos, não ultrapassou 10 %. Contudo, apenas no último teste o CV apresentou um resultado próximo de 17 %, assim como o desvio padrão também se alterou bastante. Visto essa alteração, fica evidenciado a imprecisão gerada pelo equipamento de testes quando se opera com cargas muito elevadas sobre o pedal de freio, como foi o caso do último teste. Nos ensaios realizados com uma carga elevada sobre o pedal, o conjunto de polias sofria uma parada brusca, gerando poucos pontos para análise gráfica no Tracker. Este acontecimento poderia ser minimizado aumentando o momento de inércia do conjunto rotativo, para assim dificultar a ação do sistema de freio. Mesmo tal fato evidenciado, seu resultado médio ficou dentro da reta esperada.

Comparando os resultados obtidos em bancada, com aqueles calculados em planilha, o sistema de freio proposto apresentou um rendimento médio de 49 %. O qual caiu

15,50 % em relação ao sistema de freio de 2019. Revisando a Tabela 4, o segundo e terceiro ensaios foram os que obtiveram os menores resultados de rendimento. Isso pode ser atribuído ao fato de que não foi possível aplicar pequenas cargas no pedal de freio, para então constatar o comportamento do sistema de freio proposto nesta região. Os demais ensaios apresentaram um rendimento próximo uns dos outros, contudo, no geral, ainda menores que o sistema de 2019. Este evento pode ser referido ao cilindro mestre fabricado neste trabalho, uma vez que as pinças de freio são do mesmo modelo para ambas as configurações de freio.

O disco de freio por sua vez, teve seu diâmetro externo aumentado no arranjo do freio proposto. A Figura 31 apresenta o disco de freio utilizado nos testes do sistema de freio 2019 (A) e o disco utilizado no sistema de freio proposto (B).

Figura 31 – Discos de freios utilizados

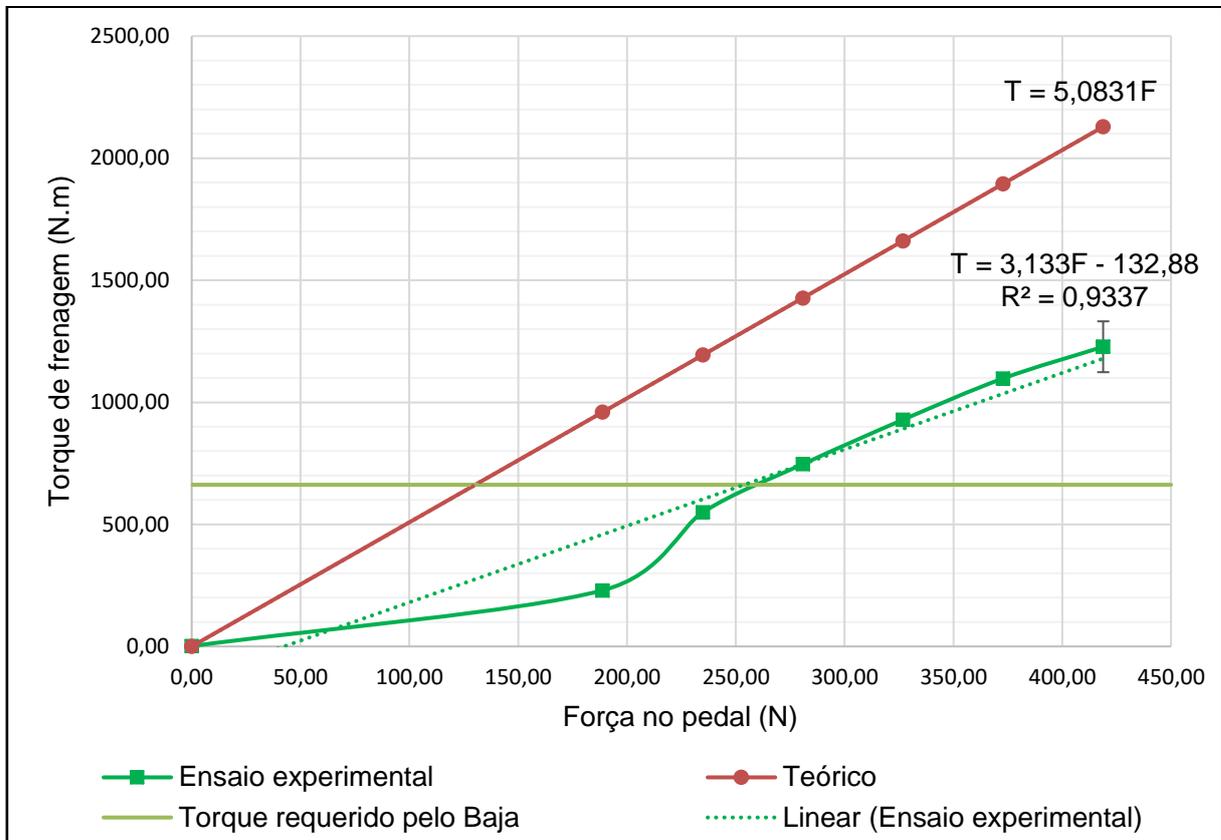


Fonte: o autor (2021)

A diminuição do rendimento visto neste experimento, pode em parte, também ser atribuída ao formato do disco de freio, pois analisando os modelos utilizados, o modelo visto na Figura 31 A, em seu desenho mais tradicional, tem uma área de varredura, onde as pastilhas atuam, mais constante, apresentando apenas furos para dissipar eventuais gases gerados durante uma frenagem. Já o modelo de \varnothing 240 mm, apresenta uma área menor varrida pelas pastilhas, com maiores interrupções no contato disco e pastilha de freio.

A Figura 32 apresenta um gráfico Força no pedal x Torque de frenagem, onde demonstrados os resultados obtidos em planilha, sendo valores teóricos, e os valores obtidos durante os ensaios, assim como também traz uma linha que indica o torque requerido pelo eixo dianteiro do Baja.

Figura 32 – Gráfico força no pedal x Torque de frenagem do sistema de freio dianteiro de proposto



Fonte: o autor (2021)

Analisando o gráfico da Figura 32, pode ser visto uma curvatura no segundo ponto avaliado no ensaio experimental. Essa variação pode ser atribuída ao próprio funcionamento deste sistema de freio, como também pode ser um efeito gerado pela bancada de testes, uma vez que o equipamento não permitiu, validar testes em forças menores que esta, já que não entrega uma sensibilidade ou precisão a pequenas forças no pedal de freio.

Observando os testes seguintes, obteve-se um alinhamento entre resultados dentro do esperado de um sistema de freio, entregando linearidade e progressividade.

Segundo a Equação 11, teoricamente o sistema de freio proposto deveria entregar o torque requerido na dianteira do Baja com uma força de 130,30 N.

$$T = 5,0831F \quad (11)$$

Onde:

T = torque (N.m);

F = força aplicada sobre o pedal de freio (N).

Porém de acordo com a Equação 12, que representa a equação linear deste sistema de freio, o mesmo entregou o torque necessário com uma força sobre o pedal de 253,80 N.

$$T = 3,133F - 132,88 \quad (12)$$

Onde:

T = torque (N.m);

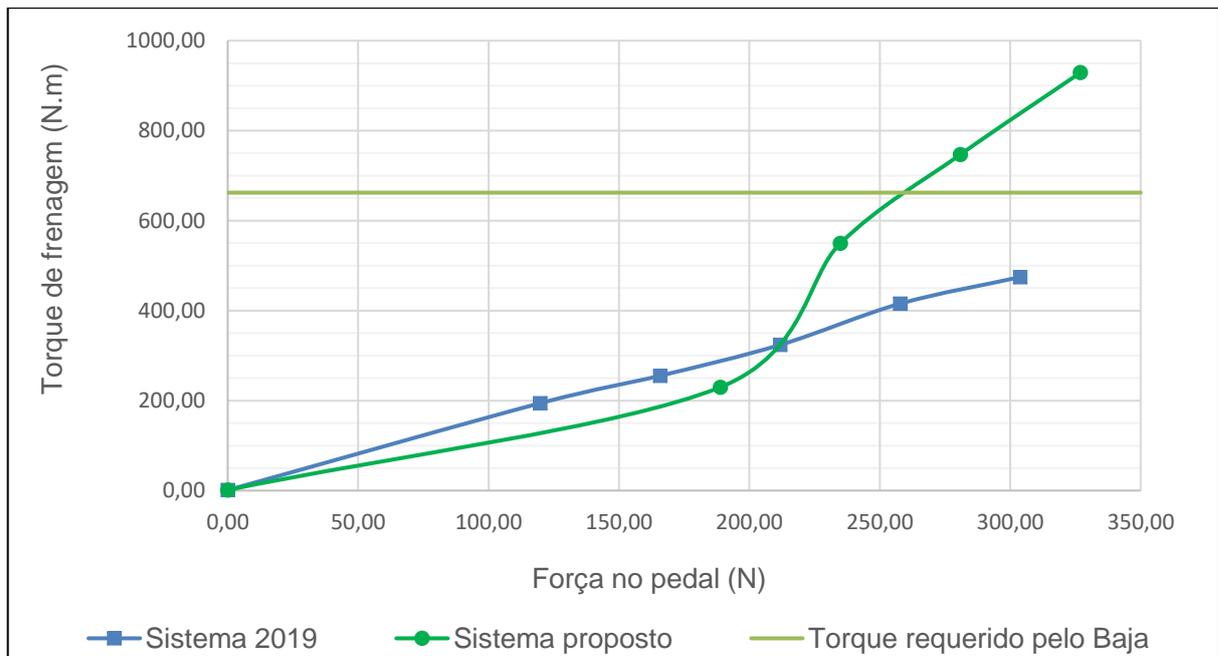
F = força aplicada sobre o pedal de freio (N).

5.3 ANÁLISE COMPARATIVA DOS SISTEMAS DE FREIOS ENSAIADOS

Por fim foram analisados apenas os resultados dos ensaios práticos realizados. Os quais representam as forças necessárias apenas para frear o eixo dianteiro, precisando ser somada a ela, a força exigida para atingir o torque de frenagem do eixo traseiro do Baja.

A Figura 33 apresenta os resultados gráficos de cada sistema avaliado e também o torque requerido pelo Baja no eixo dianteiro.

Figura 33 – Comparação entre resultados práticos



Fonte: o autor (2021)

Sobrepondo os resultados obtidos dos ensaios práticos, o sistema de freio de 2019 se mostrou, em geral, operar de maneira mais linear e progressiva. O que é um ponto positivo deste sistema, pois, durante a pilotagem do Baja, é um freio com estas características que o piloto espera encontrar ao acionar o pedal de freio. Mesmo seu comportamento dentro do esperado, este sistema de freio, não atingiu, durante os experimentos, o torque requerido para frear o Baja dentro das condições determinadas.

O sistema de freio proposto conseguiu entregar o torque de frenagem mínimo necessário, porém também precisou de mais força além daquela estipulada de 231,50 N. Entre forças de 0 N até aproximadamente 225 N, este sistema apresentou um desempenho inferior ao sistema de freio de 2019, entregando ao piloto um torque menor. Enquanto que em forças acima de 225 N, o torque entregue é consideravelmente maior, assim como se mostra crescer de forma mais acentuada.

A Tabela 5 apresenta os resultados de força necessária aplicada sobre o pedal de freio para atingir o torque requerido na dianteira pelo Baja de 662,27 N.m.

Tabela 5 – Comparativo de resultados práticos entre os sistemas de freios

	Força no pedal de freio (N)	Percentil 1 % feminino (%)	Percentil 99 % masculino (%)
Sistema de freio 2019	422,20	+ 82,40	+ 9,00
Sistema de freio proposto	253,80	+ 9,60	-34,50

Fonte: o autor (2021)

Observando os resultados da Tabela 5, o sistema de freio de 2019 exigiu uma força sobre o pedal muito além da daquela dada como ideal para o público feminino, e para o público masculino excedeu também, mas em uma porcentagem consideravelmente menor. Por sua vez, o sistema de freio proposto também não cumpriu em sua totalidade as configurações definidas, sendo que para o público feminino excedeu a força limite, contudo, para o público masculino, permaneceu bem abaixo da força limite.

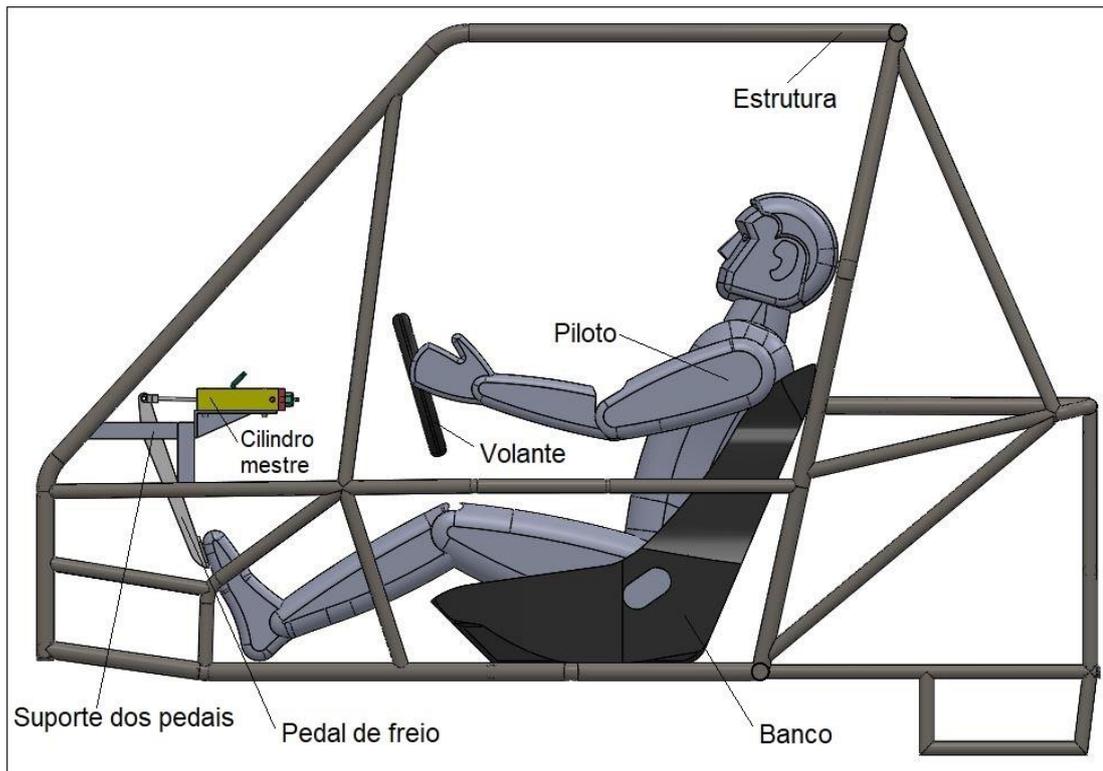
5.4 CURSO DO PEDAL DE FREIO

O sistema de freio de 2019 apresentava um pedal de freio sólido e resistente para sua aplicação. Contudo, seu pequeno curso de aproximadamente 25 mm, dificultava seu uso, uma vez que não entregava progressividade ou sensibilidade para o piloto.

Para o sistema de freio proposto, sua relação de multiplicação de 5:1 se manteve a mesma. Já a distância do ponto de conexão com o cilindro mestre até o ponto onde o piloto aplica a força de pé, foi estabelecida em 300 mm.

A Figura 34 sugere a posição do pedal de freio do sistema de freio proposto no projeto da estrutura do Baja de 2019, e atuando sobre o mesmo, uma representação do público percentil feminino 1 %.

Figura 34 – Posicionamento do conjunto de pedais na estrutura do Baja 2019



Fonte: o autor (2021)

O curso do pedal de freio previsto no projeto, dado os componentes que compunham o sistema de freio proposto, era de aproximadamente 108 mm. Com este sistema de freio instalado na bancada foi medido um curso de aproximadamente 110 mm, partindo do ponto de repouso do pedal até o limite. Esta diferença de apenas 2,00 % pode ter sido ocasionada pela dilatação dos flexíveis, deflexão da estrutura que fixa o cilindro mestre e o pedal de freio, ou eventuais diferenças entre medições utilizando a trena. Já a distância entre o ponto de aplicação de força do pedal até o assoalho, em projeto ficou em 205 mm.

6 CONCLUSÃO

No decorrer desta pesquisa pode-se observar o comportamento de dois sistemas de freio diferentes sob a perspectiva de análise em uma bancada de testes.

O sistema de freio de 2019, o qual foi adotado como referência para os resultados, se mostrou em sua análise prática bastante ineficiente, apesar de apresentar um comportamento linear e progressivo, em seu teste em bancada, não conseguiu atingir o torque de frenagem exigido pelo Baja. Sua construção também mostra um desequilíbrio de torque entregue nos eixos, ao passo que a traseira freia com maior facilidade, enquanto a dianteira ainda não atingiu o torque de frenagem necessário.

Neste projeto o pedal de freio não entregava sensibilidade ao piloto, dificultando o controle de velocidade do veículo. Do mesmo modo que exigia uma força muito além daquela estipulada como limite.

O sistema de freio proposto apresentou em seu projeto, uma distribuição de torque igualitária entre os eixos do Baja, fazendo com que ele freie de maneira homogênea. Contudo, não obteve sucesso em cumprir um dos requisitos estipulados, na qual exigiu do piloto uma força além daquela que uma pessoa do percentil feminino 1 % pode aplicar repetidas vezes sem sofrer estresses físicos. No entanto, respeitou a força limite para um piloto masculino percentil 99 %.

Mesmo este sistema de freio ainda precisando de aprimoramentos no seu projeto, se mostrou, em um geral, uma boa alternativa mesmo que temporária para o veículo Baja. Considerando a força estipulada como limite neste projeto, o sistema de freio proposto entrega cerca 90 % do torque total exigido pelo Baja, enquanto, o sistema de 2019 entrega apenas 18 %.

Este projeto oferece melhorias no quesito de manutenibilidade, pois apresenta na linha de freio traseira apenas um conjunto de disco e pinça de freio, os quais estariam localizados ao lado da caixa de transmissão, tendo seu acesso facilitado, além de precisar levar até a traseira, apenas uma linha de freio.

A bancada de testes desenvolvida durante este projeto possibilitou obter bons resultados, mesmo em sua primeira fase de elaboração. Embora também tenha espaço para aprimoramentos em sua captação de resultados, a bancada permite obter resultados práticos que são bons indicadores do funcionamento do sistema de freio testado. Assim permitindo que alterações sejam realizadas, para compensar a diferença entre teoria e prática, antes de implementá-lo ao Baja.

O pedal de freio apresentou uma melhora significativa no curso apresentado na bancada pelo sistema proposto. Este curso possibilitará ao piloto obter uma frenagem mais precisa e gradativa, ao passo que pressiona o pedal de freio.

O cilindro mestre fabricado durante este trabalho, teve seu rendimento aparentemente menor que o cilindro mestre comercial, contudo, permitiu gerar uma pressão maior na linha de freio, dada a mesma força sobre o pedal, o que foi de grande importância para os resultados obtidos sobre o torque de frenagem.

Como alternativa para solucionar a força exigida no pedal de freio, e assim mantê-la dentro dos parâmetros ideais, considerando o mesmo projeto estrutural do Baja 2019 e o sistema de freio proposto neste trabalho, é então trabalhar com pastilhas de freio que ofereçam um coeficiente de atrito mais elevado.

7 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Como sugestão para pesquisas futuras baseados neste estudo aqui apresentado, tanto para continuação, como para complementação, foram elencados tópicos visando o contínuo aprimoramento do sistema de freio do Baja, assim como o aperfeiçoamento da bancada de testes.

- a) Efetuar um aprimoramento na bancada de testes com a implementação de componentes eletroeletrônicos para a aplicação de carga no pedal de freio, movimentação do conjunto de polias e sensoriamento da desaceleração gerada pelo conjunto de freio. Permitindo realizar testes e coletar dados de maneira automatizada;
- b) Comparar os resultados obtidos em bancada, com ensaios realizados com o veículo Baja, para assim descrever as diferenças existentes entre um teste de bancada e um teste de campo;
- c) Validar, de maneira semelhante a realizada neste trabalho, o sistema de freio traseiro para o Baja;
- d) Realizar uma análise para o sistema de freio proposto com cargas que partem de 0 N até 225 N, assim verificando o comportamento do sistema de freio nesta região do gráfico;
- e) Validar o sistema de freio com variados modelos de pastilha de freio, os quais entregam diferentes coeficientes de atrito, e analisar o torque de frenagem gerado por cada modelo em função da força aplicada sobre o pedal de freio.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

3-RHO. **Interruptor de luz de freio**. Disponível em: 3rho.com.br. Acesso em: 20 set 2020.

BUDYNAS, Richard G., NISBETT, J. Keith. **Shigley's Mechanical engineering design**. 9. Ed. New York: McGraw-Hill, 2011.

BRUNETTI, Franco. **Mecânica dos fluidos**. 2.ed. São Paulo, Brasil: ABDR, 2008.

CHERIMAKANI, Bala Manikandan; BENESTON, Lionel; PANDIAN, Balamurugan; SUBBURAJ, Balamurugan. Braking Force & Braking Time Reduction by using Four Shoe Brake System. **Internation Journal of Innovation Technology and Exploring Engineering**, Índia, v.8, n.1, Abr. 2019.

CONGRESSO TÉCNICO CIENTÍFICO DA ENGENHARIA E DA AGRONOMIA. 73°, *Rafain Palace Hotel & Convention Center*. **Projeto de um sistema de freios de um veículo off-road tipo Baja SAE**. Foz do Iguaçu, PR: 2016.

COPAT, William. **Projeto e implementação de um sistema de freio central aplicado ao eixo traseiro de um veículo Baja SAE**. Bento Gonçalves: UCS, 2020.

DELIBERATO, Bruno Daniel Andrade; OCTAVIANO, Paulo Eduardo; CASARIN, Eduardo; IZZI, Marcel Allan de Moraes. Dimensionamento de um sistema de freios para protótipo *off-road* Baja SAE Clarengex. **Revista Linguagem Acadêmica**, Batatais SP, v. 9, n. 1, p. 41-56, jan./jun. 2019.

GARDINALLI, G. J. **Comparação do desempenho de frenagem simulada x experimental de um veículo de passeio com freios hidráulico e ABS**. Dissertação de mestrado. Universidade de São Paulo, 2005.

GILLESPIE, Thomas D. **Fundamentals of vehicle dynamics**. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 1992.

HIBBELER, Russell C. **Engineering mechanics: statics**. 12. Ed. United States of America: Pearson Education, 2010.

HEIßING, Bernd; ERSOY, Metin. **Chassis Handbook**. 1. Ed. Berlin, Alemanha: Springer, 2011.

HELLIWELL, P. S., TAYLOR, W. J. Repetitive strain injury. **Postgraduate Medical Journal**, Inglaterra, p. 438 a p. 443, 17 fev. 2004.

LAURETTI, Gabriela Rocha. **Mouse e exagero na academia pode causar duas doenças doloridas**. 19 dez 2016. Disponível em: g1.com.br. Acesso em: 28 set 2020.

LIMPERT, Rudolf. **Brake design and safety**. 2. Ed. Warrendale, Estados Unidos da América: SAE International, 1999.

LIMPERT, Rudolf. **Brake design and safety**. 3. Ed. Warrendale, Estados Unidos da América: SAE International, 2011.

MACUZIC, Slavica; LUKIĆ, Jovanka; GLISOVIC, Jasna e MILORADOVIC, Danijela. Pedal force determination respect to ride comfort. **Materials Science and Engineering**. Romênia, 2017.

MURER, E. Epidemiologia da Musculação. **Saúde coletiva & Atividade física**: conceitos e aplicações dirigidos à graduação em educação física. Campinas: [s.n.], 2007.

NICOLAZZI, R. D. **Uma introdução à modelagem quase estática de veículos automotores de rodas**. Publicação interna do GRANTE, Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC, 2008.

OSHIRO, D. **Brake Article**. USA, 1994.

PUHN, Fred. **Brake Handbook**. 2. Ed. Tucson, Arizona. HPBooks, 1985.

REIF, Konrad. **Brakes, Brake Control and Driver Assistance Systems**. Friedrichshafen, Alemanha: Springer, 2014.

REIS, Bruna Ferreira Mello; SILVA, Gabriel Cosme Matos; FERREIRA, Luís Antônio de Paulo Resende; SILVA, José Antônio. Captação do coeficiente de atrito pneu/solo para veículos do tipo baja. **Brazilian Journal of Development**. Curitiba PR, v.6, n.11, p.84494-84501, nov. 2020.

SAE BRASIL, **Baja SAE Brasil**. Disponível em: portal.saebrasil.org.br/. Acesso em: 20 ago 2020.

SAE BRASIL. Regulamento Administrativo e Técnico Baja SAE Brasil. Regulamento **RATBSB**, de 30 de setembro de 2019; emenda 3.

SAE BRASIL. **Baja Sul 2017 – Resultado Geral**. Disponível em: saebrasil.org.br/programas-estudantis/baja-regional/resultados/. Acesso em: 24 ago 2020.

SCHENCKS, Tao. **Foot pain from driving**. Disponível em: painful-feet.com. Acesso em: 07 out 2020.

STEVENSON, Chris. **Como dizer se o interruptor da luz de freio está com defeito**. Disponível em: ehow.com.br. Acesso em: 20 set 2020.

APÊNDICE A – MEMORIAL DE CÁLCULOS PARA TORQUE REQUERIDO PELO PROJETO BAJA 2019

Máxima desaceleração:

$$mda = g * Coef \quad (13)$$

Onde:

m_{da} = máxima desaceleração de 8,63 m/s²

g = gravidade de 9,81 m/s²

$Coef$ = coeficiente de atrito de 0,88 (-)

Teor de massa na dianteira:

$$T_{md} = \frac{mda * h + g * CG_t}{g * L} \quad (14)$$

Onde:

T_{md} = teor de massa de 0,88 (-);

m_{da} = máxima desaceleração de 8,63 m/s²;

h = distância do solo ao centro de gravidade de 0,517 m;

g = gravidade de 9,81 m/s²;

CG_t = distância paralela a X do centro de gravidade até o eixo traseiro de 1,0 m

L = distância do entre eixo de 1,65 m;

Peso dinâmico do Baja:

$$P_{dd} = m_t * g * t_{md} \quad (15)$$

Onde:

P_{dd} = peso dinâmico na dianteira de 2508,6 N;

m_t = massa total do veículo de 290 Kg;

g = gravidade de 9,81 m/s²;

T_{md} = teor de massa na dianteira de 0,88 (-).

Força de atrito entre pneu e solo:

$$F_a = P_{dd} * coef \quad (16)$$

Onde:

F_a = força de atrito entre pneu e solo de 2207,6 N;

P_{dd} = peso dinâmico na dianteira de 2508,6 N;

$coef$ = coeficiente de atrito de 0,88 (-).

Torque de frenagem requerido:

$$T_{req} = F_a * R_{pneu} \quad (17)$$

Onde:

T_{req} = torque de frenagem requerido (Nm);

F_a = força de atrito entre pneu e solo de 2207,6 N;

R_{pneu} = raio do pneu 0,3 m.

O torque requerido no eixo dianteiro pelo Baja de 2019 é de 662,27 Nm. Repetindo este processo de cálculos, mas desta vez considerando a linha de freio traseira, o torque máximo requerido pelo eixo traseiro é de 79,90 Nm.

APÊNDICE B – MEMORIAL DE CÁLCULOS DO TORQUE GERADO PELO SISTEMA DE FREIO DE 2019

A área da seção transversal do êmbolo do cilindro mestre:

$$a_{st} = \frac{\pi * D_e^2}{4} \quad (18)$$

Onde:

a_{st} = área da seção transversal de 0,000239 m²;

D_e = diâmetro do êmbolo 0,001746 m.

Força gerada no cilindro mestre:

$$Rp = \frac{F_{cm}}{F_{pp}} \quad (19)$$

Onde:

Rp = relação de multiplicação do pedal: 5 (-);

F_{cm} = força no cilindro mestre de 578,75 N;

F_{pp} = força no pedal de freio de 231,50 N.

Pressão gerada no cilindro mestre do acordo com a Equação 3

P_i = pressão de 2417200 Pa;

F_{cm} = força aplicada de 578,75 N;

a_{st} = área da seção transversal de 0,000239 m².

Posteriormente foi calculada a área equivalente dos êmbolos das pinças de freio. Cada uma das duas pinças utiliza dois êmbolos de Ø 24,8 mm. Logo a área total, calculada utilizando a Equação 18 é 0,001932 m².

Força gerada pela pinça de freio sobre os discos de acordo com a Equação 3:

Onde:

P_i = pressão de 2417200 Pa;

F_{cm} = força aplicada de 4670,5 N;

a = área da seção transversal de 0,001932 m².

Força de atrito entre pastilha de freio e disco de freio:

$$F = F_p * qfa * coef \quad (20)$$

Onde:

F = força de atrito entre pastilha e disco de freio de 5791,45 N;

F_p = força gerada pela pinça de freio 4670,5 N;

qfa = quantidade de faces de atrito 4 (-);

$coef_p$ = coeficiente de atrito 0,31 (-).

Torque gerado pelo sistema de freio 2019:

$$T = F * r \quad (21)$$

Onde:

T = torque de frenagem gerado (N.m);

F = força de atrito entre pastilha e disco de freio de 5791,45 N;

r = raio médio de frenagem do disco de freio 0,0975 m.

O torque máximo de frenagem que o sistema de freio de 2019 entrega é de 564,67 N.m. Este valor é atribuído para ambas as linhas de freio.

APÊNDICE C - MEMORIAL DE CÁLCULOS DO TORQUE GERADO PELO SISTEMA DE FREIO PROPOSTO

A área da seção transversal do êmbolo do cilindro mestre de acordo com a Equação 18:

Onde:

a_{st} = área da seção transversal de 0,00013 m²;

D_e = diâmetro do êmbolo 0,0127 m.

Força gerada no cilindro mestre de acordo com a Equação 1

Onde:

R_p = relação de multiplicação do pedal: 5 (-);

F_{cm} = força no cilindro mestre de 578,75 N;

F_{pp} = força no pedal de freio de 231,50 N.

Pressão gerada no cilindro mestre de acordo com a Equação 3:

Onde:

P_i = pressão de 4568711 Pa;

F_{cm} = força aplicada de 578,75 N;

a_{st} = área da seção transversal de 0,00013 m².

Posteriormente foi calculada a área equivalente dos êmbolos das pinças de freio. Cada uma das duas pinças utiliza dois êmbolos de Ø 24,8 mm. Logo a área total, calculada utilizando a Equação 9 é 0,001932 m².

Força gerada pela pinça de freio sobre os discos de acordo com a Equação 3:

Onde:

P_i = pressão de 4568711 Pa;

F_{cm} = força aplicada de 8827,7 N;

a = área da seção transversal de 0,001932 m².

Força de atrito entre pastilha de freio e disco de freio de acordo com a Equação 20:

Onde:

F_{apd} = força de atrito entre pastilha e disco de freio de 10946,3 N;

F_p = força gerada pela pinça de freio 8827,7 N;

q_{fa} = quantidade de faces de atrito 4 (-);

$coef$ = coeficiente de atrito 0,31 (-).

Torque gerado pelo sistema de freio proposto de acordo com a Equação 21:

Onde:

T = torque de frenagem (Nm);

F = força de atrito entre pastilha e disco de freio de 10946,3 N;

r = raio médio de frenagem do disco de freio 0,1075 m.

O torque máximo de frenagem que o sistema de freio proposto entrega é de 1176,7 N.m. Aplicando este mesmo memorial de cálculos para o sistema traseiro, obtêm-se 136,8 N.m.

APÊNDICE D – VOLUME DE LÍQUIDO DESLOCADO PELO CILINDRO MESTRE

Primeiramente foi definido o volume de líquido que as pinças de freio dianteiras necessitam:

$$V_{pd} = \frac{\pi \cdot \emptyset_{ep}^2}{4} \cdot ne \cdot np \cdot ce \quad (22)$$

Onde:

V_{pd} = volume exigido pelas pinças de 3864,40 mm³;

\emptyset_{ep} = diâmetro do êmbolo da pinça de 24,80 mm;

ne = número de êmbolos por pinça de freio, 2 (unidade);

np = número de pinças por linha de freio, 2 (unidade);

ce = curso estipulado do êmbolo, 2 mm.

Posteriormente foi definido o volume de líquido ocupado pela mola de retorno do cilindro mestre. Este volume foi obtido via modelamento 3D, considerando uma mola de 60 mm de comprimento, seu arame com diâmetro de 1,10 mm e 19 espiras completas. Obtendo assim um volume de 540 mm³.

O cilindro mestre precisa deslocar volume suficiente para as pinças e ainda ter líquido em seu interior para assim manter a pressão na linha de freio. Para tal, o volume exigido pelas pinças de freio foi somado ao volume da ocupado pela mola, obtendo assim um volume de 4404 mm³. Utilizando um coeficiente de segurança 2, o novo volume considerado foi de 8808 mm³.

Com esta informação foi possível definir o curso total do êmbolo do cilindro mestre.

$$C_{cm} = \frac{V_c}{\pi \cdot \frac{\emptyset_e^2}{4}} \quad (23)$$

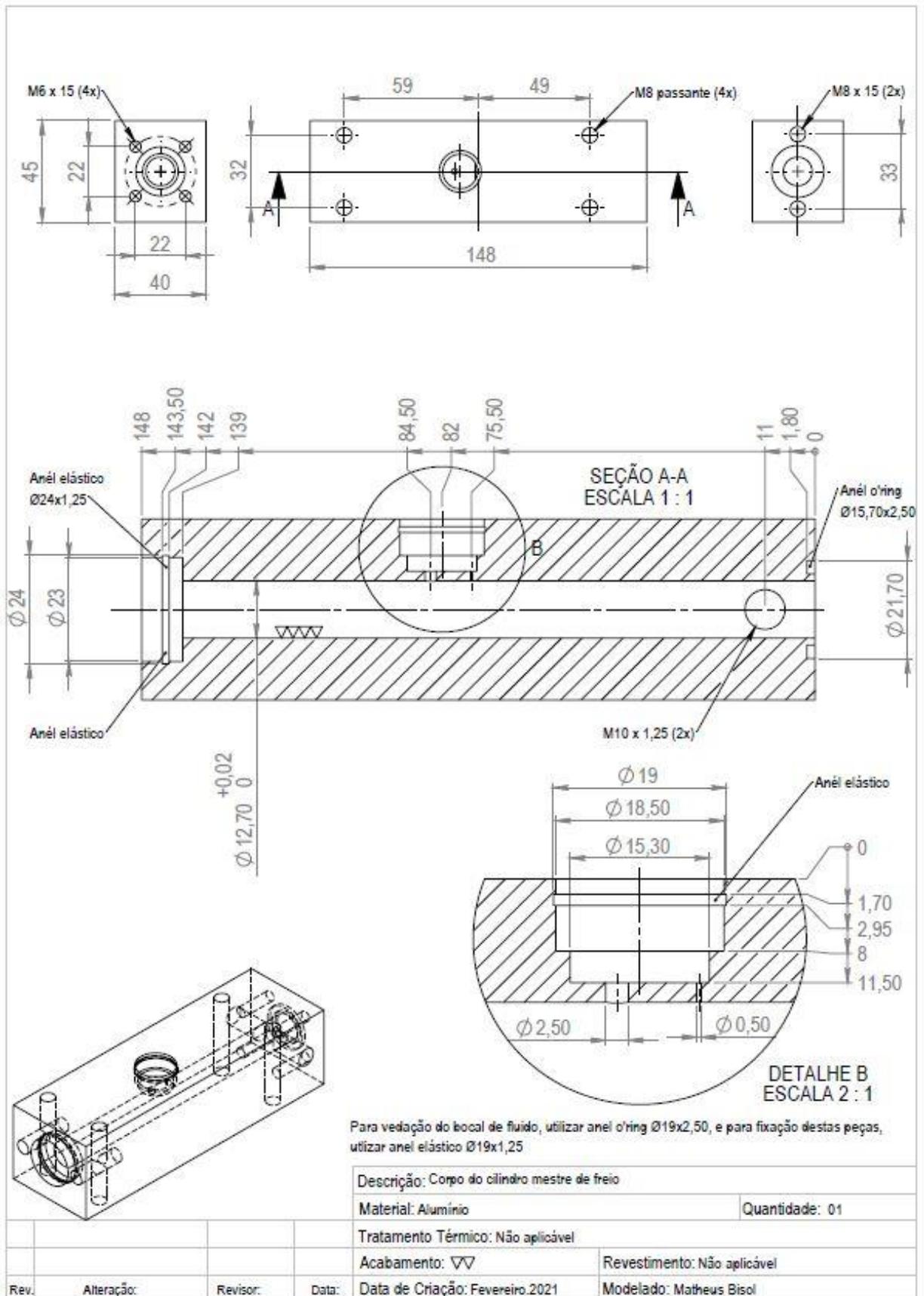
Onde:

C_{cm} = curso total do êmbolo do cilindro mestre de 70 mm;

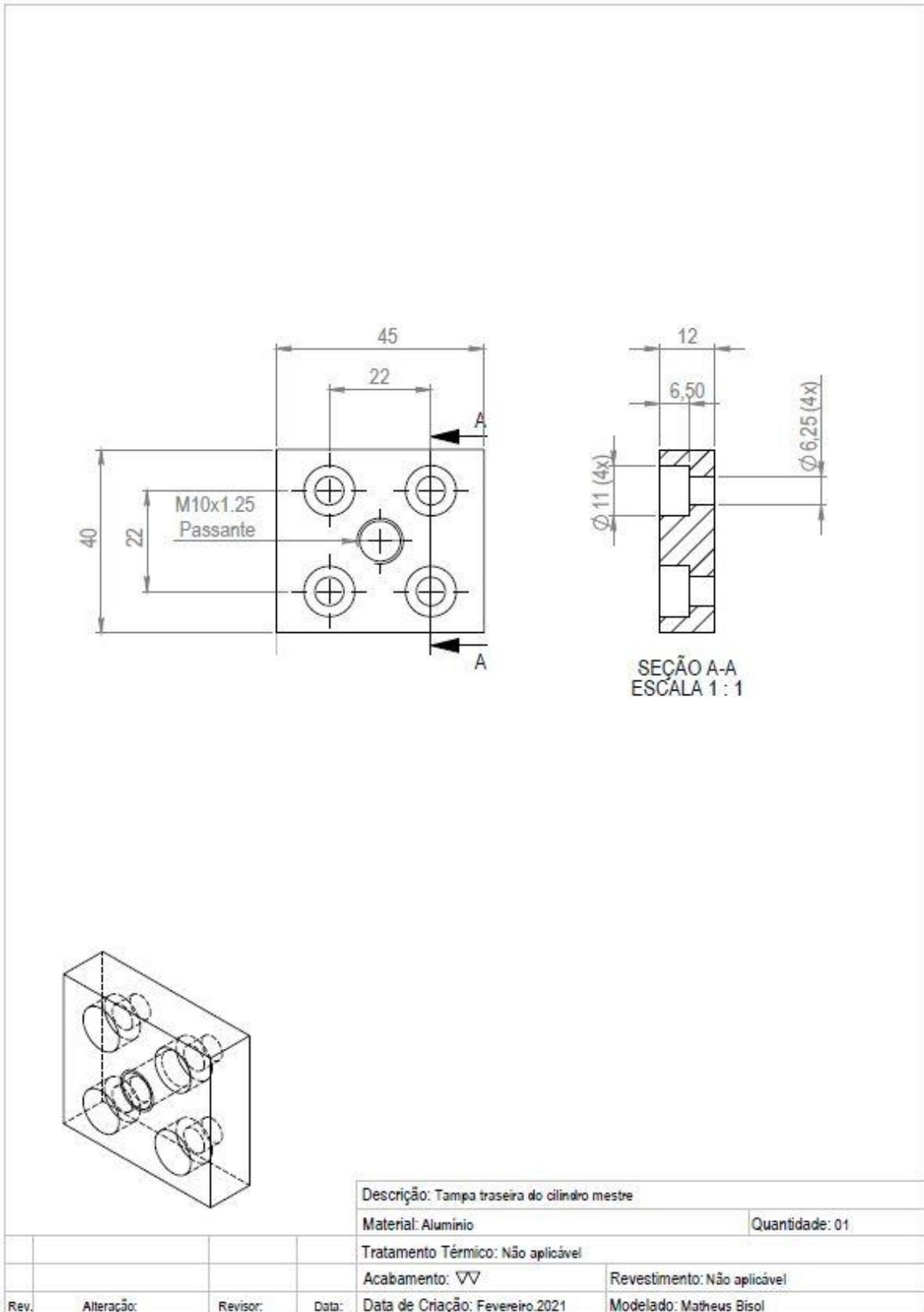
V_c = volume considerado interno de 8808 mm³;

\emptyset_e = diâmetro do êmbolo de 12,70 mm.

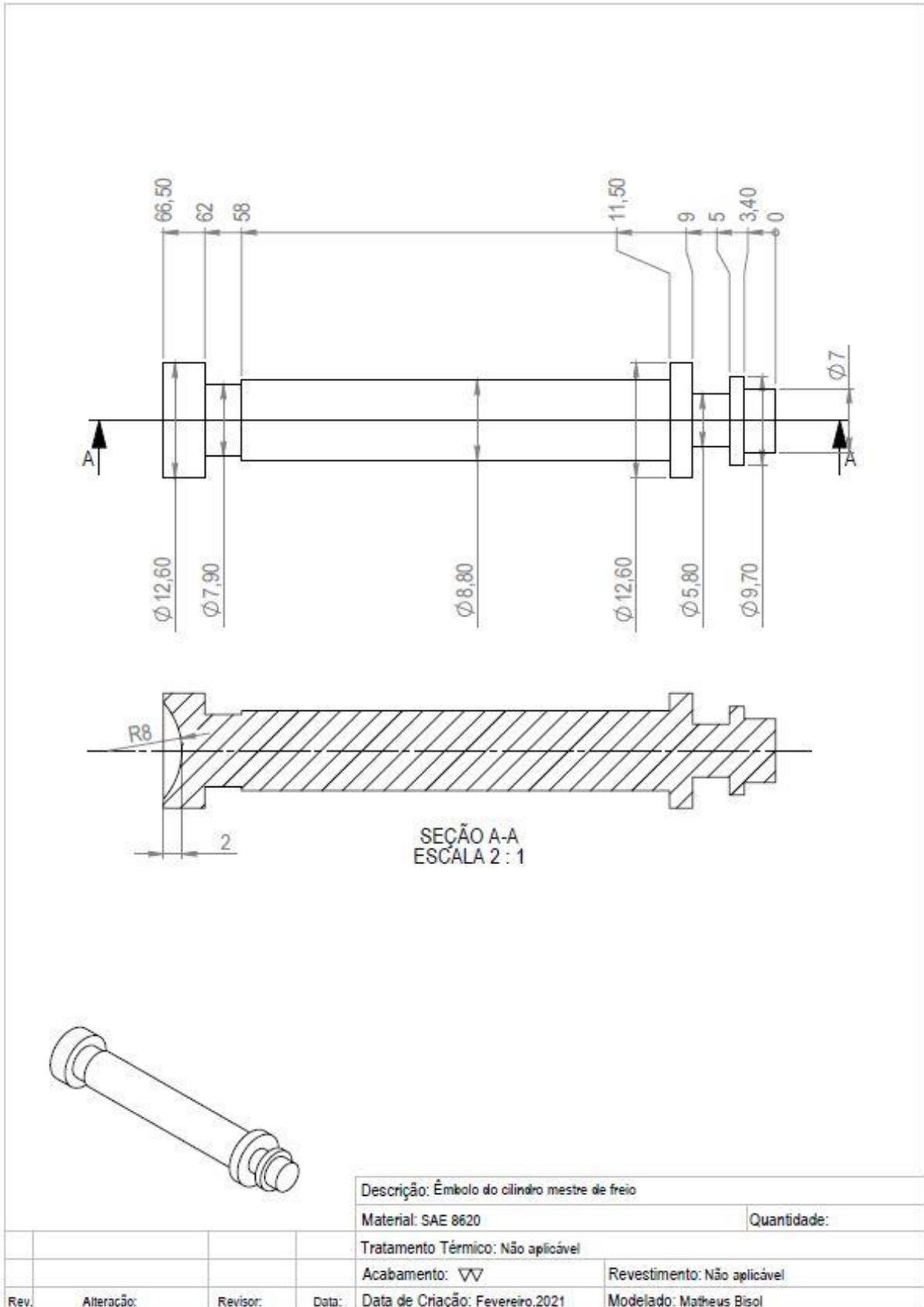
APÊNDICE E – DETALHAMENTO DO CILINDRO MESTRE DE FREIO



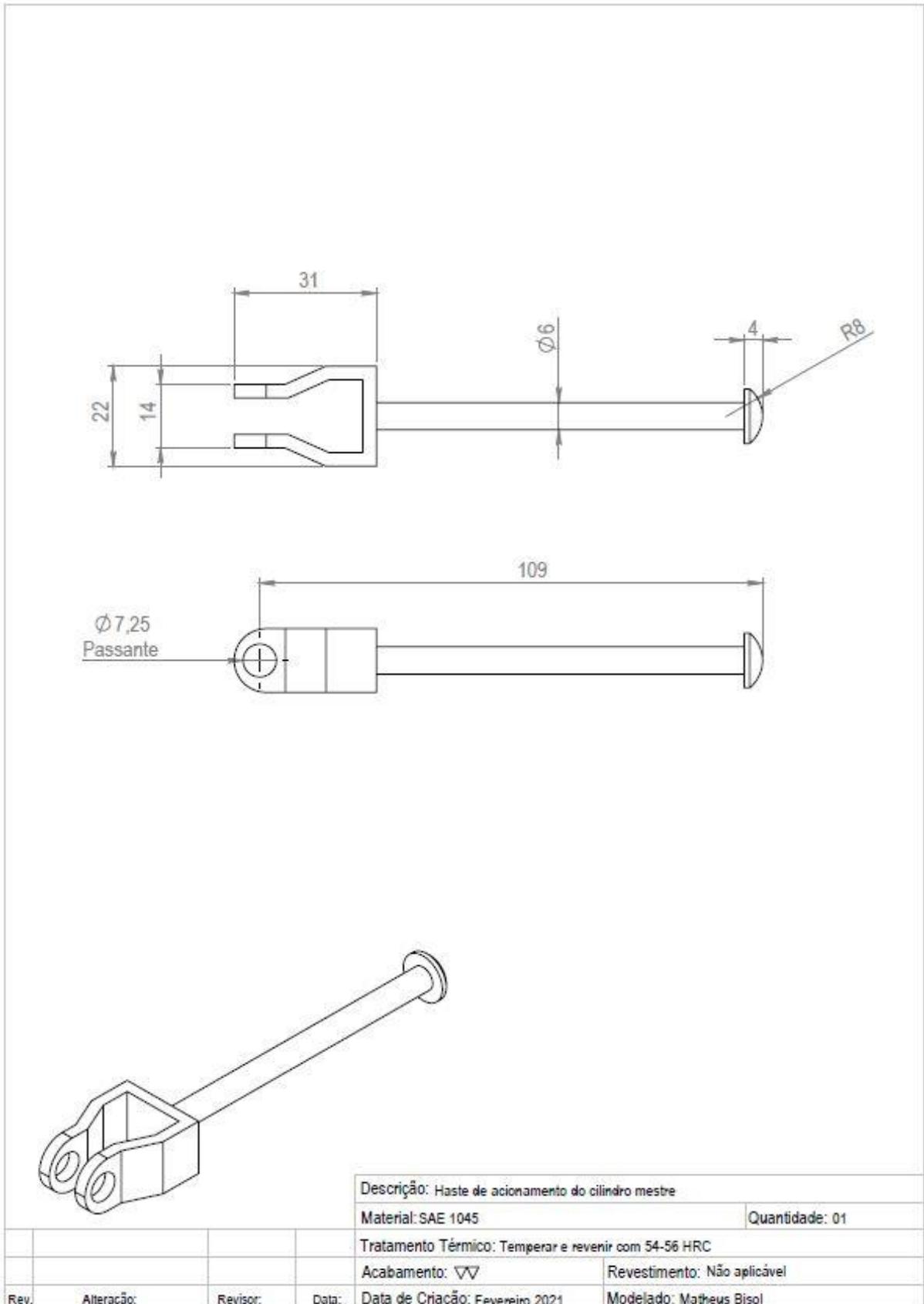
APÊNDICE F – DETALHAMENTO DA TAMPA TRASEIRA DO CILINDRO MESTRE DE FREIO



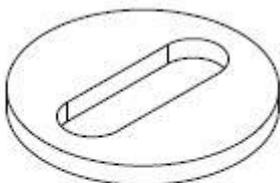
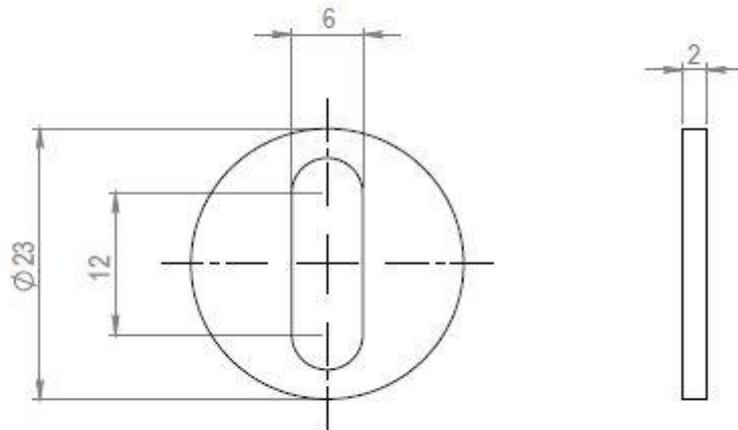
APÊNDICE G – DETALHAMENTO DO ÊMBOLO DO CILINDRO MESTRE DE FREIO



APÊNDICE H – DETALHAMENTO DA HASTE DE ACIONAMENTO DO CILINDRO MESTRE DE FREIO



APÊNDICE I – DETALHAMENTO DA ARRUELA DO BATENTE DE RETORNO DO CILINDRO MESTRE



Descrição: Arruela do batente de retorno do cilindro mestre

Material: SAE 8620

Quantidade: 01

Tratamento Térmico: Não aplicável

Acabamento: ∇∇

Revestimento: Não aplicável

Rev.

Alteração:

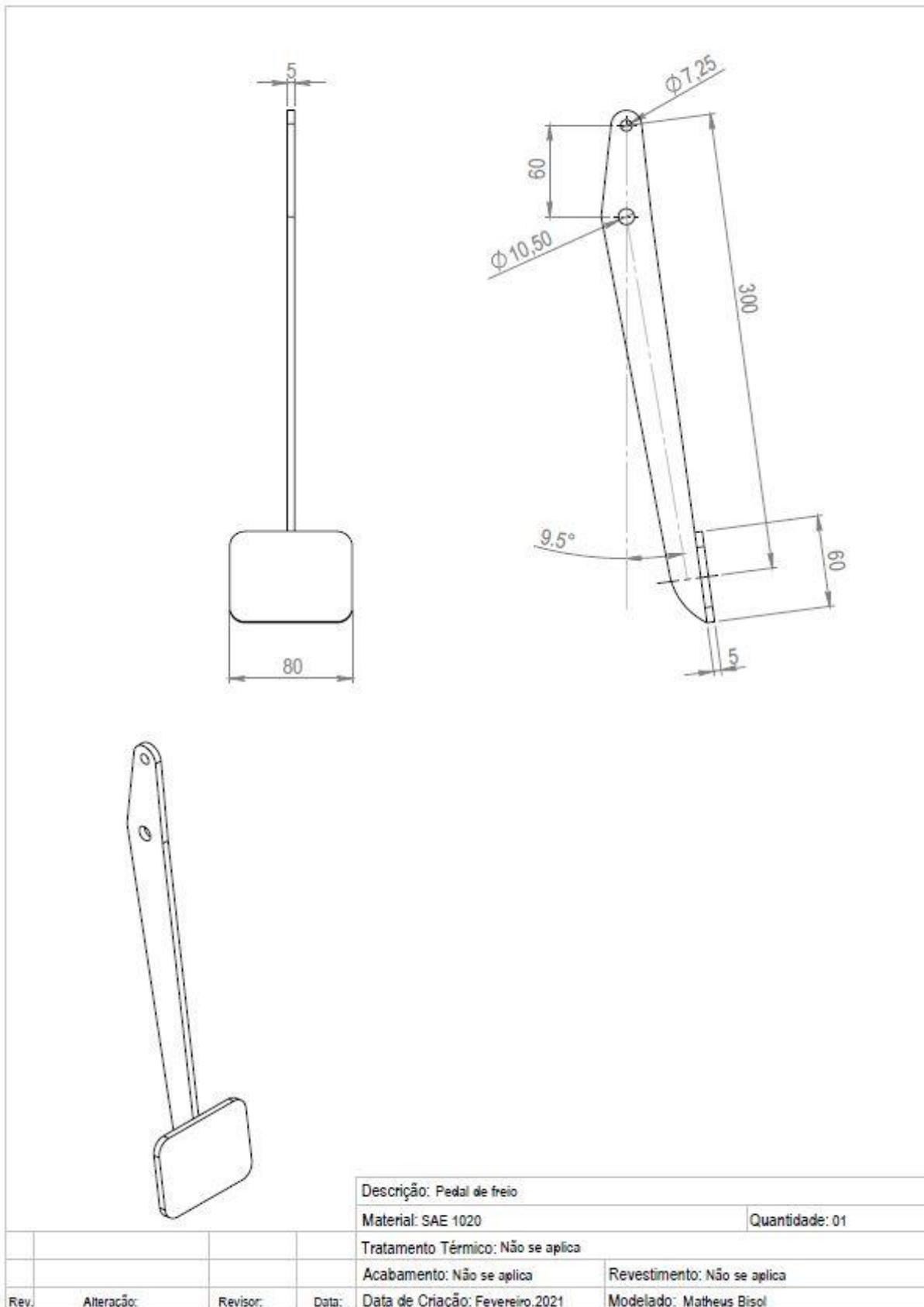
Revisor:

Data:

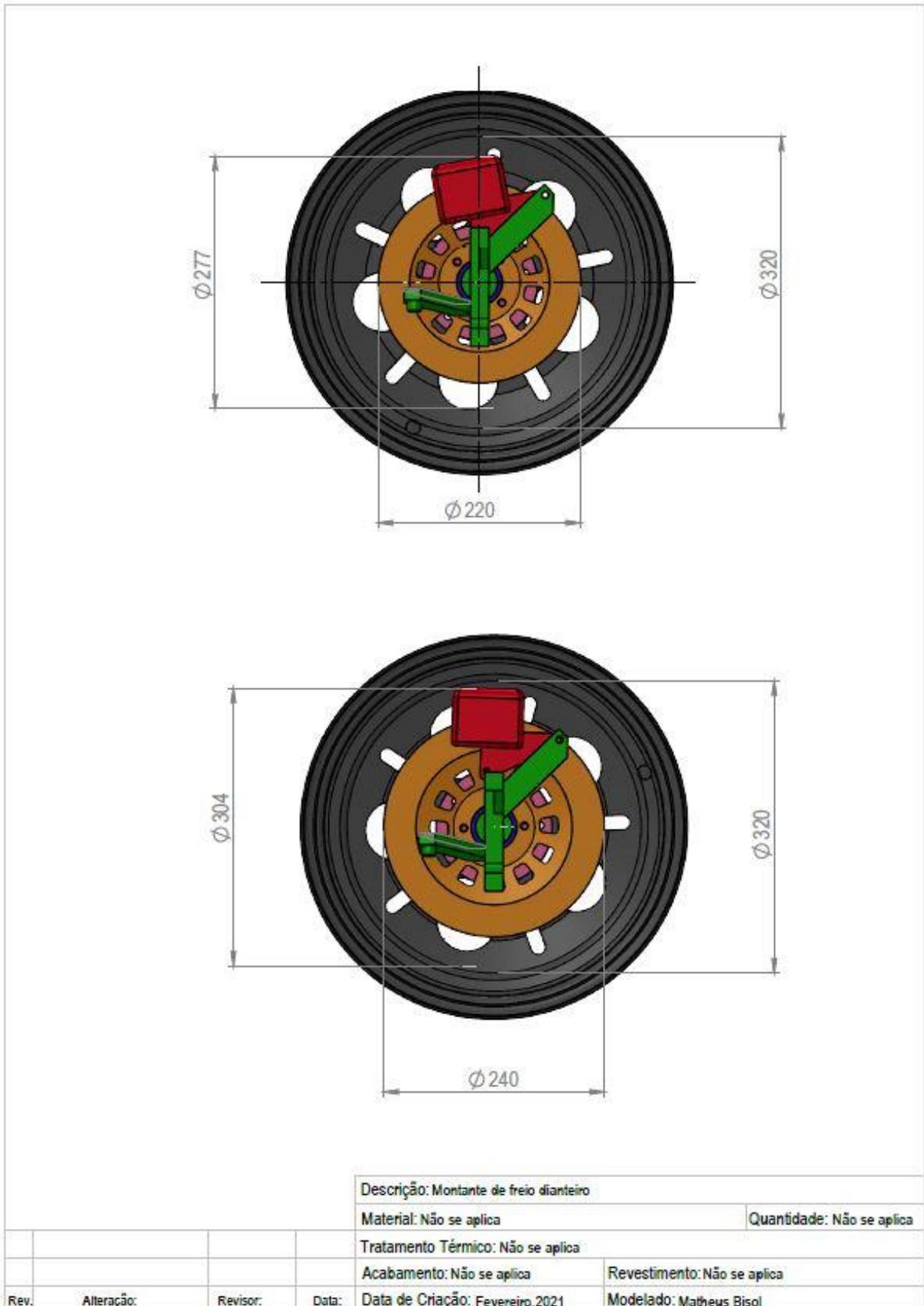
Data de Criação: Fevereiro.2021

Modelado: Matheus Bisol

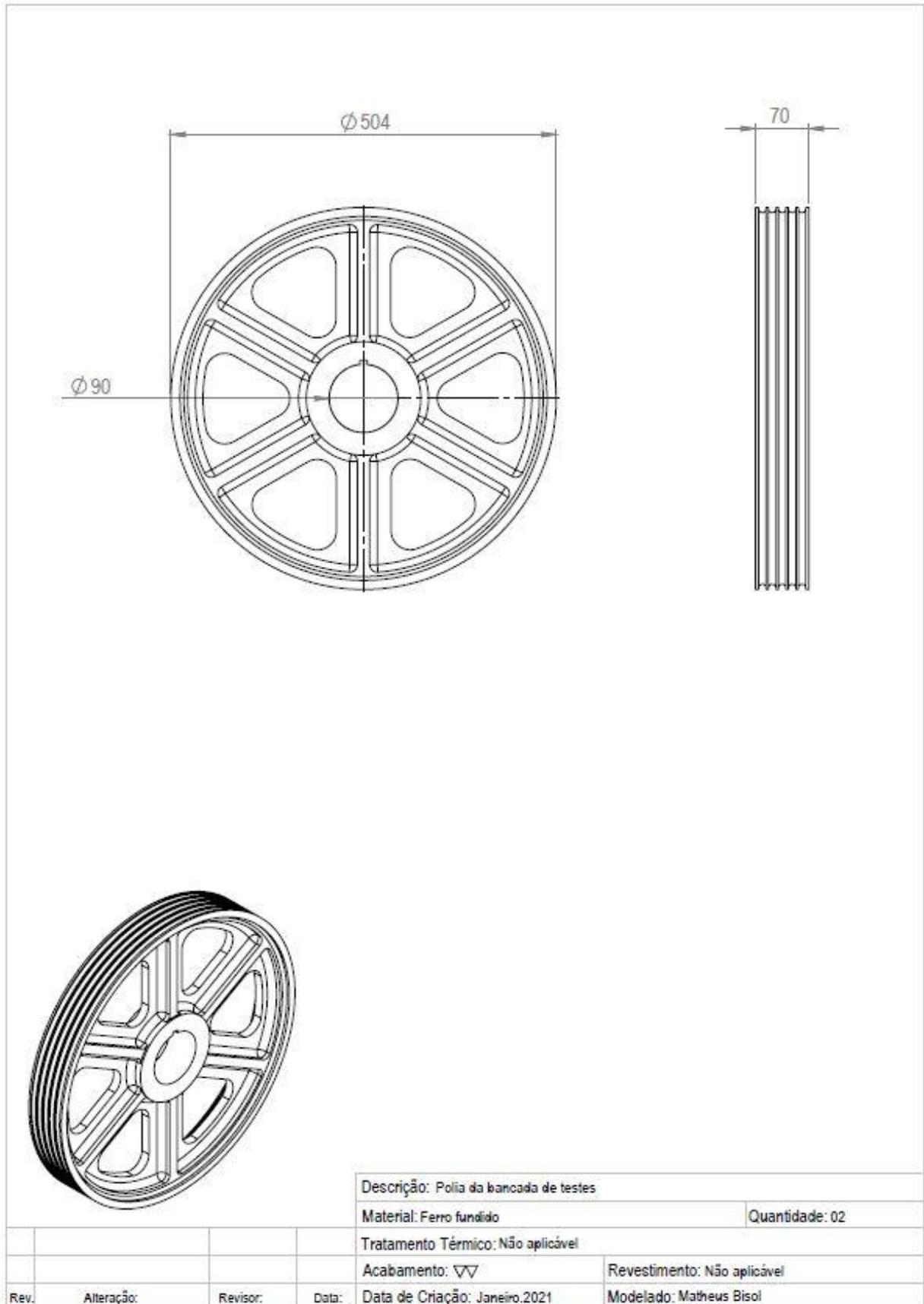
APÊNDICE J – PEDAL DE FREIO DA BANCADA DE TESTES

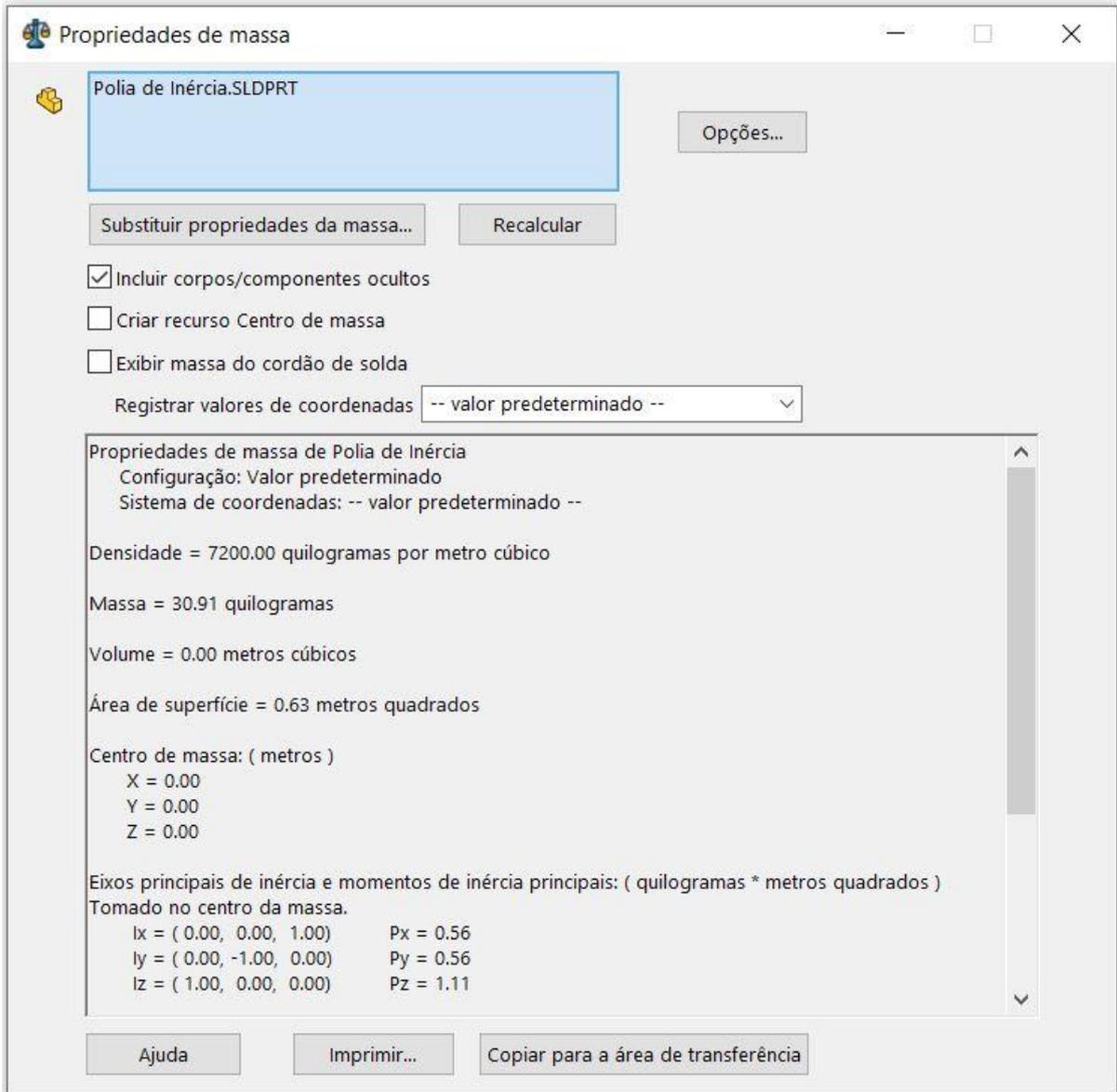


APÊNDICE K – MONTAGEM DA PONTA DE EIXO DIANTEIRA



APÊNDICE L – POLIA DE INÉRCIA DA BANCADA DE TESTES





ANEXO A – REQUISITOS GERAIS DO PROJETO – RATBSB EMENDA 3



14/133

PARTE B – REGULAMENTO TÉCNICO**B1 REQUISITOS GERAIS DE PROJETO****B1.1 Configuração do veículo**

- B1.1.1 O veículo deve ter quatro ou mais rodas não dispostas em linha reta.
- B1.1.2 O veículo deve utilizar apenas um motor, do modelo *Briggs & Stratton* especificado nesse regulamento.

B1.2 Dimensões máximas do veículo

- B1.2.1 Largura: 1,62 m no ponto mais largo, com as rodas direcionadas para frente, na altura estática de rodagem.
- B1.2.2 Comprimento: sem restrições. Observar, contudo, que as provas das competições são montadas tendo em mente veículos com a largura máxima permitida e comprimento máximo de 2,74 m.

B1.3 Capacidade ergonômica do veículo

- B1.3.1 Sendo um protótipo de um produto comercial, o projeto deve intencionalmente acomodar condutores de todos os portes desde o percentil masculino 99% ao percentil feminino 1%. Referência: norma ABNT NBR 6068.
- B1.3.2 O veículo deve ser capaz de acomodar um condutor desde 1,90 m de altura, com peso de 109 kg até um condutor de 1,45 m de altura, com peso de 42 kg.
- B1.3.3 O maior condutor deve ser capaz de acomodar-se em uma posição de condução confortável, atendendo aos requisitos de segurança (incluindo distâncias em relação aos elementos da gaiola), utilizando todos os equipamentos de segurança exigidos.
- B1.3.4 O menor condutor deve ser capaz de alcançar confortavelmente todos os controles do veículo.
- B1.3.5 Os carros construídos apenas para se adequarem aos membros de uma equipe específica e não cumprirem a intenção de acomodar condutores de todos os portes descritos anteriormente, estarão em descumprimento deste regulamento.

B1.4 Capacidade de transposição de obstáculos

- B1.4.1 O veículo deve ser capaz de demonstrar uma operação segura ao transpor obstáculos fora de estrada, incluindo obstruções como rochas, bancos de areia, troncos, acíves, lama, travessias rasas de água, e suas combinações, em qualquer condição climática.