



PROJETO DE GRADUAÇÃO II

Título do Projeto:

**DIMENSIONAMENTO E PROJETO DE DISCO
DE FREIO E CALIPER PARA VEÍCULO
FORMULA SAE**

Autor:

SERGIO LUIZ WERNECK TOURINHO RODRIGUES

Orientador:

JOÃO MARCIANO LAREDO DOS REIS

SERGIO LUIZ WERNECK TOURINHO RODRIGUES

**DIMENSIONAMENTO E PROJETO DE DISCO DE FREIO E
CALIPER PARA VEÍCULO FORMULA SAE**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado
ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade
Federal Fluminense, como requisito parcial para
obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

Orientador:

Prof. JOÃO MARCIANO LAREDO DOS REIS

Niterói

2017

Ficha Catalográfica elaborada pela Biblioteca da Escola de Engenharia e Instituto de Computação da UFF

R696 Rodrigues, Sergio Luiz Werneck Tourinho
Dimensionamento e projeto de disco de freio e caliper para
veículo fórmula SAE / Sergio Luiz Werneck Tourinho Rodrigues. –
Niterói, RJ : [s.n.], 2017.
93 f.

Projeto Final (Bacharelado em Engenharia Mecânica) –
Universidade Federal Fluminense, 2017.
Orientador: João Marciano Laredo dos Reis.

1. Disco de freio. 2. Fórmula SAE. 3. Método dos elementos
finitos. I. Título.

CDD 629.246



PROJETO DE GRADUAÇÃO II

AVALIAÇÃO FINAL DO TRABALHO

Título do Trabalho:

DIMENSIONAMENTO E PROJETO DE DISCO DE FREIO E CÁLIPER
PARA VEÍCULO FORMULA SAE.

Parecer do Professor Orientador da Disciplina:

- Grau Final recebido pelos Relatórios de Acompanhamento:

- Grau atribuído ao grupo nos Seminários de Progresso:

Parecer do Professor Orientador:

(Comentar a relevância, contribuição e abrangência do trabalho. Se a participação dos alunos no grupo não se processou de forma homogênea, durante o desenvolvimento do trabalho, compete ao Prof. Orientador discriminar o grau de cada aluno, de forma a refletir a sua situação no desenvolvimento do projeto.)

Nome e assinatura do Prof. Orientador:

Prof.: JOÃO MARCIANO LAREDO DOS REIS

Assinatura:

Parecer Conclusivo da Banca Examinadora do Trabalho:

Projeto Aprovado sem restrições

Projeto Aprovado com restrições

Prazo concedido para cumprimento das exigências: / /

Discriminação das exigências e/ou observações adicionais:



PROJETO DE GRADUAÇÃO II
AVALIAÇÃO FINAL DO TRABALHO
(continuação)

Aluno: Sergio Luiz Werneck Tourinho Rodrigues

Grau: 9,0

Composição da Banca Examinadora:

Prof.: Heraldo Silva da Costa Mattos

Assinatura:

Prof.: João Marciano Laredo dos Reis

Assinatura:

Prof.: Luiz Carlos da Silva Nunes

Assinatura:

Data de Defesa do Trabalho: 12/01/2017

Departamento de Engenharia Mecânica, / - /

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho aos meus avós, Marco Antônio Rodrigues e Sueli Werneck Tourinho por toda dedicação em prol da construção do meu caráter. A ele por despertar minha paixão por conjuntos mecânicos e pelo automobilismo, a ela pela orientação da opção pela engenharia como profissão.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Rachel de Oliveira Vieira, minha companheira, por não permitir que eu desistisse como pensei por inúmeras vezes.

A Equipe Buffalo de Formula SAE, por todo conhecimento adquirido, fundamental na prática da engenharia e amizades formadas em todos estes anos de dedicação ao projeto.

Ao meu professor Orientador João Marciano Laredo dos Reis pelo incentivo, apoio e suporte para o desenvolvimento e conclusão deste trabalho.

Aos amigos do Escritório, pelos diversos momentos agradáveis, de descontração e inúmeras histórias as quais lembrarei pelo resto da vida.

Ao João Brandão e Cássio Lapate pelo auxílio e tempo dedicados aos ensaios de tração e dureza nos laboratórios LEM - Laboratório de Ensaio Mecânicos e LABMETT – Laboratório de Metalografia e Tratamento Térmicos.

RESUMO

O presente trabalho objetiva o dimensionamento dos calipers e discos de freio dianteiros e traseiros para um protótipo monoposto de Formula SAE. Para veículos de alta performance e competição, é imprescindível um sistema de freios com capacidade de gerar altas taxas de desaceleração em função das velocidades atingidas e que possua alta resistência a temperatura e estabilidade de frenagem em condições extremas. O dimensionamento dos discos de freio e calipers serão abordados comparativamente através de cálculos analíticos e simulações numéricas pelo método de elementos finitos, tendo a vida em fadiga dos componentes verificada pelo critério de Goodman. Os materiais empregados nos projetos dos componentes foram alumínio aeronáutico Al 7075-T6 para os calipers e aço inoxidável 410D para os discos de freio.

Palavras-Chave: Disco de Freio; Caliper; Formula SAE; Elementos Finitos; FEA; Formula Student; 410D; Al7075-T6.

ABSTRACT

The present work aims at the dimensioning of calipers and front and rear brake discs for a single-seater prototype of Formula SAE. For high performance and competition vehicles, a braking system with a capacity to generate high deceleration rates according to the speeds attained and which has high temperature resistance and braking stability under extreme conditions is essential. The dimensioning of the brake discs and calipers will be approached comparatively through analytical calculations and numerical simulations by the finite element method, with fatigue life of the components verified by the Goodman criterion. The materials used in the component designs were Al 7075-T6 aeronautical aluminum for the calipers and 410D stainless steel for the brake discs.

Key-Words: *Brake disc; Caliper; Formula SAE; Finite Element Analysis; FEA; Formula Student; 410D; Al7075-T6*

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1.1: Protótipo da Equipe Buffalo no Esporte Clube Piracicabano de Automobilismo em 2011.	17
Figura 1.2: Protótipo da Equipe Buffalo no Esporte Clube Piracicabano de Automobilismo em 2016.	17
Figura 2.1: A Roda na Mesopotâmia.	18
Figura 2.2: Freio de roda primitivo.	19
Figura 2.3: Stephenson 1875 – Maior ônibus da época com freios acionados por parafuso de rosca sem-fim.	20
Figura 2.4: Benz Velo 1875 – Primeiro veículo com freio de mão tipo Band Brake.	20
Figura 2.5: Modelo T de Henry Ford – Primeiro veículo produzido em série no mundo, equipado com freio a tambor.	21
Figura 2.6: Disco de freio patenteado por Frederick Lanchester.	21
Figura 2.7: Vista explodida do freio a tambor.	22
Figura 2.8: Tipos de freio a tambor.	25
Figura 2.9: Disco de freio sólido.	26
Figura 2.10: Disco de freio ventilado.	27
Figura 2.11: Disco de freio furado.	28
Figura 2.12: Disco de freio ranhurado.	29
Figura 2.13: Disco de freio ventilado-furado-ranhurado.	30
Figura 2.14: Disco de freio de cerâmica.	30
Figura 2.15: Disco de freio de alta performance.	32
Figura 2.16: Disco de freio de Fórmula 1.	33
Figura 2.17: Caliper fixo.	35
Figura 2.18: Caliper flutuante.	36
Figura 2.19: Atuação do anel holl-back.	36
Figura 2.20: Pedal Ratio.	37
Figura 2.21: Desenho esquemático servo freio.	38
Figura 2.22: Cilindro mestre duplo.	39
Figura 2.23: a) Circuito em diagonal; b) Circuito em paralelo.	40
Figura 2.24: Funcionamento esquemático do balance bar.	40
Figura 2.25: Instalação da tubulação rígida sobre o chassis.	41
Figura 2.26: Tubulação flexível de borracha.	41
Figura 2.27: Tubulação flexível de teflon revestido em malha de aço.	42
Figura 2.28: Conexões para linhas de freio.	42
Figura 2.29: Válvula equalizadora.	45
Figura 2.30: Esquema com válvula equalizadora e sensível a carga.	45
Figura 2.31: a) Cilindro de roda; b) Montagem do cilindro no freio a tambor.	46
Figura 2.32: Sensor de velocidade do ABS.	48
Figura 2.33: Unidade hidráulica.	49
Figura 2.34: Central de controle eletrônico.	50
Figura 2.35: Distância de frenagem EBD.	51
Figura 2.36: Distância de frenagem EBA.	52
Figura 3.1: Sistema de coordenadas veiculares SAE (GILLESPIE, 1992).	53
Figura 3.2: Determinação das coordenadas x_m e y_m por pesagem.	54
Figura 3.3: Determinação das coordenadas z_m .	55
Figura 3.4: Transferência de carga longitudinal.	56
Figura 4.1: Modelo do cilindro mestre utilizado no projeto.	60
Figura 4.2: Balance bar Tilton 600 Series.	61
Figura 4.3: Fluido de freio utilizado no projeto.	61
Figura 4.4: Pastilha Wilwood 6812.	62
Figura 4.5: Gráfico do coeficiente de fricção x temperatura.	62

<i>Figura 4.6: Kit de selos e pistão Wilwood.</i>	63
<i>Figura 5.1: Corpo de prova sendo levado ao forno.</i>	65
<i>Figura 5.2: Máquina de ensaio universal do LEM</i>	65
<i>Figura 5.3: Curva tensão x deformação em função do tratamento realizado.</i>	66
<i>Figura 5.4: Curva tensão x deformação do tratamento térmico selecionado.</i>	67
<i>Figura 5.5 Simulação da Frenagem em pista de enduro.</i>	68
<i>Figura 5.6: Modelo do disco traseiro.</i>	69
<i>Figura 5.7: Modelo do disco dianteiro.</i>	69
<i>Figura 5.8: Modelo do caliper traseiro.</i>	70
<i>Figura 5.9: Modelo do caliper dianteiro.</i>	71
<i>Figura 5.10: Modelo do botão flutuante.</i>	72

LISTA DE TABELAS

<i>Tabela 2.1: Composição química de tambores de freio</i>	<u>23</u>
<i>Tabela 2.2: Composição química de tambores de freio</i>	<u>30</u>
<i>Tabela 2.3: Composição química de tambores de freio</i>	<u>43</u>
<i>Tabela 5.1: Propriedades Mecânicas em função do tratamento realizado</i>	<u>65</u>

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	14
1.1	O PROJETO FORMULA SAE	15
1.2	A COMPETIÇÃO FÓRMULA SAE.....	16
1.3	MOTIVAÇÃO	16
2	FREIOS AUTOMOTIVOS.....	17
2.1	UM BREVE HISTÓRICO.....	18
2.2	TIPOS MAIS COMUNS.....	22
2.2.1	FREIOS A TAMBOR.....	22
2.2.2	FREIOS A DISCO.....	26
2.2.3	FREIOS A DISCO DE ALTA PERFORMANCE.....	32
2.3	COMPONENTES DO SISTEMA DE FREIOS	34
2.3.1	CALIPER.....	34
2.3.1.1	Caliper Fixo.....	34
2.3.1.2	Caliper Flutuante.....	35
2.3.2	PEDAL DE FREIO.....	37
2.3.3	SERVO FREIO.....	37
2.3.4	CILINDRO MESTRE.....	38
2.3.5	BALANCE BAR.....	40
2.3.6	LINHAS E CONEXÕES.....	40
2.3.7	FLUÍDO DE FREIO.....	43
2.3.8	VÁLVULAS.....	44
2.3.9	CILINDRO DE RODA.....	46
2.4	DISPOSITIVOS DE SEGURANÇA.....	46
2.4.1	ANTI-LOCK BRAKE SYSTEM (ABS).....	47
2.4.2	ELETRONIC BRAKE DISTRIBUTION (EBD).....	50
2.4.3	ELETRONIC BRAKE ASSIST (EBA).....	51
3	EMBASAMENTO TEÓRICO	52
3.1	DINÂMICA VEICULAR.....	53
3.1.1	SISTEMAS DE COORDENADAS.....	53
3.1.2	DISTRIBUIÇÃO DE MASSA NO VEÍCULO.....	54
3.1.2.1	Centro de Gravidade (CG).....	54
3.1.2.2	Determinação da Localização do CG.....	54
3.1.2.3	Transferência de Carga Longitudinal.....	56
3.2	FRENAGEM	58
3.2.1	CONCEITO.....	58
3.2.2	ENERGIA CINÉTICA DISSIPADA.....	59
4	DIMENSIONAMENTO, PROJETO E SELEÇÃO DOS COMPONENTES.....	59
4.1	COMPONENTES EM PRODUÇÃO SELECIONADOS	60
4.1.1	CILINDRO MESTRE.....	60
4.1.2	BALANCE BAR.....	61
4.1.3	FLUIDO DE FREIO.....	61
4.1.4	PASTILHAS.....	62
4.1.5	PISTÕES E ANÉIS HOLL-BACK.....	62
4.1.6	LINHAS E CONEXÕES.....	63
5	COMPONENTES DIMENSIONADOS E PROJETADOS	64

5.1 PROJETO DOS DISCOS DE FREIO.....	64
5.1.1 TIPO DO DISCO DE FREIO.....	64
5.1.1.1 Materiais Utilizados.....	64
5.1.1.2 Tratamentos Térmicos.....	64
5.1.1.3 Tratamentos Térmico Seleccionado.....	67
5.1.1.4 Análise de Carregamento.....	67
5.1.2 MONTAGEM DO DISCO DE FREIO.....	68
5.1.3 MODELAGEM DO DISCO DE FREIO.....	68
5.1.4 PROCESSO DE FABRICAÇÃO.....	70
5.2 PROJETO DO CALIPER.....	70
5.2.1.1 Materiais Utilizados.....	70
5.2.3 PROCESSO DE FABRICAÇÃO.....	71
5.3 PROJETO DO BOTÃO FLUTUANTE.....	71
5.3.1 MATERIAL UTILIZADO.....	71
5.3.2 MODELAGEM DO BOTÃO.....	71
5.3.3 PROCESSO DE FABRICAÇÃO.....	72
6 CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS FUTURAS.....	72
7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	73
8 APÊNDICES.....	74
8.1 PLANILHA DE DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES.....	76
8.1.1 TRANSFERÊNCIA DE CARGA LONGITUDINAL.....	77
8.1.2 DISTRIBUIÇÃO IDEAL X REAL DAS FORÇAS DE FRENAGEM.....	78
8.2 DESENHO TÉCNICO DOS COMPONENTES.....	79
8.2.1 DISCO DE FREIO.....	79
8.2.1.1 Disco de Freio Traseiro.....	80
8.2.1.2 Disco de Freio Dianteiro.....	82
8.2.2 CALIPER.....	84
8.2.2.1 Caliper Traseiro.....	85
8.2.2.2 Caliper Dianteiro.....	87
8.2.3 BOTÃO FLUTUANTE.....	89
8.2.4 MONTAGEM DO SISTEMA DIANTEIRO COMPLETO.....	91
8.2.5 MONTAGEM DO SISTEMA DIANTEIRO EM CORTE.....	92
8.2.6 MONTAGEM DO SISTEMA TRASEIRO.....	93
8.2.7 MONTAGEM DO SISTEMA TRASEIRO EM CORTE.....	94

1 INTRODUÇÃO

O projeto e desenvolvimento dos componentes e sistemas de freios tornam-se cada vez mais importantes devido aos veículos automotores cada vez mais potentes. Os sistemas de segurança de um veículo podem ser divididos em dois grupos: segurança ativa e segurança passiva. Os itens de segurança ativa são aqueles capazes de prevenir um acidente, como por exemplo o sistema de freios, que pode desacelerar o automóvel até que ele pare, o sistema de direção, capaz de alterar a direção evitando a colisão com algum objeto à frente, entre outros sistemas de atuação automática como EBD e ABS. Os itens de segurança passiva, pelo contrário, são aqueles que reduzem os danos causados pelo acidente. Cinto de segurança, air-bag e para-choque são exemplos de componentes que possuem tal função. O sistema de freio será o item de estudo deste trabalho, levando em consideração sua grande importância e capacidade de auxílio na prevenção do acidente. Outro fato importante ao se falar em itens de segurança é que estes não podem falhar, visto que uma falha poderia causar acidentes de grandes proporções.

1.1 O PROJETO FORMULA SAE

O Projeto Fórmula SAE é uma competição a nível mundial, onde estudantes, devem idealizar, projetar, fabricar e construir carros de corrida estilo fórmula. Com início em 1981 no Texas, esta competição foi criada com o intuito de promover o ganho de experiência no gerenciamento do projeto e construção, e aplicação dos conhecimentos adquiridos ao longo dos anos no curso de engenharia. As equipes classificadas ganham o direito de representar o Brasil em duas competições internacionais realizadas nos EUA.

Devido à complexidade do projeto, as equipes necessitam de especialização de seus integrantes nos variados sistemas que os integram, como o powertrain, freios, direção, suspensão, sistemas elétricos, chassis e segurança, o exige ainda mais qualificação dos profissionais que passam pelo projeto.

1.2 A COMPETIÇÃO FÓRMULA SAE

Meses antes da competição, as equipes devem enviar aos organizadores os relatórios de projeto, custos, estrutura e atenuador de impacto que serão avaliados por engenheiros especialistas e já somarão pontos na avaliação dos protótipos. Durante o evento, nas provas estáticas, as equipes apresentam mais detalhadamente o carro, sendo este confrontado com o projeto anteriormente enviado e no caso de divergências, as equipes vão sendo penalizadas em sua pontuação. Há também uma apresentação para diretores da indústria automobilística para que as equipes justifiquem a viabilidade econômica de seu produto dentro do mercado.

Todos os carros passam por uma severa inspeção técnica, onde são vistoriados itens de segurança e regulamento. Nas provas dinâmicas são realizadas provas específicas para determinar o carro melhor ajustado para a competição; com prova de aceleração, prova de estabilidade lateral, e por fim uma volta em uma pista montada por cones. Por fim, a prova mais difícil do evento, um enduro de resistência de 22 km, que exige um ótimo acerto de carro e piloto. Após 11 km completados, há uma interrupção na prova para troca de pilotos, e verificação da integridade do veículo. Se uma simples arruela cair do carro, a equipe está desclassificada da prova. As equipes que conseguem completar o enduro, ainda passam pela prova de consumo de combustível. Todas as provas são pontuadas de maneiras diferentes, de maneira a garantir que o melhor conjunto de projeto e carro vença a competição.

1.3 MOTIVAÇÃO

A principal motivação para este trabalho é o correto dimensionamento dos discos de freio e calipers que compõem o sistema de freio do veículo, priorizando a redução da massa. Por se tratar de produtos comerciais e de outros projetos de engenharia, o conjunto atualmente utilizado no projeto é adaptado causando perdas devido a vibração e contato entre disco e pastilha, além de estarem superdimensionados principalmente em relação a massa. A Figura 1.1 demonstra a montagem do conjunto do protótipo de 2016 da Equipe Buffalo.



**Figura 1.1: Protótipo da Equipe Buffalo no Esporte Clube Piracicabano de Automobilismo em 2011.
Fonte: (Acervo pessoal)**



**Figura 1.2: Protótipo da Equipe Buffalo no Esporte Clube Piracicabano de Automobilismo em 2016.
Fonte: (Acervo pessoal)**

2 FREIOS AUTOMOTIVOS

2.1 UM BREVE HISTÓRICO

Segundo pesquisas arqueológicas, as quais ainda não foram totalmente confirmadas, a invenção da roda está referenciada em torno do ano 3.000 A.C. com origem na civilização Suméria, sendo igualmente encontrada na Mesopotâmia junto aos Romanos, Egípcios, Assírios, entre outras civilizações. A Figura 1.3 ilustra a utilização da roda pela civilização Suméria.



Figura 2.1: A Roda na Mesopotâmia.

Fonte: <http://1.bp.blogspot.com/-I-6GroCDFwA/VN-kII0BZ0I/AAAAAAAAABSE/vW0orQrRaGk/s1600/roda%2Bsumeria.jpg>

Tal invento facilitou a vida do homem na locomoção, transporte de cargas além de uma série de outros inventos provenientes da descoberta, porém em contrapartida, tudo que se move, tem que parar, com isto iniciou-se a busca pelo que poderia interromper o movimento iniciado.

Com base no questionamento e diversas vivências em acidentes, uns até fatais, surgiram os primeiros dispositivos de freio, inicialmente extremamente rústicos justamente

desenvolvidos para interrupção de movimento em carros primitivos, carroças e qualquer dispositivo que utilizasse rodas.

Inicialmente, estes freios primitivos eram constituídos por uma alavanca fixa por um pivô e uma sapata de madeira montada junto à roda proporcionando a frenagem quando acionada. Com o passar do tempo, vieram os freios de cinta, usualmente constituídos por uma roda fixada ao centro do eixo traseiro do veículo e ao seu redor era montada uma cinta de material atritante, inicialmente feita de couro. Devido a rápida perda do atrito devido a degradação térmica imposta pela frenagem, começou-se a utilizar crina, cabelo ou tecido de algodão embebido em betumem para agregar fibras permitindo uma melhor conformação dimensional. A Figura 1.4 ilustra a utilização deste tipo de freio de roda primitivo.



Figura 2.2: Freio de roda primitivo.

Fonte: <http://www.canstockphoto.com.br/roda-vag%C3%A3o-freio-madeira3843357.html>

Por se tratar de um sistema completamente aberto, os componentes do freio ficavam sujeitos a elementos como água, areia, barro, e folhas de árvores que ocasionavam a perda da eficiência de frenagem. Outro grande problema destes dispositivos era a força de aplicação necessária pelo condutor para realizar a frenagem, algo que se tornava impossível ao se atingir altas velocidades.

Houve então no século XIX uma evolução dos dispositivos que compunham os sistemas de freios. Esta evolução se deu pelo fato do gradativo aperfeiçoamento dos motores que cada vez mais atingiam velocidades ainda maiores. Surgiu assim então o moderno conceito de Freio a Tambor que foi oportunamente inventado no ano de 1902 pelo francês Louis Renault, a partir de um sistema menos sofisticado que ele mesmo havia montado em um veículo Maybach 1901.

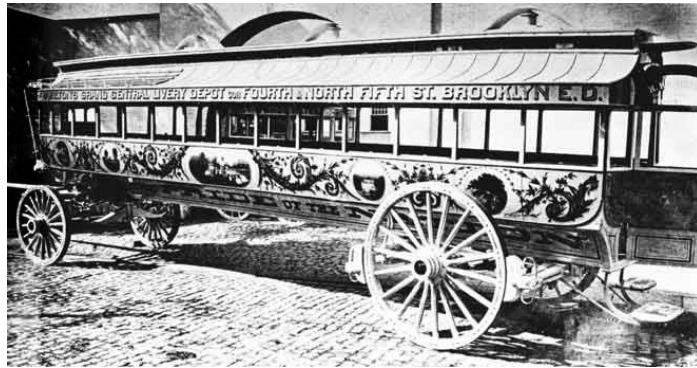


Figura 2.3: Stephenson 1875 – Maior ônibus da época com freios acionados por parafuso de rosca sem-fim.

Fonte: <http://www.museudantu.org.br/EModerna/maiorbus.jpg>



Figura 2.4: Benz Velo 1875 – Primeiro veículo com freio de mão tipo Band Brake.

Fonte: http://www.mad4wheels.com/webpics/hires/00011361%20-%201894%20Benz%20Velo/1894_Benz_Velo_005_6939.jpg

O primeiro veículo fabricado em série no mundo, foi o Modelo T de Henry Ford que teve sua produção iniciada em 1908 e que possuía freios a tambor acionados por varão, somente no eixo traseiro, pois os engenheiros da época acreditavam que a instalação de freios nas rodas dianteiras faria o carro capotar.



Figura 2.5: Modelo T de Henry Ford – Primeiro veículo produzido em série no mundo, equipado com freio a tambor.

Fonte: http://www.autoblog.nl/gallery/0_Reviews/Ford/Model-T/Ford_Model-T07.jpg

Na década de 30, os freios a tambor começaram a ser acionados hidráulicamente através de pistões ou pequenos cilindros, com isto, as sapatas necessitavam de ajustes frequentes devido ao alto desgaste do material de fricção que só tiveram reguladores automáticos por volta de 1950.

O freio a disco foi inventado em 1902 pelo inglês Frederick Lanchester. De acordo com pesquisas, estes já eram utilizados desde 1890, porém foi Frederick quem o patenteou e aplicou em seu primeiro veículo como pode ser visto na Figura 2.6.

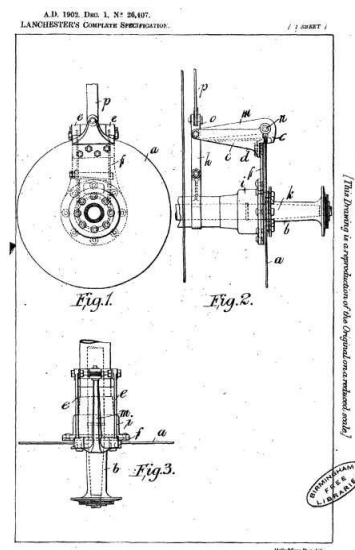


Figura 2.6: Disco de freio patenteado por Frederick Lanchester.

Fonte: <http://www.autoentusiastas.com.br/ae/wp-content/uploads/2014/07/Lanchester-disc-hemmings-com.jpg>

2.2 TIPOS MAIS COMUNS

Para uma melhor compreensão, será abordado genericamente os tipos de freio em produção, sendo melhor explicitado posteriormente o tipo de freio selecionado para utilização no protótipo.

2.2.1 Freios a Tambor

Com a necessidade de sistemas fechados para não haver contaminação do sistema, foi utilizado em veículos automotores inicialmente em 1902 por Louis Renault, sendo aplicado somente nos eixos traseiros devido aos problemas de desvio direcional causados pela geometria das sapatas e dos tambores utilizados. O fechamento do sistema apesar de solucionar a questão das impurezas que adentravam o sistema e causavam perda da eficiência devido ao atrito, trouxe outra questão, o aumento da temperatura.

Equipando grande parte da frota dos carros fabricados no Brasil, o freio a tambor é um sistema antigo, no entanto muito durável e funcional, qualidades que ainda o seguram no mercado.

O sistema básico de um freio a tambor consiste de duas sapatas, um cilindro de freio, tambor, espelho, molas, um regulador e o sistema de freio de emergência (o popular freio de mão.). Todos esses componentes montados e fixados compõem o sistema de freio a tambor como pode ser visto na Figura 2.7.

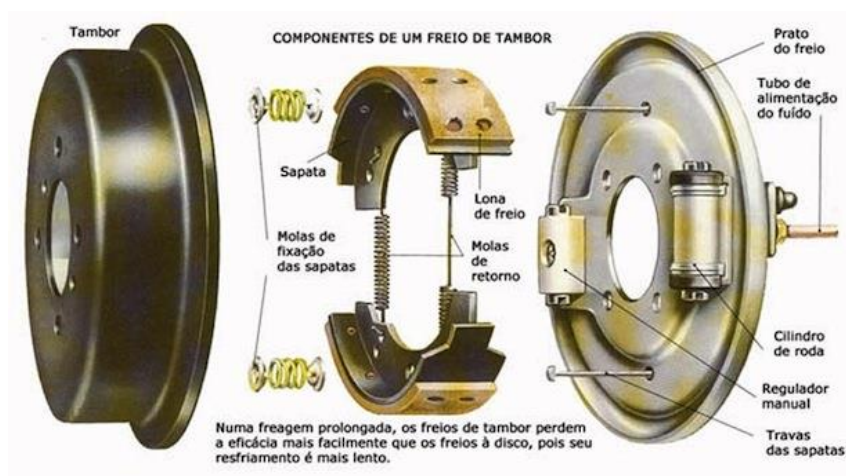


Figura 2.7: Vista explodida do freio a tambor.

Fonte: http://syscall.ws/static_img/138760/resize-0x0_freios-a-tambor-003-g.jpg

Além de atuarem como freio de serviço, possuem a função de freio de estacionamento e também de freio de emergência. Em situações onde ocorre falha hidráulica do sistema, é possível acionar os freios a tambor através da alavanca do freio de mão. Existem diversos tipos de freios a tambor com diferentes aplicações, possuindo atuação hidráulica, pneumática e hidráulica e pneumática.

- *Prato ou Espelho:* Também chamado de Back-plate, o espelho tem a função de alinhar o conjunto. As sapatas e o cilindro mestre estão fixos ao espelho e este precisa estar alinhado para haver o contato ideal entre sapata e o tambor de freio, caso o espelho esteja desalinhado o contato fica comprometido, ocorrendo desgaste prematuro de algumas das sapatas e desgaste desigual no tambor causando ovalização do mesmo.
- *Sapatas e Lonas:* As lonas de freio são colocadas sobre as sapatas e fixadas através de rebites. As lonas feitas geralmente de amianto têm como característica a sua estabilidade de atrito durante sua vida útil, duram mais que as pastilhas de freio e causam o mínimo de desgaste do material de fricção. Outra característica marcante é a resistência ao Fade, que é a perda de eficiência em virtude das altas temperaturas entre tambor e lona.
- *Cilindro de Roda:* Possuem a função de acionar as sapatas através da pressão hidráulica aplicada pelo pedal de freio e cilindro mestre no fluido de freio. Em geral é feito de ferro fundido e é composto por pistão, gaxetas de vedação e mola centralizadora. O cilindro de freio possui também tipos diferentes como efeito simples, duplo efeito, duplo efeito com diâmetros diferenciados.
- *Molas:* Chamadas de molas de retorno, trabalham para retornar as sapatas a sua posição inicial depois retirada a pressão gerada com o acionamento do pedal de freio.
- *Tambor:* Produzidos geralmente em ferro fundido cinzento devido as suas características tais como, boa resistência mecânica, excelente usinabilidade, facilidade de fusão e moldagem, boa resistência ao desgaste e bom amortecimento. A composição do material recomendado para tambores é definida pelas normas SAE J431 e ASTM A 159-72 e possuem a composição básica conforme a Tabela 2.1.

Tabela 2.1: Composição química de tambores de freio

CARACTERÍSTICAS	CLASSE SAE		
	G2500a	G3500b	G3500c
Composição (%)			
Carbono total	3,40 min	3,40 min	3,50 min
Silício	1,60 - 2,10	1,30 - 1,80	1,30 - 1,80
Manganês	0,60 - 0,90	0,60 - 0,90	0,60 - 0,90
Enxofre	0,12	0,12	0,12
Fósforo	0,15	0,15	0,15
Faixa de Dureza	HB 170-229	HB 207-255	HB 207-255
Resistência a Tração (kgf/mm ²)	17,5	24,5	24,5

Nota: (a) - microestrutura ferrítica-perlítica

(b) - microestrutura martensítica

TIPO	APLICAÇÃO
G2500a	Tambores de freios para serviços médios, onde alto teor de carbono é desejado para minimizar os efeitos de aquecimento.
G3500b	Tambores de freio para serviço pesado, onde além de minimizar os efeitos de aquecimento é necessário alta resistência mecânica.
G3500c	Tambores de freio para aplicações para serviço extra-pesado.

Fonte: SAE J431

- *Regulador automático:* Devido ao constante uso, as lonas sofrem desgaste e aquela pequena distância entre elas e o tambor aumenta, se a distância aumenta o cilindro mestre precisa compensa-la com mais fluido fazendo com que o pedal de freio fique com um maior curso. Para evitar esse inconveniente foi

incorporado um sistema de regulagem automática para compensar o desgaste das lonas que é composto por um braço de regulagem que avança a engrenagem do regulador automático em um dente por meio de um parafuso que vai deslocando a sapata para próximo do tambor de acordo com seu desgaste, ou seja, à medida que ela se desgasta o regulador vai compensando essa distância. Contudo, há um momento em que não há mais condições devido ao desgaste já crítico da lona, onde é necessário fazer uma vistoria no sistema lixando ambas as lonas e tambores, caso a lona esteja muito desgastada (o limite é de 1 mm em relação aos rebites) e continue sendo usada o desgaste chegará ao nível dos rebites fazendo com que estes encostem no tambor arranhando-o, fazendo-se necessário a retífica, não sendo aconselhável esta prática, sendo então a troca do tambor o correto a ser feito.

A Figura 2.8 retrata os tipos de freios a tambor mais utilizados no mercado.

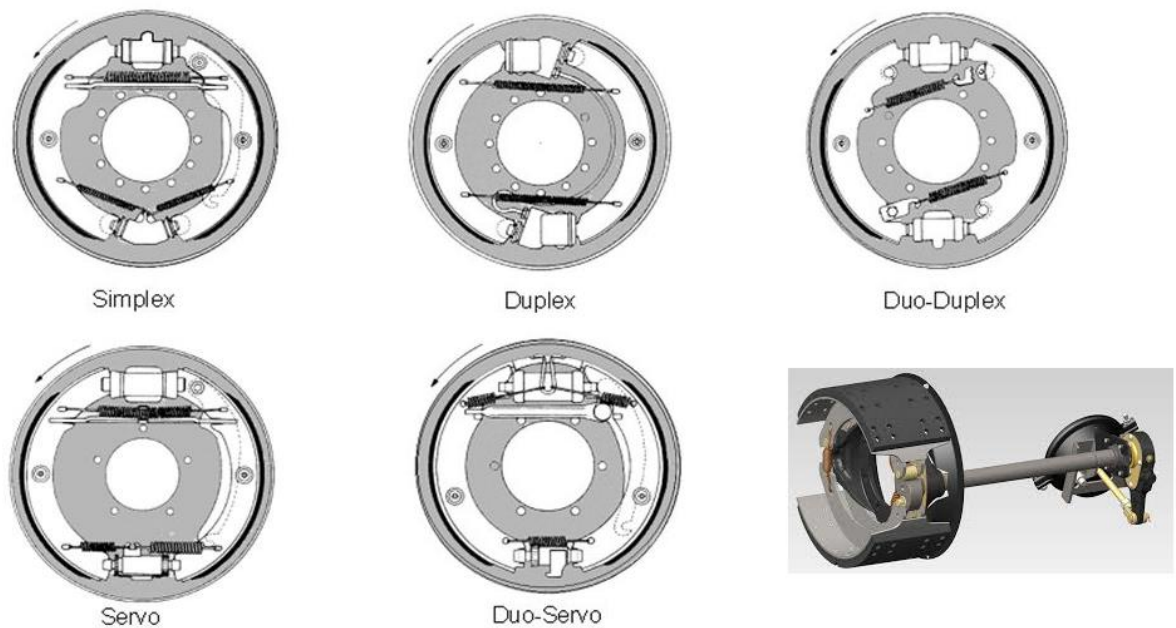


Figura 2.8: Tipos de freio a tambor.

Fonte: http://images.slideplayer.com.br/40/11195930/slides/slide_44.jpg

2.2.2 Freios a Disco

Inicialmente o Caliper Brake foi inventado por Browett & Harrison para bicicletas em 1876, sendo mais tarde “reinventado” por Frederick Lanchester em 1902, equipando em 1910 o Lanchester 20 HP, sendo este o primeiro automóvel com freio a disco traseiro.

A produção em série dos freios a disco em automóveis se deu na Europa a partir 1955, e nos estados Unidos a partir de 1960 onde os veículos vinham com um aviso na parte traseira do veículo dizendo “Warning - Disc Brakes”. Esta sinalização informava que aquele veículo era equipado com um novo sistema de freios e que por isto poderia parar muito mais rapidamente do que os que possuíam freios a tambor.

Os automóveis atualmente equipados com freios a disco podem possuir rotores sólidos ou ventilados. Os rotores (discos) ventilados possuem aletas, o que permite com que o ar passe escoe através delas propiciando uma refrigeração mais rápida do sistema.

Depende do projeto do veículo a utilização de rotores sólidos ou ventilados, já que muitos projetos, utilizam-se de rotores sólidos sem apresentarem problemas de superaquecimento em condições normais de uso.

- *Discos de Freio Sólidos:* Devido a concepção, dissipam menos calor e normalmente equipam veículos de pequeno porte, ou seja, baixo Peso Bruto Total (PBT) e baixa potência.



Figura 2.9: Disco de freio sólido.

Fonte: <https://images.canaldapeca.com.br/produtos/gg/52/78/disco-de-freio-traseiro-solido-1057852-1395776250131.jpg>

- ***Discos de Freio Ventilados:*** Desenvolvidos para melhor dissipar o calor gerado pelo atrito, comumente utilizados em veículos com maior potência e maior PBT.

Possuem menor massa, e por este motivo aquecem mais rapidamente que os discos sólidos, entretanto, por serem constituídos de aletas entre as faces de atrito, a troca de calor com o ambiente é maior e o resfriamento mais rápido.



Figura 2.10: Disco de freio ventilado.

Fonte: <https://images.canaldapeca.com.br/produtos/gg/04/79/disco-de-freio-dianteiro-ventilado-1057904-1395776093258.jpg>

- ***Disco de Freios Perfurados:*** Geralmente utilizados em veículos de alta performance. Inicialmente discos com furos cruzados foram originalmente utilizados no ano de 1960 em carros de corrida da época. Devido as elevadas temperaturas que as pastilhas de freio geravam, eram liberados gases em sua superfície, e também deposição de material da pastilha sobre o disco devido a resina utilizada. A superfície do disco ficava superaquecida por efeito desses gases e a deposição de material prejudicava sensivelmente a performance de frenagem. Desta forma, a utilização de furos foi um recurso desenvolvido para que os gases fossem dissipados e também fosse possível a limpeza e renovação da superfície de atrito do contato disco-pastilha.

Atualmente as pastilhas são fabricadas com materiais mais resistentes as altas temperaturas, com resinas mais estáveis termicamente, porém os discos furados continuam sendo utilizados para promover um maior escoamento de água quando o veículo trafega em condições de pista molhada, evitando assim que o filme de água formado entre a pastilha e o disco prejudique a frenagem. Contudo, este recurso vem sendo utilizado com a principal função de dissipação térmica mesmo evidenciando-se que os furos são grandes fontes de stress mecânico que ocasionam trincas profundas aos mesmos em condições severas de uso.



Figura 2.11: Disco de freio furado.

Fonte: <http://c767170.r70.cf2.rackcdn.com/R12833079R.jpg>

- ***Discos de Freios Ranhurados:* Muito aplicados em freios de alta performance.**

Neste tipo de disco são usinadas ranhuras superficiais de forma a permitir uma melhor limpeza da superfície de atrito, eliminação do filme de água entre o disco e a pastilha, além da eliminação de gases provenientes das altas temperaturas geradas nessa superfície.

Devido ao alto desgaste do material de fricção, não são comumente utilizados em veículos de série, todavia, no caso de veículos de alta performance, esse

“desgaste” acelerado, é favorável e as pastilhas que equipam esses freios possuem formulação própria para esta finalidade.

Atualmente os veículos de alta performance utilizam discos de freio compostos, ou seja, o cubo do disco é feito de ferro fundido cinzento, ou aço, e a coroa circular que contém a pista de atrito do disco é composta de material cerâmico.

Os discos de freios são elementos balanceados e a espessura de trabalho deve ser respeitada, já que o desgaste imposto pelo atrito do material de fricção ocasiona perda de massa, e conseqüentemente a troca de calor com o ambiente fica prejudicada, havendo conseqüentemente uma maior deformação e possivelmente a formação de trincas superficiais que ocasionaram falha total.

É ideal que com a substituição das pastilhas, o disco seja usinado, respeitando-se o limite mínimo de espessura para que a superfície de atrito fique novamente plana.



Figura 2.12: Disco de freio ranhurado.

Fonte: <https://www.carid.com/images/brembo/performance-brakes/sport-slotted-brake-rotors.jpg>



Figura 2.13: Disco de freio ventilado-furado-ranhurado.

Fonte: http://cdn1.bigcommerce.com/server4100/q0hpod6/products/1575/images/4068/71tuHkhIDqL_SL1500__54061.1439393759.1280.1280.jpg?c=2



Figura 2.14: Disco de freio de cerâmica.

Fonte: [http://teilecar.com/files/porsche-997-c2s-4s-turbo-gt2-gt3-bremsscheibe-pccb-keramik-neu-ha-rear-brake-disc-ceramic-r-99735203201-298615602\[3\].jpg](http://teilecar.com/files/porsche-997-c2s-4s-turbo-gt2-gt3-bremsscheibe-pccb-keramik-neu-ha-rear-brake-disc-ceramic-r-99735203201-298615602[3].jpg)

- *Composição Básica do Disco de Freio:* Atualmente produzidos em ferro fundido cinzento com alto teor de carbono, ferro fundido nodular e ferro fundido vermicular. Devido as elevadas temperaturas atingidas em curtos intervalos de tempo, cerca de 800° C, é provocado um gradiente térmico de até 500° C no núcleo do disco, com isto, é necessário que o material utilizado seja capaz disco resistir a fadiga térmica e a alta quantidade de calor gerado em uma frenagem, que assim como é absorvida, deverá ser imediatamente dissipada.

É ideal que o material seja de fácil usinagem e fundição, e tenha uma excelente resistência mecânica e térmica além de baixo custo. A Tabela 2.2 exemplifica a composição química de discos de freio de algumas montadoras.

Tabela 2.2: Composição química de tambores de freio

Fonte	Elemento de liga, em massa (%)								
	C	Si	Mn	P	S	Cr	Cu	Mo	Ni
Audi – VW	2,8-3,4	1,8-2,8	0,3-1,0	≤0,25	≤0,1	0,3	0,8	-	0,25
BMW (1)	3,1-3,4	1,8-2,2	0,7-0,9	≤0,12	≤0,12	0,1-0,15	-	-	-
BMW (2)	3,2-3,4	1,9-2,2	0,7-0,9	≤0,09	≤0,1	0,2-0,4	-	-	-
BMW (3)	3,7-3,9	1,8-2,2	0,5-0,8	≤0,1	≤0,12	≤0,12	≤0,25	≤0,1	-
DAF	3,4-3,6	2,0-2,4	0,6-0,8	≤0,15	≤0,1	0,25-0,35	0,5-0,75	0,4-0,6	-
Daimler Benz (1)	3,2-3,6	1,9-2,4	0,6-0,9	≤0,25	≤0,08	-	-	≤0,6	-
Daimler Benz (2)	3,7-3,9	1,8-2,2	0,6-0,9	≤0,1	≤0,12	0,4-0,6	≈0,25	0,4-0,6	1,2-1,4
Ford	3,1-3,4	2,0-2,3	0,6-0,9	≤0,3	≤0,13	0,15-0,35	-	-	0,15-0,3
Girling	3,1-3,4	2,0-2,4	0,6-0,9	≤0,15	≤0,15	-	-	-	-
Jaguar	3,5-3,7	1,9-2,4	0,6-0,8	≤0,15	≤0,15	≤0,15	≤0,80	≤0,05	≤0,10
MAN	3,2-3,6	1,9-2,4	0,6-0,9	≤0,25	≤0,08	-	-	-	-
Opel (1)	3,0-3,4	1,9-2,4	0,6-0,9	≤0,35	≤0,12	-	-	-	-
Opel (2)	3,0-3,4	1,9-2,4	0,6-0,9	≤0,1	≤0,1	0,25-0,4	-	0,35-0,45	≤0,2
Porsche	3,3-3,5	1,9-2,1	0,7-0,9	≤0,12	≤0,12	0,15-0,25	-	0,35-0,5	0,4-0,6
Renault	3,2-3,5	2,0-2,3	0,7-0,9	≤0,1	≤0,18	-	-	-	-
Rover	3,3-3,5	2,0-2,3	0,7-0,9	≤0,1	≤0,12	0,10-0,30	0,75-0,95	-	≤0,25

Fonte: Fundamentos de freios e seus componentes (2011)

2.2.3 Freios a Disco de Alta Performance

Foram especialmente desenvolvidos para veículos esportivos, devido as altas taxas de desaceleração que necessitam em função das velocidades atingidas, alta resistência a temperatura e principalmente estabilidade de frenagem em condições extremas.

A grande maioria dos esportivos de alta performance atingem desacelerações que vão de 1,0 até 1,5 e tem seus discos de freios produzidos em ferro fundido com alto carbono o que garante excelente performance e um menor índice de ruído mesmo com suas pastilhas possuindo um alto coeficiente de atrito.

Os discos de freio geralmente são perfurados ou ranhurados para promover uma maior eficiência de frenagem, limpeza contínua e perfeita refrigeração da superfície da pastilha de freio, ocasionando uma rápida dispersão do calor gerado e a formação de gases provenientes do atrito da pastilha sobre o disco. Além de evitar a formação do filme de água entre ao disco e a pastilha em condições de pista molhada.



Figura 2.15: Disco de freio de alta performance.

Fonte: <https://dadsgarageblog.files.wordpress.com/2013/07/ferrari.jpg>

- *Freios a Disco Especiais:* Os carros de F1 utilizam freios de alta performance carbono-carbono, diferente da conhecida fibra de carbono. Trata-se de carbono puro, 50% mais leve que a fibra de carbono e resistente as mais altas temperaturas.

Devido à alta complexidade na produção do carbono-carbono, 1 jogo de disco de freios com 4 peças, custa em torno de US\$ 4.500,00 e o jogo de pastilhas de freio com 8 peças chega a US\$ 2.400,00. São utilizados em média por temporada 50 jogos de pastilhas e discos resultando em um custo de aproximadamente US\$ 345.000,00.

Seu rendimento é relativamente pobre a uma temperatura de cerca de 400°C e somente a partir dos 650°C começa a alcançar sua máxima eficiência, podendo atingir uma desaceleração longitudinal de 5.5g em uma freada, ao passo que um veículo de passeio provavelmente não atingiria nem 1g.

Um formula 1 efetua uma parada total de 100 para 0 Km/h em cerca de 17 metros e de 200 para 0 Km/h em 55 metros, no tempo de 1,9s. O Dodge Viper, considerado um dos melhores carros hoje em produção em termos de frenagem, desacelera de 100 para 0 Km/hem 34 metros.

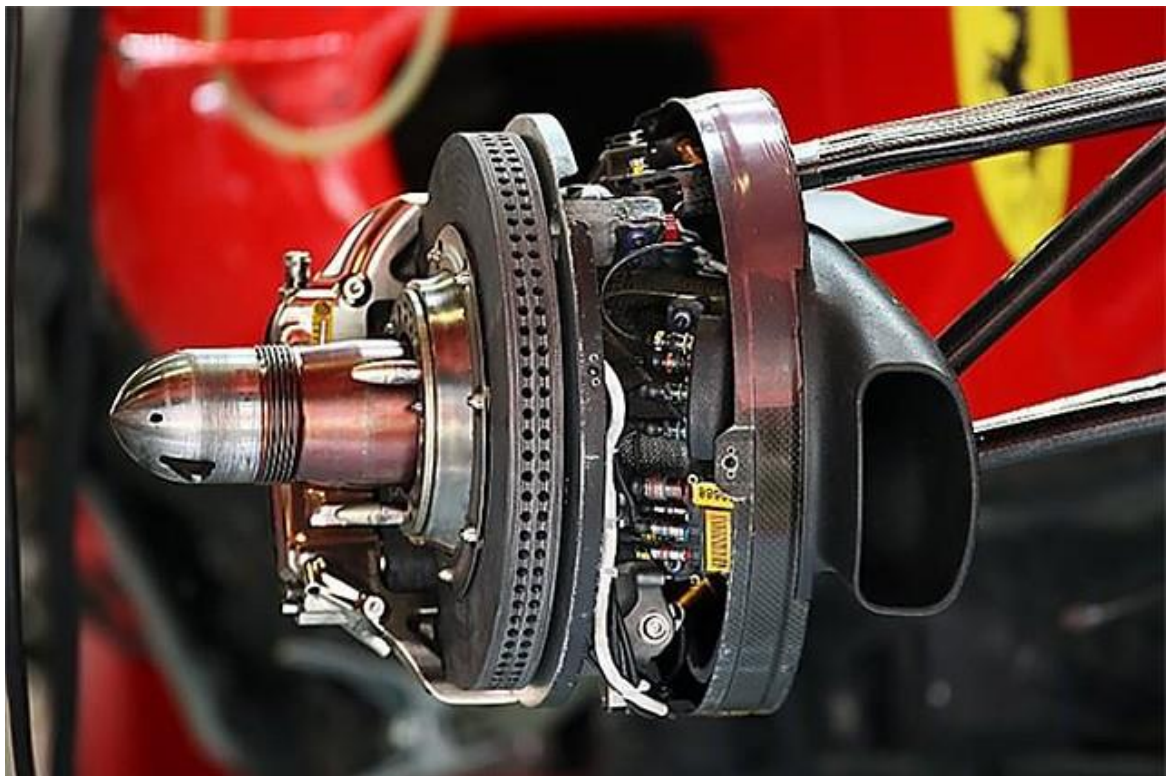


Figura 2.16: Disco de freio de Fórmula 1.

Fonte: <https://34wboe246qad3ky4zl2noug6ash-wpengine.netdna-ssl.com/files/2013/08/brakes.jpg>

- *Curiosidades:* Devido as altas desacelerações que alcançam até 5,5g, os discos chegam a uma temperatura de 1.200°C, necessitando assim de dutos que conduzem o ar para resfriar os calipers, discos e pastilhas. O caliper é constituído de alumínio e possui seis pistões, possuindo diâmetro de até 278mm e espessura de 28mm.

2.3 COMPONENTES DO SISTEMA DE FREIOS

Diversos componentes integram o sistema de freios e variam de acordo com a necessidade de cada projeto, com isto, serão explicitados para uma visão geral sobre suas funções e características.

2.3.1 Caliper

O caliper pode ser do tipo fixo ou flutuante, variando de acordo com as necessidades do projeto.

2.3.1.1 Caliper Fixo

Nesta construção não há movimento relativo do caliper em relação ao disco de freio. É constituído por 01 ou mais pares de pistões que atuam simultaneamente em ambos os lados do disco. Este tipo de construção permite que todos os pistões recebam a mesma pressão de linha uma vez que está é equalizada entre eles devido a circulação do fluído no interior do corpo do caliper. Este tipo é mais complexo, mais caro e possui mais massa que o tipo flutuante, além de absorver e dissipar mais calor, fazendo com que não seja muito utilizado em linha de montagem, exceto para veículos de alta performance ou até mesmo em caminhões leves. Por possuir pistões de menor diâmetro, consome menor volume de fluído de freio e conseqüentemente gera uma maior força e pressão em sua atuação entre a pastilha e as faces de contato do disco.

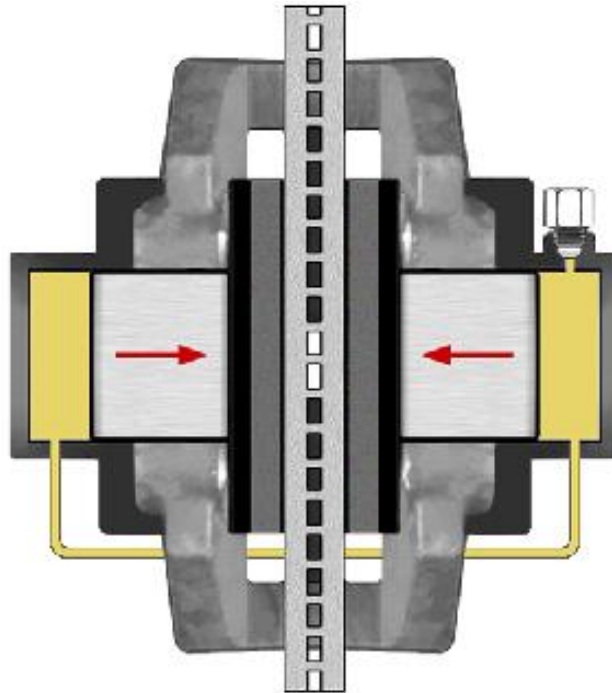


Figura 2.17: Caliper fixo.

Fonte: <http://carrosinfoco.com.br/wp-content/uploads/2016/03/disc12.jpg>

2.3.1.2 Caliper Flutuante

Devido sua concepção, é possível ser mais leve e econômico devido ao menor número de peças requeridas para sua montagem e funcionamento. Dependendo do projeto, pode possuir até três pistões, sendo estes localizados apenas no lado interno da montagem e que recebem a pressão hidráulica originando assim a força de aplicação sobre a pastilha interna. Ao tocar o disco, por reação, faz com que o corpo do caliper deslize sobre os pinos, fazendo assim com que a pastilha externa também entre em contato com o disco. Este tipo de construção utiliza o recurso de molas de fixação da pastilha interna e mola estabilizadora, que propiciam um funcionamento seguro e silencioso, impedindo assim a batida da pastilha de freio no caliper quando o veículo trafega em pisos irregulares também conhecido como efeito “Rattle”.

Seu design permite uma sangria do sistema menos complexa, porém, consome um maior volume de fluido de freio e devido ao diâmetro do pistão e uma maior pressão na linha para poder fazer com que haja o deslocamento do corpo sobre os pinos.

Há uma variante no caliper flutuante que ao invés de se deslocar sobre pinos, desloca-se através de guias.

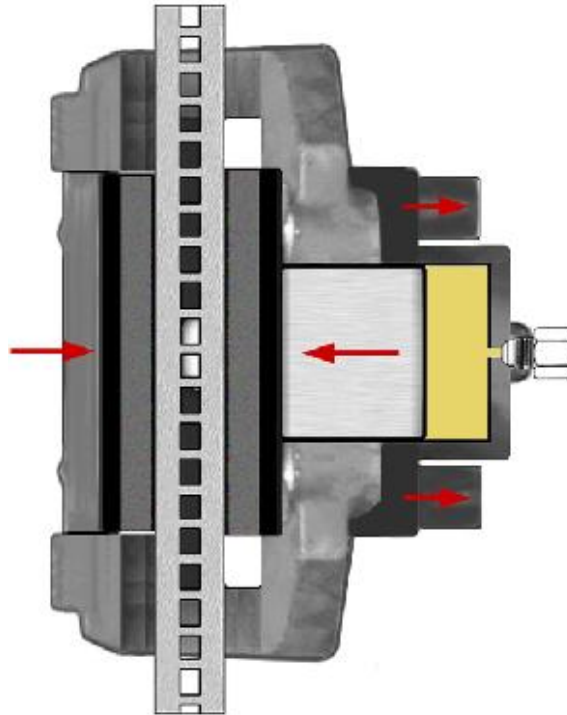


Figura 2.18: Caliper flutuante.

Fonte: http://www.agcoauto.com/content/images/brakes/sliding_caliper_operation.jpg

Para o caliper do tipo fixo ou flutuante, o processo de regulagem se dá automaticamente e é realizado através de um anel conhecido como holl-back que é inserido em um canal usinado no corpo do caliper, regulando assim a folga das pastilhas em relação ao disco de freio devido ao seu comportamento elástico.

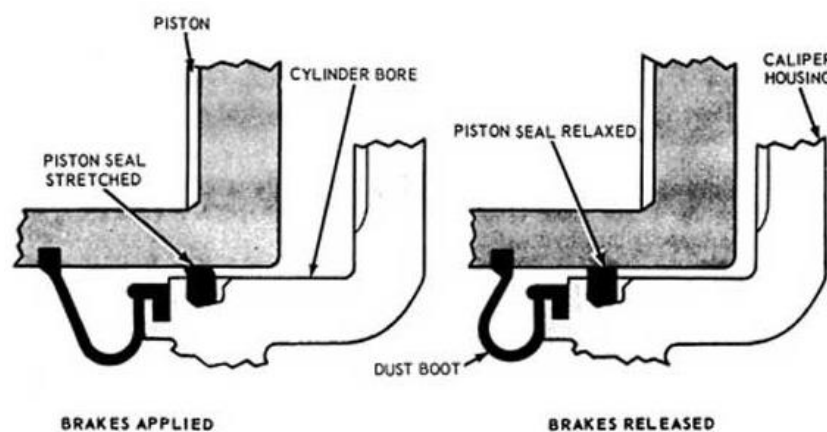


Figura 2.19: Atuação do anel holl-back.

Fonte: http://image.mustangmonthly.com/f/9166102+w750+st0/mump_0209_understanding_ford_brakes_11_z_disc_brake_caliper_piston_seal.jpg

2.3.2 Pedal de Freio

O pedal de freio é o ponto onde se inicia a aplicação da força necessária para a desaceleração do veículo. A relação de pedal (Pedal Ratio) é definida no projeto do veículo pelo fabricante, levando em conta também o servo-freio utilizado que depende da geometria e do vácuo gerado pelo sistema do mesmo além do conforto para o condutor que influencia diretamente na altura do pedal.

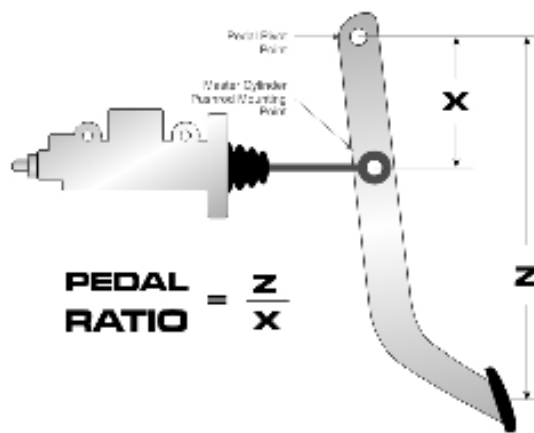


Figura 2.20: Pedal Ratio.

Fonte: <http://944hybrids.pbworks.com/f/944%20BR%20PDL%20RATIO.jpg>

2.3.3 Servo Freio

Trata-se de uma câmara bipartida construída em aço que utiliza o vácuo do coletor de admissão do motor do veículo para multiplicar a força aplicada ao pedal de freio sendo está direcionada ao cilindro mestre por meio da haste do pedal. Tal multiplicação se dá através do vácuo gerado na parte anterior e posterior do diafragma no interior da câmara, sendo que na parte anterior da mesma atua a pressão absoluta ou atmosférica e pela diferença entre esta, e a depressão produzida pelo vácuo do motor, tem-se uma resultante positiva que multiplicada pela área do diafragma resulta na força de multiplicação sobre a haste do cilindro mestre. A relação varia entre fabricantes, porém é normalmente adotado 1:5.

Todo o sistema é controlado por meio da válvula de retenção, válvula de vácuo e válvula de pressão. A função de cada uma destas válvulas se dá por:

- *Válvula de Retenção:* Trata-se de uma válvula de via única que possui a função de retirar o ar da câmara através de sua ligação com o coletor de admissão, criando assim o vácuo necessário para a atuação do servo. Caso haja vazamento na mangueira do coletor, ou até mesmo o motor desligue, será ela a responsável por não haver perda de vácuo do sistema.
- *Válvula de Vácuo e Pressão:* Montada na parte anterior do diafragma, a válvula de vácuo possui a função de impedir a geração da pressão negativa quando houver a abertura da válvula de pressão atmosférica. Obviamente, o tamanho do servo-freio influenciará diretamente na intensidade da força gerada e no vácuo gerado pela depressão gerada no coletor de admissão.

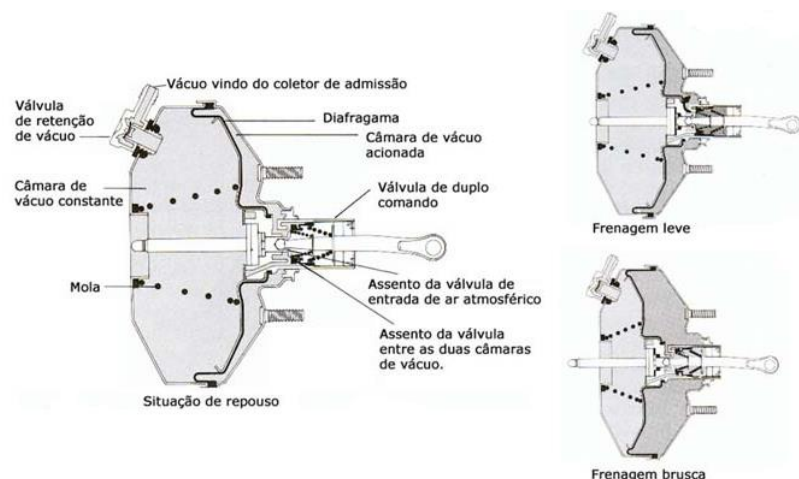


Figura 2.21: Desenho esquemático servo freio.

Fonte: <http://www.oficinaecia.com.br/bibliadocarro/imagens/a186.jpg>

2.3.4 Cilindro Mestre

É o conjunto responsável pelo início do processo de frenagem do veículo. A força aplicada no pedal de freio pelo condutor é transferida para os pistões do cilindro mestre através da haste do servo-freio, que comprimem o fluido que está alocado no reservatório distribuindo a pressão por todo o circuito hidráulico. Inicialmente, os cilindros possuíam um único pistão alimentando o eixo dianteiro e traseiro, que em caso de falhas, causam perda total

da frenagem. Devido a tais falhas, foi desenvolvido o cilindro mestre duplo conforme pode ser visto na Figura 2.22.

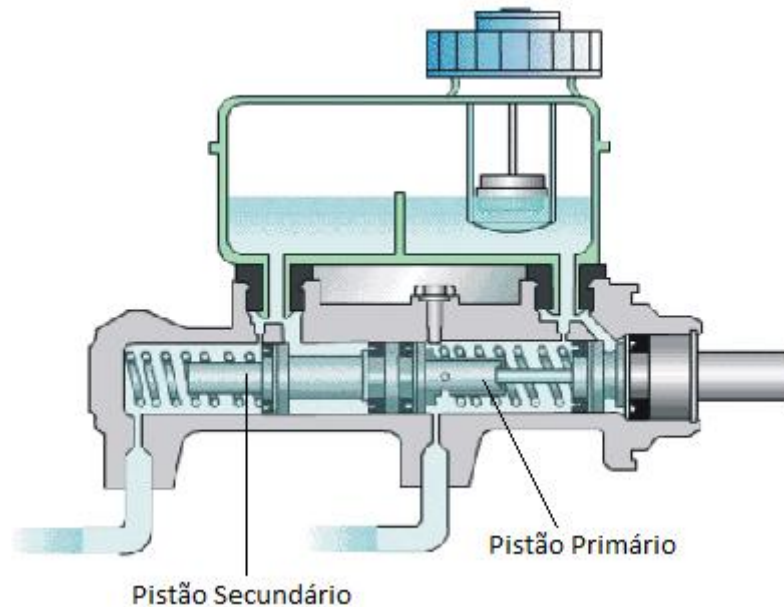


Figura 2.22: Cilindro mestre duplo.
Fonte: https://freiosbreque.com.br/wp-content/uploads/2015/09/cilindro_mestre_duplo.png

- *Cilindro Mestre Simples:* Geralmente utilizados em veículos de alta performance e de competição, sendo um para o eixo dianteiro e outro para o traseiro com utilização de balance bar. Pode ser utilizado com circuito em paralelo ou diagonal.
- *Cilindro Mestre Duplo:* Os circuitos são montados em diagonal, ou seja, o circuito primário alimentará por exemplo a roda dianteira direita e a traseira esquerda, enquanto o secundário a dianteira esquerda e a traseira direita. Em caso de falha o condutor terá ao menos uma roda dianteira sob ação da frenagem.
- *Cilindro Mestre Duplo Escalonado:* Os circuitos são montados em paralelo, com isto o circuito primário alimenta o eixo dianteiro e o secundário o eixo traseiro. Por possuírem áreas diferentes, é possível haver aumento da pressão para o circuito traseiro caso haja falha do circuito dianteiro sem que haja aumento da força no pedal.

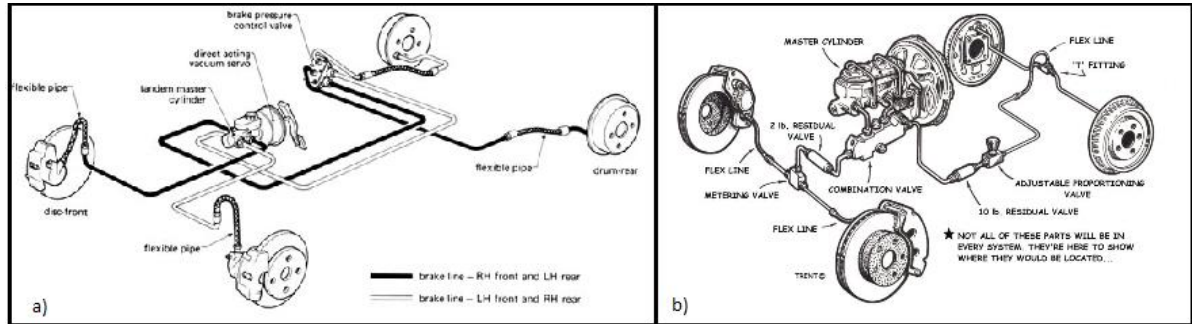


Figura 2.23: a) Circuito em diagonal; b) Circuito em paralelo.
Fonte: <http://www.how-to-build-hotrods.com/images/disc-drum-system.jpg>

2.3.5 Balance Bar

Utilizado em veículos de alta performance e competição, este mecanismo possui a função de distribuir mecanicamente a força aplicada no pedal sobre os cilindros mestre, sendo possível assim o ajuste da porcentagem desejada para o circuito dianteiro e traseiro, já que tais ajustes podem variar de acordo com o acerto dinâmico do veículo e as condições de pista.

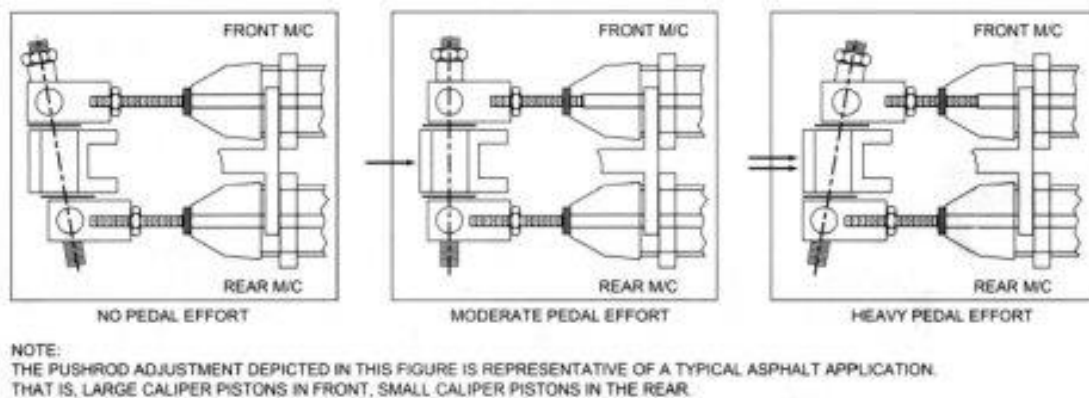


Figura 2.24: Funcionamento esquemático do balance bar.
Fonte: <https://www.rallydesign.co.uk/images/bb1.jpg>

2.3.6 Linhas e Conexões

As linhas e conexões são responsáveis pela transmissão da pressão hidráulica do cilindro mestre até os calipers e cilindros de roda. O fluido de freio pode ser conduzido por dutos rígidos e/ou flexíveis. Nos pontos onde há movimentação da tubulação necessite se como por exemplo, no esterçamento das rodas e nas suspensões são usados flexíveis, também chamados

de mangotes, que vão do caliper ou cilindro de roda até o ponto de fixação da suspensão, que é a região onde há movimento relativo ao chassi.

- *Tubos Rígidos:* Geralmente de cobre ou aço, possuem baixo coeficiente de expansão minimizando assim a perda de carga no sistema e gerando um menor deslocamento do pedal de freio. São utilizados em regiões onde não há movimentação da linha de freio.

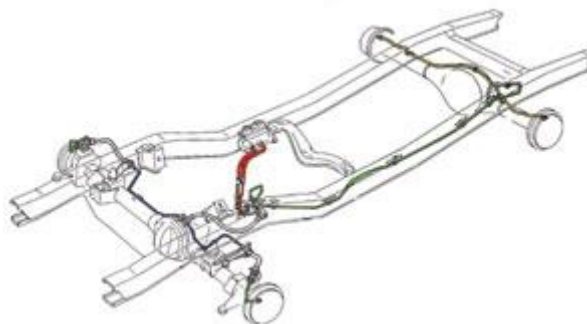


Figura 2.25: Instalação da tubulação rígida sobre o chassi.

Figura 2.25: Instalação da tubulação rígida sobre o chassi.

Fonte: http://cdn.wildhorses4x4.com/images/brake_lines_67-75.jpg

- *Mangueira de borracha:* São reforçadas internamente por fibras de nylon, porém possuem um coeficiente de expansão alto, que em valores volumétricos são da ordem de 10% quando estão novos e chegam a 30% após longos períodos de uso. Devido a este problema, algumas mangueiras deste tipo recebem uma malha de aço trançado garantindo assim sua integridade sob alta pressão.



Figura 2.26: Tubulação flexível de borracha.

Fonte: <http://www.autopartsdb.net/assets/images/ProductImg/F/FH50.jpg>

- *Mangueiras de Teflon revestida em malha de aço:* Nos projetos onde se deseja maior desempenho como alta performance, é indicado a utilização deste tipo de flexível por minimizar a perda de carga no sistema. Trata-se de um tubo de teflon, revestido por malha de aço.



Figura 2.27: Tubulação flexível de teflon revestido em malha de aço.

Fonte: <https://www.spaturbo.com.br/loja/images/stories/Aeroquip/360e4e7a1ad1975c128e6581e4cd82c4.png>

- *Conexões:* Podem ser de cobre ou aço e geralmente apresentam rosca do tipo NPT para evitar vazamentos no sistema. Utiliza-se também um adesivo vedante, sendo o mais conhecido o Loctite que evita o afrouxamento e vazamento das conexões originados por impacto e vibração e possui lubrificação que minimiza o atrito nas montagens.



Figura 2.28: Conexões para linhas de freio.

Fonte: <http://www.retrotractorpeças.com.br/images/produtos-img-grandes/conexoes2-gd.png>

2.3.7 Fluido de Freio

Componente fundamental do sistema hidráulico, possui a função de transmitir a pressão gerada pelos pistões do cilindro mestre até os calipers e cilindros de roda. É necessário que o fluido possua algumas características para desempenhar esta função como viscosidade ideal, já que baixa pode causar vazamento e alta causa perda de carga, não ser corrosivo por estar em contato com peças metálicas e anéis de vedação e possuir equilíbrio químico a altas temperaturas e possuir também um alto ponto de ebulição.

O ponto de ebulição seco é definido quando o fluido de freio não tem contato com a atmosfera e/ou condições adversas, já o úmido é definido quando se encontra em uso em condições adversas e o fluido não apresenta mais variações em suas propriedades.

Como os freios dissipam calor, ocorre aquecimento do fluido que, se entrar em ebulição ocorre formação de vapor d'água nas linhas que pelo fato de ser compressível, leva a falha generalizada do sistema, devido ao aumento do curso do pedal chegando ao seu curso máximo sem gerar a pressão necessária para que ocorra a frenagem.

- *Fluidos a base de glicol:* Absorvem umidade do ar, o que diminui o ponto de ebulição, logo devem ser substituídos periodicamente de acordo com as recomendações do fabricante. A razão disso tem a ver com a natureza higroscópica dos fluidos que é a capacidade de uma substância em atrair e manter moléculas de água do ambiente circundante. Os fluidos de freio de glicol tais como os DOT 3, 4 e 5,1 são todos muito higroscópicos.
- *Fluidos a base de silicone:* Não absorvem água, porém, possuem a tendência de se tornarem mais compressíveis sob altas temperaturas, sendo usados atualmente em veículos militares e na indústria náutica.

Os fluidos de freio são classificados em quatro tipos, considerando o ponto de ebulição como a Tabela 2.3. Os tipos DOT 3, DOT 4 e DOT 5.1 são a base de glicol, enquanto o DOT 5 refere-se aos fluidos baseados em silicone.

Tabela 2.3: Composição química de tambores de freio

	Dry boiling point	Wet boiling point
DOT 2	190 °C (374 °F)	140 °C (284 °F)
DOT 3	205 °C (401 °F)	140 °C (284 °F)
DOT 4	230 °C (446 °F)	155 °C (311 °F)
DOT 5	260 °C (500 °F)	180 °C (356 °F)
DOT 5.1	260 °C (500 °F)	180 °C (356 °F)

Fonte: www.tiltonrancing.com

2.3.8 Válvulas

Podem ser utilizadas de acordo com as necessidades do projeto. Dependendo das características de frenagem assumidas no projeto do veículo, onde é necessário considerar uma série de dados construtivos, como o carregamento máximo do mesmo (PBT), o posicionamento do CG, o carregamento nos eixos, as características dos tipos de freios a serem utilizados, entre outros, a distribuição da pressão hidráulica deve também seguir o projeto, e essa distribuição alterará o balanceamento da força de frenagem nos eixos dianteiros e traseiros do veículo.

É possível, através de sua utilização de válvulas apropriadas alcançar a melhor distribuição de frenagem efetiva em diversas situações e condições, controlando a pressão ideal para cada eixo.

- Válvulas equalizadoras: Também conhecidas como proporcionadoras ou ponto de corte fixo, foram desenvolvidas para limitar a pressão hidráulica entre o eixo dianteiro e traseiro. Sua função é limitar a pressão máxima do eixo traseiro para que não haja bloqueio total ou parcial das rodas devido a transferência dinâmica de carga.

Podem ser montadas diretamente na saída do cilindro mestre, no eixo traseiro ou até mesmo diretamente nos cilindros de roda e podem ser reguladas de acordo com o carregamento do veículo, porém, para isto é necessário conhecer as condições de projeto do veículo.



Figura 2.29: Válvula equalizadora.

Fonte: <https://i1.wp.com/www.pecasfreios.com.br/wp-content/uploads/2014/08/V%C3%A1lvula-Equalizadora-de-Freio-Inforna%C3%A7%C3%B5es-e-Fun%C3%A7%C3%A3o.jpg?w=548>

- *Válvula de antecipação de pressão:* Geralmente aplicada no circuito hidráulico dianteiro para veículos que possuem freios a disco e a tambor combinados. Possui a função de evitar as pastilhas entrem em contato com os discos antes das lonas de freio entrarem em contato com os tambores, já que as sapatas ainda necessitam vencer a força exercida pelas molas de retorno. A válvula permite uma pressão antecipada em torno de 0,5bar, permitindo assim com que os freios atuem simultaneamente.
- *Válvula sensível a carga:* Está válvula fica inserida entre o eixo traseiro e chassi, com isto, a variação da altura relativa eles ocasionado pelo carregamento no eixo traseiro fará com que a válvula regule a proporção da pressão nos freios traseiros.

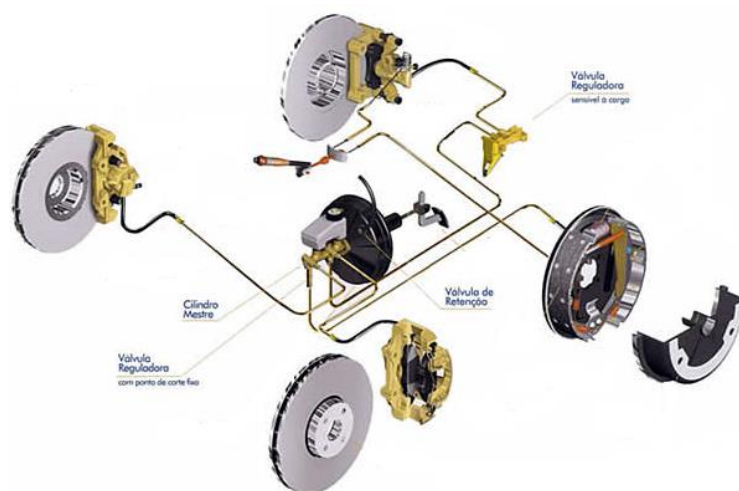


Figura 2.30: Esquema com válvula equalizadora e sensível a carga.
Fonte: <http://gst5.com/header/48111e9fa6884c04794e38c7a70d5bdc.jpg>

2.3.9 Cilindro de Roda

Exerce a função pressionar as sapatas de freio que alojam as lonas contra a superfície interna do tambor através do deslocamento dos pistões convertendo a pressão do fluido em força. Existem dois tipos básicos de cilindros.

- *Cilindro simples*: É composto por apenas um pistão e por questões de atuação, deve possuir uma fixação móvel em relação ao prato. Desta forma, quando o cilindro é acionado, o pistão empurra uma sapata, enquanto o próprio corpo do cilindro desloca a outra.
- *Cilindro com duplo pistão*: Utilizado em praticamente todos os projetos atuais, é dotado de dois pistões contrapostos, sendo o cilindro fixo ao prato, sem movimento relativo.

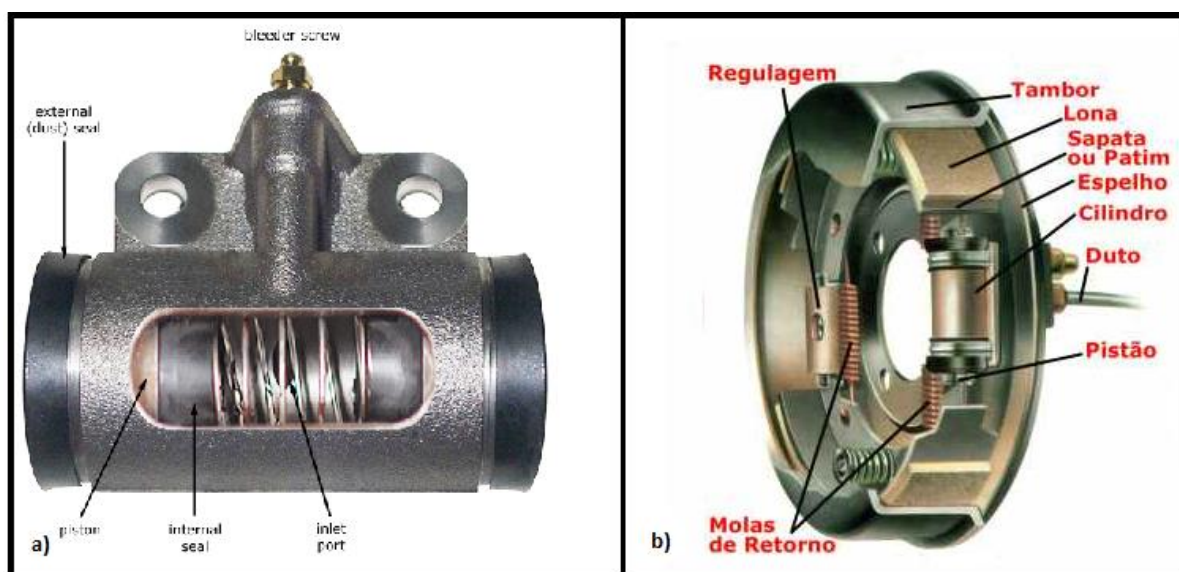


Figura 2.31: a) Cilindro de roda; b) Montagem do cilindro no freio a tambor.
Fonte: <http://carrosinfoco.com.br/wp-content/uploads/2012/07/tamb2.jpg>

2.4 DISPOSITIVOS DE SEGURANÇA

Devido a necessidade do desenvolvimento de sistemas de segurança a em função da frenagem ideal, durante décadas engenheiros alcançaram sucesso na produção de recursos inteligentes para a frenagem, devido ao avanço da eletrônica embarcada nos veículos.

Sempre foi desejado evitar o bloqueio das rodas pois com isto há perda parcial ou total do atrito do pneu com o solo fazendo com que se perca a dirigibilidade do veículo.

2.4.1 Anti-lock Brake System (ABS)

Inicialmente os sistemas de antibloqueio hidráulico foram concebidos de sistemas desenvolvidos para trens no início de 1900 (Petersen, 2003). Posteriormente, os sistemas começaram a ser desenvolvidos que fosse possível que as aeronaves pararem rapidamente em linha reta nas pistas escorregadias. Em 1947, os primeiros aviões a usarem ABS foram os bombardeiros B-47 para evitar que em pistas de concreto seco houvesse estouro do pneu e a derrapagem do mesmo em pistas de gelo. O ABS foi usado pela primeira vez em automóveis Lincoln de série limitada através da adaptação do sistema utilizado em uma aeronave francesa. No final dos anos 60, Ford, Chrysler, e Cadillac ofereciam ABS em poucos modelos através de moduladores de vácuo e computadores analógicos. Devido ao sistema ainda precário, a distância de parada real dos veículos era grande. Os sistemas controlados eletronicamente foram introduzidos no fim dos anos 70 por Mercedes e BMW e em 1985, estas juntamente a Audi introduziram um sistema ABS Bosch enquanto a Ford introduziu seu primeiro sistema Teves. No final da década de 80, os sistemas ABS passaram a ser oferecidos em muitos carros esportivos e de. Atualmente os sistemas tornaram-se complexos e são oferecidos na maioria dos veículos sendo controlados por microcomputador.

O ABS é um sistema de controle realimentado que modula a pressão nos freios em função da desaceleração da roda para manter o controle evitando o bloqueio da mesma e perda de dirigibilidade do veículo. Usualmente são constituídos por:

- *Sensores de velocidade:* São os componentes responsáveis por informar a ECU (do ABS) sobre a condição na qual a roda se encontra. A ECU efetua os cálculos para determinação do acionamento das válvulas através desta informação que é passada em forma de pulso elétrico. Geralmente o sensor de velocidade fica localizado nas mangas de eixo ou nos cubos de roda sendo instalado na parte fixa destes componentes, enquanto na parte móvel, é fixado uma roda fônica.

A roda fônica possui 40-50 dentes, que com a roda girando, passam na frente do sensor. Cada passagem do dente é um sinal elétrico enviado para ECU, ou seja, esta recebe de 40-50 pulsos elétrico por rotação da roda.

Os sinais enviados pelo sensor são informações base para a ECU calcular a desaceleração da roda, assim como também determinar a pressão ideal no sistema. Estes sinais são gerados através do campo magnético produzido pelo ímã do sensor e sua reação sobre a roda fônica e podem ser do tipo indutivo ou efeito Hall.

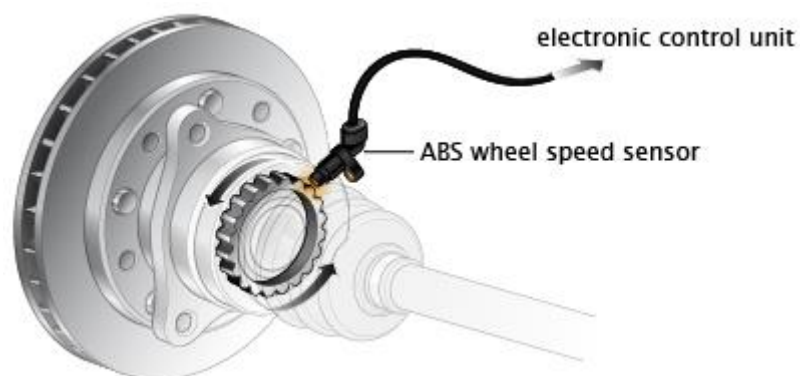


Figura 2.32: Sensor de velocidade do ABS.

Fonte: <http://carrosinfoco.com.br/wp-content/uploads/2016/09/abs7.png>

- *Unidade hidráulica (HCU – Hydraulic Control Unit):* É o grande atuador do ABS, onde em seu interior estão as bombas, válvulas solenoides e motores elétricos. Possui a função de manter, aumentar ou reduzir a pressão de frenagem de acordo com os comandos da ECU.

Também chamada de unidade moduladora, está localizada no compartimento do motor, montada na tubulação entre o cilindro mestre e os cilindros de roda.

Cada circuito que sai do cilindro mestre, passa pela unidade hidráulica, onde é modulado ou não. Em um sistema de 4 canais, cada roda possui um par de válvulas solenoides, sendo uma de entrada e outra de saída.

As válvulas de entrada são normalmente do tipo aberta, devido serem responsáveis pelo aumento de pressão de frenagem nas rodas, devem estar abertas quando não energizadas. As válvulas de saída são encarregadas de reduzir a pressão de frenagem, devendo permanecer fechadas enquanto não forem energizadas.

Duas bombas de retorno controladas por um motor elétrico são responsáveis pelo retorno do fluido de freio para o cilindro mestre, mas antes disso, este permanece em acumuladores, até que a bomba seja ativada. Em sistemas mais antigos, o fluido de freio, antes de retornar para o cilindro mestre, permanecia em câmaras amortecedoras, para depois passarem por estranguladores. O objetivo era reduzir a pressão de retorno e a vibração. Atualmente, este trajeto do fluido foi substituído por estratégias de controle da ECU.

Os componentes da central hidráulica, em especial as válvulas solenoides, evoluíram desde a primeira especificação do ABS. Originalmente, o ABS foi concebido com válvulas 3/3 (3 vias e 3 posições), que permitiam com apenas esta, as ações de aumento, manutenção e redução de pressão. Entretanto, na busca pela redução de massa e tamanho do sistema, foram introduzidas as válvulas 2/2. Desta forma, a ECU é capaz de fazer um controle preciso, regulando a pressão do fluido de freio como se as duas válvulas (de entrada e saída) fossem uma válvula proporcional.

HYDRAULIC CONTROL UNIT

Construction

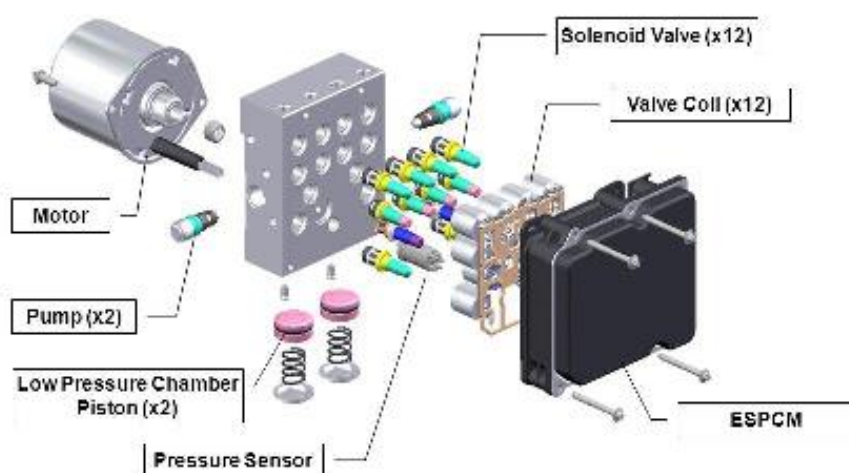


Figura 2.33: Unidade hidráulica.

Fonte: <http://carrosinfoco.com.br/wp-content/uploads/2016/09/abs11.jpg>

- *Unidade de Controle Eletrônico (ECU):* Inicialmente a ECU não formava um conjunto único com a unidade hidráulica. Nas especificações mais atuais, ambos os módulos encontram-se acoplados um no outro, sendo possível desta forma a redução do chicote elétrico para os módulos, do espaço ocupado e da massa total dos componentes do ABS. A ECU do ABS conserva as mesmas estruturas da ECU utilizada no sistema de injeção eletrônica, ou seja, possui uma EEPROM, onde estão armazenadas as falhas detectadas pelo sistema, possui microprocessadores responsáveis pelos cálculos e tomadas de decisões e circuitos de entrada e saída, que conduzem os dados dos sensores para a ECU e os comandos desta para os atuadores, além do software de autodiagnóstico, comando do sistema e a interface via scanner. A troca de dados entre o módulo do ABS e dos demais sistemas do veículo, é realizada através da rede CAN.



Figura 2.34: Central de controle eletrônico.

Fonte: <http://carrosinfoco.com.br/wp-content/uploads/2016/09/abs13.jpg>

2.4.2 Eletronic Brake Distribution (EBD)

Trata-se de um dispositivo desenvolvido para ajustar a força de frenagem dinamicamente nas rodas do veículo. Este sistema atua eletronicamente nas rodas traseiras, substituindo o que as válvulas proporcionadoras ou de ponto de corte fixo fazem mecanicamente. Possui uma atuação consideravelmente mais efetiva, já que com base no sensoramento eletrônico pode permitir pressões mais altas para as rodas traseiras atingindo

desta forma a eficiência máxima de frenagem sem que haja o bloqueio das mesmas e/ou instabilidade direcional.

Através de controle eletrônico, o EBD aplica a força de frenagem ideal devido ao reconhecimento das condições de dirigibilidade, a distribuição de carga no veículo, as condições da frenagem e a as constantes alterações destes.

Atuando junto ao ABS, o EBD utiliza sensores para determinação das rodas as quais propiciariam as melhores condições de frenagem, independentemente de serem dianteiras, traseiras, direitas ou esquerdas.

A utilização deste, permite uma frenagem mais efetiva e precisa, sob todas as condições, permitindo desta forma uma maior estabilidade do veículo em desacelerações severas, resultando na redução da transferência de carga para o eixo dianteiro do veículo.

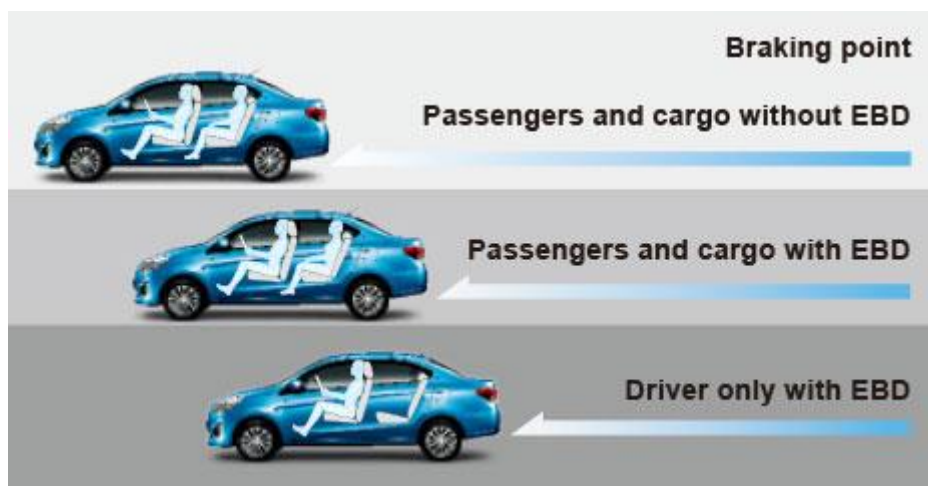


Figura 2.35: Distância de frenagem EBD.

Fonte: http://www.mitsubishimotors.com/en/showroom/attrage/safety/images/img_05.jpg

2.4.3 Eletronic Brake Assist (EBA)

Este sistema foi desenvolvido para auxiliar as frenagens em situações de emergência em casos que o condutor não aplica a pressão necessária ou hesita em aplicar para que a mesma não seja violenta. São montados junto ao servo-freio, podendo ser mecânico ou eletrônico onde trabalha juntamente com a interface do ABS.

Possuí como princípio de funcionamento a detecção da velocidade de aplicação do pedal de freio, reconhecendo assim se a situação é uma freada de emergência. A partir desta prévia análise, o sistema ativa a unidade hidráulica ou servo-freio e mesmo que seja aplicada uma força baixa ou moderada no pedal de freio, ocorrerá a máxima desaceleração.

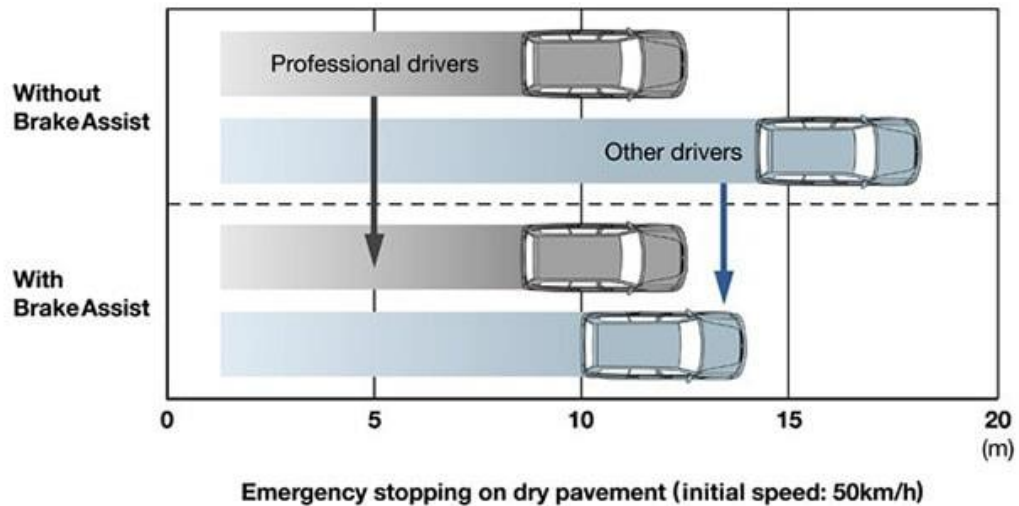


Figura 2.36: Distância de frenagem EBA.

Fonte: http://www.mitsubishimotors.com/en/showroom/attrage/safety/images/img_05.jpg

3 EMBASAMENTO TEÓRICO

3.1 DINÂMICA VEICULAR

Para o dimensionamento do sistema de freio de um veículo Formula SAE, é necessário identificar e compreender seu comportamento dinâmico para o correto dimensionamento, sendo calculados e analisados todos os esforços atuantes.

3.1.1 Sistemas de Coordenadas

Para o estudo da dinâmica veicular, é necessário a adoção de um sistema de coordenadas para modelar seu comportamento. Neste trabalho, foi adotado conforme a norma da SAE – Society of Automotive Engineers, o eixo z apontado para baixo e a origem centrada em um ponto que seria o CG do veículo.

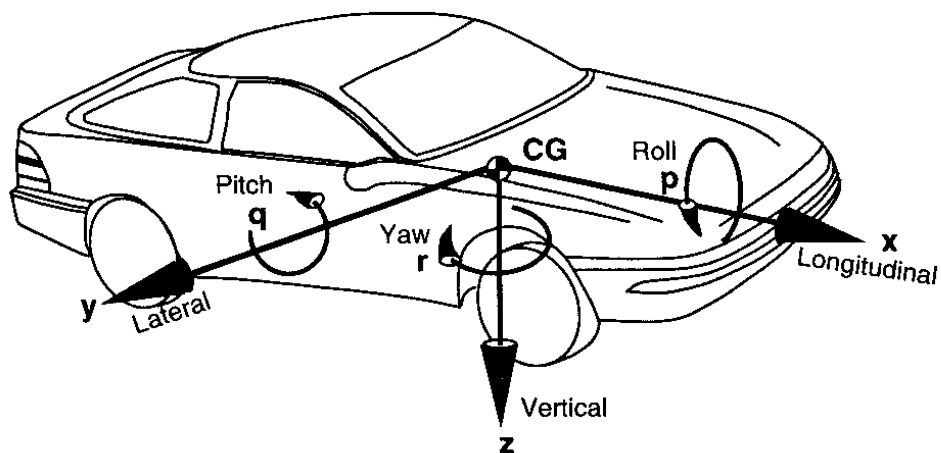


Figura 3.1: Sistema de coordenadas veiculares SAE (GILLESPIE,1992).

Através das coordenadas x, y e z do sistema, origina-se o CG (centro de gravidade), onde:

- *Eixo x*: Refere-se a aceleração e cargas longitudinais
- *Eixo y*: Aceleração e cargas laterais

- *Eixo z*: Força normal sob os pneus

3.1.2 Distribuição de Massa no Veículo

Para o dimensionamento do sistema de freios, é necessário a localização do CG e a distribuição de carga estática, assim como também a distância entre eixos para a determinação do comportamento dinâmico do veículo.

3.1.2.1 Centro de Gravidade (CG)

O centro de gravidade é considerado como o ponto de concentração de toda massa do veículo e sua localização é dada pelos valores de suas coordenadas x_m , y_m , z_m .

3.1.2.2 Determinação da Localização do CG

Para a determinação de x_m e y_m necessário determinar separadamente as cargas no solo no apoio dos eixos do veículo onde são calculados em relação a origem como pode se ver na Figura 3.2.

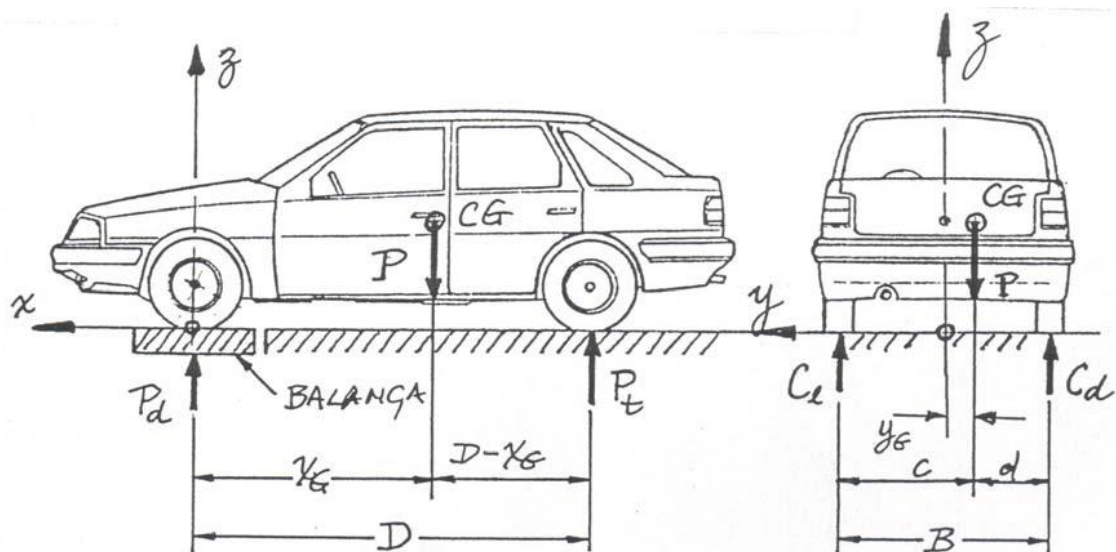


Figura 3.2: Determinação das coordenadas x_m e y_m por pesagem. (Dinâmica da Frenagem, 2011)

Desta forma:

$$x_m = P_t \cdot D / P \quad (3.1)$$

$$y_m = [C_e - C_d] B/2 / P \quad (3.2)$$

Onde:

P_d = força no solo, eixo dianteiro. [N]

P_t = força no solo, eixo traseiro. [N]

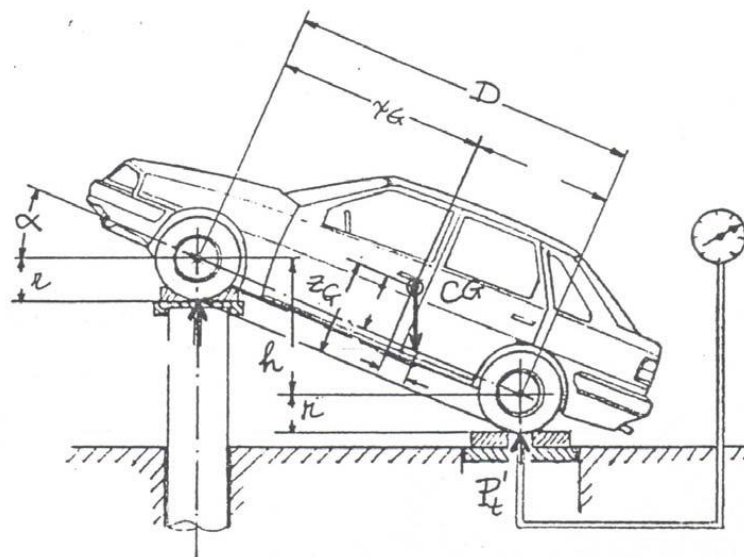
D = distância entre eixos. [m]

$P = P_d + P_t$ = peso total do veículo na condição estudada. [N]

C_e, C_d = carga nas rodas esquerdas e direitas respectivamente. [N]

B = bitolas dos eixos dianteiro e traseiro (supostamente iguais). [m]

Para a determinação da altura z_m , é necessário aferir a massa do veículo com um dos eixos elevados e o outro sobre a balança, com a suspensão travada, conforme a Figura 3.3.



**Figura 3.3: Determinação das coordenadas z_m .
(Dinâmica da Frenagem,2011)**

$$z_m = D (P_t^1 - P_t) / P_t \alpha + r \quad (3.3)$$

Onde:

P_t^1 = carga no eixo traseiro na condição inclinada

α = ângulo de inclinação do veículo na pesagem, determinável por $\text{sen } \alpha = h/D$

3.1.2.3 Transferência de Carga Longitudinal

A partir da Segunda lei de Newton, é possível descrever a frenagem de um veículo, onde a aceleração do corpo é diretamente proporcional as forças atuantes sobre ele e inversamente proporcional a sua massa. A Figura 3.4 demonstra a transferência de carga do eixo traseiro para o dianteiro durante a frenagem.

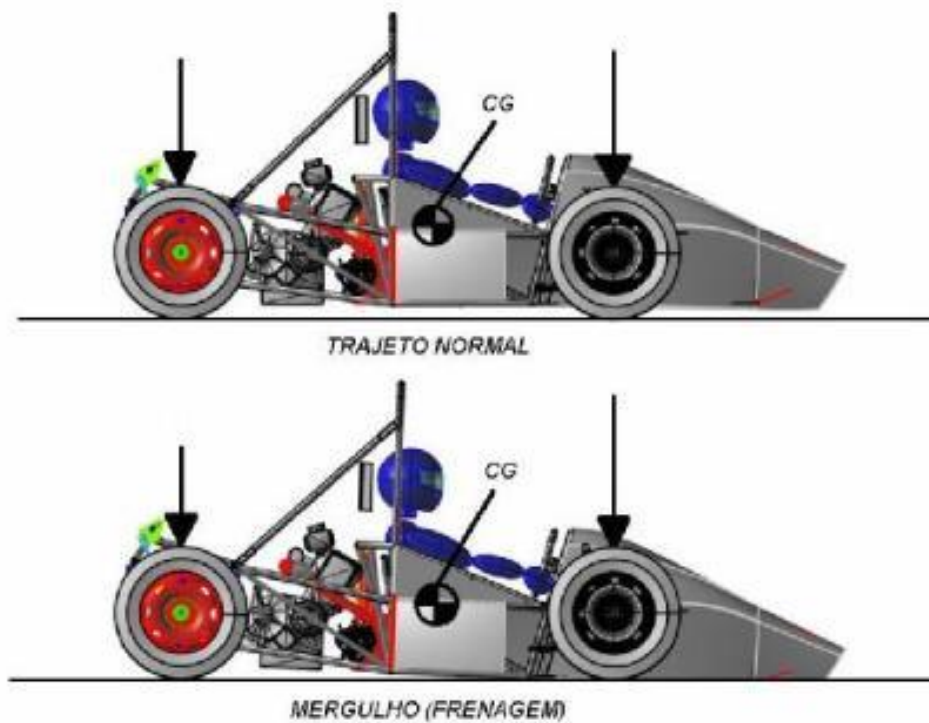


Figura 3.4: Transferência de carga longitudinal.

Fonte: <https://encryptedtbn1.gstatic.com/images?q=tbn:ANd9GcRjhG8vXKFHmLvrLnFt2DBfpVRGltD5vGYiJ4A18-QABqhQxg0Q>

$$m_v a = F_d + F_t + R_a \quad (3.4)$$

Onde:

F_d = força de frenagem no eixo dianteiro;

F_t = força de frenagem no eixo traseiro;

R_a = resistência aerodinâmica;

Verifica-se de acordo com a equação 3.4 que a soma destas três forças contribui para a desaceleração do veículo.

De acordo com GILLESPIE, para baixas velocidades será desprezado o valor da resistência aerodinâmica que é função da pressão dinâmica, que aumenta com o quadrado da velocidade.

O movimento de um veículo durante a frenagem pode ser modelado através de uma desaceleração constante (STONE), desta forma é possível calcular o tempo e a distância necessária para a frenagem a partir de qualquer velocidade até o repouso através das equações 3.5 e 3.6.

$$a = \frac{F}{m_v} = \frac{dV}{dt} \quad (3.5)$$

$$v = \frac{ds}{dt} \quad (3.6)$$

Durante a frenagem, a força de reação ao solo altera-se em cada eixo altera-se e como a posição do centro de gravidade do veículo não coincide com a linha de ação das forças, há uma tendência de transferência de carga para o eixo dianteiro quando os freios são acionados (STONE).

- *Distribuição de carga estática:* Na condição onde a velocidade do veículo é igual a zero:

Eixo traseiro

$$F_{NT} = P_v \frac{D_{ED}}{D} \quad (3.7)$$

Eixo dianteiro

$$F_{ND} = P_v \frac{D_{ET}}{D} \quad (3.8)$$

Onde:

F_{NT} = força normal agindo sobre o eixo traseiro. [N]

F_{ND} = força normal agindo sobre o eixo dianteiro. [N]

P_V = peso do veículo. [N]

D_{ED} = distância entre o eixo dianteiro e o centro de gravidade. [m]

D_{ET} = distância entre o eixo traseiro e o centro de gravidade. [m]

D = distância entre eixos. [m]

- *Distribuição de carga dinâmica:* Ao desacelerar, o veículo transfere carga da traseira para dianteira em função da altura do CG e a distância entre eixos. Definindo com G a razão entre a desaceleração do veículo e a gravidade, obtém-se:

$$G = \frac{a}{g}$$

$$F_{NT} = P_V \frac{D_{ED}}{D} - P_V \frac{Gh}{D} \quad (3.9)$$

$$F_{ND} = P_V \frac{D_{ET}}{D} - P_V \frac{Gh}{D} \quad (3.10)$$

3.2 FRENAGEM

3.2.1 Conceito

O projeto dos sistemas de freios de um veículo segue exigência de normas internacionais e devem atender requisitos básicos de segurança, podendo haver uma otimização de acordo com a proposta do projeto, seja ele para veículos de passeio, alta performance ou de pista.

De forma Geral, o sistema deve ser capaz de manter o veículo estático quando estacionado, reduzir a velocidade do veículo até o repouso ou não e ser capaz de manter ou controlar a velocidade em declives.

3.2.2 Energia Cinética Dissipada

Sabe-se que a redução da velocidade de um veículo gera necessariamente a dissipação, parcial ou total, da energia cinética (E_c), enquanto a manutenção de uma velocidade constante em declive exige a dissipação da energia potencial (E_p). Para exemplificar estas grandezas, será demonstrada a energia dissipada em um automóvel de passeio. Desta forma, este cálculo se dá por:

$$E_c = \frac{m_e v^2}{2} \quad (3.11)$$

$$P_m = \frac{\Delta E}{\Delta t} \quad (3.12)$$

$$a_m = \frac{\Delta v}{\Delta t} \quad (3.13)$$

Onde:

E_c = energia cinética [kJ];

P_m = potência média [kW];

A_m = aceleração média de frenagem (desaceleração) [m/s^2]

Para um veículo com massa total 1.300 kg e uma velocidade inicial de 120 km/h (33,33 m/s), considerando que o fator de massas rotativas, ou seja, a porcentagem de massa girante (rodas, pneus, cubos de roda e disco de freio) de 1,03, supondo que o mesmo levou 10,0 segundos até a parada obtém-se:

$$E_c = \frac{m_e v^2}{2} = \frac{1.300 \times 1,03 (33,33)^2}{2} = 743,740 \text{ kJ}$$

$$P_m = \frac{\Delta E}{\Delta t} = \frac{743,740}{10} = 74,37 \text{ kW}$$

$$a_m = \frac{\Delta v}{\Delta t} = \frac{33,33}{10} = 3,34 \text{ m/s}^2$$

4 DIMENSIONAMENTO, PROJETO E SELEÇÃO DOS COMPONENTES

Os componentes do sistema de freios foram dimensionados e projetados com o intuito de redução máxima de massa. Algumas peças destes componentes foram aproveitadas para reduzir custos, já que sua fabricação teria um custo maior que os disponíveis no mercado.

No apêndice 1, há uma tabela com as informações do projeto e medidas dos componentes selecionados.

4.1 COMPONENTES EM PRODUÇÃO SELECIONADOS

4.1.1 Cilindro Mestre

São utilizados atualmente dois cilindros mestre Wilwood 260-2636 5/8", do tipo simples, sendo utilizados em circuitos paralelos com atuação no eixo dianteiro e eixo traseiro possibilitando assim seu ajuste através do balance bar.

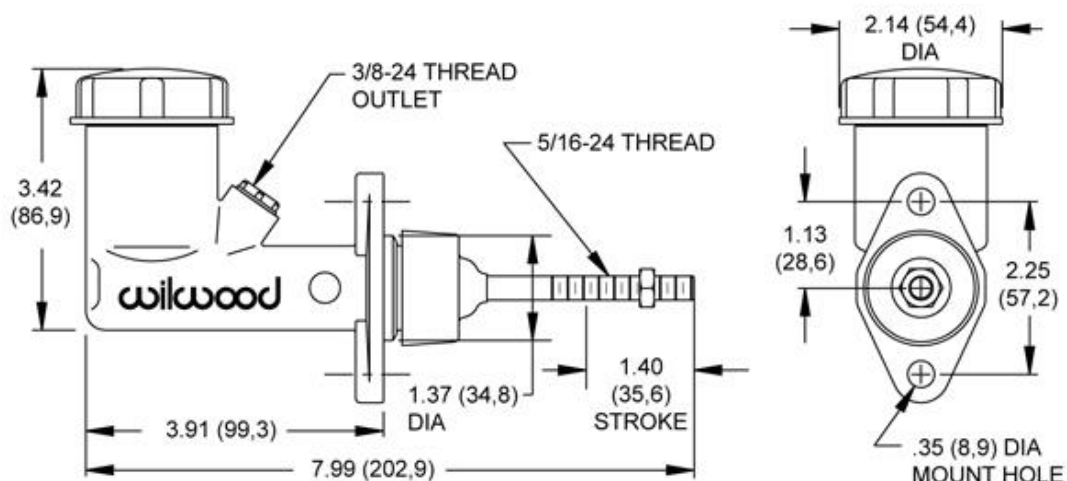


Figura 4.1: Modelo do cilindro mestre utilizado no projeto.

Fonte: http://www.wilwood.com/Images/MasterCylinders/MasterCylinder_Drawings-Large/260-2636_dwg-lg.jpg

4.1.2 Balance Bar

Inicialmente com proporção de 51% para o eixo dianteiro e 49% para o eixo traseiro, sendo possível a regulagem através de cabo flexível, o balance bar empregado é o 600 Series da Tilton com diâmetro 3/8”.



Figura 4.2: Balance bar Tilton 600 Series.

Fonte: <http://tiltonracing.com/wp-content/uploads/2013/09/72-250-500x500.jpg>

4.1.3 Fluido de Freio

O fluido de freio utilizado é o DOT4 da marca ATE que possui a capacidade de manter suas características tanto em altas como em baixas temperaturas, mantendo assim a eficiência do freio e sua alta temperatura de ebulição evita a formação de vapor de água e conseqüentemente a formação de bolhas de ar no sistema, proporcionando maior segurança nas frenagens.



Figura 4.3: Fluido de freio utilizado no projeto.

Fonte: http://cdn.ideal.com/folder/Product/3509/3/3509354/s1_produktbild_mid/ate-sl-dot4-250-ml.jpg

4.1.4 Pastilhas

Fabricadas pela Wilwood, são do modelo 6812 e composto BP-20, que possuem uma curva de coeficiente de fricção x temperatura ideal para as temperaturas atingidas no projeto.

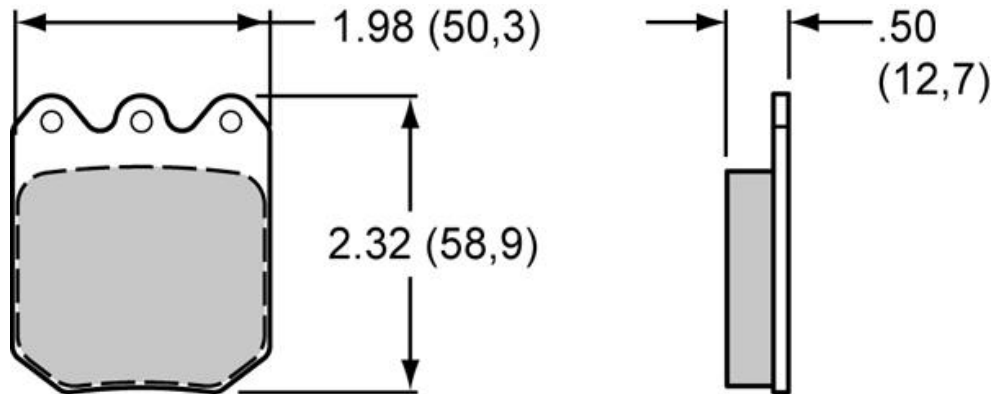


Figura 4.4: Pastilha Wilwood 6812.

Fonte: <http://www.wilwood.com/Images/BrakePads/600Pixel%20Pad%20Drawings/6812.jpg>

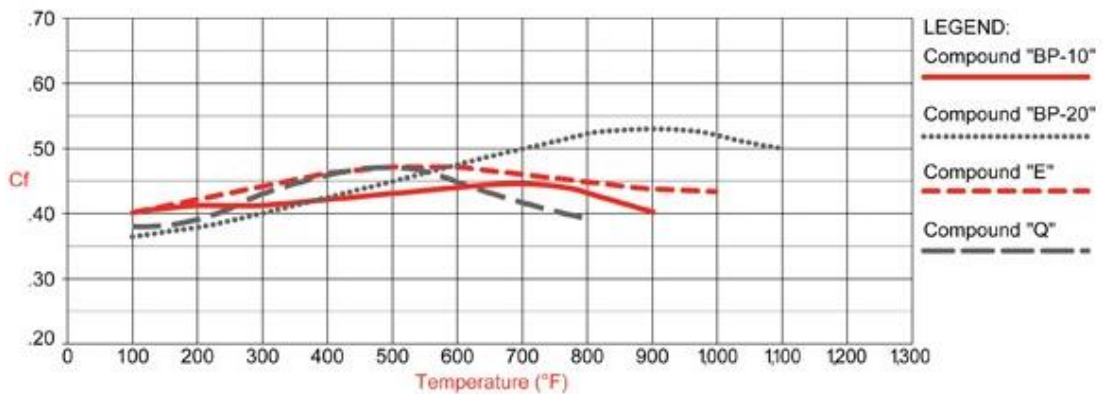


Figura 4.5: Gráfico do coeficiente de fricção x temperatura.

Fonte: http://www.wilwood.com/Images/BrakePads/compound_chart-2.jpg

4.1.5 Pistões e Anéis Holl-Back

Apesar de fazerem parte do projeto do caliper, seus diâmetros foram dimensionados em função dos modelos comerciais, os pistões e anéis holl-back serão comprados ao invés de serem fabricados devido ao custo-benefício. Os pistões dianteiros terão 1.25" e os traseiros 1.00".



Figura 4.6: Kit de selos e pistão Wilwood.

Fonte: <http://www.tceperformanceproducts.com/images/Standard%20Bore%20O-ring%20Kit.jpg>

4.1.6 Linhas e Conexões

A distribuição da linha de freio se dá por linha e conexões de cobre de 3/16" sobre o chassis e linha flexível de teflon com trama externa de aço (aeroquip) na parte do chassis para os calipers já que os mesmos possuem movimento relativo devido ao trabalho do sistema de suspensão.

A força de acionamento no pedal é 420N, com isto a perda de carga na linha flexível é de aproximadamente 18% e para a linha rígida é de apenas 7%.

Devido a necessidade de um suporte de pedais que permita a regulagem para diferentes pilotos, foi utilizado também aeroquip entre os cilindros mestres a distribuição das linhas.

5 COMPONENTES DIMENSIONADOS E PROJETADOS

5.1 PROJETO DOS DISCOS DE FREIO

5.1.1 Tipo do Disco de Freio

Foi utilizado para este projeto, disco de freio flutuante, com uso de botões flutuantes que permitem a movimentação axial do disco de freio em relação as pastilhas.

5.1.1.1 Materiais Utilizados

Os materiais mais utilizados na fabricação dos discos de freio são: ferro fundido cinzento, aço-carbono e aço inoxidável. Para redução de custos foram utilizados no projeto o inox 410D para os discos de freios e seus acoplamentos no cubo de roda e Al 7075-T6 para os botões flutuantes, ambos em estoque no Laboratório da Mobilidade (LabMobil).

5.1.1.2 Tratamentos Térmicos

A partir da chapa de 4mm laminada, foram retirados corpos de prova para a realização dos tratamentos térmicos com posterior ensaio de tração. Os corpos de prova foram usinados no Laboratório de Tecnologia Mecânica (LTM) em acordo com a Norma ASTM A370 possuindo 100mm de comprimento, 10mm de largura e 4mm que é a espessura da chapa.

Os tratamentos térmicos foram realizados no forno do Laboratório de Metalografia e Tratamentos Térmicos (LABMETT), Figura 5.1 e ensaiados no Laboratório de Ensaio Mecânicos (LEM), através da máquina de ensaio universal modelo Shimadzu – Servopulser, Figura 5.2.

Desta forma, foi analisado o tipo de tratamento mais indicado para este projeto em função de sua geometria, propriedades mecânicas obtidas pós tratamento, método de tratamento e seu respectivo tipo de resfriamento empregado.



Figura 5.1: Corpo de prova sendo levado ao forno.
Fonte: Acervo Pessoal



Figura 5.2: Máquina de ensaio universal do LEM
Fonte: Acervo Pessoal

A partir destes ensaios, foram geradas as curvas tensão x deformação em função dos tratamentos realizados como pode ser visto na Figura 5.3 e seus respectivos limite de escoamento e limite de resistência conforme a Tabela 5.1.

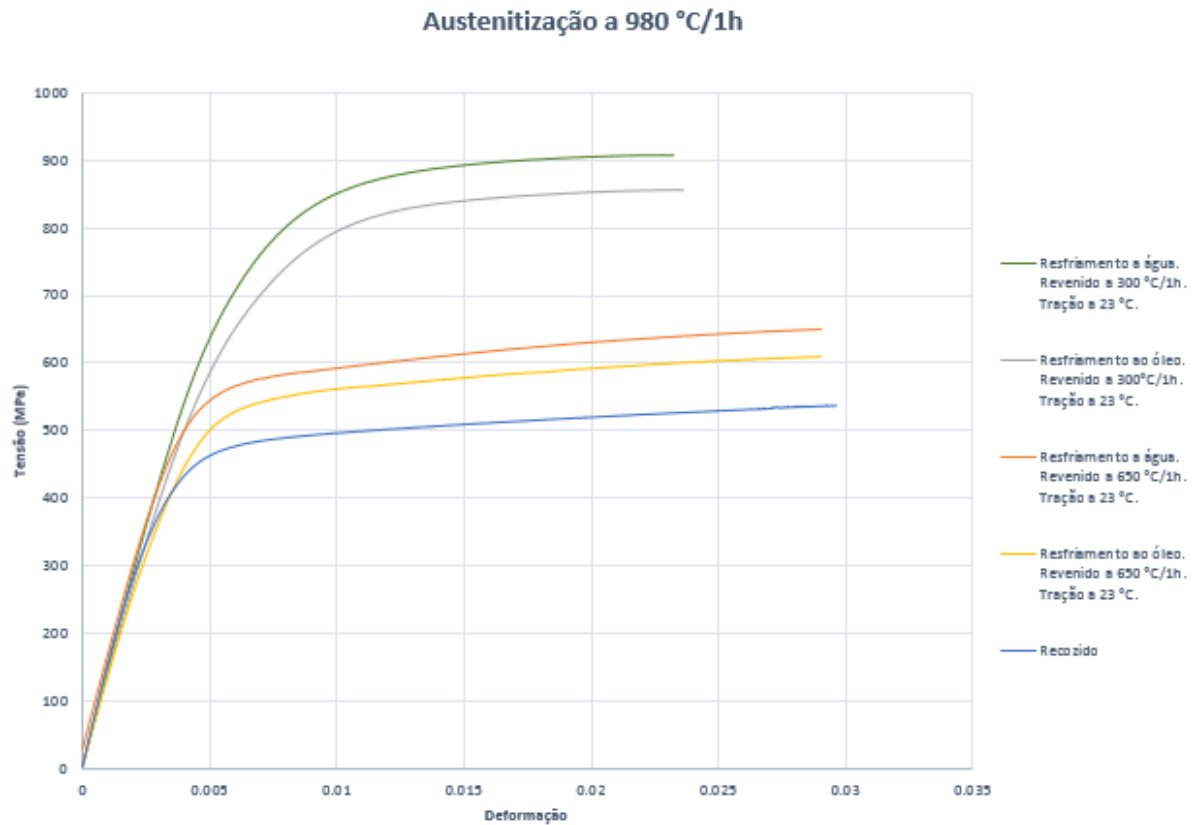


Figura 5.3: Curva tensão x deformação em função do tratamento realizado.

Tabela 5.1: Propriedades Mecânicas em função do tratamento realizado.

CP	Estado	Limite de Resistência (Mpa)	Limite de Escoamento (Mpa)
	Austenitização a 980°C/1h, resfriamento ao óleo		
1	Recozido	577	474
2	Austenitização a 980°C/1h, resfriamento a água. Revenido a 300°C/1h. Ensaio de tração a 23°C.	908	796
3	Austenitização a 980°C/1h, resfriamento a água. Revenido a 650°C/1h. Ensaio de tração a 23°C.	657	568
4	Austenitização a 980°C/1h, resfriamento ao óleo. Revenido a 300°C/1h. Ensaio de tração a 23°C.	855	731
5	Austenitização a 980°C/1h, resfriamento ao óleo. Revenido a 650°C/1h, resfriamento ao óleo. Ensaio de tração a 23°C.	614	536

5.1.1.3 Tratamentos Térmico Selecionado

Devido as condições de projeto, foi selecionado o tratamento realizado no corpo de prova CP-5 que apresentou limite de escoamento de 536 Mpa e limite de resistência 614 Mpa.

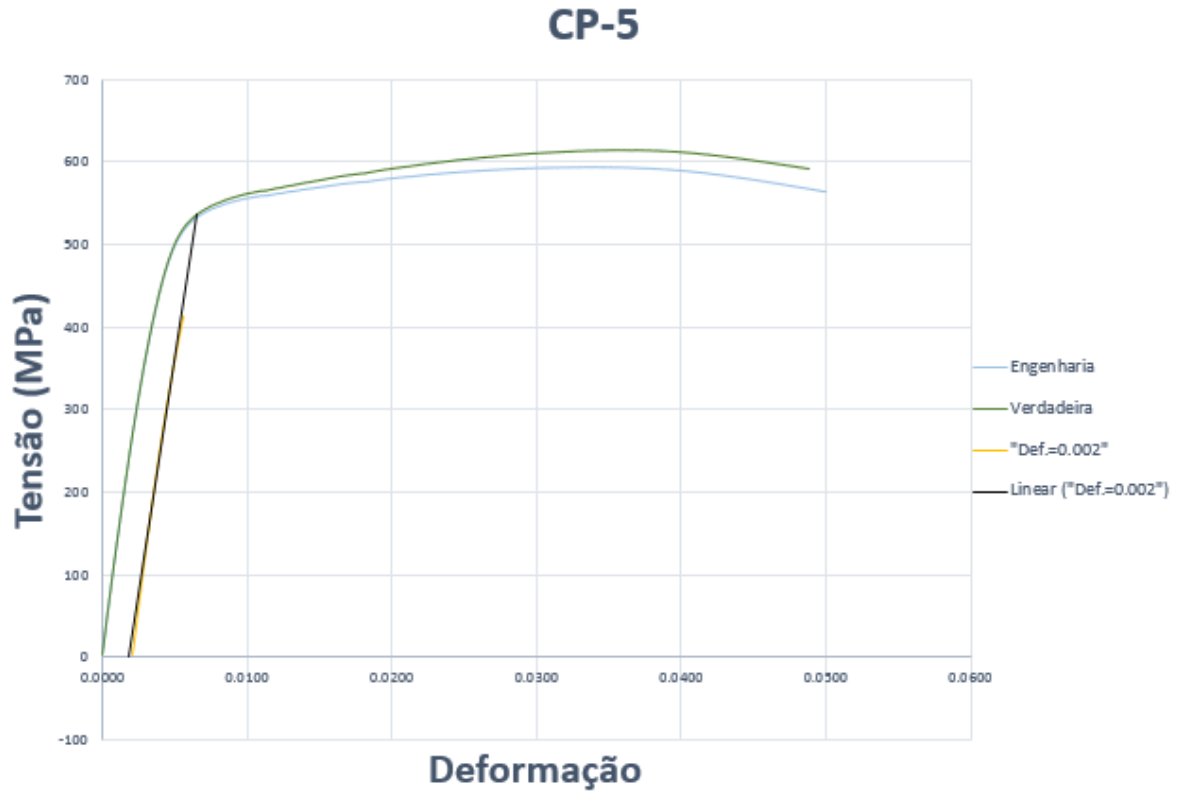


Figura 5.4: Curva tensão x deformação do tratamento térmico selecionado.

5.1.1.4 Análise de Carregamento

Para a análise do comportamento dinâmico dos freios em condições de pista, foi utilizado o software de simulação Optimum Lap, onde foi considerado o caso mais severo de traçado para o enduro contando com 16 regiões de frenagem ao longo de 1,4km de pista, sendo realizadas um total de 16 voltas.

Sendo desta forma estimada uma vida útil de 1220 ciclos para os componentes dianteiro e 1225 para os traseiros.

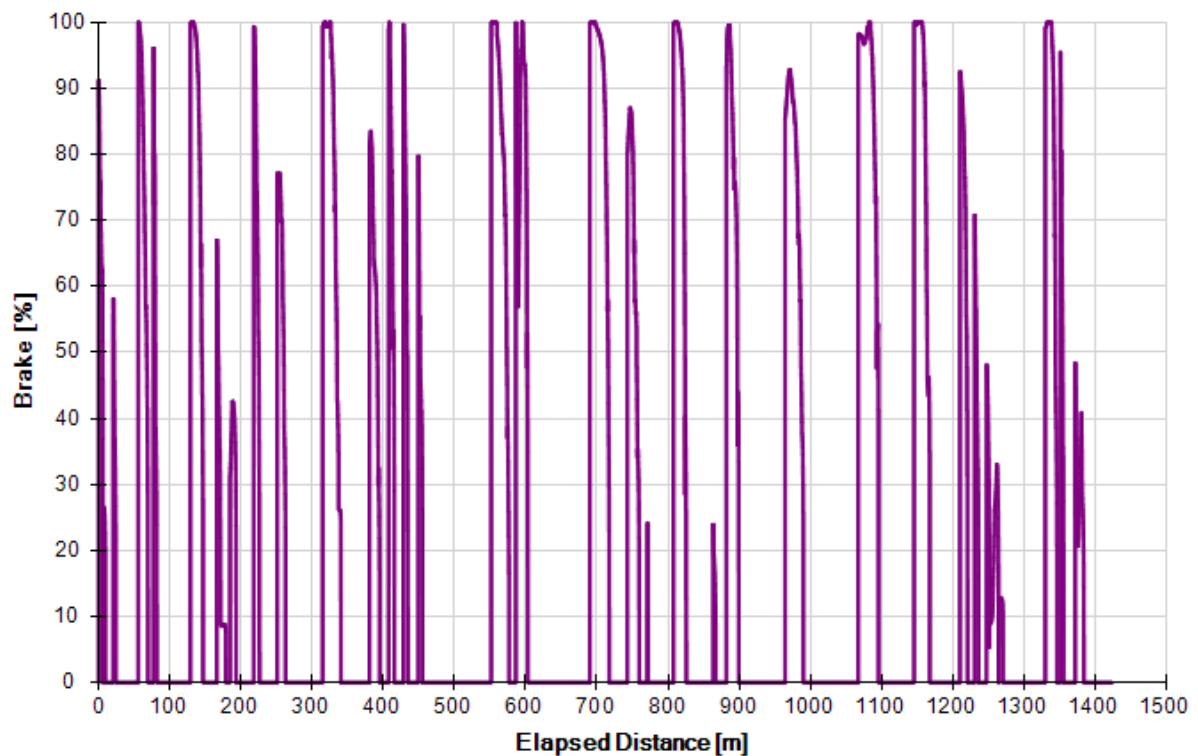


Figura 5.5 Simulação da Frenagem em pista de enduro.

5.1.2 Montagem do Disco de Freio

O disco de freio será montado no cubo de roda através de uma base e botões flutuantes que possuem a função de unir os dois elementos, travando-os através da utilização de anéis elásticos permitindo assim que haja movimento relativo entre o disco e a base, que será parafusada no cubo de roda através de 4 parafusos.

5.1.3 Modelagem do Disco de Freio

A partir da seleção do Tratamento e os dados retirados do Apêndice 8.1, foi possível realizar a modelagem do disco de freio priorizando a redução de massa do sistema.

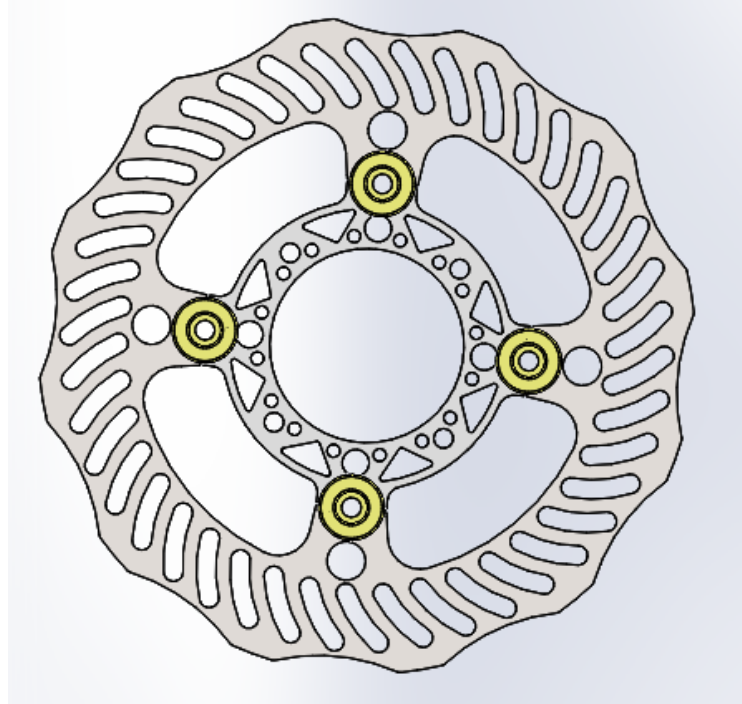


Figura 5.6: Modelo do disco traseiro.

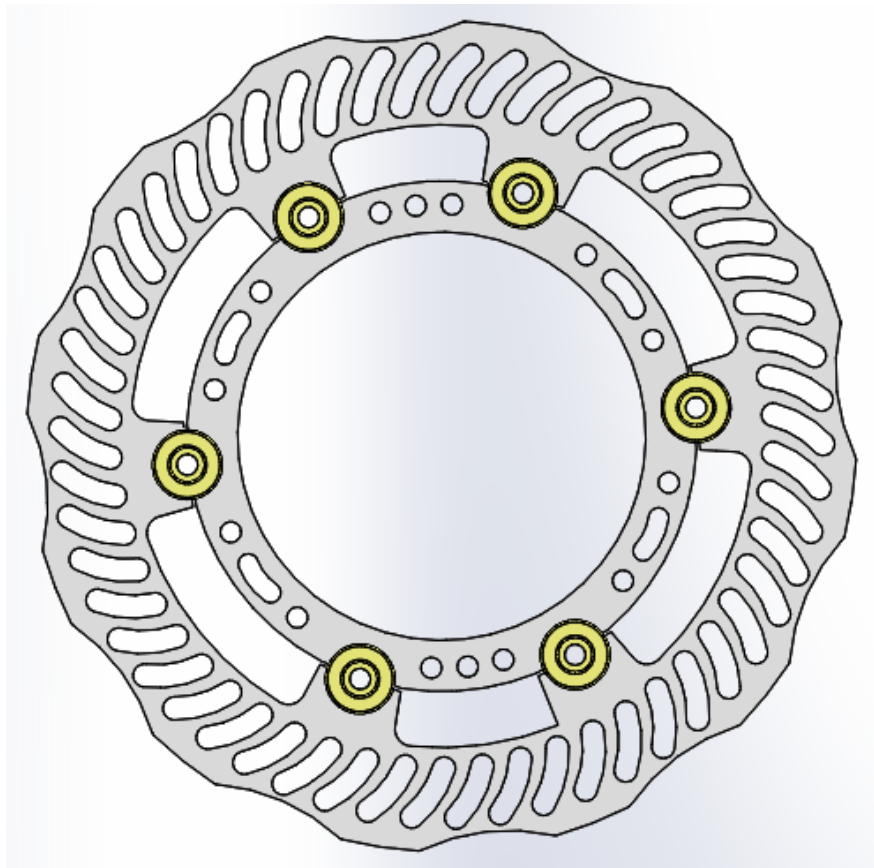


Figura 5.7: Modelo do disco dianteiro.

5.1.4 Processo de Fabricação

Devido aos custos, a fabricação do disco de freio será realizada por corte a Laser por uma empresa parceira ao projeto da Equipe Buffalo.

5.2 PROJETO DO CALIPER

5.2.1 Tipo do Caliper

Foi selecionado o caliper do tipo fixo, de dois pistões contrapostos. Para o eixo dianteiro os pistões serão de 1,25” enquanto os traseiros de 1,00”. Devido aos custos, os pistões e anéis holl-back serão os originais Wilwood, portanto, não serão fabricados.

5.2.1.1 Materiais Utilizados

Foi utilizado o Al 7075-T6 para a fabricação dos calipers dianteiros e traseiros.

5.2.2 Modelagem do Caliper

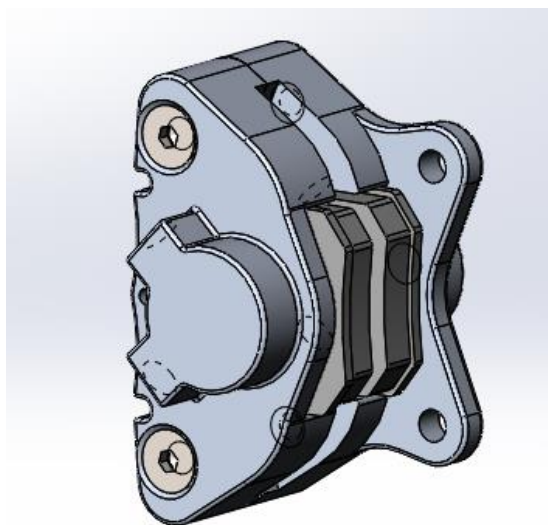


Figura 5.8: Modelo do caliper traseiro.

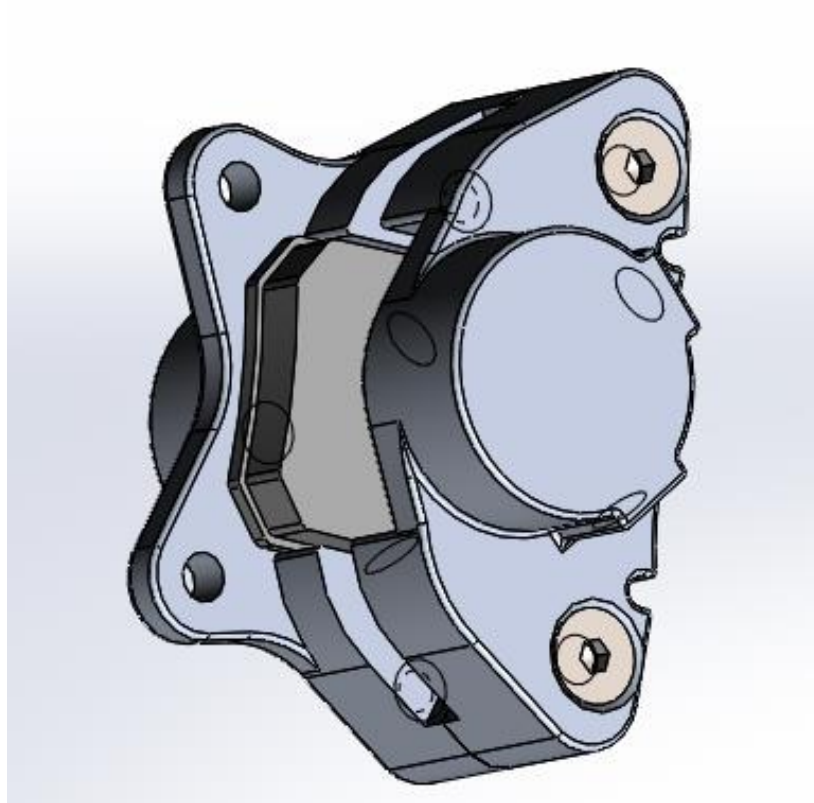


Figura 5.9: Modelo do caliper dianteiro.

5.2.3 Processo de Fabricação

Os calipers serão usinados pela máquina CNC do LTM – Laboratório de Tecnologia Mecânica da Universidade Federal Fluminense.

5.3 PROJETO DO BOTÃO FLUTUANTE

5.3.1 Material Utilizado

Foi utilizado o Al 7075-T6 para a fabricação dos botões flutuantes.

5.3.2 Modelagem do Botão

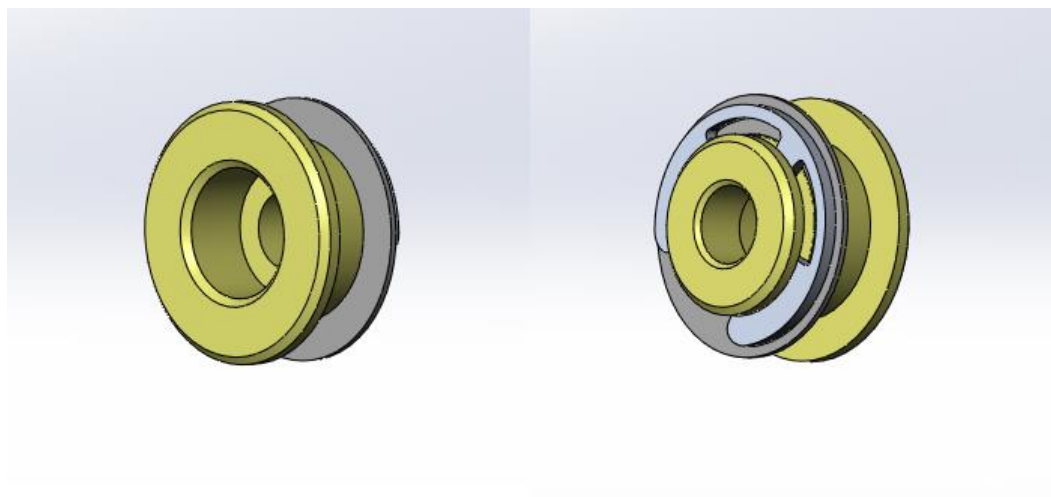


Figura 5.10: Modelo do botão flutuante.

5.3.3 Processo de Fabricação

Os botões flutuantes serão usinados pela máquina CNC do LTM – Laboratório de Tecnologia Mecânica da Universidade Federal Fluminense.

6 CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS FUTURAS

Através do presente trabalho, foi possível concluir as propostas de otimização das condições de projeto, como o uso de disco de freio flutuante e o dimensionamento do conjunto, com uma redução de massa de 1.020g em relação aos produtos disponíveis no mercado. É possível também pequenas alterações para que não sejam apenas utilizados no Formula a combustão, mas também no formula elétrico.

Sugere-se para trabalhos futuros:

- Aquisição de dados de telemetria para levantamento das curvas de temperatura dos discos e sua distribuição de temperatura em função das condições de pista, como traçado, temperatura ambiente e diferentes tipos de comportamento de frenagem pelo piloto;
- Ensaio através de dinamômetros de freio para análise do comportamento dos compostos das pastilhas, citadas em projetos anteriores;
- Redução de massa em outros componentes estruturais, para possibilitar o redimensionamento do sistema de freios;
- Quantificar a perda da eficiência da frenagem em função das temperaturas geradas.

7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

APERAM “Catálogo Aperam” Disponível em: <http://www.aperam.com/uploads/stainlesseurope/South%20America/catalogo%20Aco%20Inox%20Aperam.pdf> >. Acesso em 20 de setembro de 2016

BUDYNAS, Richard G., NISBETT, J. Keith., “Shigley’s Mechanical Engineering Design”. 8 ed. NY, USA, McGraw-Hill, 2006.

BREUER, Bert; BILL, Karlheinz., “Brake Technology Handbook”. Warrendale, USA, SAE International, 2008.

MADUREIRA, Omar M. de “Dinâmica da Frenagem” São Paulo, SAE Brasil, 2011.

GILLESPIE, Thomas D., “Fundamentals of Vehicle Dynamics”. Warrendale, USA, SAE International, 1992

LIMPERT, Rudolf.,” Brake Design e Safety”. 2 ed. Warrendale, SAE International, 1999.

MILLIKEN, William F. ; MILLIKEN, Douglas L. “Racecar Vehicle Dynamics”. Warrendale, SAE International, 1995.

STONE, R., BALL, J.K. “Automotive Engineering Fundamentals”. Warrendale, SAE International, 2004.

8 APÊNDICES

8.1 PLANILHA DE DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES

Entrada de Dados



Retorno de dados



Massa total do veículo com piloto

Peso total do veículo com piloto

Entre eixos do veículo

Carga no Eixo Dianteiro

Carga no Eixo Traseiro

Carga no Eixo Traseiro (inclinado)

Bitola dianteira e traseira (supostas iguais)

Carga nas rodas esquerdas

Carga nas rodas esquerdas

Carga Estática Dianteira

Carga Estática Traseira

Ângulo de inclinação do veículo

Raio do Pneu

M_t	310	kg
P	3041,1	N
D_e	1,575	m
C_F	1398,9	kg
C_R	1642,2	kg
C_{Ri}	1697	kg
B	1,3	m
P_L	1520,6	N
P_R	1520,6	N
K_{SF}	46%	
K_{SR}	54%	
α	5	°
r	0,256	m
Z_m	0,325	

X_m	0,8505
Pedal de Freio	
Relação	6,2
Força	420 N

Y_m	0
Balance bar	
Front	64%
Rear	36%

Dados	
Aceleração da gravidade	9,81 m/s ²
Desaceleração desejada	1,5 g
Pi	3,142
Polegada para mm	25,4 " - mm
Polegada para metro	0,0254 " - m

Protótipo EB 2016 Formula SAE	
Massa Total	310 Kg
Peso Total	3041,1 N
Entre-Eixos	1,575 m
Altura CoG (com Piloto)	0,325 m
Bitola	1,3 m

Pneu		
Hoosier 25x7-13 R 25B	Front	Rear
Raio	0,2557	0,2557 m
Força Normal	699,5	821,1 N
μ Estático	1,5	1,5
μ Dinâmico	0,9	0,9

Cilindro Mestre		
Wilwood	Front	Rear
Diâmetro	0,0159	0,015875 m
Curso máximo	35,5	35,5 mm
Área	0,000198	0,000198 m ²
Volume deslocado	1,9793	1,9793 cm ³

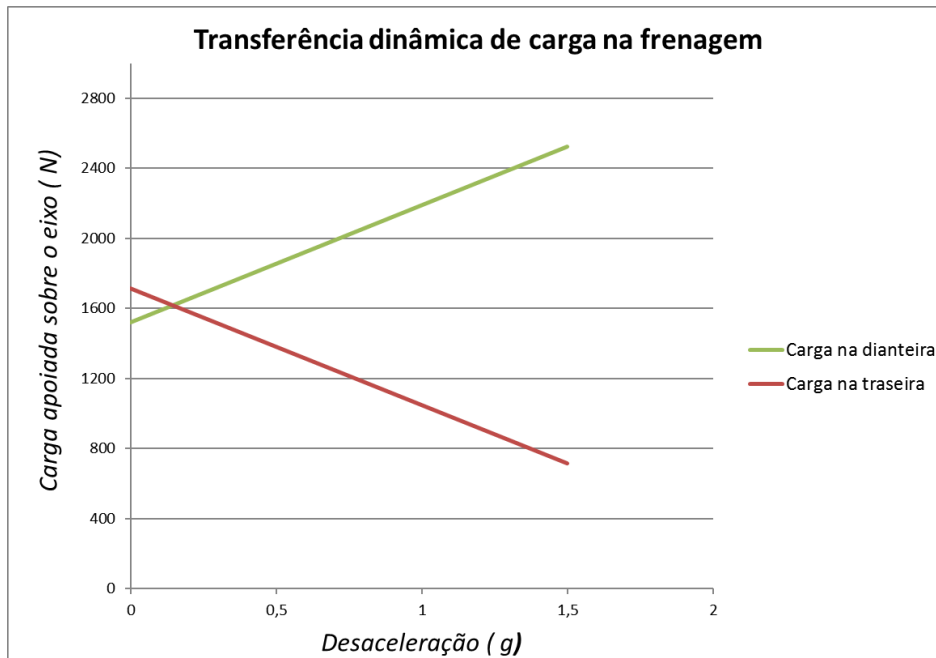
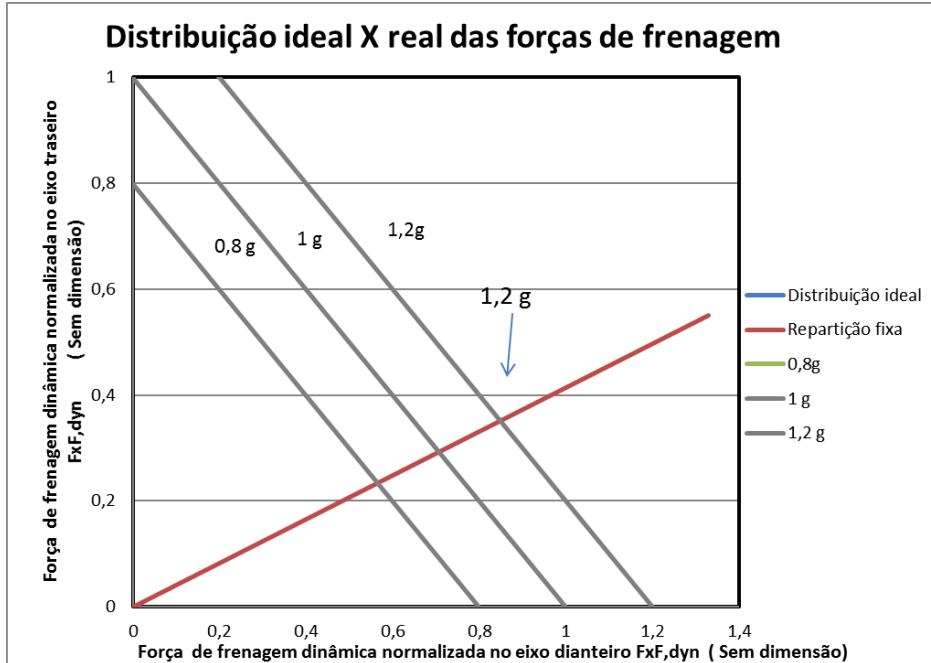
Cáliper		
Buffalo One	Front	Rear
Numero de Pistões	2	2 QTD
Diâmetro do Pistão	28	25,4 mm
Área do Pistão	615,7522	506,7075 mm ²
=	0,000616	0,000507 m ²

Disco de Freio		
BDB one	Front	Rear
Raio efetivo	0,1073	0,0883 m
Espessura	3,5	3,5 mm
Floating Buttons	12	8 QTD
Massa Total	555,25	356,86 g

8.1.1 Transferência de Carga Longitudinal

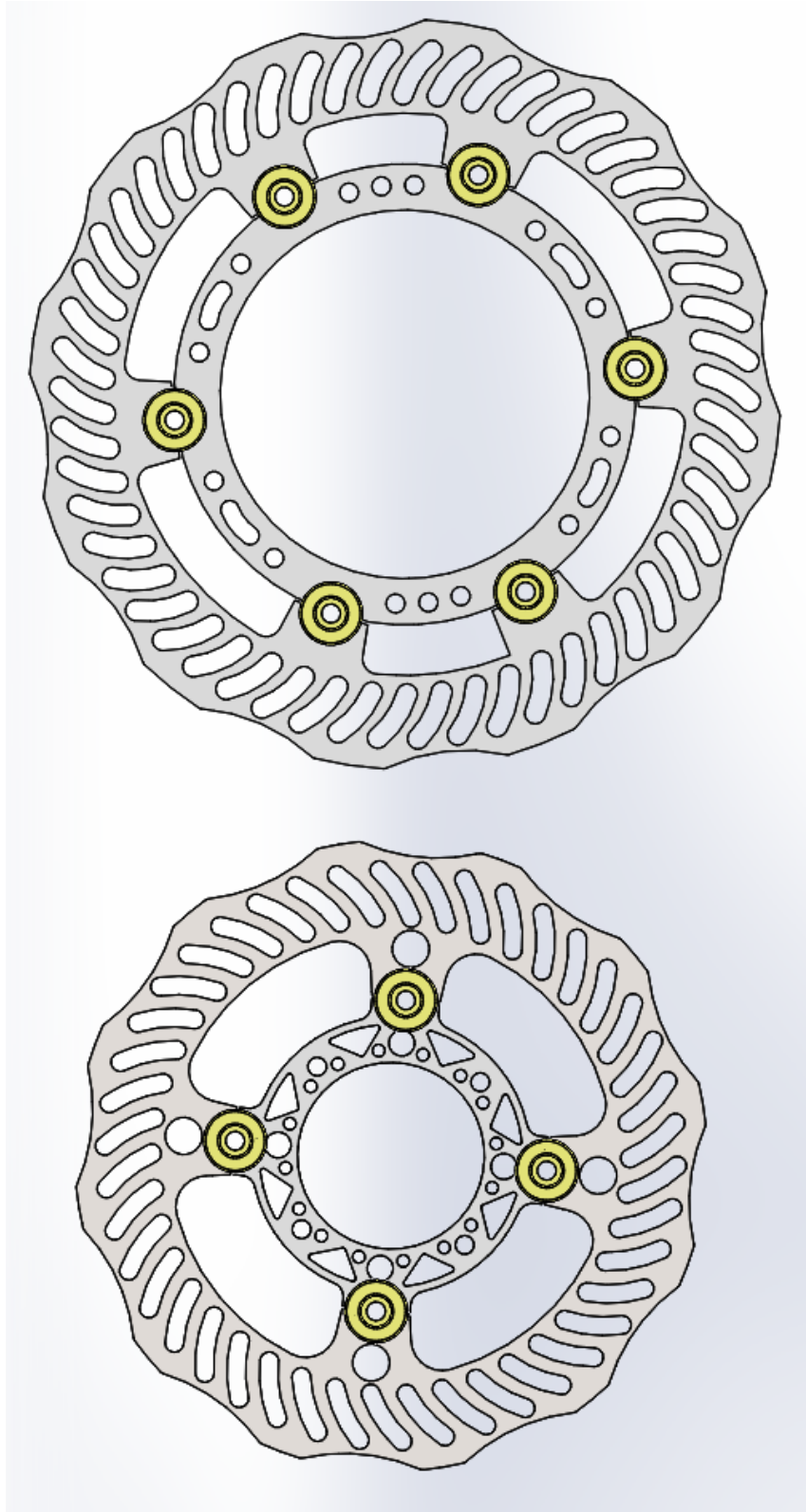
MEMÓRIA DE CÁLCULO DE PROJETO	
1- DISTRIBUIÇÃO DE CARGA E CÁLCULO DO CoG.	
Entrada de Dados	Retorno de dados
Distribuição de carga estática	Distribuição de carga em frenagem (kgf)
<p>W1 W2 W3 W4</p> <p>C_{FL} 699,45 N C_{FR} 699,45 N</p> <p>Entre-eixos D_e 1,575 m</p> <p>C_{RL} 821,10 N C_{RR} 821,10 N</p>	<p>W1 W2 W3 W4</p> <p>1170,1 1170,1</p> <p>Bitolas B 1,3 m</p> <p>350,45 350,45</p>

8.1.2 Distribuição Ideal x Real das Forças de Frenagem

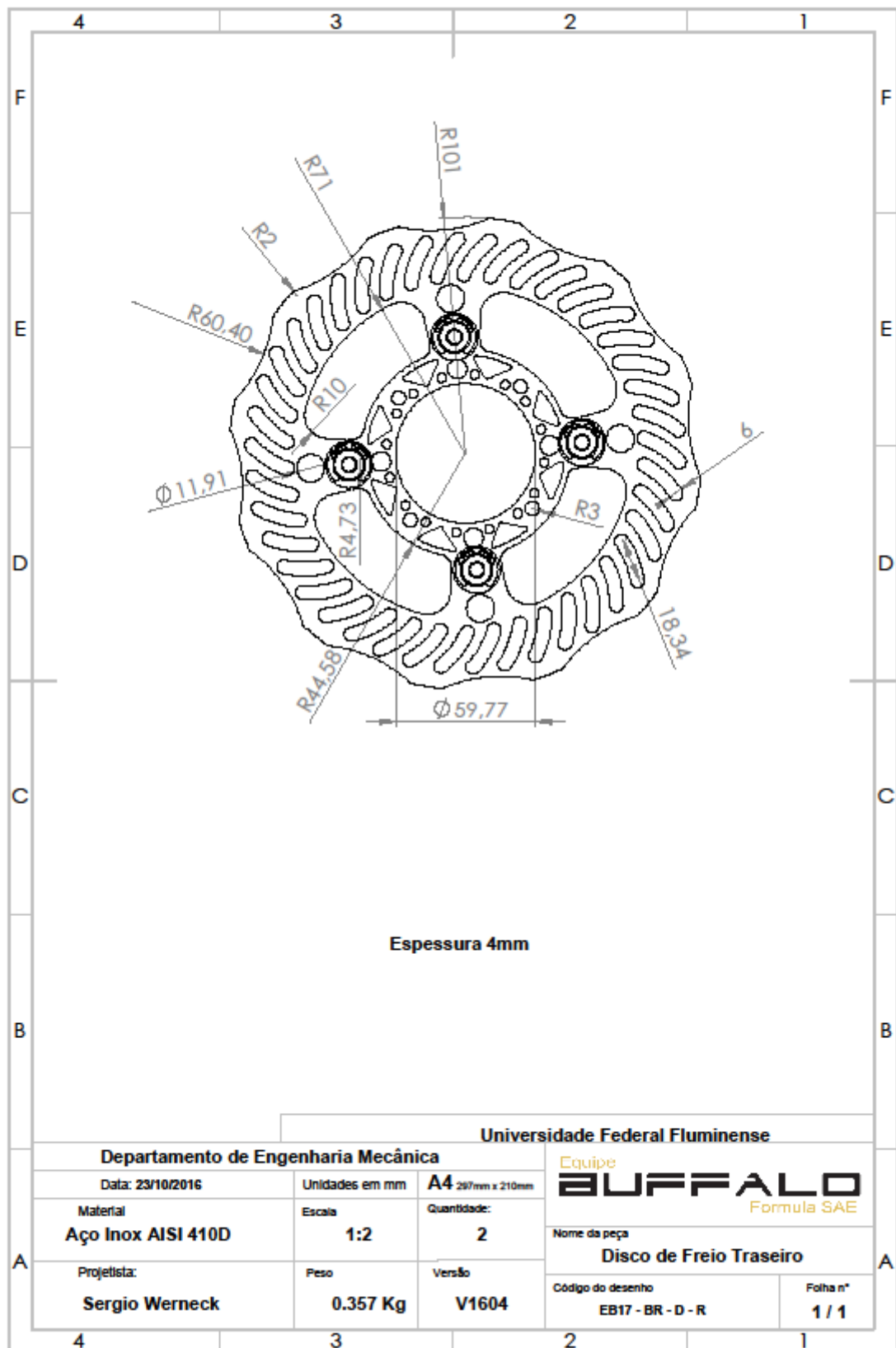


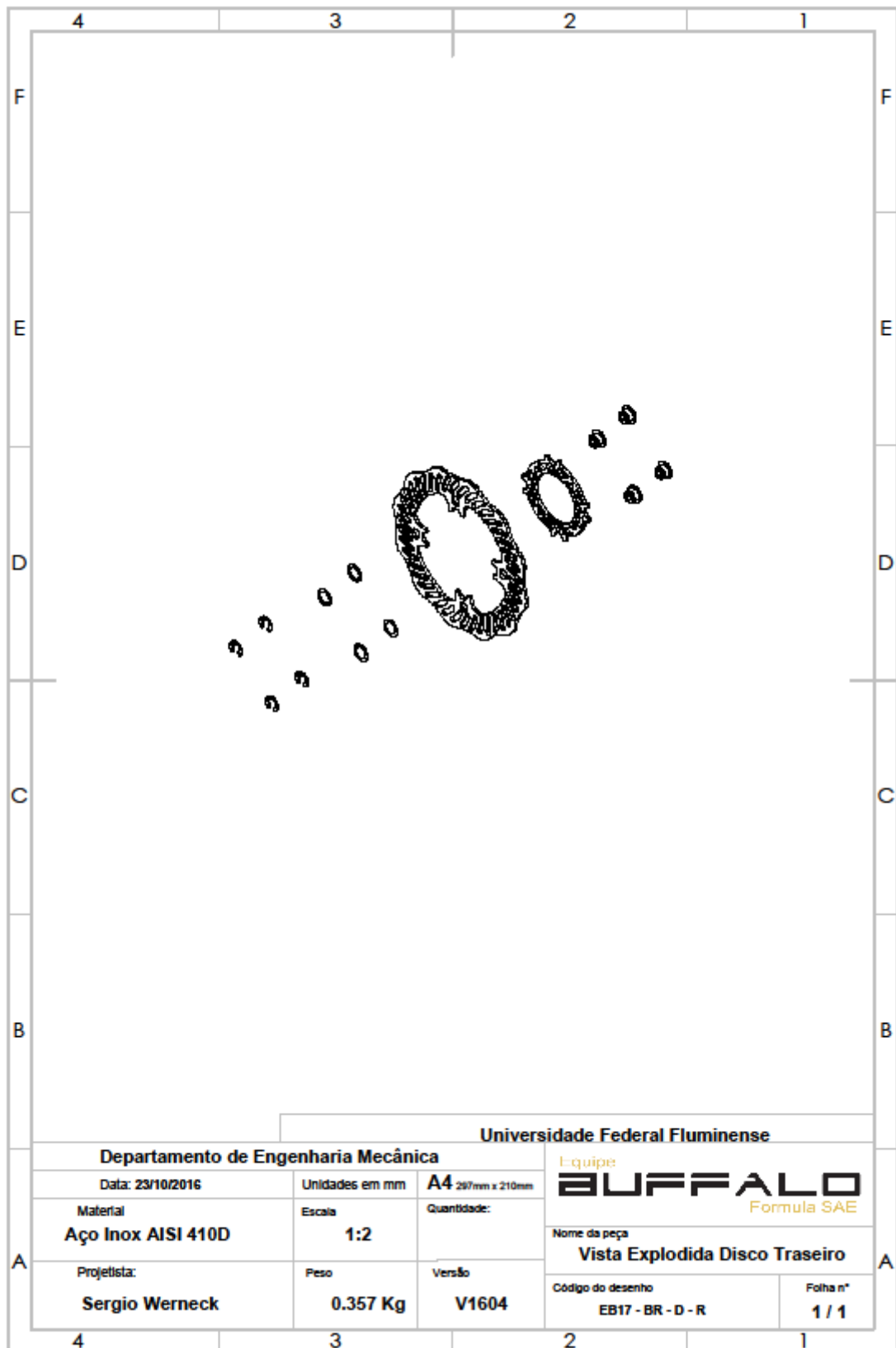
8.2 DESENHO TÉCNICO DOS COMPONENTES

8.2.1 Disco de Freio

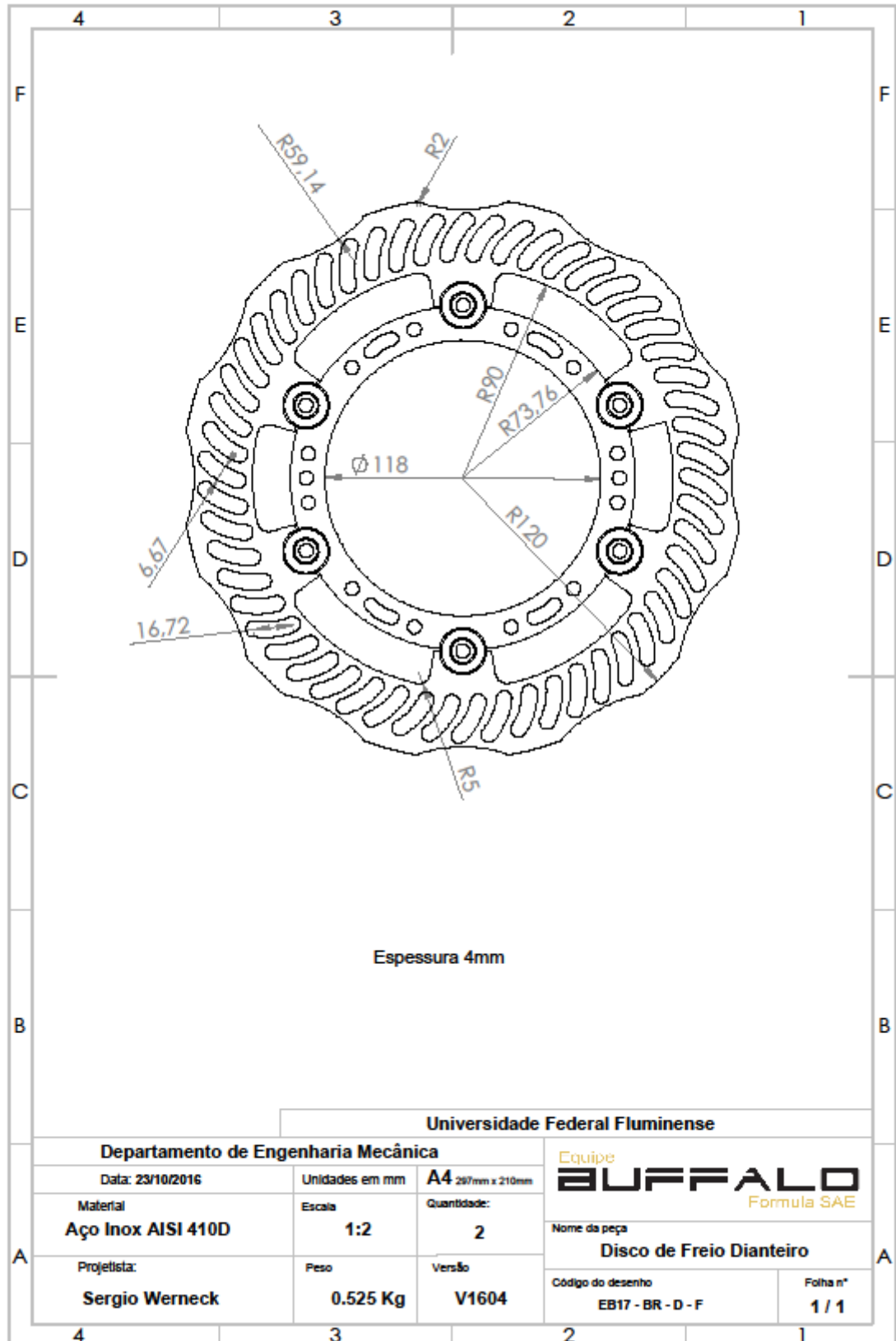


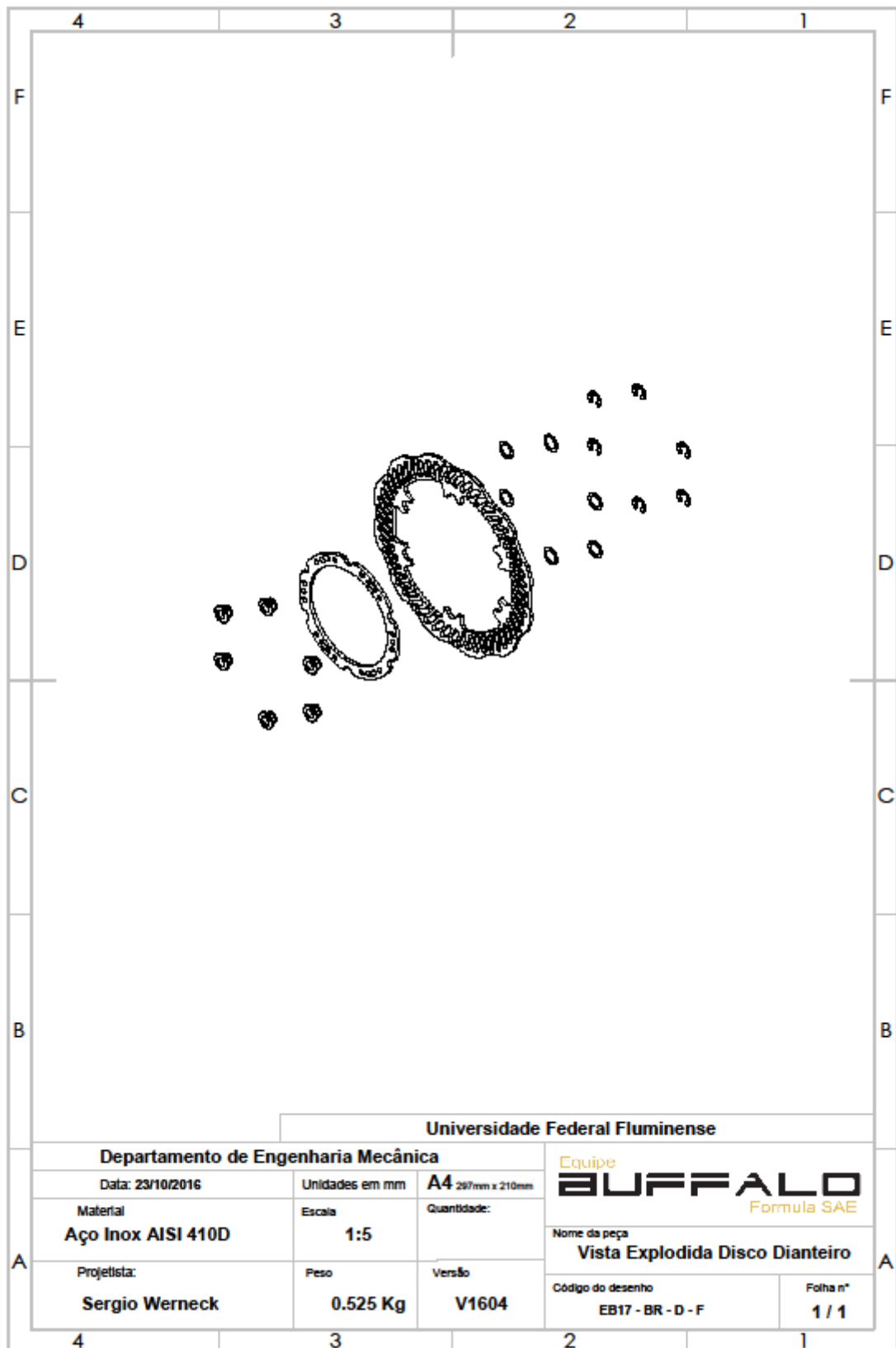
8.2.1.1 Disco de Freio Traseiro



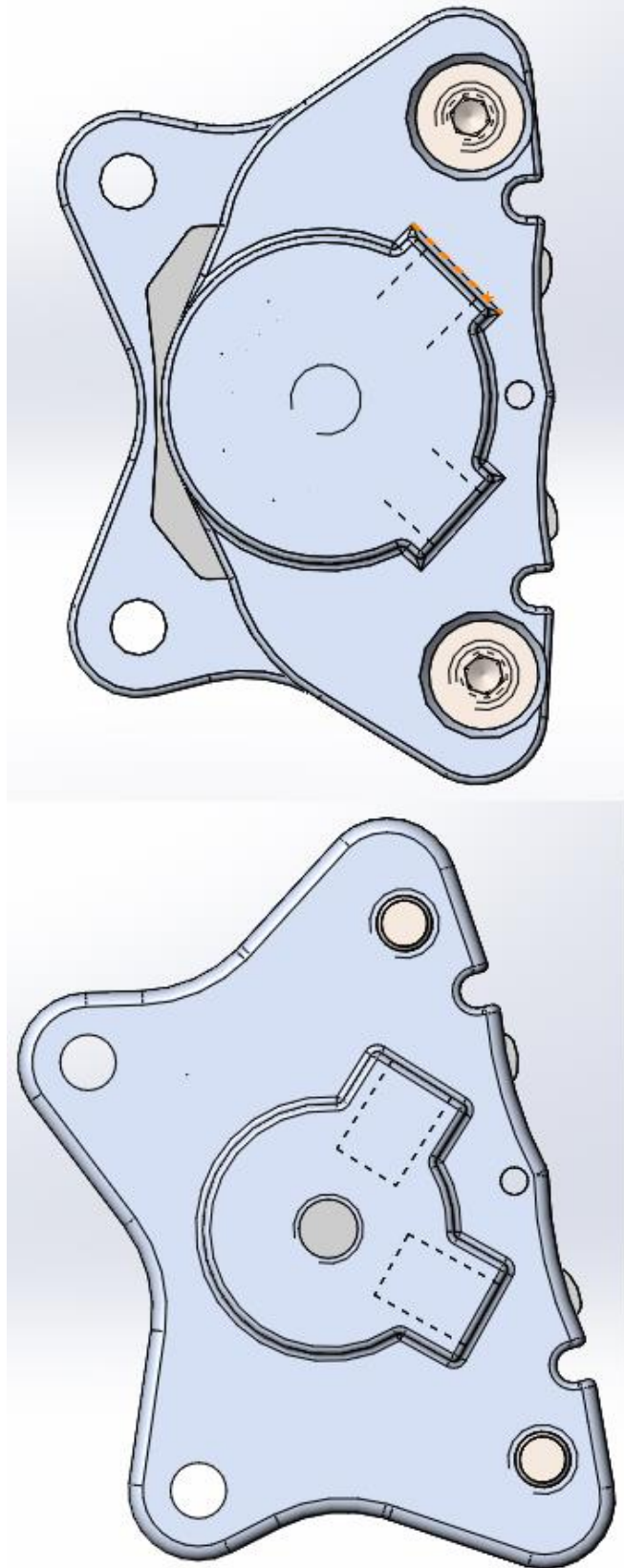


8.2.1.2 Disco de Freio Dianteiro

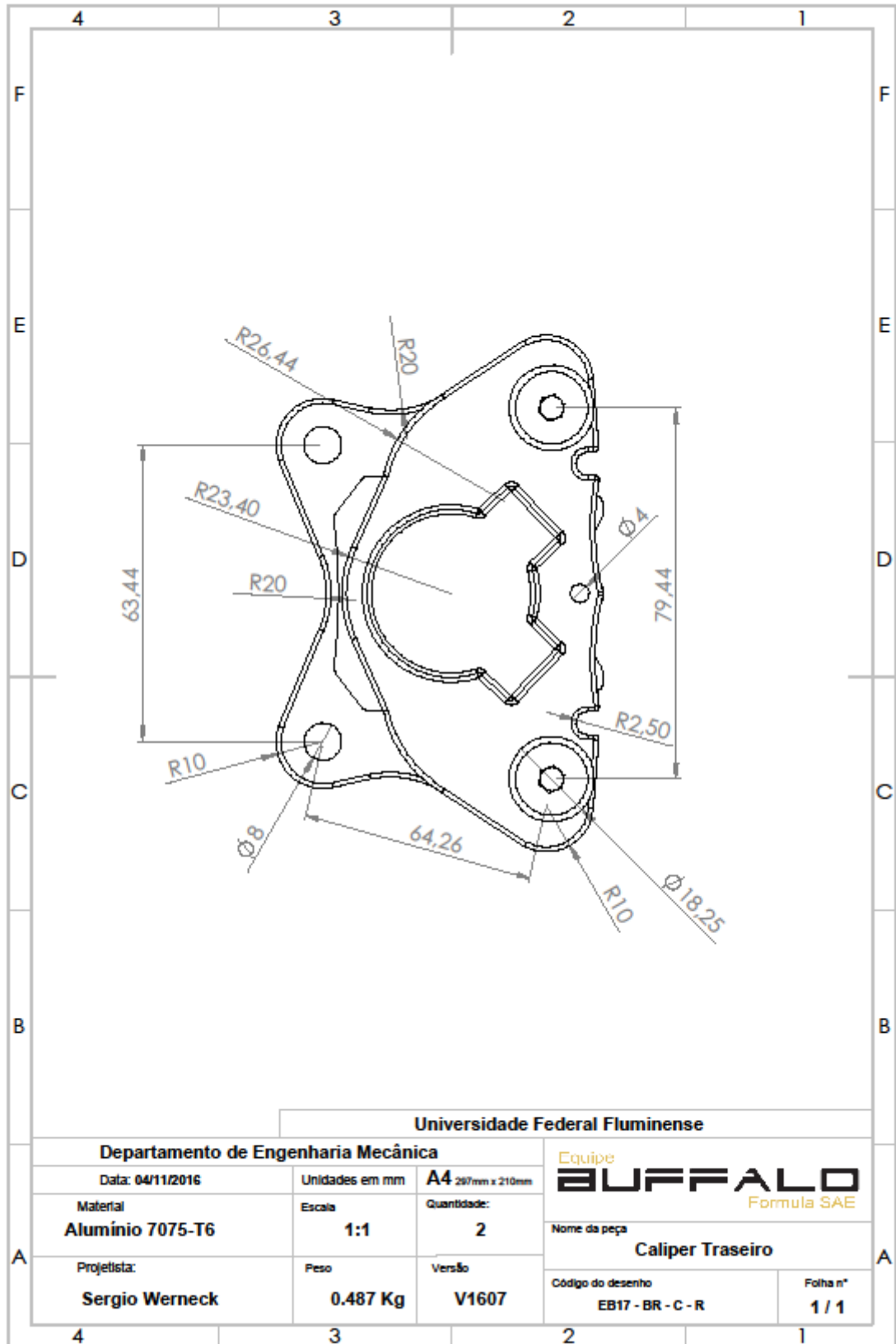




8.2.2 Caliper

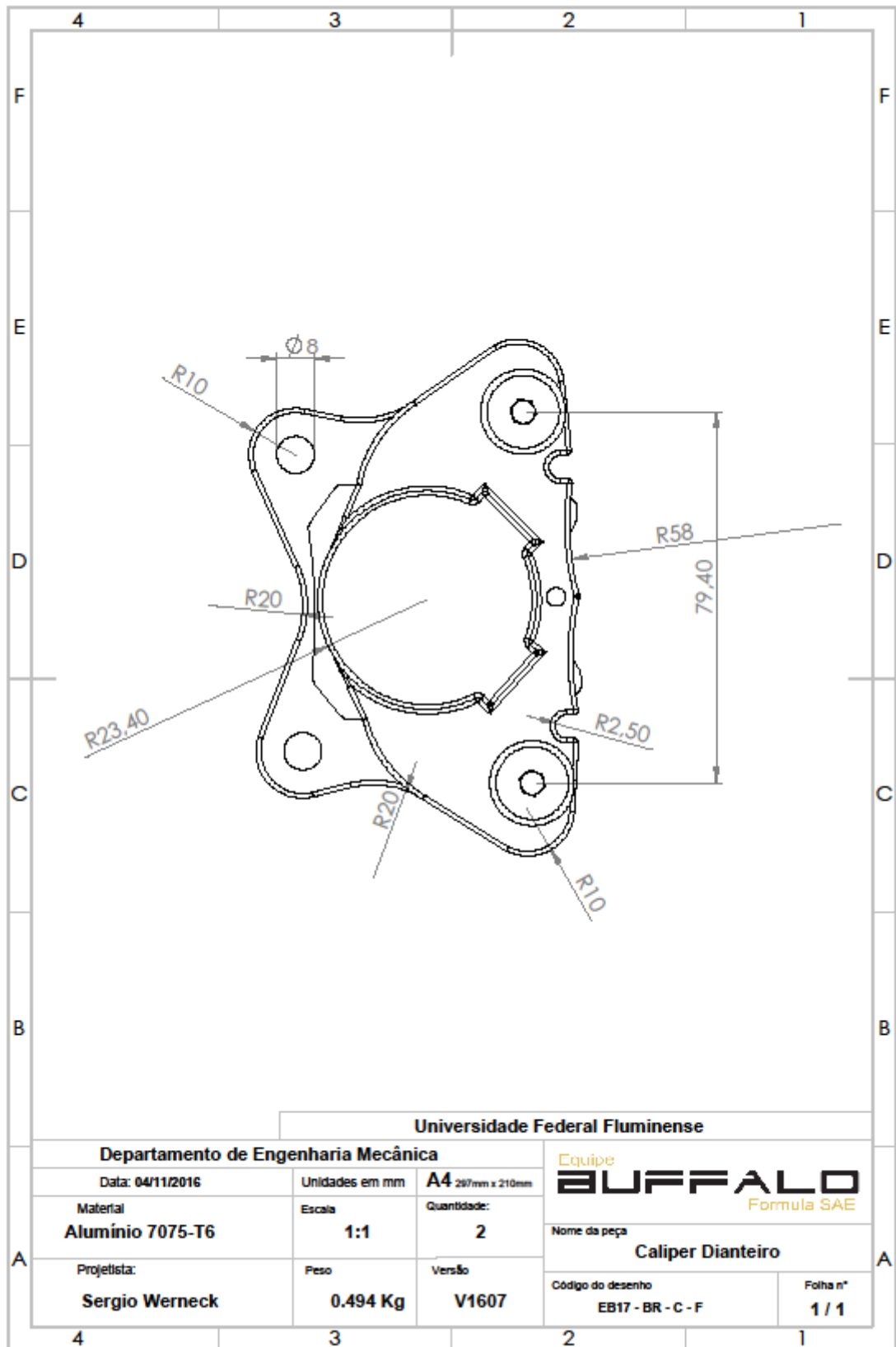


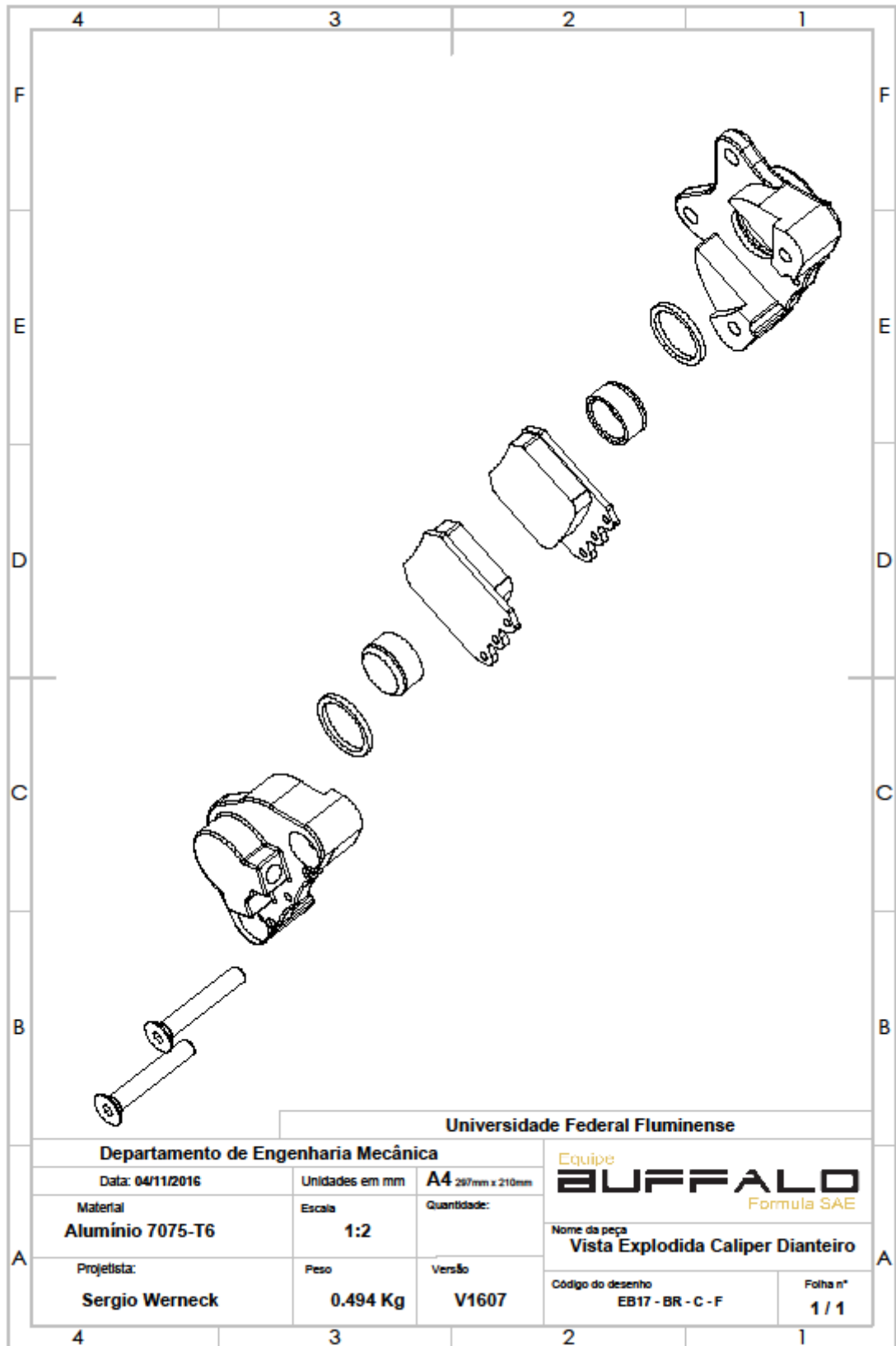
8.2.2.1 Caliper Traseiro



Universidade Federal Fluminense			
Departamento de Engenharia Mecânica		Equipe BUFFALO Formula SAE	
Data: 04/11/2016	Unidades em mm	A4 297mm x 210mm	
Material Alumínio 7075-T6	Escala 1:2	Quantidade:	Nome da peça Vista Explodida Caliper Traseiro
Projetista: Sergio Werneck	Peso 0.487 Kg	Versão V1607	Código do desenho EB17 - BR - C - R
			Folha n° 1 / 1

8.2.2.2 Caliper Dianteiro





Universidade Federal Fluminense

Departamento de Engenharia Mecânica

Equipe **BUFFALO**
Formula SAE

Data: 04/11/2016

Unidades em mm **A4** 297mm x 210mm

Material
Alumínio 7075-T6

Escala
1:2

Quantidade:

Nome da peça
Vista Explodida Caliper Dianteiro

Projetista:
Sergio Werneck

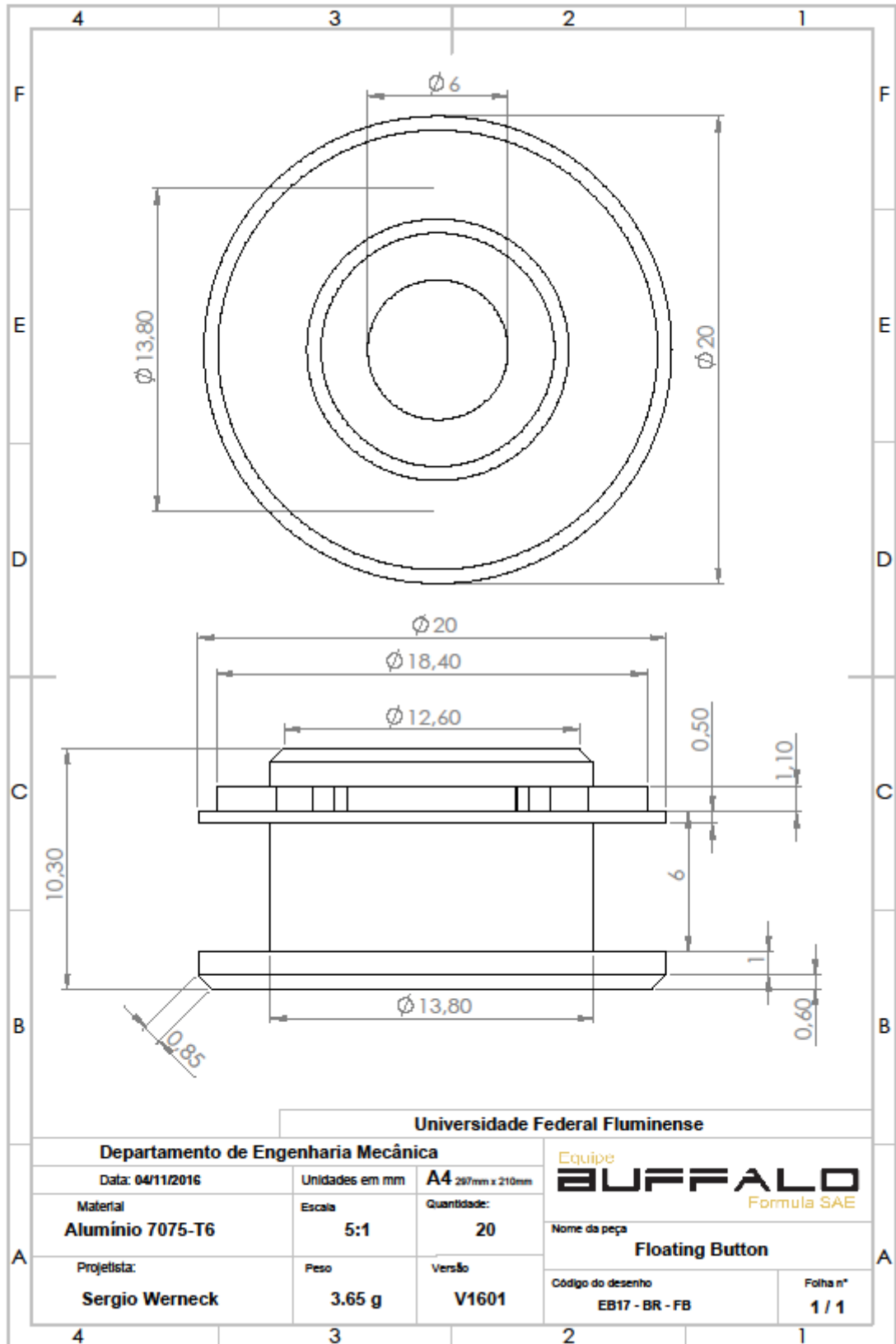
Peso
0.494 Kg

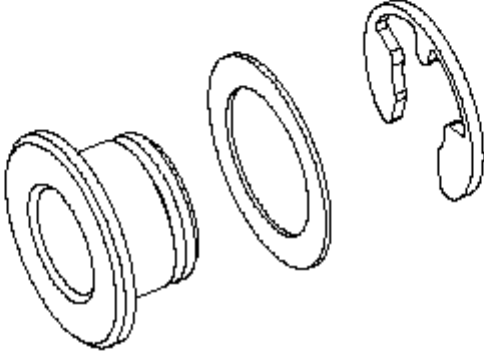
Versão
V1607

Código do desenho
EB17 - BR - C - F

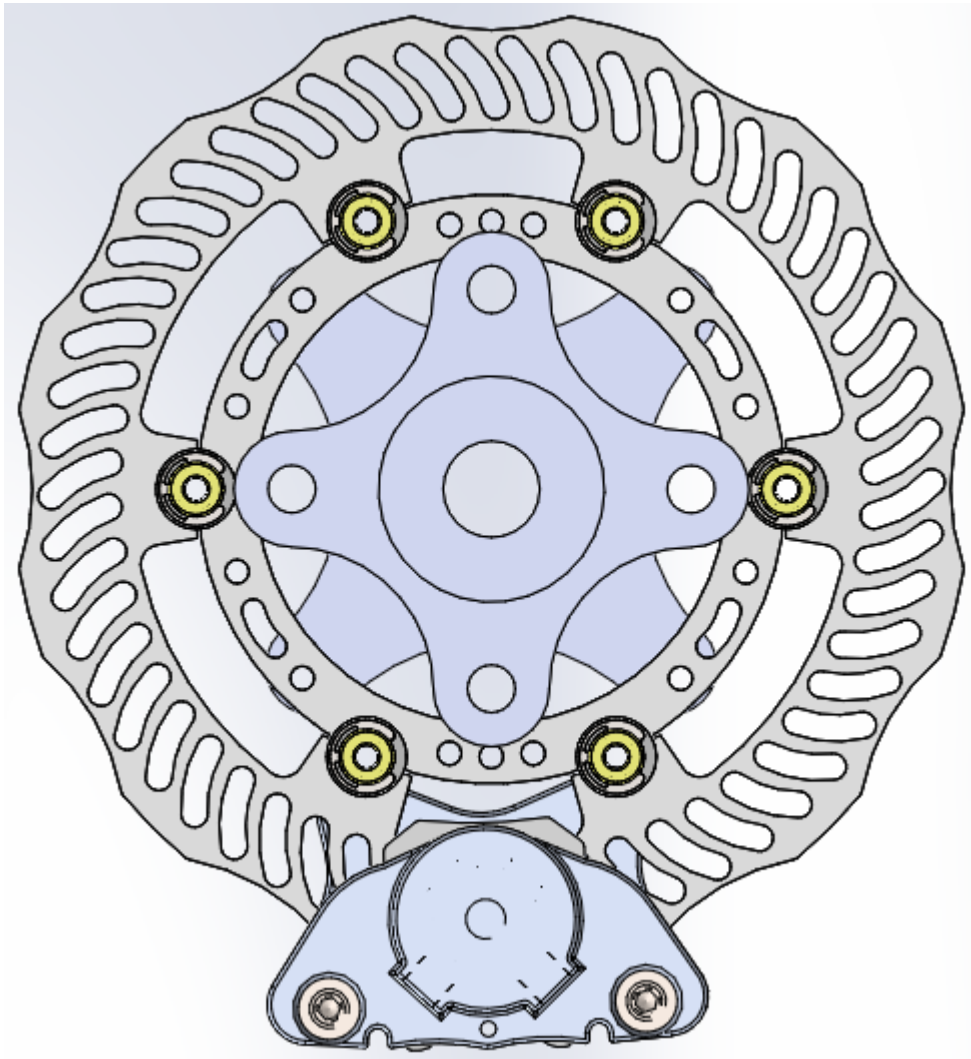
Folha n°
1 / 1

8.2.3 Botão Flutuante

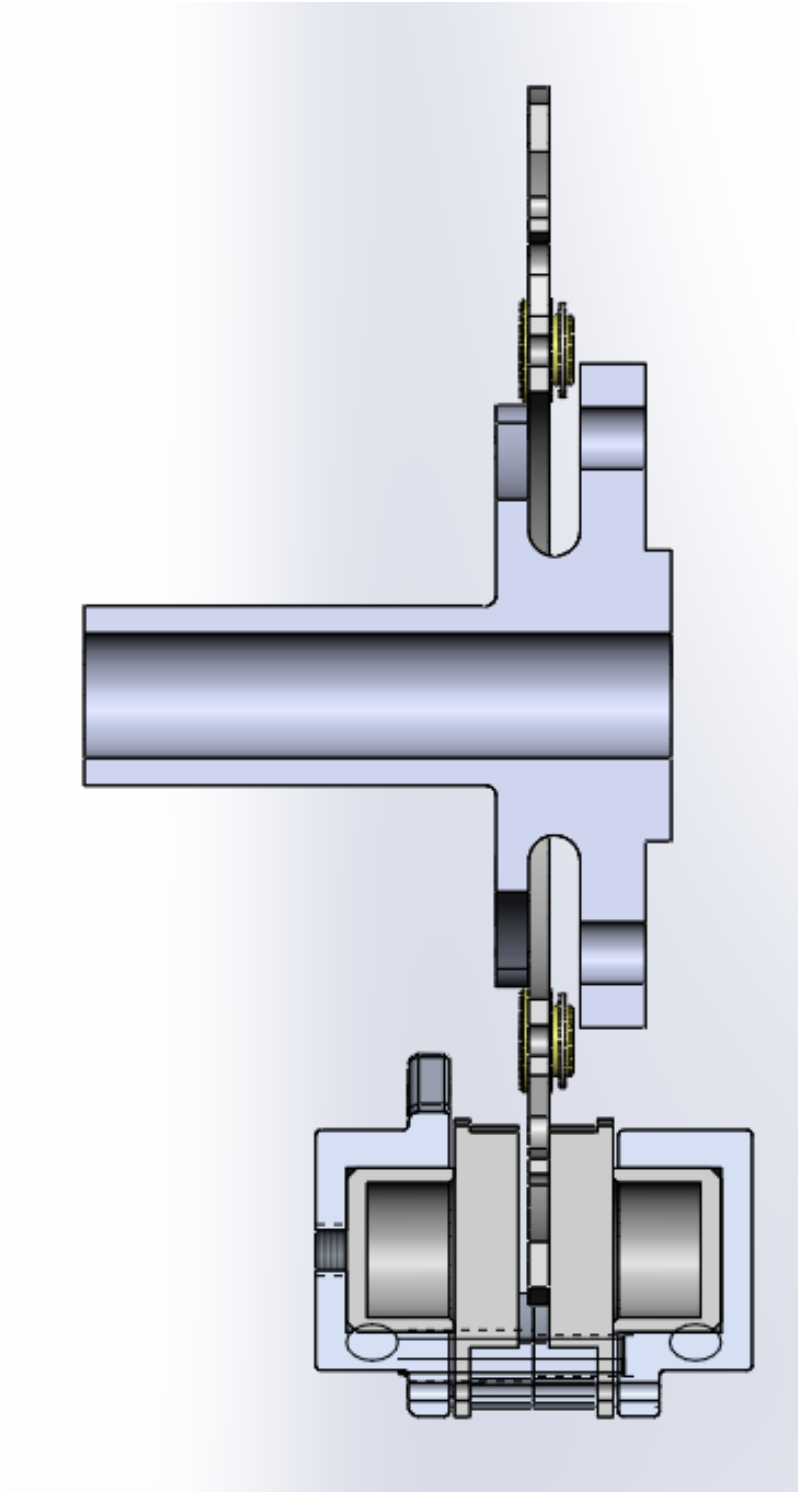


4	3	2	1																
F			F																
E			E																
D			D																
C			C																
B			B																
A	<p style="text-align: center;">Universidade Federal Fluminense</p> <p style="text-align: center;">Departamento de Engenharia Mecânica</p> <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 25%;">Data: 04/11/2016</td> <td style="width: 25%;">Unidades em mm</td> <td style="width: 25%;">A4 297mm x 210mm</td> <td style="width: 25%; text-align: center;"> Equipe BUFFALO Formula SAE </td> </tr> <tr> <td>Material Alumínio 7075-T6</td> <td>Escala 2:1</td> <td>Quantidade: 20</td> <td>Nome da peça Vista Explodida Floating Button</td> </tr> <tr> <td>Projetista: Sergio Werneck</td> <td>Peso 3.65 g</td> <td>Versão V1601</td> <td>Código do desenho EB17 - BR - FB</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td>Folha n° 1 / 1</td> </tr> </table>		Data: 04/11/2016	Unidades em mm	A4 297mm x 210mm	Equipe BUFFALO Formula SAE	Material Alumínio 7075-T6	Escala 2:1	Quantidade: 20	Nome da peça Vista Explodida Floating Button	Projetista: Sergio Werneck	Peso 3.65 g	Versão V1601	Código do desenho EB17 - BR - FB				Folha n° 1 / 1	A
Data: 04/11/2016	Unidades em mm	A4 297mm x 210mm	Equipe BUFFALO Formula SAE																
Material Alumínio 7075-T6	Escala 2:1	Quantidade: 20	Nome da peça Vista Explodida Floating Button																
Projetista: Sergio Werneck	Peso 3.65 g	Versão V1601	Código do desenho EB17 - BR - FB																
			Folha n° 1 / 1																
4	3	2	1																

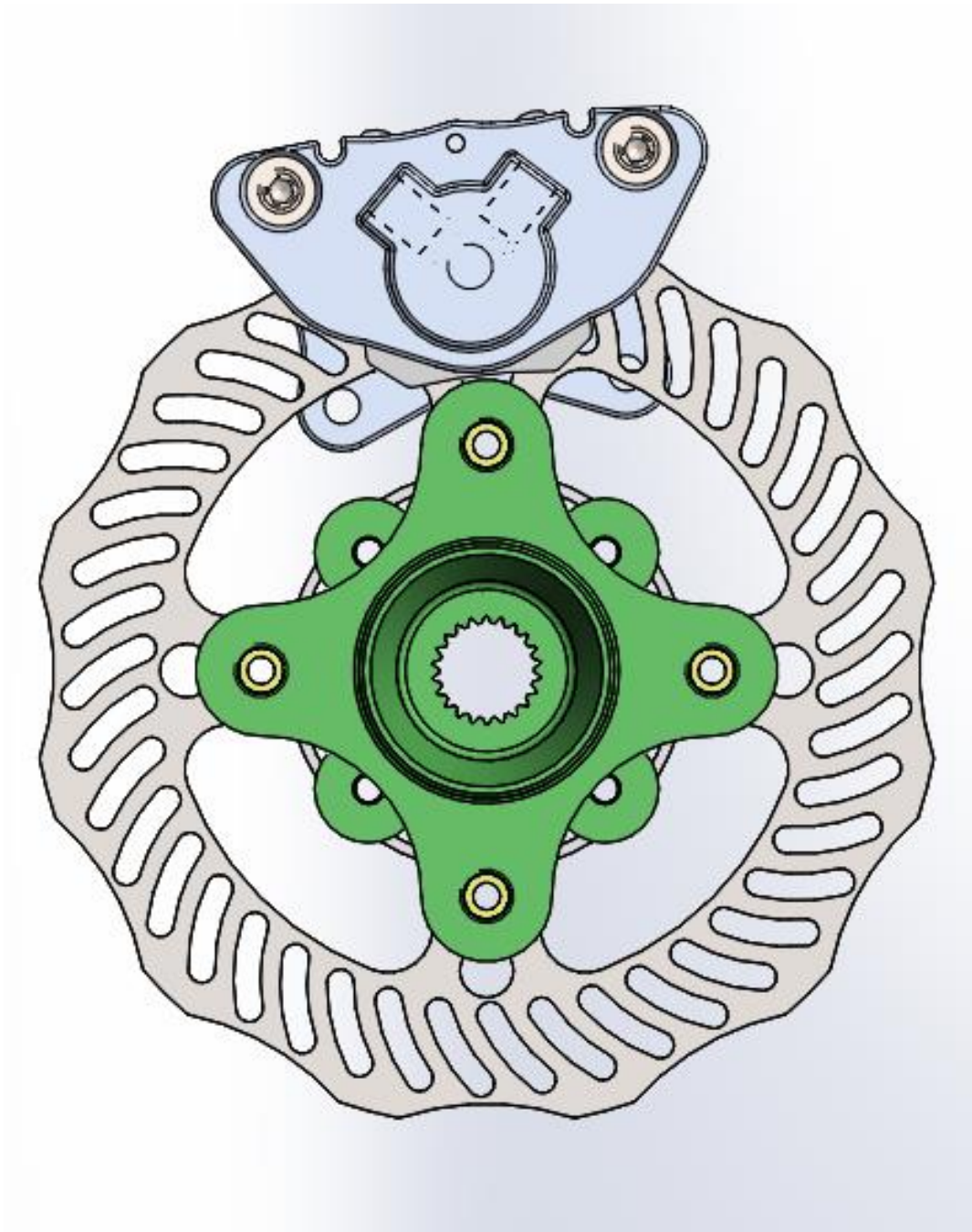
8.2.4 Montagem do sistema dianteiro completo



8.2.5 Montagem do sistema dianteiro em corte



8.2.6 Montagem do sistema traseiro



8.2.7 Montagem do sistema traseiro em corte.

