



UNIVERSIDADE FEDERAL RURAL DO SEMI-ÁRIDO
PRÓ-REITORIA DE GRADUAÇÃO
DEPARTAMENTO DE CIÊNCIA E TECNOLOGIA
CURSO DE BACHARELADO EM CIÊNCIA E TECNOLOGIA

SAMMUEL DO CARMO PAIVA CARVALHO

DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE FREIOS DA EQUIPE CARAUBAJA SAE

CARAÚBAS-RN

2019

SAMMUEL DO CARMO PAIVA CARVALHO

DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE FREIOS DA EQUIPE CARAUBAJA SAE

Monografia apresentada a Universidade Federal Rural do Semi-Árido como requisito para obtenção do título de Bacharel em Ciência e Tecnologia.

Orientador: Prof. Me. Rafael Bezerra Azevedo Mendes.

CARAÚBAS-RN

2019

© Todos os direitos estão reservados a Universidade Federal Rural do Semi-Árido. O conteúdo desta obra é de inteira responsabilidade do (a) autor (a), sendo o mesmo, passível de sanções administrativas ou penais, caso sejam infringidas as leis que regulamentam a Propriedade Intelectual, respectivamente, Patentes: Lei nº 9.279/1996 e Direitos Autorais: Lei nº 9.610/1998. O conteúdo desta obra tomar-se-á de domínio público após a data de defesa e homologação da sua respectiva ata. A mesma poderá servir de base literária para novas pesquisas, desde que a obra e seu (a) respectivo (a) autor (a) sejam devidamente citados e mencionados os seus créditos bibliográficos.

C142d Carvalho, Sammuel.
DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE FREIOS DA EQUIPE
CARAUBAJA SAE / Sammuel Carvalho. - 2019.
69 f. : il.

Orientador: Rafael Mendes.
Monografia (graduação) - Universidade Federal
Rural do Semi-árido, Curso de Ciência e
Tecnologia, 2019.

1. Forças de frenagem. 2. Modelagem 3D. 3.
Análise de tensão. 4. Índice de segurança.. I.
Mendes, Rafael, orient. II. Título.

O serviço de Geração Automática de Ficha Catalográfica para Trabalhos de Conclusão de Curso (TCC's) foi desenvolvido pelo Instituto de Ciências Matemáticas e de Computação da Universidade de São Paulo (USP) e gentilmente cedido para o Sistema de Bibliotecas da Universidade Federal Rural do Semi-Árido (SISBI-UFERSA), sendo customizado pela Superintendência de Tecnologia da Informação e Comunicação (SUTIC) sob orientação dos bibliotecários da instituição para ser adaptado às necessidades dos alunos dos Cursos de Graduação e Programas de Pós-Graduação da Universidade.

SAMMUEL DO CARMO PAIVA CARVALHO

DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE FREIOS DA EQUIPE CARAUBAJA SAE

Monografia apresentada a Universidade Federal Rural do Semi-Árido como requisito para obtenção do título de Bacharel em Ciência e Tecnologia.

Defendida em: 01 / 08 / 2019.

BANCA EXAMINADORA


Rafael Bezerra Azevedo Mendes, Prof. Me. (UFERSA)
Presidente


Mackson Matheus Franca Nepomuceno, Prof. Dr. (UFERSA)
Membro Examinador


Herbert Herakles Gomes Pinto, Eng. Mecânico
Membro Examinador

*Dedico este trabalho aos meus avós paternos
Maria Francisca do Carmo e João Batista
Gomes de Carvalho (In Memoriam).*

*E aos meus avós maternos Levi Fernandes de
Paiva e Maria do Socorro de Oliveira Paiva.*

AGRADECIMENTOS

Agradeço em primeiro lugar a Deus, por ter me guiado e concedido discernimento durante todo o tempo da graduação.

Agradeço a minha família, pelo incentivo e esforço da minha formação. Aos meus pais Gilmar do Carmo e Maria de Jesus e minha irmã Ozzaine Paiva, por sempre me apoiarem nas minhas decisões e entenderem pelas vezes que abdiquei do tempo de estar com eles.

Agradeço ao meu orientador Me. Rafael Bezerra Azevedo Mendes por todo apoio e dedicação para a realização do trabalho.

Agradeço a minha namorada Joicy Raveny, por estar presente em minha vida todos os momentos, me apoiando e incentivando em minhas decisões, sempre me ajudando a alcançar meus objetivos.

Agradeço a todos os amigos que ganhei durante a minha jornada acadêmica na UFERSA, Fabrício Alves, Thalyson Oriel, Rafaela Marinho, Emanuel Andrade, Lucas Dassaev e Bruno Alves, que durante esse tempo de graduação estiveram comigo nos melhores e piores momentos.

Agradeço a todos os membros da equipe Caraubaja SAE, por contribuir para a realização deste trabalho e por todos os momentos de aprendizado e alegria durante minha formação.

A todos um muito obrigado!

“A alegria está na luta, na tentativa, no sofrimento envolvido e não na vitória propriamente dita.”

Mohandas Karamchand Gandhi

RESUMO

Este trabalho teve como objetivo realizar o dimensionamento de forças do sistema de freios para um veículo *offroad* (fora de estrada) estilo mini baja, testar a eficiência e quantificar os parâmetros de projeto da equipe Caraubaja SAE (Society of Automotive Engineers), visando um sistema que se apresente de acordo com as normas das competições Baja SAE Brasil, garantindo segurança para o piloto e todas as pessoas próximas ao veículo. Para tal propósito, foi realizado estudos sobre os conceitos dos sistemas de freio que se adeque melhor aos veículos *off-roads*, selecionando o sistema de freio a discos. Foi feito um levantamento de dados relacionados ao protótipo e aos componentes de sistema de freio com intuito de adquirir informações para que pudesse realizar o dimensionamento e apresentar fatores importantes como as forças de frenagem estáticas e dinâmicas, transferência de carga, pressão nas linhas, desacelerações, distância de frenagem, índices de segurança para a atuação do sistema e os esforços submetidos às estruturas dos componentes. Foi realizado o dimensionamento por uma modelagem matemática a partir de literaturas voltada para dinâmica veicular e elaborada uma modelagem 3D dos componentes do sistema em software Autodesk Inventor. Também foi realizadas simulações nos principais elementos estruturais, através do software ANSYS Professional, a fim de comprovar que o projeto atende as necessidades exigidas. Por fim, foi elaborada uma análise dos resultados do dimensionamento com os dados obtidos em testes de campo para avaliar a efetividade do sistema, assim, após a análise realizada pode se notar uma variação dos resultados em torno de 13%, forçando uma maior assistência do sistema durante a frenagem. Contudo, o sistema de freios manteve-se estável durante os testes realizados conforme o índice de segurança calculado.

Palavras-chave: Forças de frenagem, Modelagem 3D, Análise de tensão, Índice de segurança.

ABSTRACT

The objective of this work was to dimension the forces of the brake system for an off-road vehicle (off-road) mini baja style, test the efficiency and quantify the design parameters of the Caraubaja SAE (Society of Automotive Engineers) team, aiming at a system that presents itself in accordance with the standards of the Baja SAE Brasil competitions, ensuring safety for the driver and all people close to the vehicle. For this purpose, studies were carried out on the concepts of brake systems that are best suited to off-road vehicles, selecting the disc brake system. A survey was made of data related to the prototype and to the brake system components in order to acquire information so that it could perform the sizing and present important factors such as static and dynamic braking forces, load transfer, line pressure, decelerations, braking distance, safety indexes for the performance of the system and the efforts submitted to the structures of the components. The design was performed by a mathematical modeling from literature focused on vehicle dynamics and a 3D modeling of system components was developed in Autodesk Inventor software. Simulations were also performed on the main structural elements, through the ANSYS Professional software, in order to prove that the project meets the required needs. Finally, an analysis of the design results was made with the data obtained in field tests to evaluate the effectiveness of the system, so, after the analysis performed can be seen a variation of the results around 13%, forcing greater assistance from the system during braking. However, the brake system remained stable during the tests performed according to the calculated safety index.

Keywords: Braking forces, 3D modeling, Stress analysis, Safety index.

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Temperaturas de ebulição dos fluidos de freio.	12
Tabela 2: Coeficientes de atrito dinâmico para automóveis em vários tipos de pista.	21
Tabela 3: Coeficientes de atrito de rolamento.	23
Tabela 4: Dados primários.	34
Tabela 5: Dados secundários	35
Tabela 6: Forças de frenagem em processo estático.	37
Tabela 7: Reação normal nos eixos em processo dinâmico.	38
Tabela 8: Forças de frenagem em processo dinâmico.	38
Tabela 9: Índices de segurança para o travamento das rodas.	40
Tabela 10: Forças tangenciais aos discos de freio.	41
Tabela 11: Distância de frenagens dos testes.	52
Tabela 12: Força de frenagem estática dos testes.	52

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Protótipos desenvolvidos pela equipe Caraubaja SAE.	4
Figura 2: Equipe Caraubaja SAE – 2018.	4
Figura 3: Sistemas de um veículo baja.	5
Figura 4: Vantagem mecânica (relação do pedal).	9
Figura 5: Multiplicação hidráulica.	9
Figura 6: Cilindro mestre duplo - Ilustração interna.	11
Figura 7: Freio a disco.	13
Figura 8: Pinça de freio fixa.	14
Figura 9: Pinça de freio flutuante.	15
Figura 10: Discos de freio sólidos.	16
Figura 11: Discos de freio ventilados.	16
Figura 12: Pastilhas de freio a disco.	17
Figura 13: Freio a tambor com sapatas externas.	18
Figura 14: Mecanismo de freio a tambor.	18
Figura 15: Modelo diagramático de um veículo em frenagem.	24
Figura 16: Fluxograma para desenvolvimento do trabalho.	32
Figura 17: Pressão em função da força de acionamento.	36
Figura 18: Desaceleração X Força de acionamento (Asfalto).	39
Figura 19: Desaceleração X Força de acionamento (Terra seca).	39
Figura 20: Montagem do pedal com o mecanismo.	42
Figura 21: Componentes ligados ao cilindro mestre.	43
Figura 22: Sistema de acionamento.	43
Figura 23: Pinças com os discos de freio.	44
Figura 24: Componentes do sistema de freio.	44
Figura 25: Análise de tensão - Discos de freio dianteiro.	45
Figura 26: Análise de tensão - Disco de freio traseiro.	47
Figura 27: Análise de tensão – Suporte do cilindro mestre.	49

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Objetivos	2
1.1.1	Objetivo Geral	2
1.1.2	Objetivos Específicos	2
2	REFERENCIAL TEÓRICO	3
2.1	Competições baja SAE Brasil – Equipe Caraubaja SAE	3
2.2	Sistemas que compõe um veículo tipo baja.....	4
2.3	Sistema de freio para veículos tipo baja.....	6
2.3.1	Requisitos de segurança para o sistema de freios.....	7
2.3.2	Problemas comuns nos sistemas de freios.....	7
2.3.3	Componentes em geral para um sistema de freio.....	8
2.3.3.1	Sistema de acionamento	8
2.3.3.2	Cilindro mestre	10
2.3.3.3	Fluidos e Linhas de freio	11
2.3.4	Sistema de freio a disco.....	13
2.3.4.1	Pinças ou Caliper de freio	14
2.3.4.2	Discos de freio.....	15
2.3.4.3	Pastilhas de freio	17
2.3.5	Sistema de freio a tambor.....	17
2.4	Fatores importantes durante a frenagem	19
2.4.1	Influências do Peso e da Velocidade no sistema de freios	19
2.4.2	Distância e Desaceleração de frenagem	20
2.4.3	Raio dinâmico da roda.....	20
2.4.4	Coeficientes de atrito.....	21
2.4.5	Resistência de rolamento.....	22
2.5	Dimensionamento do sistema de freio	23
2.5.1	Forças envolvidas durante a frenagem	23
2.5.1.1	Força de frenagem necessária para o travamento das rodas.....	25
2.5.1.2	Reação normal em cada eixo.....	25
2.5.1.3	Processo extático	25
2.5.1.4	Processo dinâmico.....	25
2.5.1.5	Transferência de carga em processo dinâmico.....	26

2.5.1.6	Força exigida em cada eixo	26
2.5.2	Forças de frenagem do sistema	26
2.5.2.1	Fator de frenagem.....	27
2.5.2.2	Forças de frenagem em cada eixo e a total do sistema.....	27
2.5.3	Conceitos da mecânica na frenagem	28
2.5.3.1	Distância de frenagem	28
2.5.3.2	Desaceleração Teórica e Máxima.....	28
2.5.3.3	Relação do pedal (ou pedal ratio).....	29
2.5.3.4	Distribuição de carga entre eixos	29
2.5.3.5	Pressão nas linhas de freio.....	30
2.5.3.6	Força de resistência ao rolamento	30
2.5.3.7	Força tangencial nos discos de freio.....	31
3	METODOLOGIA	32
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	34
4.1	Dados primários e considerações iniciais.....	34
4.2	Pressão nas linhas de freio.....	36
4.3	Força de frenagem do sistema	36
4.4	Forças de frenagem para travamento das rodas.....	37
4.5	Desaceleração	38
4.6	Análise comparativa das forças de frenagem	40
4.7	Distância de frenagem	41
4.8	Força tangencial ao disco de freio	41
4.9	Autodesk Inventor	42
4.10	ANSYS Professional.....	44
4.11	Dados obtidos em campo	51
5	CONCLUSÃO	53
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFIAS	54

1 INTRODUÇÃO

Desde os primórdios da civilização o homem tem se defrontado com necessidades que o levam ao desenvolvimento de soluções práticas. As maiores descobertas trouxeram novas necessidades, dentre estes, por exemplo, é a busca do conforto e segurança (JUNIOR, 2012).

A roda é o exemplo de uma grande descoberta que trouxe diversas vantagens para o homem na história, conseguindo vencer a limitação de deslocar uma carga de massa muito superior a sua. No entanto, com este avanço, teve início na necessidade de algum equipamento que realizasse a parada deste deslocamento, dando início então aos freios (LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2012).

De acordo com Junior (2012), os primeiros freios desenvolvidos pelo homem eram apenas cunhas, servindo apenas para impedir o início de um deslocamento. Posteriormente, os freios com alavancas marcaram uma grande evolução, pois permitiam ao condutor realizar uma força de frenagem grande quando comparado com um pequeno esforço empregado para acionar os freios. Desde então, o desenvolvimento de estudos e a ampliação de tecnologias começou a persistir nesta área, visando principalmente minimizar os esforços de acionamento.

Anualmente, desde 1994, são realizadas competições nacionais de mini baja promovidas pela SAE Brasil (Sociedade de engenheiros da mobilidade) voltadas para estudantes de engenharia mecânica, havendo a implementação de práticas e estudos da vida profissional para os estudantes em questão (SAE.BRASIL, 1994).

As equipes participantes das competições Baja SAE tem a missão de projetar, construir e testar os veículos para as competições. Para tanto, se faz necessário estudos de projetos e dimensionamentos avançados voltados para as partes que constituem o protótipo mini baja, devendo contar principalmente com um sistema de freio para garantir a segurança de todas as pessoas envolvidas (UFERSA e CARAUBAJA, 2017).

Da mesma forma que é considerada para a maioria dos projetos na área da engenharia mecânica, a modelagem para um sistema de freios deve ser estudada e projetada visando à redução de custos e a massa total do conjunto além de apresentar uma elevada vida útil sem perder sua eficiência, atuando em diversos tipos de situações crítica para o sistema (LIMPERT, 1999).

A principal característica que define a funcionalidade de um sistema de freios é a sua capacidade de converter a energia cinética de um veículo ou equipamento para energia térmica, em que isto, comumente, é realizado por forças de atrito entre superfícies desenvolvidas para suportar esforços elevados (LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2012).

Além de considerar as transformações de energia cinética em térmica os engenheiros devem observar alguns fatores para a realização do projeto como a estabilidade de frenagem, distribuição de forças de freio, o pneu utilizado e seu estado de conservação, o atrito do terreno onde o veículo irá trafegar, a frenagem em curvas, a força aplicada no pedal, a distância de travagem, paradas bruscas, e principalmente o desgaste dos freios prevendo sua vida útil (LIMPERT, 1999).

Para compreender o princípio de funcionamento de um sistema de freio é necessário abordar os conceitos de frenagem, que por sua vez está diretamente ligado aos conceitos de atrito, que é a aderência entre duas superfícies em contato que possuem um deslocamento relativo em relação ao outro (LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2012).

O controle da ação de frenagem depende principalmente da aplicação da força, o tamanho das áreas de contato e as características dos materiais atritantes, a quantidade de energia que deve ser dissipada e a agressão ao meio ambiente. Hoje em dia, os elementos que compõe o sistema de freios são estudados e tratados com um ferramental científico adequado devido à importância para a segurança, além da complexidade dos componentes que constituem o sistema e suas exigências legais impostas por normas, fazendo necessário muito investimento em pesquisas e desenvolvimento nesta área (LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2012).

1.1 Objetivos

1.1.1 Objetivo Geral

Realizar o dimensionamento do sistema de freios do protótipo baja da equipe Caraubaja SAE, através de estudos em literaturas e análises em programas CAD.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Realizar um estudo sobre o sistema de freios de veículos baja;
- Obter principais parâmetros de um sistema de freios;
- Executar cálculos dimensionais;
- Realizar modelagem do sistema e simulações em projeto CAD;
- Realizar análise comparativa dos resultados teóricos e práticos;
- Quantificar a eficiência do sistema de freios.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 Competições baja SAE Brasil – Equipe Caraubaja SAE

As competições baja SAE Brasil deram início no ano de 1995, a partir do projeto Baja SAE implementado aos estudantes de engenharias das universidades do país, com a finalidade de projetar e construir um veículo *off-road* (fora de estrada) tipo mini baja fundamentado com os conceitos obtidos em sala de aula, visando a sua preparação técnica para o mercado de trabalho, os protótipos confeccionados por cada equipe, são postos a prova em competições de nível nacional e regional, passando por diversos tipos de avaliações estáticas e dinâmicas, além de incluírem a missão de elaborar um projeto que seja aprovado por um fabricante fictício (SAE.BRASIL, 1994).

O protótipo deve ser projetado e desenvolvido, baseado principalmente, em uma boa atração visual, confiabilidade e segurança, bom desempenho e simplicidade no manuseio e manutenção. Contando com a execução, para fabricação, inteiramente dos integrantes da equipe ou também com pouca mão-de-obra externa (SAE.BRASIL, 1994).

As avaliações estáticas consistem em avaliar toda a fase de projeto e elaboração do veículo, como também, analisar os protótipos em quesitos de segurança para estarem aptos para competir, obedecendo sempre às prioridades acadêmicas (SAE.BRASIL, 1994).

Para as avaliações dinâmicas, os quesitos analisados estão voltados para o comportamento do veículo em situações extremas, a fim de avaliar o conforto para o piloto, velocidade e aceleração do protótipo, condições de manobrabilidade, capacidade trativa e a eficiência de frenagem, como um quesito de segurança dinâmica importante que será avaliado durante toda a competição (SAE.BRASIL, 1994).

A equipe Caraubaja SAE teve início no ano de 2015, com o incentivo do professor Mestre Diego David Silva Diniz, ex-membro da equipe Parahybaja SAE, com o intuito de participar das competições Baja SAE de nível nacional e regional. Inicialmente a equipe passou por dois anos seguidos de estudos de projeto e fabricação para a finalização do primeiro protótipo, o CT-17, chegando a conquistar a 8ª colocação geral da competição Baja SAE Brasil – Etapa Nordeste de 2017 (UFERSA e CARAUBAJA, 2017).

Dando continuidade e evolução ao projeto, foram lançados os protótipos: CT-18 para a 24ª Baja SAE Brasil – Nacional, e o Severo para a 13ª Baja SAE Brasil – Nordeste e a 25ª Baja SAE Brasil – Nacional (Figura 1). Sempre se destacando e conseguindo resultados ainda melhores que os anteriores (UFERSA e CARAUBAJA, 2017).

Figura 1: Protótipos desenvolvidos pela equipe Caraubaja SAE.



CT-17

CT-18

SEVERO

Fonte - Autor.

Atualmente a equipe possui em torno de 20 membros (Figura 2), discentes dos cursos Interdisciplinar em Ciência e Tecnologia (CeT) e Engenharia Mecânica. O nome Caraubaja esta relacionado com a cidade Caraúbas, cidade sede do campus da Universidade Federal Rural do Semi-Árido (UFERSA), a qual pertence o projeto e para o emblema da equipe, foi escolhida a imagem do jumento, animal típico do sertão nordestino que representa força, inteligência e perseverança (UFERSA e CARAUBAJA, 2017).

Figura 2: Equipe Caraubaja SAE – 2018.



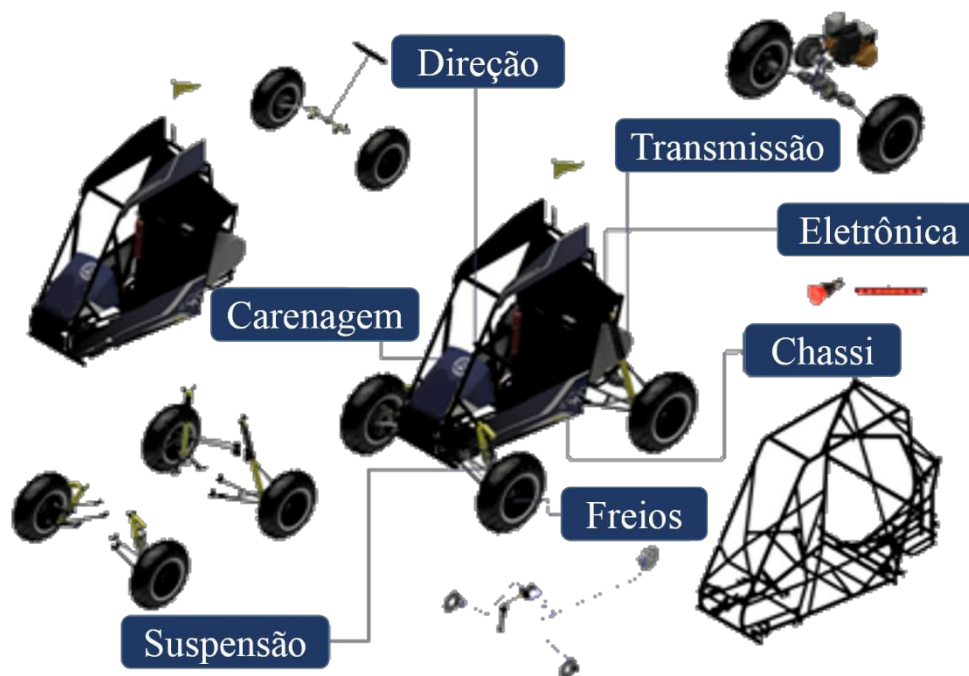
Fonte - Autor.

2.2 Sistemas que compõe um veículo tipo baja

Para a elaboração e a concepção do protótipo, o projeto pode ser dividido em subsistemas que possibilita um maior desempenho para as atividades de execução. Assim como, se faz necessário à apresentação detalhada de todos os subsistemas para a competição.

Os principais subsistemas, que compõem um veículo mini baja (Figura 3), são: suspensão, direção, transmissão, chassi, elétrico, carenagem e freios (MELO, 2019).

Figura 3: Sistemas de um veículo baja.



Fonte - Maize C. L. Melo (2019).

- Subsistema de suspensão: está relacionado diretamente no conforto para o piloto e o comportamento dinâmico do veículo, tornando-se muito importante devido ser a interface entre o veículo e o solo, mantendo a segurança para transpor obstáculos comumente presentes para as terrenos *off-roads* e minimizando a transferência de vibrações e impactos decorrentes das praticas submetidas (FERREIRA, 2003).
- Subsistema de direção: está diretamente ligado com o subsistema de transmissão, responsáveis por grande parte dos comportamentos dinâmicos, no qual é responsável por guiar o veículo em movimento através das rodas diretoras (LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2012). Um bom projeto de direção assegura uma confiabilidade para o motorista para situações de manobrabilidade, em que se faz necessário uma boa atuação para os quesitos da competição (SAE.BRASIL, 2018).
- Subsistema de transmissão: é responsável por transmitir o torque proveniente do motor para as rodas do veículo. O desenvolvimento de torque e velocidade é administrado por uma CVT (transmissão continuamente variável), o intercambio entre o eixo da CVT e o eixo das rodas pode ser constituído por associações de engrenagens e/ou relações de pã, coroa e correntes de rolo, no qual haverá uma redução da

rotação procedente do motor, proporcionando força trativa ou uma maior velocidade e aceleração no desenvolvimento do veículo em campo, possibilitando, juntamente com a suspensão e direção, superar obstáculos e fazer com que o veículo transite sobre a pista e obstáculos (ISHII, 2015).

- Subsistema de chassi (cálculo estrutural): está responsável por produzir toda a estrutura do protótipo, representando a base para a união de todos os subsistemas do veículo, também, auxiliando os outros subsistemas para a validação da estrutura, de cada componente e do próprio chassi, em relação à capacidade de suportar esforços realizados nos processos dinâmicos, através de cálculos estruturais fornecidos por softwares computacionais (WEISS, 2016).
- Subsistema elétrico: consiste na utilização de componentes eletrônicos que possibilitam a transferência de informações para o piloto, como indicadores de velocidade, rotação do moto, nível de combustível no tanque e entre outros, podendo auxiliar e certificar que alguns componentes de outros subsistemas estão funcionando adequadamente durante o funcionamento do veículo (BERTOLETI, 2011). Para a competição, se faz necessário à utilização de interruptores de segurança para cancelar o funcionamento do motor e a utilização de luzes de freio (SAE.BRASIL, 2018).
- Subsistema de carenagens: está voltado para a segurança do piloto, garantindo que não haja contato direto de detritos do solo com o piloto ou o mesmo venha se machucar em componentes rígidos de estrutura, assim como, a segurança para pessoas externas não terem contato direto em partes girantes ou de temperaturas elevadas. Além dos componentes de segurança, o subsistema é incumbido de quase toda a estética do veículo (SARTOR, MONTEIRO, *et al.*, 2013).
- Subsistema de freios: está relacionado diretamente com a segurança do piloto e de todas as pessoas próximas ao veículo, tendo como objetivo principal parar o veículo gradativamente ou rapidamente para situações extremas de segurança e, também, conseguir manter o veículo parado até que não esteja mais necessitando a utilização de freio (LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2012). É um subsistema bastante analisado na competição, pois se houver uma boa atuação do mesmo, o protótipo estará inapto para competir (SAE.BRASIL, 2018).

2.3 Sistema de freio para veículos tipo baja

Ao passar do tempo, com a evolução dos transportes automotores advindo às decorrências de altas velocidades e grande capacidade de transportar cargas, cada vez mais se

faz necessário à implementação de um bom projeto de freio para os veículos. Não apenas com o objetivo de parar o veículo ou reduzir velocidade de deslocamento, mas ter um conjunto de freios com capacidade de parar o veículo em um local específico e/ou em um tempo adequado, necessitando de uma atuação eficiente do sistema para qualquer momento solicitado, mantendo as questões de manutenção mínima sem perda de eficiência de frenagem (LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2012).

Estes conceitos também se fazem necessário para os veículos *off-road* tipo baja, o qual são submetidos a situações de desgaste extremo devido estarem inerentes a solos com presença de lama, barro, poeira, pedras, água, entre outras condições que minimizam a vida útil dos componentes, fragilizando a atuação do conjunto. Com isto, se reforça a necessidade de bom projeto que vincule o mínimo de perda de eficiência com o desgaste dos componentes do sistema durante seu acionamento (LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2012).

2.3.1 Requisitos de segurança para o sistema de freios

Para as competições Baja SAE, as equipes competidoras devem seguir fielmente o Regulamento Administrativo e Técnico Baja SAE Brasil (RATBSB), no qual possui todas as especificações técnicas que os protótipos devem possuir, além de informações gerais sobre o projeto e as normas de conduta para os eventos de competição (SAE.BRASIL, 2018).

Para o sistema de freios, todo o protótipo deve dispor de um dispositivo de frenagem que opere diretamente em todas as rodas imediatamente seu acionamento, estando apto para o travamento das rodas em qualquer situação durante todo o seguimento da competição. Além disto, outros quesitos são rigorosamente analisados, dentre eles: o posicionamento do sistema, as linhas de freio e o circuito de freio independente, que se faz estritamente necessário, a fim de garantir a segurança do funcionamento do sistema em pelo menos duas das rodas do veículo, caso exista alguma falha nas linhas de freio independentes (SAE.BRASIL, 2018).

“O sistema de freios deve ser capaz de parar um veículo na menor distância possível sob as mais diversas condições de uso, tais como: veículo carregado ou descarregado, piso seco, úmido ou contaminado, velocidade baixa ou alta, em aclave ou declive, pista reta ou sinuosa etc.” (LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2012, p. pag. 86).

2.3.2 Problemas comuns nos sistemas de freios

Desde a etapa inicial de projeto, deve-se analisar e estudar os detalhes do sistema para o seu dimensionamento, tendo em vista desenvolver um projeto seguro e eficiente, baseando-se também nos problemas comuns existentes em sua atuação, para que haja um índice de segurança para as situações mais extremas (SAE.BRASIL, 1994).

Mediante todos os problemas que possam minimizar a efetividade de um sistema de freio, as causas por fadiga, aquecimento elevado, desgaste e ruído, entram em destaque como principais indícios de um problema existente. Os efeitos causados por estes fatores são nitidamente vistos no desempenho de frenagem, os efeitos causados por fadiga estão relacionados com a ampla variação da oscilação térmica que os componentes estão submetidos, podendo variar as áreas de contato entre o tambor ou discos de freios com as partilhar, mudando as características do conjunto (LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2012).

O aquecimento elevado dos componentes do sistema de freio pode, também, acarretar problemas com o desgaste excessivo, devido diminuir sua resistência à degradação. Além disto, diminuindo a vida útil dos elementos do próprio e outros subsistemas próximos ao aquecimento, como: os rolamentos do cubo de roda, selos/anéis de vedação, o próprio fluido de freio, entre outros (PUHN, 1985).

2.3.3 Componentes em geral para um sistema de freio

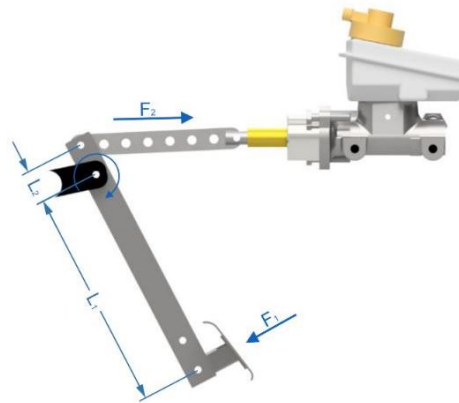
Os principais componentes que um sistema de freio, para compor um conjunto de boa eficiência, são: pedal de acionamento, cilindro mestre, mangueiras, reservatório do fluido, as guarnições (pinças ou sapatas) e os rotores, que, dependendo da sua forma e estrutura, podem ser discos ou tambores (CROLLA, 2009).

2.3.3.1 Sistema de acionamento

O pedal de freio é onde se inicia todo o processo de frenagem do veículo, sendo a única parte do sistema que entra em contato direto com o motorista, seu acionando é por um processo puramente mecânico. A partir da aplicação de forças no pedal, é acionado o pistão do cilindro mestre, pressurizando todo o sistema composto de fluido e, consequentemente, acionando os cilindros de roda gerando as forças de frenagem (LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2012).

Basicamente, a força que o piloto exerce no pedal é transferida para as rodas, ocasionando a frenagem, porém, a força necessária para parar um veículo é muito maior do que uma pessoa possa realizar. Para que seja possível o funcionamento do sistema, é necessária a utilização do princípio físico da vantagem mecânica, representado na Figura 4, que faz uma relação entre os comprimentos dos braços de alavanca do pedal, havendo uma multiplicação da força inserida pelo piloto, posteriormente aplicada ao cilindro mestre (PUHN, 1985).

Figura 4: Vantagem mecânica (relação do pedal).

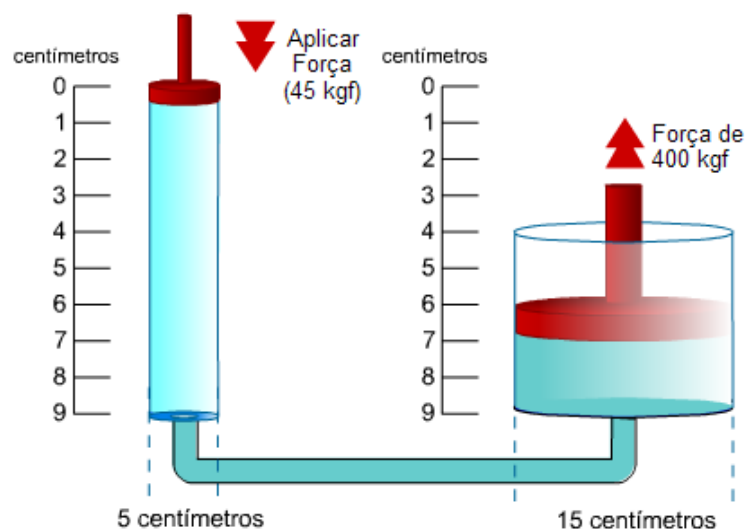


Fonte - Autor.

O mecanismo de acionamento deve ser projetado respeitando as condições físicas e ergonômicas do sexo feminino e pessoas idosas, visto que, para estes grupos sociais, na atualidade, o consumo de veículos automotores se mostra bastante elevados. Dessa forma, para sistemas não servo assistidos, a aplicação de força do piloto não deve exceder 445N e, para sistemas servo assistidos, o máximo de 225N (LIMPERT, 1999).

Além do princípio da vantagem mecânica, o sistema também conta com o aumento de força advinda da multiplicação hidráulica, mostrado na Figura 5, que relaciona a área do cilindro mestre com a área dos cilindros de roda, transferindo a força inserida no cilindro mestre para os cilindros de roda, gerando as forças frenantes nos discos ou tambores (LIMPERT, 1999).

Figura 5: Multiplicação hidráulica.



Fonte - Autor.

A multiplicação de força do sistema é diretamente proporcional às áreas dos pistões. Utilizando o princípio de Pascal, ao acrescentar pressão no interior de um fluido, esta pressão será transmitida integralmente a todos os pontos do mesmo (CROLLA, 2009).

Este é um processo básico da mecânica, utilizado amplamente em diversos setores da área como um multiplicador de força. Valendo ressaltar que o pistão que oferece um ganho de força em sua extremidade, haverá uma perda considerável em seu deslocamento, comparando-o com o pistão de menor diâmetro. Deste modo, é importante fazer uma relação adequada para sua utilização (LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2012).

2.3.3.2 Cilindro mestre

Este componente é muito utilizado em carros leves, populares e, até mesmo, em alguns veículos de porte elevados, como ônibus e caminhões. Sua utilização é fundamental para o sistema de freio que o utilize, sendo responsável primeiramente por bombear e pressurizar o sistema por completo (LIMPERT, 1999).

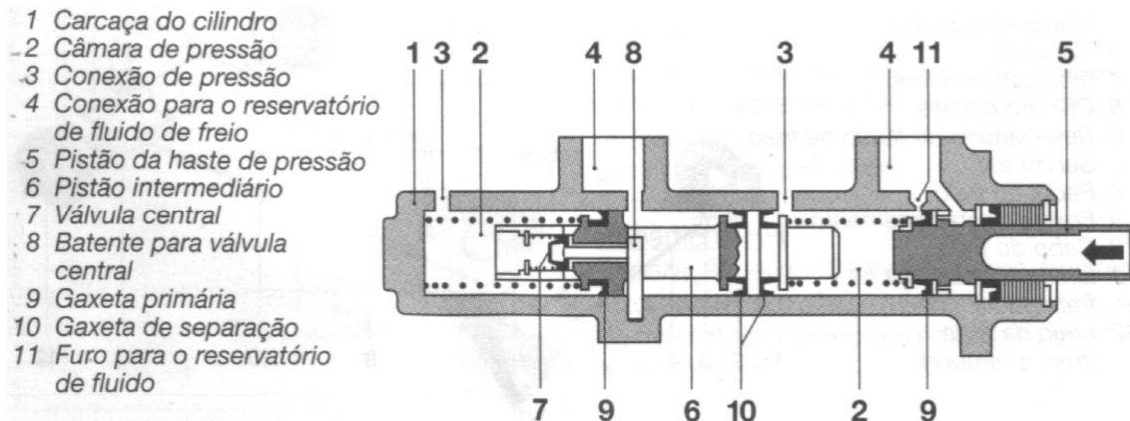
Após o acionamento do pedal e a vantagem mecânica incumbida ao mesmo, a força do piloto é direcionada acionando o cilindro mestre, forçando o fluido à compressão, dessa forma, a pressão advinda do cilindro mestre é distribuída através das linhas de freio para os cilindros de roda, posteriormente convertida em força axial (LIMPERT, 1999).

Os regulamentos e normas técnicas de segurança exigem que um sistema de freio deva possuir duas linhas de freios independentes, cada uma responsável de atuar em duas rodas, dessa forma, evitando que não perca totalmente a funcionalidade do sistema se uma das linhas apresentar algum defeito. Para acatar esta exigência, pode ser realizado de duas maneiras: utilizar dois cilindros mestres simples ou um cilindro mestre de câmara dupla (CROLLA, 2009).

O cilindro mestre simples funciona com um pistão inserido em um furo/camisa, sendo capaz de bombear fluido pelas linhas de saída e admitir fluido por um canal derivado do reservatório, possuindo também em sua estrutura gaxetas que impedem o vazamento do fluido durante seu acionamento (PUHN, 1985).

O cilindro mestre duplo (Figura 6) possui o mesmo princípio de funcionamento do cilindro mestre simples, com a diferença que sua estrutura possui dois pistões em seu interior. Com a estrutura um pouco maior, possui duas câmaras internas que são acionadas simultaneamente (CROLLA, 2009).

Figura 6: Cilindro mestre duplo - Ilustração interna.



Fonte - Limpert (1999).

2.3.3.3 Fluidos e Linhas de freio

As linhas de freio são os principais componentes para realizar a transferência de energia do cilindro mestre (dispositivo de comando) para os cilindros de roda, onde será realizada a frenagem (CROLLA, 2009).

Além de apresentar duas linhas independentes de freio, é exigida a compatibilidade do fluido com a tubulação utilizada no projeto, para evitar possível corrosão dos componentes que tenham contato direto com o fluido (SAE.BRASIL, 2018).

O fluido de freio é um elemento que deve ser revisto e substituído continuamente em certo período de tempo, mantendo sempre um fluido de bom estado, devido este perder suas características no fim da sua vida útil (LIMPERT, 1999).

Limpert (1999) também menciona que, para uma boa atuação de frenagem e para evitar defeitos no sistema, o fluido de freio deve possuir propriedades específicas:

- Ponto de ebulição elevado para evitar o desenvolvimento de vapor no sistema de frenagem a temperaturas elevadas;
- Pequenas quantidades de água no fluido (menos de 0,2%), podendo reduzir significativamente o ponto de ebulição;
- Viscosidade deve ser baixa quando frio e alta quando quente;
- Compressibilidade deve ser baixa; a temperatura e pressão devem ter pouco efeito;
- Proteção contra a corrosão com peças metálicas para garantir a vida útil dos componentes;
- A boa lubrificação por muito tempo de vida aos componentes de peças móveis;
- Boa reação química com peças de borracha para evitar encolhimento e causar apenas um pequeno inchaço;

- Pouca ou nenhuma produção de gás causada por processos de fluxo de tipo turbulento e baixas pressões;
- A eliminação rápida de espuma;
- Capacidade de misturar com aditivos de melhoramento de propriedades;
- Capacidade de absorver ar residual durante o enchimento do vácuo do sistema de freio na fábrica;
- A estabilidade à oxidação em faixas de temperatura previsíveis;
- Baixa agressividade com a tinta do veículo;
- Baixa toxicidade;
- Cor adequada para evitar o uso inadvertido de fluidos impróprios.

Devido aos fluidos não apresentarem todas estas características adequadamente bem, é importante ser feito a escolha do fluido ideal para um projeto específico.

Para a aplicação em veículos, quatro fluidos são mais utilizados, são estes: o DOT 3, DOT 4, DOT 5 e o DOT 5.1 (). Os fluidos são fabricados a base de Poliglicol éter (DOT 3 e 4), Silicone (DOT 5) e Óleo mineral (DOT 5.1), suas classificações são determinadas pelo ponto de ebulição (a seco e úmido) e sua viscosidade à -40°F (LIMPERT, 1999).

A presença de água no fluido é algo que compromete significativamente as propriedades do fluido, principalmente o seu ponto de ebulição. Isto decorre por serem higroscópicos, que é a alta capacidade de absorção da água presente no ambiente. Além disto, nas áreas de maior temperatura do fluido, o mesmo pode absorver água através do processo de difusão nas paredes da tubulação (FREITAS, 2007).

A Tabela 1 mostra a comparação do ponto de ebulição dos fluidos, contaminados (úmido) ou não:

Tabela 1: Temperaturas de ebulição dos fluidos de freio.

Especificação do fluido	Ponto de ebulição a seco	Ponto de ebulição a úmido
DOT 3	204°C	140°C
DOT 4	230°C	155°C
DOT 5	282°C	180°C

Fonte - Limpert (1999).

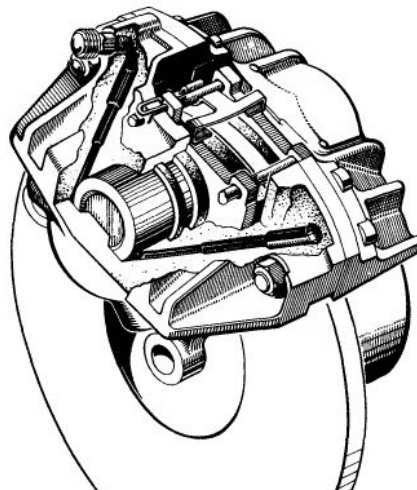
2.3.4 Sistema de freio a disco

Sua principal característica é a utilização de discos em seus componentes, o qual é fixado ao cubo das rodas e/ou semieixos de transmissão. A ação de frenagem ocorre a partir do atrito dos discos com as pastilhas/guarnições, que são forçadas contra o disco por pistões (ou cilindros de roda) que atuam sob pressão nas câmaras internas da estrutura das pinças, onde mantem os pistões parcialmente fixos. Mais utilizado nos eixos dianteiros de carros populares, devido seu custo ser maior do que os freios a tambor, sendo estes utilizados no eixo traseiro (LIMPERT, 1999).

O acionamento das pinças pode ser ocasionado por sistemas pneumáticos (para veículos de grande porte), hidráulicos (para veículos leves e de competições), hidropneumáticos (para veículos de médio porte e de competições) e mecânicos (para transportes de pequeno porte) (LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2012).

“Um freio a disco é basicamente uma embreagem à seco na qual um dos elementos trabalha em rotação nula. Assim, o disco, que normalmente é o elemento ligado ao eixo girante, é acoplado a um eixo com velocidade nula através de uma pinça” (JUNIOR, 2012, p. pag. 06).

Figura 7: Freio a disco.



Fonte - Limpert (1999).

Um dos principais pontos positivos do freio a disco é a sua alta capacidade de refrigeração, pois a potência de frenagem dos sistemas de freio esta ligada diretamente com a transferência de calor, isto ocorre devido à região de atrito das pastilhas e do disco estar expostas diretamente com ar (PUHN, 1985).

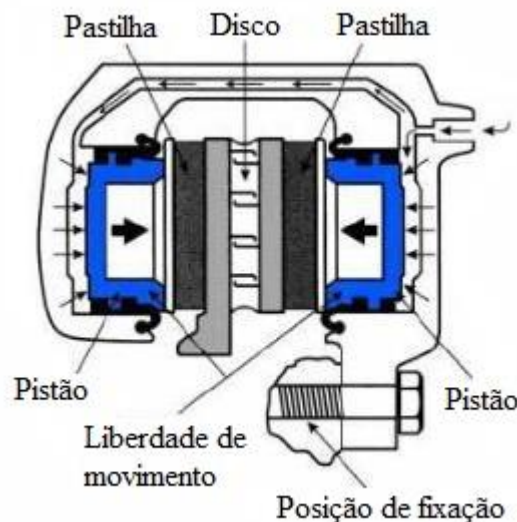
2.3.4.1 Pinças ou Caliper de freio

As pinças de freio, assim como os discos, são componentes fundamentais para este sistema, a qual será encarregada da aplicação de forças nos discos que é derivada às forças de frenagem do veículo (LIMPERT, 1999).

Existem vários modelos de pinças com diferentes meios de acionamento, seja por pressão ou por acionamento mecânico, os modelos podem ser do tipo pinça fixa (Figura 8) ou pinça flutuante, ambos os tipos promovem a frenagem por compressão axial nos discos acossados as rodas (JUNIOR, 2004).

Segundo Rehkopf, Halderman (2006), “Os Calipers fixos possuem um ou mais pares de pistões que atuam de forma simultânea em cada lado do disco. Isso permite que os pistões recebam a mesma pressão, pois são ativados pelo mesmo circuito hidráulico” (*apud* Pittel, 2011, pag 03).

Figura 8: Pinça de freio fixa.

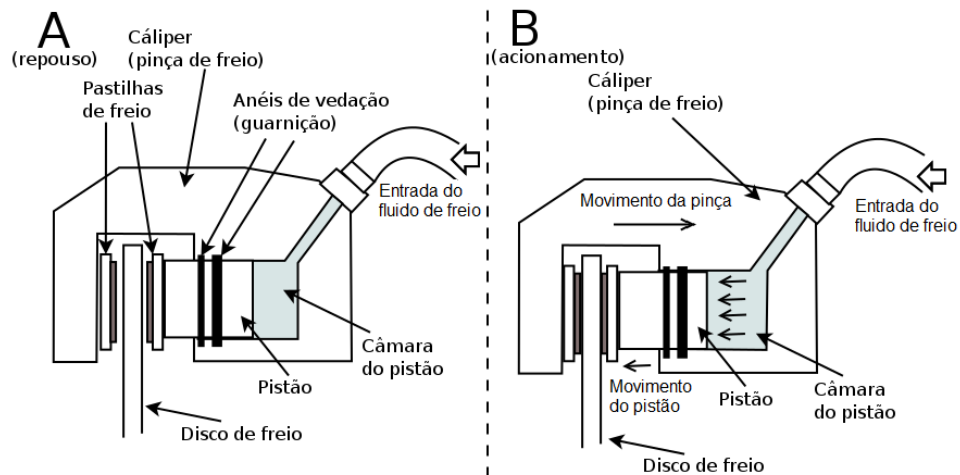


Fonte – Adaptado de Rehkopf, Halderman (2006).

Rehkopr, Halderman (2006) também relata que, a partir da década de 90, as pinças flutuantes se destacaram substituindo as pinças fixas, devido a fatores como redução de peso, custo e espaço físico. Sua montagem utiliza os pistões apenas em um dos lados do disco, havendo o mesmo princípio de acionamento por atrito que a pinça fixa, porém a pastilha externa, que se apresenta fixa, pressiona o disco pelo princípio da reação (Figura 9) (*apud* Pittel, 2011).

Limpert (1999) menciona que as principais vantagens da pinça flutuante são: fácil manuseio para colocar nas rodas, maior facilidade para sangrar o sistema, menos pontos de fuga para o fluido e possuindo uma temperatura operacional no fluido menor do que as pinças fixas, portanto, menor potencial de vaporização do fluido.

Figura 9: Pinça de freio flutuante.



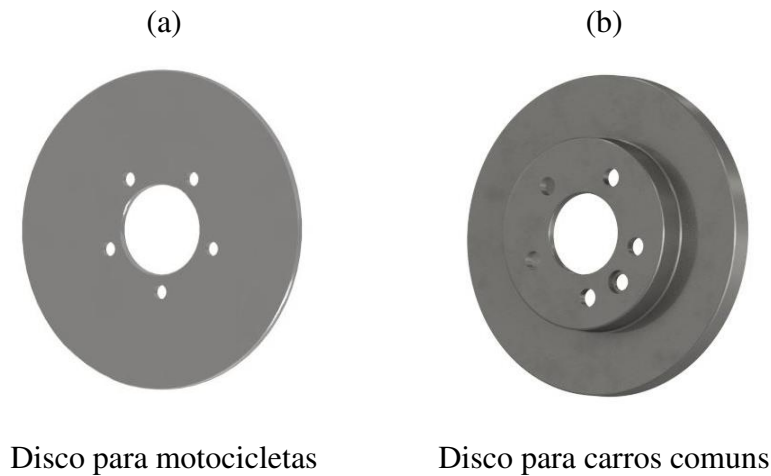
Fonte: Autor.

No instante (A) a pinça está em repouso, fazendo com que o disco gire livremente sem haver atrito com as pastilhas. No instante (B) a pinça está em plena atividade, sendo acionada pela pressão do sistema e resultando em forças no sentido contrário do deslocamento radial do disco, forças de frenagem (LIMPert, 1999).

2.3.4.2 Discos de freio

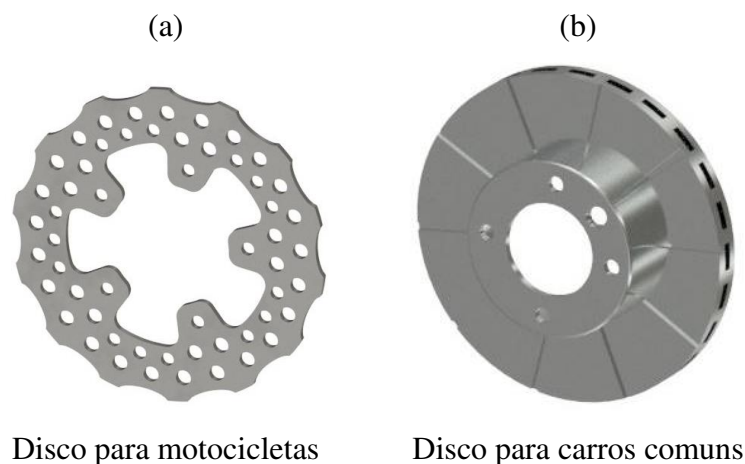
Podendo ser um pouco associado com os discos de embreagens que operam em eixos de motores, os discos de freios trabalham em situações de torque ainda mais elevados, necessitando de uma melhor refrigeração na área de atrito das guarnições. Por isso, apenas uma parte da sua superfície é utilizada como superfície de atrito a cada instante (JUNIOR, 2012).

Existem diversos tipos de discos, podendo mudar suas características de refrigeração, implicando diretamente na eficiência de frenagem. Os principais tipos são os discos sólidos (Figura 10) e ventilados (LIVRAMENTO, 2017).

Figura 10: Discos de freio sólidos.

Fonte - Autor.

Os discos sólidos são mais utilizados para veículos de menor porte, que necessita de menos força de frenagem. Os discos ventilados (Figura 11) apresentam, geralmente, uma largura maior em sua estrutura com lacunas ou canais radiais internos, assemelhando-se a um ventilador centrífugo, aumentando significativamente a eficiência de refrigeração, tornando-os mais eficientes para as frenagens devido uma maior capacidade de refrigeração (LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2012).

Figura 11: Discos de freio ventilados.

Fonte - Autor.

Os discos de freio apresentam varias vantagens em relação ao tambor de freio, que é utilizado nos freios a tambor, por ser capaz de minimizar os efeitos de deformação térmica gerados pela fadiga nos freios a tambor, devido o disco ser plano, também, não há a perda de eficiência pelo acumulo de poeira gerado pelo desgaste das pastilhas de freio. Estes fatores

positivos são atribuídos aos discos de freios por terem suas áreas expostas diretamente ao ambiente (LIVRAMENTO, 2017).

Normalmente os discos são compostos por ferro fundido, por apresentar alto coeficiente de atrito e baixo coeficiente de dilatação térmica. Outra característica construtiva para os discos é a capacidade de autolimpeza, principalmente para os discos ventilados, podendo eliminar resíduos do solo e elementos presentes desnecessários, bem como a água, que pode prejudicar o atrito das lonas com o tambor de freio (JUNIOR, 2004).

2.3.4.3 Pastilhas de freio

Em um sistema de freio, as pastilhas são utilizadas como material de fricção, que, a partir de uma aplicação de força, realiza um torque frenante no disco. Sendo considerado um dos principais componentes para o desempenho do sistema. A partir de um bom material em sua composição, garante estabilidade no atrito para diferentes condições de uso (BARBOSA, 2017).

Visando na facilidade para manutenção, o material de atrito é posto nas pastilhas, ao invés de serem postas no disco de freio. Sua estrutura é composta por fibras de materiais de atrito em pó e a sua fabricação é voltada para características de boa resistência, durabilidade e menor custo. Comumente, o coeficiente de atrito das pastilhas está em torno de 0,35 e 0,45 (LIMPERT, 1999).

Figura 12: Pastilhas de freio a disco.



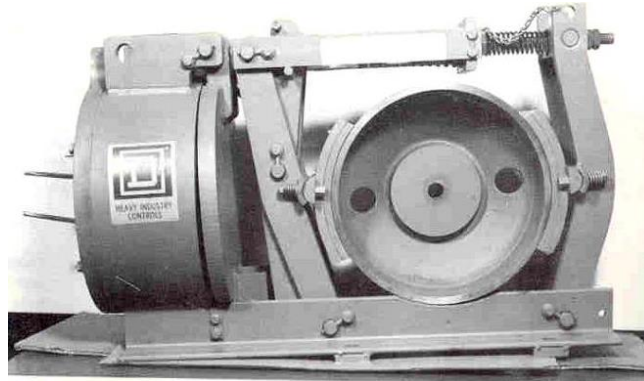
Fonte - Limpert (1999).

2.3.5 Sistema de freio a tambor

Para o mecanismo de acionamento, na efetivação das forças de frenagem, são utilizados sapatas/guarnição como material para o atrito, que se assemelham com as pastilhas de freio a disco. As sapatas podem ser utilizadas no lado externo ou interno do tambor de freio. A utilização das sapatas externas são mais empregadas em máquinas e equipamentos de

elevação ou outros maquinários e, também, em veículos ferroviários (Figura 13). Para estes modelos, normalmente, os tambores são sólidos sem espaços internos (JUNIOR, 2012).

Figura 13: Freio a tambor com sapatas externas.

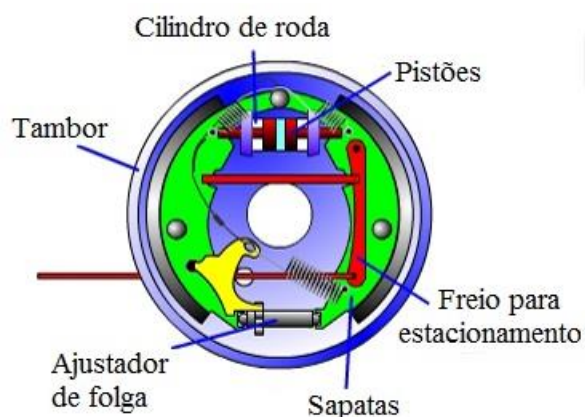


Fonte - Auteliano A. S. Junior (2012).

Os freios a tambor que possuem sapatas internas, são amplamente utilizadas em veículos de médio e pequeno porte, geralmente instalados nos eixos traseiros por apresentarem uma menor eficiência de frenagem. Possuem duas ou mais sapatas, que entram em contato com a superfície interna dos tambores, gerando atrito frenante no tambor (Figura 14) (PUHN, 1985).

As principais características para este sistema são: o alto fator de frenagem, fácil instalação do freio de estacionamento (quando o veículo não estiver tripulado e que tenha necessidade de mantê-lo parado) e de baixo valor aquisitivo (GILLESPIE, 1999).

Figura 14: Mecanismo de freio a tambor.



Fonte: Limpert (1999).

A principal desvantagem do freio a tambor com lonas internas é a sua dificuldade em dissipar calor, devido possuir uma estrutura fechada facilitando a concentração de calor. Devido este fator, ocorre o efeito de fadiga térmica, gerando dilatação do tambor e,

consequentemente, necessitando de um curso maior no pedal de acionamento para gerar o torque frenante por atrito (LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2012).

2.4 Fatores importantes durante a frenagem

2.4.1 Influências do Peso e da Velocidade no sistema de freios

Devido à influência de vários fatores, ainda não é possível definir exatamente a força necessária para frear um veículo, principalmente quando este está sobrecarregado ou em alta velocidade (JUNIOR, 2015).

A eficiência de frenagem esta ligada diretamente com a capacidade do sistema em converter energia cinética para energia térmica e, posteriormente, dissipa-la para o ambiente. Por sua vez, a energia cinética possui relação direta com a massa e a velocidade de um corpo, dessa forma, um sistema de freio que foi projetado para atuar em um veículo de pequeno porte, não conseguiria suprir a necessidade de desacelerar um veículo de grande porte, que possua uma massa bem superior. De forma mais direta, um sistema de freio deve dobrar sua capacidade de frear se caso for submetido a um carregamento com o dobro de massa para o qual foi dimensionado (LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2012).

Para tal relação, todas as equipes da Competição Baja SAE devem dispor de um sistema que tenha capacidade de boa atuação para um piloto que tenha uma massa de 109 kg, além da própria massa do veículo (SAE.BRASIL, 2018).

Quando a situação é desacelerar um veículo em alta velocidade, o trabalho do sistema de freio se torna maior ainda do que a relação de um carregamento elevado. O aumento da energia cinética ou térmica está em função do quadrado da velocidade em que o corpo se desloca, assim, em termos mais práticos, a potência de frenagem para um veículo que se desloca a 100 km/h esta em torno de quatro vezes mais do que para a velocidade de 50 km/h (LIMPERT, 1999).

Levando em conta as situações mencionadas, a principal consequência gerada diante disto é o superaquecimento do sistema por não ter capacidade de absorver e dissipar energia, além disso, não será alcançada a desaceleração exigida para uma boa atuação de frenagem, acarretando em uma maior distância e mais tempo para a frenagem total de veículo. Portanto, se faz estritamente necessário dimensionar o projeto voltado às funções que o veículo irá operar (JUNIOR, 2015).

2.4.2 Distância e Desaceleração de frenagem

A desaceleração e as distâncias de frenagem são as variáveis mais importantes para caracterização da influência de freio, onde os testes de avaliação dos sistemas de freio são normalizados e os requisitos normativos baseiam-se nas duas ou em uma dessas últimas grandezas. Estes parâmetros têm relação direta principalmente com a inércia do sistema, a velocidade de deslocamento e os coeficientes de atrito envolvidos na frenagem (SILVEIRA, 2010).

A desaceleração, além de influenciar na distância de parada, também interfere no conforto do piloto durante a ação de frenagem, em que a Norma Brasileira recomenda uma desaceleração de $5,8 \text{ m/s}^2$ (LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2012).

Segundo Dias (2000), nas condições de freios perfeitamente ajustados, pneus novos e calibrados, no plano, estrada asfaltada com rugosidade normal e seca, carga bem distribuída, a desaceleração média está em torno de 6 m/s^2 e 7 m/s^2 para freio a tambor e freio a disco, respectivamente (*apud* LEAL, ROSA, NICOLAZZI, 2012).

Importante mencionar que, o sistema de freio ao ser acionado fornece a força de frenagem para retardar o veículo, com isto, o veículo estará submetido a uma desaceleração advinda do próprio sistema, sendo esta a desaceleração teórica do sistema. Contudo, o veículo em si possuirá uma desaceleração máxima ou desaceleração real, que dependerá dos coeficientes de atrito do pneu/solo e da massa do veículo (LIMPERT, 1999).

2.4.3 Raio dinâmico da roda

O Raio dinâmico da roda é uma variável importante a ser considerada para a determinação das dimensões das forças de frenagem atuantes no sistema. Este fator ocorre devido à elasticidade do pneu, podendo variar seu diâmetro em função da velocidade do veículo, por causa da força centrípeta atuando no amortecimento dos pneus do veículo (LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2012).

Rafael Silveira (2010) menciona que, normalmente, o raio estático é maior do que o raio dinâmico do pneu. O raio estático é definido como a distância do centro da roda até o plano de contato do pneu/solo e o raio dinâmico é definido pela distância percorrida em um giro do pneu em uma velocidade padrão de 60 km/h. Estes fatores são definidos em situações de carga máxima admissível do veículo (*apud* LEAL, ROSA, NICOLAZZI, 2012).

2.4.4 Coeficientes de atrito

O atrito é um fenômeno importantíssimo para o movimento de qualquer corpo existente. O atrito está presente a todo instante que uma pessoa ou um veículo se desloca de um lugar para outro, seja para iniciar um movimento ou para retardar ou se manter parado. Este fenômeno é fundamental até mesmo para a sobrevivência dos seres humanos, pois está presente em todas as atividades do dia-a-dia, sejam estas complexas ou simples, ao ponto de não ser notado sua presença (JUNIOR, 2012).

É fundamental sua utilização em áreas de projetos que envolvem movimento, pois este fenômeno ocorre devido à diferença de velocidade entre dois corpos que estão em contato, gerando forças no sentido contrário do deslocamento do corpo. O atrito pode ser estático ou dinâmico, podendo ser representados por coeficientes (estáticos ou dinâmicos) adimensionais (Tabela 2). Os coeficientes dependem das características dos materiais e de fatores como: acabamento, rugosidade, lubrificação, limpeza, contaminação, entre outros (GILLESPIE, 1999).

Tabela 2: Coeficientes de atrito dinâmico para automóveis em vários tipos de pista.

Tipo de pista	μ
Asfalto	0,60 a 0,95
Pedra britada	0,50 a 0,65
Terra seca	0,50 a 0,70
Terra úmida	0,50 a 0,60
Areia	0,20 a 0,30
Neve	0,30 a 0,35

Fonte - Leal, Rosa, Nicolazzi (2012).

Voltado para situações dinâmicas de um veículo, os esforços gerados pelo atrito do pneu/solo, também entendido como aderência, se fazem mais presentes em situações de aceleração e frenagem (esforços longitudinais) e a força centrípeta nas curvas (esforços horizontais), no qual, quanto maior a aderência, maior será a capacidade de frear ou impulsionar o veículo (LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2012).

A capacidade de frear um veículo está intrinsecamente ligado ao coeficiente de atrito do pneu/solo, se não houvesse atrito, jamais seria capaz de parar um veículo ou corpo em movimento. Esta aderência é oriunda das interações da borracha dos pneus com o solo,

através da adesão molecular e a deformação da borracha em contato das irregularidades do solo (LIMPERT, 1999).

“Não importa a força aplicada nas sapatas dos freios, não interessa quanto se pode manter os tambores de freio frios, a limitação final da taxa de desaceleração é a aderência dos pneus sobre a superfície da pista” (CAMPBELL, C, 1970, *apud* LEAL, ROSA, NICOLAZZI, 2012).

A aderência do pneu/solo tem uma relação direta com a desaceleração do veículo, podendo limitar uma taxa de desaceleração para as condições encontradas em campo, assim, pode-se definir que a desaceleração máxima que um veículo pode obter está em função do coeficiente de atrito do pneu/solo. Estes fatores também envolvem a distância de frenagem e o tempo de parada (DORO e BERNARDI, 2016).

2.4.5 Resistência de rolamento

A resistência de rolamento é uma variável pouco notada, mas, em certas situações, esta pode equivaler a uma força de frenagem para um solo de coeficiente de atrito baixo, por isto, é importante considerar este fator para o dimensionamento de um sistema de freios (CROLLA, 2009).

No instante em que o pneu está rolando no solo e o veículo está se deslocando, a energia cinética do veículo está sendo dissipada de diversas formas, ocasionando em resistências para o seu deslocamento. Uma delas é a resistência de rolamento que o solo e o pneu exercem em sentido contrário ao deslocamento do veículo, assim, retardando o veículo. A representação da resistência de rolamento (Tabela 3) descrita por números adimensionais que variam com o peso do veículo e o solo submetido (LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2012).

Tabela 3: Coeficientes de atrito de rolamento.

Tipo de solo	f
Asfalto liso	0,010
Asfalto rugoso	0,011
Cimento rugoso	0,014
Paralelepípedo	0,020
Pedras irregulares	0,032
Pedra britada compactada	0,045
Pedra britada solta	0,080
Terra britada	0,060
Areia solta	0,100 a 0,300
Grama	0,045 a 0,100
Barro	0,100 a 0,400
Neve profunda	0,075 a 0,300

Fonte - Leal, Rosa, Nicolazzi (2012).

A resistência que os pneus realizam ocorre devida o seu próprio amortecimento, por causa da sua estrutura não ser perfeitamente elástica, as lonas internas então em movimento gerando pequenos cisalhamentos, juntamente com a borracha que os separam, consumindo energia. E a resistência advinda do solo, é referente à sua deformação quando o pneu entra em contato, gerando sulcos no terreno deformado, ocasionando uma resistência no deslocamento do pneu (CROLLA, 2009).

2.5 Dimensionamento do sistema de freio

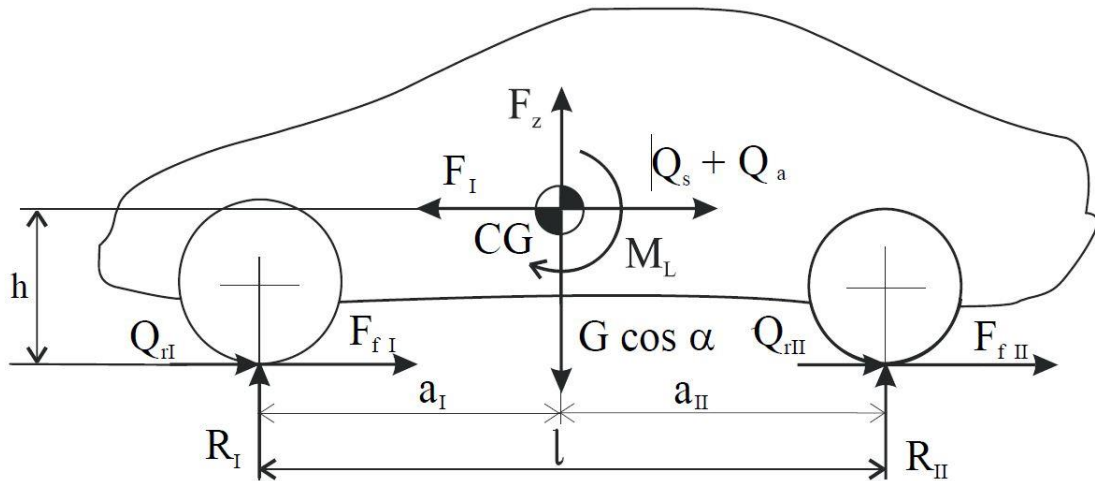
Baseado nos conceitos da literatura de Limpert (1999) e Leal, Rosa e Nicolazzi (2012), as fórmulas utilizadas para os cálculos estão voltadas para veículos estáticos ou quase estáticos, abordando principalmente os esforços do piloto, forças de frenagem que o veículo exerce e o necessário para sua atuação em situações estáticas e dinâmicas, pressão do sistema e as desacelerações do veículo.

2.5.1 Forças envolvidas durante a frenagem

Além das forças de frenagem em cada eixo, existem outros esforços a serem considerados durante a frenagem, na Figura 15 são ilustradas as forças mais influentes durante

esse processo, assim como as distâncias mais importantes e o momento aplicado ao centro de massa.

Figura 15: Modelo diagramático de um veículo em frenagem.



Fonte - Leal, Rosa, Nicolazzi (2012).

Onde:

F_f : força de frenagem;

F_{fI} e F_{fII} : forças de frenagem para cada eixo (dianteiro – I, traseiro – II);

Q_r : resistência ao rolamento imposta ao veículo;

Q_{rI} e Q_{rII} : resistência ao rolamento nos eixos dianteiro e traseiro;

R_I e R_{II} : reação normal nos eixos dianteiro e traseiro;

F_I : força de inércia;

Q_a : resistência aerodinâmica;

Q_s : resistência ao aclone;

F_z : força de sustentação;

M_L : momento devido a resistência aerodinâmica e a força de sustentação;

α : inclinação da pista;

CG : centro de gravidade;

G : peso total do veículo.

No dimensionamento de forças de um sistema de freio, devem ser estudados dois tipos de forças de frenagem: a força de frenagem que o sistema dispõe durante seu acionamento e a força de frenagem necessária para o travamento das rodas em situações de emergência.

2.5.1.1 Força de frenagem necessária para o travamento das rodas

A força de frenagem para uma boa atuação do sistema depende principalmente do peso total e as condições do solo a qual o veículo está submetido, além da distância entre eixos e a altura do centro de gravidade do veículo/piloto.

Leal, Rosa e Nicolazzi (2012) equaciona a força de frenagem que o sistema deve dispor, mostrada a seguir:

$$F_f = (F_{fI} + F_{fII}) = F_I - (Q_s + Q_r + Q_a) \quad (01)$$

$$F_f = G * \mu_{solo} * \cos \alpha \quad (02)$$

2.5.1.2 Reação normal em cada eixo

A reação normal provocada por causa peso do carro em contato ao solo muda constantemente, para acelerações ou frenagens, tanto em processos dinâmicos quanto estáticos (LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2012). A modelagem apresentada a seguir, relaciona a reação em cada eixo em um momento de frenagem, em condições dinâmicas e estáticas.

2.5.1.3 Processo estático

A reação normal em cada eixo para um processo estático deve-se apenas pelo seu próprio peso no eixo, podendo ser obtido por medições empíricas. Normalmente os veículos possuem um peso maior no eixo a qual o motor está mais próximo. O que difere os processos estáticos para os dinâmicos, é que não ocorre o processo de transferência de carga entre eixos.

2.5.1.4 Processo dinâmico

As equações a seguir mostram as reações em cada eixo durante um processo dinâmico de frenagem (LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2012):

$$R_I = G * [(1 - X) + (\mu_{solo} + f) \frac{h}{l}] \quad (03)$$

$$R_{II} = G * [X - (\mu_{solo} + f) \frac{h}{l}] \quad (04)$$

Onde:

h : é a altura do centro de gravidade;

l : distância entre eixos.

2.5.1.5 Transferência de carga em processo dinâmico

A transferência de carga é um fator comum durante os processos de frenagem, este processo consiste na transferência de carga de um eixo para outro, no sentido de deslocamento do veículo, assim, mesmo possuindo menos peso na dianteira de um veículo, haverá uma exigência maior de frenagem para a dianteira, devido este efeito (LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2012).

A transferência de carga esta relacionada com a reação normal em cada eixo para processos dinâmicos pode-se expressar com a seguinte equação:

$$\Delta G = \pm G(\mu_{solo} + f) \frac{h}{l} \quad (05)$$

Vale ser observado que, para o eixo dianteiro haverá um aumento de carga, assim, usa-se o sinal de (+) e (-) para a traseira, ocorrendo a perda de carga.

2.5.1.6 Força exigida em cada eixo

A força de frenagem esta relacionada com as condições de aderência do par pneu/pista e do peso ou reação normal de cada eixo. As equações a seguir mostram as forças de frenagem necessárias para uma frenagem de emergência, em cada eixo, para condições estáticas e dinâmicas (LIMPERT, 1999):

$$F_{fI_{est.}} = G_I * \mu_{solo} \quad (06)$$

$$F_{fII_{est.}} = G_{II} * \mu_{solo} \quad (07)$$

$$F_{fI} = R_I * \mu_{solo} \quad (08)$$

$$F_{fII} = R_{II} * \mu_{solo} \quad (09)$$

Onde:

$F_{fI_{est.}}$: força de frenagem estática no eixo dianteiro;

$F_{fII_{est.}}$: força de frenagem estática no eixo traseiro.

2.5.2 Forças de frenagem do sistema

Este tópico irá equacionar as forças de frenagem que um veículo será capaz de alcançar, assim, sendo possível de relacionar com as forças que são exigidas do sistema de freios. Analogamente, se o sistema não tiver capacidade de dispor de uma força superior ou

igual ao que será exigido no momento de frenagem, dependendo das condições de aderência, o sistema de freios não será capaz de travar as rodas do veículo.

Desta maneira, se faz necessário um sistema que ofereça o mínimo de frenagem que é exigido ou forças ainda maiores, garantindo, assim, uma margem de segurança para uma boa atuação do sistema.

2.5.2.1 Fator de frenagem

A força de frenagem que o sistema oferece ao veículo depende de vários fatores que influenciam diretamente nos cálculos. O fator de frenagem irá relacionar várias variáveis que tenham influência nesse processo, assim, sendo importante sua utilização. Podendo ser obtido pela seguinte equação (LIMPET, 1999):

$$K_I = A_{CR,I} * \mu_{pastilha} * n_{CR} * N_{p,I} * E_{CR} * \frac{r_{dI}}{R_d} \quad (10)$$

$$K_{II} = A_{CR,II} * \mu_{pastilha} * n_{CR} * N_{p,II} * E_{CR} * \frac{r_{dII}}{R_d} \quad (11)$$

Onde:

K_I e K_{II} : fator de frenagem, para dianteira e traseira;

$A_{CR,I}$ e $A_{CR,II}$: área transversal total dos cilindros de roda, para dianteira e traseira;

$\mu_{pastilha}$: coeficiente de atrito do pastilha/disco;

n_{CR} : número de cilindros mestre;

E_{CR} : eficiência do cilindro de roda;

$N_{p,I}$ e $N_{p,II}$: número de pinças, para dianteira e traseira;

R_d : raio dinâmico da roda;

r_{dI} e r_{dII} : posição radial do centro das pastilhas no disco, para dianteira e traseira.

2.5.2.2 Forças de frenagem em cada eixo e a total do sistema

A atuação de frenagem de um sistema de freios será o mesmo para situações estáticas e dinâmicas, devido não haver mudanças dos fatores e componentes que o constituem durante a operação de frenagem, assim, mantendo as mesmas condições de operação, o sistema de freio possuirá um limite para as forças durante sua execução (LIMPET, 1999).

As forças de frenagem em cada eixo podem ser obtidas com a reação da pressão nas linhas de freio e o fator de frenagem, mostrado na seguinte equação:

$$F_{fI_{sist.}} = K_I * p_l \quad (12)$$

$$F_{fII_{sist.}} = K_{II} * p_l \quad (13)$$

$$F_{f_{sist.}} = F_{fI_{sist.}} + F_{fII_{sist.}} \quad (14)$$

Onde:

$F_{fI_{sist.}}$: força de frenagem do eixo dianteiro do sistema;

$F_{fII_{sist.}}$: força de frenagem do eixo traseiro do sistema;

$F_{f_{sist.}}$: força de frenagem total do sistema.

2.5.3 Conceitos da mecânica na frenagem

2.5.3.1 Distância de frenagem

A distância de frenagem esta relacionada diretamente com a velocidade inicial de frenagem do veículo e a desaceleração imposta ao seu movimento. Obtêm-se menores distâncias de frenagem para pistas com alto coeficiente de atrito. Podendo ser determinada pela equação de Torricelli (LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2012):

$$v^2 = v_0^2 + 2 * \Delta s * a \quad (15)$$

Adotando que a velocidade final será zero e a aceleração negativa, a equação fica da seguinte forma:

$$\Delta s = \frac{v_0^2}{2 * a} \quad (16)$$

Onde:

v : velocidade final de frenagem;

v_0 : velocidade inicial de frenagem do veículo;

Δs : distância de frenagem ou variação de espaço de frenagem;

a : aceleração do veículo.

2.5.3.2 Desaceleração Teórica e Máxima

A desaceleração é um fator importantíssimo para os parâmetros de frenagem. Um sistema de freios superdimensionado pode chegar a exercer elevadas forças de frenagem, com isto, chegando a uma desaceleração teórica do veículo, no qual, devido as condições da

aderência do pneu/solo, o veículo será limitado a uma desaceleração máxima. As desacelerações do veículo podem ser determinadas pela seguinte forma (LIMPERT, 1999):

$$a_{teórica} = \frac{F_{f_{sist.}}}{m} \quad (17)$$

$$a_{máxima} = \mu_{solo} * g \quad (18)$$

Onde:

$a_{teórica}$: é a desaceleração teórica do sistema;

$a_{máxima}$: é a desaceleração máxima do veículo;

m : massa total do veículo nas condições de frenagem;

μ_{solo} : coeficiente de atrito pneu/solo (Tabela 2);

g : é a gravidade.

Baseado nisto, pode-se estimar duas situações para o travamento das rodas: quando $a_{teórica} < a_{máxima}$ não haverá o travamento das rodas durante a frenagem e quando $a_{teórica} \geq a_{máxima}$ sucederá ao travamento das rodas durante a frenagem, dessa forma, a $a_{máxima}$ assumirá como desaceleração real do veículo para tais condições.

2.5.3.3 Relação do pedal (ou pedal ratio)

A relação do pedal é a obtido pela razão dos braços de alavanca que o constitui, por este meio que advém a vantagem mecânica, fator que multiplica a força aplicada pelo piloto, sendo descrita pela equação seguinte:

$$P_r = \frac{L_1}{L_2} \quad (19)$$

Onde:

P_r : relação da multiplicação de força do pedal;

L_1 : maior alavanca do pedal;

L_2 : menor alavanca do pedal.

2.5.3.4 Distribuição de carga entre eixos

A distribuição de carga entre eixos é um fator que relaciona o peso do eixo dianteiro e do eixo traseiro, podendo ser determinado pela seguinte equação (LIMPERT, 1999):

$$X = \frac{G_I}{G_{II}} \quad (20)$$

Onde:

X : distribuição de carga;

G_I : peso do eixo dianteiro;

G_{II} : peso do eixo traseiro.

2.5.3.5 Pressão nas linhas de freio

A pressão nas linhas de freio é originada a partir da força de acionamento do piloto, que é relacionada com a área do cilindro mestre do sistema de freio, pressurizando o fluido e transmitindo a força de acionamento para todo o sistema, esta é obtida com a equação a seguir (LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2012):

$$p_l = \frac{F_p * n_p * P_r}{A_{CM}} \quad (21)$$

Onde:

p_l : pressão do sistema;

F_p : força de acionamento do piloto;

P_r : relação da multiplicação de força do pedal;

n_p : eficiência da alavanca do pedal;

A_{CM} : área transversal do cilindro mestre.

2.5.3.6 Força de resistência ao rolamento

A resistência ao rolamento é devida as perdas no par pneu pista. A mesma pode ser calculada aproximadamente pela equação a seguir (LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2012):

$$Q_r = f * G * \cos \alpha \quad (22)$$

Onde:

Q_r : resistência ao rolamento imposta ao veículo;

f : coeficiente de atrito de rolamento (Tabela 3);

2.5.3.7 Força tangencial nos discos de freio

A força tangencial aplicada nos discos possui uma relação direta com o raio do disco e o raio dinâmico da roda. A força provocada por este fator é obtida pela seguinte equação (LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2012):

$$F_{dI} = \frac{1}{2} * F_{fI} * \frac{R_d}{r_{dI}} \quad (23)$$

$$F_{dII} = \frac{1}{2} * F_{fII} * \frac{R_d}{r_{dII}} \quad (24)$$

Onde:

F_{dI} : força no disco dianteiro;

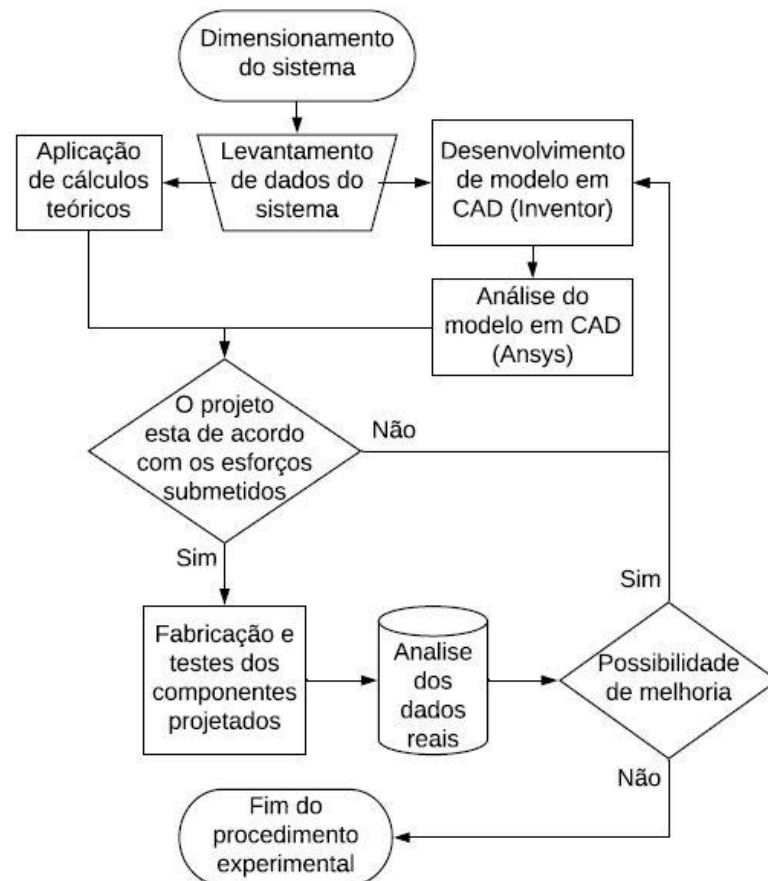
F_{dII} : força no disco traseiro.

Leal, Rosa e Nicolazzi (2012) evidenciam que, a fração de 1/2 é considerada apenas na situação em que o eixo analisado possuir dois discos de freio, assim, a força de frenagem será dividida para ambos os discos.

3 METODOLOGIA

A metodologia utilizada para alcançar os objetivos deste trabalho está representada de forma ilustrativa na Figura 16. Foram realizadas análises teóricas com auxílio de referências consolidadas e modelagem e análises por softwares de engenharia.

Figura 16: Fluxograma para desenvolvimento do trabalho.



Fonte - Autor.

Para o início do dimensionamento de sistema, foi tomado como base de estudo o sistema de freios já implementado no protótipo intitulado como Severo da equipe Caraubaja SAE. Baseando-se nos conceitos de sistemas de freios das referências pesquisadas, visando atender as exigências das competições Baja SAE Brasil e buscando uma configuração que melhor se adeque aos veículos *offroad*.

Para tanto, foi realizado um levantamento de dados dos componentes já inerentes ao sistema de freios, buscando identificar suas dimensões e especificações que sejam relevantes para a realização dos cálculos teóricos, bem como o desenvolvimento para a modelagem no software Autodesk Inventor Professional (2018).

A partir de análises teóricas para os esforços submetidos aos discos e freios nas situações mais extremas, foi utilizado o software ANSYS Professional (2018) para realizar a análise estrutural dos discos de freios mediante os esforços submetidos, por meio do método dos elementos finitos, para então certificar que as condições de segurança para a estrutura do sistema estão de acordo com o regulamento da competição e que atendam as noções básicas de engenharia.

Juntamente a isto, realizar o levantamento de dados relacionados ao veículo como: peso total e em cada eixo, posição do centro de gravidade, velocidade máxima e coeficientes de atrito e de rolamento para os solos que serão realizados testes. Para então realizar o dimensionamento do sistema de freios, envolvendo principalmente as forças e desacelerações durante o processo de frenagem.

Por fim, foi efetuada uma análise comparativa dos valores obtidos com testes em campo e valores calculados teoricamente para os principais fatores de relevância de um sistema de freios, dessa forma, compreendendo se os parâmetros e o desempenho do sistema estão de acordo com o esperado.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nesta etapa do trabalho são abordadas as considerações iniciais para a realização do dimensionamento do sistema de freios, assim como a realização dos cálculos teóricos e a apresentação da utilização dos softwares profissionais para proceder à modelagem do sistema e a análise estrutural dos discos de freios.

4.1 Dados primários e considerações iniciais

Na Tabela 4 estão mostrados os principais dados a serem considerados para realizar o dimensionamento do sistema. Os dados apresentados foram obtidos através de procedimentos empíricos e por valores determinados pelas literaturas citadas anteriormente.

Tabela 4: Dados primários.

Dados primários	Valor	Unidade
Peso total (veículo com piloto)	2.697,75	N
Peso estático no eixo dianteiro	1.034,55	N
Peso estático no eixo traseiro	1.663,20	N
Altura do centro de gravidade (CG)	521,51	mm
Distância entre eixos (L)	1450	mm
Raio dinâmico do pneu	200	mm
Diâmetro do disco dianteiro	16,00	cm
Diâmetro do disco traseiro	18,00	cm
Diâmetro do cilindro mestre	1,90	cm
Diâmetro do pistão da pinça dianteira	3,19	cm
Diâmetro do pistão da pinça traseira	2,50	cm
Número de pinças Traseiro	01	-
Número de pinças Dianteiro	02	-
Número de cilindros na pinça Traseira	02	-
Número de cilindros na pinça Dianteira	01	-
Quantidade de cilindros mestres	01	-
Coefficiente de atrito (pastilha/disco)	0,40	-
Coefficiente de atrito (pneu/solo) - asfalto	0,95	-

Coefficiente de atrito (pneu/solo) – terra seca	0,70	-
Coefficiente de resistência de rolamento - asfalto	0,01	-
Coefficiente de resistência de rolamento – areia solta	0,2	-
Maior braço de alavanca do pedal	200	mm
Menor braço de alavanca do pedal	30	mm
Aceleração da gravidade	9,81	m/s ²
Velocidade máxima do veículo	12,78	m/s
Força de acionamento do pedal	450	N
Eficiência do pedal	0,90	(%)
Eficiência do cilindro de roda	0,98	(%)

Fonte - Autor.

Os cálculos foram realizados para situações de solos como asfalto e terra seca, na ocasião em que o sistema de freio não é servo-assistido e a velocidade do veículo é determinada por um software de GPS.

Analogamente, pode-se determinar a área transversal dos cilindros de roda e do cilindro mestre a partir dos seus diâmetros, além destes, na Tabela 5, é apresentado a relação do pedal e a distribuição de carga entre eixos, que podem ser determinados pelas equações (19) e (20), respectivamente.

Tabela 5: Dados secundários

Dados secundários	Valor	Unidade
Relação do pedal	6,66	-
Distribuição de carga entre eixos	0,62	-
Área transversal do cilindro mestre	2,83	cm ²
Área transversal do cilindro da pinça Traseira	4,91	cm ²
Área transversal total dos cilindros da pinça Traseira	9,82	cm ²
Área transversal do cilindro da pinça Dianteira	7,96	cm ²
Área transversal total do cilindro da pinça Dianteira	7,96	cm ²

Fonte - Autor.

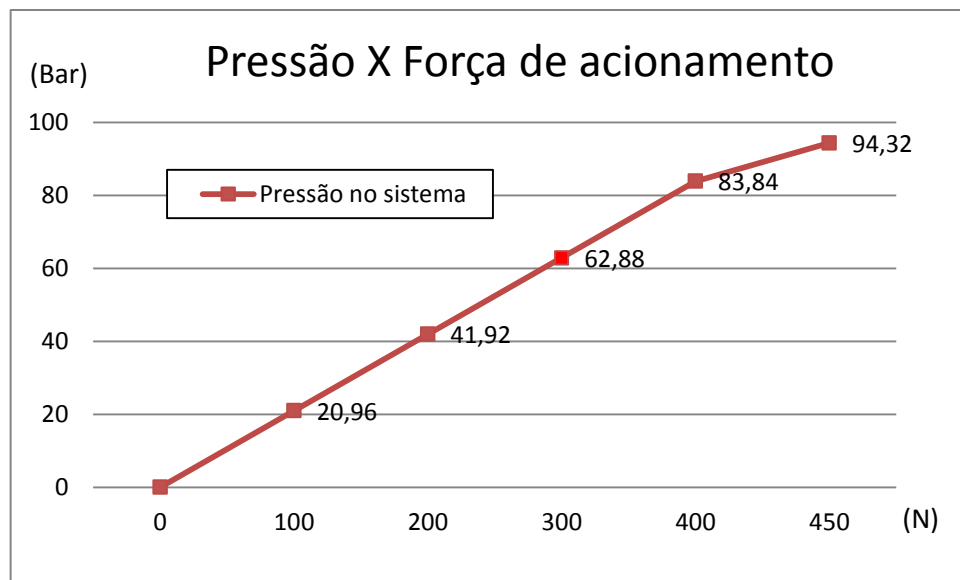
4.2 Pressão nas linhas de freio

A pressão nas linhas de freio para uma força de acionamento máxima, mencionada na Tabela 4, é obtida com a equação (21), mostrada a seguir.

$$p_l = 943,24 \text{ N/cm}^2 = 9432,4 \text{ KPa} = 1368,09 \text{ PSI}$$

É importante frisar que a pressão calculada anteriormente será a pressão máxima do sistema que estará associada à força aplicada no pedal, uma vez que a área do CM, a eficiência e a relação do pedal não possam variar, assim, o sistema pode atingir pressões em função da força de acionamento, como mostra a Figura 17.

Figura 17: Pressão em função da força de acionamento.



Fonte - Autor.

4.3 Força de frenagem do sistema

Um dos fatores mais importantes para o dimensionamento do sistema de freio é mensurar a sua capacidade de frenagem, quantificar as forças de frenagem em cada eixo. Para tanto, é preciso determinar o fator de frenagem em cada eixo, que irá relacionar as áreas dos componentes do sistema influenciando diretamente na capacidade de frenagem do sistema, podendo ser calculado com as equações (10) e (11), valores apresentados a seguir.

O fator de frenagem para a dianteira será:

$$K_l = 2,50 \text{ cm}^2$$

O fator de frenagem para a traseira será:

$$K_{II} = 1,92 \text{ cm}^2$$

A força de frenagem em cada eixo é dada pelo produto da pressão nas linhas e o fator de frenagem do eixo, mostrado a seguir.

A força de frenagem do sistema no eixo dianteiro será:

$$F_{fI_{sist.}} = 2376,93 \text{ N}$$

A força de frenagem do sistema no eixo traseiro será:

$$F_{fII_{sist.}} = 1830,58 \text{ N}$$

4.4 Forças de frenagem para travamento das rodas

Outro ponto fundamental é a força de frenagem real, este parâmetro é associado à força de frenagem exigida do sistema, tanto para condições estáticas quanto dinâmicas em cada eixo, podendo ser influenciada também pelo tipo de solo em questão.

Primeiramente foi calculada para condições estáticas, onde a força exigida dependerá do peso (ou reação normal) inerente ao eixo, juntamente ao coeficiente de atrito, avaliando-se para os tipos de solos mencionados na Tabela 4.

As forças de frenagem estáticas para os diferentes solos em cada eixo são apresentadas na Tabela 6, onde são realizados os cálculos a partir das equações (06) e (07).

Tabela 6: Forças de frenagem em processo estático.

Eixo dianteiro		Eixo traseiro	
Asfalto	982,82 N	Asfalto	1580,04 N
Terra seca	724,19 N	Terra seca	1164,24 N

Fonte - Autor.

Analogamente pode-se notar que as forças para a traseira são maiores do que a dianteira, devido haver uma concentração de massa maior no eixo traseiro e não ter transferência de carga com o veículo parado. Além disto, o coeficiente de atrito nos diferentes solos influenciará bastante neste parâmetro.

Para calcular a força de frenagem em processo dinâmico dependerá da reação normal em cada eixo, que agora está sujeito a uma transferência de carga durante a desaceleração.

Para tanto, a reação normal em processo dinâmico é calculada com as equações (03) e (04), apresentada na Tabela 7.

Tabela 7: Reação normal nos eixos em processo dinâmico.

Eixo dianteiro		Eixo traseiro	
Asfalto	2019,07 N	Asfalto	678,67 N
Terra seca	1892,94 N	Terra seca	804,81 N

Fonte - Autor.

Vale salientar que o peso total do veículo sempre será o mesmo, independente do processo. Podendo ser notado com a soma da reação normal dos eixos, seja para asfalto ou terra seca.

Após determinar a reação normal nos eixos para os tipos de solos, foi determinada a força de frenagem real que será exigida do sistema com as equações (08) e (09), mostrado na Tabela 8.

Tabela 8: Forças de frenagem em processo dinâmico.

Eixo dianteiro		Eixo traseiro	
Asfalto	1918,12 N	Asfalto	644,74 N
Terra seca	1325,06 N	Terra seca	563,37 N

Fonte - Autor.

4.5 Desaceleração

A desaceleração do veículo é um parâmetro fundamental para situações de frenagem, por questões ergonômicas e de segurança. As desacelerações alcançadas na configuração do sistema de freios analisada podem ser mensuradas com as equações (17) e (18), assim, pode-se obter:

Desaceleração teórica do sistema:

$$a_{teórica} = 15,30 \text{ m/s}^2$$

Desaceleração máxima do veículo para asfalto:

$$a_{máxima} = 9,32 \text{ m/s}^2$$

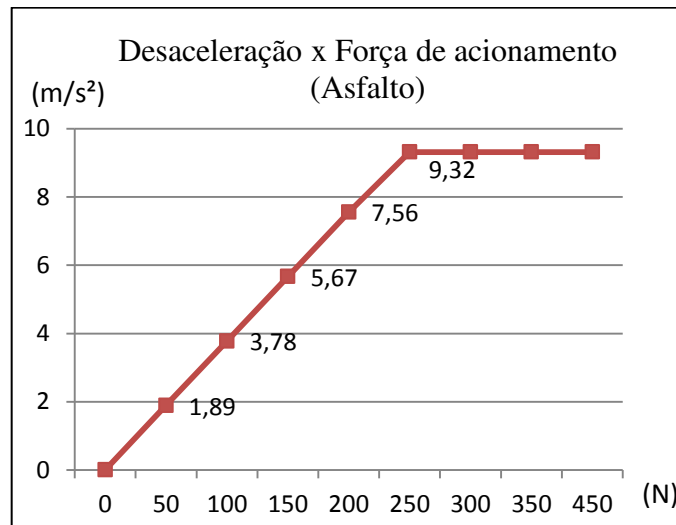
Desaceleração máxima do veículo para terra seca:

$$a_{máxima} = 6,87 \text{ m/s}^2$$

Realizando uma análise, a desaceleração real que o veículo terá será igual à desaceleração máxima, uma vez que, relacionando a força de frenagem do sistema com a massa total do veículo, a força será suficiente para que haja o travamento das rodas nos diferentes tipos de solos analisados.

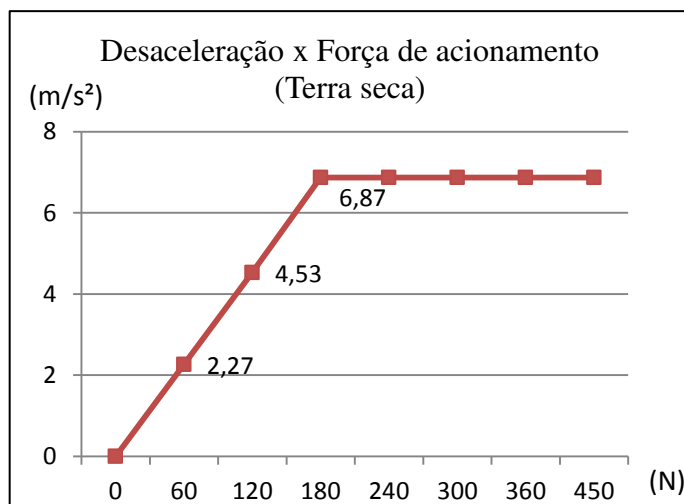
Para tanto, como a força de frenagem está relacionada com a desaceleração, esta também está relacionada com a força exercida no pedal, como é representada nas Figura 18 e Figura 19.

Figura 18: Desaceleração X Força de acionamento (Asfalto).



Fonte - Autor.

Figura 19: Desaceleração X Força de acionamento (Terra seca).



Fonte - Autor.

Analisando graficamente, a medida que aumenta a força de acionamento, a desaceleração aumenta linearmente, ao ponto em que a desaceleração máxima seja atingida,

nas condições do solo em questão, mantendo-se constante após o ponto em que o travamento das rodas é realizado, isto devido a aderência do pneu com o solo chegar ao ponto máximo antes de ocorrer o travamento das rodas.

Pode-se também analisar que a força de acionamento necessária para o travamento das rodas será 250N e 158N para o asfalto e terra úmida, respectivamente.

4.6 Análise comparativa das forças de frenagem

O travamento das rodas também pode ser associado com as forças exercidas nos eixos, onde a força que o sistema realiza será oposta a força provocada pelo deslocamento do próprio veículo. Comparando as forças de frenagem do sistema com as próprias forças de frenagem exigidas do sistema para cada eixo, pode-se observar que para todas as situações possíveis as forças que o sistema exerce é maior do que a exigida, tanto para situações estáticas e dinâmicas quanto para os diferentes tipos de solos.

Com esta comparação foi capaz de determinar um índice de segurança para o travamento das rodas em cada eixo em diferentes situações, como pode ser mostrado na Tabela 9.

Tabela 9: Índices de segurança para o travamento das rodas.

Condições	Processo dinâmico		Processo estático	
	Dianteira	Traseira	Dianteira	Traseira
Asfalto	23,91 %	64,78 %	58,65 %	13,69 %
Terra seca	44,25 %	69,22 %	69,53 %	36,40 %

Fonte - Autor.

É importante que haja uma segurança quando se refere ao sistema de freios, os valores de 69,22 % e 69,53 % dos índices de segurança em terra seca se mostraram um pouco elevados, porém necessários, uma vez que, para uma situação mais crítica como asfalto, a margem de segurança diminui para 23,91 % e 13,69 %, dessa forma, é necessário que se mantenha esta configuração ou até mesmo aumente os índices de segurança para asfalto, pois este tipo de parâmetro é algo que pode ser definido para cada projeto, desde que realmente ocorra o travamento das rodas.

Pode-se notar também que, os índices variam consideravelmente entre os eixos quando é analisada a diferença entre estático e dinâmico. Esta variação é dada pela transferência de carga entre os processos, em estático o eixo traseiro possui um peso maior devido o CG estar mais próximo do mesmo, assim, necessita-se de uma força de frenagem maior. Em processo

dinâmico a dianteira que necessita de uma maior força, devido a transferência de carga, assim, o índice de segurança diminui.

4.7 Distância de frenagem

Para determinar a distância de frenagem foi considerado que todo o processo de desaceleração ocorrerá com o travamento das quatro rodas simultaneamente e que seja ligeiramente após o acionamento do sistema, dessa forma, a desaceleração considerada será constante e igual a desaceleração real para as condições de solos já determinadas, além disto, a velocidade inicial de frenagem será a máxima do protótipo, desenvolvida em 100 metros. Assim, utilizando a equação (16) foram obtidas as seguintes distâncias de frenagem:

Distância de frenagem no asfalto:

$$\Delta s = 8,76 \text{ m}$$

Distância de frenagem na terra úmida:

$$\Delta s = 11,89 \text{ m}$$

Vale ser ressaltado que, assim como a desaceleração, a distância de frenagem depende inteiramente da aderência do pneu com o solo, logo, para terrenos que tem um coeficiente de atrito alto, poderão atingir valores de desacelerações ainda maiores, conseqüentemente distâncias de parada ainda menores. Portanto, não importa o quanto a mais de força que o sistema pode proporcionar, a desaceleração estará ligada diretamente com as condições do solo.

4.8 Força tangencial ao disco de freio

A força aplicada nos discos de freios será proporcional a força exigida do sistema, inerente a desaceleração requerida. Utilizando as equações (23) e (24), pode-se determinar a força tangencial aos discos para as condições mais extremas, onde ocorrerá o travamento das rodas nos diferentes tipos de solos, assim sendo apresentadas na Tabela 10.

Tabela 10: Forças tangenciais aos discos de freio.

Condições	Processo dinâmico		Processo estático	
	Dianteira	Traseira	Dianteira	Traseira
Asfalto	1198,82 N	644,74 N	614,26 N	1580,04 N
Terra seca	828,16 N	724,19 N	452,62 N	1164,24 N

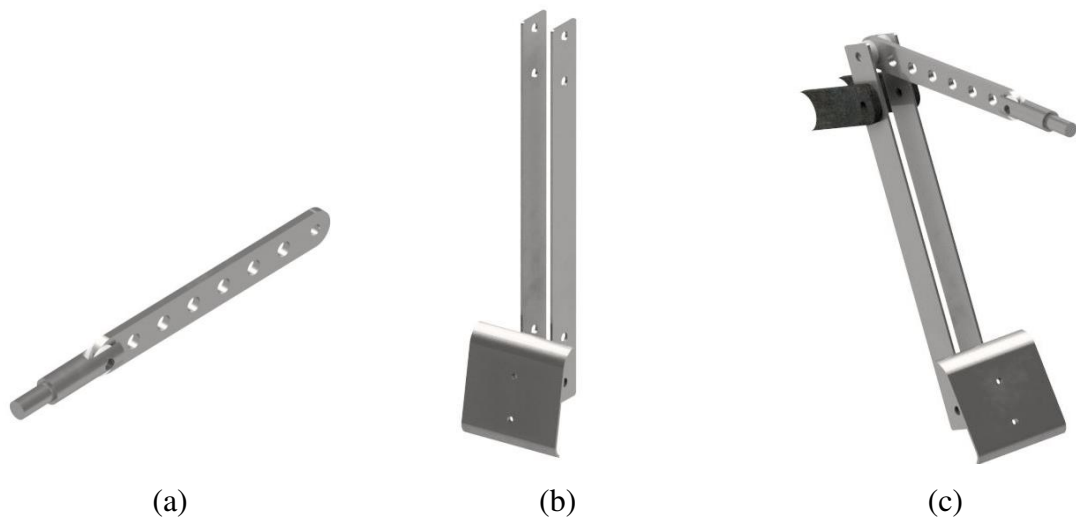
Fonte - Autor.

Pode-se notar que os esforços nos discos foram maiores para a situação que se necessita no eixo de uma maior força de frenagem do sistema. Pode-se notar também que, mesmo havendo a transferência de carga para o eixo dianteiro e necessitando de uma maior força neste, a maior força exercida sobre um disco foi para o traseiro em situação estática no asfalto, devido à configuração conter apenas um disco traseiro.

4.9 Autodesk Inventor

A modelagem do sistema de freios foi realizada no software Autodesk Inventor profissional 2018, partindo da caracterização de alguns componentes que precisavam estar de acordo com os dados primários da Tabela 4, determinados pelos parâmetros iniciais. Sendo esta uma etapa fundamental para a concepção do projeto e seu desenvolvido, onde, todos os parâmetros calculados antes deveram estar de acordo com o projeto desenvolvido no software. A mostra a montagem 3D realizada no software Inventor, onde cada componente foi modelado individualmente em escala real, para ser realizada a montagem. Assim como no sistema de freios, todos os outros subsistemas também foram realizados a modelagem para compor a montagem final do protótipo. Mostrado a seguir as renderizações dos componentes a seguir.

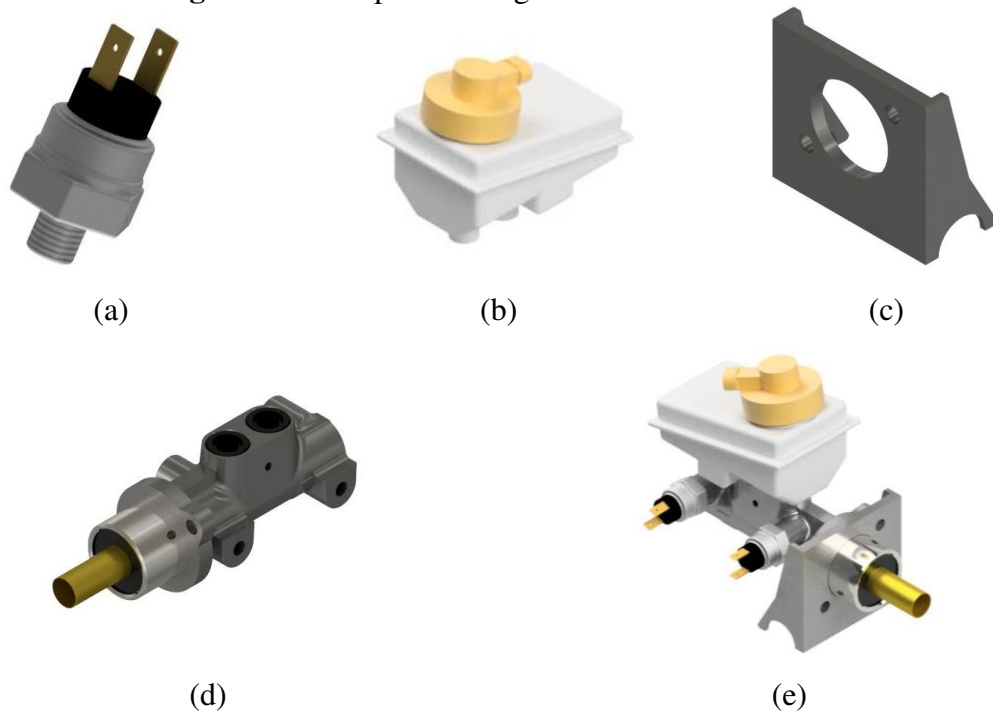
Figura 20: Montagem do pedal com o mecanismo.



Fonte - Autor.

A Figura 20 (a) mostra a biela juntamente com o pistão de acionamento, (b) pedal e (c) é ilustrado o conjunto montado.

Figura 21: Componentes ligados ao cilindro mestre.

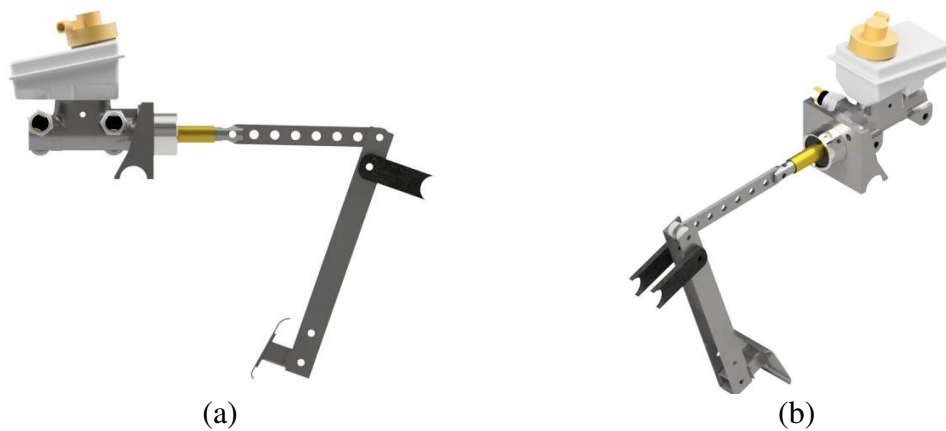


Fonte - Autor.

Na Figura 21 (a) é ilustrado o interruptor de pressão, (b) reservatório de fluido do CM, (c) suporte para o CM, (d) cilindro mestre e (e) é apresentado a montagem destes componentes.

A junção destes dois conjuntos, mostrado na Figura 22, (a) perfil lateral e (b) perspectiva, forma a base para o funcionamento do sistema, multiplicando e transferindo a força inserida no pedal para as sapatas de freio.

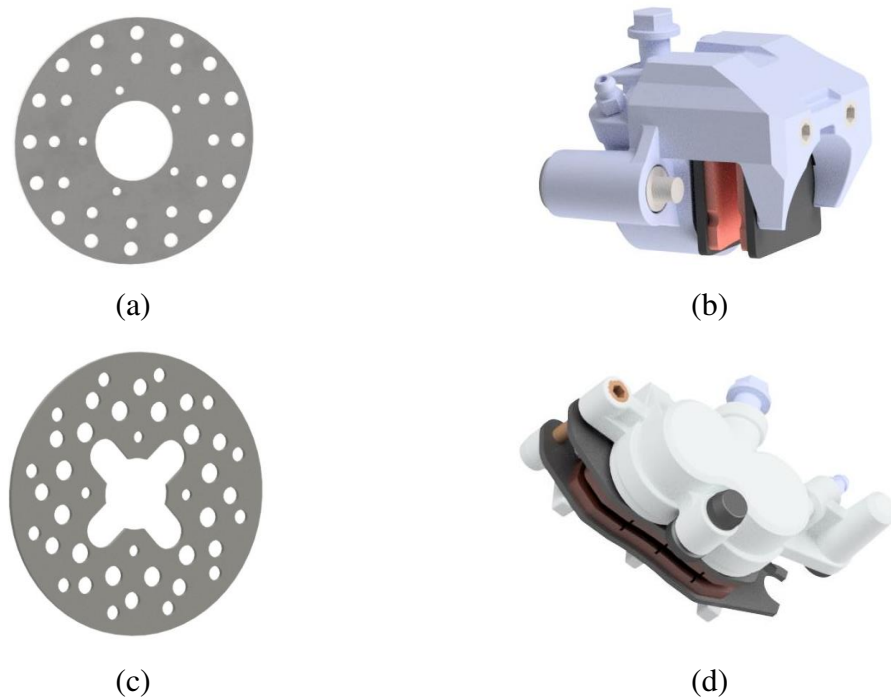
Figura 22: Sistema de acionamento.



Fonte - Autor.

Na Figura 23 são representados os conjuntos dos discos e das pinças de freios utilizados em cada eixo do protótipo, (a) e (b) dianteiros e (c) e (d) traseiros.

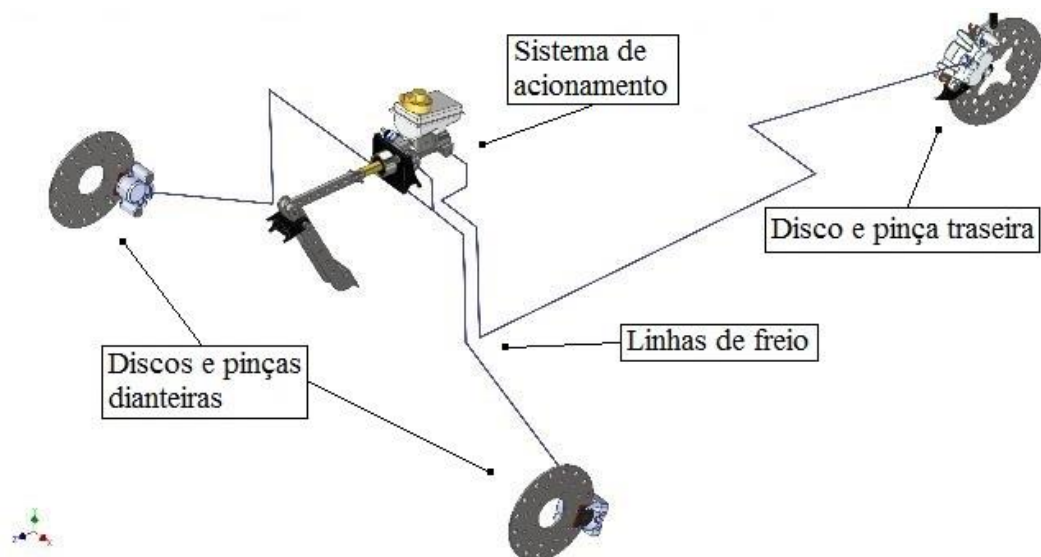
Figura 23: Pinças com os discos de freio.



Fonte - Autor.

Na Figura 24 é mostrado o sistema completo, com as linhas de freios fazendo as ligações entre o sistema de acionamento com os cilindros de roda.

Figura 24: Componentes do sistema de freio.



Fonte - Autor.

4.10 ANSYS Professional

A confiabilidade da estrutura pode ser garantida a partir de análises estrutural por elementos finitos, realizada no software ANSYS Professional 2018. As análises realizadas de

tensões e deformações foram voltadas principalmente para os discos de freios e o suporte do cilindro mestre, onde, estes são componentes fundamentais para o funcionamento do sistema e garantir a segurança.

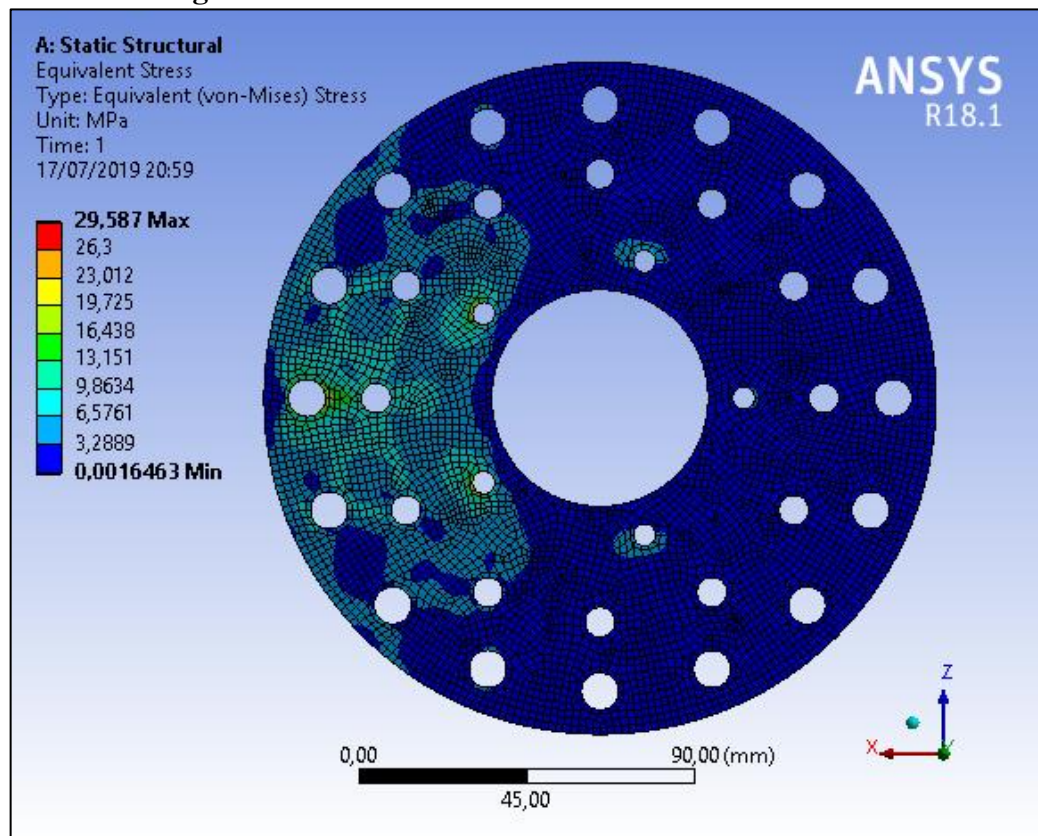
Para os discos, foi realizada a simulação apenas para as situações críticas, sendo as forças tangenciais de 1198,82 N para um disco dianteiro e 1580,04 N para o disco traseiro, conforme mostrado na Tabela 10.

- **Análise do disco dianteiro:**

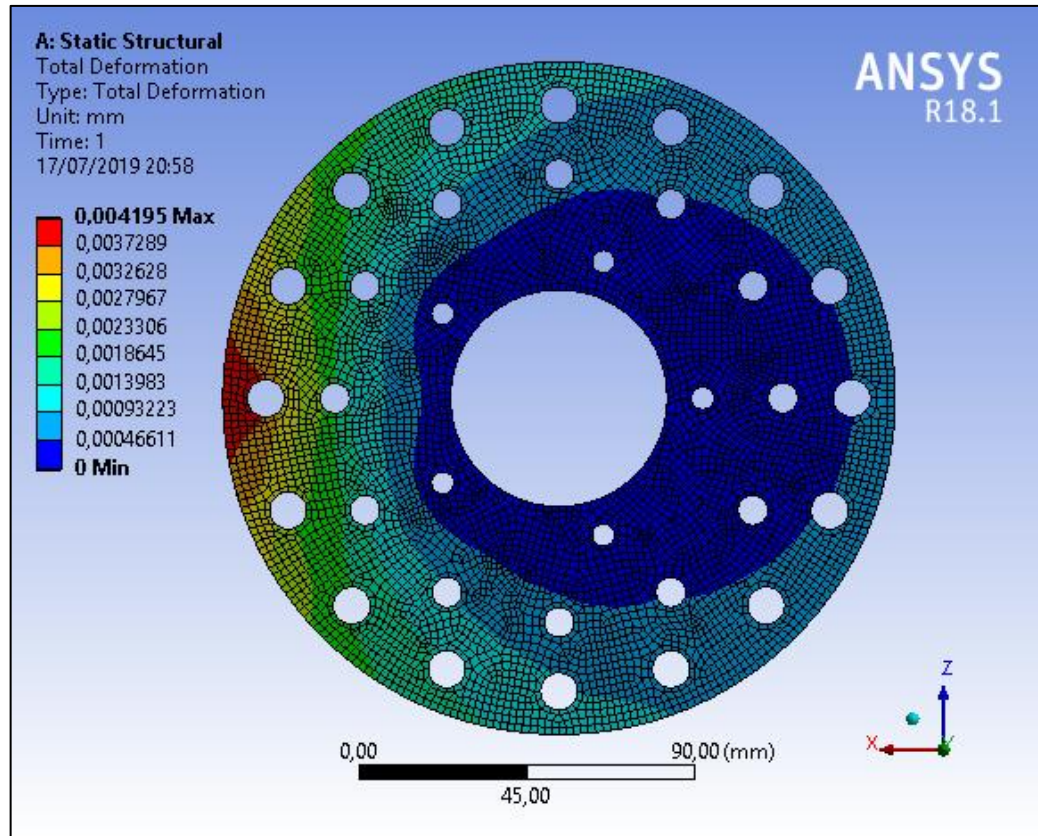
O resultado da simulação é mostrado na

Figura 25, onde a tensão máxima atingida foi de 29,6 Mpa (a) e a deformação máxima é 0,0042 mm (b), utilizando uma malha de 17811 elementos e 93136 nós, composta principalmente por elementos quadrados (c).

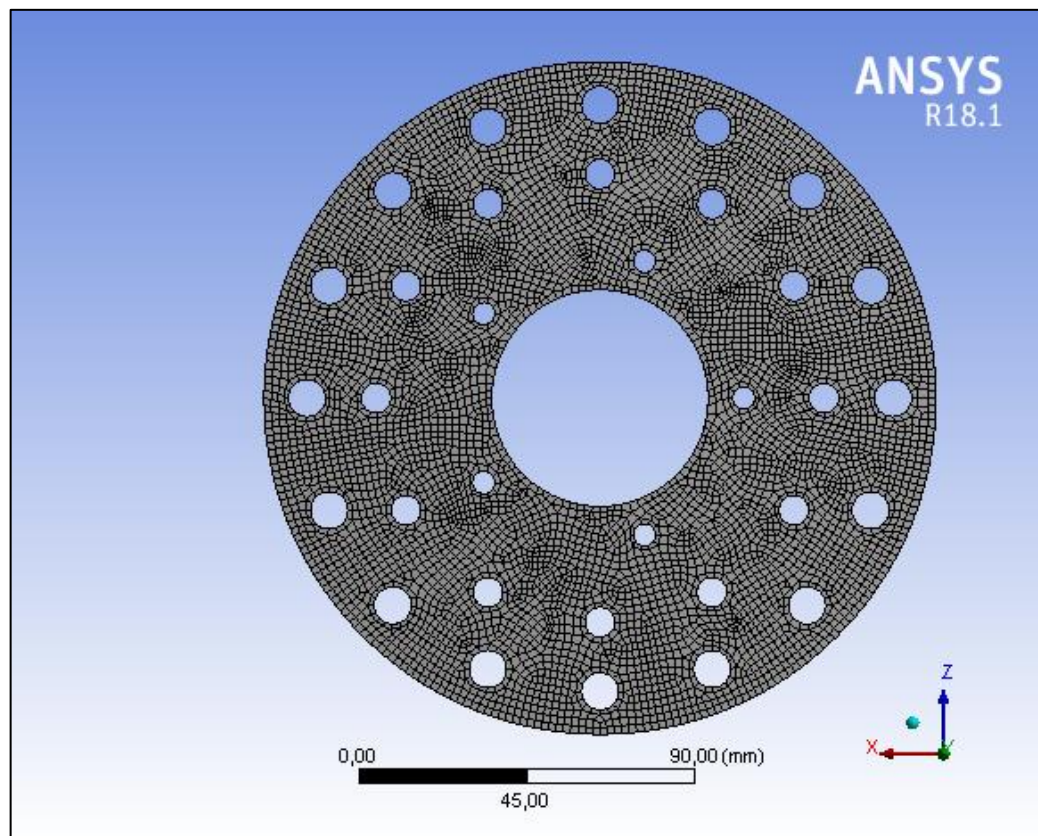
Figura 25: Análise de tensão - Discos de freio dianteiro.



(a)



(b)



(c)

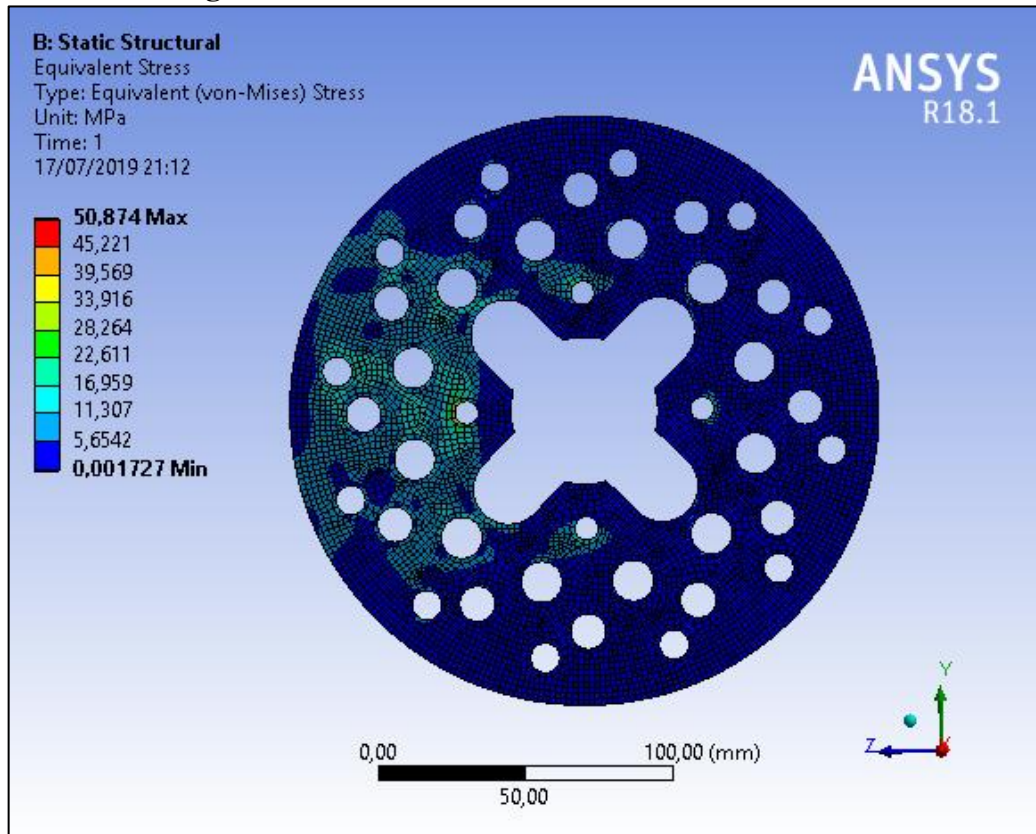
Fonte - Autor.

- **Análise do disco traseiro:**

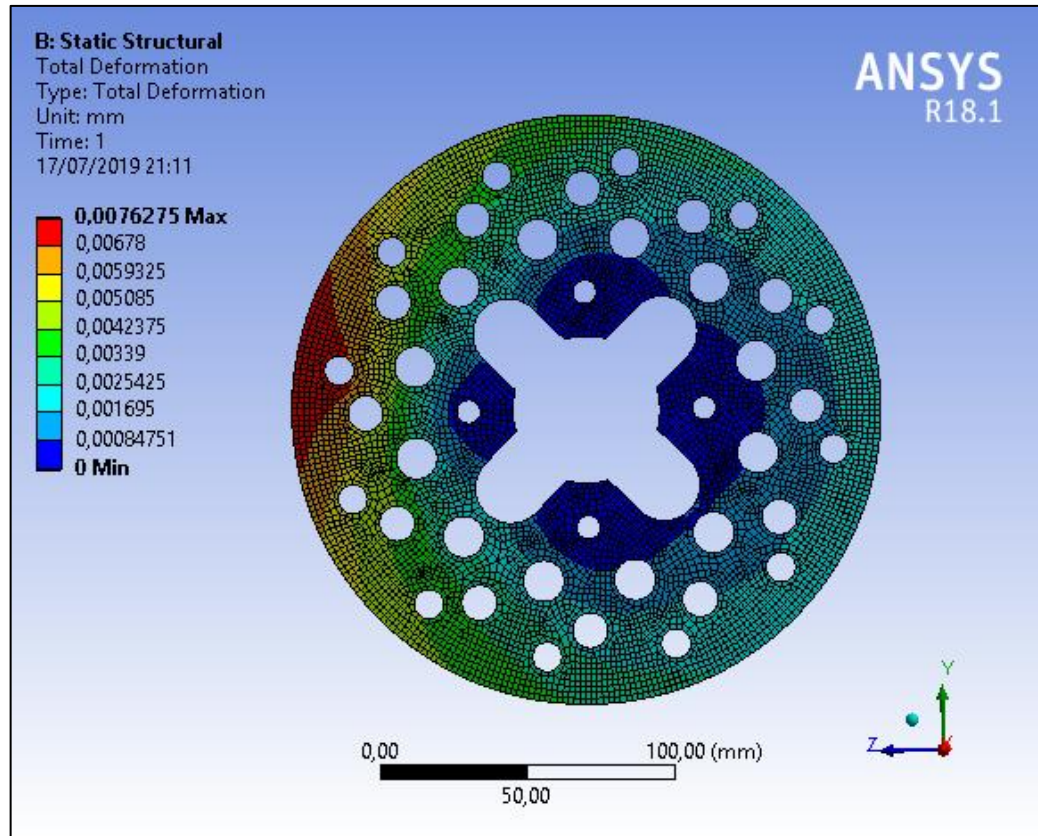
Os resultados para a simulação do disco traseiro são mostrados na

Figura 26, a tensão máxima atingida foi de 50,87 Mpa (a), a deformação máxima apresentada foi de 0,0076 mm (b), utilizando uma malha de 12918 elementos e 75361 nós, composta principalmente por elementos quadrados (c).

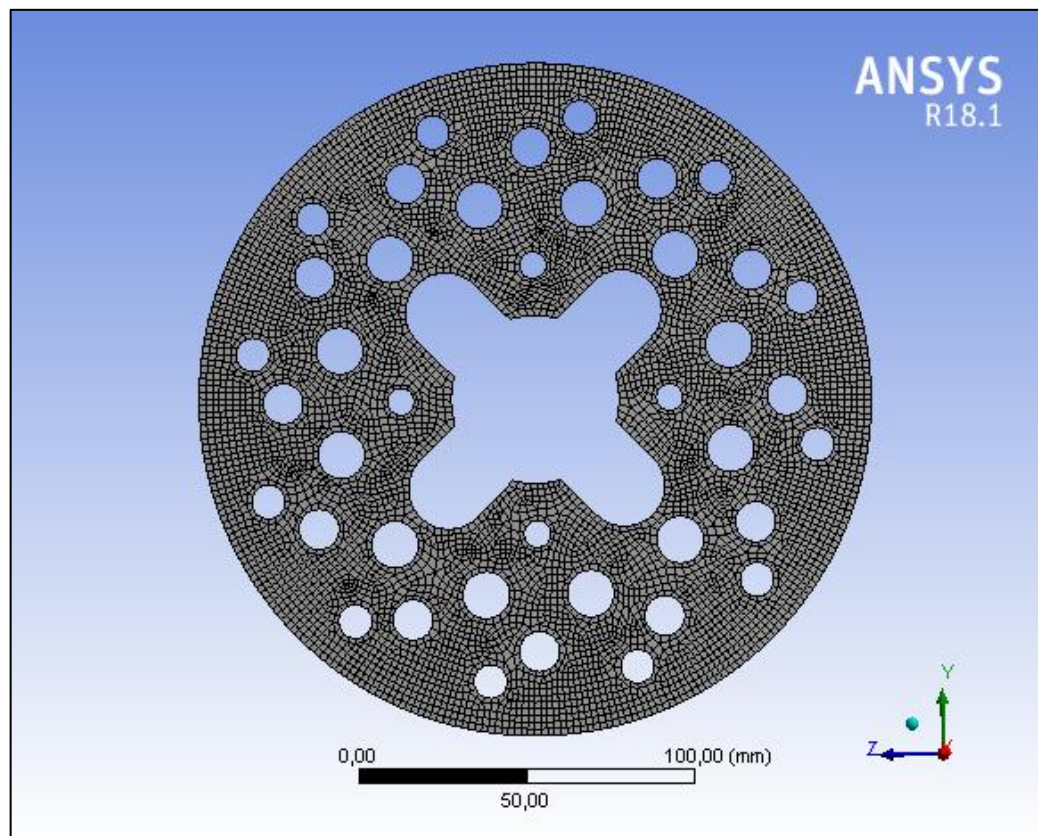
Figura 26: Análise de tensão - Disco de freio traseiro.



(a)



(b)



(c)

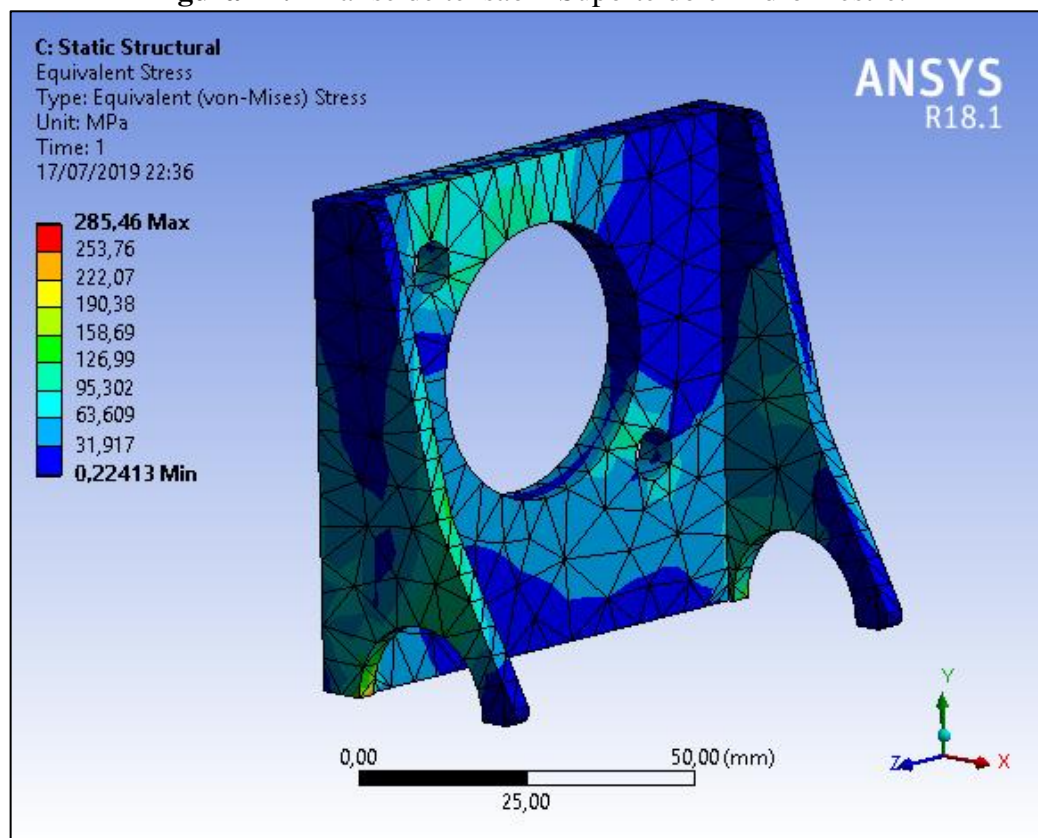
Fonte - Autor.

Para analisar os esforços realizados no suporte do CM, será considerada uma força de aplicação nos pontos de sustentação do CM, esta força será o resultado do produto da força máxima de acionamento com a relação do pedal, sendo esta a força aplicada ao CM, em torno de 2997 N.

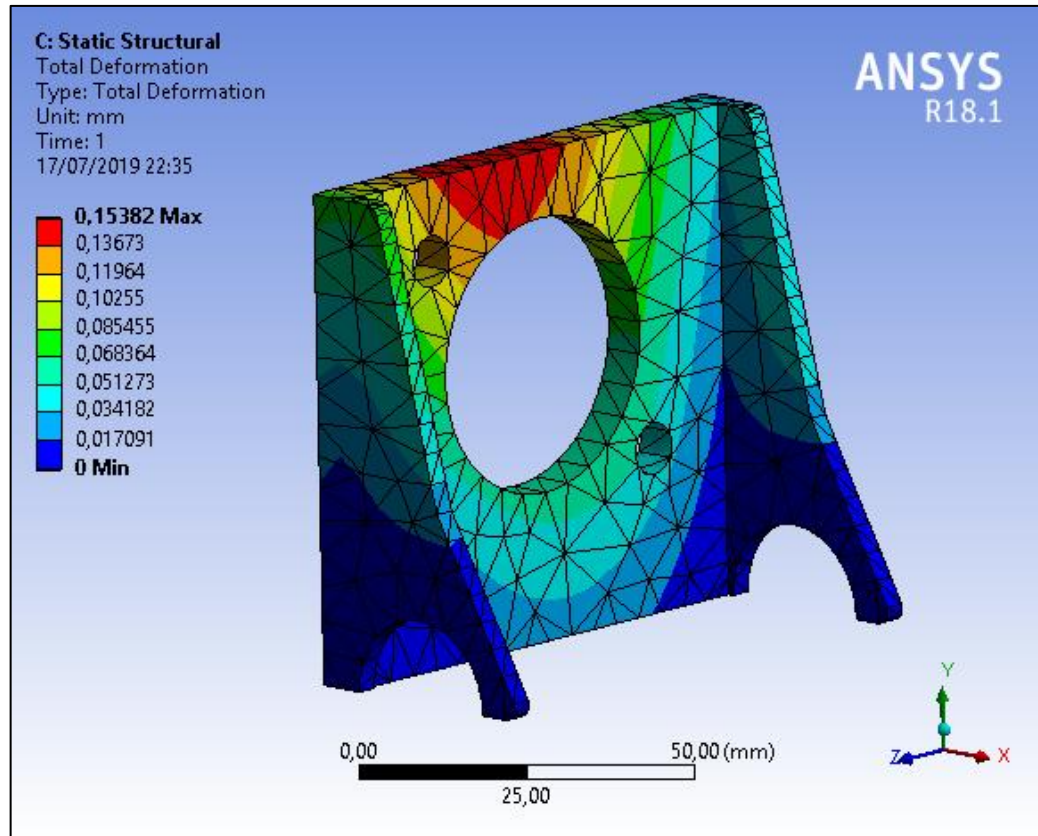
- **Análise do suporte do CM:**

Os resultados para a análise do suporte do CM é mostrado na Figura 27, a tensão máxima atingida foi de 285,46 Mpa (a), a deformação máxima apresentada foi de 0,1538 mm (b), utilizando uma malha de 1138 elementos e 2569 nós, composta principalmente por elementos triangulares (c).

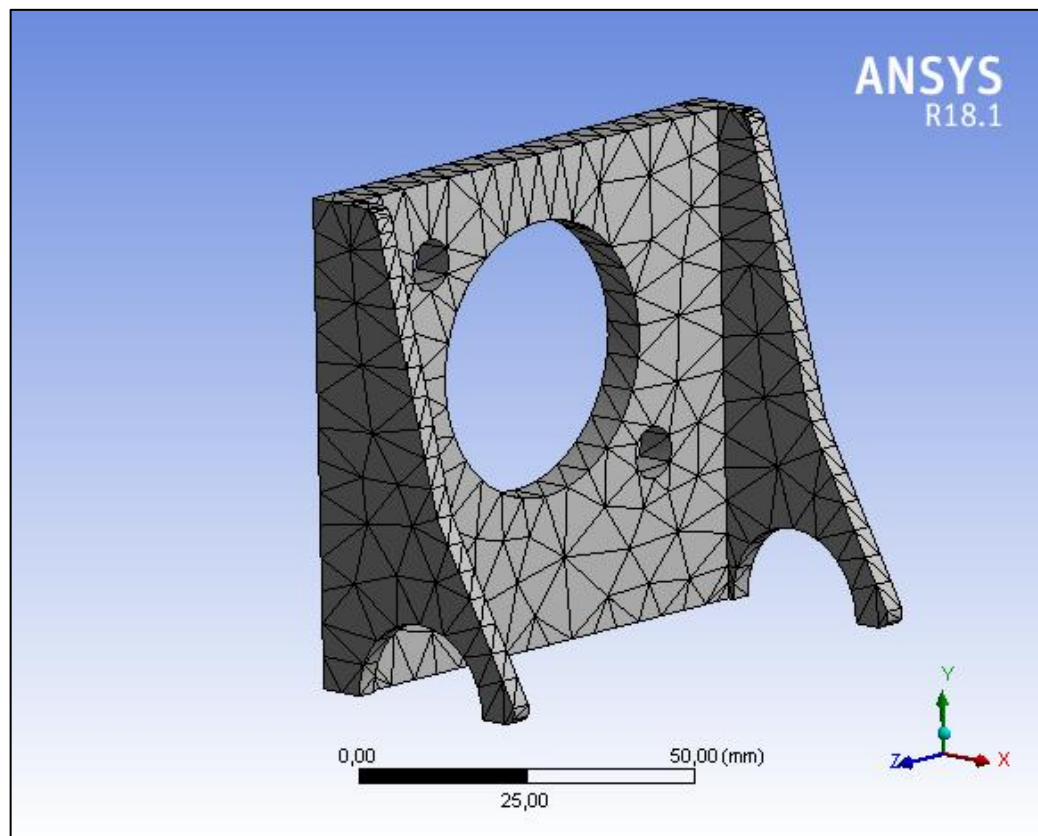
Figura 27: Análise de tensão – Suporte do cilindro mestre.



(a)



(b)



(c)

Fonte - Autor.

Para as análises realizadas podemos observar em cada imagem com a ilustração de cores onde será obtido a maior tensão e a maior deformação do material. Para tanto, foi apresentado uma maior deformação nas partes externas dos discos, onde foi aplicado a força resultante ocasionada pela força tangencial da pinça e a maior tensão concentrada se mostrou nos pontos em que os discos são fixados. Observando os resultados da análise do suporte, houve uma maior deformação na parte superior do mesmo e uma tensão mais atenuante nas curvas de fixação.

Realizando uma comparação dos resultados dos discos dianteiro e traseiro, pode-se notar uma maior deformação e tensão para o disco traseiro, por este ser aplicado uma maior força tangencial, como também, em apresentar um maior diâmetro, tendendo a possuir uma menor resistência a deformação.

Pode-se concluir que, para as simulações, os deslocamentos máximos foram consideravelmente mínimos e as tensões admitidas nos componentes foram bem suportadas pelas estruturas, tendo em vista que a tensão para limite de escoamento do aço SAE 1020 normalizado é 345 MPa, dessa forma, pode-se considerar que a estrutura dos discos e do suporte do cilindro mestre suportará os esforços submetido em campo. No apêndice está mostrado as imagem referentes a deformação máxima e a malha das respectivas simulação realizadas.

4.11 Dados obtidos em campo

Os testes foram efetuados na pista de testes da equipe Caraubaja localizada na UFERSA – Campus Caraúbas, onde pode ser realizado tentativas de frenagens, para que o protótipo trava-se as quatro rodas simultaneamente, medindo a distância de frenagem de acordo com a velocidade inicial de frenagem e, através de uma célula de carga, medir a força de frenagem estática do veículo, em que foi considerado o solo como terra seca para todos os testes realizados.

- **Distância de frenagem:**

Foram realizadas três tentativas para que se constate o travamento das rodas simultaneamente, fazendo-se assim verdade. Na oportunidade, com auxílio de software com GPS, foi identificada a velocidade inicial de frenagem e, posteriormente, medido a distância de parada do protótipo, valores mostrados na Tabela 11.

Tabela 11: Distância de frenagens dos testes.

Condições	Velocidade inicial	Distância medida	Distância calculada	Variação dos resultados
Medição 1	7,61 m/s	3,62 m	4,22 m	14,21 %
Medição 2	8,74 m/s	4,85 m	5,56 m	12,77 %
Medição 3	8,38 m/s	4,43 m	5,11 m	13,30 %
Média	-	4,30 m	4,96 m	13,43 %

Fonte - Autor.

- **Força de frenagem estática:**

Foi possível obter a força de frenagem estática mantendo o protótipo com as rodas travadas com o freio e o puxando, com auxílio de outro veículo, por meio de uma corda, a qual estava o instrumento de medição de tensão sendo tracionado pela corda. Desta forma, foi possível obter a força máxima necessária para deslocar o protótipo que estava parado, mostrada na Tabela 12.

Tabela 12: Força de frenagem estática dos testes.

Condições	Medido em teste	Calculado	Variação
Terra seca	2122,51 N	1888,43 N	12,40 %

Fonte - Autor.

Pode-se notar uma variação considerável dos resultados nos testes em relação aos parâmetros antes calculados, em uma margem de 13 % de variação, tanto para a força de frenagem estática quanto à distância de parada do protótipo. Um motivo para esta variação pode ser associada ao tipo de solo que foi considerado para os testes realizados em campo, sendo este um fator importantíssimo para todos os parâmetros calculados.

O tipo de solo considerado para os testes foi terra seca com um coeficiente de atrito pneu/solo de 0,7, mencionado na Tabela 4. A partir dos valores obtidos em campo, pode-se estimar um coeficiente de atrito para o terreno em torno de 0,78, havendo a variação dos resultados. Este aumento de aderência entre o pneu e o solo também pode ser dada pelas características da banda de rodagem do pneu utilizado, por este possuir ótimas capacidades trativa em terrenos *off-roads*. Pode ser notado também que, apesar de uma exigência maior do conjunto, com o aumento da aderência, o sistema de freios se mostrou eficiente em todos os momentos utilizados, assim, constatando-se que o desempenho do sistema esta de acordo com o dimensionamento estudado e quantificado.

5 CONCLUSÃO

O objetivo deste trabalho foi realizar o dimensionamento de um sistema de freios para um veículo offroad tipo mini baja. Através de estudos voltados para a área da dinâmica veicular, foi possível realizar uma modelagem matemática direcionada aos componentes e a configuração do sistema que integrava o veículo da equipe Caraubaja SAE, a fim de atender os requisitos das competições Baja SAE.

Foi realizada uma modelagem 3D em tamanho real para todos os componentes do sistema em software CAD e com a obtenção de dados teóricos foi possível efetuar análises de tensões nos discos de freio e no suporte do CM, em software CAE, podendo analisar se a estrutura iria suportar os esforços durante os testes.

Com a realização do dimensionamento, foi possível obter parâmetros relevantes para as condições que o sistema atendia, assim, sendo capaz de realizar comparações com resultados obtidos a partir de testes em campo. Para tanto, foi possível notar uma variação em torno de 13% dos dados teóricos e experimentais para a distância e força estática de frenagem, que se originou de uma determinação incerta do coeficiente de atrito do pneu/solo a qual foi realizado os testes.

Contudo, o sistema de freios atendeu todas as exigências impostas ao mesmo, mediante ao índice de segurança calculado em torno de 23,91% para a dianteira e 13,69% traseira, realizando o travamento das rodas, a desacelerando e imobilizando o veículo na menor distância possível ou o mantendo parado se assim já estivesse para as condições críticas analisadas, da mesma forma, todos os componentes do sistema se comportaram de maneira estável, resistindo a todos os esforços submetidos, garantindo assim a segurança para o piloto e as pessoas presentes.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFIAS

- BARBOSA, V. A. C. **A influência do processo produtivo na qualidade final de pastilhas de freio automotiva**. Joinville: Engenharia Automotiva da Universidade Federal de Santa Catarina, 2017.
- BERTOLETI, P. H. F. **Desenvolvimento de um computador de bordo para veículo Baja-SAE**. São Paulo: Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2011.
- CROLLA, D. A. **Automotive Engineering**. United States of America: Elsevier Inc, 2009.
- DORO, L. H.; BERNARDI, T. M. **Seleção e dimensionamento do sistema de freio para um veículo protótipo monoposto offroad tipo mini baja sae**. Rio de Janeiro: Engenharia Mecânica do CEFET/RJ, 2016.
- FERREIRA, H. T. **Determinação das frequências naturais e modos de vibrar de um veículo de dois eixos através de um programa computacional em MatLab-Simulink**. São Carlos: Departamento de Engenharia de Materiais, Aeronáutica e Automobilística, 2003.
- FREITAS, L. H. **Otimização de formulações de fluidos para freios do tipo ABNT 3 (DOT3)**. São Paulo: Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2007.
- GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of vehicle dynamics**. Warrendale - EUA: SAE International, 1999.
- ISHII, K. K. **Estudo de uma transmissão CVT destinada a baja**. Santo André: Centro Paula Sousa, 2015.
- JUNIOR, A. A. D. S. **Freios e Embreagens por Atrito**. Universidade Estadual de Campinas - Faculdade de Engenharia Mecânica. Campinas. 2012.
- JUNIOR, G. **Otimização de parâmetros de materiais de atrito de sistemas de freio usando algoritmos geneticos**. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 2004.
- JUNIOR, N. M. D. J. **Dimensionamento de um freio para baja**. Santo Andre - São Paulo: faculdade de tecnologia fatec santo andré, 2015.

LEAL, L. D. C. M.; ROSA, E. D.; NICOLAZZI, L. C. **Uma introdução à modelagem quase-estática de automóveis**. Santa Catarina: Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC, 2012.

LIMPERT, R. **Brake design and safety**. 02 Ed. ed. Warrendale: SAE Internacional, 1999.

LIVRAMENTO, L. D. V. P. **Análise de propriedades mecânicas e composição química de discos de freio de veículos de passeio**. Joinville: Engenharia Automotiva da Universidade Federal de Santa Catarina, 2017.

MELO, M. C. D. L. **Estudo comparativo da influência do ângulo de ataque na resposta dinâmica de um veículo baja**. Caraúbas: Universidade Federal Rural do Semi-Árido, 2019.

PUHN, F. **Brake Handbook - Registered Professional Engineer**. 2. ed. [S.l.]: HPBooks, 1985.

SAE.BRASIL. **Portal SAE Brasil**, 1 Janeiro 1994. Disponível em: <<http://portal.saebrasil.org.br/>>. Acesso em: 29 Março 2019.

SAE.BRASIL. **Programas Estudantis - Baja SAE Brasil/Regras**, 21 Novembro 2018. Disponível em: <<http://portal.saebrasil.org.br/programas-estudantis/baja-sae-brasil/regras>>. Acesso em: 29 Março 2019.

SARTOR, F. D. B. et al. **Análise das etapas de confecção de carenagem**. Volta Redonda: Universidade Federal Fluminense, 2013.

SILVEIRA, R. **Dimensionamento e projeto do sistema de freios de um veículo fora de estrada tipo baja**. Curitiba: Engenharia de Mecânica da Universidade Federal do Paraná, 2010.

UFERSA; CARAUBAJA. **Equipe Caraubaja SAE lança primeiro protótipo veicular da Ufersa Caraúbas**, 30 Outubro 2017. Disponível em: <<https://engmecanicacaraubas.ufersa.edu.br/caraubaja/>>. Acesso em: 29 Março 2019.

UFERSA; CARAUBAJA. UFERSA - Caraúbas. **Equipe Caraubaja SAE lança primeiro protótipo veicular da Ufersa Caraúbas**, 30 Outubro 2017. Disponível em: <<https://engmecanicacaraubas.ufersa.edu.br/caraubaja/>>. Acesso em: 29 Março 2019.

WEISS, G. H. E. Análise Computacional e Experimental de Rigidez à Torção de um Chassi de Fórmula SAE. Rio de Janeiro: UFRJ / Escola politécnica, 2016.