

**INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO,
CIÊNCIA E TECNOLOGIA DO RIO GRANDE DO SUL
Campus Ibirubá**

ROGER DA LUZ NASCIMENTO

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO
Dimensionamento de um sistema de freio para um veículo *off-road*

Ibirubá

2022

ROGER DA LUZ NASCIMENTO

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

Dimensionamento de um sistema de freio para um veículo *off-road*

Trabalho de Conclusão de Curso submetido à Banca Examinadora designada pelo Curso de Engenharia Mecânica do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia, Campus Ibirubá, como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Construção

Orientador: Professor Cristiano Kulman, Dr. Eng

Ibirubá

2022

Dimensionamento de um sistema de freio para um veículo *off-road*

Roger da Luz Nascimento

Trabalho de Conclusão de Curso submetido à Banca Examinadora designada pelo Curso de Engenharia Mecânica do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia, Campus Ibirubá, como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Ibirubá, 21 de fevereiro de 2022.

Banca Examinadora:

Prof. Cristiano Kulman, Dr. Eng

Instituto Federal do Rio Grande do sul, campus Ibirubá

Prof. Giancarlo Stefani Schleder, Me Eng

Instituto Federal do Rio Grande do sul, campus Ibirubá

Prof. Luciano Machado Cirino, Dr Eng

Instituto Federal do Rio Grande do sul, campus Ibirubá

AGRADECIMENTOS

Agradeço, em primeiro lugar, a Deus, por me guiar e dar força para chegar até aqui.

A meus pais, Rogério e Carina, por toda educação e incentivo, os quais me auxiliaram na construção dos meus princípios e caráter. Muito obrigado, dedico esse trabalho a vocês.

À minha namorada Caroline, que desde o começo não mediu esforços para me ajudar a realizar esse sonho, tanto com sua companhia, quanto com seus conhecimentos.

Agradeço aos meus irmãos, tias e a minha avó, que em momentos difíceis, foram determinantes nessa trajetória.

Ao Instituto Federal do Rio Grande do Sul (IFRS), campus Ibirubá, pelo excelente curso e estrutura proporcionados a mim durante toda a graduação. Aos colegas e amigos, por me proporcionarem o suporte necessário para a conclusão da graduação.

Meus mais singelos agradecimentos ao meu orientador, pelos seus conhecimentos e sua paciência a me orientar neste trabalho. Agradeço também a banca examinadora, por aceitar o convite e fazer parte desta conquista.

RESUMO

O presente trabalho objetivou dimensionar um sistema de freios para um veículo fora de estrada (*off-road*) Baja SAE, Sociedade dos engenheiros automotivos (*Society of Automotive Engineers*). Para a realização do trabalho, teve-se como inspiração analisar os parâmetros do protótipo Ibirubaja, denominação dada pela equipe do Instituto Federal do Rio Grande do Sul, campus Ibirubá, tendo em vista que o sistema de freios da equipe é recente e necessita de melhorias. A equipe iniciou os estudos em meados de 2019, mas ainda não participou de competições. Sabe-se, por meio de relatos dos integrantes da equipe, que o sistema de freios apresentou diversos problemas, sendo os mesmos ainda não solucionados. O sistema de freios adotado segue as normas das competições, sendo eficiente, ergonômico e proporciona a segurança adequada para o motorista. Somado a isso, segue os parâmetros estabelecidos pela equipe, tendo em vista que alguns componentes serão os mesmos para as próximas competições. Sabendo que os próximos modelos do protótipo serão aperfeiçoados, buscando sempre a melhor eficiência e redução de peso, foi desenvolvido o dimensionamento nominal por intermédio, mediante de ferramentas de programação para facilitar a visualização e utilização, sendo os mesmos podendo ser utilizados com outros parâmetros em futuros trabalhos, utilizando este como possível referência.

Palavras chave: Baja. Freios. Dimensionamento. Competições.

ABSTRACT

The present work aimed to design a brake system for an off-road vehicle baja SAE, Society of Automotive Engineers. To carry out the work, it was inspired to analyze the parameters of the Ibirubaja prototype, a name given by the team of the Federal Institute of Rio Grande do Sul, Ibirubá campus, considering that the team's brake system is recent and needs improvement. The team started studies in 2019, but has not yet participated in competitions, however, through reports from the team, the brake system presented several problems, which have not yet been identified. The braking system adopted follows competition rules, being efficient, ergonomic and providing adequate safety for the driver. In addition, it follows the parameters established by the team, considering that some components will be the same for the next competitions. Knowing that the next prototype models will be improved, always seeking the best efficiency and weight reduction, the nominal dimensioning was developed through programming tools to facilitate the visualization and use, and they can be used with other parameters in future works, using this as a possible reference.

Key words: Baja. brakes. Sizing. competitions.

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Altura pedal de freio;
B	Distância entre eixos do pedal de freio;
Q_s	Resistência ao aclave;
W	Força peso do veículo;
α	Ângulo de inclinação da pista;
τ	Porcentagem de aclave da pista;
Q_r	Força de resistência ao rolamento;
Q_{rI}	Força de rolamento dos pneus dianteiros;
Q_{rII}	Força de rolamento dos pneus traseiros;
f	Coefficiente de resistência ao rolamento;
N_I	Força vertical no eixo dianteiro;
N_{II}	Força vertical no eixo traseiro;
N	Força normal ao solo;
μ	Coefficiente de atrito pneu/solo;
F_f	Força de frenagem;
F_{fI}	Força de frenagem no eixo dianteiro;
F_{fII}	Força de frenagem no eixo traseiro;
FI	Força de Inércia do veículo;
x	Distribuição de carga;
m	Massa do veículo;
vi	Velocidade Máxima;
l	Distância entre eixos;
a_I	Distância do eixo dianteiro até o centro de gravidade;
a_{II}	Distância do eixo traseiro até o centro de gravidade;
h	Altura centro de gravidade;
d_I	Diâmetro do pneu dianteiro;
d_{II}	Diâmetro do pneu traseiro;
CM	Centro de massa;
Q_a	Resistência aerodinâmica;
F_z	Força de sustentação;

M_L	Momento devido a força de sustentação e a resistência aerodinâmica;
b	Desaceleração;
C_x	Coefficiente de resistência aerodinâmica;
A_p	Área projetada;
ε	Índice de frenagem;
g	Força de gravidade;
F_{dI}	Força no disco dianteiro;
F_{dII}	Força no disco traseiro;
r_{dI}	Raio dinâmico dianteiro;
r_{dII}	Raio dinâmico traseiro;
r_e	Raio estático;
d	Diâmetro externo do pneu;
P_{cm}	Pressão no cilindro mestre;
F_{pedal}	Força no pedal;
A_{cm}	Área do cilindro mestre;
$P_{pinça}$	Pressão na pinça;
A_{cp}	Área do cilindro da pinça;
μ_{past}	Coefficiente de atrito da pastilha;
F_s	Força de saída do pedal para o cilindro mestre;
E	Energia cinética;
v_f	Velocidade final;
δ	Inércia de translação;
Q_{freio}	Calor absorvido;
c	Calor específico do disco;
ΔT	Acréscimo de temperatura do disco;
m_d	Massa do disco;
W_{fI}	Força peso do disco dianteiro;
W_{fII}	Força peso do disco traseiro.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Protótipo Ibirubaja	13
Figura 2 - Competição Baja SAE Brasil	16
Figura 3 - Sapatas de freio externas a 3500 A.C.	18
Figura 4 -Componentes de um freio hidráulico	21
Figura 5 - Componentes do pedal	22
Figura 6 - Ganho do pedal	23
Figura 7 - Componentes de um servo freio	25
Figura 8 - Cilindro mestre com um êmbolo.....	26
Figura 9 - Cilindro mestre com dois êmbolos	27
Figura 10 - Freio a tambor	28
Figura 11 – Diferença das pinças flutuantes e fixas	30
Figura 12 - Pastilhas de freio	31
Figura 13 - Componentes da pastilha de freio	31
Figura 14 - Discos de freio	32
Figura 15 - Modelo de um sistema de freio ABS	34
Figura 16 - Sistema de coordenadas para um veículo de médio porte	36
Figura 17 - Força de resistência ao aclave	38
Figura 18 - Etapas para o dimensionamento dos componentes de freio.....	43
Figura 19 - Modelagem Ibirubaja	45
Figura 20 - Cargas atuando no veículo em movimento	47
Figura 21 - Posição radial do centro da pastilha.....	60
Figura 22 - Pinça de freio do protótipo Ibirubaja	61
Figura 23 - Projeto do pedal de freio	63
Figura 24 - Simulação do pedal de freio para chapa 9,53 mm	64
Figura 25 - Simulação para chapa 6,35 mm	65
Figura 26 - Cilindro mestre do protótipo Ibirubaja	66
Figura 27 - Projeto do disco de freio	68

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	12
1.1	JUSTIFICATIVA.....	13
1.2	OBJETIVOS	14
1.2.1	Objetivos específicos	14
2	REFERENCIAL TEÓRICO	15
2.1	COMPETIÇÃO BAJA SAE BRASIL	15
2.1.1	Prova de frenagem	17
2.2	HISTÓRIA DOS FREIOS	17
2.3	FUNCIONAMENTO DE UM SISTEMA DE FREIO	19
2.4	SISTEMA DE FREIO PNEUMÁTICO	20
2.5	SISTEMA DE FREIO HIDRÁULICO	21
2.5.1	Pedal de freio	22
2.5.2	Servo freio	23
2.5.3	Cilindro mestre e reservatório de fluído	26
2.5.4	Tubulações	27
2.5.5	Conexões e flexíveis	27
2.5.6	Freio a tambor	28
2.5.7	Freio a disco	29
2.6	FREIO ESTACIONÁRIO.....	33
2.7	SISTEMA DE FREIO ABS	33
2.8	PROBLEMA COM FREIOS	34
2.8.1	Fading	34
2.8.2	Aquecimento dos mancais	35
2.8.3	Ruído de freio	35
2.8.4	Ecologia	36
2.9	SISTEMA DE COORDENADAS	36
2.10	FORÇAS DE RESISTÊNCIA AO ROLAMENTO	37
2.10.1	Resistência mecânica	37

2.10.2	Resistência ao aclone.....	37
2.10.3	Forças de resistência ao rolamento	39
2.10.4	Resistência aerodinâmica	41
2.10.5	Resistência de inércia.....	42
3	MATERIAIS E MÉTODOS	43
3.1	DIMENSINAMENTO DO SISTEMA DE FREIOS	44
3.1.1	Centro de massa	46
3.1.2	Dinâmica veicular.....	46
3.1.3	Índice de frenagem.....	50
3.1.4	Forças aplicadas no disco	51
3.1.5	Balanco de energia	53
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	57
4.1	ANÁLISE DO MEMORIAL DE CÁLCULOS.....	57
4.1.1	Índice de frenagem.....	57
4.1.2	Forças de resistência ao movimento	58
4.1.3	Análise do coeficiente de atrito ao solo.....	58
4.1.4	Dimensionamento da pastilha	59
4.1.5	Dimensionamento da pinça	60
4.1.6	Projeto do pedal de freio.....	62
4.1.7	Seleção do cilindro mestre	65
4.1.8	Análise térmica	67
4.1.9	Projeto dos discos de freio	67
4.1.10	Tubulações.....	69
4.1.11	Fluido de freio	69
5	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	71
	REFERÊNCIAS	72
	ANEXO I.....	77

1 INTRODUÇÃO

O constante aprimoramento dos veículos automotores os têm tornado cada vez mais velozes, conseqüentemente, um dos componentes que mais sofrem melhorias e alterações para comportar a nova demanda são os freios automotivos, principalmente devido a necessidade de sua eficiência para a segurança dos motoristas (HYUNDAI, 2021). Dessa forma, é primordial, para o bom desempenho do veículo, a realização de estudos e testes para que seja utilizada a tecnologia mais eficiente, melhorando o desempenho, bem como atribuindo conforto e segurança para quem utiliza o automóvel.

Para veículos fora de estrada do tipo baja, não há modelos específicos de sistemas de freios em montadoras, pois este veículo é desenvolvido em Instituições de Ensino Superior, com o intuito de demonstrar, na prática, os conceitos ensinados aos alunos em aula. Em suma, as equipes formadas pelos próprios alunos adaptam sistemas de freios de outros veículos para as especificidades do baja. Entretanto, as equipes enfrentam inúmeros desafios em relação aos veículos convencionais, como: tamanho, peso e potência, justamente por não ser um sistema de frenagem desenvolvido para o baja, mas sim uma adaptação.

O sistema de freios é a combinação de peças cuja função é reduzir a velocidade de um veículo em movimento, fazê-lo parar, ou conservá-lo imóvel, se já estiver parado (NBR-10966). Eliminar as instabilidades deste tipo de sistema pode prevenir e evitar acidentes. As instabilidades de um veículo estão sempre ligadas ao desbalanceamento das forças dinâmicas que estão atuando sobre o veículo, como, por exemplo, a força de tração, de frenagem, lateral e de aderência entre o pneu e o pavimento (OLIVEIRA, 2015). A eficiência do sistema de frenagem é fundamental para a segurança de seu condutor.

O protótipo baja desenvolvido em Instituições de cursos superiores, é um modelo de veículo *off-road* (fora da estrada). O termo *off-road* designa uma atividade esportiva, praticada em locais que não possuem estradas com bons revestimentos, como calçadas e perímetros urbanos. Sua concepção se destaca dos veículos de passeio pelo fato de serem mais robustos, principalmente em seu sistema de suspensão.

Objetivando incentivar os estudantes de Engenharia a desenvolver um protótipo em suas respectivas Instituições, são realizadas competições para exposição e avaliação do veículo desenvolvido pelos alunos. Para a construção do protótipo, as equipes devem levar em consideração todos os requisitos solicitados pelo regulamento das competições, desde o seu

projeto informacional e detalhado, até as análises de testes. A equipe do Instituto Federal do Rio Grande do Sul (IFRS), campus Ibirubá, desenvolveu seu primeiro protótipo (Figura 1) em meados de 2018, sendo atribuído a ele o nome de “Ibirubaja”.

Figura 1 - Protótipo Ibirubaja



Fonte: Equipe Ibirubaja (2019)

O veículo Ibirubaja ainda não participou de competições e passa por aprimoramentos, principalmente no sistema de freios. Portanto, o presente trabalho busca dimensionar um sistema de freios baseado nos parâmetros do veículo desenvolvido em 2018 pela equipe do IFRS, campus Ibirubá.

1.1 JUSTIFICATIVA

A equipe Ibirubaja, do IFRS, campus Ibirubá, iniciou um projeto de desenvolvimento e prototipagem de um veículo fora de estrada (*off-road*), com o intuito de adquirir experiência e participar de programas desenvolvidos pela SAE BRASIL.

A equipe já desenvolveu um protótipo, mas devido ao pouco tempo de criação, o sistema de freios não foi explorado, ocasionando falhas e baixa eficiência. Com isso, o presente trabalho teve como motivação dimensionar um sistema de freios adaptado ao protótipo fora de estrada baja, da equipe Ibirubaja.

Ademais, o dimensionamento de um sistema de forma documentada torna-se uma fonte de referência e consulta para novos membros da equipe, além de sugerir melhorias complementares ao exímio projeto realizado pelos membros da equipe atual.

1.2 OBJETIVOS

O objetivo geral do presente trabalho é dimensionar um sistema de freios para o protótipo Ibirubaja, do Instituto Federal do Rio Grande do Sul, campus Ibirubá.

1.2.1 Objetivos específicos

Os objetivos específicos do presente trabalho, são:

- Definir os requisitos de projetos que atendam a norma do SAE BAJA;
- Comparar e definir os atributos de sistemas de frenagem candidatos a serem usados em um BAJA SAE;
- Determinar os parâmetros estáticos e dinâmicos do veículo, necessários ao dimensionamento de um sistema de freios;
- Estabelecer a síntese do problema, condições de contorno e as variáveis a serem aplicadas no equacionamento do sistema de freio;
- Aderir a escolha do material de fácil aquisição e padronizado de acordo com o detalhamento do presente projeto;
- Projetar um disco de freio, componente de extrema importância para o sistema, e que requer uma análise mais refinada;
- Projetar um pedal de freio, simulando e adequando o material necessário;
- Especificar um sistema de freio comercial.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

O sistema de freios é um dos componentes mais importantes do quesito segurança para um veículo. Seu desenvolvimento vem se aprimorando há anos, somando-se ao aperfeiçoamento da tecnologia, novos estudos e testes, a tendência é que eles passem por diversas melhorias, resultando em carros mais seguros.

O presente trabalho buscou dimensionar um sistema de freios adaptado a um veículo fora de estrada do tipo baja, a fim de aumentar a segurança do condutor e a eficiência do veículo nas provas desenvolvidas pela SAE Brasil. Inicialmente, é essencial apresentar a história e os tipos de freios que podem ser utilizados para o protótipo baja, bem como os parâmetros que devem ser utilizados para o dimensionamento, além de apontar as competições que dependem do sistema de freios.

2.1 COMPETIÇÃO BAJA SAE BRASIL

O projeto Baja SAE foi criado na Universidade da Carolina do Sul, Estados Unidos da América (EUA), sob a direção do Dr. John F. Stevens, sendo que a primeira competição ocorreu na referida cidade em 1976. O ano de 1991 marcou o início das atividades da SAE Brasil, que em 1994 lançava o Projeto Baja SAE BRASIL e, no ano seguinte, realizava a primeira competição nacional na pista Guido Caloi, no bairro do Ibirapuera, em São Paulo. Em 1996 a competição passou a ser realizada no Autódromo de Interlagos, onde se manteve até 2002, seguindo para o Esporte Clube Piracicabano de Automobilismo, em Piracicaba, interior de São Paulo, até 2015. A partir de 2016 a prova passou a ser realizada em São José dos Campos, mantendo-se até o momento (SAE BRASIL, 1994).

Toda dedicação para a construção de um veículo *off-road* tem como motivação a participação no programa baja SAE BRASIL. Esse evento reúne as melhores equipes do Brasil para demonstrar toda sua preparação para competir nas provas desenvolvidas pela organização. Para participar dessa competição, a equipe de baja deve passar pelas classificatórias regionais e estaduais. Essa competição tem como objetivo dar suporte para os estudantes enfrentarem o mercado de trabalho, portanto, é um desafio para que os alunos possam colocar em prática seus conhecimentos.

Figura 2 - Competição Baja SAE Brasil



Fonte: EESC USP (2014)

Ao participar do programa Baja SAE, o aluno se envolve com um caso real de desenvolvimento de um veículo *off-road*, desde sua concepção, projeto detalhado, construção e testes. O objetivo das equipes para a competição é projetar e construir um protótipo recreativo *off-road*, robusto e monoposto. O veículo deve ser seguro, facilmente transportável, de simples operação e manutenção, capaz de vencer terrenos acidentados em todas as condições climáticas sem apresentar danos. Como forma de estímulo aos estudantes, as equipes vencedoras são convidadas a participarem de competições internacionais, tendo a oportunidade de aprendizagem com uma cultura diferente (SAE BRASIL, 2019).

Para a competição Baja SAE Brasil, as equipes que representam suas respectivas Instituições de Ensino Superior devem extrair o melhor desenvolvimento em todas as etapas da competição. O Baja deve ser capaz de operar seguramente sobre terrenos acidentados, incluindo pedras, areia, lama, troncos de árvores, grandes inclinações e lâminas de água em todas as combinações e em qualquer condição climática, também deverá ser capaz de transportar um piloto de até 113,4 kg (SAE BRASIL, 2019).

As provas dessas competições são: Inspeção Técnica e de Segurança, Verificação de Motor, Avaliação de Projeto e avaliações dinâmicas, além de uma prova de resistência (enduro), na qual o veículo, nos moldes de competições de endurance, é novamente colocado em teste através de uma corrida com os veículos das demais instituições. A prova do enduro é a prova mais valiosa em questão de avaliação e a que mais exige qualidade do projeto do veículo, pois frequentemente ocorrem falhas ou até mesmo quebra de componentes devido ao elevado tempo de corrida (SAE BRASIL, 2019).

2.1.1 Prova de frenagem

O sistema de freio é avaliado primeiramente nos requisitos da parte dinâmica, dentro da inspeção técnica e de segurança. Nessa fase, o veículo já pode até ser eliminado da competição caso o sistema venha a falhar. Devido a essa importante função do sistema de freio, tem-se normas impostas pela SAE Brasil, que devem ser rigorosamente respeitadas. O presente trabalho terá como base os requisitos exigidos pela prova de frenagem, competição avaliativa da SAE BRASIL.

O freio no eixo motor deve estar posicionado no eixo principal da roda, e os freios complementares podem ser posicionados seletivamente nas rodas, desde que atendam aos requisitos de frenagem. Deve ser instalado um sensor de pressão hidráulica no cilindro mestre para acionar a luz de freio, a fim de promover uma maior segurança.

O dimensionamento do sistema de freios como um todo deve ter como base todas as análises dinâmicas do projeto, tais como: velocidade máxima, forças de atrito, massa, e diversas outras variáveis que fornecem dados para sua definição. Objetiva-se que seja projetado para oferecer um rendimento máximo com menor custo e manutenção, sendo considerada uma das partes mais importantes e vitais para o veículo (SAE BRASIL, 2019).

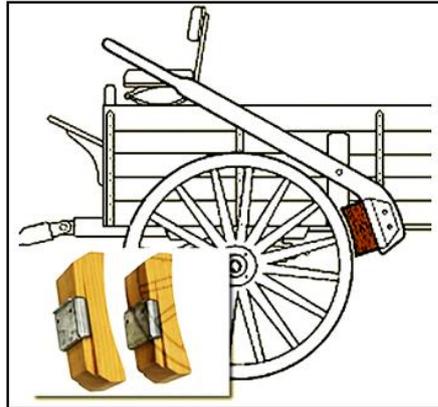
É necessário ter consciência e cuidado ao projetar um sistema de freios. Entender, principalmente, que a vida humana estará sempre em risco em ocorrência de falhas. A norma da competição BAJA SAE determina que o sistema de freio deverá possuir dois circuitos hidráulicos independentes, um para a dianteira do veículo e outro para a traseira, por questão de segurança devido ao surgimento de ocorrências como uma falha ou vazamentos no sistema.

2.2 HISTÓRIA DOS FREIOS

Alguns registros de historiadores relatam que aproximadamente 3500 anos a.C. foram descobertas as primeiras rodas (DIAS, 2020). Este acontecimento permitiu ao homem primitivo a execução de tarefas que anteriormente eram impensáveis devido às dificuldades, como o deslocamento de objetos pesados e a aragem de grandes trechos de terra de forma mais célere. As primeiras rodas foram fabricadas em aros de madeira, os quais permitiam seu desgaste de maneira uniforme. Como na época os sistemas de freios eram rudimentares, frear uma roda era uma tarefa extremamente simples, o ato de parar o veículo da época era possível apenas utilizando a sola do pé em atrito com o chão (REIF, 2014).

Com o passar do tempo, as carroças e carruagens foram sendo desenvolvidas pelos povos primitivos, sendo esses movidos à tração animal. O surgimento de freios ocorreu devido à necessidade de controlar esses veículos durante os declives. Os freios eram feitos basicamente de blocos de madeiras, como demonstrado a seguir na figura 3, os quais eram pressionados contra as rodas (DIAS, 2020).

Figura 3 - Sapatas de freio externas a 3500 A.C.



Fonte: Sanka Freios (2020)

Dias (2020) tece explicações sobre a evolução dos freios, afirmando que, na década de 1690, as carruagens utilizavam sapatas ou calços os quais eram ativados manualmente ou eram utilizados pequenos sistemas de travamento por atrito de um bloco contra a superfície. Este surgimento possibilitou aos povos primitivos o transporte de pessoas e aumentou a produtividade no carregamento de mercadorias de forma mais rápida e fácil, além de auxiliar no desenvolvimento das cidades no decorrer da evolução.

Devido a evolução dos meios de transportes utilizados, surgiram os freios de cinta. Usualmente eram constituídos por uma roda fixada ao centro do eixo traseiro do veículo, ao redor dela uma cinta era montada, e, sob as mesmas, inserido o material atritante, que, no início, era o couro. O material atritante apresentava problemas de perda das características de atrito em função da degradação térmica imposta pela ação de frenagem das sapatas sobre a roda. Por essa razão, posteriormente, passou a ser utilizada a crina, cabelo, ou tecido de algodão umedecido em betume para agregar fibras e permitir melhor conformação dimensional. O sistema de acionamento dos freios era manual e feito através de simples alavanca presa a um suporte (DIULGHEROGLO, 2012).

Outros freios muito comuns nos primórdios da indústria automobilística mundial foram os freios de transmissão (*Differential Band Brake*). Alguns desses freios além de serem utilizados como freio de serviço, tinham como utilização secundária o de reter o veículo, ou seja, atuarem como freio de estacionamento (DIULGHEROGLO, 2012).

No início do século XX, os motores a combustão começaram a ganhar espaço no mercado e conseqüentemente dando maior velocidade aos veículos. Em 1902 o francês Louis Renault criou o primeiro conceito de freio tambor (*Drum Brake*). Este sistema de freios foi um destaque no mercado da época, pois era um sistema fechado, onde não tinha grandes impactos com contaminantes. Porém, esse sistema era sujeito a ação da temperatura, causada pela fricção na ação de frenagem e ainda continuava com o seu acionamento mecânico, através de hastes, alavancas e cabos.

Também no século XX, o inventor inglês Frederick Lanchester inventou o freio a disco. Segundo pesquisas efetuadas em sites especializados, os freios a disco já eram utilizados na Inglaterra no início de 1890, porém foi Frederick Lanchester que patenteou o projeto desse freio e o aplicou em seu primeiro veículo. (DIULGHEROGLO, 2012).

Outro sistema importante do mundo automobilístico e que deve ser reverenciado, foi o sistema de freios utilizado por Henry Ford no modelo T, uma vez que ele foi o primeiro carro fabricado em série no mundo. O autor Dearborn Mich (2018), explica que esse veículo foi apresentado em outubro de 1908, sendo fabricado por 19 anos. O Modelo T possuía freios a tambor somente no eixo traseiro, pois na época os engenheiros mecânicos acreditavam que freios nas rodas dianteiras fariam o carro capotar.

2.3 FUNCIONAMENTO DE UM SISTEMA DE FREIO

O sistema de freio é composto por uma série de componentes que trabalham a fim de desacelerar ou parar completamente o veículo (HYUNDAI, 2021). Esse sistema pode ser subdividido em três subsistemas de freios: O freio de serviço, o freio de emergência ou secundário, e o freio de estacionamento ou parada. O processo de frenagem para um freio de serviço hidráulico ocorre através do contato sob pressão entre a Lona e tambor, ou disco, e pastilhas de freio. Quando um veículo convencional está em movimento e o freio é solicitado, o cilindro mestre envia para as quatro rodas fluido pressurizado que, ao pressionarem os componentes rotativos do sistema de freio, transforma energia cinética em energia térmica,

dissipando calor (CANALI, 2002). Já os freios secundários são acionados quando ocorre falhas ou parada total no sistema de serviço, enquanto o freio de estacionamento é acionado para manter o veículo parado quando este estiver estacionado.

Com exceção de automóveis adaptados para deficientes físicos, o acionamento manual do freio é realizado por um pedal ou uma alavanca. Para pessoas que possuem dificuldades ao exercer a força necessária no pedal, foram desenvolvidos dispositivos que detectam, através de sensores, possíveis colisões e realizam o processo de frenagem em caso de perigo (REIF, 2014). Para o caso do veículo fora de estrada baja, a frenagem é realizada apenas pela ação muscular do condutor, a força que o pé exerce sobre o pedal de freio.

Os componentes rotativos de veículos leves são compostos por modelos a disco ou tambor, ambos hidráulicos. Já em veículos pesados, como caminhões e ônibus, o sistema de freio geralmente é pneumático. Além desses modelos, os veículos utilizam freios mecânicos como sistema de freio secundário, utilizado para acionar o freio de estacionamento (BOSCH, 2002).

2.4 SISTEMA DE FREIO PNEUMÁTICO

Modelos de freios pneumáticos surgiram nos EUA no início do século XIX. É um sistema de serviço que foi inicialmente utilizado apenas para a frenagem de trens, onde foram adaptados apenas em 1956 em caminhões (REIF, 2014). Os sistemas pneumáticos são sistemas de força em que o ar comprimido é utilizado como meio de energia. Ele armazena o ar em um compressor junto ao motor, gerando uma pressão que pode variar de 2 a 11 bar (LIMPERT, 1999).

O sistema de freios pneumáticos é composto por um compressor o qual é responsável por comprimir o ar e enviá-lo para o regulador de pressão, sendo o ar em excesso jogado para a atmosfera. Em seguida, a pressão, já regulada, é distribuída para os quatro circuitos através da válvula de proteção. Visando a segurança do motorista e prevenindo possíveis falhas, essas distribuições são realizadas separadamente, uma via para freios dianteiros, outra para os traseiros, outra para o freio estacionário e, por fim, uma via para o freio motor (LIMPERT, 1999).

O sistema de freios pneumáticos possui muita potência, por trabalhar com o auxílio do compressor e um conjunto de válvulas, tubulações, reservatórios e bolsas de ar, permitindo o controle ou parada total do movimento com baixo esforço (LIMPERT, 1999). Em contrapartida,

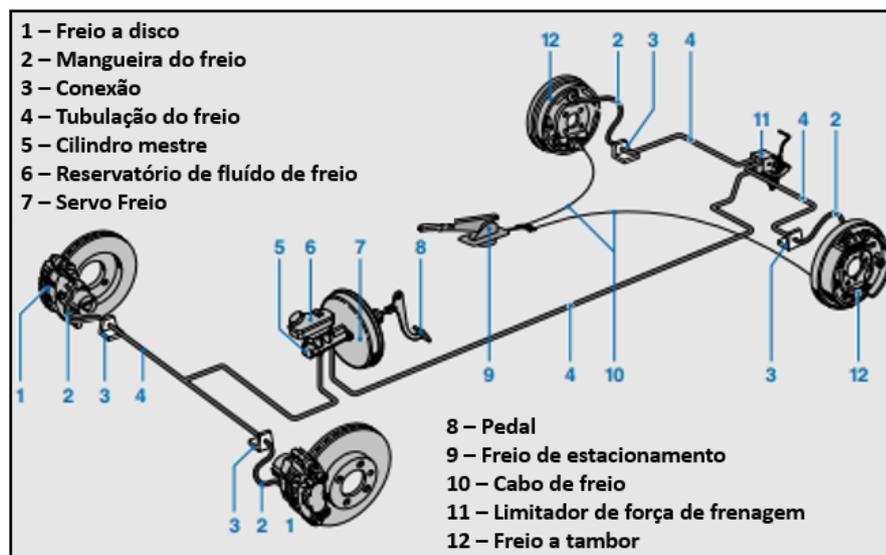
se o sistema não for dimensionado corretamente podem ocorrer diversos problemas, como: vazamento nas válvulas, falha nos cilindros, contaminação de óleo, entupimento no cano de saída das válvulas, entre outros (DAUDT, 2020).

2.5 SISTEMA DE FREIO HIDRÁULICO

O sistema hidráulico utiliza fluido pressurizado, como meio de acionamento para a frenagem nas quatro rodas do veículo. Devido ao fato desse funcionamento ser a partir da pressão exercida pelo fluido, o sistema possui a eficiência como principal vantagem, sendo o mesmo recomendado para veículos de pequeno e médio porte (REIF, 2014).

Reif (2014) também explica que, para operar um sistema de freios em um veículo hidráulico, com freios dianteiros a disco, e traseiros a tambor, o motorista deve aplicar uma pressão ao pedal do freio, movendo a haste de acionamento que conecta o pedal ao cilindro mestre. O cilindro mestre, por sua vez, converte a força mecânica da haste em pressão hidráulica. O fluido de freio contido no cilindro mestre é pressurizado e distribuído para as rodas dianteiras e traseiras, que, nesse caso, apresentam freios a disco e a tambor, respectivamente. Através das mangueiras de freio, o fluido chega nas pinças de freio, e, por fim, comprime as pastilhas de freio contra o disco. Esse sistema utiliza um cilindro mestre duplo, que proporciona maior segurança para o motorista, pois caso um sistema venha a falhar, o outro funcionará com um sistema de freios secundário.

Figura 4 -Componentes de um freio hidráulico



Fonte: Adaptado de REIF (2014)

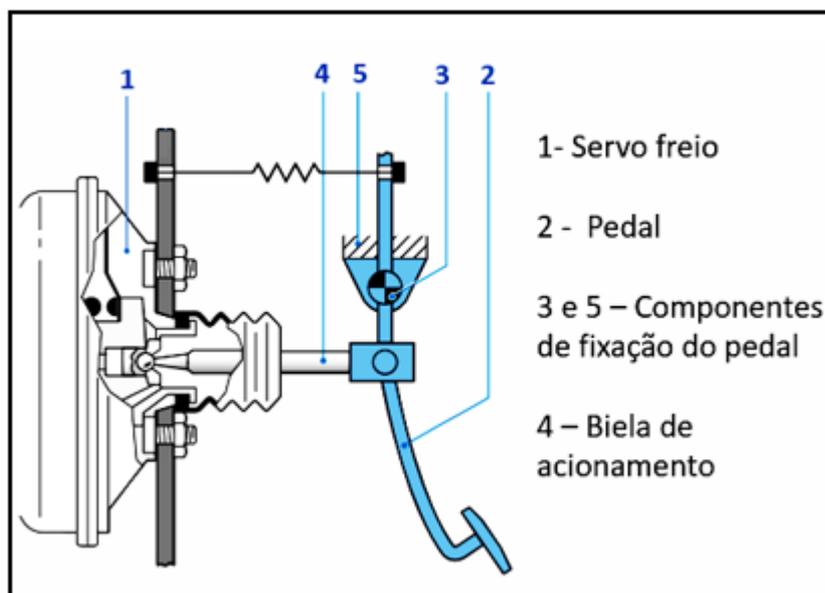
Na parte traseira do veículo demonstrado na imagem, pode-se observar uma válvula reguladora de pressão (Figura 4, 11). Ela tem como objetivo diminuir a pressão de frenagem nas rodas traseiras do veículo, a fim de evitar o travamento em excesso. Já o reservatório de fluido de freio (Figura 4, 6), conectado ao cilindro mestre de freio, tem a função de repor o fluido de freio para compensação do volume de líquido (REIF, 2014).

2.5.1 Pedal de freio

O pedal de freio é o componente responsável pela ligação entre o sistema de freios e o motorista. Durante a frenagem, ele é responsável por transmitir a força aplicada pelo motorista durante ao servo freio e cilindro mestre de freio, de forma sensível (PUHN, 1985).

A construção e o design do pedal de freio variam de acordo com cada empresa. O pedal é um componente muito importante, seu dimensionamento afeta diretamente a forma de funcionamento e como o motorista o sente no momento de utilizá-lo. A construção do mecanismo é feita em materiais que ofereçam uma relação de resistência aliada a custo-benefício, de modo a proporcionar confiabilidade e suportar as cargas aplicadas pelo motorista, a fim de evitar falhas. Este componente é responsável por acionar o sistema de freios, seus componentes são demonstrados na figura 5 (PUHN, 1985).

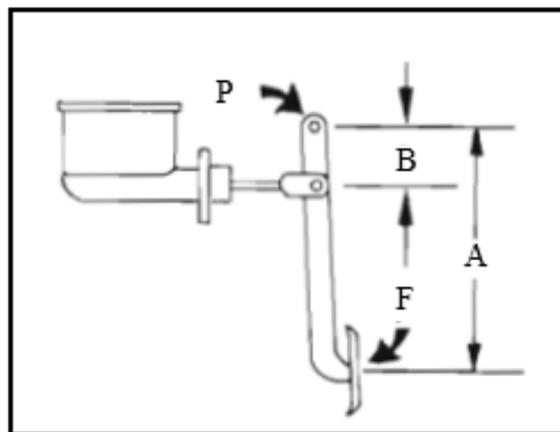
Figura 5 - Componentes do pedal



Fonte: Adaptado de REIF (2014)

Devido a importância deste componente, e visando a segurança do condutor, o dimensionamento dos pedais, ou alavancas, deve ser realizado a partir da pressão que o sistema requer em freadas de emergência. Somado a isso, os requisitos do projeto devem levar em consideração fatores ergonômicos para pessoas com condições de esforços físicos reduzidos, já que atualmente o número de consumidores desse público aumentou (NICOLAZZI; ROSA; LEAL, 2008).

Figura 6 - Ganho do pedal



Fonte: PUHN (1985)

A Figura 6 mostra o diagrama de corpo livre de um típico pedal de freio, onde “F” é a força externa aplicada pelo condutor e “P” é o ponto de pivô do pedal. O ganho do pedal é a razão entre as distâncias “A” e “B”. O ganho do pedal para uma frenagem segura deve estar entre 4 e 6,5, e ganhos menores que 4 podem provocar respostas agressivas de frenagem devido a pouca variação no esforço de acionamento. Já para relações maiores que 6,5, a multiplicação de força é potencializada, por outro lado, o curso para acionamento total do sistema também será multiplicado, provocando desconforto e sensação de insegurança ao condutor (SPADONI, 2013).

2.5.2 Servo freio

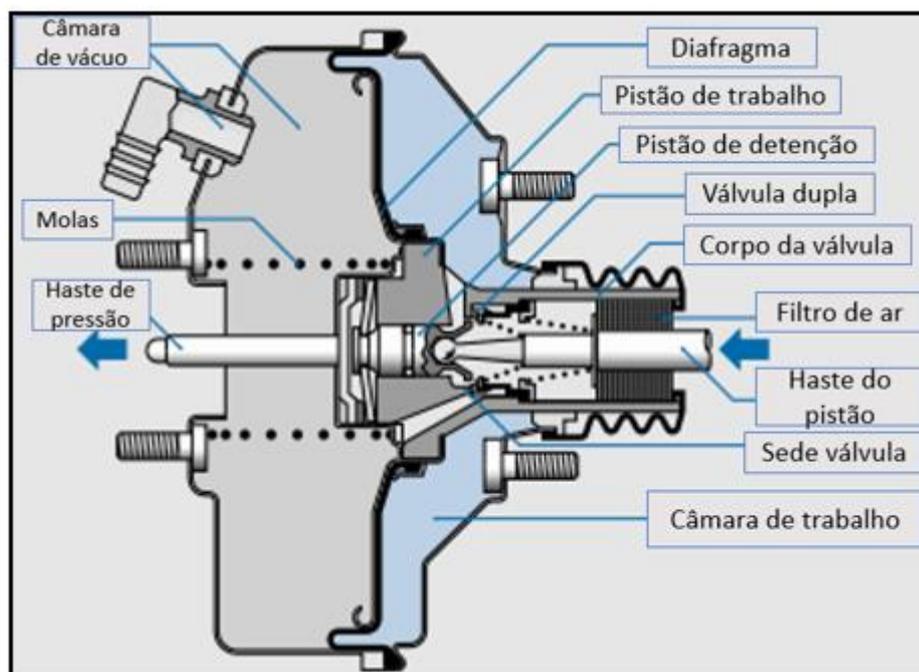
Com a crescente evolução na indústria automotiva, os veículos se tornaram cada vez mais velozes, exigindo o aprimoramento do sistema de frenagem. Os freios a disco, por

exemplo, mesmo sendo mais eficientes para a desaceleração, comparado a sistemas anteriores, precisam de auxílio para obterem os altos níveis de esforços para atuar junto ao conjunto de rodas e pneus. Devido a isso, mais um componente foi introduzido ao sistema, que é o caso do servo freio (RIBEIRO, 2018).

O servo freio funciona como um intensificador de força externo, tem como função multiplicar a força aplicada no pedal do freio pelo motorista, proporcionando mais conforto e segurança. Sem esse mecanismo, a força exercida pelo motorista no pedal de freio seria muito maior. Ele faz a ligação entre o pedal do freio e o cilindro mestre (RIBEIRO, 2018). Como os veículos baixa não atingem uma velocidade elevada, geralmente as equipes optam por não utilizar o componente, devido ao custo-benefício.

A figura 7 ilustra os componentes do servo freio. A figura apresenta duas câmaras separadas por um diafragma e um disco de diafragma (figura 7, 4). Quando os freios não estão sendo pressionados, a câmara de vácuo (figura 7, 3) e a câmara de trabalho (figura 7, 12) estão conectados por meio de canais no corpo da válvula (figura 7, 8). Para que o servo freio seja acionado, essas duas câmaras devem ser ativadas. A câmara de vácuo é a área a qual tem acesso ao vácuo que vem do motor do veículo. O objetivo desta câmara é expulsar todo o ar para que ela seja comprimida e pressionar a haste de saída (figura 7, 1), que vai acionar o cilindro mestre. Já na segunda condição, na câmara de trabalho, é necessário que o pedal de freio seja pressionado para que a passagem de ar atmosférico seja aberta, dando início ao sistema de frenagem e ao funcionamento do servo freio. (REIF, 2014).

Figura 7 - Componentes de um servo freio



Fonte: Adaptado de REIF (2014)

O vácuo do servo freio é obtido por meio da sucção gerada pelos pistões para queimar o combustível no interior do motor combinada à pressão atmosférica. O vácuo que entra na câmara é controlado por uma válvula a fim de aumentar a eficiência do componente (RIBEIRO, 2018).

Quando o motorista exerce a força no pedal, a passagem que está separada por um êmbolo se fecha, instantaneamente é aberta uma passagem de ar que, através da pressão atmosférica, empurra o êmbolo do servo freio e aciona o cilindro mestre, o qual é responsável por aumentar a força do pedal.

Para Limbert (1999), os seguintes requisitos de desempenho devem ser analisados em um projeto de Servo freio:

- Caso a força exercida no pedal de freio seja menor do que 13 a 22 N, o servo freio deve ser acionado para intensificar a força na frenagem;
- Comentários e opiniões (*feedback*) devem ser fornecidos para que o nível da frenagem possa ser medido;
- O tempo de resposta deve ser menor que 0,1 segundos;
- Uma transição suave de impulso para frenagem manual deve ser fornecida para que o motorista tenha o poder de aumentar a força no pedal em caso de emergência;

- A confiabilidade desse componente externo deve ser alta;
- Deve apresentar tamanho e massa adequados para ser instalado no veículo.

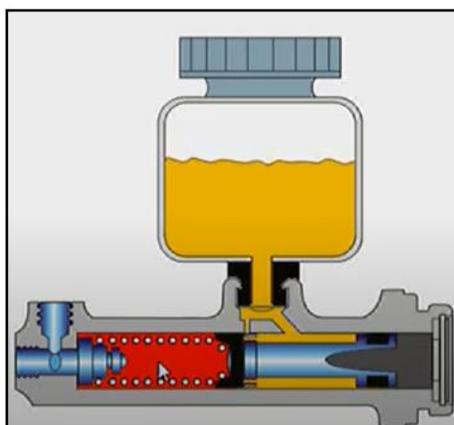
2.5.3 Cilindro mestre e reservatório de fluido

O cilindro mestre é o dispositivo de comando do sistema de freio hidráulico. Este componente é responsável por distribuir o fluido de freio disponível em seu compartimento para as quatro rodas do veículo (REIF, 2014).

Quando é aplicado a força no pedal de freio, a haste de saída do servo freio aciona o êmbolo do cilindro mestre fazendo com que seja iniciado o processo de transmissão de fluido. Este êmbolo é conectado com uma gaxeta, que ao ser acionada, veda a passagem de fluido do furo de alimentação com o reservatório de fluido. Esse furo de alimentação tem 0,7mm de comprimento, sendo este um valor universal. No momento em que é vedada a passagem de fluido do furo de alimentação, o êmbolo pressuriza o fluido para as 4 rodas do veículo simultaneamente pelas tubulações (REIF, 2014).

O sistema demonstrado na figura 8 possui fins didáticos e raramente é encontrado no mercado atualmente, devido ao fato de não possuir uma segurança adequada. Com esse sistema de apenas um cilindro, alguns imprevistos como vazamentos, quebra de molas ou fissuras podem ocorrer, provocando riscos de acidentes (BOSCH, 2002).

Figura 8 - Cilindro mestre com um êmbolo

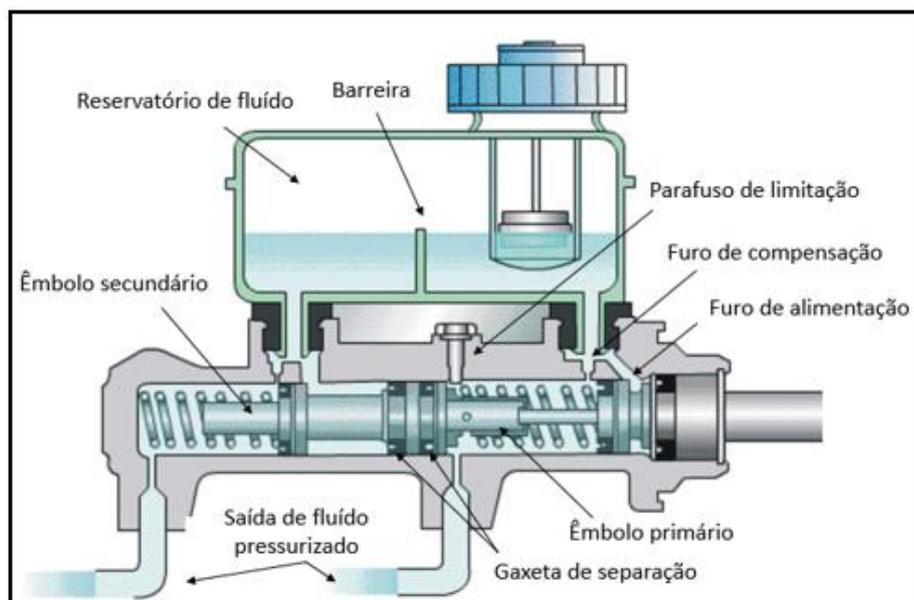


NAKATA AUTOMOTIVA (2021)

O cilindro mestre duplo é demonstrado na figura 9. Este componente possui dois êmbolos a fim de priorizar a segurança do condutor. O êmbolo primário é acionado pela haste

de acionamento, a qual é acionada pela força proveniente do pedal de freio. O êmbolo secundário possui os mesmos componentes que o primário, porém, sua saída de fluido é direcionada para as rodas traseiras ou dianteiras, enquanto o fluido pressurizado pelo êmbolo primário tem destino as outras rodas, a depender do dimensionamento realizado pelos Engenheiros do veículo em questão (BOSCH, 2002).

Figura 9 - Cilindro mestre com dois êmbolos



FREIOS BREQUE (2016)

2.5.4 Tubulações

As tubulações em um sistema hidráulico têm a função de transportar o fluido de freio pressurizado do cilindro mestre até as rodas. Geralmente são formados por tubos (figura 4, 4) que, com o tempo, podem apresentar corrosão e consequentes vazamentos (LIMPERT, 1999). Sua durabilidade varia de acordo com a qualidade do produto e seu tempo de uso.

2.5.5 Conexões e flexíveis

As conexões (figura 4, 3) e flexíveis (figura 4, 2) são componentes que auxiliam na sustentação e funcionamento do sistema de freio hidráulico. Estes componentes devem ser conferidos periodicamente e trocados de acordo com seus devidos tempos de vida. Geralmente,

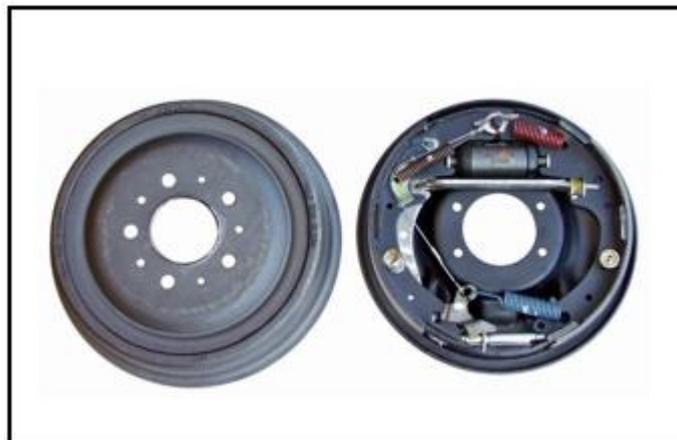
os flexíveis (mangueiras) devem ser trocados a cada 5 anos ou quando atingidos 50 mil quilômetros. (LIMPERT, 1999).

2.5.6 Freio a tambor

O sistema de freios inventado por Louis Renault em 1902, conhecido atualmente como sistema de freio a tambor, teve sua montagem primeiramente nos eixos traseiros dos veículos de quatro rodas, em virtude dos materiais de atrito que eram utilizados na época, da geometria de sapatas não muito favorável e dos tambores utilizados, o qual propiciavam muitos problemas de desvio direcional (DIULGHEROGLO, 2012).

Esse sistema é composto basicamente pelo tambor, sapatas, pistões e molas de retorno. O pneu, a roda e o tambor são peças que giram ao mesmo tempo, enquanto as sapatas e os espelhos são fixas ao chassi. Enquanto o tambor está preso junto à roda, no seu interior, as sapatas estão presas ao espelho. Essas sapatas são recobertas de um material adequado para aumentar o atrito, denominado lonas. Quando o freio é acionado, as sapatas são comprimidas contra o tambor. Esse atrito entre as peças converte a energia cinética do carro em calor, diminuindo a rotação e proporcionando a frenagem do veículo (NAKATA, 2021).

Figura 10 - Freio a tambor



Fonte: BREQUE FREIOS (2016)

Este sistema de freios é muito utilizado nos EUA e no Brasil. Ele apresenta como principal vantagem o menor custo relativo. Além disso, possui uma boa capacidade de frenagem e a fácil incorporação de características de freio estacionário (GILLSEPIE, 1992).

Por outro lado, este sistema de freios apresenta muitas precariedades comparado ao sistema de freio a disco. Suas principais desvantagens são a dilatação térmica (que ocasiona o aumento do tambor, provocando maior curso do pedal), baixa dissipação da energia absorvida (refrigeração do sistema), o que proporciona alta temperatura de trabalho, e o acúmulo de sujeira dentro do tambor. Essas desvantagens propiciam maior possibilidade de perda da capacidade de frenagem (*Brake Fading*) em relação ao freio a disco (UFSCar, 2015).

2.5.7 Freio a disco

A comercialização e produção dos freios a disco em automóveis começou na Europa em meados de 1955, quando alguns aviões cargueiros precisavam pousar em pistas curtas do continente, e o sistema de freios a tambor não era suficiente para realizar a frenagem, portanto, veio a opção pelos freios a disco que possuíam uma capacidade maior de dissipar calor. É um sistema de freio superior ao freio a tambor, apresentando algumas diferenças construtivas. A diferença de material está na substituição do tambor e seus componentes internos por um disco, uma pinça e duas pastilhas (PUNH, 1985).

Essa substituição de componentes aumenta a eficiência da frenagem do veículo, pois o sistema de freios a disco dissipa melhor a energia absorvida devido à exposição ao fluido de ar, não acumula sujeira e o pedal não sofre aumento de curso devido à dilatação do disco. Além disso, as pinças distribuem melhor a pressão aplicada ao disco, reduzindo o desgaste das pastilhas, em comparação às lonas das sapatas, e também possuem maior facilidade de manutenção e montagem. Além de ser mais eficiente, os freios a disco têm uma durabilidade maior, levando esse sistema a ser o mais utilizado no mercado (UFSCar, 2015).

No sistema de freio hidráulico, o pedal de freio, ao ser pressionado, inicia o processo e a pressão hidráulica criada no sistema é transferida para as pastilhas, que, ao pressionarem o disco, geram fricção entre as partes, transformando energia cinética em energia térmica (LIMPERT, 1999).

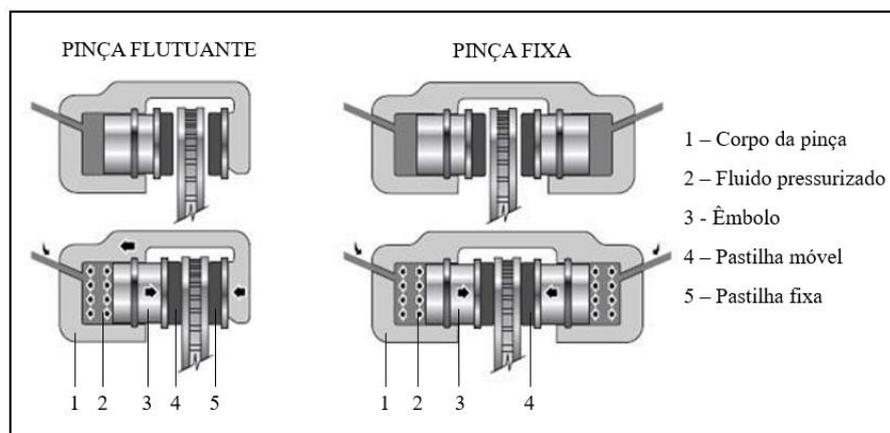
2.5.7.1 Pinças

A pinça de freio, também denominada “*caliper*”, é o componente do sistema de freio responsável pela fixação dos pistões e das pastilhas. Seu funcionamento é demasiadamente simples, mas deveras importante, visto que tem a função de dar o suporte para que os êmbolos

pressionem as pastilhas de freio contra o disco, a fim de gerar atrito e ocasionar uma frenagem eficiente e segura. As pinças podem ser flutuantes ou fixas, e ambas as configurações possuem duas pastilhas, uma fixa e outra móvel (BOSCH, 2002).

O sistema com pinça flutuante possui um êmbolo que, ao receber o fluido pressurizado do cilindro mestre, empurra a pastilha móvel contra o disco, e este fluido, em uma contrapressão, empurra o corpo da pinça no sentido contrário, fazendo com que a pinça fixa entre em contato com o disco exercendo uma força axial e realizando o fechamento do sistema (REIF, 2014).

Figura 11 – Diferença das pinças flutuantes e fixas



Fonte: SILVA (2016)

Reif (2014) também explica que o sistema de pinça de freio dupla, conhecida como pinça fixa, recebe este nome por possuir um corpo fixo, diferente da pinça flutuante. Este sistema possui dois êmbolos que recebem o fluido pressurizado do cilindro mestre e empurram as pastilhas contra o disco.

2.5.7.2 Pastilha de freio

As pastilhas de freio, demonstradas na figura 12, são os elementos de fricção que promovem o atrito com os discos com a finalidade de desacelerar a rotação das rodas do veículo. Este fenômeno acontece através da transformação de energia cinética em energia térmica, dissipada em forma de calor na pastilha e no disco. Como o disco é um material mais resistente e caro, as pastilhas passam a ser o componente de desgaste do sistema, concentrando todo o esforço gerado no ato da frenagem. Portanto, seu material não pode ser inflamável, e deve

apresentar uma boa resistência ao calor, geralmente são feitas de materiais cerâmicos (LIMPERT, 1999).

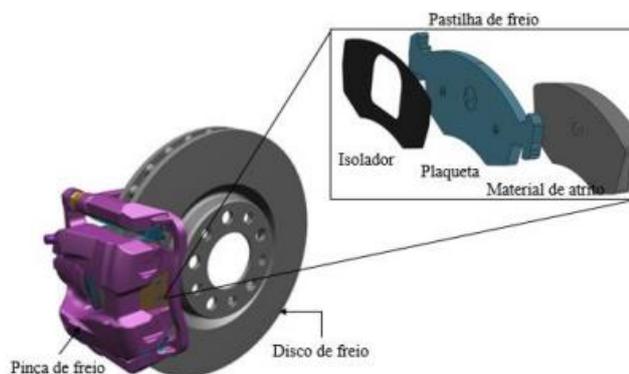
Figura 12 - Pastilhas de freio



BREQUE FREIOS (2016)

As pastilhas mantêm uma distância muito pequena do disco (0,20 a 0,25 mm), o que a torna rápida na ação de frenagem. Este componente pode ser dividido em três partes, o material atritante, a plaqueta e o isolador. O isolador e a plaqueta são utilizados para dar o suporte para o material atritante, sendo este, devendo ser trocado periodicamente, de acordo com seu tempo de uso. A figura 13 demonstra a montagem deste componente, onde ele tem como suporte uma pinça, e gera o atrito contra o disco.

Figura 13 - Componentes da pastilha de freio



Fonte: FERRETO (2018)

Nota-se que além do material atritante, o conjunto de pastilhas apresenta uma estrutura para facilitar sua posição correta na pinça, e gerar o atrito necessário quando solicitada.

2.5.7.3 Discos

É o elemento do sistema de freios em contato com as rodas do veículo. É o elemento mais importante do sistema, portanto, seu material e dimensões devem ser dimensionadas de forma a garantir a resistência da peça. A espessura do disco é fator importante na absorção do calor dissipado pela energia térmica na frenagem. Quanto maior a espessura, maior vai ser a capacidade de dissipar esse calor gerado, minimizando este efeito na sua estrutura. Em compensação, o excesso de peso gerado pela espessura reduz o desempenho do veículo de competição, além de ter-se um limite, pois o disco deve encaixar entre as pastilhas da pinça (NICOLAZZI; ROSA; LEAL, 2001). A figura 14 demonstra um exemplo de disco de freios produzidos pelo processo de fundição, muito comum em automóveis de passeio.

Figura 14 - Discos de freio



Fonte: AUTOZ (2022)

No modelo apresentado na figura 14, nota-se que há um alívio no seu interior, que foi desenvolvido com o objetivo de reduzir o acúmulo de calor e possíveis problemas na frenagem.

2.6 FREIO ESTACIONÁRIO

O freio de estacionamento, também conhecido como freio mecânico ou de emergência, é aquele adotado no momento de estacionar o veículo. É considerado um sistema auxiliar de freios, sendo totalmente independente dos sistemas principais (REIF, 2014).

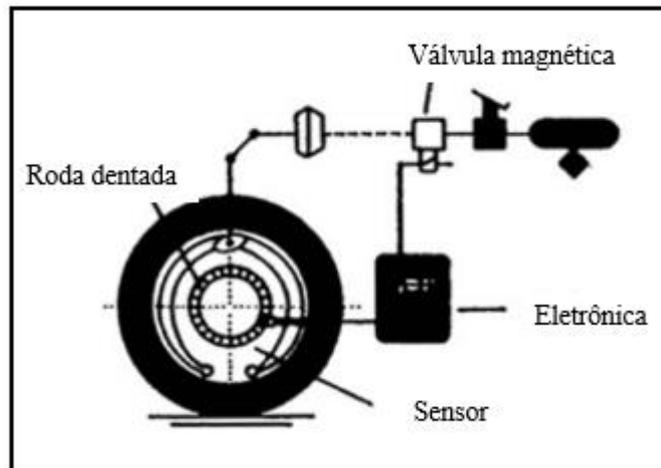
Trata-se de um sistema de cabos de aço ativados pela alavanca. Ao puxar a alavanca, os cabos travam completamente as rodas traseiras. Dessa forma, elas ficam presas até a alavanca ser desativada. Entre os tipos de freios, esse é diretamente associado com a ideia de estacionamento, tendo em vista que os sistemas principais são mais seguros e completos que o mesmo (REIF, 2014).

2.7 SISTEMA DE FREIO ABS

A sigla ABS significa *Anti-lock Braking System*, inglês para Sistema de frenagem antitravamento. O equipamento é uma tecnologia computadorizada, que garante mais segurança e eficiência para o veículo. Esse moderno sistema de freios tem como princípio garantir uma frenagem sem bloqueios nas rodas, mantendo sua aderência com o solo (CARMO, s.d.).

Quando combinado com outros tipos de freios, o sistema ABS torna-se essencial em alta velocidade ou em estradas molhadas e escorregadias. O sistema detecta a forma como a frenagem é aplicada sobre as quatro rodas. Dessa forma, é possível identificar qualquer tipo de problema que cause deslizamentos ou tenha algum tipo de problema no freio. O carro para mais rapidamente e com menor risco de acidente na frenagem brusca (CARMO, s.d.). A figura 15 demonstra o funcionamento desse moderno sistema, que controla eletronicamente a velocidade da roda a partir de impulsos recebidos de um sensor colocado junto a roda dentada solidária do veículo (PEIXOTO, 2013).

Figura 15 - Modelo de um sistema de freio ABS



Fonte: PEIXOTO (2013)

O componente eletrônico demonstrado na figura 15 recebe informações sobre o movimento das rodas, caso os valores não atendam o escorregamento desejável, a válvula magnética é acionada, fazendo com que reduza, limite ou aumente a pressão no cilindro mestre. De tal forma, o funcionamento desse sistema mantém a aderência da roda ao piso, permitindo uma frenagem eficiente e segura para o veículo.

2.8 PROBLEMA COM FREIOS

Muitos são os fatores que dificultam uma frenagem eficiente, desde um dimensionamento errado, vazamentos, falta de manutenção, entre tantos outros. A falta de cuidado com esses fatores acaba gerando problemas nos freios, com riscos graves de acidentes. Alguns problemas no sistema de freios são itens:

2.8.1 *Fading*

Este fenômeno consiste em uma perda de eficiência de frenagem (razão entre a desaceleração máxima alcançada com estabilidade e controle do veículo e a desaceleração obtida quando todas as rodas do veículo freiam com a máxima aderência disponível entre pneus e pavimento), causada pelo aquecimento dos componentes móveis. Para o caso do protótipo Ibirubaja, este fenômeno pode ocorrer entre os discos e pastilhas, no qual prejudica o atrito

entre estes componentes, aumentando a distância de frenagem, e conseqüentemente, diminuindo a segurança do condutor (EDUCAÇÃO AUTOMOTIVA, 2018).

Para prever esse fenômeno, os fabricantes e fornecedores realizam testes de campo, onde são realizados diversos testes com uma potência total e em sequência. Para Nicolazzi; Rosa; Leal (2001), este fenômeno acontece mais em sistemas de freio do tipo tambor, onde ocorre um aquecimento exagerado da guarnição e redução do contato tambor-guarnição pelo aumento da temperatura dos freios.

2.8.2 Aquecimento dos mancais

Os aquecimentos de mancais afetam significativamente o sistema de freios, pois o aquecimento dos cubos de roda também aquece os rolamentos, o que prejudica a lubrificação do sistema. Entretanto, este problema pode ser contornado com o uso de graxas com sabão de lítio (NICOLAZZI; ROSA; LEAL, 2001).

Outro fator determinante para o aquecimento dos mancais é o desgaste no sistema. Esse tipo de problema que os componentes do freio sofrem geralmente são naturais, visto que para haver eficiência no sistema, há necessidade de ter atrito entre o disco e as pastilhas. Neste caso, o material atritante e que desgasta são as pastilhas, que são fabricadas com materiais específicos para seu devido uso.

2.8.3 Ruído de freio

Os ruídos gerados pelos freios não prejudicam a performance do veículo, entretanto, eles causam desconfortos ao condutor. Com o avanço tecnológico, os ruídos provenientes do motor, transmissão e carroceria foram ajustados e reduzidos nos veículos atuais, tornando os ruídos do sistema de freio mais perceptíveis (FERRETO, 2018).

O ruído proveniente do sistema de freios é denominado *squeal*, apresentando uma frequência de 1 a 20 kHz, e ocorre quando o veículo está em um processo de frenagem de 20 - 0 km/h. Há um consenso geral entre pesquisadores de ruídos de freio de que não há métodos para eliminação completa do *squeal*, pois sua ocorrência é de natureza aleatória e intermitente, o que torna uma dependência muito grande de condições operacionais específicas e variações no processo de fabricação dos componentes que compõem o sistema (FERRETO, 2018).

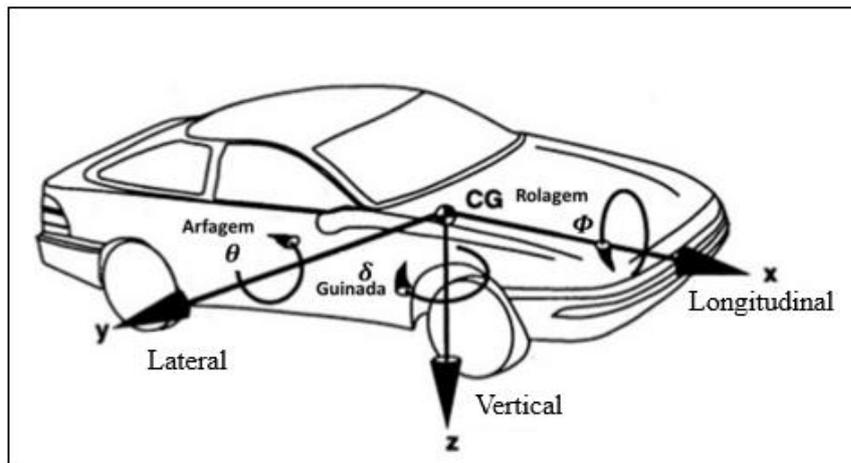
2.8.4 Ecologia

Se tratando de termos ecológicos, os componentes de guarnição dos freios são altamente prejudiciais para a saúde. Guarnição são componentes que agem na proteção dos freios, no caso do freio a tambor, são as lonas de freio, e para freios a disco, são as pastilhas. Eles também contaminam os recursos naturais, pois ao atritar com os componentes rotativos dos freios, geram poeiras muito finas que são lançadas para a atmosfera.

2.9 SISTEMA DE COORDENADAS

Para realizar um estudo de dinâmica veicular no protótipo baja, é imprescindível localizar as coordenadas para identificar corretamente os ângulos e forças vetoriais em um diagrama de corpo livre (DCL). Esse sistema de coordenadas é fixado ao centro de gravidade do veículo como demonstrado na figura 16, de acordo com o sistema de coordenadas SAE.

Figura 16 - Sistema de coordenadas para um veículo de médio porte



Fonte: TAVARES (2016)

Sendo que φ (Ângulo de rolamento), θ (Ângulo de arfagem) e δ (Ângulo de guinada) são os respectivos ângulos das coordenadas “x”, “y” e “z”. Para os cálculos de dinâmica longitudinal, os ângulos de guinada e rolagem apresentam significativa importância e são deveras importantes para um dimensionamento de freios.

2.10 FORÇAS DE RESISTÊNCIA AO ROLAMENTO

Para a realização da dinâmica longitudinal, é imprescindível determinar as resistências sofridas pelo veículo quando o mesmo está trafegando. As forças de resistência ao movimento podem ser divididas em cinco grupos: mecânica, de aclone, aerodinâmica, rolamento e inércia. Estas resistências em conjunto determinarão a máxima resistência aplicada em um veículo devido às condições determinadas por agentes externos e o condutor.

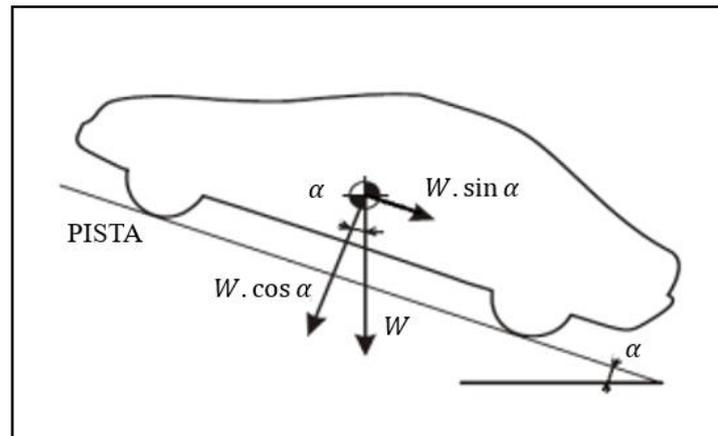
2.10.1 Resistência mecânica

Para o funcionamento de um veículo, um dos fatores determinantes é que a potência gerada no motor seja transmitida às rodas para que o veículo possa fazer uso efetivo dela. Contudo, alguns componentes necessários para o funcionamento do veículo apresentam perdas e consomem parte da potência que o motor dispõe. Essa perda é denominada resistência mecânica. Portanto, resistência mecânica é toda e qualquer perda que ocorra entre o volante do motor e os mancais das rodas motrizes (EGER, 2007).

2.10.2 Resistência ao aclone

A resistência ao aclone é uma das forças contrárias ao movimento do veículo, sendo caracterizada pelo aclone da superfície. Essa resistência é aplicada por uma força que age no centro de gravidade na forma de uma força paralela ao piso e tende a fazer com que o veículo desça. A figura 17 ilustra um diagrama de corpo livre com a força de resistência ao aclone e suas decomposições.

Figura 17 - Força de resistência ao aclave



Fonte: NICOLAZZI; ROSA; LEAL (2001)

A resistência de aclave é a força que deve ser vencida para que o equilíbrio estático seja mantido. Essa resistência pode ser definida como uma decomposição da força peso em relação a superfície, de tal modo, a resistência ao aclave é definida pela equação 1.

$$Q_s = W \sin \alpha \quad (1)$$

Sendo “ Q_s ” a nomenclatura que define a resistência ao aclave, enquanto a componente W é a força peso do veículo, e alfa “ α ” é o ângulo de inclinação da pista, que normalmente é referida em porcentagem. As taxas comuns de aclives em auto estradas interestaduais é limitada em 4% sempre que possível, e em estradas secundárias ou primárias são admitidos entre 10 e 12% (NICOLAZZI; ROSA; LEAL, 2001). A equação 2 demonstra a relação entre o aclave em porcentagem e o ângulo de inclinação da pista.

$$\tau = \tan \alpha \quad (2)$$

Sendo tal (τ) a porcentagem de aclave. Esses valores padronizados são definidos com o intuito de manter uma boa aderência com o solo e evitar acidentes (DAER, 1991).

2.10.3 Forças de resistência ao rolamento

As resistências ao rolamento se iniciam quando o veículo inicia a aceleração. Se houvesse apenas superfícies planas e rodas indeformáveis, as forças de resistência ao movimento poderiam ser desprezíveis. Entretanto, o que realmente acontece em rodovias é que tanto as rodas quanto a rodovia sofrem deformações durante seu contato, provocando assim, as resistências ao movimento (GILLESPIE, 1992).

O componente responsável pelo contato da roda e a superfície é o pneu. Ele recebe pressão a cada faixa que entra em contato com a superfície. Esta faixa de região que entra em contato com o solo passa a ter um raio que é menor que o raio do pneu livre, denominado raio de rolamento (r) (GENTA, 2009).

Genta (2009) também comenta que, quando a roda gira, a faixa de pneu em contato com a superfície vai perdendo sua área de contato, entrando outra faixa de pneu imediatamente. A faixa de pneu, ao perder o contato com a superfície, faz com que o pneu seja inflado novamente, igualando o raio de rolamento ao raio livre. Esse processo de deformação exige um gasto de energia, que não é totalmente repostado devido ao amortecimento dos pneus. Portanto, toda essa dissipação de energia é a causa da resistência de rolamento, aumentando com o aumento da deformação e com a diminuição do retorno elástico.

De acordo com Gillespie (1992), a força de resistência ao rolamento é calculada de acordo com equação 3:

$$Q_r = Q_{rI} + Q_{rII} = f \cdot (N_I + N_{II}) = f \cdot N \quad (3)$$

Onde:

Q_r = Força de resistência ao rolamento;

Q_{rI} = Força de rolamento dos pneus dianteiros;

Q_{rII} = Força de rolamento dos pneus traseiros;

f = Coeficiente de resistência ao rolamento;

N_I = Força vertical no eixo dianteiro;

N_{II} = Força vertical no eixo traseiro;

N = Força normal ao solo.

A Tabela 1 ilustra alguns valores de orientação para o coeficiente de rolamento. Para valores mais específicos de um tipo de piso, é necessário que estes dados sejam levantados experimentalmente.

Tabela 1 - Coeficiente de resistência ao rolamento

Tipo de superfície	Coeficiente de rolamento
Asfalto liso	0,010
Cimento rugoso	0,014
Paralelepípedo	0,020
Pedras irregulares	0,032
Pedra britada solta	0,080
Areia solta	0,100 a 0,300
Barro	0,100 a 0,400
Neve profunda	0,075 a 0,300

Fonte: NICOLAZZI; ROSA; LEAL (2001)

Para os veículos de passeio, o coeficiente de rolamento está dentro de um espaço entre 0,01 a 0,02. Para os veículos baixa, esse valor se altera devido às diversas etapas e pista que o mesmo frequenta. A resistência de rolamento do veículo influencia nas características de dirigibilidade e no consumo de combustível do automóvel (LIMPERT, 1999).

2.10.3.1 Contribuição do pneu na dinâmica veicular

Como mencionado anteriormente, o pneu é o responsável pelo contato entre o veículo e a superfície. Atualmente, é um elemento flexível que é inflado e pressurizado a fim de permitir a sustentação do veículo. Os pneus são considerados um dos principais elementos que compõem o veículo e uma das descobertas mais importante da história, visto que sua contribuição não é apenas para a sustentação do veículo, mas também para a ergonomia e conforto do condutor (GENTA, 2009).

O atrito entre a borracha do pneu e a superfície gera a força que é capaz de conduzir o veículo como se deseja. Superfícies com atrito maior, permitem ao veículo maiores torques de aceleração e frenagem, o que faz com que aumente a segurança do condutor. Em contrapartida,

superfícies escorregadias fazem com que o veículo perca a tração, e conseqüentemente, perda do controle da direção pela falta de atrito com a superfície. A tabela 2 informa os coeficientes de atrito (μ) para cada tipo de solo (GENTA, 2009).

Tabela 2 - Coeficiente de atrito ao solo

Tipo de solo	Coeficiente de atrito
Asfalto	0,6 a 0,95
Pedra brita	0,5 a 0,65
Terra seca	0,5 a 0,70
Terra úmida	0,5 a 0,60
Areia	0,2 a 0,30
Neve	0,3 a 0,35

Fonte: GENTA (2009)

Além disso, é possível calcular o atrito entre o pneu e o solo (μ) através das forças exercidas na roda, onde é demonstrado pela equação:

$$\mu = \frac{F_f}{N} \quad (4)$$

Onde “ N ” é o componente vertical da força de contato dos pneus ao solo e “ F_f ” é o componente horizontal da força de contato dos pneus ao solo.

2.10.4 Resistência aerodinâmica

A resistência provocada por ventos contrárias ao veículo é denominada efeito aerodinâmico. Esse efeito aerodinâmico pode atuar de três formas, através das forças verticais (força de sustentação), forças transversais à direção do movimento (efeitos de ventos laterais) e através das forças na direção axial do veículo (arrasto ou resistência aerodinâmica). O estudo em questão, aplica-se à dinâmica longitudinal de um veículo, portanto, é considerado apenas o efeito de arrasto ou resistência aerodinâmica para dimensionar um veículo (NICOLAZZI; ROSA; LEAL, 2001).

Nicolazzi, Rosa e Leal (2001) ainda reforçam que, a resistência aerodinâmica é o fluxo de ar ocasionado pelo aumento da velocidade de um veículo provocando perdas por turbulências. Ela pode ser dividida em três fontes distintas: resistência de forma (turbulências que prejudicam o movimento do veículo causado pelo desprendimento da camada limite); resistência de atrito (viscosidade do ar em contato com a superfície externa do veículo); e resistência de correntes (provocada pela entrada de ar no interior do veículo para ventilação ou refrigeração).

Essa força de resistência depende diretamente da velocidade do veículo, portanto, como o veículo baja apresenta uma velocidade máxima de 54 km/h, segundo membros da equipe, essa força pode ser desconsiderada devido ao baixo valor em relação às demais forças de resistência.

2.10.5 Resistência de inércia

A inércia é a capacidade de um corpo continuar em repouso ou em movimento retilíneo uniforme, ou seja, é a resistência de um objeto em mudar de estado. Sabe-se da dinâmica que, para acelerar um corpo de massa “ m ”, é necessário aplicar uma força como mencionado na equação 5:

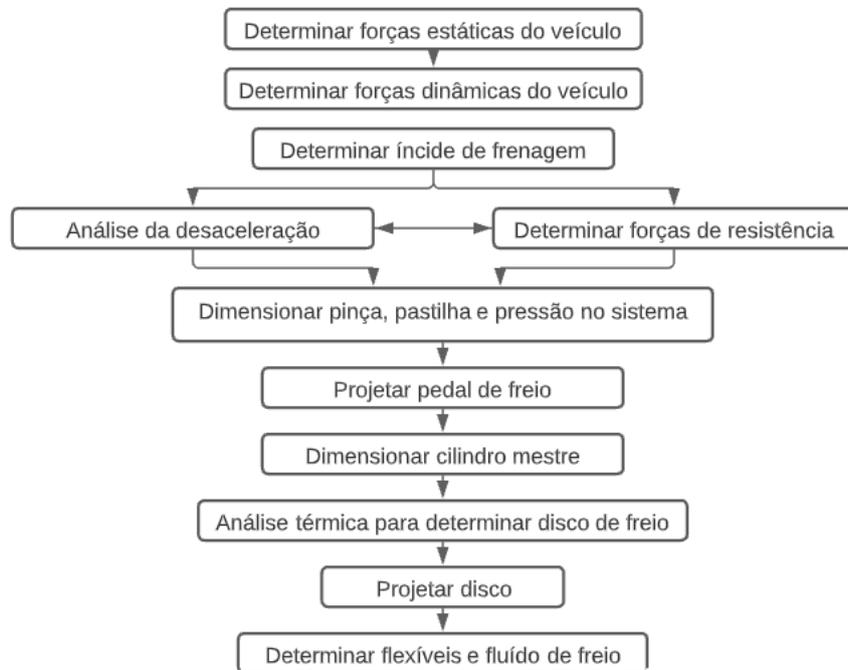
$$FI = m \cdot a_x \quad (5)$$

Onde “ FI ” é a força de Inércia do veículo, “ m ” é a massa e “ a_x ” é a aceleração no eixo longitudinal.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Com o objetivo de dimensionar um sistema de freios para um veículo *off-road*, o memorial de cálculos apresentado no presente capítulo abordará desde as forças estáticas e dinâmicas envolvidas em um veículo durante uma frenagem, até o dimensionamento específico de cada componente do sistema de freios. Além disso, as análises do coeficiente de atrito serão demonstradas na aplicação das equações, devido ao fato de ser o parâmetro mais importante para o dimensionamento de freios. Para o presente trabalho, utilizou-se um valor de coeficiente de atrito tabelado pelos autores Genta (2009) e Nicolazzi (2001), mas o mesmo pode ser encontrado mediante testes de campo. Existem diversos métodos para chegar a uma escolha de componentes adequados ao veículo, pelo fato de alguns serem mais velozes, outros mais robustos, alguns utilizarem sistema com freios a discos e outros a tambor, entre outras restrições. A figura 18 demonstra uma sequência de etapas que o presente trabalho encontrou para dimensionar cada componente do sistema de freios.

Figura 18 - Etapas para o dimensionamento dos componentes de freio



Fonte: Do autor (2022)

Para o início dos cálculos, algumas condições de contorno foram estabelecidas pela equipe e pelo regulamento das competições em que os bajas participam. Segundo o regulamento administrativo e técnico do Baja SAE Brasil (2019), o veículo desenvolvido pelas instituições apresenta as seguintes restrições, a fim de preservar a segurança do condutor, são itens:

- O protótipo deve possuir um sistema de freio hidráulico, que atue nas quatro rodas e seja atuado por um único pé;
- O pedal deve atuar diretamente no cilindro, sendo vedado a utilização de cabos para o acionamento;
- O sistema deve travar as quatro rodas do veículo;
- O sistema de freios deve possuir dois circuitos hidráulicos diferentes, para o caso em que ocorra alguma falha ou vazamento em algum dos sistemas;
- Os freios no eixo motor devem atuar no eixo traseiro.

Além disso, algumas limitações são estabelecidas pela equipe:

- Os cálculos para o dimensionamento devem constar os valores dos pneus atuais da equipe (Modelo e marca);
- Diâmetro máximo dos discos dianteiros de 160 mm, já projetado pela equipe;
- O menor custo possível para a fabricação.

3.1 DIMENSINAMENTO DO SISTEMA DE FREIOS

Tendo em vista as restrições estabelecidas pela SAE Brasil, a próxima etapa consiste em estabelecer os parâmetros a serem utilizados no dimensionamento. Para a abordagem inicial dos cálculos, a tabela 3 ilustra as grandezas utilizadas para a realização do dimensionamento do sistema de freio. As dimensões do protótipo foram retiradas dos arquivos fornecidos pela equipe Ibirubaja, no qual utilizaram o software Autodesk Inventor para as modelagens e simulações do veículo.

Tabela 3 - Dados iniciais do dimensionamento do sistema de freios

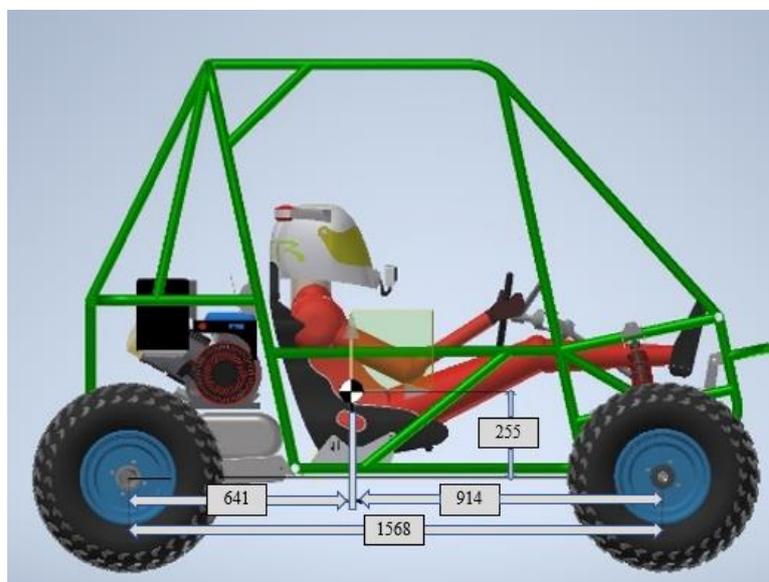
Grandeza	Dimensão	Dados Ibirubaja
Velocidade máxima (v)	m/s	54
Massa do veículo (m)	kg	403

Distância entre eixos (l)	m	1,568
Distância do eixo dianteiro até o CG (a_I)	m	0,914
Distância do eixo traseiro até o CG (a_{II})	m	0,641
Altura centro de gravidade (h)	m	0,255
Distribuição de carga (x)	–	0,41
Diâmetro do pneu traseiro (d_I)	m	0,5334
Diâmetro do pneu traseiro (d_{II})	m	0,5848
Coeficiente de atrito com o solo (μ)	–	0,05
Coeficiente de rolamento (f)	–	0,01

Fonte: do Autor (2022)

A massa do veículo demonstrada na tabela 3 já inclui a massa do motorista, no qual foi utilizado um condutor com 1.90 m, com uma massa de 109 kg (projeção estabelecida pelas normas SAE BRASIL de 2019), considerando que o mesmo esteja com seu índice de massa corporal ideal. A figura 18 ilustra algumas das dimensões demonstradas na tabela 3 aplicadas no veículo, demonstrando o layout do protótipo com o condutor.

Figura 19 - Modelagem Ibirubaja



Fonte: MEINKE (2022)

Com o intuito de coletar dados mais precisos e organizados, os cálculos utilizados no presente trabalho foram desenvolvidos com a ferramenta Octave, no qual oferece recursos para

facilitar a resolução de problemas numéricos de álgebra linear, multiplicação de polinômios, integração de equações diferenciais e outros diversos recursos. Inicialmente, o Octave surgiu como um livro texto de graduação no projeto de um reator químico que estava sendo escrito por James B. Rawlings e John Ekerdt, e hoje é um software gratuito utilizado no mundo todo, com um fácil acesso e ótima qualidade (SOUZA, 2003).

3.1.1 Centro de massa

O centro de massa (CM) de um corpo é o ponto teórico em que a massa do sistema está concentrada. Para Petrin (2015), o objetivo de encontrar o CM é facilitar o estudo de seu movimento e ajudar a resolver a questão em torno dos corpos rígidos que possuem infinitas partículas. Sem este conceito, haveria uma equação para cada partícula, dificultando os cálculos do trabalho.

O centro de massa do veículo Ibirubaja foi encontrado através do modelo 3D no *software* Autodesk Inventor 2020, fornecido pela equipe Ibirubaja. Para uma análise mais precisa, foram utilizados os mesmos parâmetros dos cálculos utilizados no trabalho, utilizando um motorista de 1.9m, com 109 kg. Encontrar esse parâmetro tornou-se deveras importante para as equações de desaceleração, visto que o mesmo depende das forças verticais e horizontais no eixo dianteiro e traseiro. Ademais, um centro de massa mais próximo a superfície dará uma maior estabilidade e melhor eficiência para uma frenagem adequada.

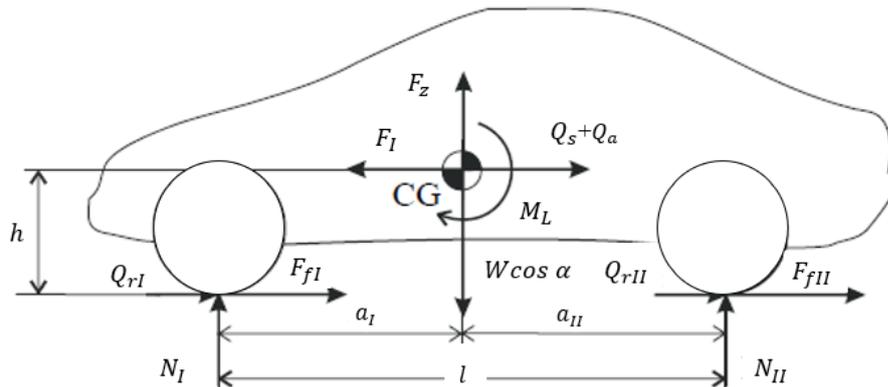
3.1.2 Dinâmica veicular

Como visto no tópico sobre as forças de resistência, é notável que as resistências ao movimento alteram as reações dos pneus em relação ao solo quando o veículo se desloca. Portanto, quando o veículo está em movimento durante uma frenagem, estes efeitos se manifestam. Para o caso do veículo Ibirubaja, as forças de resistência aerodinâmicas são desconsideradas pelos autores Nicolazzi, Rosa e Leal (2001), considerando uma baixa velocidade máxima que o veículo atinge. Somado a isso, as forças de resistência ao aclave também são desconsideradas, visto que as provas que exigem o travamento nas quatro rodas não apresentam aclives na pista. Os tópicos abaixo vão detalhar as equações necessárias para uma análise da dinâmica veicular aplicada ao veículo baja.

3.1.2.1 Carregamento nos eixos

As análises de carregamento nos eixos têm como objetivo encontrar as equações que influenciam na desaceleração do veículo em uma frenagem.

Figura 20 - Cargas atuando no veículo em movimento



Fonte: NICOLAZZI; ROSA; LEAL (2001)

A equação 6 define as cargas atuantes nos eixos do veículo demonstrado na figura durante uma frenagem:

$$F_I - F_f - Q_s - Q_r - Q_a = 0 \quad (6)$$

As resistências ao movimento modificam as cargas nos eixos, ou seja, em uma frenagem, a carga no eixo traseiro é parcialmente transmitida ao eixo dianteiro, enquanto em uma aceleração o processo é o inverso, sendo a carga do eixo dianteiro sendo transmitida para o eixo traseiro. Tendo em vista essa variação, Nicolazzi, Rosa e Leal (2001) deduzem outras duas equações para o equilíbrio no plano, fazendo o somatório de momentos em ambos os eixos para encontrar as forças de resistência do solo:

$$N_I l = a_{II}(W \cos \alpha - F_z) - (Q_s + Q_a - F_I)h - M_L \quad (7)$$

$$N_{II} l = a_I(W \cos \alpha - F_z) + (Q_s + Q_a - F_I)h + M_L \quad (8)$$

Onde:

F_Z = Força de sustentação;

M_L = Momento devido a força de sustentação e a resistência aerodinâmica;

a_I = Distância do eixo dianteiro ao centro de massa;

a_{II} = Distância do eixo traseiro ao centro de massa;

h = Altura do centro de gravidade até o chão.

l = Comprimento total entre eixos do protótipo.

Segundo Nicolazzi, Rosa e Leal (2001), para veículos que não atingem altas velocidades, pode-se desconsiderar a resistência aerodinâmica e a força de sustentação. Como o protótipo baja atingiu uma velocidade máxima de 54 km/h, essas resistências podem ser desconsideradas. Portanto, as equações 7 e 8 podem ser reorganizadas:

$$N_I l = a_{II} W \cos \alpha - (Q_s + Q_a - F_I) h \quad (9)$$

$$N_{II} l = a_I W \cos \alpha + (Q_s + Q_a - F_I) h \quad (10)$$

Reorganizando a equação 6, tem-se:

$$Q_s + Q_a - F_I = -(F_f + Q_r) \quad (11)$$

Substituindo nas equações 9 e 10, temos as equações que definem as forças normais ao solo:

$$N_I = (1 - x) G \cos \alpha + (F_f + Q_r) \frac{h}{l} \quad (12)$$

$$N_{II} = x G \cos \alpha - (F_f + Q_r) \frac{h}{l} \quad (13)$$

Onde “x” é a distribuição de carga estabelecida pelos autores. Esta distribuição de carga é muito importante para equacionar e determinar os componentes do sistema de freios.

3.1.2.2 Força de frenagem

Para se obter uma frenagem com segurança, conforme Nicolazzi, Rosa e Leal (2001), necessita-se da força de frenagem máxima necessária para frear o veículo nas quatro rodas, como fica demonstrado na equação 14.

$$F_f = \mu W \cos \alpha \quad (14)$$

A equação demonstra que o “ μ ” é o coeficiente de atrito do pneu ao solo, ou também conhecido como coeficiente de aderência. É considerado um dos principais parâmetros para a análise de frenagem.

A seguir, as equações 15 e 16 definem as forças de frenagem nos eixos dianteiro e traseiro.

$$F_{fI} = \mu \cdot N_I \quad (15)$$

$$F_{fII} = \mu \cdot N_{II} \quad (16)$$

3.1.2.3 Desaceleração

Determinadas as forças de frenagem, torna-se possível encontrar a desaceleração do veículo. Tendo como base a equação 14, os autores Nicolazzi, Rosa e Leal (2001) deduzem essa equação e encontram a força de frenagem relacionada a desaceleração do veículo.

$$F_f = W \left[\frac{b}{g} (1 + \delta) - \sin \alpha - f \cos \alpha \right] - C_x A q \quad (17)$$

Sendo “ b ” a desaceleração do veículo nas quatro rodas. Segundo Nicolazzi, Rosa e Leal (2001), a equação 18 define a desaceleração do veículo nas quatro rodas, como pode ser visto a seguir:

$$b = \frac{g}{(1 + \delta)} \left\{ [(\mu + f) \cos \alpha + \sin \alpha] + C_x q \frac{Ap}{W} \right\} \quad (18)$$

Onde:

C_x = Coeficiente de resistência aerodinâmica;

q = Pressão dinâmica;

Ap = Área frontal projetada.

3.1.3 Índice de frenagem

O layout ideal para projetar e dimensionar um sistema de freios, segundo os autores Nicolazzi, Rosa e Leal (2001), é aquele que atua nas 4 rodas de um veículo. Para tanto, reescrevendo as equações 12 e 13, se tem as equações 19 e 20, como pode ser visto a seguir:

$$N_I = W \cos \alpha \left[(1 - x) + (\mu + f) \frac{h}{l} \right] \quad (19)$$

$$N_{II} = W \cos \alpha \left[x - (\mu + f) \frac{h}{l} \right] \quad (20)$$

Objetivando encontrar um sistema de freios com melhor performance para as provas de frenagem. Nicolazzi, Rosa e Leal (2001) ainda afirmam que a máxima performance de frenagem ocorre quando a distribuição de força de frenagem nos eixos for proporcional às reações N_I e N_{II} . Portanto, para atender esse parâmetro, define-se o índice de frenagem na equação 21:

$$\varepsilon = \frac{F_{fI}}{F_{fII}} = \frac{\mu N_I}{\mu N_{II}} = \frac{\left[(1 - x) + (\mu + f) \frac{h}{l} \right]}{\left[x - (\mu + f) \frac{h}{l} \right]} \quad (21)$$

O índice de frenagem é calculado para um veículo se deslocando no plano, desconsiderando os efeitos da resistência aerodinâmica e de resistência de inércia rotativa. Assim, reorganizando a equação 18 e substituindo na 21, tem-se a equação do índice de frenagem proposta por Nicolazzi, Rosa e Leal (2001).

$$\varepsilon = \frac{[(1-x)g + b\frac{h}{l}]}{[xg - b\frac{h}{l}]} \quad (22)$$

Nota-se que o índice de frenagem depende da desaceleração e do coeficiente de atrito, logo, se essas grandezas se alteram, o índice de frenagem varia também. Taborek (1957 *apud* NICOLAZZI; ROSA; LEAL, 2001) considera que desacelerações em torno de 0,35 g são desconfortáveis para os passageiros, acelerações com conforto para os ocupantes gira em torno de 0,2 g e para emergências gira em torno de 0,5 g.

3.1.4 Forças aplicadas no disco

Para o dimensionamento dos componentes do veículo, é importante encontrar a força em que a pastilha exerce sobre o disco de freio. Essa força é causada por uma pressão que é passada desde o cilindro mestre, até as pinças de cada roda, onde são acionadas pelo condutor, através do pedal de freio. A força aplicada pela pastilha no disco de freio nos eixos dianteiro e traseiro é dada pelas equações 23 e 24.

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

$$F_{dII} = F_{fII} \frac{r_{dII}}{r_{fII}} \quad (24)$$

Onde:

F_d = Força no disco;

r_d = Raio dinâmico na roda;

r_{fII} = Posição radial no centro da pastilha.

Observa-se nas equações 23 e 24 que, para um equacionamento no sistema dianteiro, o valor é reduzido pela metade, enquanto para o sistema traseiro não, este fator leva em consideração o layout presente no veículo, onde tem-se um disco em cada roda dianteira, enquanto no eixo traseiro, o disco é acoplado no eixo motor.

Conforme Nicolazzi, Rosa e Leal (2001), para uma melhor precisão nos cálculos, deve-se encontrar o raio dinâmico do pneu, visto que o diâmetro estático varia de acordo com a velocidade do veículo. Para tanto, as equações que descrevem este fenômeno são:

$$r_e = 0,47 \cdot d \quad (25)$$

$$r_d = 1,02 \cdot r_e \quad (26)$$

Onde:

r_e = Raio estático do pneu;

d = Diâmetro externo do pneu.

Para realizar o dimensionamento em um sistema de freios, é importante analisar o comportamento desde o acionamento. Portanto, a pressão no sistema torna-se importante para encontrar a dimensão da pinça e do cilindro mestre correto. A pressão máxima no cilindro mestre deve ser maior do que a pressão máxima na pinça. As equações 27 e 28 demonstram a pressão nesses componentes:

$$P_{cm} = \frac{F_{pedal}}{A_{cm}} \quad (27)$$

$$P_{pinça} = \frac{F_d}{A_{cp} \cdot \mu_{past}} \quad (28)$$

Onde:

P_{cm} = Pressão hidráulica no cilindro mestre;

F_{pedal} = Força de acionamento do pedal;

A_{cm} = Área do cilindro mestre;

$P_{pinça}$ = Pressão hidráulica na pinça;

A_{cp} = Área do êmbolo da pinça;

μ_{past} = Coeficiente de atrito da pastilha.

Importante salientar que a área da pinça utilizada na equação considera apenas um êmbolo, para casos onde a pinça apresente dois ou mais êmbolos, a área que recebe fluido da pinça aumenta.

Tendo em vista os cálculos demonstrados para encontrar os componentes adequados ao protótipo, torna-se necessário encontrar a força de saída no pedal do freio. Esta força é importante para resultados futuros, pois se relaciona com a força no cilindro mestre, o qual é responsável pela pressurização para as pinças realizarem as pressões necessárias no disco de freio. A equação para encontrar a força de saída do pedal é dada por:

$$F_s = \text{Ganho} \cdot F_p \quad (29)$$

Onde “ F_p ” é a força do pedal realizada pelo condutor, enquanto o ganho de força é a razão entre as variáveis A e B, demonstrado na figura 6, no capítulo 2.5.1.

3.1.5 Balanço de energia

Nos cálculos desenvolvidos anteriormente, observou-se que a variação do coeficiente de atrito do pneu com a pista causa uma limitação na frenagem. Portanto, considerando que o mesmo seja ideal, o próximo passo é analisar a capacidade do sistema em absorver ou dissipar o calor gerado no sistema de freios durante a desaceleração.

O princípio de funcionamento de um freio consiste em transformar a energia cinética em energia térmica, sendo que grande parte desse calor deve ser gerado no sistema de freios, e não no contato pneu-solo, pois isso caracterizaria escorregamento do pneu, e conseqüentemente, uma diminuição do coeficiente de atrito entre o pneu e o solo (NICOLAZZI; ROSA; LEAL, 2001).

Os autores Nicolazzi, Rosa e Leal (2001) ainda afirmam que, o calor gerado ocorre pelo atrito entre as pastilhas e o disco, componentes responsáveis pela frenagem do veículo. Os freios estão submetidos basicamente a três tipos de calor: condução, convecção e radiação. Para uma frenagem de curta duração ou de emergência, que é o objetivo do trabalho, levando em consideração a prova de frenagem, o calor por convecção é negligenciado, a equação para esse tipo de frenagem é baseada na variação de energia cinética quando o veículo está desacelerando, sendo definida como:

$$E = \frac{1}{2}m(1 + \delta)(v_i^2 - v_f^2) = \frac{1}{2}\frac{W}{g}(1 + \delta)(v_i^2 - v_f^2) \quad (29)$$

Se o objetivo for imobilizar o veículo, a equação 30 pode ser reescrita como:

$$E = \frac{1}{2}\frac{W}{g}(1 + \delta)v_i^2 \quad (30)$$

Da termodinâmica, sabe-se que o calor absorvido por um corpo sólido de massa m , quando sofre um aumento da temperatura, é dado pela seguinte equação:

$$Q_{freio} = c \cdot m_d \cdot \Delta T \quad (31)$$

Onde:

Q_{freio} = Capacidade térmica do disco;

m_d = Massa do disco;

c = Calor específico do material do disco;

ΔT = Acréscimo de temperatura do disco.

Tendo como objetivo frear o veículo, Nicolazzi, Rosa e Leal (2001) consideram que a capacidade térmica do disco deve ser igual a energia cinética do veículo. Portanto, igualando as equações 30 e 31, e considerando que o veículo pare no percurso final da prova de frenagem, tem-se a seguinte equação:

$$\frac{1}{2}\frac{W}{g}(1 + \delta)v_i^2 = c \cdot m_d \cdot \Delta T \quad (32)$$

3.1.5.1 Massa do disco para um aumento de temperatura

Primeiramente, para encontrar a massa do disco com aumento de temperatura, se encontra o peso de um dos freios do eixo dianteiro e para o freio do eixo traseiro.

$$W_{fI} = \frac{\varepsilon}{(1 + \varepsilon)} \frac{W}{4 \cdot c \cdot \Delta T} (1 + \delta)(v_i^2 - v_f^2) \quad (33)$$

$$W_{fII} = \frac{\varepsilon}{(1 + \varepsilon)} \frac{W}{4 \cdot c \cdot \Delta T} (1 + \delta)(v_i^2 - v_f^2) \quad (34)$$

$$W_{fI} = m_{dI} \cdot g \quad (35)$$

$$W_{fII} = m_{dII} \cdot g \quad (36)$$

Onde:

W_f = Massa do corpo;

ε = Índice de frenagem;

c = calor específico;

m_d = Massa do disco;

δ = Inércia de translação.

3.1.5.2 Aumento da temperatura para uma variação de velocidade

A equação para encontrar o aumento de temperatura de um sistema de freios para uma variação de velocidade pode ser vislumbrada a seguir:

$$\Delta T_I = \frac{\varepsilon \cdot W}{2 \cdot (1 + \varepsilon) \cdot W_{fI} \cdot c} (1 + \delta) (v_i^2 - v_f^2) \quad (37)$$

$$\Delta T_{II} = \frac{\varepsilon \cdot W}{2 \cdot (1 + \varepsilon) \cdot W_{fII} \cdot c} (1 + \delta) (v_i^2 - v_f^2) \quad (38)$$

Sendo:

ΔT_I = Variação de temperatura eixo dianteiro;

ΔT_{II} = Variação de temperatura e eixo traseiro.

As análises de balanço de energia demonstrada até o presente capítulo consideram um calor totalmente absorvido pelos discos, entretanto, Nicolazzi, Rosa e Leal (2001) afirmam que no sistema de freios com discos, aproximadamente 99% do calor gerado na frenagem são absorvidos pelos discos, enquanto o restante dos componentes do sistema armazena apenas 1 % do calor gerado. Portanto, as equações para determinar o peso e as variações de temperatura podem ser reescritas como:

$$W_{fII} = \sigma \frac{\varepsilon}{4(1 + \varepsilon)} \frac{W}{4c\Delta T} (1 + \delta)(v_i^2 - v_f^2) \quad (39)$$

$$W_{fII} = \sigma \frac{1}{4(1 + \varepsilon)} \frac{W}{4c\Delta T} (1 + \delta)(v_i^2 - v_f^2) \quad (40)$$

$$\Delta T_I = \sigma \frac{\varepsilon \cdot W}{2(1 + \varepsilon)W_{fI}c} (1 + \delta) (v_i^2 - v_f^2) \quad (41)$$

$$\Delta T_{II} = \sigma \frac{W}{2(1 + \varepsilon)W_{fII}c} (1 + \delta) (v_i^2 - v_f^2) \quad (42)$$

Sendo “ σ ” o calor gerado pelo sistema de freios em porcentagem. Essas equações são definidas de forma geral pelos autores, portanto, para o protótipo baja, essas equações podem sofrer alterações.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

O respectivo capítulo abordará os resultados das equações dimensionadas no capítulo anterior, a fim de verificar os parâmetros adequados dos componentes para o sistema de freios. Ademais, através de gráficos realizados pela ferramenta Octave, será demonstrado o desempenho do coeficiente de atrito relacionado às forças dinâmicas. Os resultados apresentados das equações elaboradas demonstram a importância desse parâmetro para a análise de frenagem.

A ferramenta Octave foi de extrema importância para o dimensionamento do sistema de freios, visto que para encontrar os componentes necessários, foi preciso utilizar diversos componentes com dimensões diferentes para encontrar os requisitos necessários do projeto. Ainda, com a ferramenta, as equações foram inseridas com variáveis programadas de entrada, onde o usuário pode facilmente inserir o dado necessário e receber o resultado desejado. Como mencionado anteriormente, o coeficiente de atrito foi programado para receber um dado do usuário, pois é um parâmetro que varia de acordo com a aceleração do veículo e o tipo de pista.

4.1 ANÁLISE DO MEMORIAL DE CÁLCULOS

Optou-se pelo uso de freios a disco devido a sua maior capacidade de resfriamento e eficiência, diminuindo riscos de superaquecimentos. Assim, como ponto de partida para o dimensionamento de um novo sistema de freios, o presente trabalho se embasou no *layout* baseado na distribuição de carga do protótipo Ibirubaja, onde, em ambas as rodas dianteiras, é utilizado um disco de freio com seus conjuntos de pinça e pastilha, e, no eixo traseiro, o sistema é acoplado no eixo motor. Esse modelo é utilizado em veículos que possuem uma transferência de carga maior para o eixo dianteiro, sendo um modelo já utilizado pela equipe para construção do seu primeiro protótipo, e com isso, uma restrição estabelecida.

4.1.1 Índice de frenagem

De acordo com os cálculos desenvolvidos no Octave, e demonstrados em anexo através da programação, foi encontrado um índice de frenagem aproximado de 2,2 para um coeficiente de atrito com o solo de 0,5, e um coeficiente de resistência ao rolamento de 0,1 para uma pista de barro seco, característica do local onde é realizado grande parte das etapas das competições

SAE Brasil. Esses coeficientes de atrito podem ser analisados no capítulo 2.10.3, por meio das tabelas 1 e 2, onde foram estabelecidos por Genta (2009), Nicolazzi, Rosa e Leal (2001). O índice de frenagem encontrado demonstra que aproximadamente 70% da energia é absorvida pelo sistema a disco no eixo dianteiro, enquanto os 30% restante é absorvido pelo sistema acoplado no eixo motor. É importante dimensionar um sistema com uma força de frenagem maior no eixo dianteiro, pois nas competições apresentam-se muitos declives e terrenos que requerem uma frenagem segura no eixo dianteiro.

4.1.2 Forças de resistência ao movimento

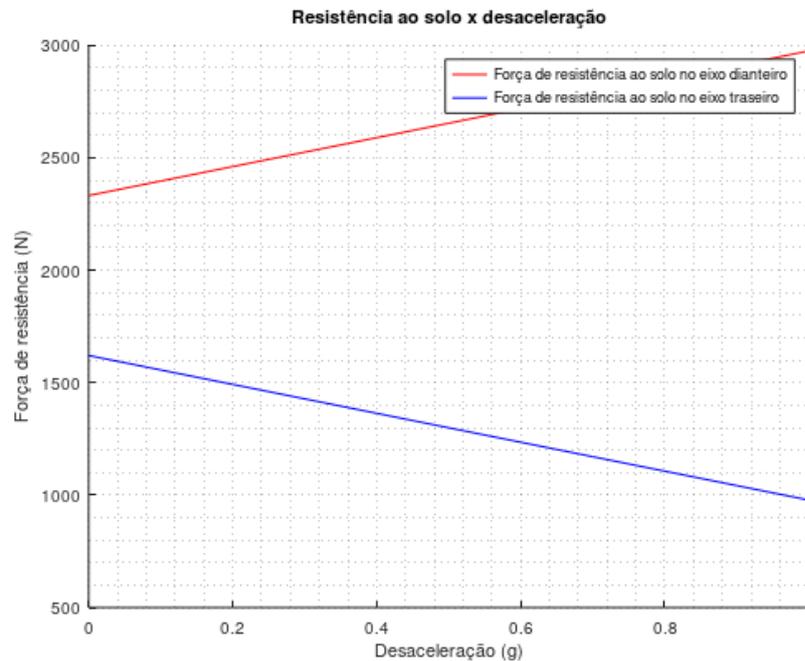
Considerando os dados apresentados anteriormente para uma pista de barro seco, e uma massa de 403 kg do carro com um condutor de 109 kg, encontrou-se uma força de frenagem de 1976,7 N e uma resistência normal ao solo de 3953,4 N. Considerando que as reações ao solo no eixo dianteiro são maiores, como pode ser analisado anteriormente no índice de frenagem, torna-se necessário encontrar os resultados dessa reação, pois os componentes que demandam maior resistência serão acoplados neste eixo.

Portanto, as reações encontradas para o eixo dianteiro e traseiro são, respectivamente, 2718,3 N e 1235,1 N; multiplicando estes valores pelo coeficiente de rolamento para uma pista de barro seco, encontrou-se uma força de frenagem de 1359,1 N no eixo dianteiro, e 617,57 N no eixo traseiro.

4.1.3 Análise do coeficiente de atrito ao solo

Analisando que o coeficiente de atrito é o parâmetro mais importante para o dimensionamento do sistema de freios, sua variação depende das dimensões do veículo, tais como comprimento e altura, além da dependência da aceleração do veículo e superfície da pista. Observando o gráfico 1, este ilustra a relação da desaceleração com as forças de resistência ao solo, sabendo que, como aponta a autora Delazeri (2019), a desaceleração é igual ao coeficiente de atrito ao solo, somado ao coeficiente de resistência ao rolamento.

Gráfico 1 - Resistência ao solo pela desaceleração do veículo



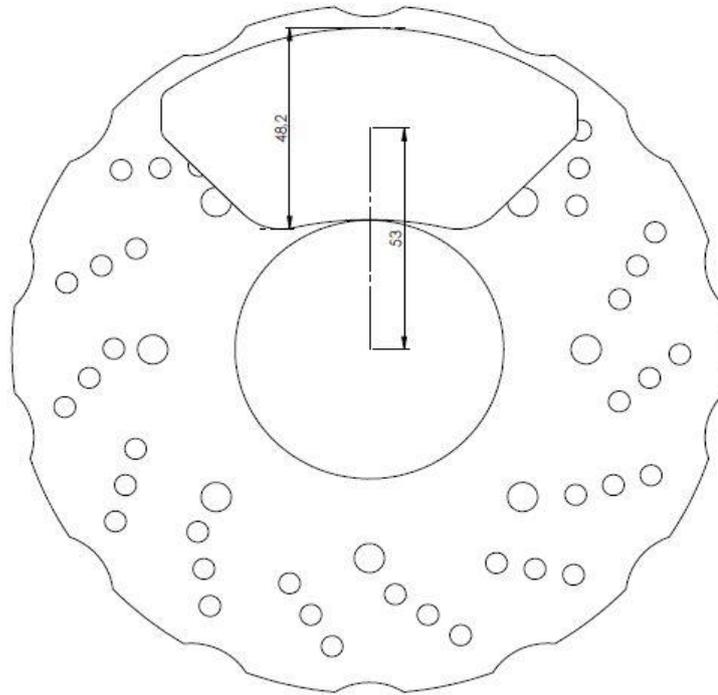
Fonte: do autor (2022)

A partir da análise do gráfico, pode-se notar que quanto maior a desaceleração do veículo, maior será a transferência de carga do eixo traseiro para o dianteiro. Todos os parâmetros encontrados e calculados podem ser observados no Apêndice I, onde foram calculados através da ferramenta Octave, funcionando como uma espécie de calculadora, onde o usuário adiciona os parâmetros iniciais, e recebe os resultados finais.

4.1.4 Dimensionamento da pastilha

Para encontrar a força da pastilha necessária em um dos discos do freio dianteiro, no qual são os discos responsáveis por receberem as maiores pressões, utiliza-se a equação 23, demonstrada no capítulo 3.1.4. Para calcular essa equação, foi necessário determinar o raio do centro das pastilhas de freio a disco. Para o presente trabalho, utilizou-se as dimensões da pastilha de freio do veículo Xsara Picasso de 2007 a 2011, da marca Cobreq e modelo N 1157. Escolheu-se tal veículo, pois, além de ser uma marca confiável no mercado, a referida pastilha, comparada ao valor de mercado, apresenta preço acessível, além de possibilitar um bom encaixe no disco, como demonstrado na figura 21.

Figura 21 - Posição radial do centro da pastilha



Fonte: Do autor (2022)

Como pode ser visto, a figura demonstra as dimensões da pastilha, sendo o raio do centro das pastilhas o parâmetro mais importante desse componente para encontrar as forças no disco. Utilizando os dados fornecidos na tabela 3 demonstrada no item 3.1, a força no disco dianteiro encontrado foi de 3278,8 N.

4.1.5 Dimensionamento da pinça

Para o dimensionamento de uma pinça de freio, segundo o autor Gillespie (1992), deve-se levar em consideração que a pressão na pinça deve ser suficiente para pressionar a pastilha contra o disco e gerar o atrito necessário. Considerando uma condição de contorno para a pinça, sabe-se que a pressão no cilindro mestre deve ser a mesma que no êmbolo da pinça, já que a pressão no fluido é repassada proporcionalmente para todas as rodas através das tubulações (HALLIDAY, 2008).

Por intermédio da equação 23, demonstrada no item 3.1.4, encontrou-se uma força necessária em um dos discos dianteiros para uma frenagem segura de 3278,8 N. Com base nesse

resultado, a equação 28 foi calculada com a finalidade de encontrar a pressão mínima de acionamento no eixo dianteiro, ficando demonstrado que é o eixo que sofre mais transferência de carga. Esse equacionamento foi calculado diversas vezes, com diferentes diâmetros e com o auxílio da ferramenta Octave. A pressão no cilindro mestre deve ser maior ou igual a pressão mínima de acionamento das pinças para que haja o atrito suficiente com o disco. Isso gera uma frenagem segura, levando em consideração os parâmetros de atrito e coeficiente de rolamento selecionados.

A pinça flutuante foi escolhida por possuir um sistema mais simples e menos pesado, como visto no tópico 2.5.7.1, exigindo apenas a metade da força de acionamento em relação a uma pinça fixa. Considerando que um dos objetivos do presente trabalho é solucionar o problema dos freios no protótipo Ibirubaja, tendo em vista o orçamento reduzido da equipe para a próxima competição, o dimensionamento do sistema busca dimensionar um sistema de freios utilizando as pinças já presentes no protótipo. As pinças do protótipo Ibirubaja são de uma moto Honda CG 125, são pinças flutuantes que apresentam dois cilindros de 25,4 milímetros (mm), e estão demonstradas na figura 22.

Figura 22 - Pinça de freio do protótipo Ibirubaja



Fonte: Do autor (2022)

Com o diâmetro de 25,4 mm em cada êmbolo da pinça, é possível encontrar a pressão necessária para pressionar a pastilha contra os discos. De acordo com a equação 28, a pressão na pastilha, pressurizada pelo cilindro mestre até uma das pinças dianteiras é de 7,2 Mpa.

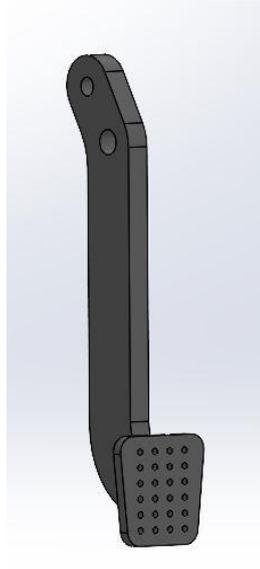
4.1.6 Projeto do pedal de freio

O pedal de freio é um componente muito importante para a ergonomia do condutor, ele deve ser dimensionado para suportar uma força para uma pessoa de 42 kg até uma de 109 kg, de acordo com o regulamento da SAE Brasil. Ainda, é um componente de acionamento mecânico que deve ser projetado para ser utilizado por todos os gêneros e idades, portanto, a escolha do material interfere no projeto do pedal. Para tanto, busca-se otimizar um pedal com a menor massa possível e que suporte as cargas aplicadas.

Para Limpert (1999), um pedal de freio deve ser projetado para que se alcance uma frenagem eficiente com força aproximada de 450 N. Somado a isso, o autor considera uma relação entre as grandezas de força e desaceleração entre 445 a 670 N/g como boas e entre 270 a 445 N/g como muito boas. Além da força aplicada no pedal, outro parâmetro importante para um projeto do pedal de freio é a relação entre as distâncias A e B demonstrada na figura 6, capítulo 2.5.1, por (SPADONI, 2013). A razão do pedal nos veículos sem servo freio, que é o caso dos veículos baixas por atingirem uma baixa velocidade, deve variar entre 4,0 e 6,5.

Com as restrições estabelecidas pelos autores e pelo regulamento SAE Brasil, buscou-se projetar um pedal com ganho de força de 4,5 e uma força de acionamento de 450 N, valor utilizado pelo autor Limpert (1999) em seu projeto. O projeto foi realizado no *software Solidworks*. Visando o orçamento da equipe, foi utilizado aço carbono SAE 1020, material com baixo custo e encontrado em muitas empresas parceiras da equipe na região, com tensão de escoamento aproximado de 210 MPa, segundo o *software SolidWorks*. O projeto do pedal é demonstrado na figura 23.

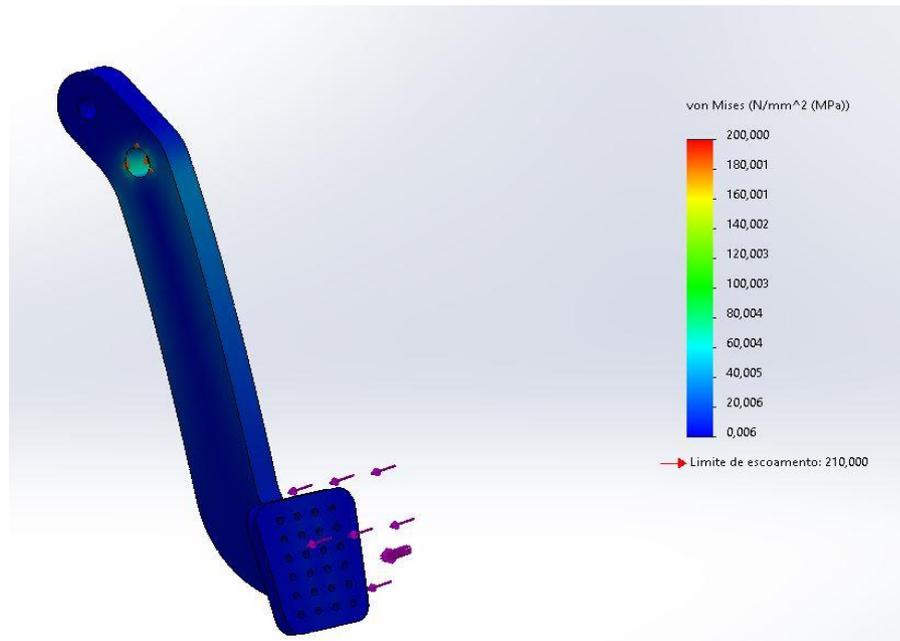
Figura 23 - Projeto do pedal de freio



Fonte: Do autor (2022)

O valor de 450 N, estabelecido por Limpert (1999), para uma frenagem segura leva em consideração resultados médios obtidos por testes de frenagem segura para ambos os gêneros e idades. No entanto, sabe-se que o curso para um pedal vai além dessa força, portanto, o autor reforça que para um homem com força elevada, a força exercida no pedal pode chegar aproximadamente a 850 N. Partindo desse princípio, a figura 24 demonstra a simulação dessa força de 850 N aplicada no projeto do pedal.

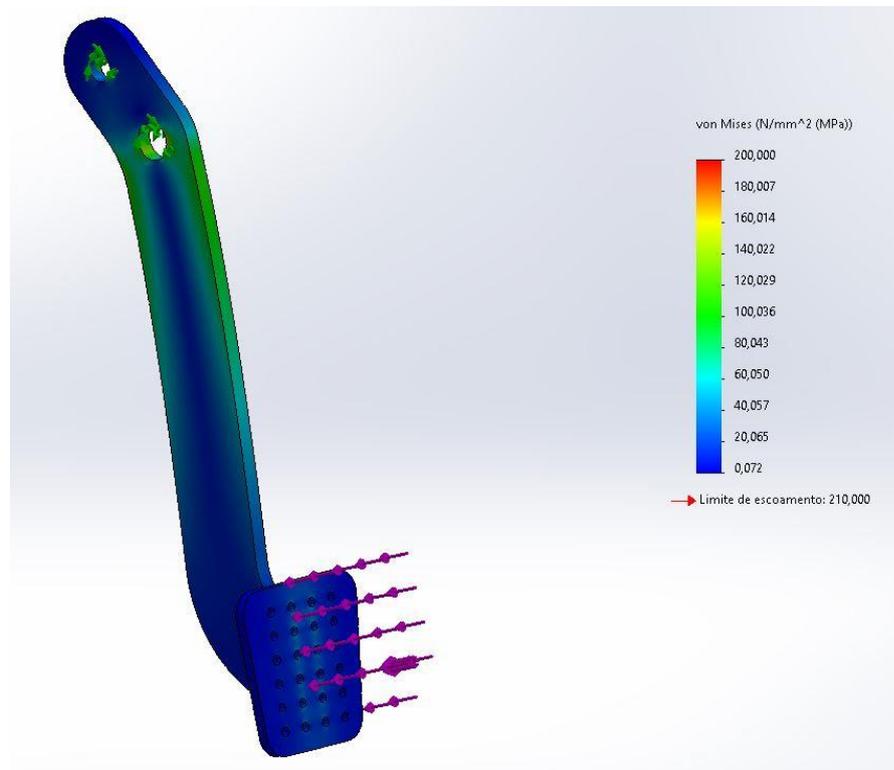
Figura 24 - Simulação do pedal de freio para chapa 9,53 mm



Fonte: Do autor (2022)

É possível notar que mesmo com uma força mais elevada, o material não sofreu qualquer tipo de deformação, chegando à conclusão que as chapas de 9,53mm utilizadas são além do necessário. Para uma segunda simulação, foram utilizadas duas chapas de 6.35mm, no qual foi possível encontrar uma tensão máxima no eixo de acoplamento aproximada de 140 MPa, o que torna os resultados satisfatórios e seguros. A figura 25 ilustra esta simulação.

Figura 25 - Simulação para chapa 6,35 mm



Fonte: Do autor (2022)

4.1.7 Seleção do cilindro mestre

Para a escolha do componente responsável pela distribuição da pressão do sistema para as pinças e pastilhas, objetivando a realização do atrito necessário para uma frenagem segura, o cilindro mestre deve ser dimensionado através do seu diâmetro externo, como pode ser visto abaixo na equação 44, equação deduzida das relações propostas por Nicolazzi, Rosa e Leal (2001).

$$D_{cm} = 2 \sqrt{\frac{Fs}{P_{cm}\pi}} \quad (43)$$

Sendo F_s a força de saída, determinada após o projeto do pedal de freio, P_{cm} a pressão no cilindro mestre, e π é o pi, proporção numérica definida pela relação entre perímetro de uma circunferência e seu diâmetro.

Constata-se a partir da equação que, para encontrar o diâmetro deste componente de extrema importância para o sistema de freios, a pressão no sistema e a força de saída devem ser encontradas. Limpert (1999), considera uma frenagem ótima, aquela onde a pressão no cilindro mestre seja igual a pressão encontrada na pinça mais sobrecarregada, neste caso, é uma das dianteiras, por possuírem maior transferência de carga.

Portanto, partindo do princípio de que a pressão do cilindro é igual a 7,1897 MPa, e a força de saída é igual a força encontrada através do dimensionamento do pedal, tem-se que o diâmetro máximo do cilindro mestre deve ser aproximadamente 33,565 milímetros.

Como mencionado anteriormente, esses dados buscam encontrar componentes já presentes no protótipo, a fim de reduzir custos. Com as dimensões do pedal, somado aos componentes utilizados anteriormente, os resultados para diâmetro do cilindro mestre chegaram próximo ao diâmetro do cilindro mestre utilizado pela equipe Ibirubaja em seu veículo.

Figura 26 - Cilindro mestre do protótipo Ibirubaja



Fonte: Do autor (2022)

O cilindro mestre demonstrado na figura 26 possui o diâmetro de 33,5 mm, sendo um valor menor comparado ao indicado pelos resultados, o tornando adequado ao projeto. Utilizando a equação 27, bem como o diâmetro para este valor, tem-se uma pressão no sistema maior que a pressão na pinça dianteira, garantindo eficiência na frenagem.

4.1.8 Análise térmica

Com a equação 31, demonstrada no capítulo 3.1.5, encontrou-se uma energia dissipada no sistema de 47,6 KJ. Igualando esse valor com a equação 32, Nicolazzi, Rosa e Leal (2001) dimensionam algumas equações, a fim de encontrar a massa necessária do disco para diferentes acréscimos de temperaturas no sistema.

Sabendo que alguns componentes no sistema de freios são feitos de alumínio, Delazari (2019) encontrou uma temperatura máxima para que as guarnições no sistema não se danifiquem de forma precoce de 220 °C. Considerando esse valor máximo estabelecido, buscou-se realizar um dimensionamento de um disco de freio, levando em consideração um acréscimo de temperatura máximo de 60 °C. Sabe-se pelas equações 40 e 41, estabelecidas por Nicolazzi, Rosa e Leal (2001), que quanto maior for o acréscimo de temperatura nos componentes, menor é a massa do disco, e conseqüentemente, menor o peso. Entretanto, o valor de 60 °C levou em consideração a segurança do condutor.

Utilizando a equação 40, foi encontrado uma força peso em um discos dianteiros de 4,9 N, no qual dividido pela gravidade, resulta em uma massa de 0,49 kg. Portanto, para o projeto dos discos de freio, alguns parâmetros foram estabelecidos, tais como a massa próxima de 0,49 kg, e um diâmetro máximo de 165 mm.

4.1.9 Projeto dos discos de freio

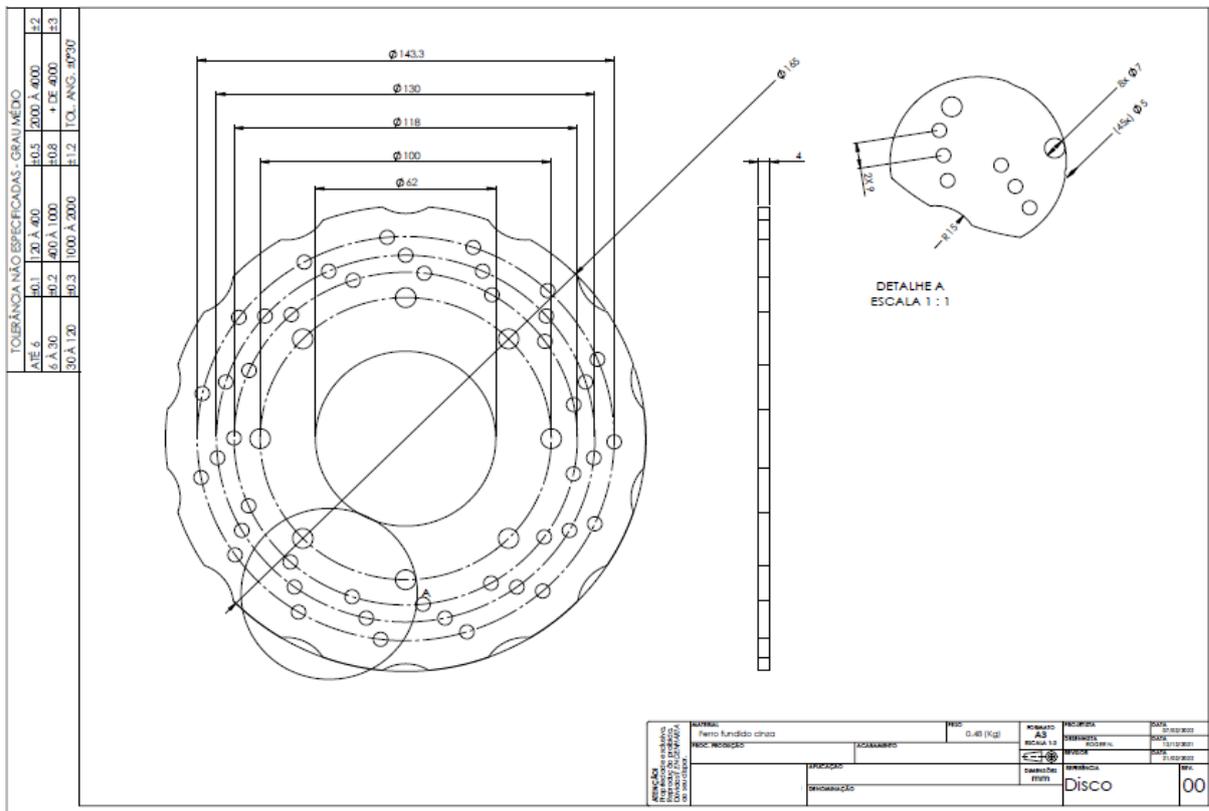
Os discos de freio dianteiros do protótipo Ibirubaja, foram projetados com aço LNE 380, fornecido por uma das empresas parceiras da equipe. Esse material cresceu muito em indústrias, sendo aplicado na fabricação de peças mais robustas e que passam por processos de dobra (SILVA, 2017). Com o orçamento reduzido da equipe Ibirubaja, dentre os materiais disponíveis, esse material foi escolhido por ser mais resistente que os materiais comuns em indústrias, como o aço SAE 1020. Entretanto, mesmo que o material LNE 380 seja a opção, existem outros materiais com propriedades melhores para se adequar ao disco de freio.

Além de não ser o material mais indicado para discos de freio, os discos do protótipo Ibirubaja foram cortados a Laser, o que ocasiona diversos problemas com a eficiência na frenagem e uma baixa qualidade. O corte a laser ocasiona deformações na peça devido ao calor, fazendo com que a peça não consiga dissipar com eficiência, e, conseqüentemente, reduzindo sua vida útil e dos demais componentes do sistema de freios.

Tendo em vista essas limitações, buscou-se encontrar materiais que melhor se adaptem para o disco. O atrito entre a pastilha e o disco gera alta temperatura, portanto, o material escolhido deve ser capaz de resistir a grande quantidade de calor gerado. Segundo Serbino (2005), o material mais indicado para discos de freio é o ferro fundido cinzento, por apresentar uma composição satisfatória de materiais, comparado ao seu custo-benefício e, historicamente, muito utilizado e aprovado para esta finalidade.

Por possuir boa fundibilidade, o material de escolha para este trabalho foi o ferro fundido cinzento. Ele apresenta uma das mais baixas temperaturas de fusão comparado a outras ligas ferrosas. Segundo um estudo realizado por Galárraga (2002), foi analisado a resistência ao desgaste de alguns materiais através de uma máquina de ensaio, chegando-se a conclusão que o ferro fundido é o material mais eficiente para o disco, por possuir uma melhor combinação de propriedades de frenagem, com alta força de atrito e baixa temperatura de funcionamento. Um modelo de disco de freio foi projetado, com material ferro fundido, no qual apresenta um calor específico de 544,27 J / Kg °C, segundo Nicolazzi, Rosa e Leal (2001), e é demonstrado na figura 27.

Figura 27 - Projeto do disco de freio



O detalhamento teve como objetivo reduzir o acúmulo de tensões, buscando projetar um material bonito e eficiente. Foi escolhido o mesmo *layout* para o disco traseiro, entretanto, por apresentar apenas um disco, suas dimensões são diferentes para atender uma frenagem eficiente. Reorganizando a equação 24, definida por Nicolazzi, Rosa e Leal (2001), na equação 41, abaixo, pode-se encontrar o raio necessário até o centro das pastilhas.

$$r_{fII} = F_{fII} \frac{r_{dII}}{F_{dII}} \quad (44)$$

Utilizando a força no disco traseiro, sendo a mesma força necessária para gerar o atrito em um dos discos dianteiros, considerando que anteriormente pode se constatar que as pinças dianteiras são as mais exigidas no sistema, tem-se um raio do centro das pastilhas traseiras de 54,1 milímetros, e um disco traseiro de aproximadamente 160 milímetros de diâmetro. Somado a isso, os discos, tanto traseiro, quanto dianteiro, possuem uma espessura de 4 mm, encontrado através do *software Solidworks* para uma massa de 0,49 kg, encontrado através dos cálculos térmicos.

4.1.10 Tubulações

Para atender um dos principais problemas do sistema de freios da equipe Ibirubaja, ou seja, as mangueiras hidráulicas, foi selecionado a da marca Aeroquip, que possui um diâmetro de 4.5 milímetros e capacidade de pressão de 10 Mpa, de acordo com as especificações do fabricante BORPLAS (s.d.). De acordo com o memorial de cálculos, a pressão máxima encontrada no cilindro mestre foi de aproximadamente 7,19 MPa, o que atende as especificações do componente.

4.1.11 Fluido de freio

Atualmente, fabricantes de automóveis já recomendam fluídos de freios específicos para seus veículos. No entanto, para o caso dos protótipos baixas, não há modelos específicos para esta aplicação. Portanto, para a escolha do fluido de freio, deve-se analisar as características dos produtos de cada fabricante, bem como as propriedades do produto para cada tipo de aplicação. Os fluidos DOT 4 são os mais recomendados atualmente para os veículos

convencionais pela sua resistência a altas temperaturas, como apontado pelo blog Canal de peças. A tabela 4 demonstra os principais tipos de fluidos atualmente no mercado nacional.

Tabela 4 - Principais fluidos de freios

Fluído	Ponto de ebulição seco	Ponto de ebulição úmido
DOT 3	205 °C (401 °F)	140 °C (284 °F)
DOT 4	230 °C (446 °F)	155 °C (311 °F)
DOT 5	260 °C (500 °F)	180 °C (356 °F)
DOT 5.1	270 °C (500 °F)	190 °C (374 °F)

Fonte: CANAL DE PEÇAS (s.d.)

DOT “*Department Of Transportation*”, é um órgão nos Estados Unidos, que junto a SAE, criaram as certificações do fluido de freio. A definição “DOT” nos produtos define um ponto de referência para indicar os tipos de fluídos de freios, sendo sua classificação ligada diretamente à capacidade e ponto de ebulição.

Para veículos mais antigos, geralmente são utilizados fluidos DOT 3, pelo fato de serem menos potentes, e exigindo um ponto de ebulição baixo, comparado a veículos atuais. Já os fluídos DOT 4 e DOT 5 são utilizados para veículos mais potentes, que apresentam velocidades elevadas e requerem um ponto de ebulição maior. Para veículos baixa, o uso dos fluídos DOT 3 seriam suficientes, visto que o protótipo não atinge uma velocidade maior que 54 km/h. Entretanto, para uma segurança maior, pode-se utilizar o fluído DOT 4, ficando a cargo da equipe a escolha, baseado em seus limites de orçamentos.

5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

A crescente evolução no ramo automobilístico fez com que as demandas de freios mais potentes crescessem, exigindo aos engenheiros projetos mais precisos e eficientes. Com o aumento da demanda por veículos de passeio, e conseqüentemente um aumento da concorrência entre empresas do ramo automobilístico, as empresas atuais já possuem seus sistemas de freios dimensionados. No entanto, para veículos *off-road* do tipo baja, não há no mercado um sistema específico para esses veículos.

Considerando todos os requisitos estabelecidos pela equipe Ibirubaja e a associação SAE Brasil, buscou-se encontrar os componentes necessários para uma frenagem segura e eficiente em uma pista de barro seco, ou seja, com coeficiente de atrito ao solo igual a 0,5, considerando que a maioria das etapas ocorre nesse tipo de solo. As análises de forças dinâmicas resultantes propuseram a oportunidade de manter as pinças presentes no protótipo para a próxima competição, bem como o cilindro mestre, que, através dos resultados, apresentam dimensões suficientes para fornecer a pressão necessária para as pinças, e, assim, reaproveitando o componente e diminuindo o custo para a próxima competição.

Baseado em componentes já presentes no protótipo, projetou-se um pedal de freio e um disco no *software SolidWorks*, com as dimensões necessárias para atender os requisitos de uma frenagem segura. O projeto para esses componentes teve como parâmetro alguns requisitos estabelecidos pelos autores Genta (2009), Nicolazzi e Rosa e Longuinho Leal (2001), além dos parâmetros necessários para os resultados satisfatórios no sistema de freios. Ambos os componentes foram projetados com materiais de fácil acessibilidade e baixo custo, tendo em vista a parceria da equipe com empresas da região.

Os resultados das equações para encontrar os componentes necessários para uma frenagem segura do protótipo Ibirubaja foram satisfatórios, com dimensões comerciais e de fácil acessibilidade no mercado. Para trabalhos futuros relacionados aos freios do protótipo Ibirubaja, é importante que haja testes práticos para determinar valor mais preciso do coeficiente de atrito, sabendo que é o parâmetro mais importante para o projeto, sendo sua variação relacionada com a desaceleração do veículo.

REFERÊNCIAS

BOSCH, R. **Manual de tecnologia automotiva**. São Paulo: Edgard Blücher, 2005. Acesso em: 15 Fevereiro 2022.

BREQUE AUTO FREIOS. **Cilindro Mestre de Freio: defeitos frequentes**. 2016. Disponível em: <<https://freiosbreque.com.br/cilindro-mestre-de-freio-defeitos/>>. Acesso em: 20 Janeiro 2022.

CAR LIDER. Como o freio do carro funciona? **O Blog do Carro**, 2017. Disponível em: <<http://blog.carlider.com.br/2017/05/17/como-freio-funciona/>>. Acesso em: 12 Janeiro 2022.

CANALI, Ricardo José. **Determinação das propriedades físicas de diferentes materiais para discos e pastilhas de freio e relação destas propriedades com ruído**. Dissertação de Mestrado em Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande Do Sul. Porto Alegre: 2002. Disponível em: <<https://lume.ufrgs.br/handle/10183/2576>>. Acesso em: 11 Janeiro 2022.

CARMO, Eber do. Entenda como funciona o sistema de freios ABS. **Notícias automotivas**. Disponível em: <<https://www.noticiasautomotivas.com.br/entenda-como-funciona-o-sistema-de-freios-abs/>>. Acesso em: 29 Outubro 2021.

DAUDT, Lourenço. **Freio Pneumático: Como Funciona e Quais As Suas Vantagens?** . Antares, Rio Grande do Sul, 2020. Disponível em: <<https://www.antaresacoplamentos.com.br/blog/freio-pneumatico/>>. Acesso em: 20 Janeiro 2022.

DEARBORN, Mich. **Ford Modelo T, primeiro carro popular da história, comemora 110 anos de lançamento**. Ford Media Center, outubro 2018. Disponível em: <<https://media.ford.com/content/fordmedia/fsa/br/pt/news/2018/10/02/ford-modelo-t--primeiro-carro-popular-da-historia--comemora-110-.html>>. Acesso em: 21 Janeiro 2022.

DELAZERI, Jéssica. **Desenvolvimento de um sistema de freio: Veículo off road para competição baja**. Lajeado, 2019. Disponível em: <<https://www.univates.br/bdu/bitstream/10737/2738/1/2019JessicaDelazeri.pdf>>. Acesso em: 14 Janeiro 2022.

DEPARTAMENTO AUTÔNOMO DE ESTRADAS E RODAGEM (DAER). **Normas de Projetos Rodoviários**. Rio Grande do Sul, 1991. Disponível

em:<<https://www.daer.rs.gov.br/upload/arquivos/201607/27143350-normas-projetos-geometrico.pdf>> Acesso em: 14 Janeiro 2022.

DIAS, Anderson Luiz. **A história dos sistemas de freios automobilísticos**. Carros Infoco, 1 Junho 2020. Disponível em: <<https://carrosinfoco.com.br/2020/06/a-historia-dos-sistemas-de-freios-automobilisticos/>>. Acesso em: 13 Janeiro 2022.

DIULGHEROGLO, Pedro. **A história dos freios**. 2007. Disponível em:<<https://doczz.com.br/doc/638700/a-hist%C3%B3ria-dos-freios>>. Acesso em: 18 Janeiro 2022.

EDUCAÇÃO AUTOMOTIVA. **O que é o fading dos freios?** .Outubro, 2018. Disponível em: <<https://educacaoautomotiva.com/2018/10/21/fading-freios/>> Acesso em: 12 Janeiro 2022.

EGER, A. **Simulação e Análise do Desempenho Longitudinal Veicular Sob Condições Dinâmicas Atrativas**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2007.

FERRETO, Cláudio Júnior. **Ruídos em sistemas de freio a disco: correlação da análise de autovalores complexos com métodos experimentais**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica - Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2018. Disponível em:<https://repositorio.ufmg.br/bitstream/1843/RAOA-BCGHJ9/1/ferreto__claudio_jr._dissertac_a_o_de_mestrado.pdf>. Acesso em: 14 Janeiro 2022.

FRAS-LE. **Freio hidráulico: como funciona e como diagnosticar falhas?** Fras-le, 2021. Disponível em:<<https://blog.fras-le.com/como-funciona-o-freio-hidraulico/>>. Acesso em: 10 Janeiro 2022.

GALÁRRAGA, Edison Gustavo Cueva; TSCHIPTSCHIN, André Paulo. **Estudo do desgaste em materiais utilizados em discos de freio de ferro fundido com grafita lamelar e vermicular**. Universidade de São Paulo, São Paulo, 2002. Disponível em:<<https://repositorio.usp.br/item/001304216>>. Acesso em: 1 Fevereiro 2022.

GENTA, G.; MORELLO, L. **The Automotive Chassis**. v. 1. p. 269-297, 2009. Acesso em: 14 Fevereiro 2022.

GILLESPIE, Thomas. **Fundamentals of vehicle dynamics**. Warrendale: SAE, 1992.

HALLIDAY, David; RESNICK, Robert; WALKER, Jearl. **Fundamentos de física. Tradução de Ronaldo Sérgio de Biasi**. 9. ed. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora, 2013. Disponível em: <<https://felipegp13.webnode.com/l/halliday-resnick%2C-fundamentos-da-fisica-9%C2%AA-edicao>>. Acesso em: 10 Dezembro 2021.

HYUNDAI. **Sistema de freios do veículo: o que é preciso saber sobre o tema?** Pílulas Hyundai, 2021. Disponível em: <<https://www.hyundai.com.br/pilulas-hyundai/sistema-de-freios-do-veiculo-o-que-e-preciso-saber-sobre-o-tema.html>>. Acesso em: 12 Janeiro 2022.

INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DO RIO GRANDE DO SUL, CAMPUS IBIRUBÁ. Curso de Engenharia Mecânica. **Ibirubaja**. Disponível em: <<http://engmec.ibiruba.ifrs.edu.br/index.php/ibirubaja/>>. Acesso em: 02 Janeiro 2022.

JORNAL CRUZEIRO DO SUL. **A importância do sistema de freios e seus componentes**. 21 de fevereiro de 2020. Disponível em: <<https://www.jornalcruzeiro.com.br/motor/a-importancia-do-sistema-de-freio-e-seus-componentes/>>. Acesso em: 13 Janeiro 2022.

LIMA, Michel da Silva. **Estudo comparativo do aço ABNT 1020, ferro fundido nodular e ferro fundido vermicular, na eficiência de frenagem utilizando ensaios**. Disponível em: <<https://repositorio.ufu.br/bitstream/123456789/19229/3/EstudoComparativoAco.pdf>>. Acesso em: 14 Fevereiro 2022.

LIMPERT, Rudolf. **Brake design and safety**. 2. ed. Michigan: SAE, p. 179-243, 1999. Acesso em: 15 Fevereiro 2022.

NAKATA AUTOMOTIVA. **Sistema de freio: tudo o que você precisa saber para não correr perigo**. Nakata, São Paulo, 2021 Disponível em: <<https://blog.nakata.com.br/sistema-de-freio-tudo-o-que-voce-precisa-saber-para-nao-correr-perigo/>> . Acesso em: 15 Janeiro 2022.

NICOLAZZI, L.C; ROSA, E; LEAL, L.C.M. **Uma Introdução à modelagem quase estática de veículos automotores de rodas**. Florianópolis: Departamento de Engenharia Mecânica, UFSC, Publicação interna do GRANTE. 2001. p. 85-119. Acesso em: 15 Fevereiro 2022.

OLIVEIRA, Prandy Lovô de. **Controle para sistemas de freios ABS**. Disponível em: <http://www.usp.br/ldsv/wp-content/uploads/2014/10/Artigo_Prandy_Final.pdf>. Acesso em: 28 Outubro 2021.

PEIXOTO, Denis Ramon dos Santos. et al. **Desenvolvimento e montagem do sistema de frenagem de um veículo off road**. Congresso Brasileiro de Engenharia de Fabricação, 7, 2013, Itatiaia, Rio de Janeiro. Disponível em:<<https://www.abcm.org.br/anais/cobef/2013/PDFS/COBEF2013-0401.pdf>>. Acesso em: 20 Janeiro 2022.

PETRIN, Natália. **Centro de massa. Estudo Prático** - iHaa Network, junho 2015. Disponível em:<<https://www.estudopratico.com.br/centro-de-massa-o-que-e-importancia-e-tipos/>>. Acesso em: 3 Janeiro 2022.

PUHN, Fred. **Brake Handbook**. Estados Unidos da América: HPBooks, 1985. Disponível em:<<https://ia801306.us.archive.org/16/items/BrakeHandbookFredPuhn/Brake%20Handbook%20-%20Fred%20Puhn.pdf>>. Acesso em: 24 Dezembro 2021.

REIF, Conrad. **Brakes, Brake Control and Driver Assistance Systems. Function, Regulation and Components**. 2014. Disponível em:<>Acesso em: 15 Fevereiro 2022.

RIBEIRO, Danilo. **Servo freio: como funciona**. Centro de Tecnologia Treinamento e inovação, 2019. Disponível em:<<http://www.conexaocti.com.br/index.php/servo-freio-como-funciona>>. Acesso em: 16 Dezembro 2021.

SAE BRASIL. **Regulamento administrativo e técnico baja Sae Brasil (RATBSB) – Emenda 3**. 2019. Disponível em: <http://saebrasil.org.br/wp-content/uploads/2020/03/RATBSB_emenda_03.pdf>. Acesso em: 17 Janeiro 2022.

SANKA FREIOS HIDRÁULICOS E PNEUMÁTICOS. **Evolução dos sistemas de freios**. Disponível em: <<http://www.freiossorocaba.com.br/dicas-do-kuka/27-evolucao-dos-sistemas-de-freio>>. Acesso em: 28 Janeiro 2022.

SANTOS, Gustavo C. M. dos. **Projeto e dimensionamento de um sistema de freios aplicado a um veículo fórmula SAE**. 2014. 150f. Projeto (Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2014. Acesso em: 13 Janeiro 2022.

SERBINO, Edilson Marcelo. **Um estudo dos mecanismos de desgaste em disco de freio automotivo ventilado de ferro fundido cinzento perlítico com grafita lamelar**. São Paulo, 2005. Disponível em:< <https://www.teses.usp.br/teses/disponiveis/3/3133/tde-12052005-093850/pt-br.php>>. Acesso em: 13 Fevereiro 2022.

SHIGUERU, Moacir F. **Apostila de freios: distribuição das forças de frenagem.** Manuscrito do próprio autor. São Paulo: 1991.

SILVA, Felipe Oliveira de Freitas. **Dinâmica de frenagem e Análise térmica de freio a disco ventilado automotivo.** Projeto de Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2016. Disponível em: <<https://www.maxwell.vrac.puc-rio.br/30614/30614.PDF>>. Acesso em: 20 Janeiro 2022.

SOUZA, Fernando Lourenço de. **Introdução ao Octave.** Universidade Federal do Tocantins, Tocantins, Junho 2003. Disponível em: <http://www.uft.edu.br/engambiental/prof/catalunha/arquivos/octave/octave_Souza.pdf>. Acesso em: 20 Dezembro 2021.

SPADONI, Andrea. **Adaptive Brake By Wire: From Human Factors to Adaptive Implementation.** Tese (Doutorado em Engenharia de Sistemas estruturais Cíveis e Mecânicos) – Universidade do Trento, Trento (Itália), 2013. <Disponível em: <http://eprints-phd.biblio.unitn.it/1319/1/SPADONI_PHD_150dpi.pdf>. Acesso em: 20 Novembro 2021.

SUPRIMENTOS INDUSTRIAIS BORPLAS. Disponível em: <<https://www.borplas.com.br/produto/mangueira-hidraulica-aeroquip>>. Acesso em: 18 Fevereiro 2022.

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SÃO CARLOS. Departamento de Engenharia Mecânica. **Freios a disco ou a tambor: diferenças e aplicações.** São Paulo, 2015. Disponível em: <<https://www.formula.ufscar.br/blog/freios-a-disco-ou-a-tambor-diferencas-e-aplicacoes>>. Acesso em: 12 Janeiro 2022.

VIEIRA, Felipe Chites; FERREIRA, Ney Francisco; NEIS, Patric Daniel Neis. **Determinação do raio efetivo para pastilhas de freio a disco.** In: V CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA, 5, 2008, Salvador-Bahia. Disponível em: <<https://www.abcm.org.br/anais/conem/2008/pdf/CON08-1133.pdf>>. Acesso em: 17 Fevereiro 2022.

APÊNDICE I

```

# Cálculos do dimensionamento de freios
clc;
clear;
g = 9.81; % Gravidade (m/s^2)
h = 0.255; % Altura centro de gravidade (m)
aI = 0.641; % Distância eixo dianteiro ao centro de gravidade (m)
aII = 0.914; % Distância eixo traseiro ao centro de gravidade (m)
l = 1.568; % Distância entre eixos (m)
vi = 15; % Velocidade máxima (m/s) Velocidade inicial
vf = 0; % Velocidade final
m = 403; % Massa do veículo somado a massa do piloto de 103 kg (kg)
x = 0.41; % Distribuição de carga (-)
dI = 0.5334; % Diâmetro externo dos pneus dianteiros (m)
dII = 0.5842; % Diâmetro externo dos pneus traseiros (m)
reI = 0.47*dI; % Raio estático dos pneus dianteiros (m)
reII = 0.47*dII; % Raio estático dos pneus traseiros (m)
rdI = 1.02*reI; % Raio dinâmico dos pneus dianteiros (m)
rdII = 1.02*reII; % Raio dinâmico dos pneus traseiros (m)
Acp = (pi*(0.0254/2)^2); % Área do êmbolo da pinça (m^2)
k = 0.05; % Inércia de translação
poison = 0.99;
c = 544.27;
DeltaT = 60; % Variação da temperatura crítica segundo Nicolazzi
Fpedal = 450; % Força aplicada pelo condutor no pedal de freio (N)
Gf = 4.5; % Ganho de força no pedal
Fsaída = Gf * Fpedal; % Força de saída aplicada no cilindro mestre
up = 0.45; % Coeficiente de atrito da pastilha
rfI = 0.053; % Posição radial do centro das pastilhas dianteiras
u = input('Digite o coeficiente de atrito: ');
f = input('Digite o coeficiente de atrito de rolamento: ');
Indf = ((1-x)+((u+f)*(h/l)))/(x-((u+f)*(h/l))); % Indf = Índice de frenagem
disp('O índice de frenagem do sistema é: '), disp(Indf);
W = m*g; % Força peso (N);
disp('A força peso é igual: '), disp(W);
Ff = W*u; % Força de frenagem (N);
disp('A força de frenagem máxima do veículo é: '), disp(Ff);
NI = W*((1-x)+((u+f)*(h/l))); % Reação ao solo no eixo dianteiro
disp('A Reação normal ao solo no eixo dianteiro: '), disp(NI);
NII = W*((x)-((u+f)*(h/l))); % Reação ao solo no eixo traseiro
disp('A Reação normal ao solo no eixo traseiro: '), disp(NII);
FfI = u*NI; % Força de frenagem eixo dianteiro;
disp('A força de frenagem no eixo dianteiro: '), disp(FfI);
FfII = u*NII; % Força de frenagem eixo traseiro;
disp('A força de frenagem no eixo traseiro: '), disp(FfII);
FdI = (1/2)*FfI*(rdI/rfI); % Força no disco dianteiro;
disp('A força necessária em um dos discos dianteiros é: '), disp(FdI);
PpincaI = (FdI/(2*Acp*up)); % Pressão em uma pinças dianteiras
disp('A pressão necessária em uma das pinças dianteiras é: '), disp(PpincaI);
FdII = FdI; % Força no disco
rfII = FfII*(rdII/FdII); % Força do disco traseiro
disp('O raio do centro da pastilha traseira é: '), disp(rfII);
FdII = FfII*(rdII/rfII);
disp('A força necessária no disco traseiro é: '), disp(FdII);
PpincaII = (FdII/(2*Acp*up)); % Pressão em uma das pinças dianteiras;
disp('A pressão necessária na pinça traseira é: '), disp(PpincaII);

```

```

DcmNovo = 2*(((Fsaida/PpincaI))^0.5);
disp ("O diâmetro do cilindro mestre é igual a "), disp (DcmNovo);
WfI = ((poison*Indf*W)/(4*c*DeltaT*(1+Indf)))*((1+k)*((vi)^2))
disp ("A força peso do disco é:"), disp (WfI);
mddI = WfI/9.81;
disp ("A massa do disco dianteiro é:"), disp (mddI);

```

Gráfico Força de resistência vertical x Desaceleração

```

clc
clear
x = 0.41;
h = 0.255;
l = 1.568;
g = 9.81;
m = 403;
W = m*g;
a = 0:0.1:1;
NI = ((1-x)+((h/l)*a))*W
NII = (x+((h/l)*a))*W
plot (a, NI, 2);
grid;

```