



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ CENTRO DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA CURSO DE
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

FRANCISCO DAS CHAGAS PRADO DE ANDRADE JUNIOR

**DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE FRENAGEM DE UM VEÍCULO BAJA
SAE**

FORTALEZA, 2023

FRANCISCO DAS CHAGAS PRADO DE ANDRADE JUNIOR

DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE FRENAGEM DE UM VEÍCULO BAJA SAE

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica do Centro de Tecnologia da Universidade Federal do Ceará, como requisito parcial à obtenção do grau de bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Profa. Dra. Vanessa Vieira Gonçalves

FORTALEZA

2023

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação
Universidade Federal do Ceará
Sistema de Bibliotecas
Gerada automaticamente pelo módulo Catalog, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

A567d Andrade Junior, Francisco das Chagas Prado de.
Dimensionamento de um sistema de frenagem de um veículo Baja SAE / Francisco das Chagas Prado de
Andrade Junior. – 2023.
68 f. : il. color.

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) – Universidade Federal do Ceará, Centro de Tecnologia,
Curso de Engenharia Mecânica, Fortaleza, 2023.
Orientação: Profa. Dra. Vanessa Vieira Gonçalves.

1. Frenagem. 2. Veículo Baja SAE. 3. Sistemas de frenagem. I. Título.

CDD 620.1

FRANCISCO DAS CHAGAS PRADO DE ANDRADE JUNIOR

DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE FRENAGEM DE UM VEÍCULO
BAJA SAE

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica do Centro de Tecnologia da Universidade Federal do Ceará, como requisito parcial à obtenção do grau de bacharel em Engenharia Mecânica.

Aprovada em: 12/12/2023.

BANCA EXAMINADORA

Profª. Dra. Vanessa Vieira Gonçalves (Orientador)
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Prof. Dr. Roberto de Araújo Bezerra
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Prof. Dr. Francisco Ilson da Silva Junior
Universidade Federal do Ceará (UFC)

A Deus.

Aos meus pais, Chico e Amélia, a toda minha família, tios, tias, primos, primas e meus falecidos avôs e avós, Eliseu e Caetano, Helena e Terezinha.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente a Deus por ter me planejado e me dado a graça de estar presente nesse mundo. Tenho esperança de um dia ser totalmente fiel a Ele por me permitir um planejamento.

Também a Nossa Senhora e a todos os anjos e santos que intercederam por mim e me levantaram ao longo de toda a minha vida.

Aos meus pais, Chico e Amélia por todo o amor, carinho, lições, preocupações, sustento, apoio e todas as outras infinitas coisas materiais que me deram e os infinitos bens imateriais que infundiram em mim e que me fazem tentar ser melhor a cada dia para honrá-los cada vez mais.

Aos meus avós, Terezinha, Caetano, Helena e Eliseu, os quais me permitiram ter pais tão bons e me repassaram grandes lições de caráter e educação.

Ao meu tio avô e padrinho de crisma, Tarciso Prado, pelas lições valiosíssimas e sabedorias a mim passados além da confiança e apoio a mim concedidos.

A todos os meus familiares, principalmente primos e primas, especialmente Denise, Renata, Artur e Lorena, junto dos quais eu cresci junto os tendo como irmãos.

À minha companheira, Rebeca, por todo o cuidado, preocupação, apoio e motivação a mim dados, tornando todo o meu esforço menos árduo e dando um muito maior sentido a ele.

À minha professora orientadora Profa. Dra. Vanessa Vieira Gonçalves e ao Prof. Dr. Rômulo do Nascimento Rodrigues por serem ótimos profissionais e por todo o conhecimento ensinado, razão pela qual lhes tenho imensa admiração.

A todo o corpo docente do curso de Engenharia Mecânica por todo o conhecimento repassado e pelo tempo dedicado.

Aos meus professores dos ensinamentos fundamental, médio e da escola de línguas, Isabella, Thiago, Mário, Joel, Edson, Hélcio, José Cláudio, Aurineide, Fábio, Juliana e, não deixaria de mencionar a responsável por minha alfabetização, Maria José. Eles foram fundamentais para minha formação pessoal e acadêmica.

A todos os amigos de longa data por todos os momentos descontraídos e felizes que passamos, por todos os aprendizados e lições recebidas.

Aos amigos que conheci na faculdade, especialmente os integrantes da equipe Siará Baja dos anos de 2019 e 2020, destaco Helton, Caio Menezes, Lucas Galdino, Victor Vilela, Julianderson, Caio Victor e Marcelo. Ao meu amigo Hugo Ramos, gratidão pelas dúvidas tiradas, pelas ajudas cedidas, pelas motivações e por todas as risadas e momentos divertidos.

Por fim, a todos os companheiros de trabalho na M Dias Branco, especialmente Thiago, Clebson, Fábio e Cláudio por todo o ensinamento inestimável repassado sobre a vida profissional e pelas responsabilidades a mim confiadas.

“Que a tua vida não seja uma vida estéril. – Sê
útil. – Deixa rastro.” (ESCRIVÁ, 2019, p. 18)

(Original publicado em 1939)

RESUMO

Em um veículo, os sistemas mais capazes de evitar acidentes são o de freio e o de direção. Especialmente o primeiro, que tem uma função importantíssima de desacelerar o veículo de forma segura e eficiente independentemente das condições do ambiente. Pensando nisso, esse trabalho abordará uma metodologia a ser seguida para o projeto de um sistema de frenagem de um veículo Baja SAE, que é um veículo construído por estudantes de várias universidades com o foco em participar de uma competição, na qual os projetos serão julgados e ranqueados. Para esses veículos, além da segurança do piloto e da estrutura do veículo, há uma preocupação extra se o sistema de frenagem não for eficiente, já que a equipe poderá ser, assim, desclassificada da competição. Para construir uma metodologia robusta e confiável, no presente trabalho foram expressos os diferentes tipos de sistema de frenagem disponíveis no mercado e seus componentes básicos. Além disso, foi sugerida uma melhor combinação de modo de acionamento e conjunto acionador, então essa metodologia foi proposta considerando um sistema de acionamento hidráulico com conjuntos pinças-discos nas rodas. Primeiro, foi explicado o comportamento do veículo durante a frenagem por meio da explanação do assunto da dinâmica veicular longitudinal, segundo foi mostrado como é calculado o poder de frenagem do sistema ao calcular o torque e a força de frenagem que ele consegue exercer. O trabalho foi escrito visando, principalmente, os estudantes de engenharia participantes de uma equipe Baja e responsáveis pelo projeto dos freios da sua equipe, com o intuito de esclarecer e dar um guia sobre como realizar as escolhas dos componentes e como fazer o projeto do seu sistema. Quando colocado à prova na competição regional SAE Nordeste 2020, a metodologia apresentada se mostrou satisfatória ao receber a terceira colocação na apresentação de projetos de frenagem.

Palavras-chave: frenagem; Baja; dimensionamento.

ABSTRACT

In a vehicle, the most capable systems to avoid accidents are brake and steering. Specially the brake system, that has the extremely important task of decelerating the vehicle in a safe and efficient way, despite the surrounding conditions. Thus, this work will approach a design methodology of a Baja SAE brake system, which is a Vehicle built by college students from many universities who have in mind a competition, on which the designs will be judged and ranked. For such vehicles, beyond the driver's and vehicle's structure safety, there is one more concerning in the case the brake system doesn't work correctly, this concerning is the disqualification of the team from the competition. To build a solid and reliable methodology, in this job I will talk about the different kinds of brake systems available on the market and their basic components, also was made a recommendation about the best combination of triggering method and the triggered assembly, so, this methodology was built considering a hydraulic system with disc-calliper assembly at the wheels. At first, the vehicle behavior during the braking was explained by doing an analysis of the longitudinal vehicle dynamics, further was shown how to calculate the braking power of the system by calculating the braking torque and braking forces that it is able to generate. This writing was built for the engineering students, specially the ones who participate on a Baja team and are responsible by the brake design of its team, and with a main goal to enlighten and provide a guide on how to choose your components and design your system. When put to test at the regional competition SAE Northeast 2020, the showed methodology came out to be satisfactory by receiving the third place on the design presentation.

Keywords: braking; Baja; design.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Diagrama de freio de estacionamento, exemplo de freio mecânico	21
Figura 2 - Diagrama de um sistema de frenagem pneumático.....	22
Figura 3 - Diagrama de um sistema de frenagem hidráulico.....	24
Figura 4 - Componentes de um conjunto sapata-tambor.....	25
Figura 5 - Montagem do conjunto de freio a tambor.....	26
Figura 6 - Outros tipos de materiais usados na fabricação dos tambores.....	27
Figura 7 - Ilustração do fenômeno de auto energização das sapatas.....	28
Figura 8 - Esquema de um conjunto disco/pinça.....	29
Figura 9 - Esquema de um conjunto de disco múltiplo.....	30
Figura 10 - Forças e alavancas envolvidas no pedal de freio.....	32
Figura 11 - Sistema de acionamento com <i>push rod</i>	34
Figura 12 - Sistema de acionamento com balance bar.....	34
Figura 13 - Diagrama de corpo livre de sistema com balance bar.....	36
Figura 14 - Visão de corte de um cilindro tandem.....	37
Figura 15 - Visão de corte de um cilindro simples.....	37
Figura 16 - Montagem do veículo com linhas rígidas destacadas.....	39
Figura 17 - Montagem do veículo com linhas flexíveis destacadas.....	39
Figura 18 - Visão do funcionamento dos tipos de pinças.....	41
Figura 19 - Diagrama para análise do raio efetivo.....	43
Figura 20 - Diagrama de corpo livre de um veículo em frenagem.....	45
Figura 21 - Gráfico do coeficiente de atrito x força aplicada.....	46
Figura 22 - Relação das forças máximas de frenagem em cada eixo.....	47
Figura 23 - Comportamento de um carro com as rodas dianteiras travadas.....	49
Figura 24 - Comportamento de um carro com as rodas traseiras travadas.....	50
Figura 25 - Gráfico de distribuição das forças envolvidas na frenagem.....	51
Figura 26 - Coordenadas para cálculo da desaceleração.....	53
Figura 27 - Fluxograma do dimensionamento do sistema.....	54
Figura 28 - Gráfico com as linhas de travamento de cada eixo do veículo.....	56
Figura 29 - Gráfico com a linha de meta de desaceleração.....	57
Figura 30 - Representação dos torques presentes e suas forças no momento da frenagem.....	62

Figura 31 - Gráfico completo do projeto de frenagem	63
Figura 32 - Gráfico de velocidade longitudinal do veículo durante desaceleração.....	64
Figura 33 - Fórmula da MFDD segundo a UNECE.....	65
Figura 34 - Legenda para fórmula da MFDD.....	65
Figura 35- Gráfico de distância percorrida durante a frenagem.....	65
Figura 36 - Posição da equipe na apresentação do projeto de freios.....	66

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 –	Tipos de fluido de freio e seus pontos de ebulição.....	40
Tabela 2 –	Dados para plotagem do gráfico da distribuição de forças de frenagem	55
Tabela 3 –	Constantes das funções das linhas de travamento dos eixos	55
Tabela 4 –	Dados da pinça e do cilindro mestre escolhidos	58
Tabela 5 –	Tabela de relação entre comprimentos para pedal	58
Tabela 6 –	Combinações entre razão do pedal e curso do pedal	59
Tabela 7 –	Raios efetivos selecionados.....	59
Tabela 8 –	Dados para cálculo do torque alcançado pelo sistema	60
Tabela 9 –	Resultados das forças e torque presentes na frenagem do eixo dianteiro	61
Tabela 10 –	Resultados das forças e torque presentes na frenagem do eixo traseiro	61
Tabela 11 –	Valores de força de frenagem no contato pneu/chão	62
Tabela 12 –	Valor da desaceleração teórica calculada	64
Tabela 13 –	Valor da MFDD do protótipo conforme teste do CarSim	66

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ATV	<i>All- Terrain Vehicle</i>
UTV	<i>Utility Task Vehicle</i>
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i>
ABS	<i>Antilock Braking System</i>
UNECE	<i>United Nations Economic Comission for Europe</i>
MFDD	<i>Mean Fully Developed Deceleration</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

F_{pd}	Força do pedal
F_{pil}	Força do piloto
A	Braço de alavanca da força do piloto
B	Braço de alavanca da força do pedal
N	Newton
mm	Milímetro
$F_{pd\ frente}$	Força do pedal no cilindro mestre do circuito dianteiro
$F_{pd\ trás}$	Força do pedal no cilindro mestre do circuito traseiro
d_r	Braço de alavanca da força do pedal para o circuito traseiro
d_l	Braço de alavanca da força do pedal para o circuito dianteiro
P_{lin_f}	Pressão na linha de freio do circuito dianteiro
P_{lin_r}	Pressão na linha de freio do circuito traseiro
A_{cil}	Área do êmbolo do cilindro mestre
F_{fec}	Força de fechamento da pinça
F_{pin}	Força gerada no pistão da pinça
A_{pin}	Área do pistão da pinça
R_{pin}	Raio do pistão da pinça
R_{cil}	Raio do êmbolo do cilindro mestre
R_i	Raio da parte interna da pastilha de freio
R_o	Raio da parte externa da pastilha de freio
R_{ef}	Raio efetivo do disco
T_f	Torque de frenagem
μ_{pas}	Coefficiente de atrito do contato pastilha/disco
T_{af}	Torque em torno do ponto de contato do pneu dianteiro com o chão
W_r	Força normal no eixo traseiro
W_f	Força normal no eixo dianteiro
B_f	Distância entre o eixo dianteiro e o CG
B_r	Distância entre o eixo traseiro e o CG
m	Massa total do veículo e do piloto
g	Gravidade
a	Aceleração

h	Altura do CG
Tra	Torque em torno do ponto de contato do pneu traseiro com o chão
$F_{m\acute{a}x}$	Máxima força de frenagem no eixo traseiro
$\mu_{p\acute{m}a}x$	Coefficiente de atrito máximo entre o pneu e o chão
$F_{f\acute{m}a}x$	Máxima força de frenagem no eixo dianteiro
D_x	Desaceleração
F_{at}	Força de atrito entre o pneu e o chão
R_{efp}	Raio efetivo do pneu
V_o	Velocidade inicial, em km/h
V_b	Velocidade do veículo a $0,8V_o$, em km/h
V_e	Velocidade do veículo a $0,1V_o$, em km/h
S_b	Distância percorrida entre V_o e V_b , em metros
S_e	Distância percorrida entre V_o e V_e , em metros

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	18
1.1 Justificativa	19
1.2 Objetivos.....	19
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	19
2.1 Sistemas de frenagem considerando o meio de transmissão da força	20
2.1.1 <i>Sistemas de frenagem mecânicos</i>	20
2.1.2 <i>Sistemas de frenagem pneumáticos</i>	21
2.1.3 <i>Sistemas de frenagem hidráulicos</i>	23
2.2 Sistemas de frenagem considerando o elemento de atuação	24
2.2.1 <i>Sistemas de freios a tambor</i>	25
2.2.2 <i>Sistemas de freios a disco</i>	28
2.3 Componentes do sistema de frenagem hidráulico a disco	31
2.3.1 <i>Pedal</i>	31
2.3.2 <i>Acionador do cilindro mestre</i>	33
2.3.3 <i>Cilindro mestre e servo freio</i>	36
2.3.4 <i>Linhas, fluido e conexões</i>	38
2.3.5 <i>Pinças de freio</i>	40
2.3.6 <i>Discos de freio</i>	42
2.4 Dinâmica Veicular Longitudinal	44
2.4.1 <i>Transferência de carga longitudinal</i>	44
2.4.2 <i>Proporcionalidade das forças de frenagem e influência no comportamento de direção</i>	46
2.4.3 <i>Gráfico de proporcionalidade das forças de frenagem</i>	50
3 MATERIAIS E MÉTODOS	54
3.1 Escopo inicial do projeto e regulamento SAE.....	54
3.2 Projeto do sistema.....	57
4. RESULTADOS	61
5 CONCLUSÃO	68
6 REFERÊNCIAS	69

1 INTRODUÇÃO

Os sistemas de frenagem são de extrema importância para todos os veículos, principalmente para garantir sua integridade estrutural e a segurança do condutor. Segundo Limpert (2011), os freios devem funcionar de forma segura e eficiente sob qualquer condição de operação, como em deslizamentos, em pistas molhadas, em subidas e descidas, dentre outros fatores citados. Ainda, de acordo com o autor, isso se dá porque, juntamente com o sistema de direção, o sistema de frenagem é o sistema mais capaz de prevenir acidentes em um veículo.

Nesse trabalho, será explanada uma metodologia para o dimensionamento de um sistema de frenagem para um Baja SAE. Esses veículos são protótipos construídos por estudantes de cursos superiores ou técnicos com a finalidade de participar de competições organizadas pela SAE (Society of Automotive Engineers), sendo competições regionais, nacionais e internacionais, nas quais cada instituição de ensino inscrita possui ao menos uma equipe.

Nessas competições, os projetos são submetidos a uma série de testes para avaliar qual o melhor veículo dentre as equipes. Os primeiros testes são para avaliação da segurança do veículo, tendo como base o regulamento da SAE para a competição, depois as equipes realizam as apresentações dos seus projetos mostrando metas, metodologias e testes dos veículos e a última prova estática é o teste de frenagem, que consiste em acelerar o carro por cerca de 30m e freá-lo bruscamente para verificar se todas as rodas dele travam. Do contrário, caso uma roda ou um eixo não trave, a equipe é desclassificada e não pode realizar as provas dinâmicas, que são o teste de aceleração, de suspensão e o enduro. Este último é um Rally, cujo protótipo é submetido a uma pista com alguns obstáculos por horas. Caso quebre, se for grave, a equipe sai do enduro.

Ao cabo de cada etapa, uma banca de juízes, constituída de engenheiros relacionados ao automobilismo e associados à SAE, julga os projetos das equipes e dão uma nota comparativa às outras equipes. Ao final da competição, essas notas são somadas e as equipes são ranqueadas, sendo as 3 primeiras premiadas com máquinas, equipamentos, ferramentas, dentre outros prêmios para auxiliar na infraestrutura do time.

1.1 Justificativa

Por ser um projeto realizado por estudantes, surgem muitas dúvidas relacionadas ao projeto dos veículos, que são difíceis de serem sanadas na internet ou pelo corpo docente. Em razão dessas dúvidas, ao realizar o projeto, percebeu-se que seria uma boa ajuda construir um passo a passo do que foi feito ao projetar o sistema de frenagem, para que os projetistas pudessem ter um caminho mais claro a ser seguido quando fossem dimensionar um sistema de freios de veículos Baja.

Isso se torna importante com o intuito de facilitar os estudos dos alunos de engenharia que participam do projeto, pois ao centralizar o conhecimento, eles podem seguir a metodologia sem precisar consultar várias fontes ao mesmo tempo, o que é algo de extrema relevância para manter os alunos de engenharia motivados com o curso e tendo tempo para os estudos, além de mantê-los com a paixão acesa pelo projeto e motivados com seu curso. Muitos “bajeiros” (termo usado para definir quem participa ou participou do projeto) dão o testemunho de que esse projeto de extensão foi a principal razão pela qual se mantiveram lutando firme ao longo da graduação.

Com esse trabalho, espera-se ajudar a manter essa motivação viva e essa paixão acesa ao facilitar e centralizar o conhecimento necessário para o dimensionamento de um sistema de frenagem.

1.2 Objetivos

Esse trabalho tem como objetivo geral definir um guia prático sobre como dimensionar um sistema de frenagem de um Baja SAE levando-se em consideração as escolhas de componente e o tipo de sistema. Como objetivos específicos, tem-se a criação de um material didático para as equipes de Baja abordando os tipos de sistemas de frenagem, componentes de um sistema de frenagem hidráulico, a dinâmica veicular longitudinal da frenagem e o dimensionamento de um sistema hidráulico de frenagem a disco.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

De início é necessário explicar sobre os tipos de sistema de frenagem, seus meios de atuação e seus componentes principais, conforme será explicado neste capítulo.

2.1 Sistemas de frenagem considerando o meio de transmissão da força

Atualmente são encontrados diversos tipos de freios para veículos. Nesse tópico, serão explicados os freios com base na sua força de transmissão de força, ou seja, o meio cuja força o condutor aplica no pedal (no caso de veículos mais pesados) ou na alavanca de frenagem (no caso de veículos mais leves), que é transmitida até o elemento que irá parar a roda, podendo este ser um conjunto pinça e disco ou um tambor com sapatas.

Há três meios principais de realizar a transferência de força, que dividem os sistemas de frenagem em três tipos: o sistema mecânico, o sistema pneumático e o sistema hidráulico.

2.1.1 Sistemas de frenagem mecânicos

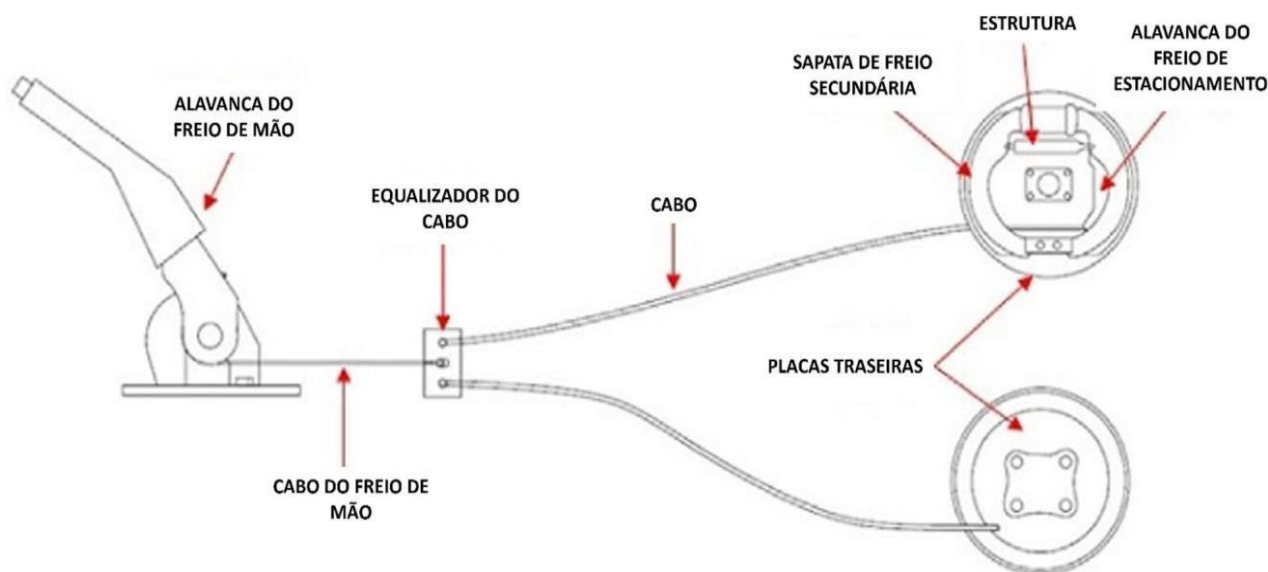
São os sistemas que utilizam cabos, alavancas, cames, manivelas e outros elementos mecânicos para transmissão da força. Segundo Limpert (2011), esses sistemas são utilizados como os sistemas principais de frenagem em veículos mais leves, por exemplo, ATVs, bicicletas, algumas motocicletas e carros de golf, enquanto nos veículos maiores, eles são utilizados apenas no freio de estacionamento (Figura 1).

Algumas características desse tipo de sistema são a sua baixa eficiência na transmissão da força, uma vez que, apenas cerca de 65% do esforço realizado pelo condutor chega à roda do veículo; os outros 35% são dissipados na forma de atrito entre os componentes do sistema e são perdidos.

Por isso, é necessária uma constante lubrificação e manutenção desses componentes, para que essa eficiência não fique muito menor que os 65%

indicados. Alguns pontos positivos desse tipo de sistema são: a simplicidade de manutenção, o baixo valor de manutenção e de aquisição e um curto tempo de resposta do freio após a solicitação feita pelo condutor, dependendo quase totalmente da distância entre a pastilha de freio e o disco.

Figura 1 – Diagrama de freio de estacionamento, exemplo de freio mecânico



Fonte: Traduzido de RAZMI-ISHAK et al., 2018, p.4.

2.1.2 Sistemas de frenagem pneumáticos

Esse tipo de sistema é composto por válvulas reguladoras de pressão, verificadoras de pressão, válvulas de alívio, vasos de pressão com ar comprimido e compressores, como pode ser observado na Figura 2; ele tem maior aplicação nos veículos de grande porte, por exemplo, ônibus, caminhões, tratores e trailers, justamente por ter um conjunto mais robusto de peças e por fornecer uma maior pressão nas linhas, uma vez que usa ar comprimido como meio de transmissão de energia.

Limpert (2011) observa que um detalhe sobre esse tipo de freio, por segurança, faz-se necessário que os circuitos de frenagem das rodas dianteiras e traseiras sejam independentes, para que, caso haja falha de algum deles, o outro não perca pressão e deixe o veículo totalmente sem freio.

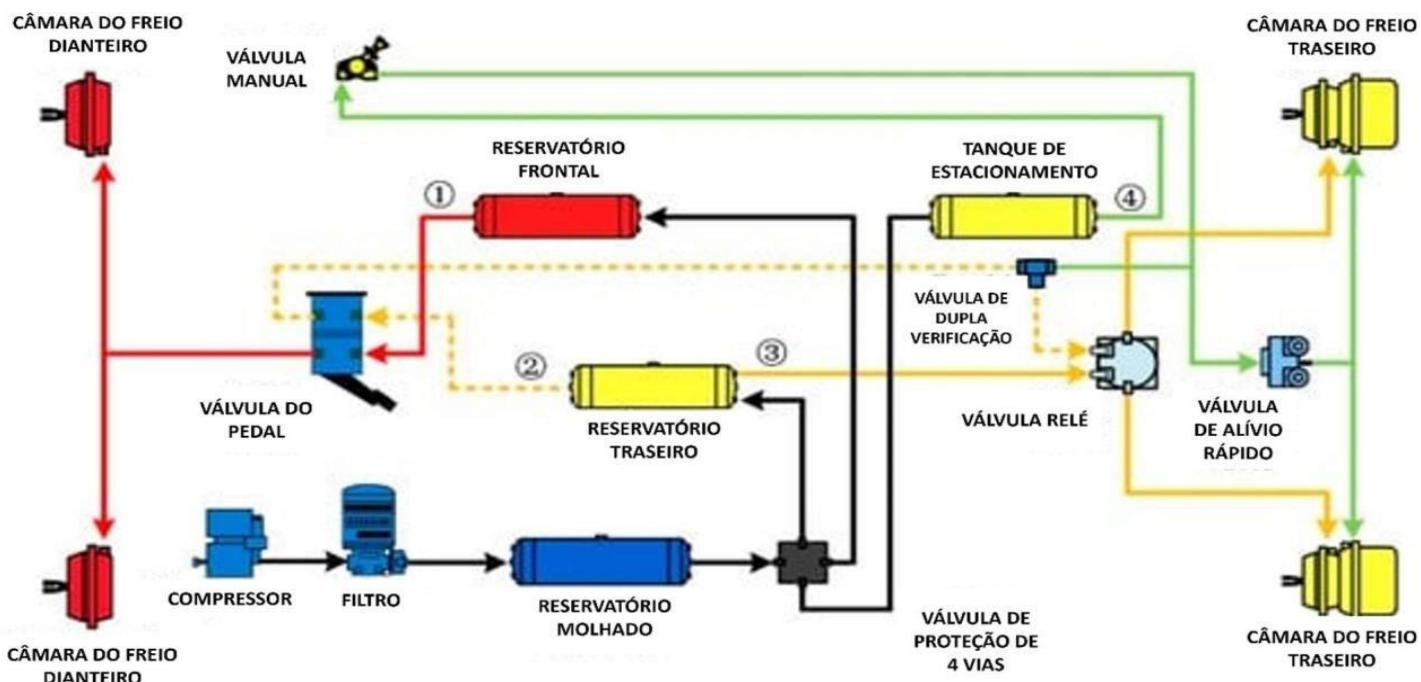
Ainda segundo o autor, o sistema básico de frenagem a ar de um trailer ou trator funciona da seguinte maneira: o compressor de ar, quando solicitado pelo motorista,

pressuriza um reservatório, o qual é comumente chamado como “reservatório de ar úmido”, a partir desse, o ar vai ser separado em dois circuitos, um para as rodas dianteiras e outro para as traseiras. Desse modo, cada um tem seu próprio reservatório; fora esses dois, há mais dois reservatórios que são abastecidos pelo compressor, o reservatório de serviço e o do *spring brake* (freio por mola).

O primeiro é o reservatório do sistema que aciona o elemento friccional (tambor ou pinça) na roda conforme o motorista solicita e o segundo é o sistema de segurança, caso os dois circuitos, dianteiro e traseiro, atinjam pressões abaixo de 40psi, então ele entra em cena e freia o veículo automaticamente, causando uma parada repentina e sem controle do veículo.

Pode-se perceber pela explicação que esse é um conjunto bem robusto e pesado, o que é uma desvantagem para os carros de passeio e outros veículos menores, pois, para estes, o peso é um fator crucial no projeto, já considerando veículos pesados. Isso não é um grande ofensor, pois o peso do veículo supera em muito o do sistema de frenagem. Além de ser pesado, é um sistema de grande complexidade de manutenção e alto valor de aquisição de peças se comparado com freios mecânicos e freios hidráulicos, pois envolve compressores, vasos de pressão, válvulas e outros elementos pneumáticos.

Figura 2 – Diagrama de um sistema de frenagem pneumático



Fonte: Traduzido de YANG *et al.*, 2017

2.1.3 Sistemas de frenagem hidráulicos

Segundo a National Highway Traffic Safety Administration (Estados Unidos, 2023), praticamente todas as motos atuais possuem esse tipo de sistema em pelo menos uma roda. Puhn (1985) afirma que todos os carros modernos usam esse tipo de sistema e tais sistemas são os mais comuns em veículos de médio porte, como carros de passeio e a maioria das motos.

Eles usam como meio de transferência de energia um fluido, que precisa ter algumas características específicas, por exemplo, alto ponto de ebulição e taxa de compressibilidade baixa.

Esse tipo de sistema é composto principalmente por um cilindro mestre, o qual funciona como um coração para o sistema, um reservatório de fluido, linhas responsáveis por guiar o fluido do reservatório, passando pelo cilindro, até as pinças ou tambores, que são os elementos de fricção do sistema. Os discos ou sapatas de freio, além desses componentes, que são os carros de passeio, possuem um servo freio, que funciona como uma ajuda para o motorista, uma vez que ele, por meio de um vácuo gerado em uma de suas duas câmaras, faz uma força puxando o pedal e facilitando o acionamento do cilindro mestre, todos esses componentes, incluindo o servo freio, estão ilustrados na Figura 3.

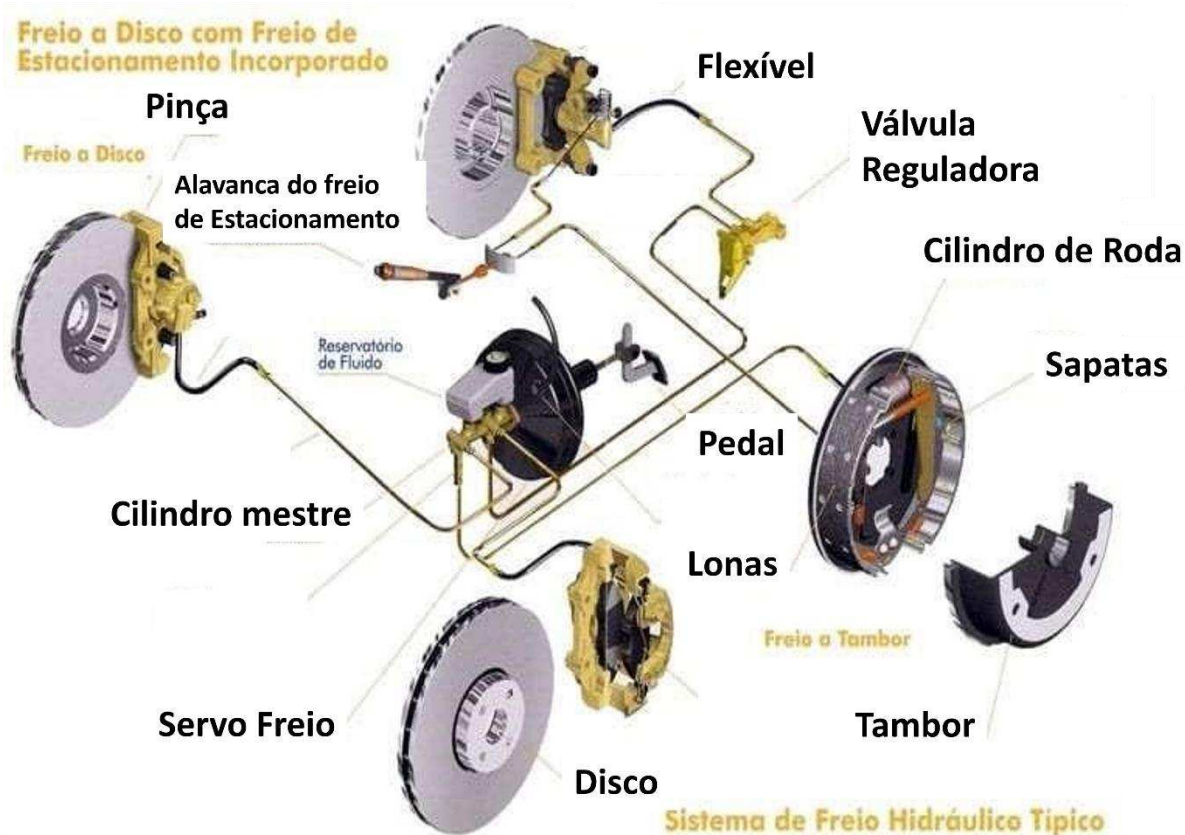
Já que esse sistema não possui nenhum elemento para aumentar a pressão do fluido e multiplicar a força aplicada pelo condutor na alavanca de freio, a qual pode ser um pedal, no caso de veículos maiores, ou uma alavanca manual, no caso de veículos menores, são necessárias algumas estratégias, mecânicas e hidráulicas para efetuar essa multiplicação.

A primeira delas é a alavanca realizada pelo pedal de freio, que é responsável por multiplicar a força aplicada pelo condutor para exercer pressão no cilindro mestre. A segunda é a utilização do princípio de Pascal, ideia base para o funcionamento do sistema, do qual podemos inferir que, quanto maior a relação de diâmetros entre o êmbolo do elemento friccional e o êmbolo do cilindro mestre, maior será a força aplicada pelo elemento na sapata ou disco com relação à força exercida pelo condutor, além dessas há a multiplicação relacionada ao braço de alavanca da aplicação da força pelo elemento friccional e o eixo de rotação da roda

do veículo, braço este chamado de raio efetivo. Toda essa descrição discursiva apresentada será colocada em termos matemáticos mais adiante.

Esse tipo de sistema de frenagem possui um médio custo de aquisição e, por ser um sistema bem difundido no mercado, há grande facilidade para encontrar peças de reposição para ele. Além disso, é de fácil manutenção e é um sistema compacto e leve.

Figura 3 – Diagrama de um sistema de frenagem hidráulico



Fonte: LOBO, 2018

2.2 Sistemas de frenagem considerando o elemento de atuação

Outra forma de classificar os freios é com relação ao elemento friccional, o qual fica acoplado à roda do veículo e, quando parado, freia a roda junto.

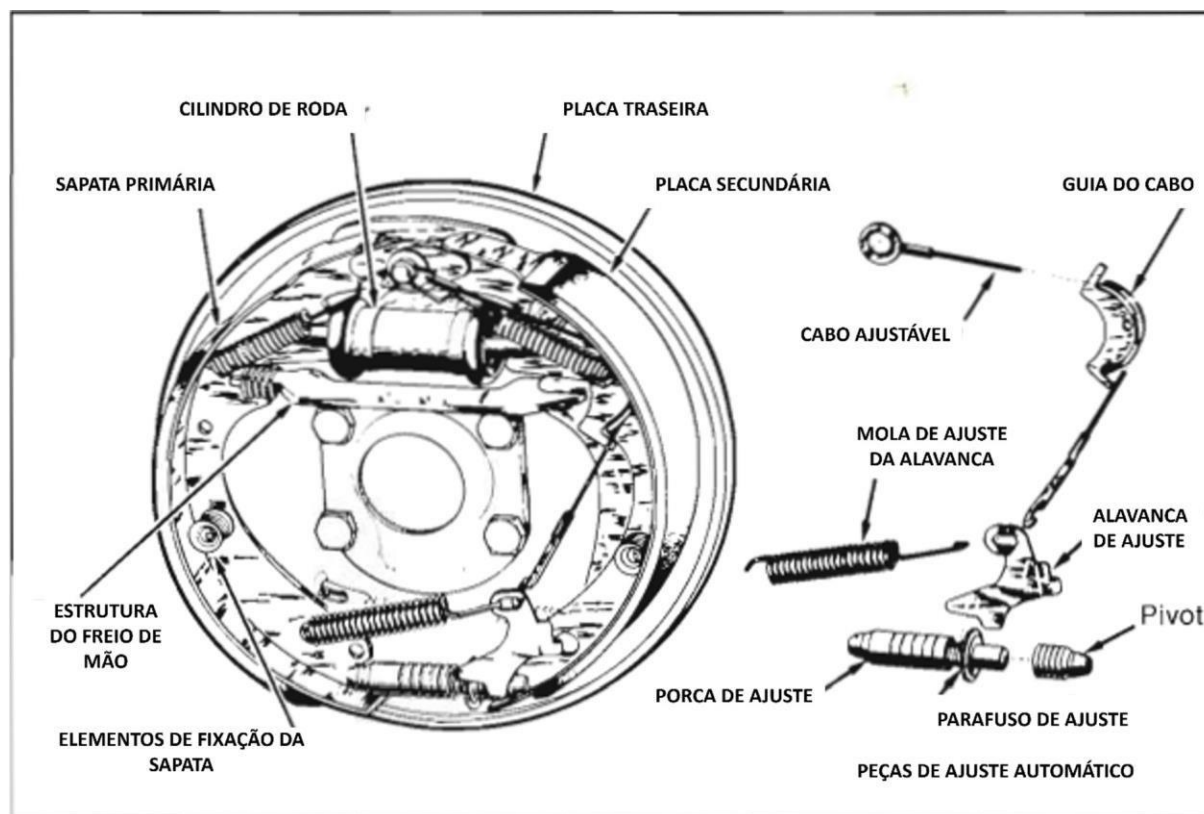
Hoje, os elementos mais comuns de serem encontrados nos veículos são o conjunto disco e pinça e o conjunto tambor sapata.

2.2.1 Sistemas de freios a tambor

Os freios que utilizam um tambor preso à roda para parada do veículo são chamados de freios a tambor. Esse tipo de elemento pode ser encontrado combinado com qualquer um dos 3 tipos de sistema anteriormente explicados, mecânico, pneumático e hidráulico, dependendo do porte do veículo ou do projeto feito. Eles são mais utilizados em veículos pesados como ônibus e caminhões, além de serem bastante comuns nas rodas traseiras dos veículos de passeio e em algumas motos.

O conjunto tambor-sapatas é composto basicamente por um cilindro de roda, duas sapatas, os elementos de fixação das sapatas e os componentes referentes ao freio de estacionamento. Todos esses ficam fixos em uma placa metálica a qual, geralmente, está parafusada à manga de eixo conforme observado na Figura 4.

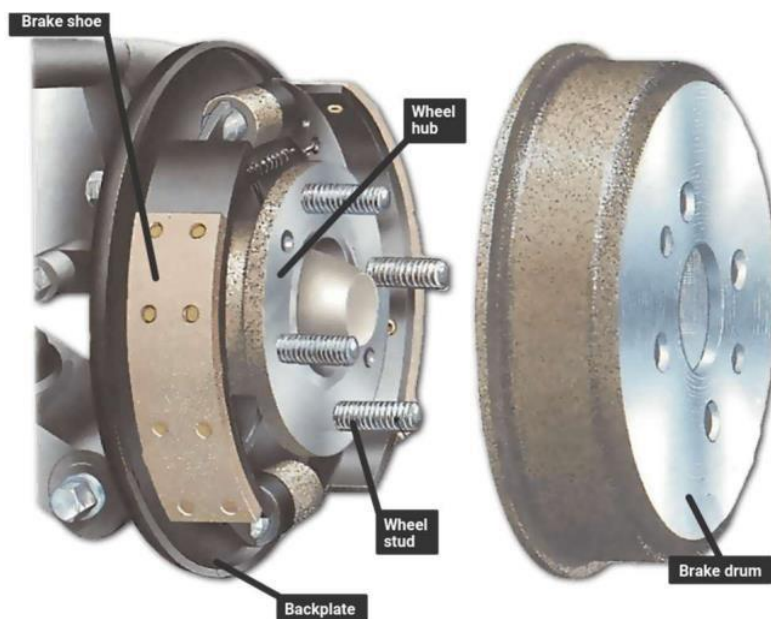
Figura 4 – Componentes de um conjunto sapata-tambor



Fonte: Traduzido de Puhn (1985)

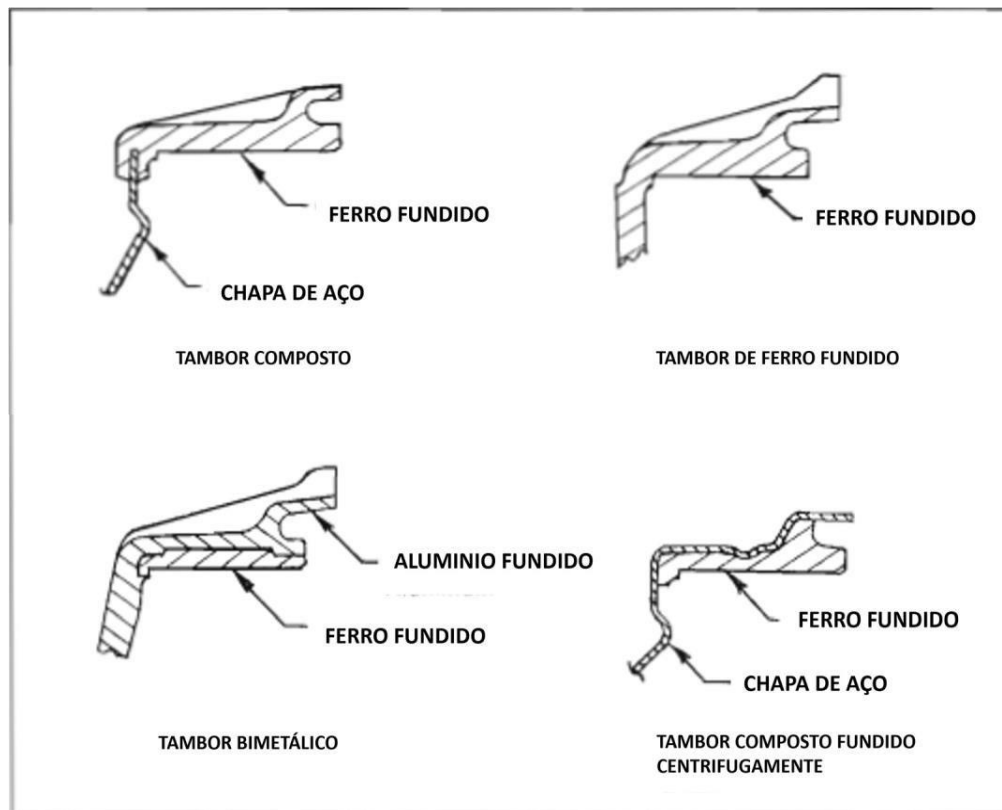
Além desses, há também o tambor, que aparece na Figura 5 com a montagem completa do conjunto. Ele gira em torno das sapatas acoplado na roda do veículo. De acordo com o Puhn (1985), geralmente é fabricado de ferro fundido, enquanto as sapatas são feitas de compostos de materiais metálicos com materiais orgânicos. Essa combinação confere ao sistema uma baixa capacidade de transferência de calor. Para contornar esse problema, foi pensada a fabricação do tambor em alumínio com uma chapa de ferro fundido acoplada no seu interior. Dessa forma, além de dissipar melhor o calor gerado pela frenagem, alcançou-se a diminuição do peso sem afetar a resistência do sistema, uma vez que as sapatas terão contato somente com a faixa de ferro fundido. Além desse tipo de conjunto, foram elaboradas outras três variações de projeto do tambor com o intuito de melhorar a refrigeração dos freios, sendo esses apresentados na Figura 6.

Figura 5 – Montagem do conjunto de freio a tambor



Fonte: Renewing drum-brake shoes

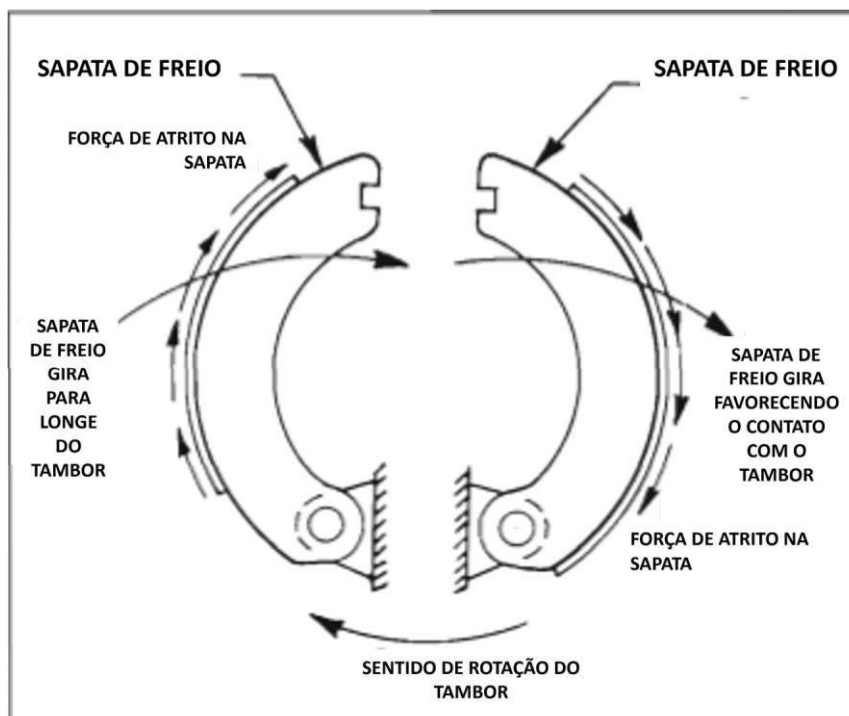
Figura 6 – Outros tipos de materiais usados na fabricação dos tambores



Fonte: Traduzido de Puhn (1985)

Quanto ao seu funcionamento, quando solicitado pelo condutor, o cilindro de roda se expande forçando as duas sapatas contra o tambor, o qual está girando e a fricção das sapatas com o tambor faz a roda do veículo desacelerar. Um ponto interessante desse sistema é que surge o fenômeno da autoenergização em uma das sapatas. Isso quer dizer que a força aplicada pelo condutor é menor para gerar a frenagem, pois por conta do sentido de rotação do aro, ele gera um torque em torno do pino de fixação da sapata, o que a faz girar para fora da roda, forçando-a a entrar ainda mais em contato com o tambor, como é possível observar na sapata do lado direito da Figura 7. Tal fenômeno facilita a frenagem, mas é muito suscetível a mudanças no coeficiente de atrito das sapatas com o tambor e isso pode forçar o condutor a aplicar ainda mais força para um mesmo nível de frenagem. Para termos um parâmetro, segundo Budynas e Nisbett (2016), caso ocorra uma redução de 30% no coeficiente de atrito, o condutor teria de aplicar 50% a mais de força no acionamento.

Figura 7 – Ilustração do fenômeno de auto energização das sapatas



Fonte: Traduzido de Puhn (1985)

Esse tipo de sistema é mais barato para aquisição quando comparado a freios a disco, porém tem uma complexidade de manutenção bem maior e são componentes com mais peças no conjunto, o que os torna mais pesados também. Fora esses pontos, há também a questão do arrefecimento, que não é tão favorecido por conta da geometria do sistema, e, por ser um conjunto fechado, mostra certa dificuldade de escoar a sujidade que acaba se infiltrando dentro dos tambores, principalmente lama e água, elementos que reduzem bastante o coeficiente de atrito entre as sapatas e o tambor, o que diminui drasticamente a capacidade de frenagem do conjunto.

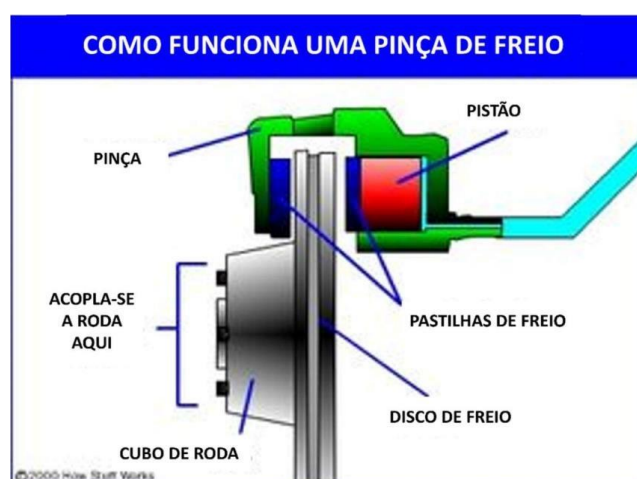
2.2.2 Sistemas de freios a disco

Esse conjunto é fácil de ser encontrado nas rodas dianteiras dos veículos de passeio, nas 4 rodas dos carros esportivos e de luxo, inclusive nos carros de corrida, em bicicletas, motos e outros veículos leves, além de serem usados em aeronaves, mas com um design diferente.

Nos primeiros veículos citados, é comum encontrar o sistema de disco único, no qual vemos um disco acoplado à roda do veículo e que gira entre as duas pastilhas da pinça, como mostra a Figura 8. Então quando o condutor solicita a frenagem, a pressão do sistema força a pinça a se fechar e comprimir as pastilhas contra o disco, desacelerando, assim, o veículo.

De acordo com Santos (2014), há 3 tipos de pastilhas: as orgânicas, que são constituídas de 6 componentes principais, sendo eles: as fibras, os modificadores de atrito, o enchimento, os agentes de cura, os aglutinantes e os aditivos, como pó de zinco, bronze e alumínio; as metálicas, as quais são feitas por meio da sinterização de metais como cobre e ferro. Elas são ótimas para dissipação de calor e em frenagens críticas, onde há um aumento grande de temperatura do conjunto, porém desgastam bastante os discos de freio. Por fim, há as pastilhas semimetálicas, uma combinação entre as duas anteriores. Essas pastilhas têm a mesma composição da pastilha orgânica, mas algumas das suas fibras são substituídas por fios metálicos para aumentar a resistência à temperatura e melhorar a dissipação de calor. Ao fazer isso, chegou-se a uma pastilha com uma boa resistência à temperatura, com baixo ruído e mais resistente ao fenômeno de fade (fenômeno que causa deterioração dos componentes e queda brusca do coeficiente de atrito entre os elementos de fricção por conta do aumento de temperatura do conjunto, assim diminuindo a eficiência do sistema).

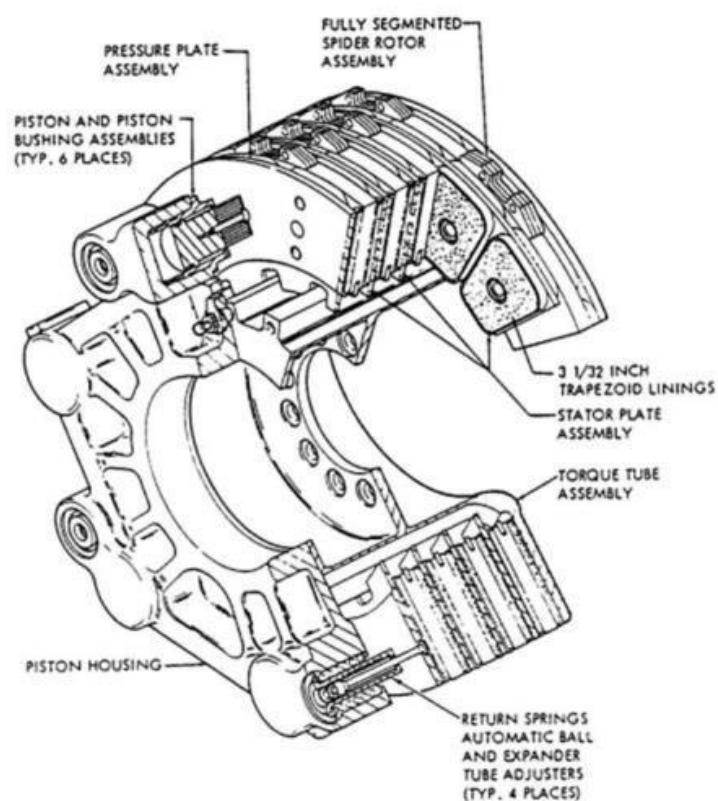
Figura 8 – Esquema de um conjunto disco/pinça



Fonte: Traduzido de Nice (2000).

Já nos freios de aeronaves são encontrados os sistemas de discos múltiplos, compostos por vários discos alinhados lateralmente e intercalados por componentes chamados estatores, para gerar a força de frenagem há um anel com vários pistões alinhados ao conjunto (para melhor visualização consultar Figura 9). Esse anel força os pistões contra o primeiro estator e, desta forma, é gerada uma compressão entre todos os discos e todos os estatores. Analogamente, os estatores são como as pastilhas; o anel com os pistões é o corpo e o pistão da pinça.

Figura 9 – Esquema de um conjunto de disco múltiplo



Fonte: Al-Garni et al. (1999)

Segundo Puhn (1985), esse modelo de freios chegou ao mercado por volta dos anos 40 e, nos anos 70, substituiu os freios a tambor nas rodas dianteiras dos carros. Este autor explica que isso se deu por uma série de motivos, a saber: os freios a disco têm maior resistência ao fenômeno de fade, melhor arrefecimento do conjunto, são resistentes à água e à sujeira, necessitam de menos manutenção e conseguem entregar um torque de frenagem maior considerando um mesmo peso

do sistema. A principal vantagem dentre essas é justamente a de resistência ao fade, a qual se dá principalmente por conta de:

- os elementos friccionais estarem em contato direto com o ar, o que os faz ser resfriados muito mais rapidamente quando comparados aos de um freio a tambor, os quais se encontram na parte interior do tambor;
- da eliminação da expansão dos tambores por conta da temperatura, o que aumenta o curso do pedal, apesar de os discos de freio também se expandirem com o aumento da temperatura; sua expansão vai ao encontro das pastilhas, diminuindo o curso do pedal;
- da ausência de cilindros de roda nos freios a disco, isso torna os sistemas a disco menos sensíveis a quedas no coeficiente de atrito.

Esse conjunto também apresenta facilidade em ser comprado, não é muito caro e necessita de pouca manutenção. Um ponto a ser destacado é que por não haver cilindro de roda para aumentar a força de frenagem, em veículos mais pesados, como os carros de passeio, esse sistema necessita de um servo freio antes do acionamento do cilindro mestre para amplificação da força aplicada pelo condutor.

2.3 Componentes do sistema de frenagem hidráulico a disco

Será discutido mais sobre os componentes de um sistema de frenagem hidráulico a disco por ser o mais vantajoso para projetos de Bajas. Além disso, seus componentes são de alta disponibilidade no mercado, fácil manutenção, mais eficiente considerando uma relação peso x capacidade de frenagem, mais resistentes a sujeira e água, além de serem mais fáceis de fabricar e de serem comuns em ATVs e UTVs, veículos comerciais que mais se assemelham à aplicação e ao porte de um Baja.

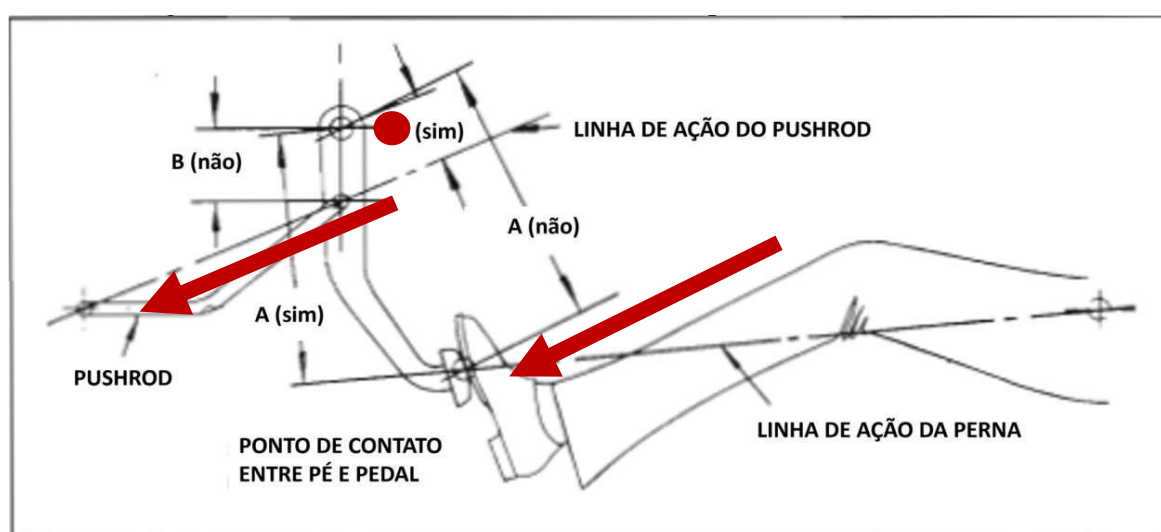
2.3.1 Pedal

Pode-se afirmar que o pedal é a interface do sistema com o condutor, pois é o componente responsável por controlar o sistema inteiro, solicitando mais ou menos potência do sistema, por isso é importantíssimo que haja um bom projeto para ele. Os principais fatores a serem observados no projeto do pedal são o conforto do piloto, a distância percorrida no seu curso máximo e a razão de multiplicação da força aplicada pelo piloto.

A função principal do pedal é trabalhar como o primeiro multiplicador de força do piloto e transmitir essa força para os outros elementos do sistema. Puhn (1985) defende que um bom pedal de freio tem que ter: uma boa resistência para não dobrar nem quebrar enquanto o piloto aplica a força, boa rigidez durante uma frenagem brusca para não flexionar, deve ter o mínimo de atrito possível, deve estar com o sistema de acionamento bem nivelado com o cilindro mestre e deve estar bem apto às exigências do sistema, do condutor e dos componentes em torno dele.

Para o dimensionamento correto do pedal, é muito importante calcular sua razão, que é quantas vezes a força que será aplicada no cilindro mestre é maior que a aplicada pelo piloto. A definição dessa razão se dá por questões geométricas do pedal, fazendo uma análise de torque em torno no pivô do pedal. Isso é ilustrado na Figura 10.

Figura 10 – Forças e alavancas envolvidas no pedal de freio



Fonte: Traduzido de Puhn (1985)

A força aplicada pelo piloto (F_{pil}) vezes seu braço de força (A) tem de ser igual à força aplicada pelo pedal (F_{pd}) vezes seu braço de força (B), sabendo que $B < A$, podemos afirmar que a força aplicada pelo piloto será bem menor que a aplicada pelo pedal no cilindro mestre, conforme comprova a seguinte equação.

$$F_{pd} = F_{pil} * \frac{A}{B} \quad (1)$$

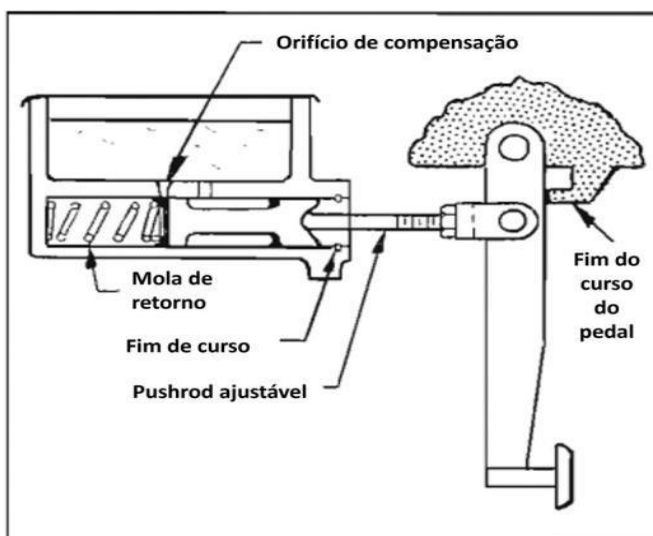
Puhn (1985) e Limpert (2011) nos orientam a projetar o pedal para que tenhamos um nível desejado de frenagem com o piloto aplicando cerca de, no máximo, 335N para um carro de passeio, o que é um nível de esforço satisfatório, que quase todo mundo consegue exercer, mas Puhn se aprofunda um pouco mais e afirma que caso estivermos projetando um caminhão ou carro de corrida, pode ser necessário aumentar um pouco esse limite, mas este autor não recomenda ultrapassar 445N. Explica ainda que uma pessoa mais forte pode ultrapassar esse limite, podendo um homem grande chegar a cerca de 1335N e isso de forma repentina, como um impacto, o que dobra o esforço no pedal. Então ele costuma projetar os pedais para resistir a forças de até 2670N, o que já atende à solicitação do regulamento da SAE de o pedal resistir a, pelo menos, 2000N.

Outro ponto importante é que, enquanto Limpert (2011) defende que o curso do pedal com o sistema frio seja entre 75 mm e 90 mm, Puhn (1985) afirma que o máximo aceitável para o curso do pedal é de 150 mm, mas que em casos de sistemas especiais, como é o caso do Baja, sempre tentar manter o menor possível. Entretanto, Tilley e Associates (1993) indica que o curso do pedal não ultrapasse 128 mm para pés usando sapatos e indica também que o ângulo entre a linha do pedal e a linha da perna do condutor deve estar sempre em um range de 90° – 100°.

2.3.2 Acionador do cilindro mestre

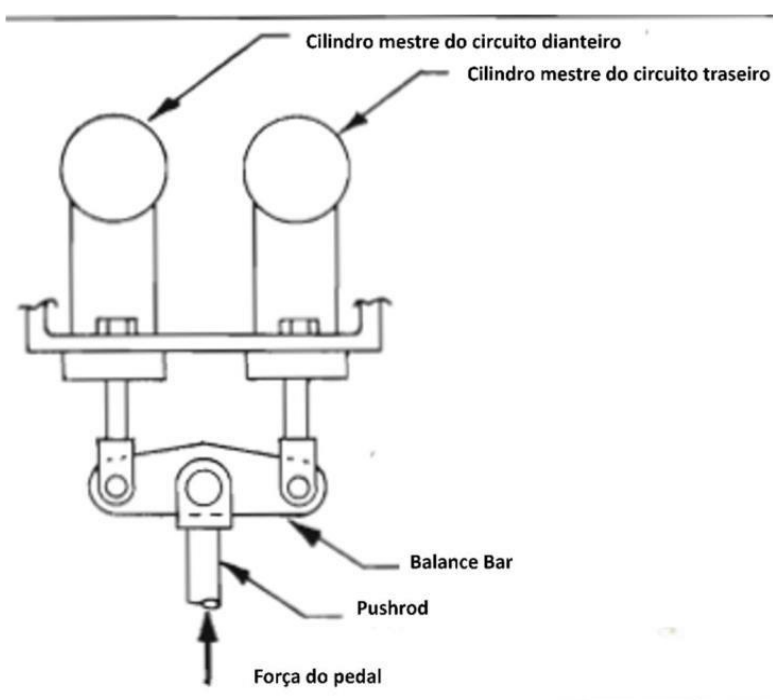
É necessário também algum meio de transmitir a força do pedal para o cilindro mestre. Para isso, há algumas opções de componentes, a saber: as duas principais são o *push rod*, ilustrado na Figura 11, e a *balance bar*, conforme Figura 12.

Figura 11 – Sistema de acionamento com *push rod*



Fonte: Traduzido de Puhn (1985)

Figura 12 – Sistema de acionamento com *balance bar*



Fonte: Puhn (1985)

Um detalhe sobre essa transmissão de força é que, dependendo do projeto, é desejável distribuí-la de forma que a pressão em um circuito seja diferente da do outro circuito. Atualmente, isso também pode ser feito com uma válvula reguladora, o que aumenta ou diminui a perda de carga de um sistema ou de outro conforme programado pelo projetista. Esse é um problema dela, ao

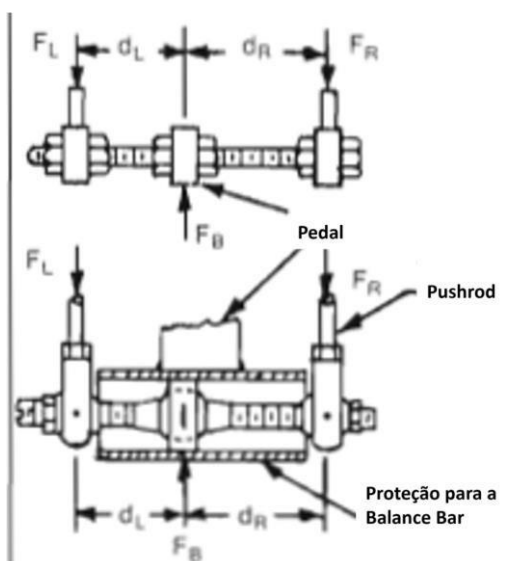
contrário do *balance bar*, uma vez que ela não pode ser ajustada conforme necessidade.

Quando é preciso fazer essa distribuição desigual por meio do acionamento do cilindro mestre, algumas escolhas de projeto devem ser feitas. A primeira delas é que não deve ser escolhido um cilindro mestre tandem, já que este faz uma distribuição meio a meio da força entre os dois circuitos, então com a necessidade de manter a independência dos circuitos dianteiro e traseiro, escolhem-se dois cilindros mestres simples: um para cada eixo. Por sua vez, a segunda é que, por ser usado esse arranjo de cilindros, deve-se escolher a *balance bar* em vez de um *push rod*, pois ela é a única entre as duas opções que consegue regular a porcentagem de força em cada um e, portanto, a única que consegue acionar dois cilindros ao mesmo tempo.

Quando essa necessidade não existe, escolhe-se um cilindro mestre tandem em conjunto com um *push rod*. Essa é a opção mais comum em carros de passeio, já que eles possuem a válvula reguladora enquanto aquela é mais utilizada em carros de corrida por ser possível ajustar a distribuição dependendo da pista e de configurações de setup do veículo, explica Puhn (1985).

No caso do último arranjo, a força aplicada em cada compartimento do cilindro será igual, ou seja, será a força total que o pedal aplica no cilindro dividida por 2. Já no primeiro conjunto, deve ser feita uma análise de corpo livre na *balance bar* para chegar à posição correta de aplicação da força para uma distribuição desejada, um cálculo parecido com o que deve ser feito para o pedal. Tal análise é mostrada na Figura 13.

Figura 13 – Diagrama de corpo livre de sistema com balance bar



Fonte: traduzido de Puhn (1985).

A partir desse diagrama, onde renomeamos F_B para F_{pd} , deduzimos que a força transmitida para cada cilindro mestre é dada por:

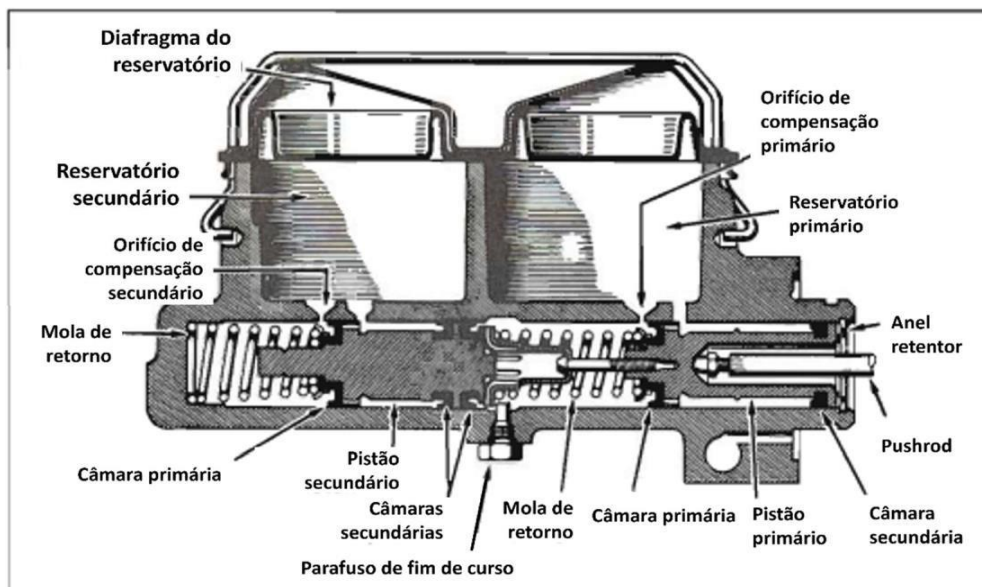
$$F_{pd \text{ frente}} = F_L = F_{pd} * \frac{d_R}{d_R + d_L} \text{ e } F_{pd \text{ trás}} = F_R = F_{pd} * \frac{d_L}{d_R + d_L} \quad (2)$$

2.3.3 Cilindro mestre e servo freio

Depois que há a solicitação de parada do sistema, o cilindro mestre entra em ação para transportar o fluido de freio até a roda e acionar os pistões das pinças. Como mencionado no tópico anterior, há no mercado dois tipos de cilindro mestre, o cilindro tandem (Figura 14) e o cilindro mestre simples (Figura 15), ambos ainda com utilidade atualmente. O simples é mais comum em carros de corrida utilizado no conjunto com uma *balance bar* e dois cilindros simples, e o tandem é mais utilizado nos demais veículos sendo a distribuição de pressão feita por meio da válvula de proporcionalidade. Esse último modelo apareceu no mercado como um substituto mais seguro para o simples, por possuir duas câmaras, o que possibilita a independência dos circuitos para acionamento de cada eixo. Por outro lado, o simples tem só uma câmara, ou seja, caso um sistema de freio acionado por um cilindro mestre simples sofra uma perda de pressão em qualquer ponto, o veículo vai ficar sem freio em todos os eixos, porque, como só há uma câmara, há somente

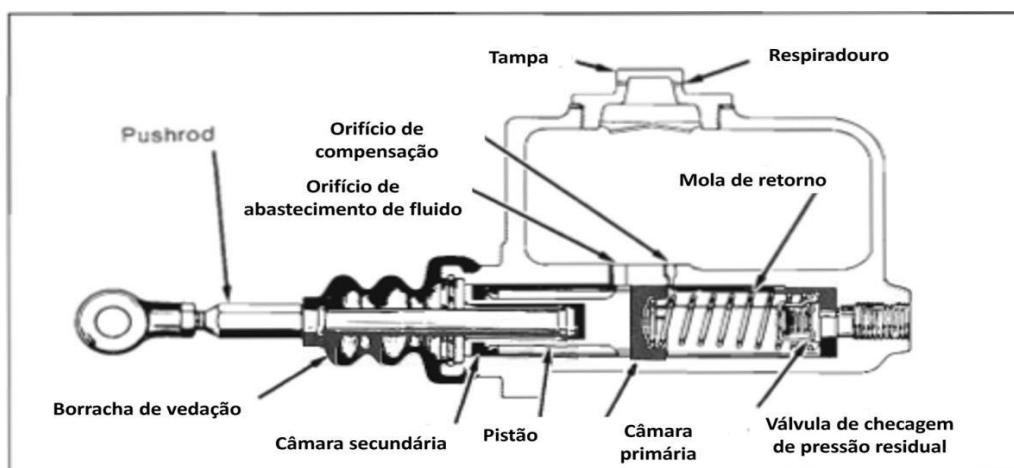
um circuito acionando-os todos. Então caso esse circuito perca pressão, todas as rodas perderão pressão.

Figura 14 – Visão de corte de um cilindro tandem



Fonte: Traduzida de Puhn (1985).

Figura 15 – Visão de corte de um cilindro simples



Fonte: Traduzida de Puhn (1985)

Os cilindros simples foram totalmente utilizados até os anos 60, época em que surgiram os cilindros tandem. Esse tipo de cilindro mestre tem a distribuição de força de 1:1 para cada eixo, por isso, há a necessidade da utilização do conjunto de dois cilindros mestre simples com a *balance bar* para carros que precisam de pressões diferentes nos dois circuitos. Então para os sistemas com

push rod e cilindro tandem, que não possuem válvula de proporcionalidade, deve-se dividir F_{pd} por 2 para calcular a força e o torque de frenagem aplicados em cada eixo/roda, enquanto nos sistemas que utilizam a *balance bar* o valor da força em cada circuito vai ser definido pela equação 2 explicada no tópico anterior.

Os pontos mais importantes a serem observados na hora do dimensionamento e escolha de um cilindro mestre são o modelo dele e seu diâmetro interno, que constitui o fator determinante para o nível de pressão utilizada no sistema. Quanto menor o diâmetro, maior a pressão, lembrando que a pressão nas linhas se dá pela força aplicada dividida pela área do êmbolo, ou seja, a pressão nas linhas de cada circuito independente de um cilindro tandem é calculada por:

$$P_{lin_f} = P_{lin_r} = \frac{F_{pd}}{2 * A_{cil}} \quad (3)$$

Na equação 3, o 2 no denominador se refere à divisão da força de aplicação do pedal em cada êmbolo, na fórmula está indicado que a pressão na linha dianteira será igual à da traseira, as quais são iguais à divisão da metade da força aplicada pelo pedal pela área do êmbolo do cilindro.

2.3.4 Linhas, fluido e conexões

Para compor o circuito hidráulico, é necessário um meio de interligar o cilindro mestre às rodas do veículo para que o fluido que recebe a pressão no cilindro mestre seja contínuo até o local de atuação, ou seja, a pinça de frenagem. Isso é útil para que haja uma transferência eficiente do esforço aplicado no pedal à roda. Esta é a principal função das linhas, das conexões e do fluido de frenagem, o qual vai preencher toda essa tubulação.

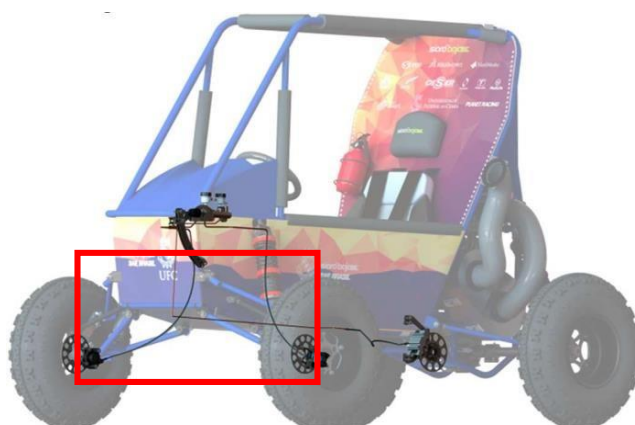
A tubulação do sistema é dividida em duas partes, a saber: a primeira é a parte rígida e a segunda a flexível. A rígida é a fração da tubulação que conecta dois pontos contidos nas partes imóveis do veículo, por exemplo, o assoalho e o chassi, como ilustrado na região destacada na figura 16, enquanto a parte flexível deve ser aquela que liga a parte imóvel do veículo com alguma parte móvel, como conectar a linha que está no assoalho com um componente que está na roda, conforme o que está destacado na Figura 17.

Figura 16 – Montagem do veículo com linhas rígidas destacadas



Fonte: Imagem do autor

Figura 17 – Montagem do veículo com linhas flexíveis destacadas



Fonte: Imagem do autor

Para o projeto desses componentes, Puhn (1985) dá algumas instruções, por exemplo, evitar usar linhas rígidas de cobre ou de qualquer material desconhecido, pois o cobre é muito maleável e suscetível a rachaduras, se possível, dar preferência ao aço. Outra orientação dada foi de não usar conexões de roscas cônicas, pois elas sofrem vazamentos muito mais facilmente que as retas, bem como as linhas flexíveis cujo revestimento é trefilado em aço são melhores que as revestidas só em borracha. Assim, resistem bem melhor à pressão das linhas sem dilatar, o que aumenta a eficiência da frenagem e diminui o curso do pedal, além de serem muito mais resistentes.

O autor ainda relata alguns requisitos que o fluido de freio deve atender para realizar bem suas funções, que são: não ferver nem congelar a temperaturas de trabalho dos freios, ser bastante incompressível, escoar pelas tubulações com a

mínima ou nenhuma resistência, não corroer os materiais dos componentes do sistema, lubrificar as peças móveis internas do sistema, não apresentar alteração nas suas propriedades depois de um longo tempo no sistema, além de ser compatível com outros fluidos de freio e não dever aglutinar ou ficar lodoso em nenhuma temperatura. Então temos a tabela 1 para a seleção do melhor fluido de frenagem.

Tabela 1 – Tipos de fluido de freio e seus pontos de ebulição

Tipo de Fluido	Temperatura mínima de ebulição seco	Temperatura mínima de ebulição úmida
DOT 3	205°C	140°C
DOT 4	230°C	155°C
DOT 5	260°C	180°C
DOT 5.1	260°C	180°C

Fonte: Gustavo Carvalho (2014)

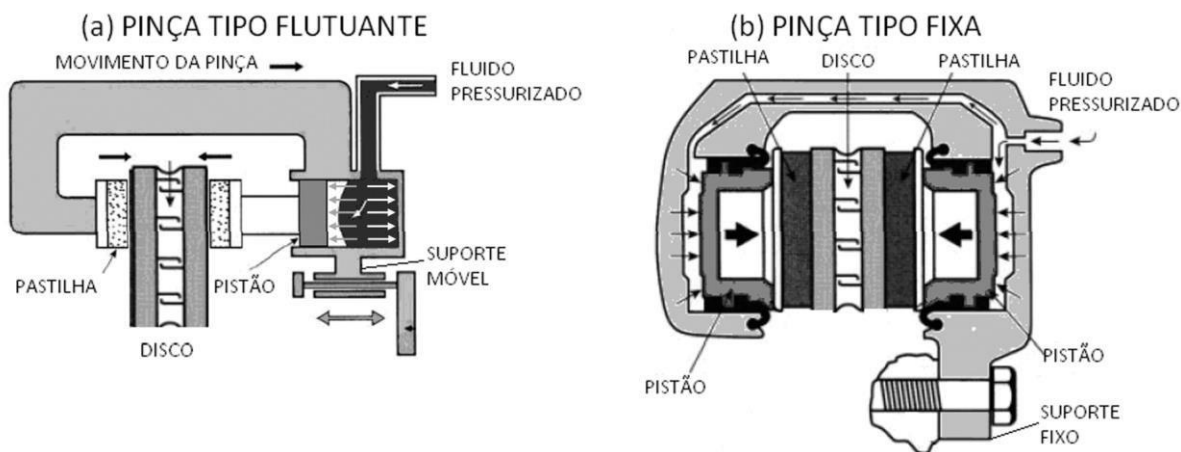
2.3.5 Pinças de freio

Para a frenagem do veículo acontecer, deve haver uma forma de desacelerar as rodas dele, já que essa função é exercida pelo conjunto disco/pinça. Nesse conjunto, enquanto o disco gira acoplado à roda, a pinça fixa à manga de eixo, fazendo um esforço de compressão dos dois lados do disco. Essa compressão gera uma força dissipativa de atrito, convertendo toda a energia cinética da roda em calor e é dissipado para o ambiente por meio do fluxo de calor entre o disco, as pastilhas e o ar.

Atualmente, temos 2 tipos disponíveis de pinças no mercado, a saber: as pinças flutuantes e as pinças fixas. Elas se diferenciam pela forma que pressionam as pastilhas contra o disco, pois na fixa temos dois êmbolos, um de cada lado do disco, que são acionados ao mesmo tempo pelo fluido e que aplicam a força normal das pastilhas contra o disco e na flutuante há somente um êmbolo. Então, para haver uma força na outra face do disco, tem-se um pino o que suporta o corpo da pinça deixando um grau de liberdade para o seu movimento, que é a horizontal. Nesse sentido, o corpo da pinça desliza ao longo desse pino apontado na Figura 18 como “Suporte Móvel”. Tal deslizamento ocorre quando o êmbolo pressiona o

disco do lado direito se movendo em direção ao lado esquerdo e, ao mesmo tempo, empurra o corpo da pinça para a direita e pressiona o outro lado do disco, observando as setas que indicam as direções das forças aplicadas pelo fluido nas partes da pinça.

Figura 18 – Visão do funcionamento dos tipos de pinças



Fonte: Gustavo Carvalho (2014)

Puhn defende que cada tipo de pinça tem seus pontos fortes e fracos, por isso ambos são atualmente utilizados. O flutuante é mais comum de se encontrar em veículos de passeio e o fixo em carros de corrida. O autor completa dizendo que essa escolha se dá porque, em frenagens mais críticas, como nas encontradas em corridas, a pinça fixa se deforma menos que a flutuante e esquenta menos, apesar de a flutuante resfriar mais rápido. As pinças flutuantes são mais indicadas para carros de passeio por serem mais compactas, apresentarem menor risco de vazamento e por serem muito mais compatíveis com um sistema de freio de mão mecânico que as fixas, mesmo apresentando um desgaste não uniforme da pastilha por conta do movimento da pinça. Além desses pontos levantados pelo autor, pode-se adicionar à análise o ponto de a pinça fixa ser mais pesada que a flutuante e de maior complexidade de manutenção.

Um ponto importante para ser verificado na hora da escolha de uma pinça de freio é o diâmetro e a quantidade de êmbolos que ela possui. Quanto maior a área de contato dos êmbolos com o fluido, maior a força aplicada por ela no disco, ou seja, quanto maior a quantidade de êmbolos e quanto maior suas áreas, mais esforço a pinça será capaz de aplicar. Isso vem do princípio de pascal, o qual

informa que a pressão em um fluido é igual em toda sua extensão, portanto, podemos escrever a seguinte equação para determinar a força normal aplicada no disco:

$$F_{fec} = 2 * F_{pin} = 2 * P_{lin} * A_{pin} \quad (4)$$

Onde, F_{pin} é a força normal que um lado da pastilha aplica sobre uma das faces do disco, P_{lin} é a pressão do fluido de frenagem na linha e A_{pin} é a área da seção transversal do êmbolo da pinça. Relacionando a Eq. 4 com a Eq. 3, resumimos levando em conta que os êmbolos tanto da pinça quanto do disco tenham seção de formato circular:

$$F_{fec} = F_{pd} * \frac{A_{pin}}{A_{cil}} = F_{pd} * \left(\frac{R_{pin}}{R_{cil}}\right)^2 \quad (5)$$

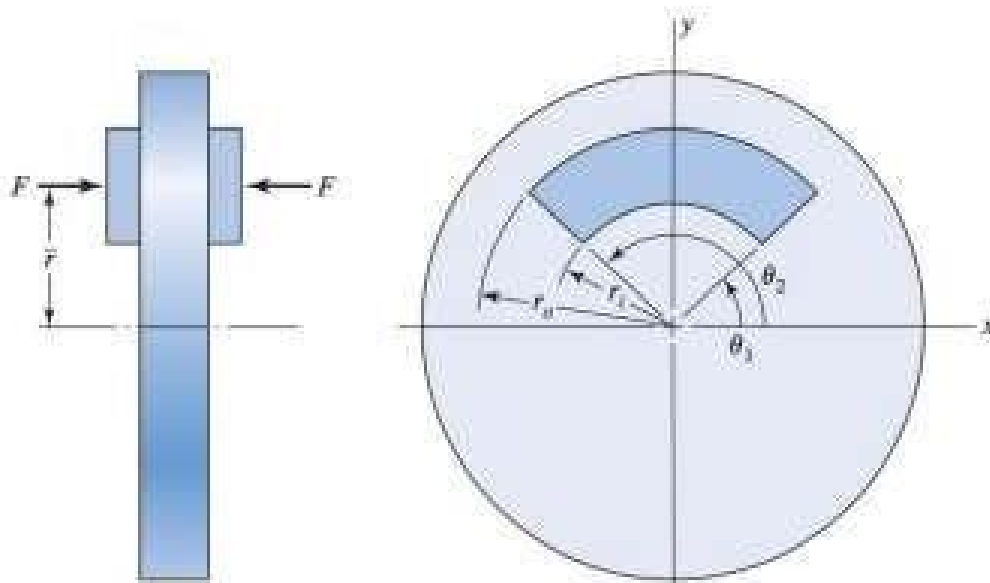
Onde F_{fec} é a força total aplicada no disco, considerando as duas faces, e $\frac{R_{pin}}{R_{cil}}$ é a relação entre os raios do êmbolo da pinça e do êmbolo do cilindro mestre.

2.3.6 Discos de freio

Por fim, com o seu funcionamento já explicado no tópico anterior, temos o disco de freio. Geralmente feitos de ferro fundido, os discos de freio podem ser totalmente sólidos ou vazados, para melhor troca de calor com o ambiente. Os pontos mais importantes a serem analisados no projeto de um disco de frenagem são seu raio efetivo e sua capacidade de dissipação de calor e sujeira. Outro ponto de observação é a distância entre as faces dos discos e as faces das pastilhas da pinça. Quanto mais próximas, menor a distância que o embolo da pinça deve percorrer, logo, menor o curso do cilindro mestre e menor o tempo de resposta do sistema à solicitação do piloto.

Para mensurar o raio efetivo, Budynas e Nisbett (2016) se utilizam da imagem presente na Figura 19. Para analisá-la, ele inicia calculando a força da pinça em uma face do disco, nomeada por ele de força de acionamento, e o torque de frenagem é resultante dessa força ao montar uma integral da área da pastilha multiplicada pela distribuição de pressão na face do disco. Então, no desenvolvimento, ele considera a hipótese do desgaste uniforme, o que nos retorna que o raio efetivo (R_{ef}) de um disco é o raio do círculo que fica no meio entre o círculo da parte interna da pastilha (R_i) e o da parte externa (R_o).

Figura 19 – Diagrama para análise do raio efetivo



Fonte: Budynas e Nisbett (2016)

Então, Budynas e Nisbett (2016) nos mostram que:

$$R_{ef} = \frac{R_i + R_o}{2} \quad (6)$$

Desse desenvolvimento, podemos tirar que o raio efetivo depende bem mais da posição da pinça com relação ao disco (se mais interna ou externa) do que do tamanho do disco em si, uma vez que os raios interno e externo são referenciados com relação ao centro do disco. Então, com o raio efetivo, é possível fazer o cálculo do torque de frenagem que o sistema consegue alcançar, pois a força de fechamento gerará uma força de atrito entre a pastilha e o disco e essa força de atrito causará um torque contrário à rotação da roda. Consolidando as equações dos componentes mostrados, chegamos a:

$$T_f = F_{fec} * \mu_{pas} * \left(\frac{R_i + R_o}{2}\right) = F_{pd} * \left(\frac{R_{pin}}{R_{cil}}\right)^2 * \mu_{pas} * \left(\frac{R_i + R_o}{2}\right) \quad (7)$$

Na qual F_{fec} é a força de fechamento da pinça, μ_{pas} é o coeficiente de atrito entre a pastilha e o disco, R_{cil} e R_{pin} são, respectivamente, os raios das seções transversais dos êmbolos do cilindro e da pinça e R_i e R_o são as distâncias do ponto mais externo e o mais interno do contato pastilha-disco até o eixo de rotação do disco. Além desse ponto, temos que É importante analisar também a

qualidade do disco em dissipar calor e eliminar sujeira da sua superfície, pois, caso isso não seja devidamente realizado, ocorrerá uma grande redução do coeficiente de atrito do sistema. Dessa forma, pode-se garantir essas características inserindo ranhuras, furos ou outras formas vazadas nas faces dos discos para aumentar a área de contato com o ar e manter um espaço para a lama escoar de suas faces.

2.4 Dinâmica Veicular Longitudinal

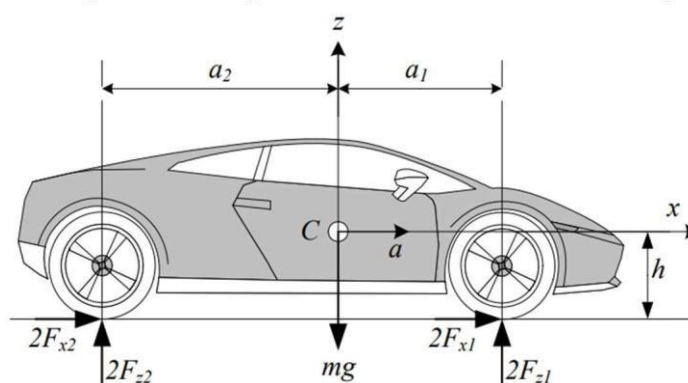
2.4.1 Transferência de carga longitudinal

Já sabendo como funciona o sistema, devemos analisar o comportamento do carro durante a frenagem. Para conseguir mensurar o torque de frenagem a ser alcançado para o travamento da roda em carros de passeio, afirmamos que isso é indesejado, mas, por conta do regulamento da SAE para a competição, o objetivo principal do sistema de frenagem de um Baja é obter o travamento das 4 rodas do veículo e a manutenção desse travamento enquanto o veículo desliza no terreno, o que pode ser uma pista pavimentada ou off road. Portanto, para chegar ao valor desse torque de frenagem e projetar um sistema para alcançá-lo ou superá-lo, é realizado o estudo da dinâmica veicular longitudinal, começando pela transferência de carga.

Sabemos que, pela primeira Lei de Newton, os corpos tendem a manter sua configuração de movimento atual, que pode ser parado ou em movimento, então, corpos em repouso tendem a se manter em repouso; corpos em movimento tendem a continuar se movendo. Essa observação nos permite entender inclusive o porquê de sentirmos um impulso para frente quando um carro freia bruscamente.

Esse impulso é “sentido” por todo o carro, o que quer dizer que parte da massa do veículo é transferida para o eixo dianteiro. Ao fazer uma análise de corpo livre do veículo no momento da frenagem, mostrada na Figura 20, considerando um torque nulo em torno de cada ponto de contato dos pneus com o chão, chegamos nas equações de proporcionalidade representadas pelas equações 8 e 9.

Figura 20 – Diagrama de corpo livre de um veículo em frenagem



Fonte: Jazar (2009)

Analisando primeiro o torque em torno do eixo dianteiro, ou seja, analisando: $T_{af} = 0$, renomeando as forças normais mostradas na figura: $2F_{z2} = W_r$ e $2F_{z1} = W_f$, e as distâncias entre eixos: $a_2 = B_r$ e $a_1 = B_f$, obtém-se:

$$T_{af} = W_r * (B_f + B_r) - m * g * B_f + m * a * h = 0 \quad (8)$$

Onde h é a altura do CG, m é a massa total do veículo com o piloto, “ a ” é a desaceleração do veículo analisando seu CG e g é a aceleração da gravidade, isolando para W_r , chega-se em:

$$W_r = \frac{m * g * B_f}{(B_f + B_r)} - \frac{m * a * h}{(B_f + B_r)} = W_{rs} - \frac{m * a * h}{(B_f + B_r)} \quad (9)$$

Onde W_{rs} é a força normal estática no eixo traseiro, ou seja, a força normal que está sendo exercida naquele eixo quando o veículo está em repouso e o segundo termo é o fator de transferência de carga devido à frenagem. É interessante frisar que, por estarmos analisando o eixo traseiro, esse fator é negativo. Isso se dá porque a inércia do veículo no momento da frenagem faz com que seja criado um impulso para frente, como mencionado antes.

Enfim, analisando o torque em torno do eixo traseiro do veículo, é encontrada a força W_f , a qual é a força normal aplicada no eixo dianteiro durante a frenagem:

$$T_{ra} = -W_f * (B_f + B_r) + m * g * B_r + m * a * h = 0 \quad (10)$$

Isolando para W_r , chega-se em:

$$W_f = \frac{m \cdot g \cdot B_r}{(B_f + B_r)} + \frac{m \cdot a \cdot h}{(B_f + B_r)} = W_{fs} + \frac{m \cdot a \cdot h}{(B_f + B_r)} \quad (11)$$

Onde W_{fs} é a força normal estática no eixo traseiro e o fator de transferência de carga agora é positivo.

2.4.2 Proporcionalidade das forças de frenagem e influência no comportamento de direção

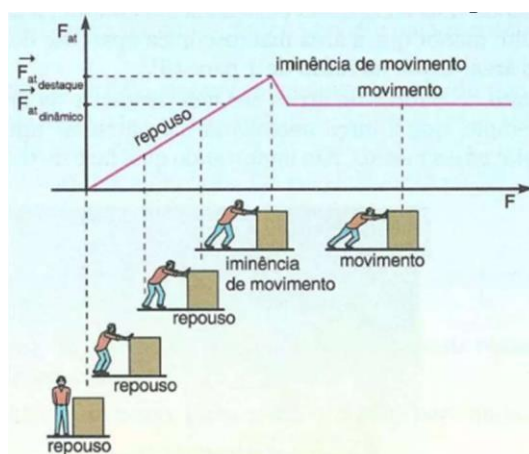
Com as equações das forças normais em cada eixo podemos chegar às forças de frenagem, as quais são as forças de atrito resultantes do contato pneu-chão durante a frenagem. As forças de frenagem máximas durante a frenagem são dadas por:

$$F_{r\text{máx}} = \mu_{p\text{máx}} * W_r = \mu_{p\text{máx}} * \left[\frac{m \cdot g \cdot B_f}{(B_f + B_r)} - \frac{m \cdot a \cdot h}{(B_f + B_r)} \right] \quad (12)$$

$$F_{f\text{máx}} = \mu_{p\text{máx}} * W_f = \mu_{p\text{máx}} * \left[\frac{m \cdot g \cdot B_r}{(B_f + B_r)} + \frac{m \cdot a \cdot h}{(B_f + B_r)} \right] \quad (13)$$

Essas são as maiores forças de frenagem porque $\mu_{p\text{máx}}$ é o maior coeficiente de atrito o pneu e o chão, este é alcançado quando o pneu está na iminência do travamento por conta do comportamento do coeficiente de atrito com relação ao movimento dos entes atritados, como mostrado na Figura 21, esse comportamento é a base para o desenvolvimento do sistema de ABS.

Figura 21 – Gráfico do coeficiente de atrito x força aplicada



Fonte: Sanches (2013)

A partir dessas equações, Gillespie (1992) encontra dois casos para a desaceleração. O primeiro é quando a roda dianteira é travada antes da traseira e o segundo é o contrário, portanto há duas possibilidades de calcular essa desaceleração D_x :

$$D_x = \frac{F_{r\text{máx}} + F_f}{m} \quad (14)$$

$$D_x = \frac{F_{f\text{máx}} + F_r}{m} \quad (15)$$

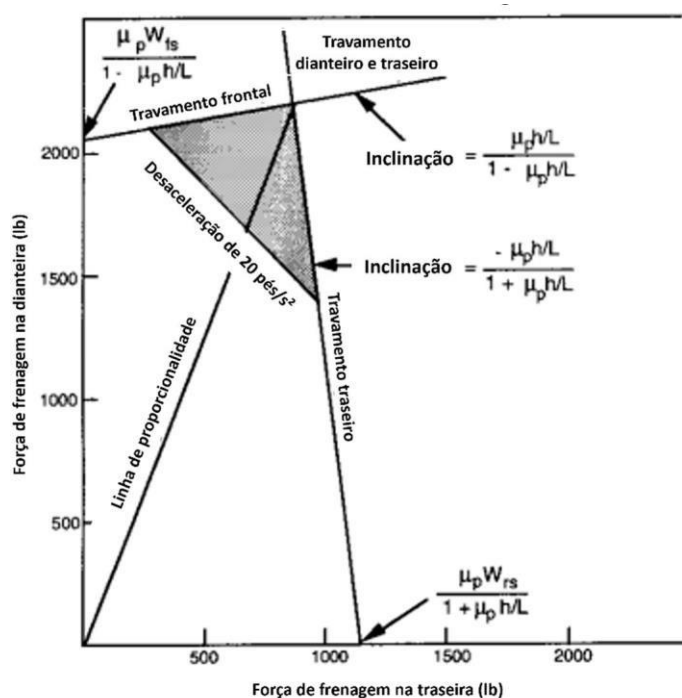
Substituindo a aceleração “a” nas equações 12 e 13 por cada D_x das equações 14 e 15, e chamando as forças normais estáticas nos eixos dianteiro e traseiro de W_{fs} e W_{rs} , respectivamente, ele chega a:

$$F_{r\text{máx}} = \frac{\mu_p m \text{áx} * \left[W_{rs} - \frac{h}{(B_f + B_r)} * F_f \right]}{1 + \mu_p m \text{áx} * \frac{h}{(B_f + B_r)}} \quad (16)$$

$$F_{f\text{máx}} = \frac{\mu_p m \text{áx} * \left[W_{fs} + \frac{h}{(B_f + B_r)} * F_r \right]}{1 - \mu_p m \text{áx} * \frac{h}{(B_f + B_r)}} \quad (17)$$

Então plotando essas equações em um gráfico de F_r x F_f o seguinte gráfico é gerado:

Figura 22 – Relação das forças máximas de frenagem em cada eixo



Fonte: Traduzido de Gillespie (1992)

As expressões mostradas na Figura vêm das equações 16 e 17, que se forem observadas com atenção seguem o padrão de uma equação do primeiro grau $f(x) = a * x + b$, onde $a = \frac{\mu_{pm\acute{a}x} * \frac{h}{(B_f + B_r)}}{1 - \mu_{pm\acute{a}x} * \frac{h}{(B_f + B_r)}}$ para a linha da dianteira e $a = \frac{-\mu_{pm\acute{a}x} * \frac{h}{(B_f + B_r)}}{1 + \mu_{pm\acute{a}x} * \frac{h}{(B_f + B_r)}}$ para

$$a = \frac{\mu_{pm\acute{a}x} * \frac{h}{(B_f + B_r)}}{1 - \mu_{pm\acute{a}x} * \frac{h}{(B_f + B_r)}} \text{ para a linha da dianteira e } a = \frac{-\mu_{pm\acute{a}x} * \frac{h}{(B_f + B_r)}}{1 + \mu_{pm\acute{a}x} * \frac{h}{(B_f + B_r)}} \text{ para a traseira e o coeficiente } b = \frac{\mu_{pm\acute{a}x} * W_{fs}}{1 - \mu_{pm\acute{a}x} * \frac{h}{(B_f + B_r)}} \text{ para a dianteira e } b = \frac{\mu_{pm\acute{a}x} * W_{rs}}{1 + \mu_{pm\acute{a}x} * \frac{h}{(B_f + B_r)}}$$

para a traseira.

Como definimos que a força máxima de frenagem vai ocorrer na iminência do travamento das rodas, as linhas de força máxima nos dão exatamente a informação de quais pares de força ocasionam o travamento de cada eixo. Portanto, pode-se separar o gráfico em 4 regiões:

- A primeira é a região abaixo da linha de travamento da dianteira e à esquerda da linha de travamento da traseira. Nessa região, ambos os eixos estão rodando, não há travamento.
- A segunda região é a que está abaixo da linha de travamento da dianteira e à direita da linha de travamento da traseira, aí temos o eixo traseiro travado enquanto o eixo dianteiro gira.
- A terceira região está acima da linha de travamento da dianteira e à esquerda da linha de travamento da traseira. Nesse caso, temos as rodas dianteiras travadas e as traseiras em movimento. Essa é a situação mais segura dentre as 4.
- E a quarta região é aquela onde ambos os eixos estão travados. Ela fica acima da linha de travamento da dianteira e à direita da linha de travamento da traseira.

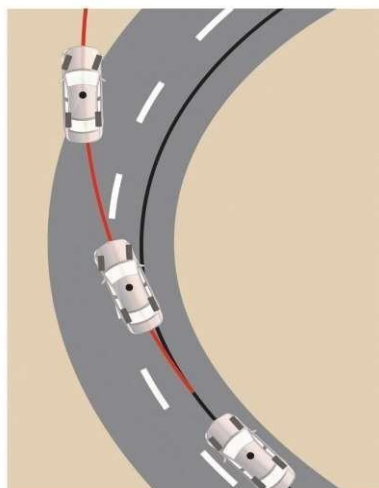
Para a competição da SAE, deve-se focar em atingir um par coordenado na quarta região do gráfico, pois é exigido que todas as rodas travem, porém, em veículos de passeio mais antigos, é muito mais interessante manter a distribuição de frenagem na terceira região.

Para entender o porquê disso, primeiro é necessário explicar que quando uma roda trava, seu pneu perde a capacidade de suportar cargas laterais por conta da queda brusca do coeficiente de atrito. Dependendo do eixo que trava, o veículo pode se comportar de dois jeitos totalmente diferentes.

Caso o eixo dianteiro seja travado e o traseiro continue girando, o veículo vai adotar um comportamento de subesterçamento, em que o veículo responde minimamente aos esforços do piloto de mudar a direção do veículo, ou seja, o veículo segue em linha reta mesmo com o motorista esterçando a direção. Este caso é considerado mais seguro, por isso os carros mais antigos, que não possuíam ABS, tiveram seus sistemas de frenagem projetados com essa premissa.

Isso se dá em virtude de o pneu não estar mais girando, então o atrito entre ele e o solo sempre será na direção do movimento do veículo com um sentido oposto, diferente de quando o pneu girava, pois nessa situação uma reação à força de atrito entre o pneu e o chão era gerada na mesma direção e sentido à qual o pneu estava voltado, uma vez que ele estava “empurrando” o chão para trás. Na Figura 23 temos uma ilustração do comportamento de subesterçamento de um veículo.

Figura 23 – Comportamento de um carro com as rodas dianteiras travadas



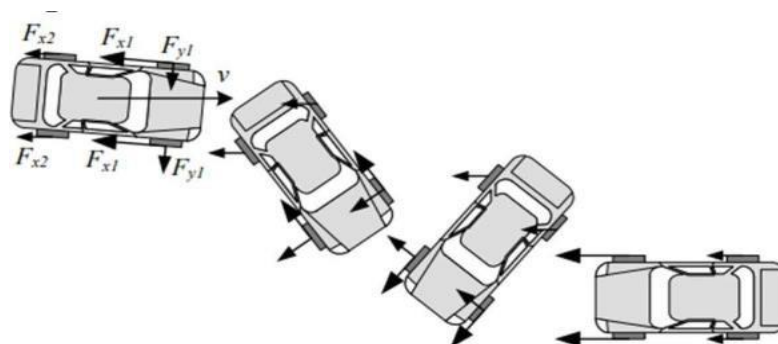
Fonte: Salvo e Grande (2021).

Caso o eixo traseiro seja travado e o dianteiro continue girando, o veículo mostrará um comportamento de sobreesterçamento, o que faz o veículo mudar de direção bruscamente com a menor força lateral existente nos pneus. Em termos coloquiais, esse comportamento é chamado de “sair de traseira”.

Segundo Jazar (2019), o veículo se comporta dessa forma porque as forças laterais traseiras, as quais equilibram as forças laterais dianteiras, perdem essa capacidade por seu tipo de atrito com relação ao solo se tornar dinâmico, o que faz o coeficiente de atrito cair bruscamente e, portanto, gera um desbalanceamento nas

forças de frenagem criando um momento de *yaw*. Com isso, qualquer força lateral que seja aplicada no veículo, tende a fazê-lo girar da forma que é mostrada na Figura 24.

Figura 24 – Comportamento de um carro com as rodas traseiras travadas



Fonte: Jazar (2019).

2.4.3 Gráfico de proporcionalidade das forças de frenagem

Com a finalidade de ter uma meta de força de frenagem para o sistema, pode-se escolher qualquer ponto do gráfico mostrado na Figura 22, tendo sempre em foco os objetivos principais do projeto, os quais geralmente são a distância de frenagem e o travamento de todas as rodas, conforme regulamento da competição SAE.

Sabendo disso, a partir da distância de frenagem desejada e de uma velocidade inicial suposta, podendo ser a velocidade máxima do veículo, chega-se à desaceleração desejada. Com esse valor, pode-se determinar a área grifada no gráfico, dentro da qual qualquer par de forças entregará a desaceleração referida.

Então, abre-se um leque de opções de coordenadas, as quais satisfazem as premissas do projeto. Sabendo disso, é necessário dimensionar o sistema de forma que ele consiga resistir às forças de atrito em ambos os eixos, uma vez que a força de frenagem gerada pelo conjunto disco-pinça vai se contrapor e deve gerar um torque maior em torno do eixo central da roda que o torque gerado nesse mesmo eixo pela força de atrito proveniente do contato pneu-chão, e ainda atingir a desaceleração pretendida.

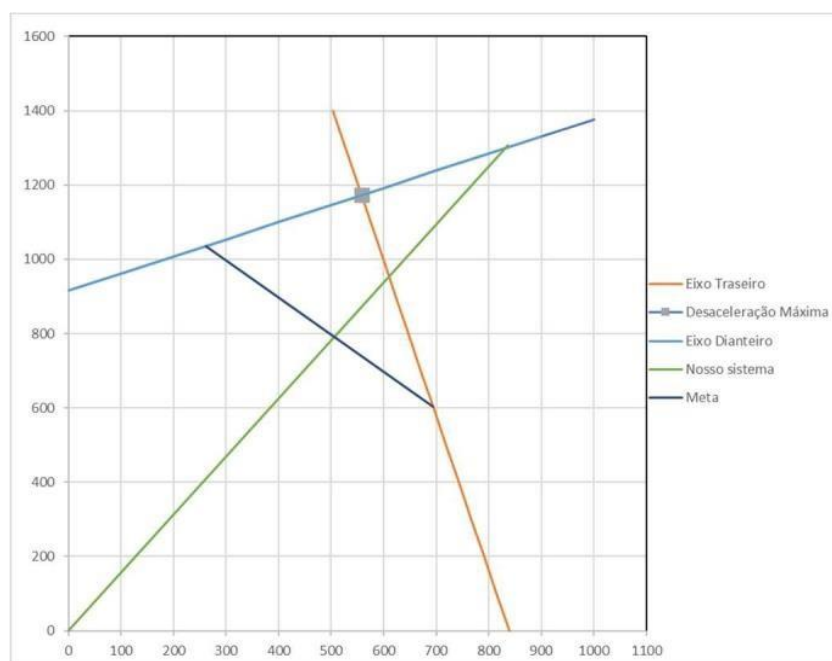
Para garantir tal condição, é plotado o gráfico da Figura 22 para o protótipo e nele inserida a linha das forças alcançadas pelo sistema de frenagem. Para definir essa linha encontramos, o torque de frenagem no eixo usando a equação 7 e dividimos ele pelo raio do pneu para encontrar a força gerada por esse torque resistivo no contato pneu/chão, conforme mostra a equação 18.

$$F_{at} = \frac{T_f}{R_{efp}} \quad (18)$$

Essa força resistiva é antagônica à força de atrito entre o pneu e o solo, que tende a fazer a roda girar. Portanto, se essa for maior que aquela, a roda estará em movimento, senão a roda estará travada. Levando em conta que o valor de T_f depende diretamente da força aplicada pelo piloto no pedal e assumindo que nenhum outro componente do sistema vai alterar suas características durante a frenagem. Para traçar essa linha, deve-se variar somente a força de aplicação, então a linha parte da origem, onde ela é 0 e vai até as coordenadas onde essa força é máxima.

O dimensionamento do sistema e a escolha dos componentes devem ser baseados na análise desse gráfico incluindo essa linha que representa o comportamento do sistema. A figura a seguir serve para exemplificar como fica essa análise.

Figura 25 – Gráfico de distribuição das forças envolvidas na frenagem



Fonte: Imagem do autor

O que realmente importa para o dimensionamento de um veículo Baja SAE é que o segmento do sistema intercepte ambos os segmentos representantes dos eixos, pois, uma vez que isso acontece, entende-se que o sistema será capaz de manter ambos os eixos travados, já que o ponto final do seu segmento, que representa a força resistiva máxima gerada pelo torque de frenagem do sistema (a qual é atingida quando o piloto aplica a

maior força possível no pedal), se encontra na quarta região da Figura 22, onde ambas as rodas estão travadas, conforme comentado na seção 2.4.2.

Um detalhe importante é que quando a linha que representa o sistema intercepta a linha da traseira a um ponto mais à esquerda que a linha da dianteira, é esperado que as rodas traseiras travem primeiro durante a frenagem, uma vez que a força aplicada pelo piloto vai aumentando gradualmente conforme ele pressiona o pedal, mesmo que isso ocorra em um curtíssimo espaço de tempo. Isso pode conferir ao veículo um comportamento que tende ao sobresterçamento. De modo contrário, essa relação precisa ser estudada mais a fundo para poder mensurar a magnitude do seu impacto na dinâmica do veículo.

Em suma, o projetista deve escolher os componentes do sistema levando em consideração a disponibilidade ou viabilidade e verificando se esses componentes geram um gráfico que satisfaz suas premissas de projeto. Um bom alvo inicial é o ponto onde as linhas de traseira e dianteira se interceptam, onde a desaceleração é máxima, e a partir daí variar o raio efetivo do disco, a relação do pedal ou algum outro parâmetro para direcionar o sistema para seus objetivos específicos de projeto.

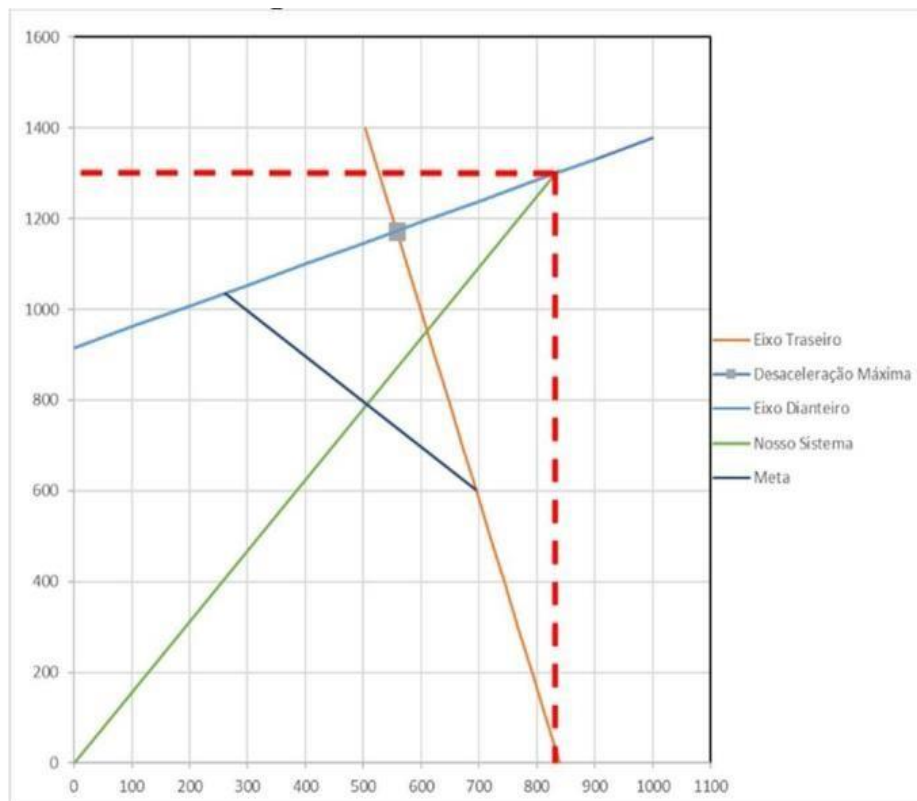
Após o dimensionamento do sistema, faz-se o cálculo da desaceleração teórica do veículo, para descobrir esse valor é feita uma análise de corpo livre dele e utiliza-se o gráfico desenvolvido por Gillespie (1992) como apoio para encontrar essa desaceleração. Ao analisar a Figura 20, vemos que as únicas forças que se opõem ao movimento do veículo são $2F_{x2}$ e $2F_{x1}$ as quais chamamos posteriormente de F_r e F_f , então a desaceleração pode ser encontrada fazendo:

$$D_x = \frac{F_r + F_f}{m} \quad (19)$$

Os valores dessas forças são as coordenadas da última interseção do segmento, os quais representam o sistema com alguma das linhas de travamento antes de entrar na quarta região do gráfico, pois a partir desse ponto não há variação dos coeficientes de atrito nem das normais nos eixos. Por outro lado, a estabilidade desses fatores faz com que o sistema não varie as forças de atrito geradas no contato pneu-chão, portanto, a parte do segmento que está dentro da quarta região é um “saldo” que o sistema possui para manter as rodas travadas mesmo com alguma variação das forças de atrito no pneu, por conta de alguma variação no terreno, alguma inclinação do solo, ou algum fator externo que faça essas forças variarem, o que acabaria por afetar as linhas de travamento, podendo deixá-las mais anguladas ou mudá-las de posição.

A Figura 26 ilustra como determinar essas coordenadas. Para o valor da máxima desaceleração possível para aquele veículo, considerar as coordenadas do ponto de interseção da linha de travamento da dianteira com a da traseira.

Figura 26 – Coordenadas para cálculo da desaceleração

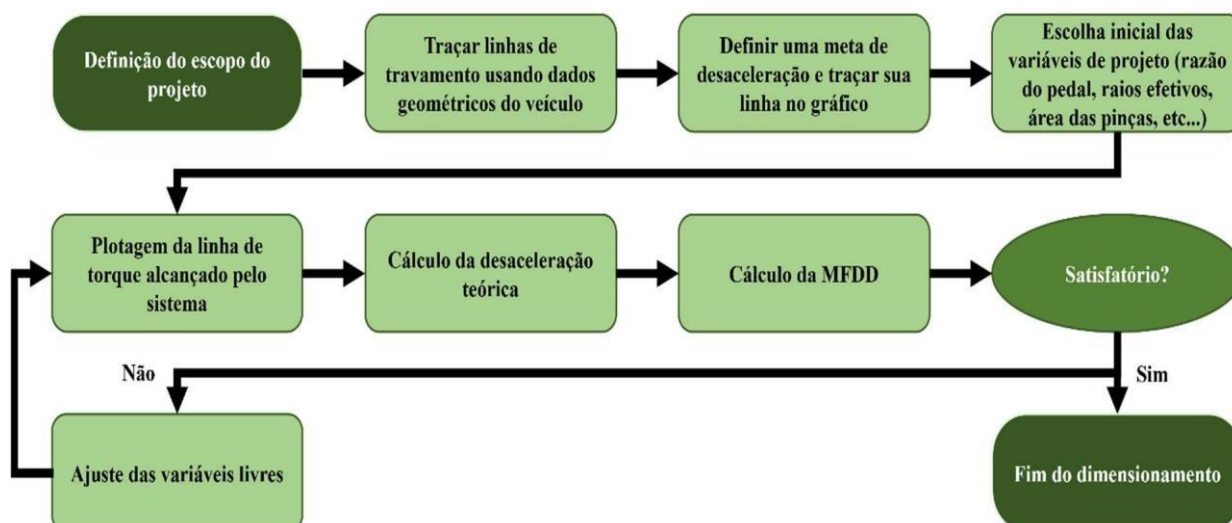


Fonte: Imagem do autor

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Nesse capítulo será abordado o modo que o sistema foi dimensionado, conforme o seguinte fluxograma presente na figura 27:

Figura 27 – Fluxograma do dimensionamento do sistema



Fonte: Imagem do autor

3.1 Escopo inicial do projeto e regulamento SAE

Para o projeto do sistema de frenagem do projeto Siara Baja Dragão do Mar, foram bloqueadas algumas variáveis, segundo a lista:

- Travar todas as rodas do veículo;
- Ter circuitos independentes;
- Sistema de acionamento deve suportar uma aplicação de até 2000N;
- Ser o mais barato possível;
- Ocupar pouco ou nenhum espaço nas rodas traseiras;

A partir dessas 5 premissas, baseadas no regulamento SAE e em objetivos específicos da equipe, foi tomada a decisão de reutilizar o máximo possível de peças do último protótipo, uma vez que isso faria a equipe gastar menos

e seria um ponto positivo, pois o freio do ano de 2019 se comportou bem durante a competição. Sendo assim, as mudanças de projeto se concentraram principalmente no pedal, o qual foi um gargalo no ano anterior, nos discos e no posicionamento mais adequado dos componentes, uma vez que o cilindro, as pinças e as linhas de frenagem seriam reaproveitados.

Para o início do projeto, além dessas premissas, foi traçado o gráfico do veículo, uma vez que ele só depende de grandezas dimensionais do veículo como altura do CG, entre eixos e coeficiente de atrito entre pneu e chão. Os dados necessários para a plotagem do gráfico constam na tabela a seguir.

Tabela 2 – Dados para plotagem do gráfico da distribuição de forças de frenagem

Dados:	Valores:	Legenda:
Entre - eixos (m):	1,418	B
Altura do CG (m):	0,640	h
Coef. Atrito entre o pneu e o solo (igual p/ todas as rodas):	0,700	$\mu = \mu_f = \mu_r$

Fonte: elaborada pelo autor.

Com esses dados, calculamos os pontos iniciais das linhas de travamento e a inclinação delas, cujos valores constam na tabela seguinte.

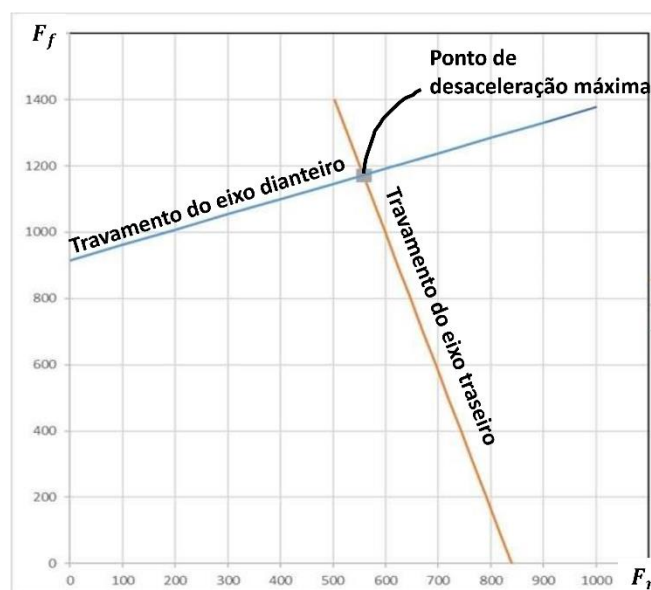
Tabela 3 – Constantes das funções das linhas de travamento dos eixos

Descrição:	Valores:	Índices da função:
Inicial dianteiro	915,194	b
Inclinação dianteiro	0,462	a
Inicial traseiro	839,275	d
Inclinação traseiro	-0,240	c

Fonte: elaborada pelo autor.

Por fim, fazendo $f(x) = a * X + b$ para o eixo dianteiro e $f(x) = c * y + d$ para o eixo traseiro, foi possível plotar o gráfico com as linhas de travamento, este ficou:

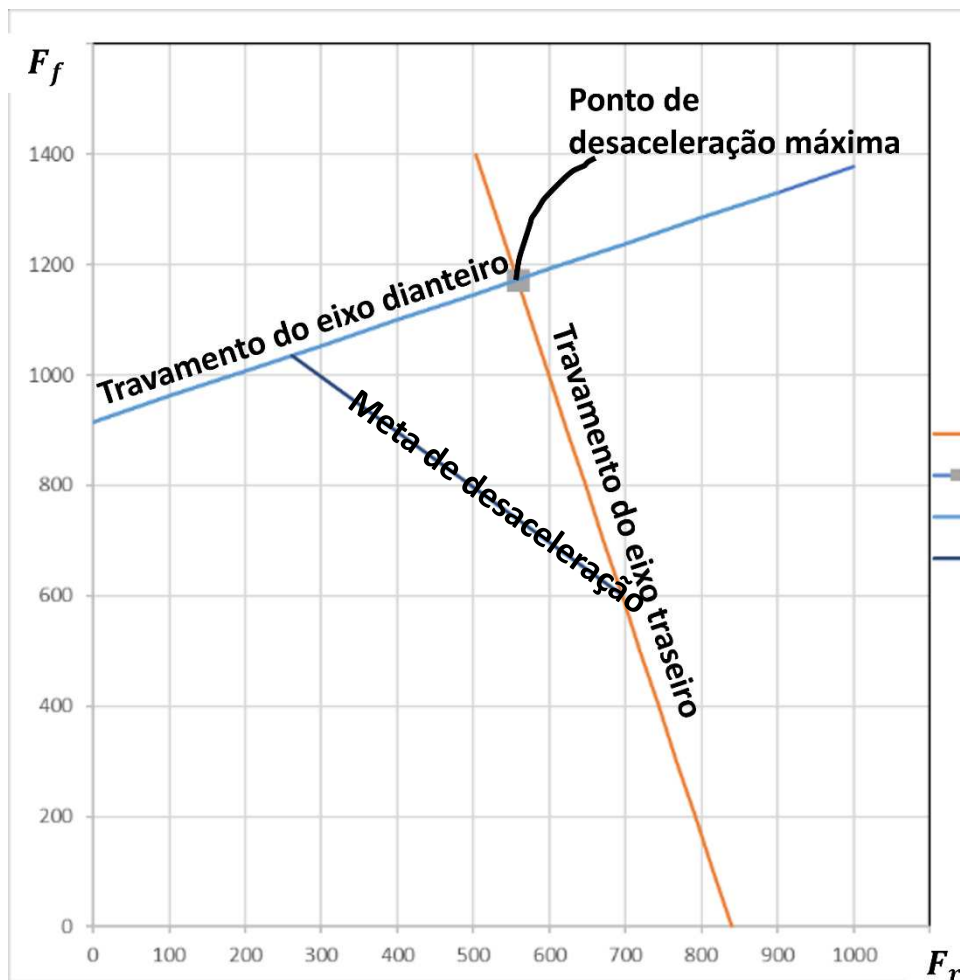
Figura 28 – Gráfico com as linhas de travamento de cada eixo do veículo



Fonte: Imagem do autor

Além disso, foi traçada a linha de meta tendo como base a desaceleração desejada de $5,15\text{m/s}^2$. Para determinar os pontos em cada linha que nos retornam essa desaceleração, foram usadas as equações (7) e (9) substituindo D_x pelo valor de meta. A primeira nos fornece o valor da coordenada x do ponto em que a linha da meta intercepta a linha de travamento da traseira e a segunda fornece a coordenada y do ponto em que a linha da meta intercepta a linha de travamento da dianteira. Depois, para descobrir as coordenadas faltantes, foram utilizadas as seguintes equações: $D_x = \frac{(F_{xmr} + F_{xf})}{M}$ para determinar F_{xf} , que corresponde à coordenada y do ponto de interseção da linha de meta com a linha de travamento da traseira e $D_x = \frac{(F_{xmf} + F_{xr})}{M}$ para determinar F_{xr} que corresponde à coordenada x do ponto de interseção da linha de meta com a linha de travamento da dianteira. Então foi traçada a linha de um ponto a outro. Conforme se vê na figura 29:

Figura 29 – Gráfico com a linha de meta de desaceleração



Fonte: Imagem do autor

Depois de construir o gráfico, foi iniciado o projeto para dimensionamento do

sistema, o que vai adicionar ao gráfico a linha de comportamento do sistema.

3.2 Projeto do sistema

Para iniciar o dimensionamento, começamos pelo projeto do pedal. Para isso, os valores dos componentes reutilizados foram fixados e são considerados dois tipos: cilindro mestre e pinças. Eles estão presentes na tabela abaixo.

Tabela 4 – Dados da pinça e do cilindro mestre escolhidos

Dados:	Valores:	Legenda:
Raio do cilindro mestre (m):	0,010	Rcm
Raio do cilindro da pinça dianteira(m):	0,016	Rpinf
Raio do cilindro da pinça traseira(m):	0,013	Rpinr

Fonte: elaborada pelo autor.

Portanto, foi feita uma análise de funcionamento do pedal ao considerar o seu movimento e sua razão, sabendo que a distância disponível para o pedal percorrer era de 10 cm até esbarrar na carenagem frontal. Assim, foram escolhidas algumas medidas para a parte superior e inferior do pedal e essas escolhas foram analisadas. Os valores escolhidos constam na tabela 5.

Tabela 5 - Tabela de relação entre comprimentos para pedal

Comprimento da parte de baixo do pedal (A)	Comprimento da parte de cima do pedal (B)
0,15	0,093
0,16	0,083
0,17	0,073
0,18	0,063
0,19	0,053
0,2	0,043
0,2055	0,0380

Fonte: elaborada pelo autor.

Os valores de razão do pedal e da distância percorrida em x pelo pedal foram calculados considerando o curso do cilindro mestre, o ângulo inicial da parte superior do pedal com a vertical e o ângulo da parte inferior do pedal com relação à parte superior. Assim, fazemos uma análise geométrica na tabela 6

Tabela 6 – Combinações entre razão do pedal e curso do pedal

A/B	Cpx (m)
1,612903226	-0,044199267
1,927710843	-0,03900092
2,328767123	-0,030087913
2,857142857	-0,01539879
3,58490566	0,009046215
4,651162791	0,052357843
5,407894737	0,088609984

Fonte: elaborada pelo autor.

A partir desse ponto, o curso do pedal ficaria muito longo e se aproximaria muito da carenagem, portanto foi escolhido o valor de 5,4 para a razão do pedal, sendo $A=205,5\text{mm}$ e $B=38\text{mm}$ que nos retornam um curso em x de $88,6\text{mm}$.

Depois de ter o valor da razão do pedal definido e ter uma ideia da força que o piloto aplica no pedal, pôde-se fazer o dimensionamento dos discos de frenagem. Devido ao sistema de suspensão ocupar bastante espaço nas rodas traseiras, por ser um sistema *swing axle*, foi decidido por repetir o projeto anterior e usar somente um disco para ambas as rodas do eixo traseiro, travando diretamente o eixo.

De início, foram usados os valores dos discos do projeto do ano anterior e então foram testados valores para os raios efetivos a fim de escolher o par que mais se adequava às premissas do projeto. O par escolhido foi 65mm de raio para os discos dianteiros e 70mm de raio para o disco único da traseira. Desse modo, pode-se ver que a diferença entre eles não é grande, mesmo a traseira tendo um único disco para as duas rodas. Isso se dá por causa da transferência de carga da traseira para a dianteira, fenômeno que gera um torque bem maior no eixo dianteiro. Os valores dos raios efetivos selecionados estão na Tabela 7:

Tabela 7 - Raios efetivos selecionados

Dados:	Valores:	Legenda:
Raio efetivo do disco de freio dianteiro (m):	0,065	Ref
Raio efetivo do disco de freio traseiro (m):	0,070	Rer

Fonte: Imagem do autor

Na tabela 8 estão presentes as variáveis de entrada para o cálculo do torque alcançado pelo sistema:

Tabela 8 – Dados para cálculo do torque alcançado pelo sistema

Dados:	Valores:	Legenda:
Razão do pedal (#):	5,41	D/C
Raio do cilindro mestre (mm):	9,53	Rcm
Raio do cilindro da pinça dianteira(mm):	16,00	Rpinf
Raio do cilindro da pinça traseira(mm):	12,50	Rpinr
Coef. Atrito entre disco e pastilha:	0,40	μ_{pas}
Raio efetivo do disco de freio dianteiro (mm):	65,00	Ref
Raio efetivo do disco de freio traseiro (mm):	70,00	Rer

Fonte: Imagem do autor

Com esses dados, é possível fazer os cálculos de torque de frenagem e plotar o gráfico do projeto.

4. RESULTADOS

Portanto, utilizando da metodologia apresentada e considerando essas escolhas de projeto e uma força de aplicação do piloto no pedal de 450N chegou-se, por meio da equação (7) nos resultados mostrados na Tabela 9 para as rodas dianteiras:

Tabela 9 – Resultados das forças e torque presentes na frenagem do eixo dianteiro

Grandeza:	Valor:	Símbolo:
Força que a pinça aplica sobre o disco (N):	3433,371	Fpin
Força de fechamento da pinça no disco (N):	6866,742	Ffec
Força de atrito das pastilhas com disco (N):	2746,697	Fat
Torque de frenagem alcançado (N*m):	178,535	Td

Fonte: Imagem do autor

Já para as rodas traseiras há um adendo em razão do modelo de pinça escolhido, de pistão duplo. A área sobre a qual o fluido de freio fará pressão é de duas vezes a área do êmbolo, portanto, para esse tipo de pinça, a equação (6) deve ser multiplicada por 2. Ao fazer isso obteve-se os resultados mostrados na Tabela 10:

Tabela 10 – Resultados das forças e torque presentes na frenagem do eixo traseiro

Grandeza:	Valor:	Símbolo:
Força que a pinça aplica sobre o disco (N):	4191,127	Fpin
Força de fechamento da pinça no disco (N):	8382,254	Ffec
Força de atrito das pastilhas com disco (N):	3352,901	Fat
Torque de frenagem alcançado (N*m):	234,703	Td

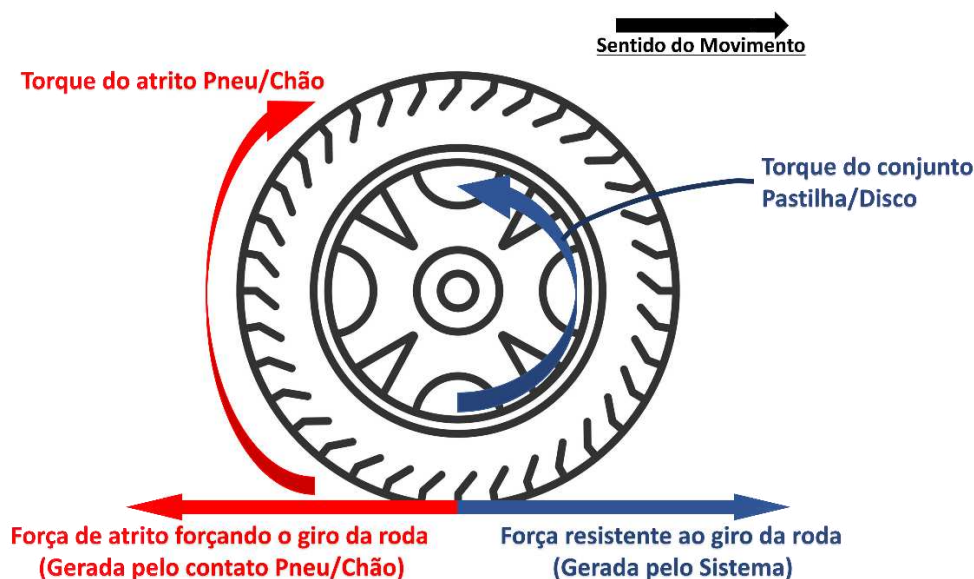
Fonte: Imagem do autor

Depois de ter os dados de torque de frenagem que o sistema consegue alcançar, é hora de ver as forças que esses torques resultam no contato do pneu com o chão, para então plotar a linha representativa do sistema no gráfico. Essas forças devem ser

mensuradas utilizando o valor do torque de frenagem e o valor do raio efetivo do pneu do veículo.

Para a explicação ficar mais clara, observar a seguinte análise de corpo livre:

Figura 30 – Representação dos torques presentes e suas forças no momento da frenagem



Fonte: Imagem do autor

Os esforços de vermelho tentam colocar a roda em movimento, já os em azul tentam mantê-la travada. Os primeiros são originados pela fricção entre o pneu e o chão; os segundos, pela fricção das pastilhas com os discos de frenagem. Com isso em mente, para descobrir a força azul na interface pneu/chão, faz-se:

$$F_{at} = \frac{T_f}{R_{efp}} \quad (19)$$

Portanto, são retornados os resultados mostrados na tabela 11:

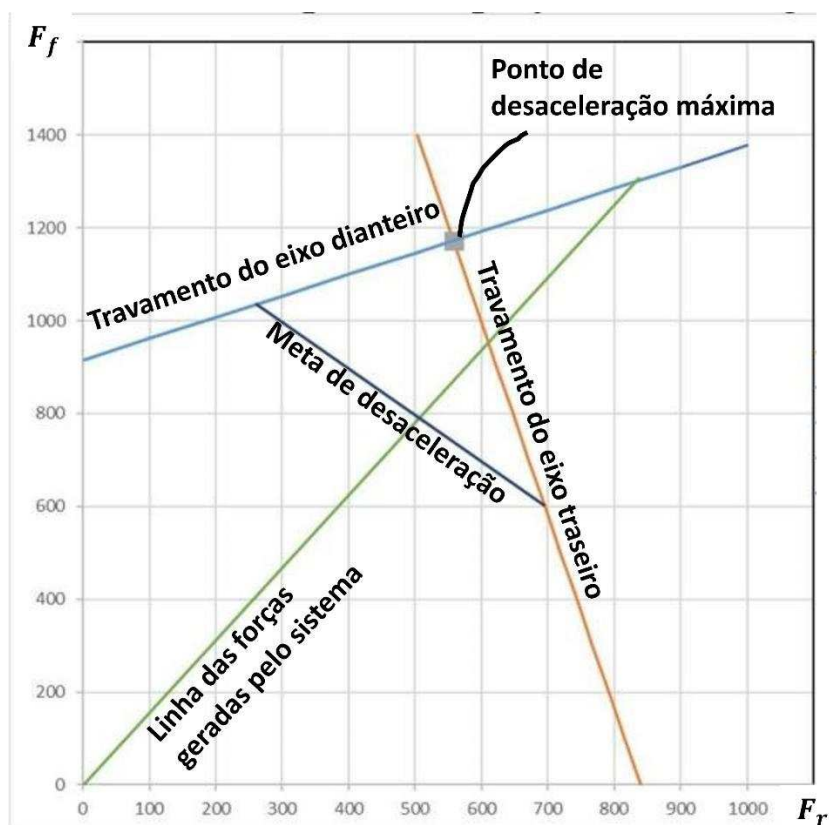
Tabela 11 – Valores de força de frenagem no contato pneu/chão

Grandeza:	Valor:	Símbolo:
Força de frenagem na dianteira (N):	1307,468	Fatpf
Força de frenagem na traseira (N):	836,982	Fatpr

Fonte: Imagem do autor

Sabendo que esses valores variam com a força aplicada pelo piloto no pedal, é traçada uma linha reta partindo da origem até o ponto com coordenada $x=836,98\text{N}$ e $y=1307,47\text{N}$. Isso resulta em um gráfico como segue:

Figura 31 – Gráfico completo do projeto de frenagem



Fonte: Imagem do autor

Se a linha do sistema não fosse satisfatória para atender às premissas, seria necessário modificar o projeto, mudando o cilindro mestre ou as pinças escolhidas ou os discos de freio ou o pedal para que tais objetivos fossem alcançados.

Por fim, sabe-se que o sistema alcançou a meta de desaceleração, mas não é conhecido o valor exato dessa desaceleração. Com o interesse de descobrir tal valor, deve-se descobrir as coordenadas do último ponto a cruzar uma das linhas de travamento e pegar as coordenadas desse ponto. Seguindo o que está exibido na Figura 26, as coordenadas desse último ponto de interseção são $x=835\text{N}$ e $y=1300\text{N}$, aplicando esses valores na equação (19), é obtido o seguinte valor para a desaceleração teórica:

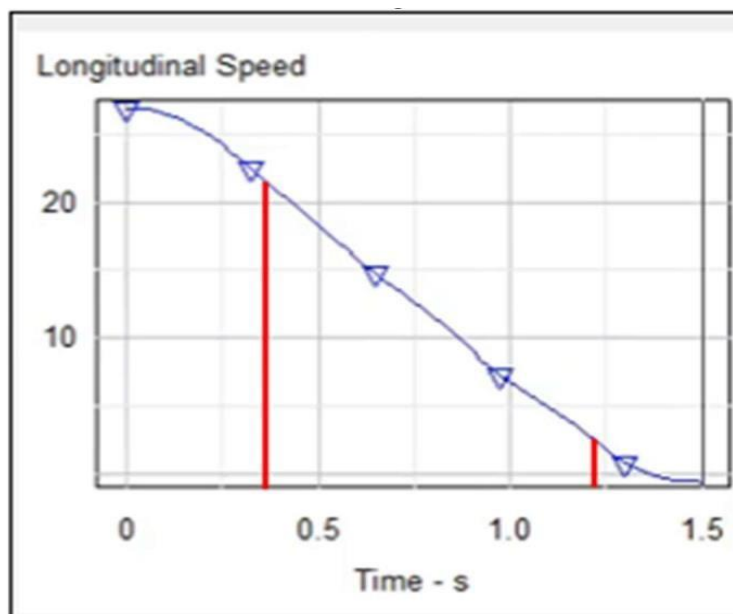
Tabela 12 – Valor da desaceleração teórica calculada

Grandeza:	Valor:	Símbolo:
Desaceleração teórica do veículo (m/s ²):	8,47	a

Fonte: Imagem do autor

Esse é o valor da desaceleração máxima durante a frenagem. Outro valor importante de ser calculado é o da MFDD (Mean Fully Developed Deceleration), que representa a desaceleração média durante a frenagem. Isso ganha importância pelo fato de o sistema de frenagem não responder instantaneamente à solicitação do piloto, gerando um gráfico de Velocidade x Tempo com as extremidades curvadas, conforme perceptível na seguinte imagem:

Figura 32 – Gráfico de velocidade longitudinal do veículo durante desaceleração



Fonte: Imagem do autor

Para calcular essa desaceleração, a *United Nations Economic Commission for Europe* (2005) apresenta a seguinte fórmula:

Figura 33 – Fórmula da MFDD segundo a UNECE

$$MFDD \quad d_m = \frac{v_b^2 - v_e^2}{25.92 (S_e - S_b)} \quad m / s^2$$

Fonte: Genebra (2005)

E explica o que cada variável dessa representa:

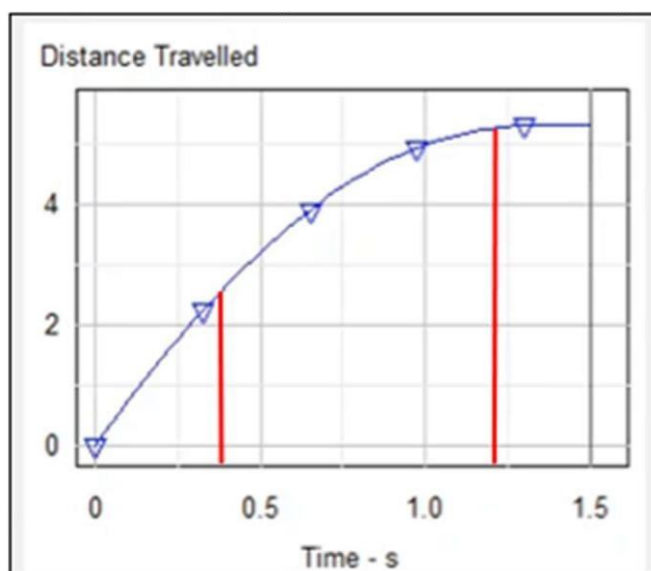
Figura 34 – Legenda para fórmula da MFDD

where: v_o = initial vehicle speed in km/h,
 v_b = vehicle speed at 0.8 v_o in km/h,
 v_e = vehicle speed at 0.1 v_o in km/h,
 S_b = distance travelled between v_o and v_b in metres,
 S_e = distance travelled between v_o and v_e in metres.

Fonte: Genebra (2005)

Para conseguir os valores de S_b e S_e , foi feita uma simulação de um teste de frenagem no *software* de simulação de dinâmica veicular CarSim, a qual retornou o gráfico de velocidade presente na Figura 32 e o gráfico de distância percorrida na Figura 35.

Figura 35 – Gráfico de distância percorrida durante a frenagem



Fonte:

Imagem do autor

As linhas vermelhas traçadas nas figuras representam os momentos que as velocidades são iguais a V_b e V_e . Tais pontos simbolizam um valor de $S_b = 2,5m$ e $S_e = 5,3m$. Portanto, o valor da MFDD resultante desse teste realizado virtualmente foi:

Tabela 13 – Valor da MFDD do protótipo conforme teste do CarSim

Mean Fully Developed Deceleration [MFDD] (m/s^2):	6,27
---	------

Fonte: elaborada pelo autor.

Com os resultados obtidos a partir da metodologia mencionada, foi possível ao time de freios da Siará Baja alcançar o top-3 na *Design Presentation* da competição Baja SAE etapa Nordeste no ano de 2020. Consiste em uma apresentação na qual as equipes expõem seus projetos e as metodologias de dimensionamento utilizadas no desenvolvimento do veículo à banca de juízes para eles avaliarem os projetos das equipes e darem uma nota comparativa às equipes.

Conforme indicado na Figura 36, a Siará Baja teve seu sistema de frenagem avaliado como o terceiro melhor da competição atrás somente de equipes tradicionais como a Carkará Baja e a Mangue Baja.

Figura 36 – Posição da equipe na apresentação do projeto de freios

Safety Evaluation		Design	Total	Contato	Notificações	Relógio Oficial	Arquivo	
#	Team	Roll Cage	Steering	Suspension	Powertrain	Brakes	Electronics	
2	Mangue Baja Multimoldes Universidade Federal de Pernambuco	7.6	6.6	7.1	6.9	6.8	5.8	
7	Car-Kará Baja SAE Universidade Federal do Rio Grande do Norte	6.7	6.5	6.3	8	5.7	5.8	
8	Siará Baja Universidade Federal do Ceará	5.6	4.8	5.6	5	5.3	4	

Fonte: Imagem do autor

Foi um resultado satisfatório para a equipe, a qual almejava ficar entre os 5 primeiros colocados na competição. Considerando essa vitória, a equipe pode ser mais ambiciosa e, assim, melhorar alguns pontos do projeto para escalar o pódio, chegando ao segundo ou até ao primeiro lugar. Guardando os pontos fortes do método utilizado, que são a construção do gráfico das forças de travamento e sua flexibilidade com mudanças no projeto, a metodologia de cálculo do torque que o sistema consegue alcançar, o modo de cálculo da MFDD e o estudo de geometria do pedal, evitando o contato com a

carenagem frontal, alguns pontos de melhoria na metodologia podem ser explorados. Por exemplo, a consideração da perda de carga nas linhas, tubos e conexões do sistema ajudaria o projeto a ter mais assertividade no valor de torque alcançado, evitando o subdimensionamento por falta de cautela ou o superdimensionamento por excesso dela.

Outro ponto de oportunidade é aprofundar o entendimento da relação entre o travamento de um eixo ou outro e os comportamentos dinâmicos do veículo, como sobre e subesterçamento, talvez até chegar a uma quantificação do impacto dos freios nesse comportamento.

Com a exploração desses dois pontos o projeto seria mais assertivo e mais robusto, o que o tornaria mais confiável. Isso seria bom para a segurança do piloto, para o conhecimento da equipe e para o resultado da equipe na competição.

5 CONCLUSÃO

Em suma, levando em consideração, principalmente, os seguintes fatores: custo, peso, robustez, complexidade de montagem e manutenção, eficiência na dissipação de calor e capacidade de escoamento de lama, pode-se dizer que o sistema de frenagem mais recomendado para um veículo Baja SAE é o de acionamento hidráulico com o conjunto de roda sendo pinça e disco. Seguindo essa premissa, a metodologia apresentada se baseou em descobrir primeiramente a meta de desaceleração para o projeto, depois construir o gráfico e definir o conjunto de forças de frenagens, que é ótimo para atingir essa desaceleração e os objetivos específicos da equipe. Então é traçada a linha do sistema e ela deve ser ajustada para ficar na região que melhor supra as metas definidas, sendo o gráfico analisado e retirado o par de forças de frenagem máximas que o sistema alcança para calcular. Por fim, a desaceleração teórica do veículo e depois da realização de um teste real ou por modelagem em softwares encontram-se os valores das variáveis para a determinação do MFDD.

Essa metodologia é geral para qualquer sistema de frenagem, mas a forma de calcular as forças alcançadas pelo sistema foi construída especificamente para o dimensionamento de freios hidráulicos a disco. Dito isso, ela se mostrou um sucesso ao conceder à equipe o pódio no projeto do sistema de freios e por ter atingido todos os objetivos da equipe conforme o escopo definido no início do projeto, fatos esses que ajudaram a equipe a atingir uma boa colocação na classificação geral da competição regional.

Além disso, há margem para evolução, explorando os assuntos mencionados no tópico anterior e aprofundando os já conhecidos. Assim, pode-se construir um sistema ainda mais confiável e seguro ao ter um controle mais acurado com relação aos resultados práticos obtidos.

Tendo em vista tudo que foi exposto, desde as classificações dos sistemas de freio, passando por cada um de seus componentes básicos, abordando o assunto da dinâmica veicular relacionada à frenagem e o dimensionamento do sistema, chegando até os resultados obtidos na avaliação dos juízes, destacamos que o presente trabalho foi eficiente com seus objetivos, sendo um guia útil para iluminar o eixo principal a ser seguido no dimensionamento do sistema de frenagem de um veículo Baja SAE, ainda assim, recomendamos que sejam aprofundados os

assuntos mencionados no trabalho para o completo entendimento de todas as nuances relacionadas a um projeto.

6 REFERÊNCIAS

AL-GARNI, Ahmed Z. et al. **Reliability analysis of aeroplane brakes. Quality And Reliability Engineering International**, [S.L.], v. 15, n. 2, p. 143-150, mar. 1999. Wiley. [http://dx.doi.org/10.1002/\(sici\)1099-1638\(199903/04\)15:23.0.co;2-o](http://dx.doi.org/10.1002/(sici)1099-1638(199903/04)15:23.0.co;2-o). Disponível em: https://d1wqtxts1xzle7.cloudfront.net/49924076/_28sici_291099-1638_28199903_2F04_2915_3A2_3C143_3A_3Aaid-qre239_3E3.0.co_3B2-o20161027-17611-ztkomy-libre.pdf?1477615408=&response-content-disposition=inline%3B+filename%3DReliability_analysis_of_aeroplane_brakes.pdf&Expires=1696098763&Signature=bMfqG7FN8M17N3cRSq5iOgBrp19u7OvXQCxi-5LoCqjnTxcj-sdzf3U5ws6yN7PiuQtOAdMay2LhA7wGdXdTCrCoNWrVkgO5IzVvDf5oHGihZLBskpBjltzyzyHPOeAoH2Fs~03woq909ud~Ee0Nv3vENgfvD09b3wkPwyN5ftm4xGMPGXrLjTybULeotmQb0fwD09MNpBerFcsDRcr9A-GTAYxp2pOrsrBIZT1VuxdycC~Zt-izQsofNtjKRUGIEVjQ7iS82H8jeN0X3mEPkUhyFBSYWT9P68pDYBMt68CB8fBXazdlX8WrIoBCFwZUdrK495WTc3OdfUS9LkbOA_&Key-Pair-Id=APKAJLOHF5GGSLRBV4ZA. Acesso em: 30 set. 2023.

BUDYNAS, Richard G.; NISBETT, J. Kedith. **Elementos de máquinas de Shigley**. 10. ed. Porto Alegre: Amg Editora, 2016. Tradução de: João Batista de Aguiar, José Manoel de Aguiar e José Benaque Rubert.

ESTADOS UNIDOS. NATIONAL HIGHWAY TRAFFIC SAFETY ADMINISTRATION. (org.). Braking: national agenda for motorcycle safety. National Agenda for Motorcycle Safety. Disponível em: <https://one.nhtsa.gov/people/injury/pedbimot/motorcycle/00-nht-212-motorcycle/motorcycle45-46.html#:~:text=Virtually%20all%20street%20motorcycles%20now,the%20rear%20wheel%20as%20well..> Acesso em: 30 set. 2023

GILLESPIE, Thomas D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Warrendale, Pa: Sae International, 1992.

GENEBRA. PASSENGER VEHICLE GLOBAL BRAKING REGULATION. United Nations Economic Commission for Europe (UNECE), 2005. Disponível em: <https://unece.org/fileadmin/DAM/trans/doc/2005/wp29grrf/PVGTR2005-2a.pdf>. Acesso em: 30 set. 2023.

JAZAR, Reza N. **Vehicle Dynamics: theory and application**. 3. ed. Springer, Boston, Ma: Springer Science+Business Media, Llc, 2009.

LIMPERT, Rudolf. **Brake Desing and Safety**. 3. ed. Warrendale: Sae International, 2011.

LOBO, Marcos Thadeu. **Detectar presença de umidade em fluido de freio é fundamental**. 2018. Disponível em: <https://portallubes.com.br/2018/09/fluido-de-freio/>. Acesso em: 30 set. 2023.

NICE, Karim. **How Disc Brakes Work**: karim nice. Karim Nice. 2000. Disponível em: <https://auto.howstuffworks.com/auto-parts/brakes/brake-types/disc-brake1.htm>. Acesso em: 30 set. 2023.

PUHN, Fred. **Brake Handbook**. Tradução: Manual de Freio. 2. ed. Tucson: HPBooks, 1985. ISBN 0-89586-232-8. E-book (p.).

SANTOS, Gustavo Carvalho dos. **Projeto e Dimensionamento de um Sistema de Freios Aplicado a um Veículo Fórmula SAE**. 2014. 150 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2014. Disponível em: <file:///C:/Users/franc/OneDrive/Documentos/Bibliografia%20Baja/Mec%C3%A2nico/BAJA%202017.pdf>. Acesso em: 30 set. 2023.

SANCHES, Marco Antonio. **Força de Atrito**. São Paulo, 2013. 21 slides, color. Disponível em: <https://pt.slideshare.net/marcoasanches/fora-de-atrito-26513216>. Acesso em: 30 set. 2023.

TILLEY, Alvin R; ASSOCIETES, Henry Dreyfuss. **The measure of man and woman: human factors in desing**. New York: Whitney Library Of Design, 1993.

YANG, Fan et al. **A New Method for Analysing the Pressure Response Delay in a Pneumatic Brake System Caused by the Influence of Transmission Pipes**. Applied Sciences, [S.L.], v. 7, n. 9, p. 941, 13 set. 2017. MDPI AG. <http://dx.doi.org/10.3390/app7090941>. Disponível em: Applied Sciences | Free Full-Text | A New Method for Analysing the Pressure Response Delay in a Pneumatic Brake System Caused by the Influence of Transmission Pipes (mdpi.com). Acesso em: 30 set. 2023.