

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

JOÃO SESTI DINIZ

**DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE FREIO PARA UM
VEÍCULO OFF ROAD TIPO BAJA SAE**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

LONDRINA

2021

JOÃO SESTI DINIZ

**DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE FREIO PARA UM
VEÍCULO OFF ROAD TIPO BAJA SAE**

Trabalho de Conclusão de Curso de graduação, apresentado à disciplina Trabalho de Conclusão de Curso 2, como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Orientador: Prof. Dr. Janaina Fracaro de Souza Gonçalves

LONDRINA

2021



TERMO DE APROVAÇÃO

DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE FREIO PARA UM VEÍCULO OFF ROAD TIPO BAJA SAE

por

JOÃO SESTI DINIZ

Este(a) Trabalho de Conclusão de Curso foi apresentado(a) em 20 de agosto de 2021 como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica. O(a) candidato(a) foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho aprovado.

Janaina Fracaro de Souza Gonçalves
Prof.(a) Orientador(a)

Roger Nabeyama Michels
Membro titular

Janksyn Bertozzi
Membro titular

- O Termo de Aprovação assinado encontra-se na Coordenação do Curso -

Dedico este trabalho primeiramente a Deus, por ser meu criador, a razão do meu viver e de tudo o que me cerca, ao meu pai Jairo e minha mãe Claudia, por serem as pessoas mais especiais da minha vida.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, por ter me dado as condições de chegar até aqui e alcançar meus objetivos.

Agradeço a minha família, especialmente aos meus pais Jairo e Claudia, que sempre apoiaram minhas decisões por toda a minha vida e me proporcionaram as melhores condições para que eu pudesse seguir em frente.

Agradeço a minha professora orientadora Janaina Fracaro de Souza Gonçalves, por ter aceitado fazer parte deste projeto e estar sempre disponível para que eu possa realizar este trabalho.

Agradeço a equipe Londribaja, especialmente aos integrantes do subsistema de freios, que nunca me negaram ajuda e foram cruciais para a realização de tudo isso.

Agradeço aos meus amigos Guilherme Morete Felix, Felipe Costa Teixeira, Willian Farias e Rafael Oliveira, por todos os bons momentos proporcionados no início de toda a nossa formação.

Por fim agradeço a todos aqueles que me ajudaram de alguma forma para o andamento deste trabalho, muito obrigado!

RESUMO

DINIZ, João Sesti. **Dimensionamento de um sistema de freio para um veículo off road tipo baja SAE**. 2021. 57 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) – Engenharia Mecânica. Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Londrina, 2021.

O presente trabalho realiza o dimensionamento do sistema de freios de um veículo de competição tipo baja, mais especificamente da equipe “Londribaja”. São analisados os parâmetros estáticos e dinâmicos do veículo, dimensionando o cilindro-mestre e o sistema de *balance-bar* com base nos mesmos. O disco de freio é selecionado por meio das características dos materiais mais acessíveis para a equipe. Todo o sistema é submetido a testes e avaliado conforme sua eficiência e distância de frenagem. As alterações realizadas no sistema de freios atendem os requisitos da equipe e melhoram a eficácia do sistema de frenagem. A principal contribuição desse trabalho é realizar uma metodologia que poderá ser utilizada para próximos trabalhos com veículos baja.

Palavras-chave: Enduro. Automotivo. Cilindro mestre. Frenagem.

ABSTRACT

DINIZ, João Sesti. **Design of a brake system for a SAE baja off-road vehicle**. 2021. 57 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) – Engenharia Mecânica. Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Londrina, 2021.

The present work performs the design of the brake system of a baja-type competition vehicle, more specifically from the “Londribaja” team. The vehicle's static and dynamic parameters are analyzed, sizing the master cylinder and the balance-bar system based on them. The brake disc is selected through the characteristics of the materials most accessible to the team. The entire system is tested and evaluated according to its efficiency and braking distance. Changes made to the brake system meet the requirements of the team and improve the effectiveness of the braking system. The main contribution of this work is to carry out a methodology that can be used for future works with baja-type vehicles.

Keywords: Enduro. Automotive. Master cylinder. Braking.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Veículo da equipe Londribaja.....	09
Figura 2 – Desenho esquemático de um sistema de freios.....	15
Figura 3 – Forças atuantes no pedal de freio.....	16
Figura 4 – Linhas de transmissão feitas de aço.....	17
Figura 5 – Cilindro mestre.....	18
Figura 6 – Representação de um cilindro mestre duplo.....	18
Figura 7 – Configuração em “X”.....	18
Figura 8 – Cáliper de um freio a disco.....	21
Figura 9 – Representação das forças no cáliper flutuante.....	22
Figura 10 – Freio a tambor.....	23
Figura 11 – Componentes de um freio a disco.....	25
Figura 12 – Resposta do freio ABS para uma roda.....	28
Figura 13 – Fluxograma das etapas propostas para elaboração deste trabalho.....	26
Figura 14 – Representação das forças estáticas em um veículo.....	28
Figura 15 – Ilustração de uma <i>balance bar</i> simples.....	33
Figura 16 – <i>Balance bar</i> ajustável.....	33
Figura 17 – Fluxograma das atividades realizadas para implementação do novo sistema de frenagem.....	40
Figura 18 – Projeto do sistema <i>balance bar</i> renderizado no software Solidworks.	46
Figura 19 – Vista superior do sistema <i>balance bar</i> renderizada no software Solidworks.....	46
Figura 20 – Montagem preliminar do sistema <i>balance bar</i>	48
Figura 21 – Disco utilizado anteriormente a esquerda e novo disco a direita.	51

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	9
2 OBJETIVOS	11
2.1 Objetivo Geral	11
2.2 Objetivos Específicos	11
3 JUSTIFICATIVA	12
4 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	13
4.1 O Sistema de Freios	13
4.2 Componentes de um Sistema de Freios	14
4.2.1 Pedal	14
4.2.2 Linhas de Freio	15
4.2.3 Cilindro Mestre	16
4.2.4 Fluido hidráulico	19
4.2.5 Pinça de freio	20
4.3 Tipos de Sistema de Frenagem Veicular	21
4.3.1 Freios de Tambor	21
4.3.2 Freio a Disco	23
4.3.3 Freio ABS	24
5 REFERENCIAL TEÓRICO	26
5.1 Parâmetros Estáticos	27
5.2 Parâmetros Dinâmicos	29
5.3 Seleção do Cilindro Mestre	30
5.4 Dissipação de Calor	34
5.5 Eficiência de Frenagem	37
5.6 Seleção do Material do Disco de Freio	38
5.7 Desaceleração	39
6 RESULTADOS E DISCUSSÃO	40
6.1 Cálculo dos Parâmetros Estáticos e Dinâmicos	40
6.2 Desenvolvimento da <i>Balance Bar</i>	45
6.3 Seleção do disco de frenagem	48
6.4 Testes realizados	52
7 CONCLUSÃO	54
8 REFERÊNCIAS	55

1 INTRODUÇÃO

O projeto Baja SAE consiste em uma competição de veículos fora-de-estrada construídos por alunos dos cursos de engenharia de diversas universidades do mundo, com o intuito de aplicar os conhecimentos teóricos obtidos em sala de aula. Os participantes são responsáveis por todas as etapas do processo de criação, desde o esboço de projeto até os testes executados com o carro em movimento (Regulamento Baja SAE, 2018).

A primeira competição oficial foi realizada em 1976, nos Estados Unidos, chegando ao Brasil apenas em 1991 e realizando a primeira etapa nacional em 1995. No Brasil, o programa possui, anualmente, uma etapa nacional e uma regional, sendo essa subdivida em três etapas: Sul, Sudeste e Nordeste (Regulamento Baja SAE, 2018).

Figura 1 – Veículo da equipe Londribaja.



Fonte: Autoria própria

Durante a realização da prova o veículo é submetido a obstáculos fora de estrada, contendo obstruções como rochas, bancos de areia, troncos, aclives, lama, travessias rasas de água, podendo ser executada em qualquer condição climática

(Regulamento Baja SAE, 2018). Em adição a isso, o sistema de frenagem do veículo deve operar perfeitamente, pois garante segurança ao condutor e pontuação nas provas oficiais.

As equipes são subdivididas nos diversos sistemas que compõem um carro, sendo eles: sistema elétrico, ergonomia, estrutura, freio, gestão de equipe, suspensão e transmissão. Cada sistema possui normas a serem seguidas e especificações de projeto, sendo os alunos incumbidos de todo o processo de adequação e cumprimento das mesmas (Regulamento Baja SAE, 2018).

Para o desenvolvimento básico do projeto, um sistema de freio a disco inicialmente requer: o cálculo de seus parâmetros estáticos, as pressões de contato atuantes na superfície disco-pastilha, os torques iniciais e de aceleração e as parcelas de transferência de calor. Outros aspectos importantes são as condições de dirigibilidade do motorista, condições climáticas e da pista. Em adição a isso, uma exigência das competições é a apresentação dos testes realizados anteriormente, com os parâmetros obtidos pela metodologia selecionada. Portanto, todo o sistema é dimensionado na base teórica, aonde compara-se a potência e taxa de frenagem ideal com a obtida atualmente por meio de testes e simulações (BREUER e BILL, 2008 e YOSHIDA, 2013).

2 OBJETIVOS

2.1 Objetivo Geral

Este trabalho tem como objetivo realizar o dimensionamento do sistema de freios de um veículo de competição tipo Baja, com a finalidade de se avaliar quais são os componentes que apresentam maior ganho de força e são mais adequados para as competições.

2.2 Objetivos Específicos

Os objetivos específicos deste trabalho são:

- Avaliar as forças estáticas e dinâmicas atuantes no carro, com o intuito de se encontrar componentes adequados que proporcionem um completo travamento das rodas com o menor esforço requerido no pedal.
- Realizar testes de frenagem que simulem aqueles aplicados nas competições BAJA SAE, visando obter dados (desaceleração, tempo de frenagem e distância percorrida) com diferentes cilindros-mestre para avaliar o desempenho dos mesmos no momento que o pedal sofre uma solicitação.
- Realizar uma avaliação de custo e benefício para otimização do cilindro mestre e disco de freio do sistema.

3 JUSTIFICATIVA

O projeto baja SAE é de grande importância para a formação dos alunos, tanto estudantil quanto profissional, pois ele existe para motivá-los a desenvolverem projetos e pesquisarem sobre a área automobilística, podendo competir e adquirir conhecimento com equipes de outras cidades, estados ou até países. Outro fator importante é o enriquecimento curricular, uma vez que empresas consideram um diferencial a experiência adquirida neste projeto.

A motivação deste trabalho deu-se pela pretensão da equipe Londribaja atingir melhores posições nas competições baja regionais e nacionais, carecendo de melhorias no seu sistema de frenagem para que seja mais eficiente.

Alterações necessitam ser realizadas periodicamente, seja por aquisição de novas peças, mudanças no projeto, dano a componentes ou construção de um novo carro, culminando em novas análises, cálculos e relatórios a serem entregues para a equipe baja SAE.

Frente a tantas mudanças, nunca fora formulado um trabalho completo reunindo memoriais de cálculo, testes e dados que são de suma importância para a evolução do projeto.

Sendo assim, em conjunto com a equipe Londribaja, mais especificamente o subsistema de freio, aplica-se os conhecimentos teóricos e práticos obtidos durante a graduação para se calcular os esforços de frenagem, realizar avaliações dinâmicas, executar possíveis alterações e obter um sistema que proporcione segurança, eficiência e seja de custo acessível para a equipe.

O trabalho tem grande importância para a área de engenharia mecânica pois o sistema de frenagem é um conjunto mecânico de extrema relevância para um veículo, também sendo utilizado frequentemente no âmbito profissional em máquinas e equipamentos que possuam partes rotativas, o que permite que o conhecimento adquirido neste trabalho possa ser replicado e aprimorado.

4 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

4.1 O Sistema de Freios

O freio é responsável por estabelecer uma conexão temporária entre um elemento que possui rotação e outro que é fixo (Norton, 2004).

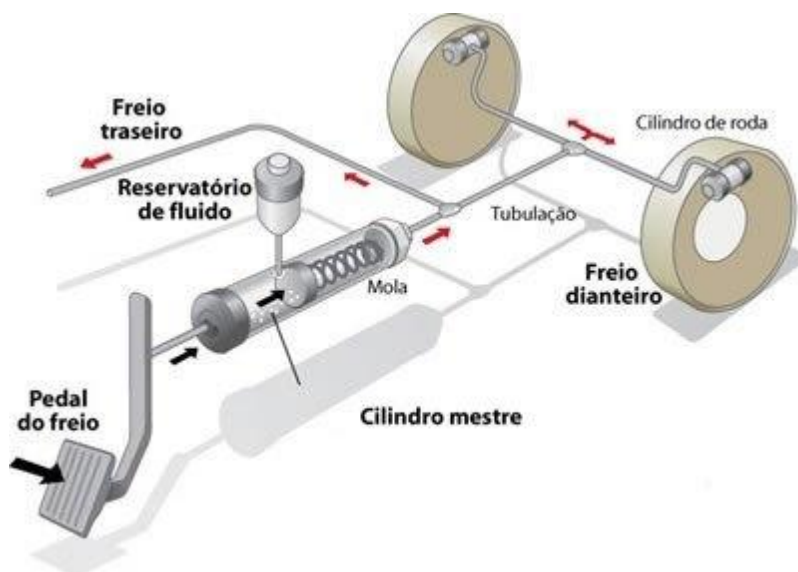
Crolla (2009) propõe que para facilitar o entendimento de um sistema de frenagem ele necessita, a todo instante, cumprir as três funções listadas a seguir:

- Desacelerar o veículo de forma repetível e controlada, e quando apropriado promover sua parada;
- Permitir que o veículo mantenha velocidade constante quando trafegar por descidas;
- Manter o veículo parado em qualquer tipo de terreno, seja plano ou inclinado.

Portanto, o projeto de um freio automotivo visa converter a energia cinética de um veículo em movimento em energia térmica, por meio do atrito forçado entre as pastilhas de freio e a roda.

Nos veículos que possuem freio hidráulico, a força exercida pelo motorista é transmitida até os freios através de um circuito hidráulico. Ao pressionar o pedal, a extremidade do mesmo pressiona o êmbolo localizado no interior do cilindro mestre, pressurizando as linhas de freio e movimentando outro êmbolo, agora localizado na pinça de freio, que desloca a pastilha contra o disco de freio e promove a redução de sua velocidade (Dos Santos, 2014). A representação de um sistema de freio é apresentada por meio de um desenho esquemático, na Figura 2.

Figura 2 – Desenho esquemático de um sistema de freios.



Fonte: Jesus Júnior, 2015.

4.2 Componentes de um Sistema de Freios

4.2.1 Pedal

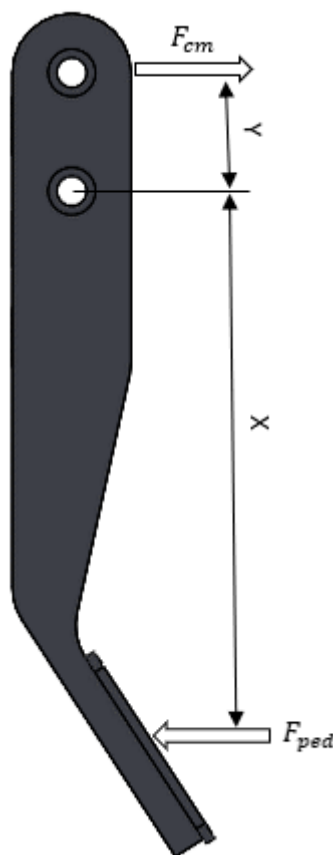
O processo de frenagem só é possível caso o motorista aplique uma força no pedal, sendo responsável por transmiti-la para todo o sistema. Este processo requer uma resposta sensível com relação ao esforço aplicado (Konrad Reif, 2014).

O pedal de freio é uma haste fixa em um ponto, tendo como função ampliar a força exercida pelo motorista para que a transmissão de forças seja efetiva e confortável para o mesmo.

Esta multiplicação de forças acontece devido ao momento de alavanca no braço do pedal, sendo a força aplicada ao cilindro mestre muito maior do que a aplicada pelo motorista.

A Figura 3 ilustra a proporção das distâncias, sendo a intersecção delas o ponto de pivotamento. A razão de multiplicação de forças, ou seja, a divisão de X por Y, varia conforme o pedal.

Figura 3 – Forças atuantes no pedal de freio.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Para se obter aceitação dos mais diversos padrões de motoristas, há limitações de força no pedal e deslocamento do mesmo, sendo mantidas em uma faixa específica estabelecida há anos. Para 95% das mulheres, a força considerada aplicada ao pedal é de aproximadamente 445 N (100lb), enquanto para os homens o valor é de aproximadamente 823 N (185lb) (Limpert, 1999).

4.2.2 Linhas de Freio

As linhas de freio transportam o fluido de freio que transmite energia para os demais componentes do sistema, podendo ser fixas no interior do chassi do veículo.

Também podem ser flexíveis, conforme apresentado na Figura 4, sendo utilizadas em locais que demandam movimento (nas rodas ou na suspensão). Atualmente as mangueiras mais utilizadas são feitas de borracha reforçada por nylon ou de aço inox de alta pressão (Santos, 2014).

Figura 4 – Linhas de transmissão feitas de aço.



Fonte: Freio, 2009.

Linhas de borracha podem apresentar dilatação, aproximadamente 10% quando novas e podendo chegar a até 30%, gerando perda de carga no sistema e necessitando de revestimento por armaduras de fio de aço ou substituição por linhas de Teflon (Santos, 2014).

4.2.3 Cilindro Mestre

O cilindro mestre é responsável pela conversão da força mecânica aplicada ao pedal de freio pelo motorista em pressão hidráulica. Isso é possível pois o fluido é pressionado pelas linhas de freio por meio do cilindro mestre, tendo o condutor a possibilidade de controlá-lo conforme a necessidade de frenagem (Konrad Reif, 2014). Uma foto de um cilindro mestre é apresentada na Figura 5.

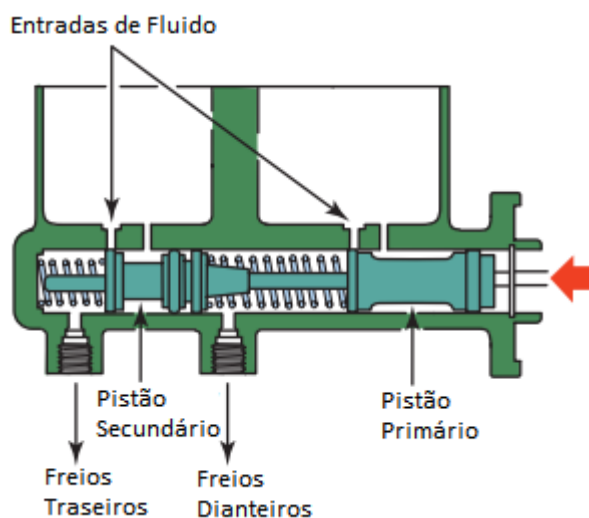
Figura 5 – Cilindro mestre.



Fonte: Cilindro, 2007.

No início, os cilindros mestre possuíam somente um pistão para as quatro rodas do veículo. A desvantagem desta configuração é que, caso aconteça um vazamento e todo o fluido de freio escoe, todo o sistema de frenagem estará comprometido. Portanto, cilindros mestre duplos passaram a ser utilizados para evitar este tipo de problema, como mostra a Figura 6. (Da Silva, 2017).

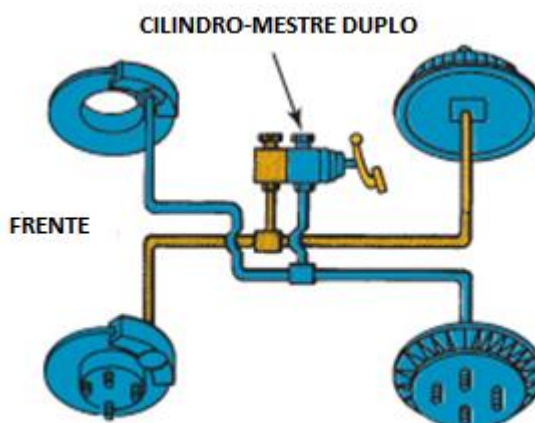
Figura 6 – Representação de um cilindro mestre duplo.



Fonte: Adaptado de Halderman, 2012.

A legislação DIN7400 exige a utilização de dois circuitos independentes para sanar os problemas com vazamentos. Grande parte dos sistemas com cilindro duplo usam a configuração “X”, em outras palavras, um pistão aciona a roda dianteira esquerda e a roda traseira direita, enquanto o outro aciona a dianteira direita e a traseira esquerda, conforme ilustrado na Figura 7 (Da Silva, 2017).

Figura 7 – Configuração em “X”.



Fonte: Adaptado de Halderman, 2012.

Esta configuração está presente pois o pistão aciona uma roda dianteira e uma traseira, ou seja, não importa qual sistema falhe, sempre haverá frenagem em pelo menos uma roda com tração.

4.2.4 Fluido hidráulico

O fluido de freio, apesar de não ser considerado uma peça, é um elemento essencial para o sistema hidráulico. Sua função é transmitir a força oriunda do pedal, por meio da pressão hidráulica, até as pinças de freio. (Dos Santos, 2014).

Grande parte dos especialistas automotivos concordam que o fluido de freio deve ser trocado regularmente como parte do serviço de rotina normal. Mesmo o motorista podendo não notar uma melhora imediata, a redução da corrosão acabará resultando em um menor valor gasto na substituição de componentes do sistema de freios no futuro. A saída do fluido de freio antigo com baixo ponto de ebulição pode impedir uma perda total de freios devido à ebulição do mesmo (Brake, 2021).

Segundo (Halderman, 2012) todos os fluidos de freio devem passar nos seguintes testes: fluidez a baixas temperaturas, percentual controlado de perda devido a evaporação em altas temperaturas (testado a 212°F[100°C]), compatibilidade com outros fluidos de freio, resistência a oxidação e não causar desintegração e aumento ou diminuição da dureza da borracha (ao entrar em contato com a mesma).

A Tabela 1 apresenta os fluidos de freio presentes atualmente no mercado e que seguem os padrões estabelecidos pelo Departamento de Transporte (DOT) e pela Sociedade dos Engenheiros Automotivos (SAE).

Tabela 1 – Especificações dos fluidos de freio.

	DOT 3	DOT 4	DOT 5.1	SAE J1703	SAE J1704
Ponto de ebulição seco (°C)	205	230	260	205	230
Ponto de ebulição úmido (°C)	140	155	180	140	155
Viscosidade a 40°C (mm ² /s)	1500	1800	900	1800	1800

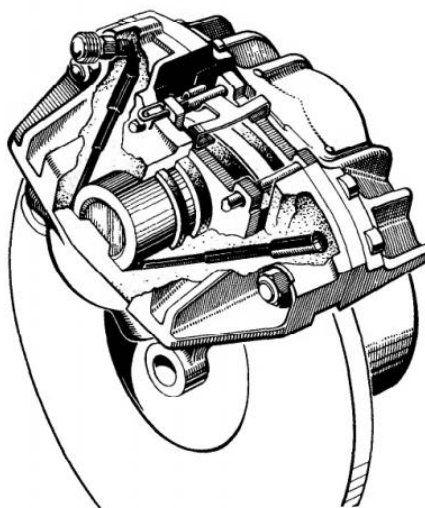
Fonte: Adaptado de Brake, 2021.

Além do ponto de ebulição cada fluido possui afinidades distintas com relação a absorção de água e ar, podendo comprometer sistemas comuns de frenagem (como ABS), sendo necessário uma avaliação prévia sobre qual a melhor opção para cada cenário.

4.2.5 Pinça de freio

A pinça (ou cáliper) está segura a um suporte que possa mantê-la rente ao disco, ilustrada na Figura 8, para que a compressão das pastilhas seja efetuada em um curto intervalo de tempo. Quanto ao acionamento, a pinça pode ser: pneumática (empregada em veículos ferroviários e alguns freios de caminhões e ônibus), hidráulica (utilizada na maioria dos veículos comerciais) ou eletro magnético. Quanto ao projeto do cáliper, este pode ser fixo ou flutuante (Júnior, 2012).

Figura 8 – Cáliper de um freio a disco



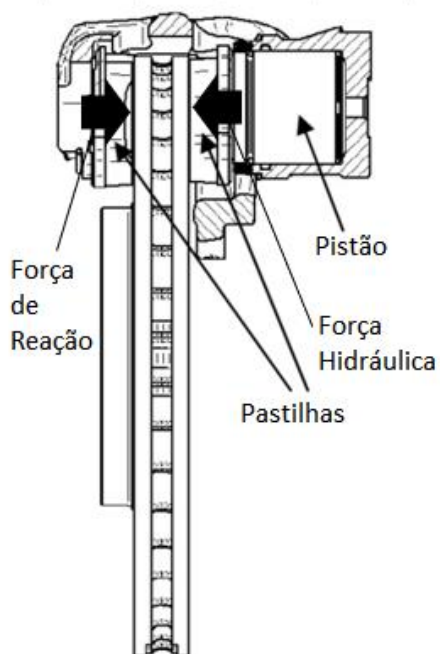
Fonte: Limpert, 1999.

O cáliper fixo tem um corpo manufaturado em duas metades e usa dois ou mais pistões para aplicar a frenagem nas pastilhas de freio. Com aplicação do freio, os pistões se estendem dos orifícios das pinças e aplicam forças iguais às pastilhas em ambos os lados do rotor. Particularmente, este tipo de freio é bastante sensível ao calor, pois o fluido de freio circula próximo às principais áreas de geração de calor, onde há baixa circulação de ar para dissipação do mesmo. O cáliper fixo apresenta como principal vantagem a robustez, sendo mais indicado para veículos pesados e esportivos (Gardinalli, 2005).

O cáliper flutuante pode deslizar lado a lado em sua superfície de montagem, portanto, pistões são necessários em apenas um lado. Quando a frenagem é aplicada, o fluido promove o deslocamento do êmbolo, que resulta na aproximação da pastilha interna ao disco. Simultaneamente, esse movimento desliza o suporte, que carrega

consigo a pastilha externa e realiza o contato total com o rotor, representado pelo desenho esquemático da Figura 9 (Gardinalli, 2005).

Figura 9 – Representação das forças no cáliper flutuante.



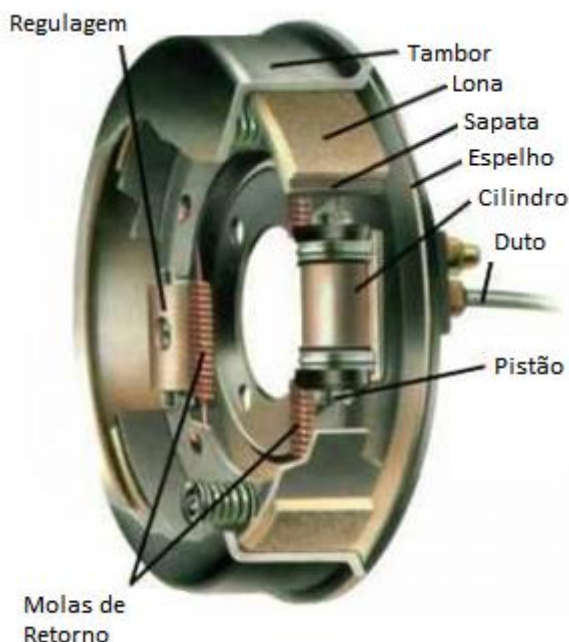
Fonte: Adaptado de ReserchGate, 2011.

4.3 Tipos de Sistema de Frenagem Veicular

4.3.1 Freios de Tambor

Um sistema de freio a tambor   composto por uma ou mais sapatas e um tambor rotativo, havendo outros elementos mecânicos responsáveis por promover funcionamento do mesmo, conforme mostrado na Figura 10.

Figura 10 – Freio a tambor



Fonte: Adaptado de Fórmula UFSCAR, 2018

Freios (ou embreagens) de tambor forçam o material de atrito sobre a circunferência de um cilindro, seja externamente, internamente ou em ambas as faces. Portanto, ao pressionar o pedal, uma ou mais sapatas entram em contato com o tambor, por meio da transmissão hidráulica, e reduzem sua velocidade angular devido ao atrito gerado. O sistema pode ser dimensionado com sapatas curtas (normalmente com ângulos de abraçamento menores que 45°) ou com sapatas longas (ângulos maiores que 45°) (Norton, 2004).

A dimensão do efeito de auto aumento (ou auto energização) é uma propriedade importante dos freios a tambor. A auto energização é um efeito aonde a força efetiva de frenagem é maior do que aquela força de aplicação que resultaria diretamente na saída do cilindro mestre. É causado pelo fato que o atrito entre a sapata de freio principal e o tambor cria uma força de rotação ao redor da sapata de freio pivô, que força a mesma contra o tambor, suplementando a força de aplicação no sistema de frenagem (Konrad Reif, 2014).

Segundo Stone (2004) os freios a tambor sofrem desvantagens. A sua dissipação de calor é problemática e tendem a enfraquecer quando o tambor fica quente, devido a extensa ou frequente frenagem. Além disso, freios a tambor são muito sensíveis à umidade ou contaminação dentro do tambor. Qualquer água dentro

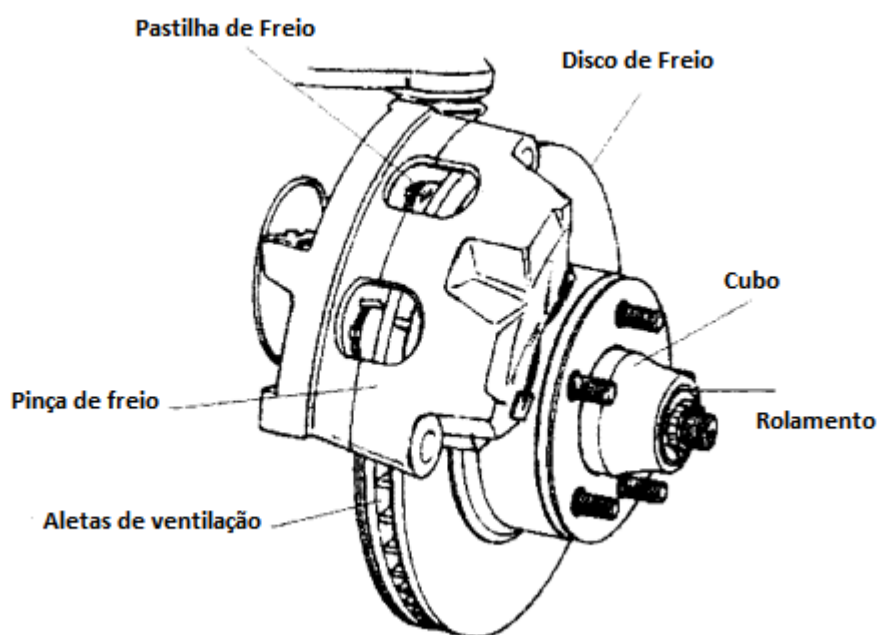
dele vaporiza rapidamente quando sob frenagem, causando o coeficiente de atrito na sapata se tornar quase zero.

4.3.2 Freio a Disco

Freios a disco possuem configuração diferente dos freios a tambor, sendo o elemento rotativo chamado de disco de freio e a sapata sendo substituída pela pinça de freio.

Os rotores podem ser ventilados para ajudar na dissipação de calor e qualquer água ou contaminação em sua superfície é rapidamente removida pela ação de raspagem das pastilhas de freio. A Figura 11 ilustra um sistema convencional com disco ventilado, discos sólidos são utilizados para sistemas de menores potências de frenagem ou aonde a ventilação adicional não é necessária.

Figura 11 – Componentes de um freio a disco.



Fonte: Adaptado de Stone, 2004.

As pastilhas são responsáveis pelo contato direto com o disco e transmitem pressão para o mesmo, gerando atrito e conseqüentemente redução da velocidade do veículo. Possuem uma área pequena quando comparada a do disco, isso se deve

ao fato do mesmo carecer de resfriamento e ser necessário uma grande área exposta para a troca de calor com o ar (Junior, 2012).

Para facilitar a reposição, o material das pastilhas que se desgasta e não o dos discos, reduzindo custos e complexibilidade de troca.

4.3.3 Freio ABS

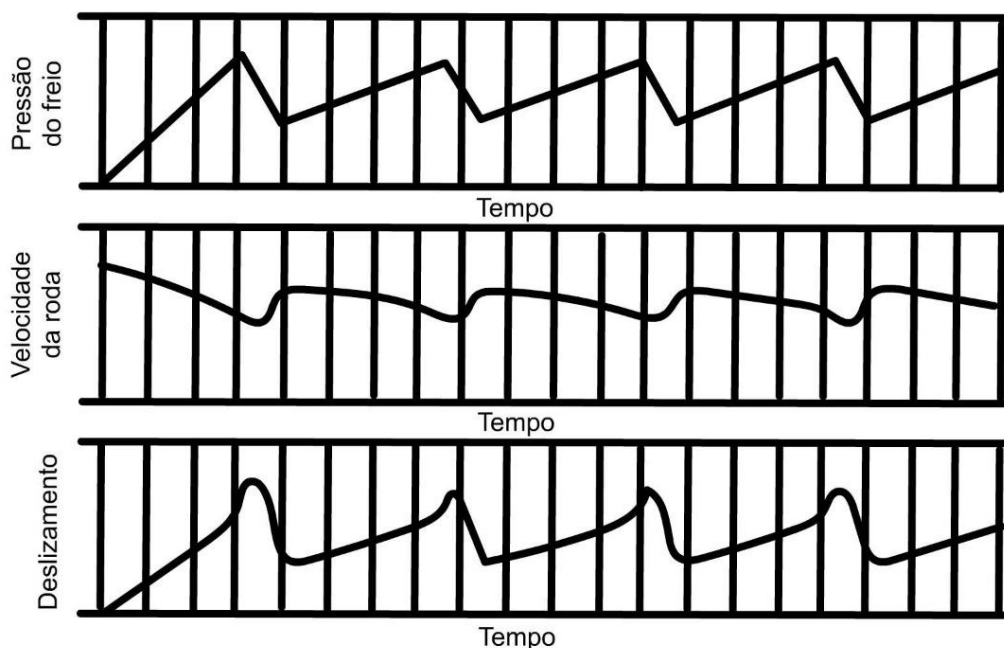
Antilock braking systems (ABS), ou sistemas de frenagem antibloqueio, ajudam a impedir o travamento das rodas, especialmente em superfícies escorregadias. Isso ajuda o motorista a manter o controle do veículo e evitar deslizamentos.

O ABS pode melhorar a frenagem quando as condições da estrada são inferiores a ideal, como ao fazer uma parada súbita de pânico ou ao frear em uma estrada molhada ou escorregadia.

Este sistema é controlado por um software, que permite diferentes estratégias de controle de escorregamento para diferentes situações, como por exemplo, frenagem em linha reta, sob alta aderência, baixa aderência, frenagem em curvas, etc. O ABS é formado por uma unidade eletrônica de comando acoplada a um módulo hidráulico, composto por acumuladores, válvulas solenoides, motor elétrico e bomba (Gardinalli, 2005).

Como mostrado na Figura 12, o deslizamento da roda aumenta linearmente com a pressão do freio até que o coeficiente de atrito seja excedido. Então, o deslizamento começa a aumentar rapidamente. O ABS detecta esse aumento, reduz a pressão de freio e aumenta a velocidade da roda (quando a roda não está mais travada). Quando o sistema percebe que a roda possui rotação novamente, pressão no freio é reaplicada e esse processo se repete múltiplas vezes (Stone, 2004).

Figura 12 – Resposta do freio ABS para uma roda.



Fonte: Adaptado de Stone, 2004.

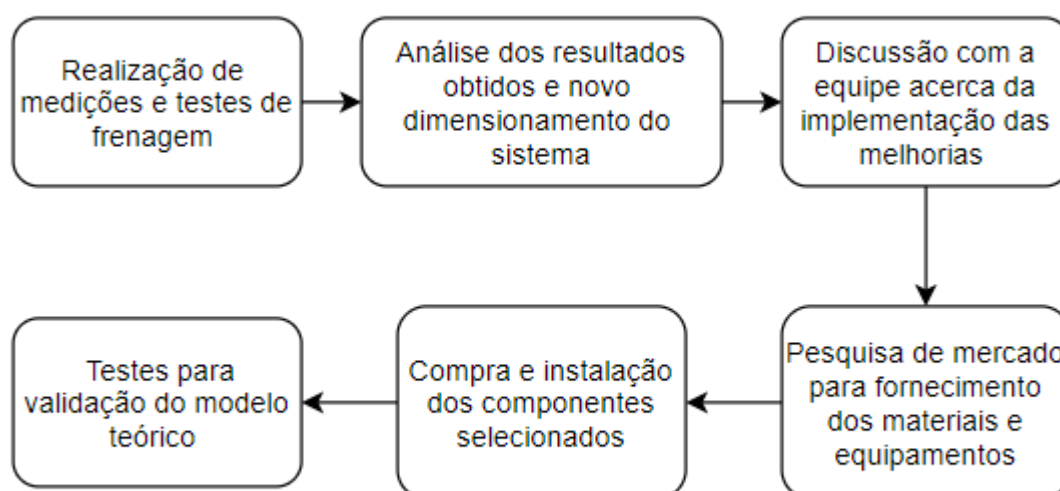
Válvulas solenoides operadas eletricamente são responsáveis pela atuação do freio ABS, sendo usadas para segurar, liberar e reaplicar pressão hidráulica nos freios, de acordo com o patamar definido pelo engenheiro de aplicação. Isso produz um efeito pulsante, com o constante fechamento e abertura das válvulas, que pode ser sentido no pedal de freio durante uma frenagem forte (Gardinalli, 2005).

O ABS é apenas um “complemento” para o sistema de frenagem existente, podendo ser utilizado tanto em freios a tambor quanto freios a disco. Ele só entra em jogo quando as condições de tração são deficientes ou durante paradas repentinas de pânico quando os pneus perdem tração e começam a escorregar excessivamente. No resto do tempo o ABS não apresenta comportamento algum e não afeta nenhuma parte do veículo (Halderman 2012).

5 REFERENCIAL TEÓRICO

Este trabalho propõe uma análise teórica das necessidades de frenagem do carro frente a sua configuração do ano de 2019, bem como a realização de testes para avaliar o seu desempenho e quais parâmetros e componentes (com foco no cilindro mestre e nos discos de freio) necessitam ser alterados para atingir a condição ótima. A Figura 13 apresenta o fluxograma esquemático das etapas propostas.

Figura 13 – Fluxograma das etapas propostas para elaboração deste trabalho.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Encontrados os valores ótimos, busca-se no mercado a disponibilidade desses produtos e analisa-se qual será o ganho para o sistema e como isso impactará na performance do veículo, por meio de cálculo percentual e gráficos comparativos. Além disso, propõe-se a implementação de um dispositivo denominado *balance bar*, comparando-se as forças de frenagem e o ganho de força com as disposições anteriores.

5.1 Parâmetros Estáticos

A distribuição de carga de um veículo é o fator chave para o dimensionamento do sistema, seus eixos traseiro e dianteiro são responsáveis por sustentá-lo e também são elementos atuantes na frenagem. Devido à disposição dos componentes mais pesados de um veículo se encontrarem em sua parte frontal, em muitos carros modernos o eixo traseiro sustenta cerca de 35% de seu peso (Limpert, 1999).

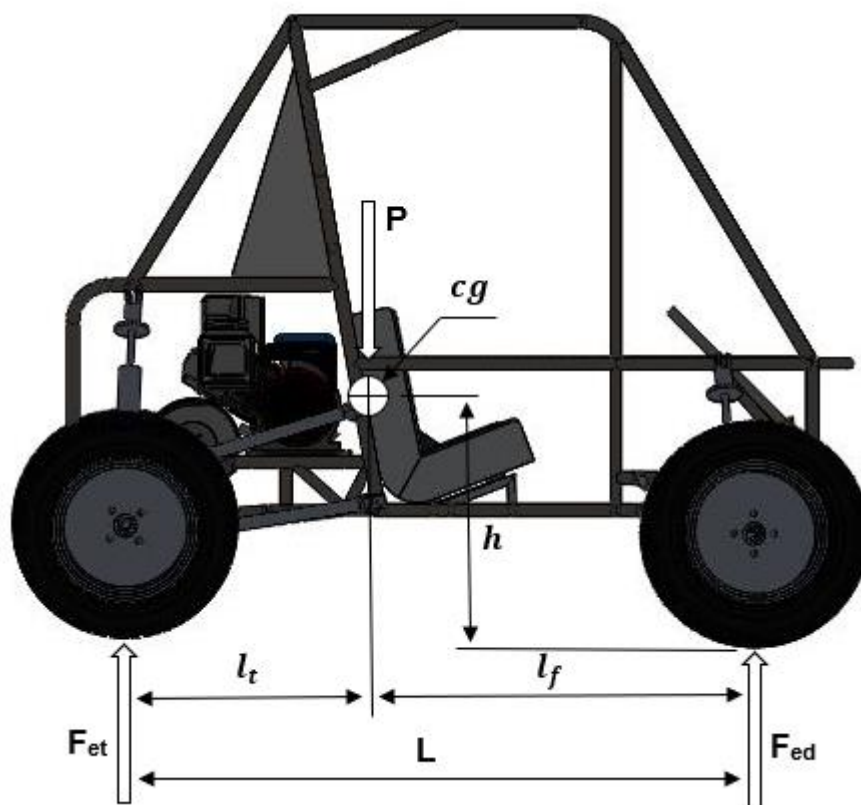
Quando em repouso e sob um plano sem inclinação, as forças atuantes em um veículo são apenas reações normais a sua força peso P .

$$P = mg \tag{1}$$

Sendo a gravidade do planeta terra g e a massa do veículo m .

Para simplificações na análise, o peso do carro é pontualmente considerado em seu centro de gravidade. A Figura 14 representa a disposição das forças estáticas em um veículo nas condições citadas anteriormente.

Figura 14 – Representação das forças estáticas em um veículo.



Fonte: Autoria própria.

Segundo Limpert (1999) a força estática traseira F_{et} é encontrada ao se aplicar a somatória de momentos no eixo dianteiro, sendo a distância entre eixos L , a distância do eixo dianteiro ao centro de massa l_f e o peso do veículo P (considerando o motorista), como mostrado abaixo:

$$\sum M = 0 = F_{et}L - Pl_f \quad (2)$$

$$F_{et} = \frac{Pl_f}{L} \quad (3)$$

A força estática dianteira F_{ed} pode ser encontrada pelo mesmo processo, utilizando agora a distância do centro de massa ao eixo traseiro (Limpert, 1999).

$$\sum M = 0 = F_{ed}L - Pl_t \quad (4)$$

$$F_{ed} = \frac{Pl_t}{L} \quad (5)$$

A parcela de peso sustentada pelo eixo traseiro é definida pela variável β (Limpert, 1999), onde:

$$\beta = \frac{F_{et}}{P} \quad (6)$$

para o eixo dianteiro:

$$1 - \beta = \frac{F_{ed}}{P} \quad (7)$$

5.2 Parâmetros Dinâmicos

O torque necessário para se frear um veículo em movimento é desenvolvido pelos freios fixados nas rodas, influenciando diretamente as forças dinâmicas de frenagem em ambos os eixos (Limpert, 1999).

O coeficiente de atrito μ da superfície é considerado neste equacionamento, pois é um indicador de relação de tração entre a superfície e o veículo. Tendo em vista que o carro operará em condições ótimas (plano sem inclinação e em linha reta), os coeficientes de atrito dianteiro e traseiro são considerados iguais (Limpert, 1999). Portanto, para freios hidráulicos, a componente normal dinâmica encontrada no eixo dianteiro é definida por:

$$F_{dt} = (\beta + \gamma a)P\mu \quad (8)$$

Onde:

$$\gamma = \frac{h}{L} \quad (9)$$

Sendo a desaceleração do veículo dada por α e a altura do centro de gravidade h . Analogamente, para o eixo dianteiro:

$$F_{dd} = (1 - \beta + \gamma\alpha)P\mu \quad (10)$$

Obtidos os valores dinâmicos de frenagem, a contribuição de cada eixo C pode ser calculada dividindo-se o seu valor pela soma de ambos (Limpert, 1999).

$$C_d = \frac{F_{dd}}{F_{dd} + F_{dt}} \quad (11)$$

$$C_t = \frac{F_{dt}}{F_{dd} + F_{dt}} \quad (12)$$

Designadas as forças dinâmicas do sistema, podem-se encontrar quais são os valores de torque que os eixos estão submetidos. Este fator é de extrema relevância pois será referência para todo o cálculo, uma vez que, para o sistema apresentar um bom desempenho, seus valores reais de torque de frenagem devem se aproximar dos valores ideais .

5.3 Seleção do Cilindro Mestre

O valor do diâmetro do cilindro mestre D_{cm} é uma variável importante para o desenvolvimento do sistema, pois este componente e todas as linhas de freio serão adquiridas tomando-se como referência este valor.

Segundo Santos (2014), o torque de frenagem pode ser definido como a força de atrito no pneu, ou força de frenagem em cada eixo F_f (sendo F_{fd} para o eixo dianteiro e F_{ft} para o eixo traseiro), multiplicada pelo raio efetivo de rolagem R_p , no caso considera-se a distância do centro da roda até a superfície dos pneus, e somada ao produto dos momentos de inércia I_w e aceleração angular α_w de todas as partes que giram, conforme mostrado na equação abaixo:

$$T_f = F_f R_p + I_w \alpha_w \quad (13)$$

O torque encontrado acima é atuante em cada eixo, para se encontrar o torque nos discos, T_{disc1} ou T_{disc2} , divide-se o seu valor pelo número de discos (dos Santos, 2014). Para a porção dianteira:

$$T_{disc1} = \frac{T_{fd}}{n_d} \quad (14)$$

O mesmo ocorre para o eixo posterior.

Com o valor de torque encontrado na Equação 13 as forças atuantes nos êmbolos dos freios F_a podem ser encontradas. Segundo Norton (2004), existem dois meios de se dimensionar um freio a disco: pressão ou desgaste uniforme. O primeiro método propõe que a pressão exercida pela pastilha na superfície do disco é igualmente distribuída em todos os pontos, ocasionando um desgaste irregular na superfície do consumível devido a diferença de velocidades angulares conforme seu raio aumenta.

O segundo método propõe que esse desgaste irregular não ocorre. Freios a disco novos irão apresentar comportamento semelhante ao primeiro método, porém, com o constante uso, a segunda condição será imposta rapidamente. Para este dimensionamento considerou-se desgaste uniforme, sendo o modo mais conservativo e utilizado em projetos, conforme mostra a equação 15 (Norton, 2004).

$$T_f = N * u_{disc} * F_a * \frac{(r_o + r_i)}{2} \quad (15)$$

Sendo u_{disc} o coeficiente de atrito entre a pastilha e o disco, r_o e r_i os raios externo e interno da pastilha, respectivamente, e N o número de faces de atrito.

A pressão do fluido em todo o sistema de frenagem é constante, a força atuante varia conforme a área dos componentes. Com esta condição é possível relacionar a pressão aplicada no êmbolo de freio com o a pressão aplicada na entrada do cilindro mestre (Norton, 2004). Tem se que:

$$\frac{F_a}{A_{pinça}} = \frac{F_{cm}}{A_{cm}} \quad (16)$$

A força de entrada no cilindro mestre F_{cm} origina do pedal, sendo o motorista responsável por sua atuação e o pedal pelo ganho mecânico por meio do momento de alavanca (Norton, 2004). As áreas da pinça e do cilindro mestre são circulares, portanto, por meio de simplificações encontra-se que:

$$\frac{F_a}{(D_{pinça})^2} = \frac{F_{cm}}{(D_{cm})^2} \quad (17)$$

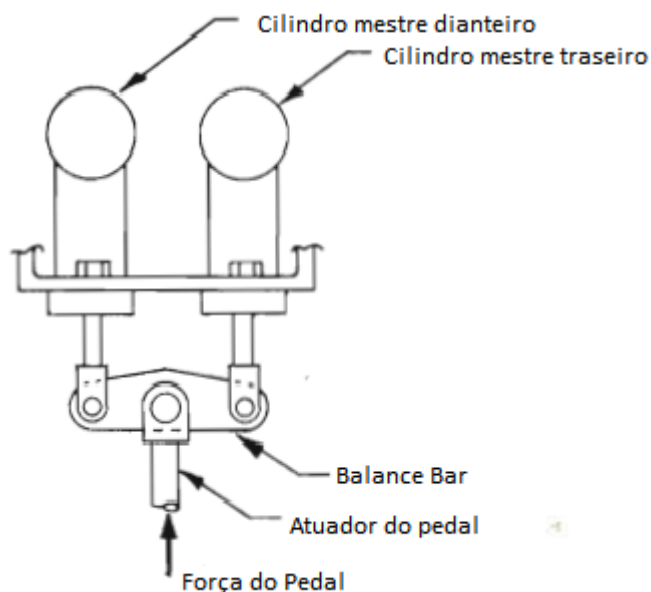
$$D_{cm} = D_{pinça} \sqrt{\frac{F_{cm}}{F_a}} \quad (18)$$

Para a aquisição do cilindro mestre será tomado como base este valor em conjunto com um estudo de mercado, pois a oferta desses produtos limita-se a diâmetros pré-especificados pelos fabricantes, que podem não satisfazer este projeto.

Portanto, possíveis considerações terão de ser avaliadas para a compensação de forças, visando sempre atingir um parâmetro mínimo adequado de esforço exercido pelo motorista.

A Figura 15 apresenta uma alternativa viável para sistemas de competição, a utilização de 2 cilindros mestre, um responsável pelas rodas dianteiras e outro para as rodas traseiras. Para esta configuração, utiliza-se um dispositivo denominado “*balance bar*”. Com isso, pode-se configurar a diferença de pressão aplicada a cada cilindro mestre e consequentemente amplificar a força de frenagem nos freios dianteiros (Puhn, 1985).

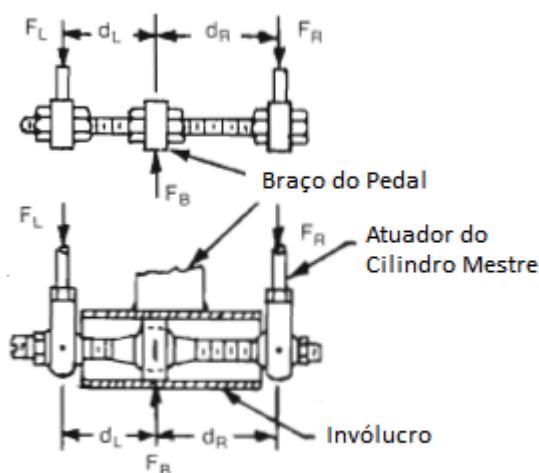
Figura 15 – Ilustração de uma *balance bar* simples.



Fonte: Adaptado de Puhn, 1985.

O diferencial deste componente é que seu princípio de funcionamento é simples, utilizando-se da alavancagem para regular a distribuição de forças entre ambos os cilindros, conforme mostrado na Figura 16 (Puhn, 1985).

Figura 16 – *Balance bar* ajustável.



Fonte: Adaptado de Puhn, 1985.

Segundo Puhn (1985) a força aplicada pelo motorista F_B no pedal é distribuída proporcionalmente entre os cilindros mestre dianteiro F_L e traseiro F_R , conforme as equações abaixo:

$$F_L = F_B \left(\frac{d_R}{d_L + d_R} \right) \quad (19)$$

$$F_R = F_B \left(\frac{d_L}{d_L + d_R} \right) \quad (20)$$

$$F_B = F_L + F_R \quad (21)$$

Portanto, quando necessário uma maior força de frenagem em determinado eixo, posiciona-se o pedal mais distante do atuador de seu respectivo cilindro mestre (Puhn, 1985).

A implementação deste dispositivo será considerada caso apresente grande vantagem mecânica frente a um único cilindro mestre e caso seu custo de implementação seja viável para a equipe.

5.4 Dissipação de Calor

Durante a frenagem, a redução de velocidade implica em energia cinética sendo convertida em energia térmica. Portanto, a quantidade de energia dissipada pelos freios pode ser estimada teoricamente por meio da metodologia proposta.

Segundo Stone (2004), considerando que a velocidade final do veículo é V_0 , sua energia cinética pode ser representada conforme a equação abaixo:

$$\Delta EC = \frac{1}{2} m V_0^2 + \frac{1}{2} I_w \alpha_w^2 \quad (22)$$

A energia calculada resulta da soma dos quatro rotores do veículo.

Para se obter a energia dissipada em cada rotor, é considerado que cada um contribua igualmente com as forças em seus respectivos eixos (Stone, 2004).

$$E_{rotor} = \Delta EC * \frac{C}{2} \quad (23)$$

Com isso, a variação de temperatura em cada disco pode ser encontrada utilizando sua massa m_{disco} e o calor específico c_{disco} de seu material, conforme mostrado na Equação 24 (Stone, 2004).

$$\Delta T = \frac{E_{rotor}}{m_{disco}c_{disco}} \quad (24)$$

Esta variação é constantemente ampliada conforme a necessidade de se dissipar energia. Por exemplo, caso o veículo tenha que descer uma altura H , a energia total dissipada pode ser encontrada utilizando a Equação 25, que trata da energia potencial absorvida, aumentando significativamente a temperatura do disco (Stone, 2004).

$$EP = mg\Delta H \quad (25)$$

A variação de temperatura encontrada na Equação 24 não considera a transferência de energia que ocorre nos outros componentes do freio, limitando-se apenas a uma análise singular no disco (Stone, 2004).

Limpert (1999) propõe que para se obter uma análise um pouco mais detalhada sobre a distribuição de energia entre a pinça e o disco, em condições estacionárias, utiliza-se a resistência térmica de ambos os lados que estão em contato durante a frenagem. Para aplicações curtas, aonde há pouca frenagem, pode-se considerar a pinça e o disco como sólidos semi infinitos, utilizando a Equação 26.

$$\frac{q''_{disc}}{q''_{past}} = \left(\frac{\rho_{disco}c_{disco}k_{disco}}{\rho_{past}c_{past}k_{past}} \right)^{1/2} \quad (26)$$

Aonde ρ , c e k são, respectivamente, a densidade, o calor específico e a condutividade térmica das partes. É mais conveniente expressar a porcentagem absorvida por cada um, conforme mostra abaixo para o disco (Limpert, 1999).

$$\varphi = \frac{q''_{disc}}{q''_{past} + q''_{disc}} = \frac{1}{1 + \left(\frac{\rho_{disco}c_{disco}k_{disco}}{\rho_{past}c_{past}k_{past}} \right)^{1/2}} \quad (27)$$

Para frenagens contínuas ou repetitivas, outra equação é proposta, agora considerando a transferência de calor convectiva devido as altas temperaturas nos freios. Para condições estacionárias, nenhuma energia adicional será absorvida pelo disco (Limpert, 1999).

A resistência térmica associada ao disco está diretamente relacionada à sua área A_{disco} e o coeficiente convectivo h_{conv} do ar:

$$R_{disco} = \frac{1}{A_{disco} h_{disco}} \quad (28)$$

Conforme Limpert (1999), para a pastilha, a condução é considerada através de sua espessura L_{past} , sua área A_{past} e seu coeficiente de condução k_{past} . Parte da energia também é transferida para seu suporte, sendo necessário dados de espessura, coeficiente de condução e área (L_{sup} , k_{sup} e A_{past}), e convectivamente através de seu coeficiente convectivo h_{past} e sua área A_{past} :

$$R_{pastilha} = \frac{1}{h_{past} A_{past}} + \frac{L_{past}}{k_{past} A_{past}} + \frac{L_{sup}}{k_{sup} A_{past}} \quad (29)$$

Deste modo, para se encontrar a distribuição de energia entre ambos os elementos se realiza o procedimento equivalente à Equação 27:

$$\gamma = \left(1 + \frac{k_{sup} A_{past} k_{past} h_{past}}{A_{disco} h_{disco} (k_{past} k_{sup} + h_{past} L_{past} k_{sup} + L_{sup} h_{past} k_{past})} \right)^{-1} \quad (30)$$

A equação acima refere-se à distribuição de temperatura no disco, sendo a porcentagem restante transferida para pastilha.

Pode-se observar que o método utilizado visa apenas uma aproximação teórica da distribuição de calor nos componentes do disco, não considerando a radiação térmica e outras perdas para a vizinhança. A finalidade é de avaliar a porcentagem de calor transferida para cada componente, procurando sempre transferir o maior percentual para o disco, uma vez que o mesmo dissipa mais calor devido a sua maior área suscetível a convecção e homogeneidade do material (Limpert, 1999).

Também não há como se prever com precisão qual será a energia fornecida para o processo, sendo necessário utilizar valores aproximados para o estudo do comportamento térmico dos componentes.

5.5 Eficiência de Frenagem

Segundo Crolla (2009), a eficiência de frenagem é definida como a razão entre a taxa de desaceleração do veículo z e o coeficiente de atrito da superfície μ .

$$\eta = \frac{z}{\mu} \quad (31)$$

Utilizando-se a expressão com base nos dados do veículo, a eficiência para freios com tração dianteira é influenciada por vários fatores, como o valor final do deslocamento do veículo x_f , altura de seu centro de gravidade h e a distribuição de pressão hidráulica do sistema, que é o que gera a força aplicada às rodas (Crolla, 2009).

$$\eta = \frac{l\mu F_a}{\frac{P(lx_f - \mu h)}{\mu}} \quad (32)$$

$$\eta = \frac{F_a}{P(x_f - \frac{\mu h}{l})} \quad (33)$$

Este valor tem como função apresentar em quais condições o veículo possui aderência considerável ou não, conforme varia as forças nas pastilhas e as configurações do veículo (Crolla, 2009).

5.6 Seleção do Material do Disco de Freio

O regulamento da competição baja SAE não impõe normas acerca do material do disco de freio, desde que ele realize a frenagem de forma adequada e com segurança, promovendo autonomia para as equipes de acordo com suas limitações.

O material do disco deve ser forte e resistente o suficiente para transmitir o torque ao cubo sem apresentar deformações ou trincas. Outro fator importante são as distorções térmicas devido a altas temperaturas. Para a dissipação de calor ser efetiva, o mesmo deve possuir alta capacidade térmica volumétrica $\rho_{disco}c_{disco}$ combinada a uma boa condutividade térmica k_{disco} , absorvendo e transmitindo o calor de maneira a evitar altos gradientes de temperatura. Elevados coeficientes de expansão α também devem ser evitados (Crolla, 2009).

Segundo Crolla (2009) e Guessier *et al.* (2003), a vasta maioria dos discos de freio são fabricadas com ferro fundido cinzento, sendo este material fácil de se manusear e com preço adequado para a fabricação.

A prioridade de escolha do material se dará pelas melhores características apresentadas pelo mesmo, priorizando as classes de ferro fundido cinzento mais utilizadas, conforme mostrado na Tabela 2.

Tabela 2 – Propriedades Mecânicas e Físicas de Ferros Fundidos Cinzentos (Norma EN 1561/2012).

Característica	Classe		
	150	200	250
Limite de Resistência (Mpa)	150-250	200-300	250-350
Limite de Escoamento (Mpa)	98-165	130-195	165-228
Condutividade Térmica a 300°C (W/mK)	50	48	46,5
Coefficiente de expansão Térmica entre 20 e 400°C ($\mu\text{m/mK}$)	13	13	13
Calor específico entre 20 e 600°C (J/Kg K)	535	535	535
Densidade (Kg/m ³)	7100	7150	7200

Fonte: DIN EN 1561, 2012.

Após a fabricação dos discos, ensaios de dureza Rockwell B (HRB) serão realizados para a análise e comparação com outros discos usados anteriormente.

5.7 Desaceleração

O Regulamento Baja SAE (2018) estipula que o veículo deve ter capacidade de travar todas as rodas, simultaneamente, em um intervalo de espaço e em linha reta após atingir sua máxima aceleração em uma distância pré-definida de aproximadamente 30m.

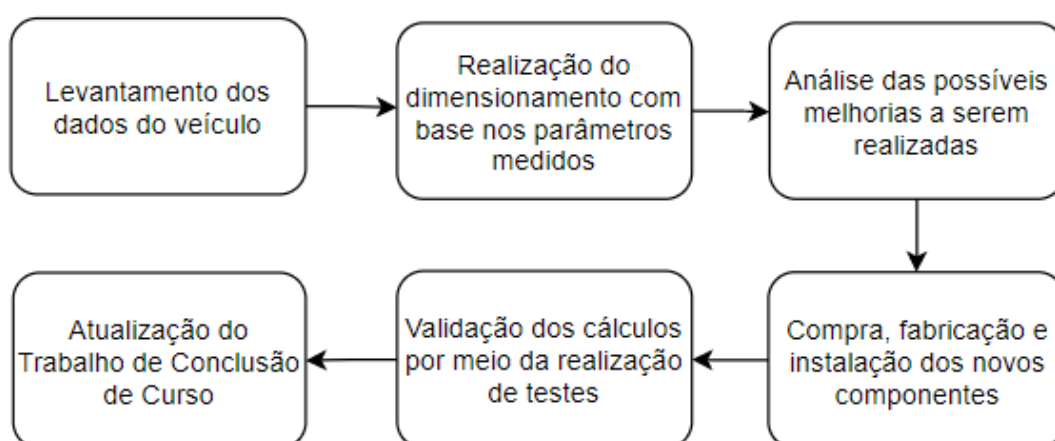
Portanto, a pressão do sistema deve estar igualmente distribuída nas quatro rodas assim como a desaceleração deve atingir valores apropriados para o bom desempenho nas competições.

Testes de frenagem serão realizados com o auxílio de ferramentas computacionais de medição de distância, tempo, desaceleração e temperatura do disco de freio. Com isso, será possível gerar gráficos de desempenho e transferência de carga e analisar quais pontos podem ser melhorados no decorrer do projeto.

6 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Este capítulo apresenta a aplicação da revisão bibliográfica presente no tópico anterior. A Figura 17 apresenta, por meio de um fluxograma, as etapas do processo de realização deste trabalho.

Figura 17 – Fluxograma das atividades realizadas para implementação do novo sistema de frenagem.



Fonte: Elaborado pelo Autor.

6.1 Cálculo dos Parâmetros Estáticos e Dinâmicos

A princípio este trabalho visa validar o modelo baja com base na teoria encontrada nas principais referências de dimensionamento veicular a partir da década de 1990, estendendo-se até a data do presente trabalho. Devido a isso, o primeiro passo baseou-se na coleta de dados do veículo utilizando o software Solidworks e por meio de instrumentos de medição.

Todos os dados coletados estão presentes na Tabela 3 e fazem referência à Figura 14.

Tabela 3 – Dados físicos coletados do veículo baja.

Grandeza	Variável	Valor
Peso com motorista (N)	P	3510,80
Distância entre eixos (m)	L	1,52
Distância do eixo dianteiro ao centro de massa (m)	l_f	0,90
Distância do eixo traseiro ao centro de massa (m)	l_t	0,62
Altura do centro de gravidade (m)	h	0,40
Raio do conjunto roda-pneu (m)	R_p	0,2806

Fonte: Elaborado pelo autor.

Os valores foram substituídos nas equações presentes no tópico 5.1, a fim de encontrar como estas grandezas afetam os parâmetros estáticos do mesmo, que conseqüentemente influenciam em todo o dimensionamento das partes de frenagem do carro, conforme mostrado na Tabela 4.

Tabela 4 – Parâmetros estáticos do carro.

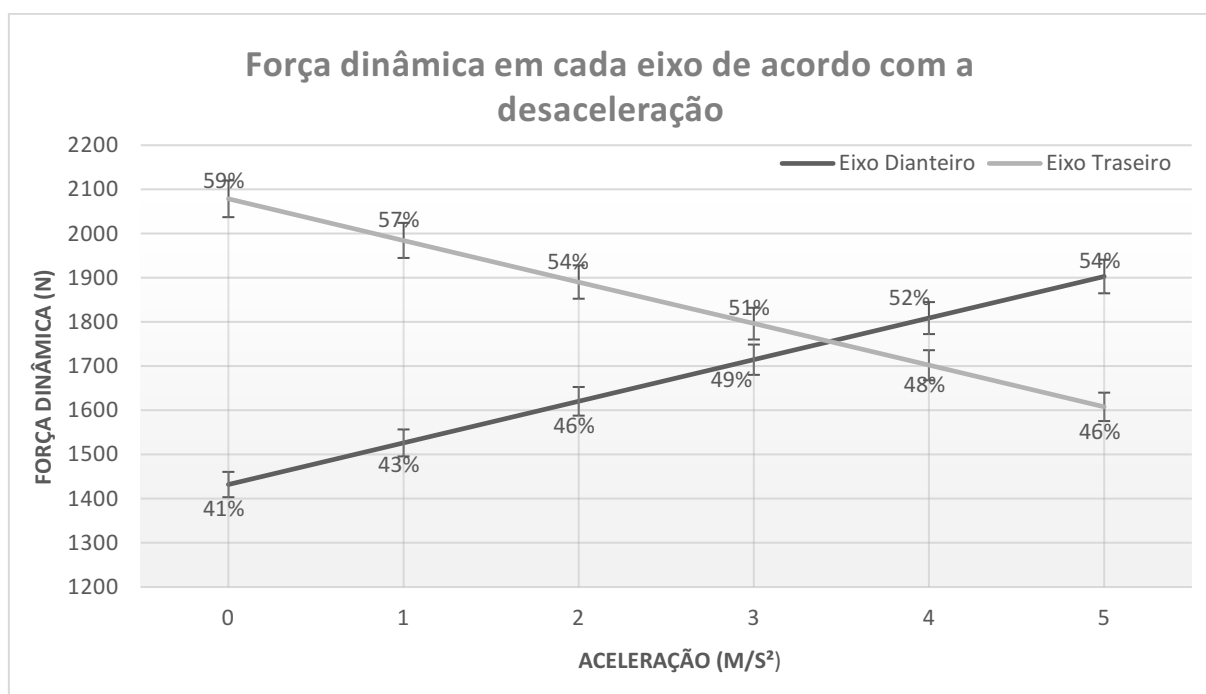
Parâmetros Estáticos		
Grandeza	Variável	Valor
Força Estática Traseira (N)	F_{et}	2078,76
Força Estática Dianteira (N)	F_{ed}	1432,037
Parcela de peso sustentada pelo eixo traseiro	β	0,5921
Parcela de peso sustentada pelo eixo traseiro	$1 - \beta$	0,4079

Fonte: Elaborado pelo Autor

Definidos todos os parâmetros estáticos, seguiu-se para os parâmetros dinâmicos. É de suma importância ter uma boa análise dinâmica do veículo, pois o valor da desaceleração frente a força de frenagem servirá de base para definir qual cilindro mestre será usado, e se o dimensionamento está alinhado com os padrões de competição.

Devido a isso, o Gráfico 1 apresenta o comportamento do sistema de frenagem conforme varia-se a desaceleração do veículo utilizando as Equações 8 a 12, com as margens de erro apresentadas pelo sistema de medição de aproximadamente 2%.

Gráfico 1 – Comportamento da força dinâmica de acordo com sua desaceleração.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Conforme a desaceleração do veículo aumenta, há transferência de carga para a parte posterior do mesmo. Esse comportamento representa o que ocorre em uma competição e deve ser considerado na hora da seleção do sistema de frenagem, pois as pinças dianteiras irão sofrer continuamente solicitações maiores do que a traseira.

Na principal prova da competição, o enduro, o carro necessita dar o máximo de voltas em um trajeto acidentado e com diversos níveis de declividade, exigindo um grande esforço das pinças dianteiras devido à transferência de carga nas descidas.

Portanto, é necessário que a força de frenagem dianteira seja superior à traseira, utilizando-se duas pinças dianteiras e uma pinça traseira.

Diretamente ligado à força dinâmica, é necessário compreender qual o torque de frenagem necessário para que a frenagem seja eficiente e segura. Para isso, os dados do sistema de frenagem instalado no veículo atual estão presentes na Tabela 5.

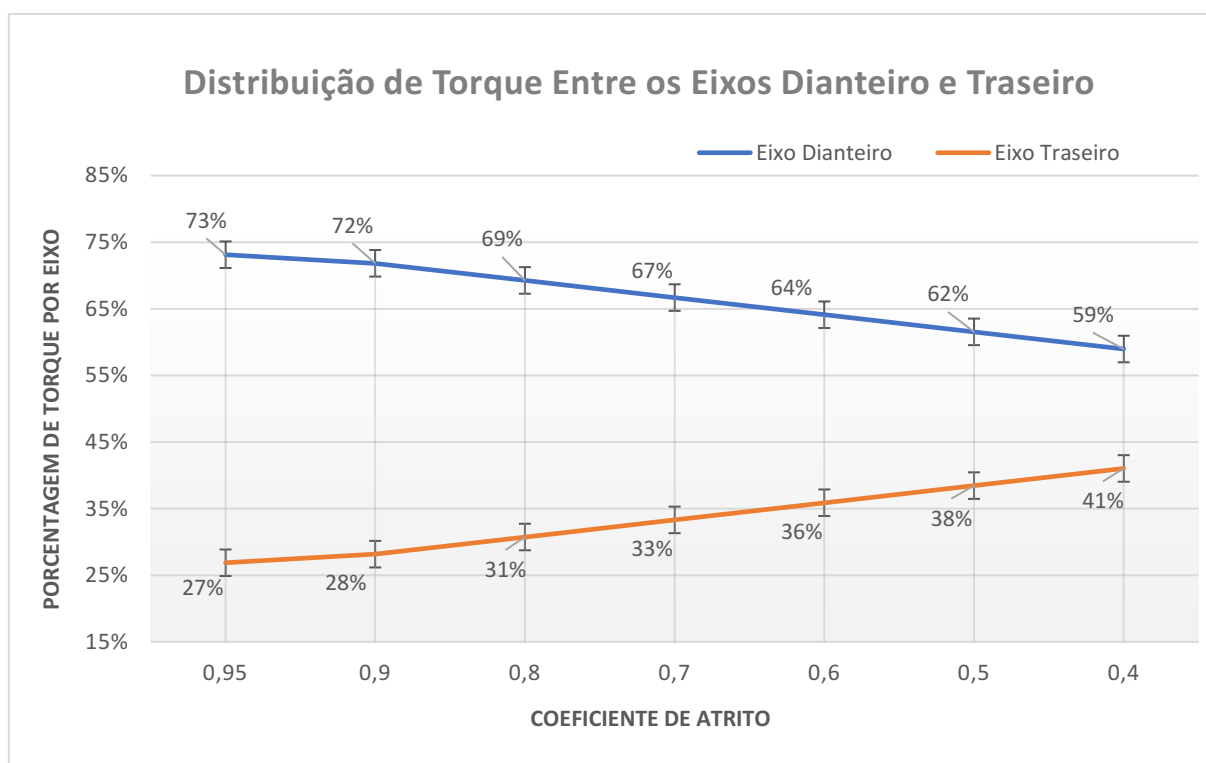
Tabela 5 – Dados do sistema instalado atualmente.

Dados do Sistema de Frenagem			
Grandeza	Variável	Dianteiro	Traseiro
Número de faces de atrito	N	4	2
Raio externo (m)	r_o	0,095	0,0975
Raio interno (m)	r_i	0,065	0,0825
Diâmetro da pinça (m)	$D_{pinça}$	0,032	0,0254
Coefficiente de atrito disco-pastilha	u	0,3	0,3
Razão de multiplicação de forças no pedal	$\frac{X}{Y}$		5
Força considerada no pedal (N)	F_{pedal}		445

Fonte: Elaborado pelo Autor

Com esses parâmetros, encontra-se a força atuante no êmbolo da pinça F_a , a força na entrada do cilindro mestre F_{cm} e qual será seu diâmetro ideal. Porém, como o carro está suscetível a diferentes tipos de superfície, o coeficiente de atrito do solo também é um fator importante para avaliar como será o seu desempenho e se é necessário redimensionar algum parâmetro. Pode-se analisar isso de acordo com o Gráfico 2.

Gráfico 2 – Comportamento da distribuição de torque de acordo com o coeficiente de atrito do solo.



Fonte: Elaborado pelo autor.

O gráfico acima é representado para a condição ótima de frenagem, proposta por Limpert (1999), no qual o coeficiente de atrito é igual para os dois eixos e possui o mesmo valor da desaceleração.

Quanto maior o valor de atrito, maior será o deslocamento de massa para o eixo dianteiro e, conseqüentemente, maior o torque de frenagem que as pinças precisam exercer para parar as rodas.

Com essa análise compreende-se a distribuição de torques em todas as condições da competição, modelando o sistema para que seja efetivo mesmo para as situações mais críticas: quando o coeficiente de atrito for elevado (asfalto seco).

A Tabela 6 mostra como a variação do atrito da superfície está relacionado com a força de frenagem necessária pelo embolo da pinça e afeta diretamente o diâmetro do cilindro mestre necessário.

Tabela 6 – Diâmetro mínimo dos cilindros mestre conforme a variação do atrito na superfície.

Eixo		Coeficiente de atrito
Dianteiro (mm)	Traseiro (mm)	
17,81	17,74	0,95
18,47	17,78	0,9
19,95	18,02	0,8
21,74	18,48	0,7
23,96	19,21	0,6
26,80	20,30	0,5
30,62	21,96	0,4
36,17	24,57	0,3
45,37	29,22	0,2
65,79	40,20	0,1

Fonte: Elaborado pelo autor.

O cilindro mestre utilizado anteriormente possui diâmetro igual a 20.63mm, o que é considerado impróprio, uma vez que não oferece condições ideais de frenagem em superfícies de maior atrito, como o asfalto seco ou a terra seca.

Em testes e competições, ao conduzir o veículo e analisar como se comporta o sistema de frenagem, diversos condutores comentaram negativamente sobre sua resistência, prejudicando o desempenho e tempo de resposta.

Fez-se necessário remodelar os principais componentes para que se consiga um sistema de frenagem eficiente e economicamente viável. Após avaliar o mercado local e verificar quais peças eram encontradas com maior facilidade, especialmente o cilindro mestre, notou-se que havia uma grande oferta de cilindros mestre simples de diâmetro reduzido e custo atrativo.

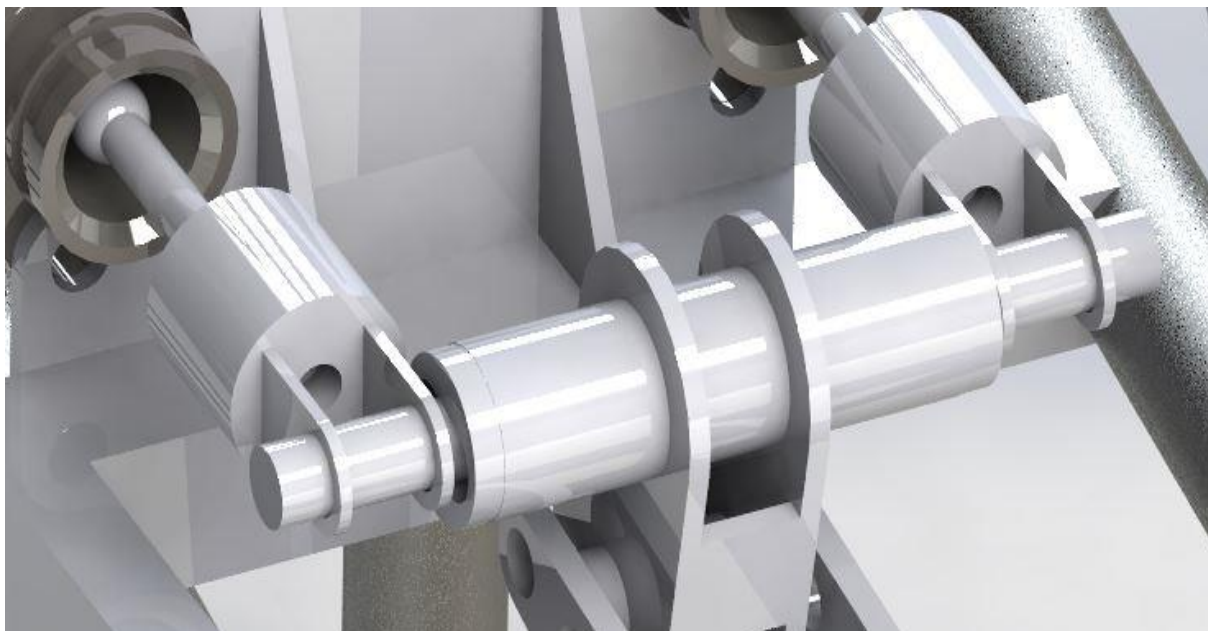
6.2 Desenvolvimento da *Balance Bar*

Portanto, após uma análise sobre o tema e as possibilidades de implementação, optou-se por um sistema com dois cilindros mestre de 15,88 mm conectados por uma *balance bar*. O protótipo do sistema foi modelado no software Solidworks e está presente nas Figuras 18 e 19.

O projeto consiste em uma rosca de aço que conecta ambos os cilindros, um deles responsável pelo eixo dianteiro e outro pelo eixo traseiro. A regulagem da distribuição de forças do mesmo se dá pela posição do pedal e as distâncias entre os

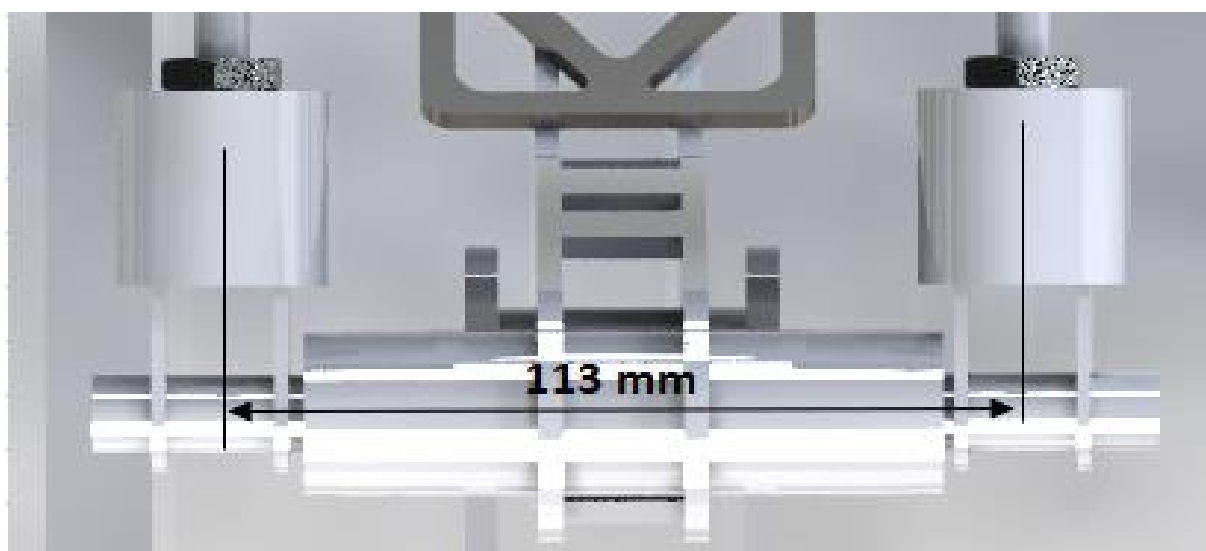
atuadores dos cilindros-mestre, conforme mostrado nas Equações 19, 20 e 21 e na Figura 18.

Figura 18 - Projeto do sistema *balance bar* renderizado no software Solidworks.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 19 – Vista superior do sistema *balance bar* renderizada no software Solidworks.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Em determinados momentos da competição essa regulagem se faz necessária, por exemplo, ao reduzir consideravelmente a força de frenagem traseira, permitindo que o carro derrape e a curva seja feita com maior facilidade.

A distância entre centros dos dois cilindros é de 113 mm. Os dados calculados podem ser encontrados na Tabela 7.

Tabela 7 – Cálculo da distribuição de forças entre o cilindro esquerdo e direito.

Distâncias (mm)		Forças (N)		Distribuição	
Esquerdo	Direito	Esquerdo	Direito	Esquerdo	Direito
30	83	590,7	1634,3	27%	73%
40	73	787,6	1437,4	35%	65%
50	63	984,5	1240,5	44%	56%
56,5	56,5	1112,5	1112,5	50%	50%
63	50	1240,5	984,5	56%	44%
73	40	1437,4	787,6	65%	35%
83	30	1634,3	590,7	73%	27%

Fonte: Elaborado pelo autor.

A regulagem de distância se dá conforme o rosqueamento da barra, posicionando o pedal em determinadas distâncias que podem favorecer o eixo dianteiro ou traseiro. A barra roscada está fixada no inteiro de um tubo soldado ao pedal, por meio de um rolamento e duas peças feitas de Nylon, cada uma fixada em uma extremidade interna do mesmo.

Todo o sistema foi posicionado sob uma base feita com metalon, soldado à estrutura do carro.

A Figura 20 apresenta a montagem preliminar do novo sistema para ser utilizada em testes.

Figura 20 – Montagem preliminar do sistema *balance bar*.



Fonte: Fornecida pelo autor.

Restrições não permitiram que melhores análises fossem realizadas, porém testes experimentais iniciais mostraram uma melhora significativa na eficiência de frenagem do mesmo, conforme será mostrado no tópico 6.4.

6.3 Seleção do disco de frenagem.

Desde o início do projeto a equipe utiliza aço de baixo carbono (SAE 1010) e corte a laser para a fabricação dos discos de freio, o que acarreta em um componente de baixíssima qualidade, pois o mesmo apresentava severas deformações oriundas do laser, devido à alta concentração de calor e a não capacidade do material dissipá-lo com eficiência.

Estas deformações eram agravadas pelo constante calor dissipado pela frenagem do veículo, o que reduzia ainda mais sua vida útil e comprometia a vida da pastilha e da pinça de freio.

Devido ao baixo custo deste material e o corte a laser ser fornecido gratuitamente pelo patrocinador da equipe, este era o único método viável de obtenção dos discos de freio. Durante a elaboração deste trabalho, novas oportunidades surgiram e foi possível selecionar outro material para a fabricação dos mesmos.

Conforme visto no Tópico 5.6 da página 36, o ferro fundido cinzento é a opção mais coerente pois é adequado as condições de trabalho e é, historicamente, amplamente utilizado para essa finalidade. Porém, devido à inviabilização da produção em baixa quantidade para a equipe, não foi possível prosseguir com este material.

Observando-se as equipes e as motocicletas comerciais mais comuns para verificar quais outros materiais são utilizados, nota-se que, além do ferro fundido, também é utilizado o aço inox martensítico da classe AISI 420 em alguns carros.

Esse aço é fabricado e vendido pela indústria siderúrgica no estado recozido, com estrutura ferrítica, baixa dureza e boa ductilidade, porém após ser temperado passa a ter estrutura martensítica, altamente resistente a corrosão, pouco dúctil e com alta dureza. Suas propriedades são apresentadas na Tabela 8.

Tabela 8 – Propriedades mecânicas do aço inoxidável tipo 420.

Liga de aço inoxidável	Tipo 420	
Condição	Barra Recozida	Tratado termicamente
Resistência de escoamento em tração (MPa)	345	1344
Resistência máxima em tração (MPa)	655	1586
Elongação no copo de ensaio de 5,08 cm	25	8
Dureza Rockwell B e Brinell	92 HRB	500 HB

Fonte: Norton, 2004.

Por possuir um material de excelente qualidade e devido ao tratamento térmico intermediário, seu custo acaba sendo elevado e exigiria um trabalho mais delicado por parte do fornecedor, o que poderia acarretar no mesmo problema encontrado com o aço de baixo carbono. Portanto, a opção foi temporariamente descartada, mas serviu como referência para a seleção do material.

Como a acessibilidade e a viabilidade econômica são os principais fatores determinantes para a seleção do material, optou-se por pesquisar o material que mais se aproximasse do ideal (AISI 420), encontrando então o SAE 1045.

Suas propriedades são consideravelmente inferiores aos discos encontrados comercialmente, porém ainda é uma opção utilizada por muitas equipes e de custo acessível. A Tabela 9 mostra a comparação entre o aço utilizado anteriormente e o aço SAE 1045.

Tabela 9 – Comparação entre as propriedades do aço SAE 1010 e SAE 1045.

Número SAE	1010	1045
Condição	Laminado a frio	Laminado a frio
Resistência de escoamento em tração (MPa)	303	531
Resistência máxima em tração (MPa)	365	627
Elongação no copo de ensaio de 5,08 cm	20	12
Dureza Brinell (HB)	105	179

Fonte: Norton, 2004.

Este novo metal representa um ganho equivalente a 72% na resistência máxima em tração, 75% na resistência de escoamento em tração e 70% no ensaio de dureza Brinell. Além disso, para evitar que o disco volte a sofrer deformações pela concentração de calor, o corte a laser foi substituído pelo corte a jato d'água. A Figura 21 apresenta os dois discos utilizados.

Figura 21 – Disco utilizado anteriormente a esquerda e novo disco a direita.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Como citado anteriormente, a competição ocorre em diversos tipos de terrenos (secos e molhados), o que modifica a superfície de contato e o atrito devido a sujeira na superfície do disco. Devido a este fator foram realizados furos na superfície do disco de frenagem que atuam como “autolimpantes”, ou seja, permitem a expulsão de qualquer material que comprometa a superfície de contato além de servirem como alívio de peso.

Uma análise teórica preliminar da dissipação de calor no disco está presente no tópico 5.4, por meio da utilização da Equação 30. Com base em valores aproximados para as variáveis, chegou-se à conclusão que 88% do calor é transferido para o disco e 12% para a pastilha. Limpert (1999) não menciona um intervalo ideal, porém o fato do disco reter grande parte do calor representa que o sistema está operando de forma satisfatória.

Após analisar quais variáveis podem ser alteradas com facilidade pela equipe, a área do disco é a mais relevante. Quanto maior a área, maior a troca de calor por convecção, porém maior será a massa do disco de freio a ser rotacionada. Não é possível encontrar o ponto ideal entre estes fatores sem uma análise mais aprofundada de todos os componentes que fazem parte deste sistema. Atualmente, a área do disco se manteve a mesma e a sua espessura foi reduzida para 3/16” (4,76 mm).

6.4 Testes realizados

Todas as análises e alterações foram realizadas poucos dias antes da competição Nacional de 2020, sendo sucedido pelo fechamento da universidade devido à pandemia, o que não permitiu que os testes fossem realizados com maior rigorosidade e em maior número.

A Tabela 10 compara o carro atual com os testes de frenagem realizados com o protótipo anterior, que não possuía o sistema de *balance bar* e as alterações nos demais componentes de frenagem.

Tabela 10 – Distâncias de frenagem de acordo com os diferentes sistemas de freio utilizados.

	Distância de frenagem do carro anterior (m)	Distância de frenagem do carro atual (m)	
		Sem regulagem	Regulagem de maior força para as pinças dianteiras
Teste 1	5	4,5	3,7
Teste 2	5,65	4,75	4,4
Teste 3	6,15	5	4

Fonte: Elaborado pelo autor.

Conforme visto nos 9 testes, o sistema de frenagem apresentou grande evolução com a implementação da *balance bar*, porém, é importante ressaltar que mais testes precisam ser realizados antes da sua utilização nas competições oficiais.

Dessa forma, pode-se avaliar a eficiência de frenagem de acordo com a Equação 33. Para um coeficiente de atrito para a terra seca de $\mu = 0,8$, e a força no êmbolo de $F_a = 5.000 N$, os valores de eficiência de frenagem são:

- De 24 a 30% para o carro anterior;
- De 30 a 33% para o carro atual sem regulagem;
- De 38 a 41% para o carro atual com regulagem.

Mesmo estes valores estando longe do ponto ideal (100%), é possível ver uma melhora de até 7% para o novo sistema e até 17% para a utilização da *balance bar*, considerando mesmas condições em todos os testes. Entretanto, o valor é relativamente baixo e demonstra que há uma grande faixa de melhora a ser percorrida.

Analisando a equação proposta por Crolla (2009), quanto menor o peso do carro, melhor sua eficiência de frenagem. A massa do veículo apresentado neste trabalho é considerada muito alta para a competição, uma vez que é muito comum encontrar modelos que pesam menos e possuem melhor desempenho devido a isso.

O superdimensionamento de alguns componentes e a falta de análises de alívio de peso contribui para esse excesso, que caso fosse reduzido em cerca de 20%, elevaria a eficiência de frenagem em mais de 9%, mantendo as mesmas condições (inclusive a distância de frenagem, que conseqüentemente seria diminuída devido à redução de sua massa inercial).

Mesmo se tratando da teoria e da frenagem do veículo depender de diversos fatores não mensuráveis (reflexo do piloto, condições da pista, qualidade do combustível, entre outros), as variáveis listadas servem com direcionamento para quais variáveis a equipe pode trabalhar, visando reduzir ou aumentar a eficiência de frenagem.

7 CONCLUSÃO

O dimensionamento do sistema de freios deste projeto atendeu a todos os requisitos da equipe, com a finalidade de obter um sistema que seja competitivo e apresente eficiência de operação a nível nacional. Também foi essencial para manter documentado uma metodologia que sirva como base para os próximos trabalhos, além da transferência de todas as equações para o software Excel, otimizando a análise do sistema por meio dos gráficos e Tabelas vistos anteriormente.

A construção de um sistema de regulação de forças de frenagem, a *balance-bar*, representou um grande avanço para a equipe, pois permite que a frenagem seja controlada conforme a necessidade de cada prova, otimizando o desempenho do veículo e abrindo caminho para novas oportunidades de melhoria.

Outras pequenas alterações foram realizadas para que fosse possível implementar o sistema presente neste trabalho e que também contribuíssem com seu desenvolvimento, são elas: aquisição de linhas de freio rígidas, substituição do sistema de vedação das pinças e alteração do desenho e montagem do pedal.

Como sugestão para os próximos trabalhos fica a realização de testes mais rigorosos com a *balance bar*, com o intuito de aperfeiçoar seu funcionamento para que seja possível utilizá-lo nas próximas competições, além de regular com maior precisão a distribuição de forças nos cilindros-mestre.

Uma outra abordagem interessante é a simulação das tensões térmicas na pastilha e no disco de freio, assim como o estudo da dissipação de calor nestes mesmos componentes.

8 REFERÊNCIAS

A Study of Airborne Wear Particles from Automotive Disc Brakes. ResearchGate. Disponível em: https://www.researchgate.net/figure/Disc-brake-assembly-with-a-single-piston-floating-caliper-and-a-ventilated-disc_fig3_257821335. Acesso em: 9 dec. 2019

BRAKE Fluid: Handbook. Grécia: Voulis, 2020. Disponível em: https://www.voulis.com/files/voulis-handbook-brake-fluid_en.pdf. Acesso em: 3 ago. 2021.

BREUER, B; BILL, K. **Brake Technology Handbook**. Warrendale, Pennsylvania, SAE International, 2008.

CILINDRO mestre freio. [S. l.]: RT Car Import, 2007. Disponível em: <https://www.rtcimport.com.br/cilindro-mestre-freio-chevrolet-captiva-p930>. Acesso em: 7 nov. 2019.

CROLLA, D. A. **Automotive Engineering: Powertrain, chassis system and vehicle body**. 1. Ed. Elsevier, 2009.

DA SILVA, Pedro H. M. **Análise do Sistema de Freio de um Veículo de Competição Fórmula SAE**. Monografia (Engenharia Automotiva) - Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, 2017.

DIN EN 1561: Founding - Grey Cast Irons. Germany: DIN, 2012. 35 p.

DOS SANTOS, Gustavo C. M. **Projeto e Dimensionamento de um Sistema de Freios Aplicado a um Veículo Fórmula SAE**. Monografia (Engenharia Mecânica). Rio de Janeiro, 2014. Disponível em: <https://www.monografias.poli.ufrj.br/monografias/monopoli10011351.pdf>. Acesso em: 28 jul. 2021.

FREIO flexível Aeroquip. General motos, 2009. Disponível em: <https://www.generalmotos.com.br/flexivel-aeroquip-freio-dianteiro-moto-honda-xr-200-1012703711xJM>. Acesso em: 6 nov. 2019.

FREIOS a disco ou a tambor: diferenças e aplicações. Fórmula UFSCAR, 2018. Disponível em: <http://www.formula.ufscar.br/blog/freios-a-disco-ou-a-tambor-diferencas-e-aplicacoes/>. Acesso em: 29 out. 2019.

GARDINALLI, G. J. **COMPARAÇÃO DO DESEMPENHO DE FRENAGEM SIMULADA x EXPERIMENTAL DE UM VEÍCULO DE PASSEIO COM FREIOS HIDRÁULICOS E ABS**. Monografia (Mestrado em Engenharia Automotiva) - Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005.

GUESSER, W. L.; BAUMER, I.; TSCHIPTSCHIN, A. P.; CUEVA, G.; SINATORA, A. Brake Colloquium. **Ferros Fundidos Empregados para Discos e Tambores de Freio**, Gramado, 2003.

HALDERMAN, J. D. **Automotive Technology: Principles, Diagnosis and Service**. 4. ed. Pearson Education, 2012.

JESUS JÚNIOR, N. M. **Dimensionamento de um Freio para Baja**. Monografia (Tecnologia em Mecânica Automotiva) - FATEC, Santo André, 2015.

JUNIOR, A. A. S. **Freios e Embreagens por Atrito**. Campinas: FEM/UNICAMP, 2012.

LIMPERT, R. **Brake Design and Safety**. 2. ed. Warrendale, PA: SAE International, 1999.

NORTON, R. L. Projeto de máquinas: uma abordagem integrada. Traduzido por João Batista, José Manoel Aguiar. Porto Alegre: Bookman, 2004.

PUHN, F. **Brake Handbook**. USA: HPBooks, 1985.

REGULAMENTO ADMINISTRATIVO E TÉCNICO BAJA SAE BRASIL. 3. ed. SAE International, 2018.

REIF, K. **Brakes, Brake Control and Driver Assistance Systems: Function, Regulation and Components**. Springer, 2014.

STONE, R.; BALL, J. K. **Automotive Engineering Fundamentals**. Warrendale, PA: SAE International, 2004.

YOSHIDA, L. S. **Projeto adaptativo de um sistema de freios para utilização em carro de competição classe Fórmula SAE**. Monografia (Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2013.