



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS**

ANDRÉ RODRIGUES MOREIRA DE ALMEIDA

Desenvolvimento de um Sistema de Freios de um veículo tipo BAJA SAE

RECIFE

2024

UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS
ENGENHARIA MECÂNICA

ANDRÉ RODRIGUES MOREIRA DE ALMEIDA

Desenvolvimento de um Sistema de Freios de um veículo tipo BAJA SAE

TCC apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco como requisito para a conclusão do curso de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador(a): Guilherme Medeiros
Soares de Andrade

RECIFE

2024

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do programa de geração automática do SIB/UFPE

Almeida, André Rodrigues Moreira de.

Desenvolvimento de um sistema de freios de um veículo tipo Baja SAE /
André Rodrigues Moreira de Almeida. - Recife, 2024.

46 : il., tab.

Orientador(a): Guilherme Medeiros Soares de Andrade

Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) - Universidade Federal de
Pernambuco, Centro de Tecnologia e Geociências, Engenharia Mecânica -
Bacharelado, 2024.

9,0.

Inclui referências, apêndices.

1. modelagem. 2. freios. 3. baja. I. Andrade, Guilherme Medeiros Soares
de. (Orientação). II. Título.

620 CDD (22.ed.)

ANDRÉ RODRIGUES MOREIRA DE ALMEIDA

**DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE FREIOS DE UM VEÍCULO TIPO BAJA
SAE**

TCC apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco como requisito para a conclusão do curso de Graduação em Engenharia Mecânica.

Aprovado em: 15/10/2024.

BANCA EXAMINADORA

Profº. Dr. Guilherme Medeiros Soares de Andrade (Orientador)
Universidade Federal de Pernambuco

Profº. Dr. Flávio José da Silva (Examinador Interno)
Universidade Federal de Pernambuco

Profº. Dr. Justo Emilio Alvarez Jacobo (Examinador interno)
Universidade Federal de Pernambuco

AGRADECIMENTOS

Este trabalho marca o fim de um ciclo muito importante em minha vida, e não poderia deixar de expressar minha gratidão, primeiramente a Deus, por todas as bênçãos que têm concedido a mim e à minha família.

Aos meus pais, Maria Lúcia Moreira de Almeida e José Milton Rodrigues de Almeida, a quem dedico uma gratidão imensa. Vocês são os pilares que sustentam cada uma das minhas conquistas. As forças e esperanças que depositaram para proporcionar as melhores condições possíveis aos seus três filhos são, para mim, um exemplo incomparável de dedicação e amor. Vocês são, sem dúvida, meus maiores modelos de vida.

À minha avó, Clotilde Gomes do Amaral Moreira, por me ensinar o mais puro e belo sentimento: o amor. Seu carinho e ensinamentos ficarão eternamente gravados em meu coração.

Às minhas irmãs, que sempre estiveram ao meu lado, comemorando cada conquista e me apoiando incondicionalmente. Vocês são parte essencial de cada passo dado nesta jornada.

À minha namorada, pelo carinho, paciência e compreensão ao longo deste caminho. Seu apoio tornou cada etapa mais leve e possível. Sou profundamente grato por sua presença em minha vida. Amo cada um de vocês fez com que esta jornada fosse ainda mais especial.

Por fim, deixo meu sincero agradecimento ao Manguê Baja, que me proporcionou não apenas um ambiente de crescimento técnico e acadêmico, mas também um enorme desenvolvimento psicológico que levarei comigo ao longo da vida. A árdua experiência que tive foi extremamente enriquecedora e com certeza, faria tudo novamente.

RESUMO

O objetivo deste trabalho é projetar um sistema de freios para um veículo Baja SAE, com foco em reduzir o peso total e garantir um desempenho superior em segurança e conforto. O método utilizado inclui a modelagem do sistema em MATLAB, suportada por ensaios para medir coeficientes de aderência pneu-solo, perda de pressão hidráulica, e posição do centro de gravidade. Essas medições permitiram a otimização de diversos parâmetros, como razão do pedal, cilindro mestre, e distribuição de frenagem.

Os resultados demonstraram que o sistema de freios projetado manteve a estabilidade do veículo em diferentes condições de terreno, atendendo às normas de segurança FMVSS 135. A aplicação prática do balance bar foi essencial para ajustes precisos, garantindo maior controle em superfícies de baixa aderência. A análise dinâmica e a seleção adequada dos materiais e componentes asseguraram a eficiência do sistema.

Conclui-se que o projeto alcançou seus objetivos, proporcionando um sistema de frenagem ajustável, seguro e eficaz, apto para as competições Baja SAE. Como melhorias futuras, sugere-se incluir variáveis adicionais no dimensionamento, como forças aerodinâmicas e o tempo de reação do piloto, para otimizar ainda mais o desempenho do sistema.

Palavras-chave: modelagem; freios; baja.

ABSTRACT

The objective of this work is to design a braking system for a Baja SAE vehicle, focusing on reducing the overall weight while ensuring superior performance in safety and comfort. The methodology used includes system modeling in MATLAB, supported by tests to measure tire-soil adhesion coefficients, hydraulic pressure loss, and the center of gravity position. These measurements enabled the optimization of various parameters, such as pedal ratio, master cylinder, and brake distribution.

The results demonstrated that the designed braking system maintained vehicle stability under different terrain conditions, complying with FMVSS 135 safety standards. The practical application of the balance bar was essential for precise adjustments, ensuring greater control on low-traction surfaces. Dynamic analysis and the proper selection of materials and components ensured system efficiency.

It is concluded that the project met its objectives, providing an adjustable, safe, and effective braking system suitable for Baja SAE competitions. As future improvements, it is suggested to include additional variables in the sizing process, such as aerodynamic forces and driver reaction time, to further optimize the system's performance.

Keywords: modeling; brakes; baja.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Princípio de Pascal.	15
Figura 2 - Pinça de freio fixa.....	16
Figura 3 - Pinça de freio flutuante.	17
Figura 4 - Esquematização de um freio a tambor.....	18
Figura 5 - Carregamento estático nos eixos dianteiro e traseiro.	18
Figura 6 - Carregamento dinâmico nos eixos dianteiro e traseiro.	19
Figura 7 - Prova de frenagem.....	22
Figura 8 - Teste de coeficiente de atrito pneu-solo.	23
Figura 9 - Dinamômetro de frenagem.	24
Figura 10 - Teste de eficiência das tubulações de freio.	25
Figura 11 - Medidas de interesse para localização do CG.....	26
Figura 12 - Posição geométrica da altura do CG.	27
Figura 13 - Exemplificação da curva ótima de frenagem.	30
Figura 14 - Balance bar.....	31
Figura 15 - Teste com câmera térmica.....	34
Figura 16 - Resultados do teste de coeficiente de atrito x temperatura.	35
Figura 17 - Ensaio de eficiência em diferentes tipos de tubulações.....	35
Figura 18 - Varáveis de interesse para modelagem em relação as dimensões geométricas do projeto.....	37
Figura 19 - Gráfico do carregamento nos eixos do veículo.	37
Figura 20 - Curva ótima de frenagem para asfalto (relação de cima), terra batida (relação do meio) e lama (relação de baixo).	38
Figura 21 - Balance bar.....	40
Figura 22 - Testes de frenagem.	41

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Coeficiente de atrito por tipo de terreno.	33
Tabela 2 - Temperatura atingida pelo disco de freio.	34
Tabela 3 - Resultados dos testes de eficiência.	36
Tabela 4 - Posição do Centro de Gravidade.	36
Tabela 5 - Comparação para distância de frenagem.	42
Tabela 6 - Comparação de desaceleração.	42

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	12
1.1	OBJETIVOS GERAIS	13
1.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	13
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	14
2.1	SISTEMAS DE FREIOS HIDRÁULICOS	14
2.2	FREIOS À DISCO	15
2.3	FREIO A TAMBOR	17
2.4	DINÂMICA DE FRENAGEM	18
2.4.1	Carregamento dos eixos	18
2.4.2	Força ótima de frenagem	19
2.4.3	Coeficiente de fricção pneu-solo	20
2.4.4	Área de contato pneu solo	20
2.5	PROJETO BAJA SAE	21
2.6	SELEÇÃO DO SISTEMA	22
3	METODOLOGIA	23
3.1	TESTES DE COEFICIENTE DE ADERÊNCIA	23
3.2	TESTE DE EFICIÊNCIA DAS TUBULAÇÕES	25
3.3	CENTRO DE GRAVIDADE	25
3.4	DIMENSIONAMENTO	28
3.4.1	Parâmetros de entrada	28
3.4.2	Carregamento dinâmico	28
3.4.3	Forças ótimas de frenagem	29
3.4.4	Coeficientes de atrito	30
3.4.5	Pressões e força no Sistema de Freios	30
3.4.6	Balance bar	31
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	33

4.1	COEFICIENTE DE ATRITO	33
4.2	EFICIÊNCIA DAS TUBULAÇÕES	35
4.3	LOCALIZAÇÃO DO CENTRO DE GRAVIDADE	36
4.4	SAÍDAS DO MODELO	37
4.5	CONFIGURAÇÕES DOS EQUIPAMENTOS	38
4.5.1	Cilindro mestre	39
4.5.2	Disco, pedal e pinça de freio	39
4.5.3	<i>Balancer bar</i>	39
5	VALIDAÇÃO	41
6	CONCLUSÃO	43
7	REFERÊNCIAS	45

1 INTRODUÇÃO

A competição Baja SAE é um evento internacional que reúne estudantes de várias instituições de ensino superior para projetar, construir e competir com veículos *off-road*. Organizada pela *Society of Automotive Engineers* (SAE), essa competição oferece aos estudantes uma oportunidade única de aplicar seus conhecimentos teóricos em um ambiente prático e competitivo. Os participantes enfrentam uma série de desafios, que incluem corridas *off-road*, testes de durabilidade, manobrabilidade e engenharia de custos, refletindo os desafios do mundo real enfrentados pela indústria automobilística.

O RATBSB (Regulamento Administrativo e Técnico Baja Sae Brasil) indica que o veículo deve possuir um sistema de freio hidráulico que atue em todas as rodas e seja acionado por um único pedal. Esse pedal deve estar conectado diretamente ao cilindro mestre através de uma ligação rígida, sem a utilização de cabos. O sistema deve ser capaz de bloquear todas as rodas, tanto quando o veículo está parado quanto em movimento, em superfícies pavimentadas e não pavimentadas. A eficácia dos freios será monitorada ao longo de toda a competição, e qualquer falha resultará na retirada do veículo até que o problema seja corrigido.

O estudo proposto é de suma importância, uma vez que os veículos Baja SAE são amplamente utilizados em competições estudantis e desafios *off-road*, onde a performance e a segurança são fatores cruciais. Além disso, a pesquisa contribuirá para o desenvolvimento de conhecimentos na área de engenharia automotiva e design de sistemas de freios, fornecendo informações valiosas que podem ser aplicadas em outros contextos automobilísticos.

O objetivo deste trabalho é projetar um sistema de freios para um veículo do tipo Baja SAE, abordando todas as etapas de desenvolvimento até a concepção final. Busca-se reduzir o peso total do sistema e garantir um desempenho superior em termos de segurança e conforto.

Para alcançar esses objetivos, serão realizados estudos detalhados sobre a distribuição de forças, além de simulações computacionais para otimizar o sistema de frenagem. A seleção dos requisitos de frenagem, como desaceleração e forças aplicadas pelo piloto, será feita com base em normas de segurança e conforto, garantindo que o sistema atenda aos requisitos rigorosos das competições Baja SAE.

1.1 OBJETIVOS GERAIS

Este trabalho foca no desenvolvimento do sistema de freios de um veículo 4x4 tipo Baja SAE, buscando a melhor interação dos parâmetros, além de proporcionar uma frenagem estável em lama, asfalto e terra batida.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Partindo da premissa de que um sistema de freios altamente ajustável e dimensionado corretamente pode proporcionar uma melhoria significativa na performance e segurança de um veículo Baja SAE, este trabalho visa selecionar com precisão os parâmetros dos componentes de freios através de uma rotina em MATLAB, atendendo a FMVSS 135 (*Federal Motor Vehicle Safety Standards*). Avaliar e Ajustar o Sistema de Freios para Diversos Tipos de Terreno: Realizar testes de frenagem em condições de asfalto, terra batida e lama para identificar e aplicar ajustes que melhorem a estabilidade e a eficiência do sistema.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

As funções básicas de um sistema de freio devem ser fornecidas em circunstâncias previsíveis, a um custo razoável e com vida útil dos freios aceitável, ao mesmo tempo proporcionando estabilidade direcional e utilização aceitável da fricção entre os pneus e a estrada. O sistema de freio deve estar em conformidade com todas as normas de segurança aplicáveis. Na maioria das condições, as normas de segurança são consideradas requisitos mínimos de desempenho. (LIMPERT, 2011).

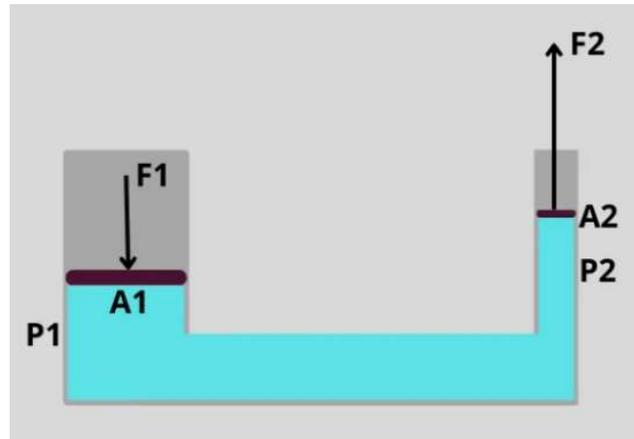
Há outros sistemas de freios além dos tradicionais freios a tambor e freio a disco, sendo alguns deles o freio aerodinâmico, utilizado em dragster (veículos de competição de tipo drag) e o freio pneumático (comumente conhecido como freio a ar), utilizado em veículos de passeio, caminhões e trailers (PUHN, 1985).

2.1 SISTEMAS DE FREIOS HIDRÁULICOS

Quando a força é aplicada no pedal de freio, ele movimenta o pedal do pé, que por sua vez aciona o empurrador no cilindro mestre. O sistema do pedal é projetado para proporcionar uma vantagem ou aumento na força mecânica entre o pedal e o pistão do cilindro mestre, resultando em um deslocamento do pistão do cilindro mestre que é menor do que o deslocamento inicial do pedal do pé.

Para os sistemas hidráulicos de freios, a Lei de Pascal afirma que a pressão aplicada a um fluido confinado é transmitida integralmente em todas as direções, Figura 1, ou seja, $P_1 = P_2$. Isso significa que a pressão gerada no cilindro mestre é transmitida igualmente aos cilindros de roda. Essa propriedade permite que a força aplicada no pedal seja distribuída de forma eficiente para os mecanismos de frenagem obedecendo a Equação (1). (Bistafa, 2016).

Figura 1 - Princípio de Pascal.



Fonte: Assis, 2023.

$$P = \frac{F}{A} \quad (1)$$

A equação (2) explica como o volume de fluido deslocado no cilindro mestre de área do pistão $A1$ e deslocamento $d1$ se relaciona com o volume nos cilindros de roda com área $A2$ e deslocamento $d2$. Essa relação garante que o movimento do pistão no cilindro mestre seja adequadamente transmitido aos cilindros de roda, mantendo a eficácia do sistema.

$$A1 \cdot d1 = A2 \cdot d2 \quad (2)$$

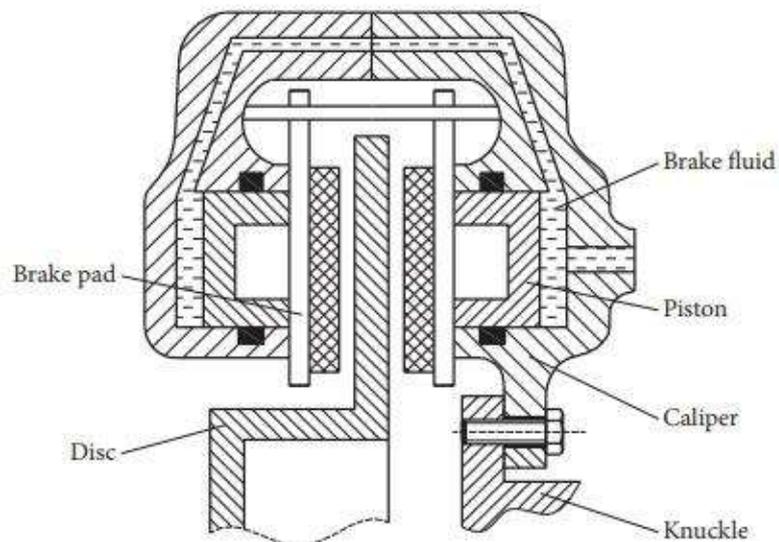
A área de seção transversal do cilindro mestre e as áreas de seção transversal dos cilindros de roda são selecionadas para aumentar a força transmitida entre o cilindro mestre e os cilindros de roda. Esse aumento é conseguido utilizando áreas de seção transversal dos cilindros de roda maiores do que a área de seção transversal do cilindro mestre. (LIMPERT, 2011).

Os dois mecanismos mais frequentemente utilizados em sistemas hidráulicos de freios são os Freio a disco e o Freio a tambor.

2.2 FREIOS À DISCO

Nesse mecanismo temos duas configurações possíveis, sendo a primeira delas com pinça de freio fixa, Figura 2, onde a mesma é rigidamente ligada à flange e conta com dois ou quatro pistões que pressionam as pastilhas para fora. Os freios a disco de pinça fixa apresentam desgaste mais uniforme das pastilhas internas e externas, sofrendo menos desgaste cônico em comparação com os designs de pinça flutuante. Não há necessidade de uma âncora ou junta integrada para suporte das sapatas. Eles são fixados com parafusos padrão, não possuem buchas ou molas de retenção, o que resulta em menor necessidade de peças de reposição.

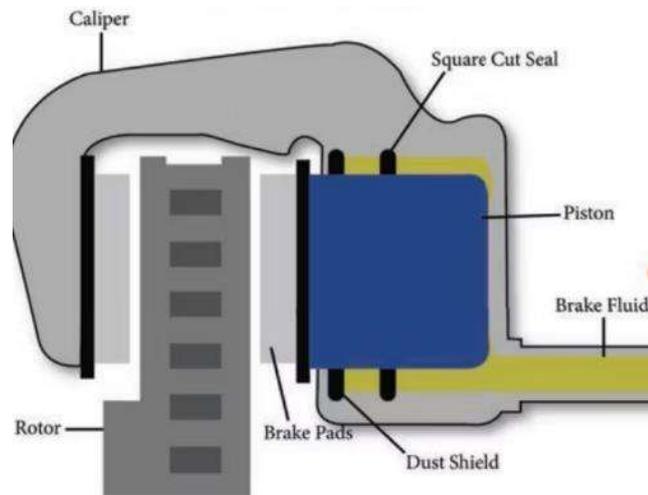
Figura 2 - Pinça de freio fixa.



Fonte – Shugen Hu, Y. L., 2017.

O segundo mecanismo, os freios de pinça flutuante, Figura 3, oferecem várias vantagens em relação aos designs de pinça fixa. São mais fáceis de instalar na roda porque não possuem um pistão no lado externo ou lado da roda. Têm uma temperatura de operação do fluido de freio mais baixa do que a pinça fixa e, portanto, menor potencial para vaporização do fluido de freio. Também possuem menos pontos de vazamento e são mais fáceis de purgar durante o serviço.

Figura 3 - Pinça de freio flutuante.



Fonte: Patil, 2019.

2.3 FREIO A TAMBOR

Os freios a tambor geralmente possuem um design de sapata principal (para sistemas não servo) ou primária/secundária (para sistemas duplos servo), onde as sapatas são acionadas por um único cilindro hidráulico de dupla ação e articuladas no mesmo ponto. Neste modelo, Figura 4, uma das sapatas de freio sempre experimenta o efeito de autoaplicação, independentemente se o veículo está se movendo para frente ou para trás.

O próprio tambor de freio é frequentemente feito de ferro fundido, embora alguns veículos tenham usado tambores de alumínio, especialmente para aplicações nas rodas dianteiras. O alumínio conduz melhor o calor do que o ferro fundido, o que melhora a dissipação de calor e reduz o desvanecimento. Tambores de alumínio também são mais leves do que os de ferro, o que reduz o peso não suspenso. Como o alumínio desgasta mais facilmente que o ferro, tambores de alumínio frequentemente têm um revestimento de ferro ou aço na superfície interna do tambor, colado ou fixado por rebites à carcaça externa de alumínio. (Sudheer, 2024)

Figura 4 - Esquemática de um freio a tambor.



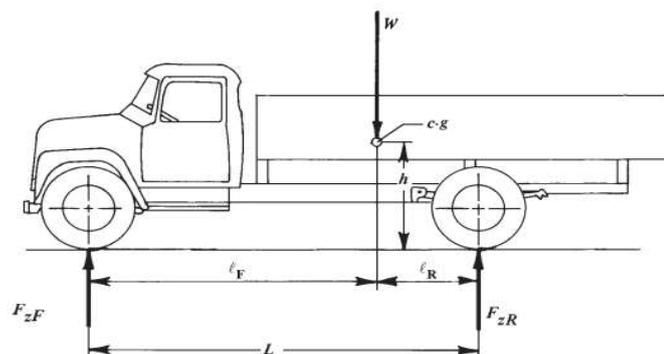
Fonte: Costa, 2022.

2.4 DINÂMICA DE FRENAGEM

2.4.1 Carregamento dos eixos

As forças atuando em um veículo estacionado ou viajando a velocidade constante em uma estrada reta e nivelada, são ilustradas na Figura 5. Devido à distribuição de peso de frente para trás, o eixo dianteiro e o eixo traseiro podem suportar cargas estáticas significativamente diferentes. Isso se deve ao fato do centro de gravidade não estar localizado exatamente no centro do entre-eixos. O motor, caixa de redução e os eixos tem forte influência no balanço de carga, especialmente em veículos tipo Baja SAE, o condutor tem um grande impacto nesta consideração.

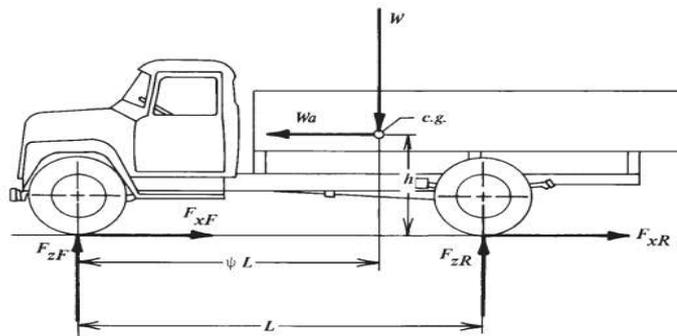
Figura 5 - Carregamento estático nos eixos dianteiro e traseiro.



Fonte: Limpert, 2011.

Quando os freios são acionados ou uma aceleração é desenvolvida, o torque desenvolvido pela aplicação da força é resistido pela circunferência do pneu onde entra em contato com o solo. No caso dos freios, antes do travamento, a força de frenagem é uma função direta do torque produzido pelo freio da roda. As forças atuando em um veículo de dois eixos desacelerando em uma estrada reta e nivelada são ilustrados na Figura 6. São considerados os efeitos aerodinâmicos.

Figura 6 - Carregamento dinâmico nos eixos dianteiro e traseiro.



Fonte: Limpert, 2011.

2.4.2 Força ótima de frenagem

A força ótima de frenagem é a força de frenagem ideal aplicada em um veículo para maximizar a desaceleração sem causar o travamento das rodas, mantendo a estabilidade e controle do veículo. Essa força é calculada levando em consideração a distribuição de peso do veículo entre os eixos dianteiro e traseiro, bem como a tração disponível entre os pneus e a superfície da estrada.

Para a frenagem em linha reta em uma superfície plana, sem considerar os efeitos aerodinâmicos, a frenagem ideal, visando maximizar a desaceleração do veículo, é definida pela Equação 3.

$$\mu_F = \mu_R = a \quad (3)$$

onde:

a é a desaceleração do veículo, medida em unidades de g ;

μ_F é o coeficiente de atrito entre o pneu dianteiro e a estrada;

μ_R é o coeficiente de atrito entre o pneu traseiro e a estrada.

As forças de frenagem ótimas podem ser determinadas estabelecendo os coeficientes de tração iguais à desaceleração do veículo nas Equações 4 e 5.

$$F_{xF} = (1 - \psi + \chi \cdot a_{\square}) \cdot W \cdot \mu_{TF} \quad (4)$$

$$F_{xR} = (\psi - \chi \cdot a_{\square}) \cdot W \cdot \mu_{TR} \quad (5)$$

2.4.3 Coeficiente de fricção pneu-solo

Os coeficientes de fricção pneu-estrada μ_F ou μ_R , existentes nos pneus dianteiros ou traseiros, são indicadores da capacidade de uma superfície de estrada de permitir a tração para um determinado pneu e, como tal, são números fixos. Um pneu freado continuará a girar enquanto o coeficiente de tração for menor que o coeficiente de fricção pneu-estrada, caso contrário, ele travará. No momento de travamento iminente do pneu, o coeficiente de tração é igual ao coeficiente de fricção pneu-estrada. (Limpert, 2011).

Quando ambos os eixos são freados em níveis suficientes para que as rodas dianteiras e traseiras operem em condições de fricção iminente ou máxima, então a capacidade máxima de tração entre o sistema pneu-estrada é utilizada; ou seja, $\mu_{FR} = \mu_F$ e $\mu_{TR} = \mu_R$. Nessas condições, a desaceleração do veículo será máxima, pois toda a tração dianteira e traseira é utilizada, e os coeficientes de tração também são iguais à desaceleração do veículo medida em unidades de g.

2.4.4 Área de contato pneu solo

A capacidade de um veículo parar rapidamente durante a frenagem depende diretamente da aderência entre os pneus e o solo. Essa aderência é determinada pelo coeficiente de atrito entre os pneus e a superfície da estrada. Superfícies de estrada diferentes têm coeficientes de atrito variáveis, o que influencia diretamente a distância de frenagem.

Durante a frenagem, a força de atrito que desacelera o veículo é gerada na área de contato entre os pneus e a superfície da estrada. Quanto maior a área de

contato entre os pneus e o solo, maior é a capacidade de gerar força de frenagem. Pneus largos tendem a ter uma área de contato maior, o que pode melhorar a frenagem, especialmente em superfícies secas.

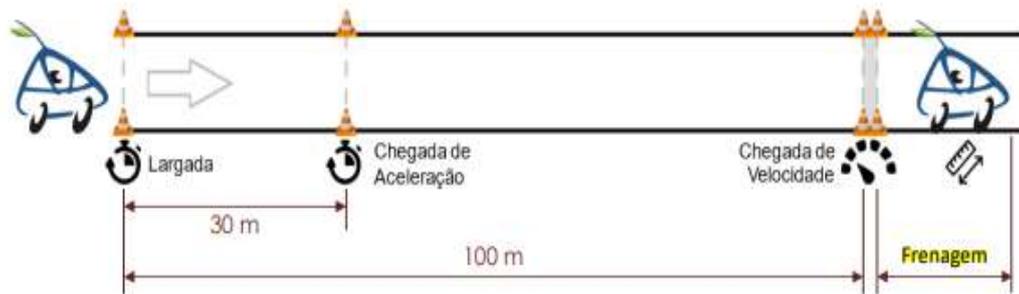
2.5 PROJETO BAJA SAE

As competições Baja SAE desafiam estudantes de engenharia a projetar e construir um veículo off-road que resiste a condições extremas de terrenos acidentados e, em algumas competições, de água. Assim como em situações reais de trabalho, os estudantes de engenharia trabalham juntos em equipe para descobrir e resolver desafios técnicos no projeto, teste e fabricação, bem como questões de negócios. O objetivo de cada equipe é projetar e construir um protótipo de um protótipo off-road, monoposto, robusto e para todas as condições climáticas, destinado à venda para entusiastas não profissionais de off-road. Da avaliação, estão inclusas provas estáticas e dinâmicas. As estáticas consistem no envio de entregáveis que consistem em Documentações de Segurança, onde as equipes comprovam por meio de laudos técnicos e ensaios a integridade e segurança do chassi e processos de soldagem, Relatório de Projetos escrito que deve apresentar de forma clara, limpa e organizada as considerações de engenharia e os processos utilizados no desenvolvimento de cada sistema, Inspeção de Conformidade Técnica e Segurança, e Apresentações. E as provas dinâmicas consistem em Aceleração e Velocidade, Frenagem, Suspensão, Manobrabilidade, Super prime, Tração e Enduro. (Regulamento Técnico e Administrativo (RATBSB). Regras e Relatórios. Baja SAE Brasil, 2024. Disponível em <https://saebrasil.org.br/programas-estudantis/baja-sae-brasil/>.)

A prova de frenagem, Figura 7, mede a desaceleração média durante a frenagem do veículo em um terreno aproximadamente plano, após acelerar por 100 metros. A partir da expressão:

$$a = \frac{V^2}{2 \cdot d} \quad (6)$$

Figura 7 - Prova de frenagem.



Fonte: Regulamento Técnico e Administrativo BAJA SAE BR.

2.6 SELEÇÃO DO SISTEMA

Para a seleção do tipo de sistema de freio a ser utilizado foi desenvolvido uma matriz de decisão, confiabilidade, leveza, custo, manutenção e ruído. Sendo assim, o mecanismo de Freio a Disco foi selecionado.

Na Competição o veículo é submetido a basicamente três tipos de terrenos: lama, terra batida e asfalto. Assim, o sistema foi projetado para travar as quatro rodas nesses três terrenos, alcançar a desaceleração média mínima de 0,74 g, 0,41 g e 0,32 g para terra batida e lama, respectivamente, indicadas pela FMVSS 135; e prover frenagens estáveis nestes terrenos, representada pelo travamento do eixo dianteiro antes do traseiro.

3 METODOLOGIA

Ainda, com o objetivo de aprimorar o sistema de freio, foi desenvolvido uma modelagem para o sistema. Para isso, realizou-se um ensaio para adquirir os coeficientes de aderência pneu-solo para os terrenos que o veículo é submetido. Ensaio de perda de pressão hidráulica foram realizados com diferentes tipos de tubulações, rígidas e flexíveis. Também foram realizados testes para medição da posição do centro de gravidade. Esses dados serão necessários para alimentar o modelo desenvolvido em MATLAB.

A partir da aquisição dos dados foi possível a manipulação de diversos parâmetros do projeto, como definição da razão do pedal, definição do cilindro mestre, brake balance, tubulações, pinças de freio, pastilhas de freio, diâmetro e material do disco de freio.

3.1 TESTES DE COEFICIENTE DE ADERÊNCIA

Para adquirir dados mais confiáveis do coeficiente de aderência para diversos tipos de terreno, foi realizado um teste de tração com o protótipo acoplado a uma célula de carga e suas rodas travadas, conforme ilustrado na Figura 8. Com a massa do carro, o valor pode ser calculado através da Equação 7.

$$F = \mu \cdot N \quad (7)$$

Figura 8 - Teste de coeficiente de atrito pneu-solo.



Fonte: Autor.

Para os dados e seleção das pastilhas de freio, testes de atrito e rugosidade foram realizados em diferentes tipos de materiais. Primeiro, selecionou-se pastilhas metálicas, semi-metálicas e carbono. Um dinamômetro de frenagem foi desenvolvido visando coletar o coeficiente de atrito pastilha-disco e desgaste das pastilhas de freio, Figura 9. Para o coeficiente de atrito, a medição foi realizada analisando a variação de velocidade do disco de freio por meio de um sensor *hall*, o disco de freio está acoplado a um eixo com um disco de inércia que tem por função gerar força resistiva durante a aplicação da frenagem, a pressão do sistema foi aquiritada por meio de um transdutor de pressão. Os cálculos realizados nessa etapa seguem a Equação 8. Foi analisada também a variação do coeficiente em relação a temperatura.

$$\mu = \frac{T \cdot 10^5}{2 \cdot (\Delta P) \cdot A_p \cdot r_d} \quad (8)$$

Onde:

μ = Coeficiente pastilha-disco

T = Torque de frenagem

ΔP = Variação de pressão no sistema

A_p = Área do êmbolo da pinça de freio

r_d = Raio do disco de freio

Figura 9 - Dinamômetro de frenagem.



Fonte: Autor.

Sabendo ainda que:

$$T = I \cdot \alpha \quad (9)$$

3.2 TESTE DE EFICIÊNCIA DAS TUBULAÇÕES

A partir de um ensaio de perda de pressão, as eficiências para as tubulações rígidas de cobre e alumínio, bem como linhas flexíveis de teflon e SAEJ1401 foram avaliadas em bancada, Figura 10, o teste compara o resultado registrado da pressão no sistema em um transdutor de pressão após a aplicação de força em comparação a pressão ideal vide Equação 1.

Onde,

F = Força aplicada no cilindro mestre.

A = Área do pistão do cilindro mestre.

Figura 10 - Teste de eficiência das tubulações de freio.



Fonte: Autor.

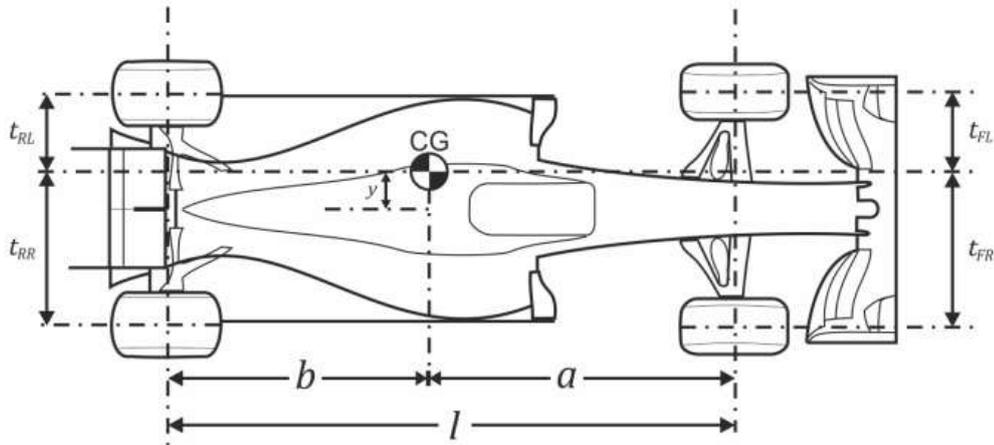
3.3 CENTRO DE GRAVIDADE

O deslocamento lateral do CG em relação à linha de centro do carro pode ser obtido através do equilíbrio de momentos considerando a reação em cada pneu e o peso do carro. Tomando o momento sobre o centro da roda dianteira esquerda, temos a Equação X.

$$W t_{FL} + W_{RL} (t_{RL} - t_{FL}) - W_{RR} [t_{RL} + t_{RR} - (t_{RL} - t_{FL})] - W_{FR} t_{FL} + t_{FR} = 0 \quad (10)$$

De forma ilustrada, temos a Figura 11 representando o veículo

Figura 11 - Medidas de interesse para localização do CG.



Fonte: Racing Car Dynamics (2024).

Resolvendo para a Equação X para t_{FL} , temos:

$$t_{FL} = \frac{W_{RR} [t_R - (\frac{t_R - t_L}{2})] + W_{FR} \cdot t_F - W_{RL} (\frac{t_R - t_F}{2})}{W} \quad (11)$$

Onde:

W_{FL} , W_{FR} , W_{RL} , W_{RR} são os pesos medidos em cada roda

W é o peso total do carro

t_R e t_F são as bitolas dianteira e traseira, respectivamente

O deslocamento lateral do CG em relação à linha de centro do carro, y , é obtido subtraindo-se a metade da bitola dianteira da posição lateral do CG, vide Equação 12.

$$y = \frac{t_{FR} - t_F}{2} \quad (12)$$

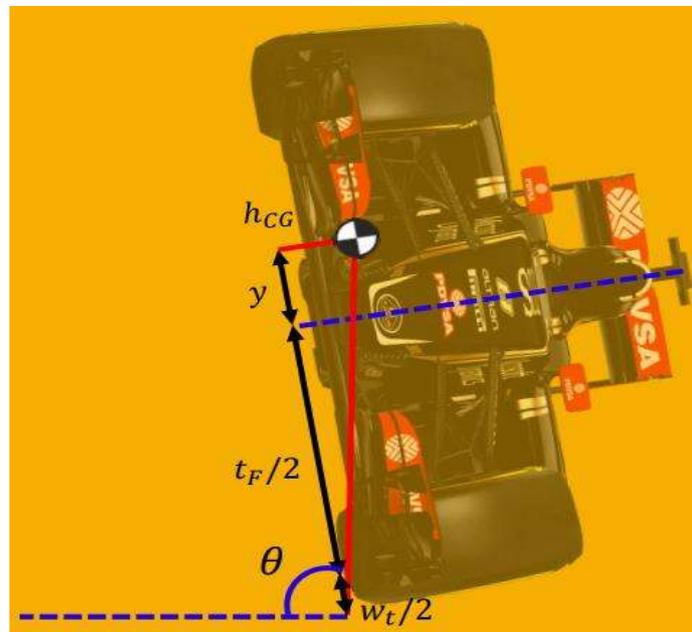
A posição longitudinal do CG é encontrada pela distribuição de peso em cada eixo. Sendo as equações 13 e 14 para a distância para o eixo dianteiro e traseiro, respectivamente.

$$a = \frac{W_{RL} + W_{RR}}{W} \quad (13)$$

$$b = \frac{W_{FL} + W_F}{W} \quad (14)$$

Para a altura, Figura 12, a fim de evitar deflexões, as pressões nos pneus foram calibradas para máxima suportada pelo pneu, os amortecedores substituídos por gabaritos, suficientemente rígidos para não falhar por flambagem e a direção travada a fim de evitar o esterçamento das rodas. O posicionamento da altura é regido pela Equação 15.

Figura 12 - Posição geométrica da altura do CG.



Fonte: Racing Car Dynamics (2024).

$$h_{CG} = \tan(90^\circ - \theta) \cdot \left(\frac{t_F}{2} + y + \frac{W_T}{2}\right) \quad (15)$$

3.4 DIMENSIONAMENTO

Todos os testes acima, serviram como parâmetro para alimentar uma modelagem desenvolvida computacionalmente. O código em MATLAB começa definindo parâmetros importantes do veículo, como o peso total, a distância entre-eixos e a altura do centro de gravidade (CG). Utilizando essas informações, é possível calcular a distribuição de peso nas rodas dianteiras e traseiras quando o veículo está parado. Nesta seção, será descrito o fluxo de execução da rotina, abordando as etapas de inserção de parâmetros, cálculos de forças de frenagem e análises de coeficientes de atrito.

3.4.1 Parâmetros de entrada

Inicialmente, foram definidos os principais parâmetros do veículo, como o peso total, a distância entre-eixos e a altura do centro de gravidade. Esses parâmetros são utilizados para calcular o carregamento estático e dinâmico do veículo, fundamental para a distribuição de forças de frenagem nos eixos dianteiro e traseiro.

3.4.2 Carregamento dinâmico

As forças normais dinâmicas nos eixos são funções lineares da desaceleração, a . As forças que atuam em um veículo de dois eixos em desaceleração, considerando uma estrada aproximadamente reta e plana seguem as Equação 16 e 17. Os efeitos aerodinâmicos e resistência da transmissão serão ignorados, dado a baixa velocidade atingida pelo veículo.

$$F_{ZF} = (1 - \psi + \chi\alpha)W, \text{ N} \quad (16)$$

$$F_{ZR} = (\psi - \chi\alpha)W, \text{ N} \quad (17)$$

Onde,

F_{ZF} = Carregamento dinâmico no eixo dianteiro.

F_{ZR} = Carregamento dinâmico no eixo traseiro.

Ψ = Carregamento estático no eixo traseiro dividido pelo peso do protótipo.

χ = Altura do centro de gravidade dividido pelo entre eixos.

α = desaceleração

W = Peso do protótipo.

O coeficiente de tração μ_{Ti} é uma maneira de quantificar a eficiência da força de frenagem em relação à carga que está sendo suportada pelo eixo. Um coeficiente de tração mais alto indica que a força de frenagem é mais eficaz em relação à carga no eixo, enquanto um coeficiente mais baixo pode indicar que o veículo está mais próximo do ponto em que os pneus vão começar a deslizar ou travar.

$$\mu_{Ti} = F_{Xi} / F_{Zi} \quad (18)$$

Onde:

F_{Xi} = Força de frenagem no eixo

F_{Zi} = Carregamento dinâmico no eixo

i = Eixo

3.4.3 Forças ótimas de frenagem

Para uma frenagem em linha reta, em uma superfície aproximadamente plana na ausência de efeitos aerodinâmicos, a frenagem em termos de maximização da desaceleração do veículo é definido pela expressão:

$$\mu_F = \mu_R = \alpha \quad (18)$$

Sendo assim, as forças de frenagem ótimas podem ser determinadas igualando os coeficientes de tração à desaceleração do veículo, o que resulta na força de frenagem normalizada ótima no eixo dianteiro, vide expressão:

$$\frac{F_{XF}}{W_{opt}} = (1 - \psi + \chi\alpha)\alpha \quad (19)$$

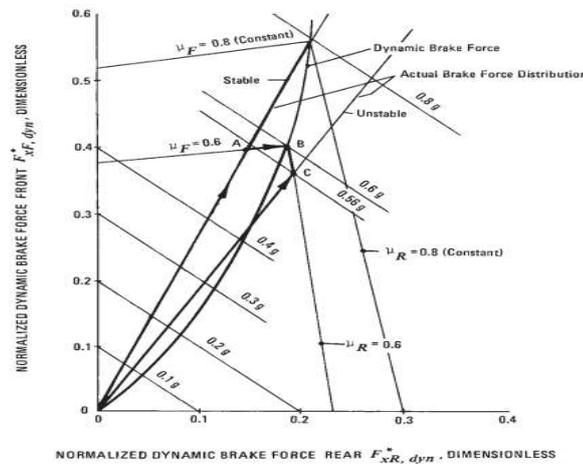
E para o eixo traseiro, a equação normalizada ótima é regida por:

$$\frac{F_{XR}}{W_{opt}} = (\psi - \chi\alpha)\alpha \quad (20)$$

A condição ótima de travamento de todos os freios geralmente ocorre em um nível de carga e desaceleração, intrínseco ao protótipo. O valor número da distribuição estável de força de freio é determinado traçando uma linha vertical a partir da interseção correspondente com uma desaceleração arbitrariamente escolhida.

A máxima desaceleração pode ser ilustrada graficamente pelo diagrama de força de frenagem mostrado na Figura 13. As forças de frenagem ótimas normalizadas, dianteira e traseira, são mostradas. As linhas de atrito constante para coeficientes de atrito pneu-estrada, de 0,6 e 0,8 são destacadas. As distribuições fixas de força de freio são ilustradas por duas retas marcadas como estável e instável. Em nosso projeto, estaremos interessados em uma frenagem estável.

Figura 13 - Exemplificação da curva ótima de frenagem.



Fonte: Limpert, 2011.

3.4.4 Coeficientes de atrito

O desempenho do sistema de freios foi avaliado considerando três tipos de superfície: lama, terra batida e asfalto. Cada superfície apresenta um coeficiente de atrito específico, o que influencia diretamente a eficiência de frenagem. O MATLAB foi utilizado para gerar curvas de frenagem que consideram esses coeficientes.

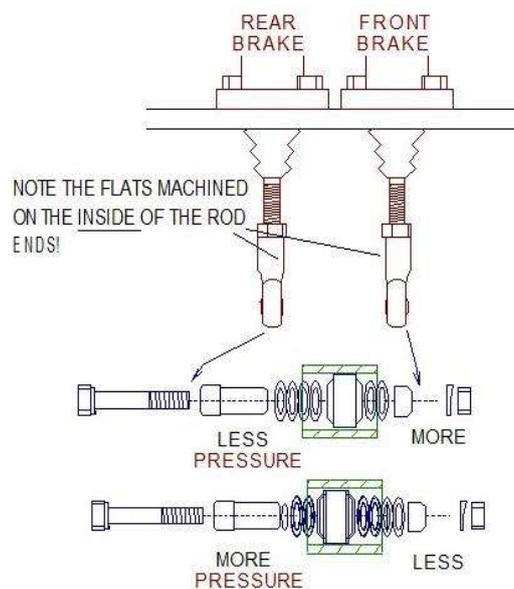
3.4.5 Pressões e força no Sistema de Freios

A rotina também calcula as pressões nas linhas de freio e as forças normais aplicadas nas pastilhas, com base na área dos êmbolos e na força exercida no pedal de freio. Esses cálculos são essenciais para dimensionar corretamente os componentes do sistema, garantindo a eficiência e a segurança durante a frenagem.

3.4.6 Balance bar

Para o atendimento de diferentes pressões nos sistemas e em condições de pistas diferentes, o balance bar, Figura 14, foi implementado. Assim, é possível regular através do eixo de ajuste o balanço de força para cada um dos eixos. Este dispositivo permite que o piloto ajuste a proporção de frenagem manualmente, de acordo com as condições de pista, otimizando a performance do veículo. O balance bar é posicionado entre os pedais de freio e os cilindros mestres, e sua posição pode ser ajustada para alterar a alavancagem aplicada em cada circuito de freio. O ajuste é feito através de um parafuso que muda o ponto de apoio, influenciando a distribuição de força. Os cálculos para o balance bar consideram as forças atuantes nos pedais e as áreas dos cilindros mestres, assegurando que a transferência de força proporcione a frenagem ideal em cada eixo, de acordo com a necessidade específica do solo e da dinâmica do veículo.

Figura 14 - Balance bar



Fonte: Adjust the balance bar, (2024).

A rótula guiada pelo parafuso ilustrada na Figura 14 pode ser deslocada para direita ou esquerda, alterando o ponto de apoio dos atuadores mecânicos e conseqüentemente a força aplicada em cada um dos cilindros mestres.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste tópico, apresentaremos uma análise detalhada dos resultados obtidos nos testes realizados com o sistema de frenagem desenvolvido. O objetivo principal é avaliar o desempenho do sistema em relação aos parâmetros críticos que influenciam a eficiência da frenagem, tais como o coeficiente de atrito das pastilhas de freio e pneu-solo, a eficiência das tubulações de linha de freio, a posição do centro de gravidade e os outputs do modelo de dimensionamento desenvolvido no MATLAB.

4.1 COEFICIENTE DE ATRITO

Conforme apresentado no capítulo anterior, o protótipo foi submetido a diferentes tipos de terrenos para aquisição do coeficiente de atrito pneu-solo. As condições de terra batida, lama e asfalto são as de maiores exposições durante as competições. A tabela 1 apresenta os valores obtidos.

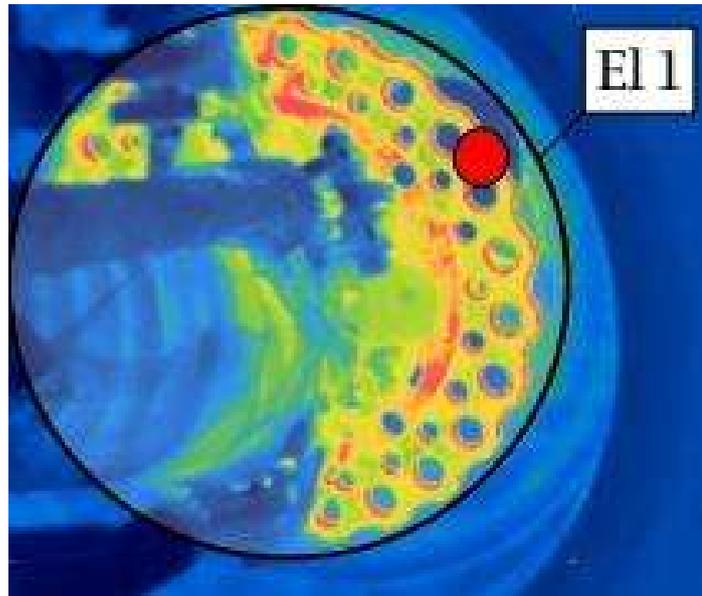
Tabela 1 - Coeficiente de atrito por tipo de terreno.

Terreno	Coeficiente de atrito
Lama	0.35
Terra batida	0.60
Asfalto	0.75

Fonte: Autor

Para as pastilhas de freio, a temperatura é um fator relevante para os nossos resultados. Para isso, testes de simulação de frenagens constantes de velocidade máxima à parada total foram realizados com auxílio de uma câmera térmica, Figura 15, esses revelaram a temperatura máxima obtida em condições extremas de trabalho do sistema, Tabela 2.

Figura 15 - Teste com câmera térmica.



Fonte: Autor.

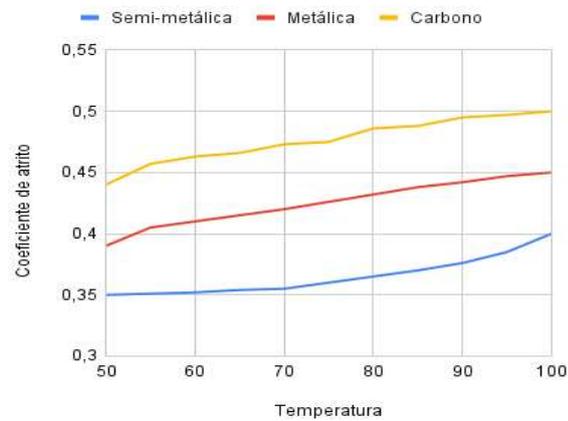
Tabela 2 - Temperatura atingida pelo disco de freio.

Medidas	
Temperatura máxima	94° C
Temperatura mínima	40° C
Média	47° C

Fonte: Autor

Em posse desses dados, a gama de temperatura de interesse para seleção das pastilhas de freio foi definida entre 50°C e 100° C, suficientes para atender toda a faixa de trabalho do protótipo. Através do tribômetro de frenagem, os seguintes dados foram levantados para os diferentes tipos de pastilha de freio, conforme o Figura 16.

Figura 16 - Resultados do teste de coeficiente de atrito x temperatura.



Fonte: Autor.

Com esse resultado, escolheu-se selecionar as pastilhas metálicas para o eixo dianteiro e semi-metálica para o traseiro, uma vez que apesar do melhor desempenho das pastilhas de carbono, seu valor comercial e dimensões disponíveis no mercado não justificam sua utilização.

4.2 EFICIÊNCIA DAS TUBULAÇÕES

Os testes de bancada realizados na Figura 17 indicaram os resultados para as linhas rígidas de cobre e alumínio e as flexíveis de Teflon e SAE J1401.

Figura 17 - Ensaio de eficiência em diferentes tipos de tubulações.



Fonte: Autor.

Os testes revelaram os valores indicados na Tabela 3.

Tabela 3 - Resultados dos testes de eficiência.

Tubulação rígida	
Cobre	94%
Alumínio	96%
Tubulação flexível	
Teflon	69%
SAE J1401	48%

Fonte: Autor

Apesar do leve melhor desempenho da tubulação de alumínio para a linha rígida, selecionou-se para o projeto a de cobre devido ao seu baixo custo e alta disponibilidade no mercado.

4.3 LOCALIZAÇÃO DO CENTRO DE GRAVIDADE

A partir das Equações 13, 14 e 15. O centro de gravidade foi indicado na posição nos respectivos eixos seguindo a tabela 4. Vale ressaltar que os cálculos consideram o piloto e o tanque de combustível cheio.

A origem do Sistema de Coordenadas foi definida no ponto de contato do pneu dianteiro esquerdo com o solo

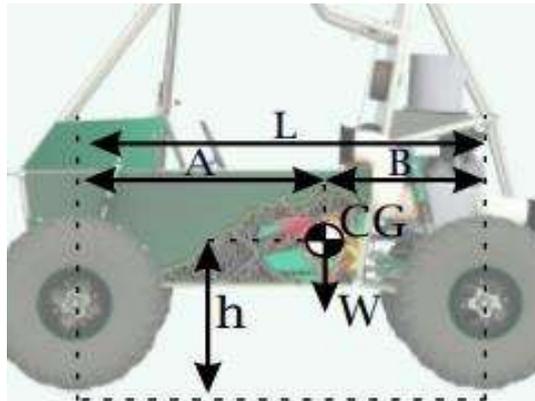
Tabela 4 - Posição do Centro de Gravidade.

Eixo	Posição (mm)
X	806,20
Y	321,00
Z	528,00

Fonte: Autor

Para os cálculos da modelagem, as distâncias do CG para os eixos serão fundamentais. As variáveis de interesse são A, B e h, a distância para o eixo dianteiro, traseiro e a altura, respectivamente. Conforme Figura 18.

Figura 18 - Varáveis de interesse para modelagem em relação as dimensões geométricas do projeto.

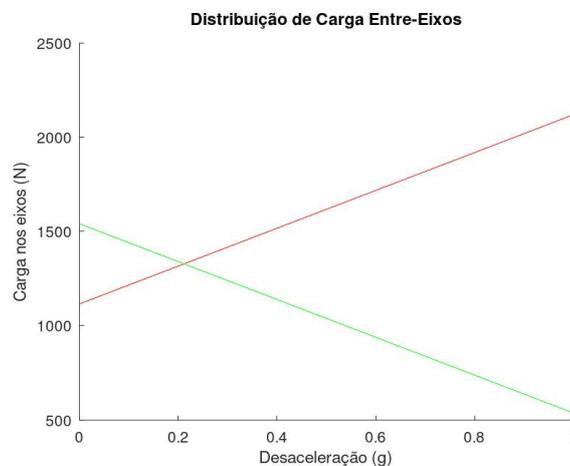


Fonte: Autor.

4.4 SAÍDAS DO MODELO

A distribuição de carga nos eixos está representado na Figura 19, obedecendo as Equações (16) e (17). Sendo o eixo dianteiro representado pela linha vermelha e o traseiro pela verde.

Figura 19 - Gráfico do carregamento nos eixos do veículo.



Fonte: Autor.

Esses dados são fundamentais para definição da curva ótima de frenagem, que por sua vez indicará o balanço de freio entre os eixos para uma frenagem estável nos terrenos de interesse. A partir das equações (19) e (20), foram calculados os valores da Figura 20.

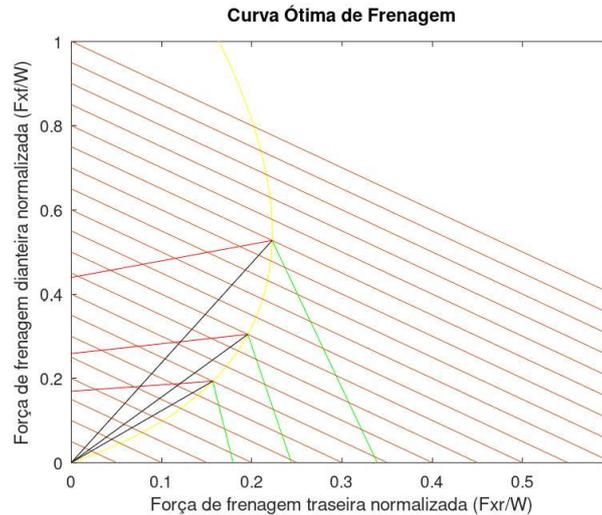
Os valores de *brake balance* puderam ser calculados como sendo:

$$\Phi_{LAMA} = 0,55$$

$$\Phi_{ASFALTO} = 0,70$$

$$\Phi_{TERRA\ BATIDA} = 0,61$$

Figura 20 - Curva ótima de frenagem para asfalto (relação de cima), terra batida (relação do meio) e lama (relação de baixo).



Fonte: Autor.

4.5 CONFIGURAÇÕES DOS EQUIPAMENTOS

Em posse desses dados, como visto na seção 2.4.3, temos os valores máximos de desaceleração. Resolvendo as Equações (19) e (20). Temos as forças requeridas pelos eixos dianteiro e traseiro como sendo:

$$F_{xF} = (1 - \Psi + \chi a)W\mu_{TF} \quad (21)$$

$$F_{xR} = (\Psi - \chi a)W\mu_{TR} \quad (22)$$

Segundo a rotina de dimensionamento, o sistema deve ser capaz de gerar 591 N de força no eixo traseiro e 1400 N de força no eixo dianteiro. Aliado ao raio do pneu, podemos entender como sendo os torques requeridos nos eixos de $1,65 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$ e $3,91 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$ considerando uma velocidade máxima de 45km/h.

A partir disso, podemos conciliar todos os parâmetros dos componentes do freio, desde que a condição do torque gerado pela aplicação de força da pinça de freio aos discos seja maior ou igual aos torques requeridos.

4.5.1 Cilindro mestre

Em razão da alta complexidade de fabricação, os cilindros mestres foram selecionados comercialmente, levando em consideração leveza e custo. Segundo especificações do fabricante, o componente dispõe de um pistão de diâmetro de 17,60mm.

4.5.2 Disco, pedal e pinça de freio

Para aproveitamento do maior volume disponibilizado pela integração com a roda e o chassi, os discos de freios foram definidos com diâmetro de 170mm para a dianteira e 160mm para a traseira.

A combinação dos componentes foi realizada da combinação de empacotamento com os sistemas e forças requeridas para atendimento da força mínima de travamento, ficou definido para o pedal de freio uma razão de força de 7:1 e o diâmetro do pistão da pinça em 31mm, conciliando necessidade de força aplicada pelo piloto e força gerada nos discos de freio.

4.5.3 *Balancer bar*

Para manter o compromisso dos valores de *brake balance*, um mecanismo de balance bar foi integrado ao sistema a fim de possibilitar o ajuste em diferentes tipos de terreno. Figura 21.

Figura 21 - *Balance bar*.



Fonte: Autor.

5 VALIDAÇÃO

A validação do sistema de freios desenvolvido no presente trabalho foi realizada por meio de uma análise comparativa entre os valores teóricos e reais da distância de frenagem e da desaceleração. Essa etapa é fundamental para assegurar que o sistema atenda às especificações de segurança e desempenho estabelecidas no projeto.

Os valores teóricos obtidos através de modelos matemáticos que consideram as características do veículo, como massa, velocidade inicial, coeficiente de atrito dos pneus, e as condições da pista. Já os valores reais serão obtidos a partir de testes práticos realizados em ambiente controlado, Figura 22, onde o sistema de freios será submetido a situações semelhantes às previstas nos cálculos teóricos.

Figura 22 - Testes de frenagem.



Fonte: Autor.

Os resultados obtidos na Tabela 5 são essenciais para validar o sistema de freios, garantindo que ele opere dentro dos parâmetros de segurança e eficiência estabelecidos. A distância de frenagem, que é o espaço percorrido desde o acionamento total do freio até a parada completa do veículo, varia conforme o tipo de terreno e as condições de aderência.

Tabela 5 - Comparação para distância de frenagem.

Terreno	Asfalto	Terra batida	Lama
Teórico	10,21 m	14,4 m	20,3 m
Aferido	11,1 m	15,8 m	21,6 m
Diferença	9,2%	9,1%	9,4%

Fonte: Autor

Os resultados apresentados na Tabela 6 oferecem uma análise comparativa das desacelerações teóricas e aferidas, contribuindo para a validação do desempenho do sistema de freios em diferentes tipos de terreno.

Tabela 6 - Comparação de desaceleração.

Terreno	Asfalto	Terra batida	Lama
Teórico	0,74 g	0,41 g	0,32 g
Aferido	0,73 g	0,39 g	0,26 g
Diferença	1,30%	5,10%	23%

Fonte: Autor

Os valores acima oferecem uma visão clara sobre o desempenho do sistema em diferentes superfícies. A análise das diferenças entre os valores teóricos e aferidos é essencial para avaliar a precisão do modelo adotado. As discrepâncias observadas, embora presentes, estão dentro do esperado, considerando as variáveis inerentes aos testes em condições reais. Esses resultados indicam que o sistema opera de forma eficaz e que os ajustes necessários são mínimos, assegurando tanto a eficiência quanto a segurança nas operações em diferentes terrenos. Essa validação é importante para garantir que o sistema atenda aos padrões estabelecidos.

6 CONCLUSÃO

Os objetivos estabelecidos no início deste projeto foram alcançados de forma satisfatória. O desenvolvimento do sistema de freios buscou otimizar a interação dos parâmetros, resultando em uma frenagem estável em diferentes tipos de terreno, como lama, asfalto e terra batida. Especificamente, este trabalho selecionou com precisão os parâmetros dos componentes do freio utilizando uma rotina em MATLAB, cumprindo as normas de segurança FMVSS 135.

Os dados obtidos durante os testes confirmam a eficácia do sistema de frenagem projetado. A aplicação do balance bar, por exemplo, garantiu maior controle sobre o balanceamento da frenagem, permitindo ajustes conforme as variações das condições da pista. Em particular, nas superfícies de baixa aderência, como lama e terra batida, o ajuste manual foi essencial para manter a estabilidade do veículo, demonstrando a flexibilidade do sistema em diferentes cenários.

Um dos principais benefícios do uso da rotina em MATLAB foi a capacidade de simular e ajustar parâmetros com precisão, levando em consideração diversos fatores dinâmicos. O código permitiu analisar de forma eficiente as forças aplicadas nos eixos e a distribuição de carga, facilitando a definição de uma curva ótima de frenagem. Isso resultou em um sistema ajustável e adaptável, que responde bem às variações de terreno e atende aos requisitos de segurança, ao mesmo tempo que contribui para a redução de peso do veículo. Além disso, o MATLAB ofereceu uma plataforma versátil para simulações, permitindo a integração de diferentes variáveis e cenários, o que seria mais complexo e demorado com métodos manuais ou puramente experimentais.

Os cálculos do centro de gravidade e a distribuição de carga nos eixos foram cruciais para determinar os torques ideais nos eixos dianteiro e traseiro. O resultado foi um sistema de freios que maximiza a segurança e a eficiência, mesmo sob condições de operação adversas.

Em resumo, o sistema de freios desenvolvido atende aos requisitos de desempenho e segurança para um veículo Baja SAE, oferecendo uma solução leve e eficaz. A abordagem combinada de simulação computacional e testes práticos proporcionou um entendimento profundo do comportamento do veículo durante a frenagem, garantindo uma solução que é tanto competitiva quanto segura. O uso do MATLAB foi particularmente vantajoso, fornecendo resultados precisos em um tempo reduzido, além de permitir futuras otimizações com base em novos parâmetros.

Como sugestão de melhoria, a inclusão de variáveis adicionais no código, como forças aerodinâmicas e inércia dos componentes da transmissão, além do atrito entre eles, permitiria uma análise ainda mais detalhada. Além disso, seria interessante considerar o tempo médio de reação dos pilotos nos cálculos de frenagem, o que contribuiria para uma maior precisão e otimização do sistema.

7 REFERÊNCIAS

- a. erareplicas. Disponível em:
<https://www.erareplicas.com/427man/brakes/index.htm>. Acesso em: 08 Junho 2024.
- ASSIS, G. O Princípio de Pascal. Física Curiosa, 2023. Disponível em:
<https://fisicacuriosa.com/o-principio-de-pascal-pressao-estatica/>. Acesso em: 08 Junho 2024.
- BISTAFA, S. R. Mecânica dos fluidos: nocões e aplicações. 2. ed. São Paulo, 2016.
- GILLESPIE, T. D. Fundamentals of Vehicle Dynamics, 2024.
- LIMPERT, R. Brake desig and safety. 3ed, 2011.
- MILLIKEN, W. F.; MILLIKEN, D. L. Race car vehicle dynamics, 1995.
- NORTON, R. L. Projeto de máquinas: uma abordagem integrada. 4a. ed, 2013.
- PATIL, S. Motorcycle Braking Systems - Explained. Top Speed, 2019. Disponível em:
<https://www.topspeed.com/motorcycles/guides/motorcycle-braking-systems-explained/>. Acesso em: 08 Junho 2024.
- PUHN, F. Brake handbook. 2a. ed., 1985.
- SANTOS, R. . 2. Racing Car Dynamics Vehicle. Disponível em:
<https://racingcardynamics.com/race-car-vehicle-dynamics>. Acesso em: 2024 Junho 2024.
- SHIGLEY, J. E. Elementos de Máquinas. 8ª. ed., 2016.
- SHUGEN HU, Y.L. Disc Brake Vibration Model Based on Stribeck Effect and Its Characteristics under Different Braking Conditions. College of Mechanical Engineering, Hangzhou, Maio. 2017.
- BERT BREUER, U. D. Advanced Brake Technology. Warrendale: SAE International, 2003.