

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO SUCKOW DA
FONSECA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
ENGENHARIA MECÂNICA**

**DANIEL FREITAS CAMPOS E SILVA
GABRIEL MENDES E SILVA DE ALMEIDA**

**Dimensionamento de um sistema de freio de um veículo Baja SAE com válvula
reguladora de pressão**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

**RIO DE JANEIRO, RIO DE JANEIRO
2024**

**DANIEL FREITAS CAMPOS E SILVA
GABRIEL MENDES E SILVA DE ALMEIDA**

Dimensionamento de um sistema de freio de um veículo Baja SAE com válvula reguladora de pressão

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, do Departamento de Engenharia Mecânica, do Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca.

Orientador: Jonatas Motta Quirino.

**RIO DE JANEIRO, RIO DE JANEIRO
2024**

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Central do CEFET/RJ

S586 Silva, Daniel Freitas Campos e
Dimensionamento de um sistema de freio de um veículo Baja
SAE com válvula reguladora de pressão / Daniel Freitas Campos e
Silva [e] Gabriel Mendes e Silva de Almeida. — 2024.
76f. : il. (algumas color). ; enc.

Projeto Final (Graduação) Centro Federal de Educação
Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, 2024.
Bibliografia : f. 75-76
Orientador: Jonatas Motta Quirino

1. Engenharia mecânica. 2. Freios. 3. Válvulas. 4. Veículos a
motor. 5. Veículos Mini-Baja. I. Almeida, Gabriel Mendes e Silva de.
II. Quirino, Jonatas Motta (Orient.). III. Título.

CDD 621

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer ao CEFET/RJ por ter sido uma segunda casa nestes últimos anos, à minha família que tanto me apoiou e esteve presente nos momentos bons e ruins desta jornada, aos amigos que fiz pelo caminho e verdadeiramente espero levar para a vida e a Mud Runner Baja, que me tornou o engenheiro que eu sou hoje.

Gostaria de dedicar este trabalho à Marina Sousa Freitas, minha mãe, que sempre me apoiou nesta jornada. Mesmo quando ela não entendia a engenharia por trás dos assuntos que eu cismava em lhe explicar era nítido o orgulho em seus olhos e a felicidade de ver eu, seu filho, feliz em aprender algo novo todo dia.

FREITAS, Daniel.

Gostaria de agradecer à minha família, especialmente aos meus pais, Marisa Mendes e Silva de Almeida e Cláudio Paula de Almeida, que sempre me apoiaram na busca incessante pelo conhecimento e me incentivam todos os dias a melhorar como pessoa.

Agradeço, também à minha amada Bruna Silva de Abreu, por compartilhar comigo todos os momentos desta trajetória, sempre me apoiando e demonstrando todo seu amor e carinho.

Gostaria de agradecer a cada membro da equipe Mud Runner, por toda a dedicação, suor, risadas e lágrimas, pelo Bajiotismo e por me fazerem nunca desistir, tanto nas competições quanto na vida.

Ademais, dedico este trabalho a todos que participaram, direta ou indiretamente, desta longa caminhada. Vocês estão guardados no meu coração. Conseguimos!

MENDES, Gabriel.

RESUMO

FREITAS, Daniel. MENDES, Gabriel. **Dimensionamento de um sistema de freio de um veículo Baja SAE com válvula reguladora de pressão.** 2024. Trabalho de Conclusão de Curso – Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca. Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2024.

O presente trabalho aborda o dimensionamento de um sistema de freio aplicado a um veículo Baja SAE, utilizando como base as características físicas do protótipo MR21 da equipe *Mud Runner* do Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca (CEFET/RJ). Este projeto visa garantir a eficiência e a estabilidade de frenagem necessárias para a competição Baja SAE, onde é crucial que o sistema hidromecânico trave as quatro rodas de forma segura e controlada em terrenos irregulares. Para atender a esses requisitos, o estudo explora o uso de uma válvula redutora de pressão, que ajusta a força de frenagem entre os eixos dianteiro e traseiro, otimizando a estabilidade e a segurança. O trabalho está dividido em 3 etapas: introdução, fundamentação teórica e metodologia, e resultados. A introdução tem como objetivo contextualizar o projeto e apresentar a realidade da competição, destacando os requisitos de segurança e desempenho exigidos. A fundamentação teórica, por sua vez, visa explicar toda a teoria utilizada durante a metodologia, parte do trabalho onde se realizará o dimensionamento dinâmico de um sistema de freios e suas análises de estabilidade e eficiência de frenagem. Como resultados, o projeto mostra que a válvula redutora melhora significativamente a estabilidade e a eficiência de frenagem, atendendo aos critérios de desaceleração e segurança exigidos pela competição. Este trabalho contribui para o desenvolvimento de sistemas de freios eficazes em veículos *off-road*, unindo teoria e prática para aprimorar o controle e a segurança em provas de alta exigência.

Palavras-chave: Freio. Válvula. Válvula redutora de pressão. Baja. Estabilidade de frenagem. Eficiência de frenagem.

ABSTRACT

FREITAS, Daniel. MENDES, Gabriel. **Sizing of a brake system for a Baja SAE vehicle with a pressure regulating valve**. 2024. Trabalho de Conclusão de Curso - Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca – Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2024.

The present work deals with the dynamic sizing of a braking system applied to a Baja SAE vehicle, based on the physical characteristics of the MR21 prototype by the Mud Runner team from Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca (CEFET/RJ). This project aims to ensure the braking efficiency and stability required for the Baja SAE competition, where it is crucial for the hydromechanical system to lock all four wheels safely and controlledly on uneven terrain. To meet these requirements, the study explores the use of a pressure reducing valve, which adjusts the braking force between the front and rear axles, optimizing stability and safety. The work is divided into three stages: introduction, theoretical foundation and methodology, and results. The introduction aims to contextualize the project and present the reality of the competition, highlighting the safety and performance requirements demanded. The theoretical foundation aims to explain all the theory that will be used during the methodology, where the dynamic sizing of a brake system and its stability and braking efficiency analyses will be described. As results, the project shows that the pressure reducing valve significantly improves braking stability and efficiency, meeting the deceleration and safety criteria required by the competition. This work contributes to the development of effective braking systems in off-road vehicles, combining theory and practice to enhance control and safety in high-demand applications.

Keywords: Brakes. Valve. Pressure Reducer Valve. Baja. Braking Stability. Braking Efficiency.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1-1 – Equipe <i>Mud Runner</i> Baja na 27ª Competição Baja SAE BRASIL 2022..9	
Figura 1-2 – MR 21 durante a 15ª Competição Baja SAE BRASIL - Etapa Sudeste 2022	10
Figura 2-1– Sistema de Freio	17
Figura 2-2– Distribuição estática de forças	19
Figura 2-3 – Gráfico de Transferência de Carga	22
Figura 2-4 – Diagrama esquemático da Válvula Redutora de Pressão	27
Figura 2-5 – Pressão na Válvula da linha Traseira.....	27
Figura 2-6 – Gráfico da Curva Ótima de Frenagem	31
Figura 2-7 – Gráfico das Desacelerações em caso de falha de um eixo	33
Figura 2-8 – Gráfico de Estabilidade	34
Figura 2-9 – Gráfico com as Zonas de Estabilidade Destacadas.....	35
Figura 2-10 – Gráfico de Estabilidade de Frenagem com válvula reguladora de pressão	37
Figura 2-11 – Gráfico de Eficiência de Frenagem sem válvula reguladora de pressão	40
Figura 2-12 – Gráfico de Eficiência de Frenagem com válvula reguladora de pressão	41
Figura 3-1 – Gráfico de Transferência de Carga durante a Frenagem.....	49
Figura 3-2– Gráfico da Curva Ótima de Frenagem do veículo	50
Figura 3-3– Gráfico de Coeficiente de Atrito Disco/Pastilha.....	53
Figura 3-4– Gráfico de Estabilidade sem Válvula Redutora de Pressão	56
Figura 3-5– Gráfico de Eficiência de Frenagem sem Válvula Redutora de Pressão.....	58
Figura 3-6– Gráfico de Desaceleração Real sem Válvula Redutora de Pressão	59
Figura 3-7– Gráfico de Estabilidade com Válvula Redutora de Pressão	63
Figura 3-8– Gráfico de Eficiência de Frenagem com Válvula Redutora de Pressão.....	66
Figura 3-9– Gráfico de Desaceleração Real com Válvula Redutora de Pressão	67
Figura 4-1– Teste de distância de frenagem e desaceleração.....	74

LISTA DE TABELAS

Tabela 2-1 – Valores de K do cilindro mestre.....	Erro! Indicador não definido.
Tabela 3-1 – Características do veículo sem piloto.....	47
Tabela 3-2 – Características com piloto masculino 99%.....	48
Tabela 3-3 – Características com piloto feminino 1%	48
Tabela 3-4 – Coeficientes de Atrito Pneu/Solo.....	51
Tabela 3-5 – Forças de atrito a serem superadas pelo sistema de freio	52
Tabela 3-6 – Meta de forças de atrito do sistema de freio	52
Tabela 3-7 – Componentes Geradores de Pressão	54
Tabela 3-8 – Componentes do Sistema de Freios	54
Tabela 3-9 – Resultados Sem Válvula	55
Tabela 3-10 – Características da Frenagem Sem Válvula	57
Tabela 3-11 – Características da Válvula Redutora de Pressão.....	60
Tabela 3-12 – Pressões da Válvula Redutora de Pressão.....	61
Tabela 3-13 – Resultados Com Válvula	61
Tabela 3-14 – Desacelerações Críticas	63
Tabela 3-15 – Faixa de Pressão no Ponto de Joelho Confortável	64
Tabela 3-16 – Características da Frenagem Com Válvula.....	65
Tabela 3-17 – Ganho de Volume nas Linhas	69
Tabela 3-18 – Ganho de Volume no Cilindro Mestre e Pinças.....	70
Tabela 3-19 – Ganho de Volume nas Pastilhas e Fluido	71
Tabela 3-20 – Curso do Pedal de Freio	71

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	9
1.1 SISTEMA DE FREIO REQUERIDO PELO REGULAMENTO BAJA SAE.....	11
1.1.1 Limitações de Dimensionamento	12
1.1.2 Provas da Competição.....	12
1.1.2.1 Prova de frenagem.....	13
1.1.2.2 Aceleração, Velocidade Máxima e Frenagem.....	13
1.2 MOTIVAÇÃO	14
1.3 OBJETIVOS.....	15
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA E METODOLOGIA	16
2.1 COMPONENTES DO SISTEMA DE FREIO	16
2.1.1 Componentes Gerais	16
2.1.2 Componentes Específicos	18
2.2 FORÇAS DE ATRITO	18
2.2.1 Distribuição de Peso Estática	19
2.2.2 Distribuição de Peso Dinâmica	20
2.2.3 Força de Atrito	22
2.3 FORÇAS PRODUZIDAS PELO SISTEMA	23
2.3.1 Pressão na Linha de um Sistema de Freios Hidráulicos.....	23
2.3.2 Força Produzida pelo Sistema de Freios Hidráulicos	24
2.3.3 Válvula Reguladora de Pressão.....	25
2.4 ESTABILIDADE DE FRENAGEM	29
2.4.1 Coeficiente de Tração.....	29
2.4.2 Frenagem Ótima em Linha Reta.....	30
2.4.3 Desaceleração em Cada Eixo.....	31
2.4.4 Frenagem Real	33
2.4.5 Gráfico de Estabilidade com a Válvula Redutora de Pressão.....	36
2.5 CÁLCULO DAS CARACTERÍSTICAS DA FRENAGEM.....	37
2.6 EFICIÊNCIA DE FRENAGEM.....	38
2.7 CÁLCULO DO CURSO DO PEDAL.....	41
2.7.1 Ganho de Volume nas Linhas Hidráulicas	42
2.7.2 Ganho de Volume no Cilindro Mestre	43
2.7.3 Ganho de Volume na Pinça	43
2.7.4 Ganho de Volume no Tambor.....	44
2.7.5 Ganho de Volume na Compressão da Pastilha	44
2.7.6 Ganho de Volume nas Sapatas de Freio e Compressão da Lona	44
2.7.7 Ganho de Volume na Expansão Termal no Tambor	45
2.7.8 Ganho de Volume Causado pelo Ar na Hidráulica do Tambor de Freio	45
2.7.9 Ganho de Volume Causado pela Liberação do Tambor/Sapata de Freio.....	45

2.7.10	Ganho de Volume na Compressão do Fluido	46
3	RESULTADOS	47
3.1	CARACTERÍSTICAS DO BAJA SAE	47
3.1.1	Características do Veículo e a Influência do Piloto	47
3.1.1.1	Transferência de carga do veículo	49
3.1.1.2	Curva Ótima do Veículo	50
3.1.2	Coeficiente de Atrito Pneu/Solo	51
3.1.3	Forças de Atrito do Veículo.....	51
3.2	CARACTERÍSTICAS DO SISTEMA DE FREIO	52
3.2.1	Coeficiente de Atrito Pastilha/Disco	52
3.2.2	Forças Produzidas pelo Sistema de Freio do Veículo	54
3.2.3	Estabilidade de Frenagem sem Válvula Redutora de Pressão	55
3.2.3.1	Desaceleração crítica.....	56
3.2.4	Características da Frenagem do Sistema de Freio.....	57
3.2.4.1	Eficiência de frenagem sem válvula redutora de pressão	57
3.2.5	Retomada aos Objetivos.....	60
3.3	VÁLVULA REDUTORA DE PRESSÃO.....	60
3.3.1	Força de Frenagem com Válvula Redutora de Pressão	60
3.3.2	Estabilidade de Frenagem com Válvula Redutora de Pressão	61
3.3.2.1	Desaceleração no ponto de joelho.....	61
3.3.2.2	Estabilidade com válvula redutora de pressão.....	62
3.3.2.3	Desaceleração confortável do ponto do joelho	64
3.3.3	Características da Frenagem do Sistema de Freio com Válvula	65
3.3.3.1	Eficiência de frenagem com válvula redutora de pressão	65
3.3.4	Retomada aos Objetivos após a Análise da Válvula.....	68
3.4	CURSO DO PEDAL DE FREIO	68
3.4.1	Componentes do Sistema.....	69
3.4.1.1	Ganho de volume nas linhas hidráulicas.....	69
3.4.1.2	Ganho de volume no cilindro mestre e pinças	70
3.4.1.3	Ganho de volume na compressão da pastilha e fluido.....	71
3.4.2	Cálculo do Curso do Pedal	71
4	CONCLUSÃO E PRÓXIMOS PASSOS	72
4.1	RESOLUÇÃO DOS OBJETIVOS.....	72
4.2	TESTE DE DISTÂNCIA DE FRENAGEM E DESACELERAÇÃO PROPOSTO.....	73
4.2.1	Ferramentas Necessárias	73
4.2.2	Realização do Teste	74
4.2.3	Análise de Resultados	75
	REFERÊNCIAS.....	76

1 INTRODUÇÃO

A Sociedade dos Engenheiros da Mobilidade (*SAE – Society of Automotive Engineers*) é uma organização que tem como objetivo promover desafios para que estudantes de engenharia tenham a oportunidade de colocar em prática os conhecimentos adquiridos na faculdade. Dentre as muitas formas a partir das quais a associação promove este desafio, citam-se o Projeto Baja SAE, *AeroDesign SAE*, Fórmula SAE, Fórmula Drone e *Demoiselle SAE*. O Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca (CEFET/RJ), por sua vez, possui equipes de competição para os projetos Baja SAE, *AeroDesign SAE* e Fórmula SAE, sendo a equipe responsável por atuar no Projeto Baja SAE a *Mud Runner*. Na Figura 1-1 é possível ver a formação da equipe *Mud Runner* durante a competição Nacional de 2022.



Figura 1-1 – Equipe *Mud Runner* Baja na 27ª Competição Baja SAE BRASIL 2022

O Programa Baja SAE BRASIL, em específico, fornece a estrutura necessária para que as faculdades públicas e privadas possam formar equipes e competir com veículos monopostos *off-road*, como pode ser visto na Figura 1-2:



Figura 1-2 – MR 21 durante a 15ª Competição Baja SAE BRASIL - Etapa Sudeste 2022

Seu objetivo como projeto pode ser citado diretamente do regulamento da competição:

o Programa Baja SAE é um desafio estudantil com o objetivo de promover aos participantes uma experiência de aplicar na prática seus conhecimentos adquiridos academicamente, sob a forma de um processo integrado de desenvolvimento, garantindo excelência no âmbito internacional. A sua preparação para o mercado de trabalho e uma vivência real no desenvolvimento de um projeto são os seus principais aspectos. No Brasil, o projeto recebe o nome de Programa Baja SAE BRASIL. (Regulamento Administrativo e Técnico Baja SAE Brasil, 2023, p. 4).

Embora haja um único regulamento no Brasil, existem duas categorias de competições, uma a nível Regional e outra a nível Nacional, desta forma, a equipe de Baja do CEFET/RJ pode participar da Competição Regional Etapa Sudeste e da Competição Nacional.

Nestas competições o veículo inteiro é avaliado, tanto na complexidade de seu projeto, através de etapas de apresentações e relatórios, quanto em sua qualidade, através de um grande conjunto de provas que o veículo deve enfrentar. Embora complexidade e qualidade sejam igualmente desejadas, em uma realidade em que os projetistas são estudantes, quanto maior a complexidade do projeto, maior é a quantidade de elementos que podem não ser trabalhados da melhor maneira possível, por sua vez, reduzindo a qualidade final do protótipo. Por outro lado, caso o desenvolvimento de elementos e componentes possa elevar a qualidade do automóvel, é aumentada significativamente a possibilidade de um pódio em uma competição tão disputada que, em 2022, teve 67 equipes competidoras.

O protótipo MR21, projetado em 2021 e construído em 2022, tinha como principais objetivos de projeto ser mais compacto, leve, veloz e confiável, quando comparado ao protótipo anterior, o MR19. Como características principais, pode-se citar seu baixo custo, baixo centro de gravidade, a característica sobre esterçante e a alta capacidade de transposição de obstáculos.

Durante o desenvolvimento do protótipo, o sistema de freio utilizado se baseou em um projeto simples e de baixo custo, focando unicamente no travamento das quatro rodas, porém, neste trabalho de conclusão de curso, o sistema de freio será reprojeto para poder garantir o melhor dimensionamento dinâmico possível. Para tal será necessário o uso de um componente extra, a válvula redutora de pressão que, como será discutido ao longo do texto, tem o potencial de aumentar a estabilidade de frenagem em troca de uma redução na desaceleração do veículo. Desta forma, este componente tem o potencial de melhorar a qualidade do veículo em competição, garantindo que o sistema de freio não irá influenciar na direção do piloto, porém, o aumento da complexidade do sistema gera o risco de reduzir a desaceleração do baja para níveis abaixo do competitivo quando seu dimensionamento não é feito de forma correta.

1.1 SISTEMA DE FREIO REQUERIDO PELO REGULAMENTO BAJA SAE

Como já citado anteriormente, o Projeto Baja SAE BRASIL possui um regulamento que limita as características possíveis no automóvel, na intenção de

garantir a competitividade e a segurança dos estudantes envolvidos, e, além disto, também é o regulamento que estipula as provas da competição.

1.1.1 Limitações de Dimensionamento

Dentre as regras do Regulamento Administrativo e Técnico Baja SAE Brasil, RATBSB – Emenda 5, (2023) explicitamente direcionadas ao projeto de freio, as duas essenciais são a B9.1.1 e a B9.1.3. De acordo com a regra B9.1.1, o sistema de freio necessariamente deve ser hidráulico e acionado por um único pedal. Já a regra B9.1.3 afirma que o sistema de freio deve ser capaz de travar todas as rodas. Essa regra tem como objetivo garantir a confiabilidade do sistema, pois é a forma mecanicamente mais simples dos juízes avaliarem se há o funcionamento correto dos componentes. Caso fossem permitidos sistemas com *ABS (Anti-lock Braking System)*, o não-travamento das rodas poderia ser originado pelo funcionamento correto do sistema eletrônico ou pela falta de confiabilidade do sistema mecânico, dificultando a análise da confiabilidade do principal sistema de segurança ativa de um veículo segundo Bosch (2007).

Desta forma, sistemas de freio mecânicos, pneumáticos ou que utilizam *ABS (Anti-lock Braking System)* são automaticamente desqualificados e, portanto, não serão abordados neste Trabalho de Conclusão de Curso. Assim, será explicitado apenas o dimensionamento de um sistema hidráulico acionado por um único pedal com a intenção expressa de travar todas as rodas do veículo no maior número de terrenos possíveis.

1.1.2 Provas da Competição

Existem duas provas que levam em consideração o sistema de freio. Uma delas é a Prova de Frenagem, que compõe a Parte Dinâmica da Inspeção de Conformidade Técnica e Segurança que, embora tenha a capacidade de desqualificar uma equipe das Provas Dinâmicas, não possui pontos atribuídos. A outra é a prova de Aceleração, Velocidade máxima e Frenagem (AVF), que faz parte das provas dinâmicas, e, embora seja uma prova opcional, possui pontuação e não deve ser ignorada pelas equipes que têm intenção de ganhar a competição.

1.1.2.1 Prova de frenagem

A Prova de Frenagem é uma das provas da Parte Dinâmica da Inspeção de Conformidade Técnica e Segurança (ICTS). Seu objetivo é garantir que todos os veículos que participarão das provas dinâmicas possuam sistemas de freios funcionais e capazes de travar as quatro rodas.

Desta forma, embora o veículo modelo Baja SAE seja *off-road* e as provas sejam realizadas em terra batida, a Prova de Frenagem costuma ser feita em asfalto, visto que o coeficiente de atrito do pneu com o asfalto é maior que o coeficiente de atrito do pneu com a terra. Assim, ao garantir que o automóvel trave as quatro rodas em um terreno que exige mais dos freios, é garantido que o mesmo irá travar as quatro rodas em terra, lama e quaisquer outros terrenos que enfrente durante a competição.

1.1.2.2 Aceleração, Velocidade Máxima e Frenagem

A prova de Aceleração, Velocidade máxima e Frenagem (AVF) pede que o veículo testado acelere até a sua velocidade máxima, tendo 100 metros para alcançar este objetivo e, posteriormente, realize a frenagem na menor distância possível. A equipe pode repetir o processo em até três vezes e apenas a passagem de maior velocidade final será levada em consideração. Embora a prova seja feita de forma conjunta, seu cálculo de pontos é único para cada uma das suas subdivisões e, portanto, este trabalho irá tratar única e exclusivamente da parte de frenagem.

O cálculo da desaceleração média durante a frenagem é realizado pelos juízes através da seguinte Equação:

$$a = \frac{V^2}{2 * d} \quad (\text{Eq. 1-1})$$

Onde,

V = Velocidade máxima registrada.

d = Distância percorrida entre a medição da velocidade máxima e a parada do veículo, usando seu eixo dianteiro como referência.

Além disto, a pontuação da prova é calculada por:

$$Pontuação_{Frenagem} = P_{m\acute{a}xima} * \frac{a_{equipe} - a_{pior}}{a_{melhor} - a_{pior}} \quad (Eq. 1-2)$$

Onde,

a_{equipe} é a desaceleração média da equipe para a qual o cálculo é feito.

a_{melhor} é a maior desaceleração média entre todas as equipes.

a_{pior} é o menor valor entre $(a_{melhor}/2)$ e a menor desaceleração média entre todas as equipes.

Portanto, quanto maior a desaceleração, maior é a pontuação durante a parte da frenagem do AVF. Como toda a equipe tem como intenção chegar a uma alta velocidade máxima para garantir uma boa pontuação na parte de aceleração e velocidade, fica ao encargo do sistema de freio dos veículos reduzir a distância de frenagem ao máximo para garantir uma grande desaceleração e conquistar uma elevada pontuação na prova de frenagem.

1.2 MOTIVAÇÃO

O dimensionamento adequado do sistema de freios e a análise da estabilidade de frenagem são elementos essenciais para otimizar o desempenho e garantir a segurança dos veículos do tipo Baja SAE. Em competições onde cada detalhe do projeto conta para a pontuação final, tais aspectos não apenas influenciam na capacidade de redução de velocidade de forma segura, mas também impactam diretamente na habilidade de manobra do veículo. Assim, a estabilidade de frenagem é considerada um dos aspectos cruciais no processo de projeto e aprimoramento desses veículos, e o estudo detalhado dos componentes do sistema de freios é imprescindível para maximizar a competitividade e garantir a integridade dos pilotos.

Dito isto, este trabalho de conclusão de curso tem como objetivo criar um tutorial para o aprendizado do dimensionamento de um sistema de freios dentro do regulamento das competições do Projeto Baja SAE e explicitar como realizar a análise

da estabilidade de frenagem expandindo esta análise para investigar e compreender o efeito de uma válvula reguladora de pressão na estabilidade de frenagem do veículo.

1.3 OBJETIVOS

A partir da motivação supracitada, este trabalho tem como objetivo projetar um sistema de freios capaz de travar as quatro rodas, ter uma desaceleração com potencial para ganhar a subdivisão de frenagem da prova de Aceleração, Velocidade e Frenagem e, por fim, ter um sistema de freio que, quando analisado pelo método do Gráfico de Estabilidade, apresente uma frenagem estável em qualquer terreno.

Portanto, para garantir o cumprimento dos objetivos, este trabalho estabeleceu como meta um coeficiente de segurança igual ou maior que 2 em ambos os eixos em uma frenagem no asfalto, uma desaceleração durante a frenagem de 15 m/s^2 em qualquer terreno e uma desaceleração crítica igual ou superior a 1 em unidade de g.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA E METODOLOGIA

Neste capítulo será analisada a teoria por trás do dimensionamento de freios. Desta forma, será possível entender como o sistema de freios produz suas forças, assim como, de que forma as características do veículo determinam qual é a força mínima requerida para o travamento das rodas e como comparar estas forças a fim de entender a eficiência de frenagem. Também serão apresentadas neste capítulo formas de prever o comportamento do sistema quanto se trata do curso máximo do pedal de freio, além das características da frenagem quanto à estabilidade e distância de frenagem.

A principal fonte bibliográfica utilizada será o livro *Brake design and safety* escrito por Rudolf Limpert (2011), pois esta é a obra de referência de outros trabalhos de conclusão de curso de mesmo tema como o de Oliveira (2019) e Bernardi (2016), incluindo até mesmo dissertações de mestrado como o de Müller (2009).

2.1 COMPONENTES DO SISTEMA DE FREIO

Antes de se dimensionar o sistema de freio, é necessária uma breve introdução de seus componentes desde a força aplicada pelo piloto até a realização da frenagem em si. Tendo em vista que a competição Baja SAE obriga que o sistema de freio seja hidráulico, apenas serão expostos os componentes presentes no sistema de freio permitido.

2.1.1 Componentes Gerais

A interação do piloto com o sistema se dá através do uso de um pedal onde se é aplicada uma força inicial. O pedal age como uma alavanca, multiplicando a força e a aplicando em um cilindro mestre preenchido por fluido de freio. Devido a interação da força aplicada com a área do êmbolo dentro do cilindro mestre é gerada uma pressão no fluido de freio. Esta pressão então é transmitida até as extremidades da linha hidráulica onde se localizam as pinças de freio. A pressão atua sobre a área do êmbolo das pinças, gerando uma força que pressiona as pastilhas de freio contra o disco de freio. Como o disco está conectado à roda, ambos possuem a mesma

velocidade angular, então, ao reduzir a velocidade angular do disco se reduz a velocidade angular da roda gerando uma frenagem no veículo como um todo.

Para uma melhor visualização de como este sistema de freio pode se apresentar é possível ver na Figura 2-1 adaptada do projeto de Baja de 2024 da equipe Baja dos Reis do CEFET/RJ Campus Angra dos Reis.

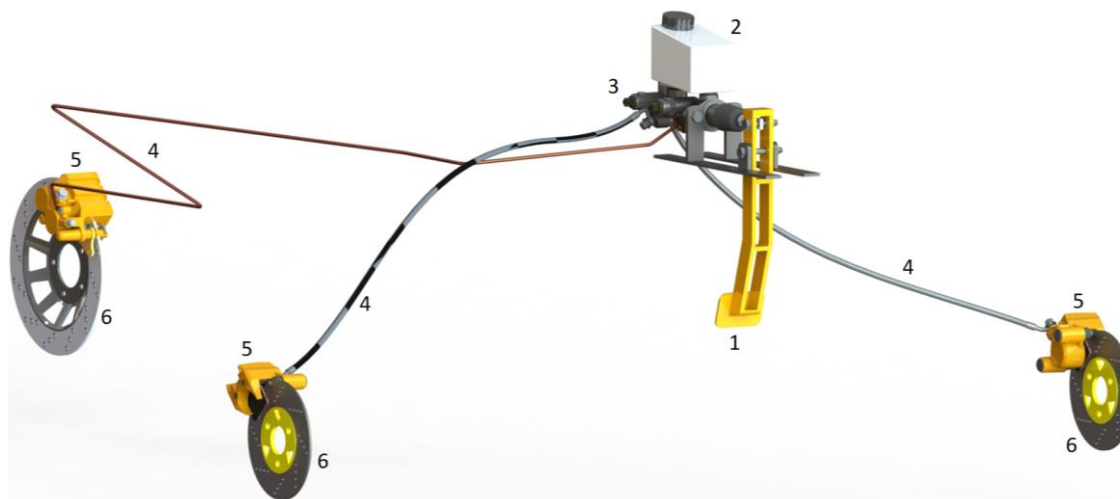


Figura 2-1– Sistema de Freio
Fonte: Adaptado de Equipe Baja dos Reis

Os componentes numerados na Figura 2-1 podem ser listados da seguinte forma:

- 1 – Pedal;
- 2 – Reservatório de fluido hidráulico;
- 3 – Cilindro mestre;
- 4 – Linhas hidráulicas;
- 5 – Pinças de freio;
- 6 – Discos de freio.

Porém, apesar da Figura 2-1 se tratar de um exemplo real, esta não é a única forma em que um sistema de freio pode se apresentar. O sistema acima possui dois freios no eixo dianteiro, pois cada conjunto pinça/disco está diretamente fixado às rodas dianteiras do veículo, enquanto o eixo traseiro possui apenas um freio, pois o conjunto pinça/disco está ligado ao eixo de transmissão. Porém, assim como na dianteira, é plenamente plausível a utilização de dois freios na traseira, seja os posicionando nas rodas traseiras ou no próprio eixo de transmissão. Outra questão é que os conjuntos pinça/disco podem ser substituídos por conjuntos de freios a tambor. Este segundo possui uma manutenção mais complexa e, como será explicado ao

longo deste trabalho, apresenta uma frenagem menos eficiente e, por isto, é utilizado em aplicações mais restritas quando comparado ao conjunto pinça/disco.

Além disto, ainda existem componentes específicos que podem ou não ser utilizados dependendo da aplicação e dos objetivos do sistema.

2.1.2 Componentes Específicos

Em um sistema tradicional existem principalmente três multiplicadores de força, o próprio pedal que age como uma alavanca, a razão entre o êmbolo do cilindro mestre e o êmbolo da pinça e a razão entre o raio efetivo do disco e o raio efetivo dos pneus. Porém, existe um componente opcional que é mais um multiplicador de força, o servo freio, também conhecido como hidrovácuo. Este componente é capaz de capturar o vácuo produzido pelo motor e o utilizar como mais uma forma de aumentar a pressão dentro do sistema de freio hidráulico. O servo freio é muito útil no projeto de veículos civis, porém, no caso de um projeto Baja ele não é utilizado pois não são permitidas modificações ou adição de peças ao duto de admissão do motor, onde o vácuo é produzido.

Um outro componente opcional é a válvula redutora de pressão, que terá seu dimensionamento aprofundado neste trabalho de conclusão de curso. Sua localização costuma ser ao longo do comprimento da linha hidráulica da traseira e a sua função é limitar a pressão do fluido que se dirige à frenagem do eixo traseiro. Embora inicialmente pareça contraproducente, uma redução de pressão no eixo traseiro, quando bem dimensionada, pode trazer grandes benefícios à frenagem, principalmente no quesito de estabilidade de frenagem, como será discutido ao longo deste trabalho de conclusão de curso.

2.2 FORÇAS DE ATRITO

Uma frenagem é uma desaceleração. No caso de um veículo, a força que mais comumente causa essa desaceleração é a força de atrito do veículo com o solo. Portanto, para que possamos compreender uma frenagem, Blau (2008) afirma que é necessário compreender como se estabelece a força de atrito do veículo com o solo.

De acordo com Nussenzveig (2013) a Força de Atrito é a multiplicação da Força Normal pelo Coeficiente de Atrito e, portanto, para compreender a frenagem, faz-se necessário entender quais são as Forças Normais presentes em uma frenagem. Com isso, 2.2 se dedicará a compreender as forças de atrito presentes em uma frenagem.

2.2.1 Distribuição de Peso Estática

Para se compreender o funcionamento dinâmico de um veículo durante a frenagem é necessário, inicialmente, compreender seu comportamento estático. Como é possível ver na Figura 2-2, as principais forças são: a força peso, representada pela letra W , e as forças normais F_{zf} e F_{zr} , referentes aos eixos dianteiro e traseiro respectivamente.



Figura 2-2– Distribuição estática de forças
Fonte: Autores

Tendo em vista que um automóvel em movimento retilíneo uniforme se mantém em uma situação estática, o somatório das forças normais tem que ser igual à força peso, desta forma, tem-se que, para o eixo dianteiro:

$$(1 - \psi) = F_{zf} / W \quad (\text{Eq. 2-1})$$

Onde,

F_{zf} = força normal na dianteira

W = força peso

ψ = proporção de massa na traseira

Caso a Equação seja reestruturada, tem-se que a força normal da dianteira é igual a proporção de massa na dianteira vezes o peso total do veículo, assim como é representado na Equação abaixo:

$$F_{zf} = W * (1 - \psi) \quad (\text{Eq. 2-2})$$

De forma análoga, para o cálculo da força normal da traseira, tem-se que:

$$F_{zr} = W * \psi \quad (\text{Eq. 2-3})$$

Outro detalhe relevante na imagem são os símbolos L e h , que representam respectivamente a distância entre eixos e a altura do centro de gravidade que, a partir deste ponto, serão tratados de uma forma correlacionada onde $\chi = \frac{h}{L}$.

2.2.2 Distribuição de Peso Dinâmica

Como já demonstrado por Newton através da Lei da Inércia, durante uma frenagem horizontal e em linha reta, ocorre o deslocamento virtual do centro de gravidade do veículo da traseira para a dianteira. Assim, como já demonstrado por Miliken & Miliken (1995), as forças normais presentes no eixo sofrem uma variação onde parte do peso presente na traseira é deslocado para a dianteira.

Limpert (2011) considera que a força deslocada pode ser calculada pela Equação abaixo:

$$F_{desloc} = \chi * a * W \quad (Eq. 2-4)$$

Logo, este valor é removido da força normal da traseira e adicionada à força normal dianteira, ou seja:

Para a traseira tem-se que:

$$F_{zr, dyn} = (\psi - \chi * a) * W \quad (Eq. 2-5)$$

E para a dianteira tem-se que:

$$F_{zf, dyn} = (1 - \psi + \chi * a) * W \quad (Eq. 2-6)$$

Onde:

$a = F_{x,total}/W = \text{desaceleração em unidade de } g$

$F_{x,total} = \text{força total de frenagem}$

$W = \text{peso total do veículo}$

$\chi = \text{altura do centro de gravidade (h) dividido pela distância entre eixos (L)}$

$\psi = \text{porcentagem de massa na traseira}$

Este deslocamento é facilmente explicitado através do Gráfico de Transferência de Carga (Figura 2-3) que, ao tratar a desaceleração em unidade de g como uma variável, facilita a visualização da carga se deslocando da traseira em direção à dianteira.

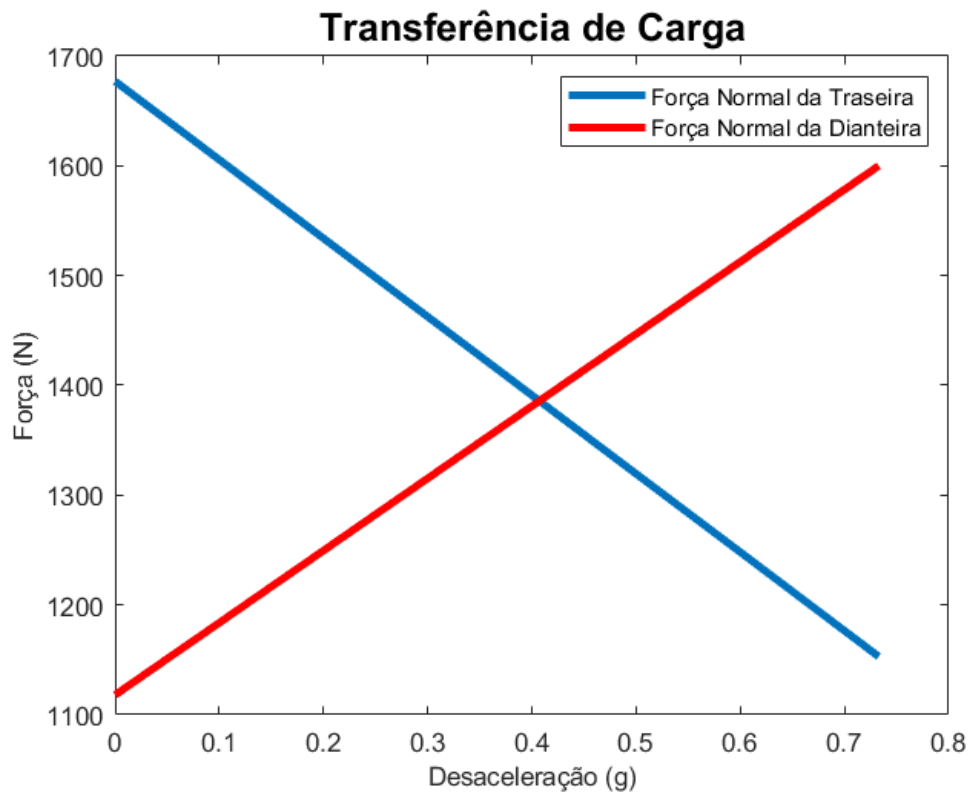


Figura 2-3 – Gráfico de Transferência de Carga
Fonte: Autores

2.2.3 Força de Atrito

Agora que já foi definido o comportamento da força normal dos eixos em uma frenagem, para suprir a definição de força de atrito, basta multiplicar a força normal no instante da frenagem com o coeficiente de atrito do pneu com o solo

Deste modo, tem-se que a força de atrito da dianteira é:

$$F_{xf} = (1 - \psi + \chi * a) * W * \mu_f \quad (\text{Eq. 2-7})$$

E para a traseira:

$$F_{xr} = (\psi - \chi * a) * W * \mu_r \quad (\text{Eq. 2-8})$$

Onde,

μ_f = coeficiente de atrito pneu/solo da dianteira

μ_r = coeficiente de atrito pneu/solo da traseira

Embora os coeficientes de atrito de pneu/solo sejam potencialmente diferentes visto que os pneus do eixo dianteiro e traseiro podem ser diferentes, Limpert (2011) afirma que esta diferença costuma ser ínfima tornando possível considerá-los iguais.

2.3 FORÇAS PRODUZIDAS PELO SISTEMA

Apesar do tópico anterior ter explicado o comportamento da força de atrito gerada durante uma frenagem, é impossível alcançá-la sem que haja um sistema de freios feito especificamente para gerar uma força de atrito que seja igual ou superior à força necessária para realizar a frenagem do veículo. Posto isso, este tópico se dedica a explicar como um sistema de freio pode gerar esta força.

2.3.1 Pressão na Linha de um Sistema de Freios Hidráulicos

Como já explicado durante a introdução, este trabalho de conclusão de curso irá focar em compreender o funcionamento de um sistema de freios hidráulicos ativado por um único pedal e com a intenção de realizar o travamento das quatro rodas.

Assim, é indispensável compreender a pressão interna deste sistema hidráulico, desde sua formação até suas consequências para o sistema. Esta pressão pode ser calculada na (Eq. 2-9):

$$P_l = \frac{F_p * L_p * \eta_p}{A_{mc}} \quad (\text{Eq. 2-9})$$

Onde,

A_{mc} = área de seção transversal do pistão do cilindro mestre

F_p = Força aplicada no pedal

L_p = ganho de força do pedal

η_p = Eficiência do pedal

Com uma simples análise da (Eq. 2-9), é possível compreender que o único fator variável é a força aplicada no pedal. Como esta variável é altamente volátil, foi

escolhido para realizar o cálculo com o valor de 445N que, de acordo com Limpert (2011), é a força máxima considerada confortável para uma mulher do percentil 5% em um freio com servo-freio. Nesta situação, apesar do servo-freio ser um multiplicador de força que não será usado neste dimensionamento, esta força de aplicação ainda é considerada conservativa visto que, por ser o Baja um carro de competição de alto desgaste, as equipes costumam selecionar pilotos de percentis maiores, capazes de sofrer os desgastes implícitos à competição sem uma grande fadiga.

Além da força aplicada, outro valor mais complexo de ser avaliado é o da eficiência do pedal, portanto, o valor que será utilizado neste trabalho é o aconselhado por Limpert (2011), que é de 0,8.

2.3.2 Força Produzida pelo Sistema de Freios Hidráulicos

Uma vez o valor da pressão interna seja conhecido, a força de frenagem por eixo é calculada através da (Eq. 2-10):

$$F_{yi} = \eta_b(P_l - P_o)A_{wc} * \eta_c * BF(r/R) \quad (\text{Eq. 2-10})$$

Onde,

η_b = Número de freios por eixo

P_l = pressão na linha

P_o = pressão de retorno do cilindro mestre (usualmente de 3,5 até 7 N/cm²)

A_{wc} = cilindros de roda ou área de seção transversal dos êmbolos das pinças

η_c = Eficiência dos cilindros de roda (êmbolos das pinças ou sapatas do tambor)

BF = fator de frenagem

r = tambor ou raio efetivo do disco de freio

R = raio efetivo do pneu

A (Eq. 2-10) apresentada funciona tanto para o dimensionamento de um sistema hidráulico de freio à base de tambor quanto à base do conjunto pinça e disco, sendo sua aplicação tendo a maior diferença no cálculo do fator de frenagem onde,

de acordo com Limpert (2011), o fator de frenagem de um freio padrão não auto energizante pode ser calculado por:

$$BF = 2\mu \quad (\text{Eq. 2-11})$$

Onde,

μ = coeficiente de atrito do revestimento

Ou seja, para um freio a tambor, μ é o coeficiente de atrito da sapata contra o tambor; já para o conjunto pinça e disco, μ será o coeficiente de atrito entre o disco e a pastilha de freio. Além disto, Limpert (2011) explicita que a eficiência dos cilindros de roda são de, aproximadamente, 0,96 para um freio a tambor e 0,98 para um freio a disco.

Por fim, é importante ter ciência de que as forças produzidas pelos eixos dianteiro e traseiro muito provavelmente serão diferentes, visto que elas precisam superar forças de magnitudes diferentes. As formas de alterar seus módulos podem ser tanto através da escolha de diferentes componentes, diferentes quantidades de freios por eixos e/ou por diferentes pressões internas entre os eixos.

2.3.3 Válvula Reguladora de Pressão

Por conta da transferência virtual de peso da traseira para a dianteira existente na frenagem, a força que o sistema de freios produz na traseira não precisa ter a mesma intensidade do que na dianteira. Por isso, é possível criar um dimensionamento com uma força produzida na traseira inferior à dianteira e, para atender a este fim, Heisler (2002) comenta que um dos métodos utilizados é diminuir a pressão na linha da traseira através de uma válvula reguladora de pressão.

Embora exista uma enorme quantidade de válvulas no mercado, de acordo com Müller (2009), os dois tipos principais aplicados em sistemas de freios são as válvulas limitadoras de pressão e as válvulas redutoras de pressão, sendo as redutoras mais amplamente utilizadas.

Dentre os dispositivos de controle de pressão citados, a válvula limitadora consiste em uma válvula que limita a pressão máxima do sistema ligado ao eixo

traseiro em um número fixo que, a partir deste ponto, apenas permite que o eixo dianteiro tenha sua pressão aumentada. Por outro lado, a válvula redutora de pressão permite um crescimento da pressão nas linhas hidráulicas do sistema de freios do eixo traseiro, porém, após um determinado ponto, este crescimento terá uma velocidade e pressão máxima reduzida.

A válvula redutora de pressão, também chamada de válvula proporcionadora ou equalizadora, segundo Limpert (2011), tem como principal vantagem, quando comparada à válvula limitadora de pressão, permitir o aumento da pressão na traseira após o travamento das rodas dianteiras, além de permitir a aproximação das pressões nas linhas de freio dianteira e traseira aos valores ótimos, o que justifica a sua escolha para o projeto.

Na Figura 2-4 está representado um diagrama esquemático do funcionamento típico de uma válvula redutora de pressão aplicada a sistemas de freio. A pressão oriunda do cilindro mestre entra em A, preenche as cavidades 2, 3 e 5, e segue até a saída B, já que a força da mola (7) atua para empurrar o pistão (6) para a esquerda, o que abre a válvula (4). A diferença de pressão atuante nas superfícies direita (menor área) e esquerda (maior área) do pistão (6) atua contra a força da mola (7). Quando a pressão de atuação da válvula é atingida, ou seja, a força na área maior do pistão excede a pré-carga da mola, o pistão se move para a direita e a válvula (4) se fecha. Com a válvula (4) fechada, não há aumento de pressão em B até que a pressão no lado direito do pistão (6) aumente o suficiente para deslocar o pistão levemente para a esquerda, o que permite o aumento da pressão em B novamente. O pistão oscila para a esquerda e para a direita, num movimento denominado ciclagem da válvula, que permite que a pressão na linha de freio traseira aumente em uma relação direta com a proporção entre as áreas superficiais de cada lado do pistão.

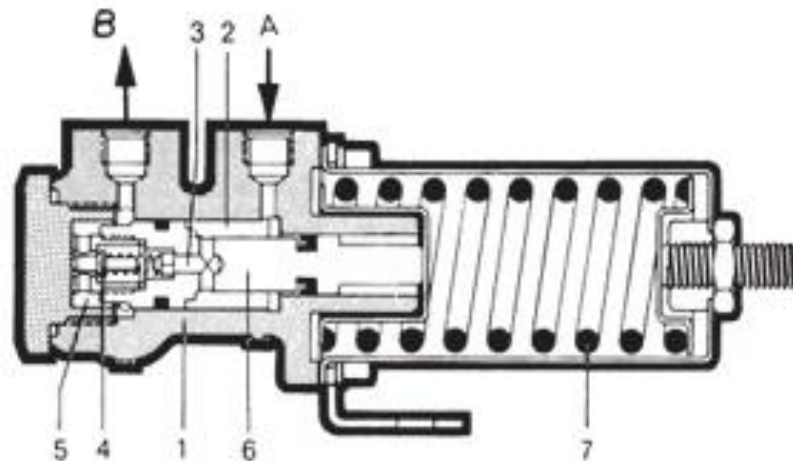


Figura 2-4 – Diagrama esquemático da Válvula Redutora de Pressão
Fonte: Limpert (2011)

Dentro do dimensionamento das válvulas reguladoras de pressão, Limpert (2011) chama o momento em que a válvula começa a atuar de ponto de joelho pois neste ponto no gráfico de pressão nas linhas acontece uma curva que se assemelha à forma de um joelho.

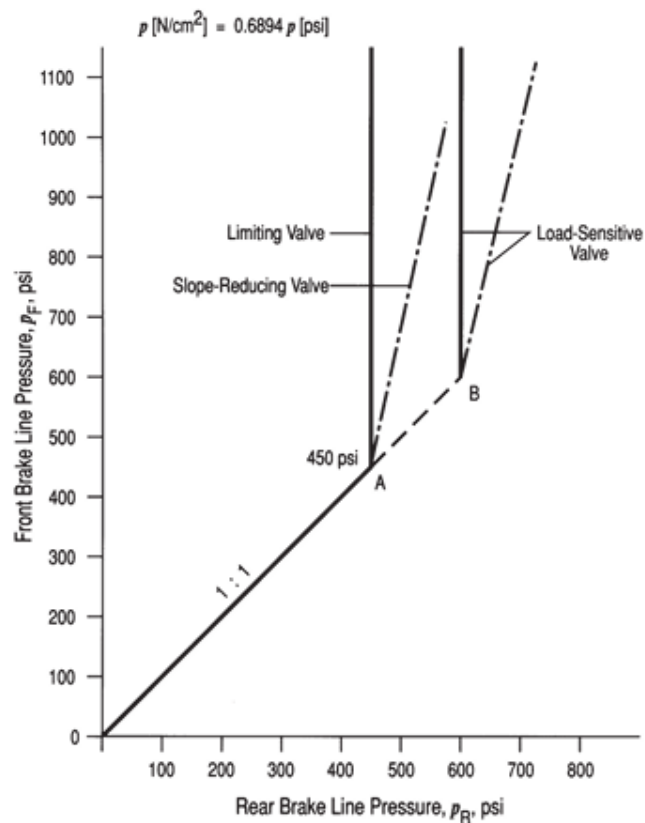


Figura 2-5 – Pressão na Válvula da linha Traseira
Fonte: Adaptado de Limpert (2011)

De acordo com Limpert (2011), a pressão no ponto de joelho pode ser calculada por:

$$P_k = \frac{4 * F_s}{\pi * D^2 * SL} \quad (\text{Eq. 2-12})$$

Onde,

F_s = Força da mola

D = Diâmetro do pistão grande

SL = Inclinação do redutor

A inclinação teórica do redutor, que representa a inclinação da linha de pressão após o ponto de joelho, é calculada por:

$$SL = 1 - (d/D)^2 \quad (\text{Eq. 2-13})$$

Onde,

d = Diâmetro do pistão pequeno

D = Diâmetro do pistão grande

Com a válvula redutora de pressão é possível encontrar a pressão máxima do eixo traseiro através da Equação:

$$P_r = P_k + (P_{mc} - P_k) * SL \quad (\text{Eq. 2-14})$$

Onde,

P_r = Pressão no eixo traseiro

P_k = Ponto de joelho de pressão

P_{mc} = Pressão no cilindro mestre/pressão no eixo dianteiro

SL = Inclinação do redutor

2.4 ESTABILIDADE DE FRENAGEM

Neste tópico será compreendida a estabilidade de frenagem, ou seja, como a relação entre as forças produzidas pelo sistema de freio e as forças a serem vencidas podem causar uma perturbação na direção e como impedir que esta perturbação se manifeste.

Portanto, o foco do tópico será especificamente em uma frenagem horizontal e em linha reta.

2.4.1 Coeficiente de Tração

Para a análise proposta é importante compreender o coeficiente de tração, uma medida que relaciona a força máxima de tração (ou frenagem) que um veículo pode exercer com o peso do veículo sobre determinado eixo. O coeficiente de tração é uma simplificação teórica feita para tornar possível tratar o coeficiente de atrito pneu/solo como uma variável. Isto é possível pois o coeficiente de tração é definido por:

$$\mu_{Ti} = F_{xi} / F_{zi, dyn} \quad (\text{Eq. 2-15})$$

Onde,

μ_{Ti} = coeficiente de tração

F_{xi} = força de frenagem do eixo

$F_{zi, dyn}$ = força normal dinâmica no eixo

i = designação se é dianteiro (f) ou traseiro (r)

Desta forma, o coeficiente de tração muda conforme a desaceleração e, a partir deste ponto, para a análise de estabilidade de frenagem, será utilizado o coeficiente de tração nas equações de força de atrito no lugar do coeficiente de atrito pneu/solo.

2.4.2 Frenagem Ótima em Linha Reta

Caso os efeitos aerodinâmicos na frenagem em linha reta sejam desprezados, tem-se por definição que a frenagem ótima terá a forma:

$$\mu_{Tf} = \mu_{Tr} = a \quad (\text{Eq. 2-16})$$

Onde,

μ_{Tf} = coeficiente de tração dianteiro

μ_{Tr} = coeficiente de tração traseiro

a = desaceleração

Dessa maneira, pode-se reescrever as equações 2-7 e 2-8 no formato a seguir:

Para a dianteira:

$$F_{xf, opt} = (1 - \psi + \chi * a) * W * a \quad (\text{Eq. 2-17})$$

E para a traseira:

$$F_{xr, opt} = (\psi - \chi * a) * W * a \quad (\text{Eq. 2-18})$$

Para analisar de forma gráfica, Limpert (2011) faz a consideração de que:

$$\frac{F_{xf}}{W} + \frac{F_{xr}}{W} = a \quad (\text{Eq. 2-19})$$

Que, através de algumas relações matemáticas, chega-se em:

$$(F_{xr}/W)_{opt} = \sqrt{\frac{(1 - \psi)^2}{4\chi^2} + \left(\frac{1}{\chi}\right)\left(\frac{F_{xf}}{W}\right)} - \frac{1 - \psi}{2\chi} - \frac{F_{xf}}{W} \quad (\text{Eq. 2-20})$$

Assim como no gráfico de transferência de carga, é possível considerar a desaceleração em unidade de g como uma variável e criar computacionalmente o gráfico da Curva Ótima de frenagem mostrado na Figura 2-6:

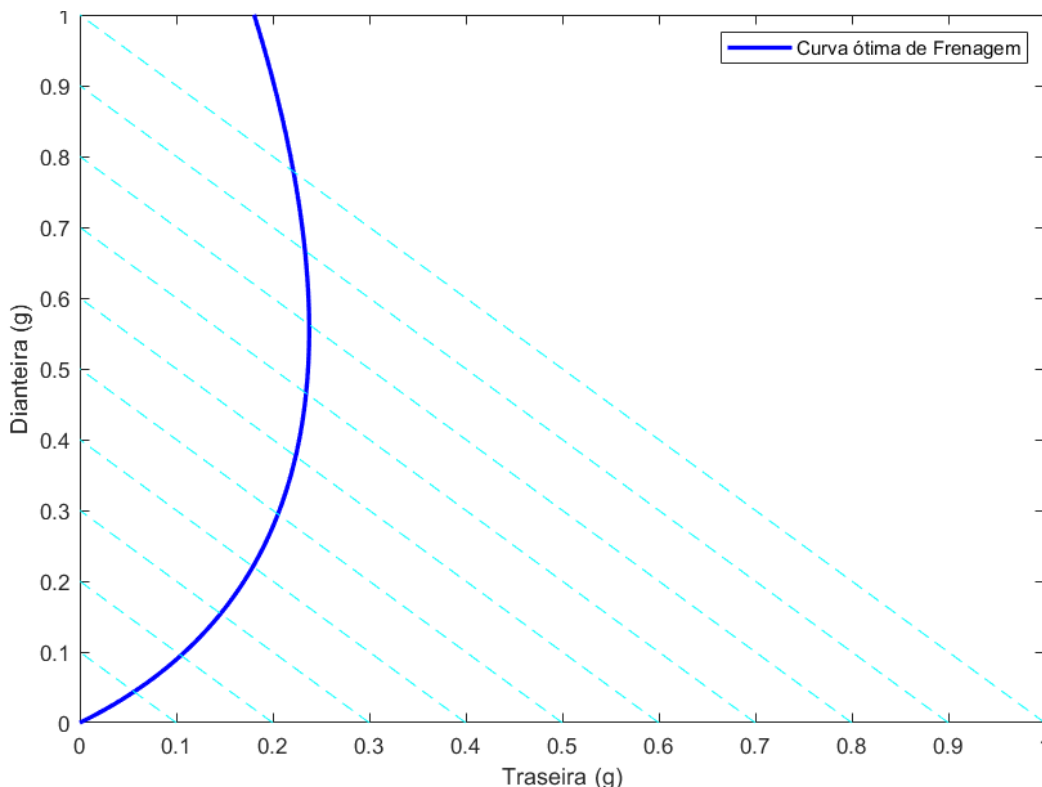


Figura 2-6 – Gráfico da Curva Ótima de Frenagem
Fonte: Autores

Este gráfico tem como eixo Y a desaceleração do eixo dianteiro, e no eixo X a desaceleração do eixo traseiro. Já os pontos da curva ótima correspondem aos pontos cuja desaceleração dos eixos dianteiro e traseiro são iguais, ou seja, quando as rodas travam simultaneamente.

Tendo em vista que, de acordo com Limpert (2011), a maior desaceleração possível é igual ao coeficiente de atrito pneu/solo, a maior desaceleração máxima possível é diretamente proporcional ao coeficiente de atrito. Esta informação é representada no gráfico acima através das linhas diagonais.

2.4.3 Desaceleração em Cada Eixo

O segmento B9.3.1 do Regulamento da SAE afirma que é necessário que o sistema de freios seja segregado em ao menos dois circuitos hidráulicos

independentes. Desta forma, faz-se necessário compreender o funcionamento do veículo no caso de um dos eixos se encontrar desconectado e, portanto, a desaceleração deste eixo ser igual a 0.

Para o caso de o eixo dianteiro estar desconectado, conseguimos através da Equação abaixo calcular a força normal dinâmica normalizada no eixo traseiro:

$$F_{xf}/W = 0 \rightarrow F_{xr}/W = -(1 - \psi)/\chi \quad (\text{Eq. 2-21})$$

De forma análoga, a força normal dinâmica normalizada no eixo dianteiro se torna:

$$F_{xr}/W = 0 \rightarrow F_{xf}/W = \psi/\chi \quad (\text{Eq. 2-22})$$

Quando o eixo traseiro está desconectado a desaceleração a_f do veículo é calculada por:

$$F_{xf} = (1 - \psi + \chi * a_f)\mu_f * W = a_f * W \quad (\text{Eq. 2-23})$$

Que, ao isolar a desaceleração a_f , tem-se que:

$$a_f = \frac{(1 - \psi) * \mu_f}{1 - \chi * \mu_f} \quad (\text{Eq. 2-24})$$

De forma similar, quando o eixo dianteiro está desconectado, a desaceleração do veículo é:

$$a_r = \frac{\psi * \mu_r}{1 + \chi * \mu_r} \quad (\text{Eq. 2-25})$$

Com estas informações é possível complementar o gráfico da Curva Ótima de Frenagem. Caso μ seja considerado como sendo igual à desaceleração máxima do veículo, que Limpert (2011) define como sendo o coeficiente de atrito pneu/solo, é possível descobrir a desaceleração de ambos os eixos, no caso do outro eixo estar desconectado, no solo referido.

Desta forma, faz-se uma linha reta conectando o ponto (af,0) até o ponto da curva ótima de frenagem e repete-se a ação com o ponto (0,ar). Assim, o gráfico se torna:

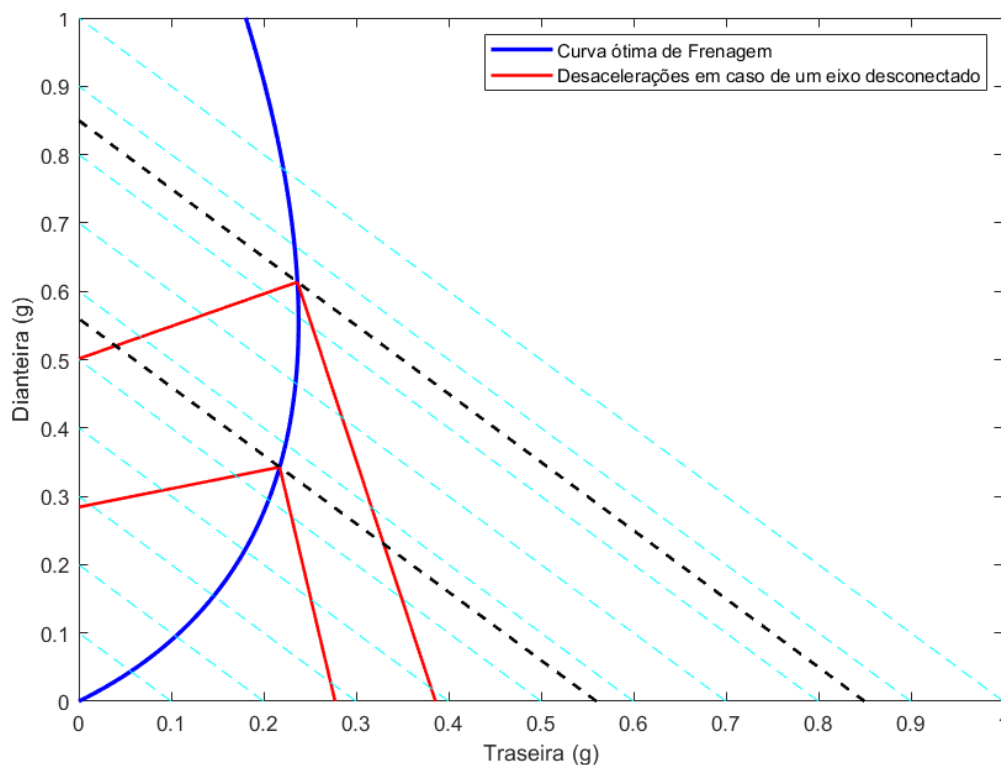


Figura 2-7 – Gráfico das Desacelerações em caso de falha de um eixo
Fonte: Autores

2.4.4 Frenagem Real

O gráfico da curva ótima de frenagem mostrado anteriormente é, por sua natureza, um gráfico idealizado, uma vez que apenas leva em consideração as dimensões do automóvel. Portanto, para melhor representar a realidade, é preciso acrescentar no gráfico uma curva que leve em consideração as forças produzidas pelo sistema de freios.

Limpert (2011) calcula a distribuição de força de frenagem na traseira da seguinte forma:

$$\phi = \frac{F_{yr}}{F_{yr} + F_{yf}} \quad (\text{Eq. 2-26})$$

A distribuição de força de frenagem na traseira deve ser considerada como uma desaceleração no eixo X que, ao traçar uma reta vertical imaginária conectando o eixo X à curva de coeficiente de atrito igual a 1, é possível encontrar os dois pontos de interesse, o ponto (0,0) e o ponto $(\phi, (1-\phi))$, que, ao serem conectados criam a Curva Real de Frenagem. Ao adicionar a Curva Real ao gráfico da Curva Ótima de frenagem, forma-se o gráfico de Estabilidade de Frenagem, exposto na Figura 2-8.

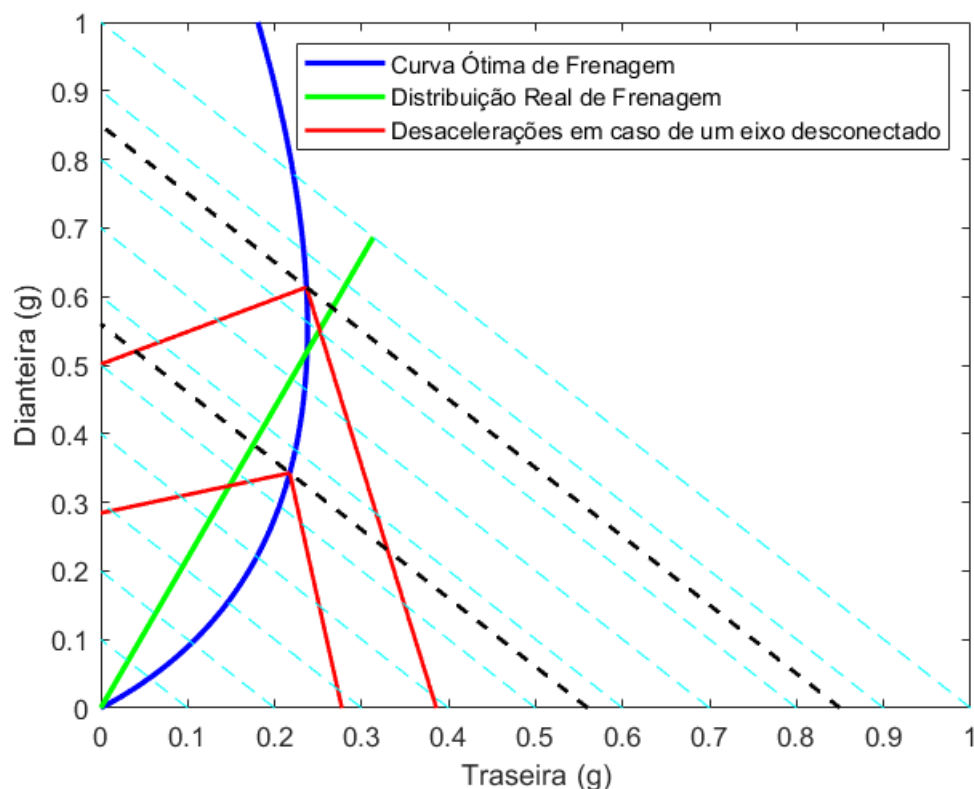


Figura 2-8 – Gráfico de Estabilidade
Fonte: Autores

O gráfico tem este nome uma vez que torna possível entender em quais terrenos o carro terá uma frenagem estável ou instável ao correlacionar as desacelerações realmente geradas pelo sistema com as desacelerações idealizadas dentro da curva ótima de frenagem.

É possível dizer isto pois, de acordo com Limpert (2011), para que o veículo tenha uma frenagem estável, é necessário que as rodas do eixo dianteiro se travem em um momento igual ou anterior às rodas do eixo traseiro. Caso as rodas do eixo traseiro travem primeiro, o veículo entrará em uma zona de instabilidade e irá sofrer

uma perturbação causando uma guinada (giro em torno do eixo vertical do veículo) fora do controle do piloto.

Para compreender o grau de estabilidade do mesmo automóvel para cada terreno, é necessário observar se a desaceleração do eixo dianteiro da curva real de frenagem é superior à desaceleração do eixo dianteiro da curva ótima de frenagem para cada terreno.

Ou seja, se um ponto da curva real de frenagem que cruza a curva diagonal referente ao coeficiente de atrito pneu/solo, tem seu valor no eixo Y igual ou superior ao ponto da curva ótima de frenagem que cruza a mesma curva diagonal, tem-se uma frenagem estável. A área destacada em verde na Figura 2-9 corresponde a essa condição. Caso contrário, a frenagem é considerada instável, destacada na área vermelha. Por fim, o ponto cuja curva real de frenagem cruza com a curva ótima de frenagem é o último ponto de estabilidade possível antes do veículo sofrer a perturbação supracitada e, portanto, é chamado de Desaceleração Crítica.

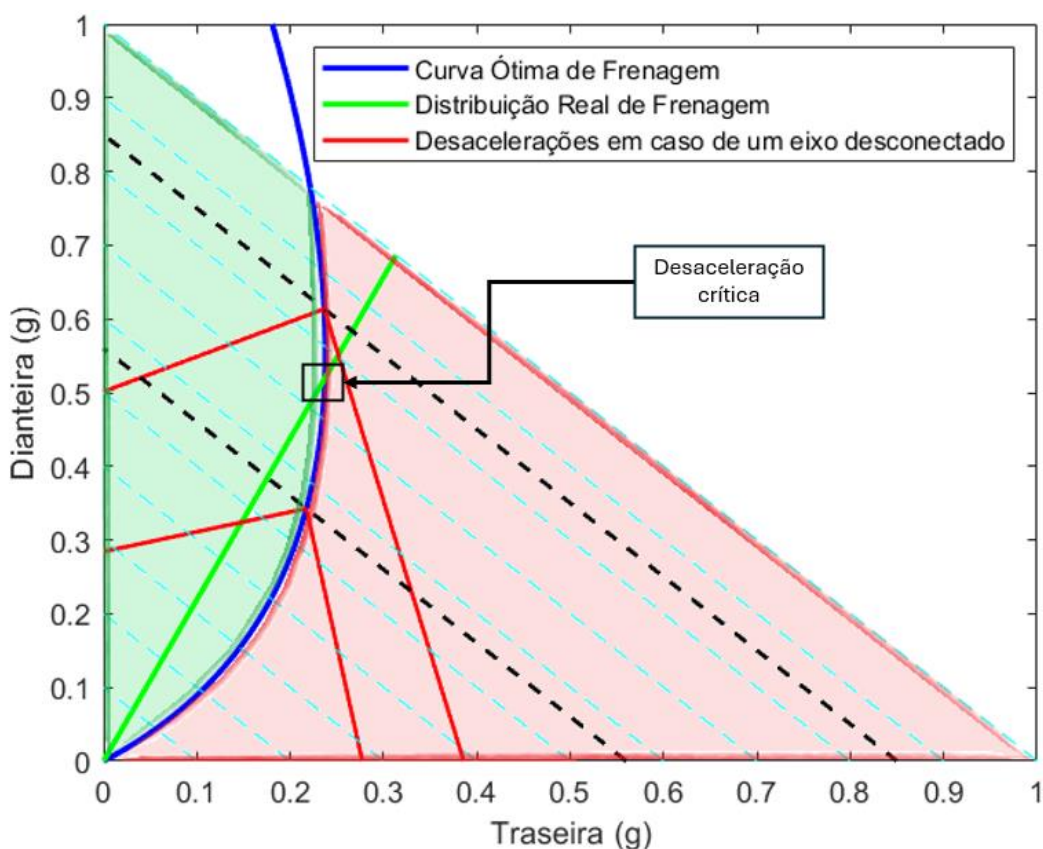


Figura 2-9 – Gráfico com as Zonas de Estabilidade Destacadas
Fonte: Autores

Embora seja importante manter o veículo com uma frenagem estável em todos os terrenos, o Baja SAE é um veículo de competição e, portanto, deve ser projetado para maximizar a eficiência de frenagem. Portanto, é importante se pensar em formas de aproximar a Curva Real à Curva Ótima de frenagem e uma das formas de realizar este feito é através de uma Válvula Redutora de Pressão.

2.4.5 Gráfico de Estabilidade com a Válvula Redutora de Pressão

Para poder alcançar uma desaceleração crítica mais alta e aproximar a Curva Real à Curva Ótima de frenagem, é possível utilizar válvulas que irão modificar o gráfico de estabilidade.

De acordo com Limpert (2011), para alcançar uma frenagem confortável no caso do uso de uma válvula redutora, o ponto de joelho deve ser escolhido de forma que mudança de pressão ocorra entre 80 e 90% da desaceleração crítica do mesmo veículo sem válvula.

Desta maneira, é possível calcular o ponto de joelho ideal sendo:

$$P_k = \frac{(entre\ 0.8\ e\ 0.9) * a_{crit} * W * R_r}{(\eta_b * A_{wc} * BF * r * \eta_c)_f + (\eta_b * A_{wc} * BF * r * \eta_c)_r} \quad (Eq.\ 2-27)$$

Onde,

a_{crit} = *desaceleração crítica*

W = *peso total do veículo*

R = *raio efetivo do pneu traseiro*

η_b = *Número de freios por eixo*

A_{wc} = *cilindros de roda ou área de seção transversal dos êmbolos das pinças da traseira*

η_c = *Eficiência dos êmbolos das pinças da traseira*

BF = *fator de frenagem da traseira*

r = *tambor ou raio efetivo do disco de freio da traseira*

Logo, é possível fazer o gráfico de estabilidade levando em consideração a válvula redutora de pressão, como demonstrado na Figura 2-10.

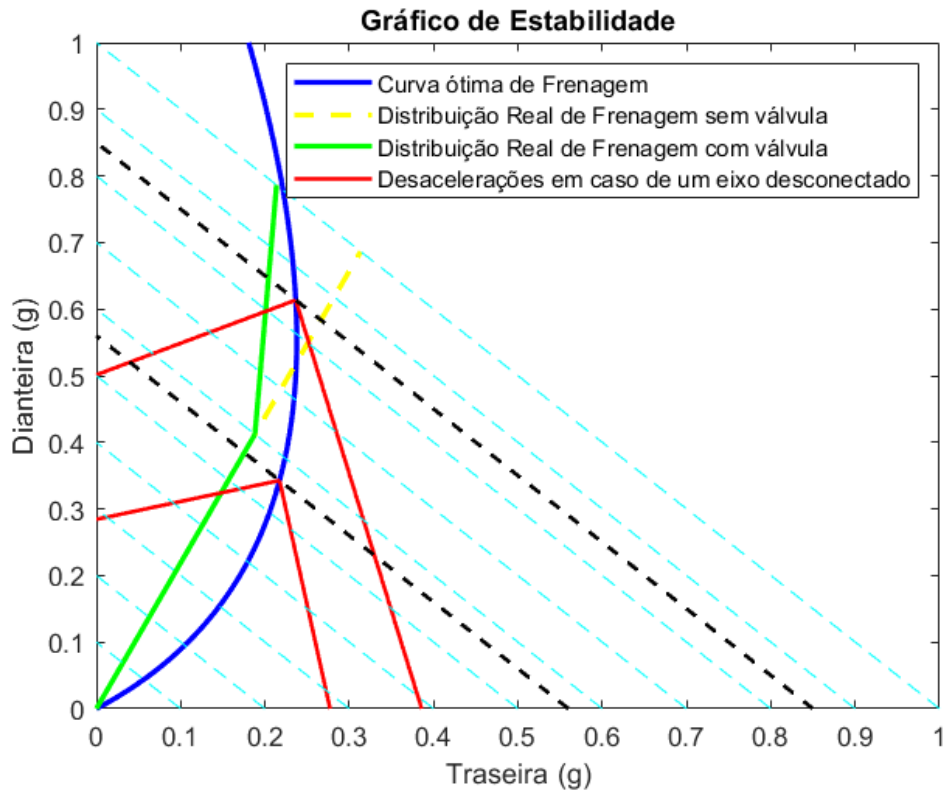


Figura 2-10 – Gráfico de Estabilidade de Frenagem com válvula reguladora de pressão
Fonte: Autores

Uma vez compreendida a estabilidade de frenagem, é preciso calcular as outras características inerentes à frenagem.

2.5 CÁLCULO DAS CARACTERÍSTICAS DA FRENAGEM

Garantir a frenagem não é a única necessidade de segurança que precisa ser levada em consideração no dimensionamento dos freios. Afinal, esta frenagem precisa ser feita dentro de uma distância conhecida e, de preferência, previsível.

Para determinar o cálculo da distância mínima de frenagem para uma parada completa, é possível seguir uma Equação apresentada por Gillespe (1992) que diz que:

$$SD = \frac{V_o^2}{2 * \frac{F_{yt}}{M}} \quad (\text{Eq. 2-28})$$

Onde,

$SD = \text{Distância de frenagem}$

$V_o = \text{Velocidade Inicial}$

$F_{yt} = \text{Soma das forças produzidas pelo sistema de freio em ambos os eixos}$

$M = \text{Massa do automóvel}$

Já para a Equação apresentada por Gillespe (1992) para o tempo mínimo necessário para a parada completa, tem-se que:

$$t_s = \frac{V_o}{\frac{F_{yt}}{M}} \quad (\text{Eq. 2-29})$$

Por fim, é possível saber a desaceleração teórica máxima ao relembrar a (Eq. 1-1) apresentada pelo próprio regulamento RATBSB – Emenda 5 (2023) descrita na Introdução. A Equação 1-1 leva em consideração o valor de distância de frenagem descoberto na Equação (Eq. 2-28) na variável “ d ” e tem como resultante uma análise inicial da desaceleração do veículo.

$$a = \frac{V^2}{2 * d} \quad (\text{Eq. 1-1})$$

Porém, para melhor compreender a frenagem real é preciso analisar a eficiência de frenagem do sistema em cada solo.

2.6 EFICIÊNCIA DE FRENAGEM

A eficiência de frenagem pode ser definida como a razão da desaceleração real do veículo pela desaceleração máxima do mesmo veículo e, de acordo com Limpert (2011), a maior eficiência de frenagem possível é quando ambos os eixos travam suas rodas de forma simultânea, no ponto onde a Curva Real apresenta as mesmas desacelerações que a Curva Ótima de Frenagem.

Como os outros cálculos apresentados até o momento, o cálculo da eficiência de frenagem também deve ser específico para cada eixo. Sendo assim, para a traseira calcula-se a eficiência através da Equação:

$$E_r = (a/\mu)_r = \frac{\psi}{(\phi + \mu_r * \chi)} \quad (\text{Eq. 2-30})$$

E para a dianteira calcula-se que:

$$E_f = (a/\mu)_f = \frac{(1 - \psi)}{(1 - \phi - \mu_f * \chi)} \quad (\text{Eq. 2-31})$$

Como pode ser visto, as eficiências de frenagem de cada eixo são calculadas a partir da proporção de força nos eixos, tornando-as correlacionadas. Desta forma, no caso uma delas ter o valor menor que 1, a outra necessariamente terá um valor maior que 1. O único momento em que ambas as eficiências são iguais é no ponto de maior eficiência de frenagem onde ambas apresentam eficiência de frenagem de 1.

Outra questão apresentada por Limpert (2011) é que as rodas que travarão primeiro serão as do eixo cuja eficiência de frenagem for menor que 1 em um determinado coeficiente de atrito pneu/solo.

Para melhor compreender a característica de eficiência de um veículo é possível utilizar a Figura 2-11 que tem como intenção demonstrar a variação da eficiência de frenagem ao longo dos diversos coeficientes de atrito pneu/solo:

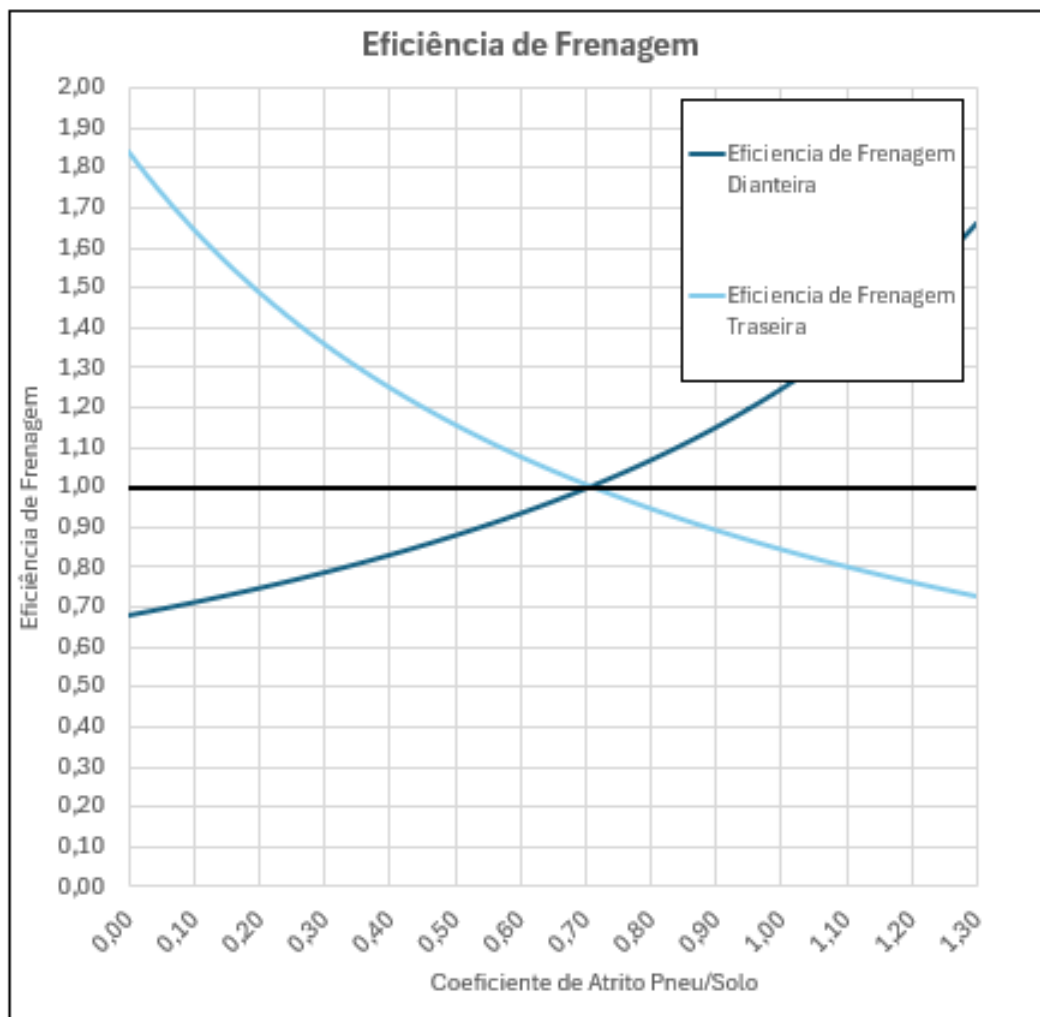


Figura 2-11 – Gráfico de Eficiência de Frenagem sem válvula reguladora de pressão
Fonte: Autores

Quanto mais próxima as curvas apresentadas no gráfico acima estiverem da linha de 100%, mais próxima a desaceleração do veículo estará da maior desaceleração possível. Porém, a válvula redutora também altera o gráfico de eficiência de frenagem, pois o ponto de joelho é um instante cuja Curva Real momentaneamente se afasta da Curva Ótima de Frenagem, criando um instante de menor eficiência de frenagem, como pode ser visto na Figura 2-12:

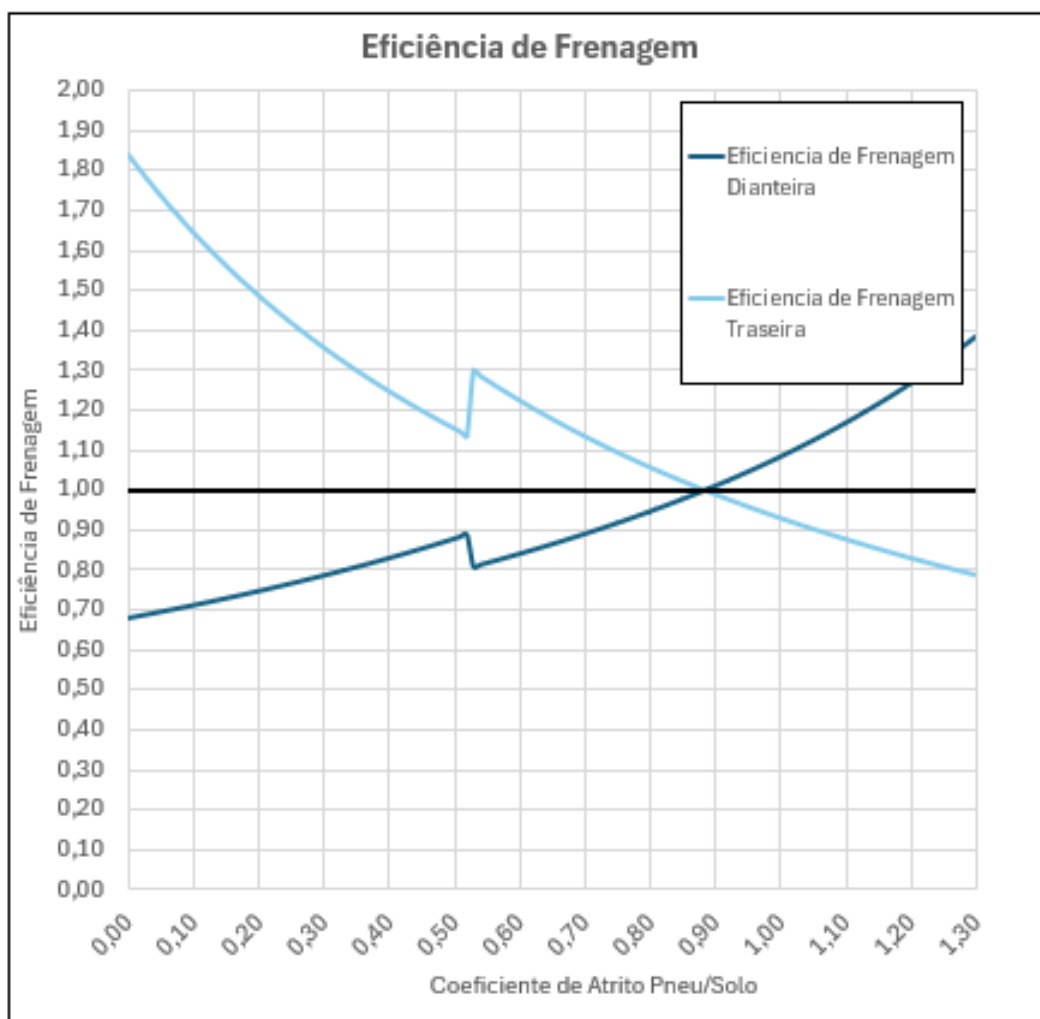


Figura 2-12 – Gráfico de Eficiência de Frenagem com válvula reguladora de pressão
Fonte: Autores

Uma vez o comportamento dinâmico do veículo compreendido, é importante compreender a relação homem-máquina e garantir o conforto do piloto. Uma das principais formas de se analisar o conforto do piloto durante a frenagem é através da garantia um curso de pedal confortável.

2.7 CÁLCULO DO CURSO DO PEDAL

Uma vez a frenagem compreendida, torna-se relevante analisar a interface piloto-máquina, afinal, dentro de um projeto a base de um pedal, o piloto terá que lidar constantemente com o curso do pedal e, com isso, Salvendy (2012) afirma que é importante saber o seu curso máximo.

Para calcular este curso Limpert (2011) apresenta a seguinte Equação:

$$S_p = \left[\left(\frac{\sum V_i}{A_{mc}} \right) + l_o \right] l_p \quad (\text{Eq. 2-32})$$

Onde,

A_{mc} = área de seção transversal do êmbolo do cilindro mestre, cm^2

l_o = curso morto do pedal

l_p = ganho de força do pedal

V_i = Ganho de Volume de cada componente.

Ao analisar a Equação acima, percebe-se que é necessário entender o ganho de volume de cada componente. Afinal, quanto maior o ganho de volume, maior a perda de pressão em cada componente e, em consequência disso, maior será o curso do pedal.

2.7.1 Ganho de Volume nas Linhas Hidráulicas

O ganho de volume V_h das linhas pode ser calculado por:

$$V_h = K_h * L_h * P_l \quad (\text{Eq. 2-33})$$

Onde,

L_h = comprimento da linha de mangueira

Para calcular o ganho de volume nas linhas, é necessário saber a constante K_h , sendo que esta assume um valor diferente para o caso de a linha ser rígida ou flexível.

No caso de a linha ser rígida:

$$K_h = 0,044 * 10^{-6} \quad (\text{Eq. 2-34})$$

No caso de a linha ser flexível:

$$K_h = 4,39 * 10^{-6} \quad (\text{Eq. 2-35})$$

2.7.2 Ganho de Volume no Cilindro Mestre

O ganho de volume no cilindro mestre poder ser calculado por:

$$V_{mc} = K_{mc} * Pl \quad (\text{Eq. 2-36})$$

Onde o K_{mc} varia de acordo com o diâmetro dos êmbolos dos cilindros mestres. Seus valores já se encontram tabelados em Limpert (2011), sendo eles:

Tabela 2-1 – Valores de K do cilindro mestre.

Diâmetro	K _{mc}
19,05 mm	$150 * 10^{-6} \text{ cm}^3/\text{N}/\text{cm}^2$
23,8mm	$190 * 10^{-6} \text{ cm}^3/\text{N}/\text{cm}^2$
25,4mm	$220 * 10^{-6} \text{ cm}^3/\text{N}/\text{cm}^2$
38,1mm	$450 * 10^{-6} \text{ cm}^3/\text{N}/\text{cm}^2$

Fonte: Limpert (2011).

2.7.3 Ganho de Volume na Pinça

O ganho de volume na pinça pode ser calculado por:

$$V_c = K_c * Pl \quad (\text{Eq. 2-37})$$

O K_c das pinças com diâmetro entre 38 e 60 mm pode ser calculado por:

$$K_c = 482 * 10^{-6} * d_{wc} - 1632 * 10^{-6} \quad (\text{Eq. 2-38})$$

Onde,

d_{wc} = diâmetro da pinça

2.7.4 Ganho de Volume no Tambor

O ganho de volume no tambor pode ser calculado por:

$$V_d = K_d * A_{wc}^2 * Pl \quad (\text{Eq. 2-39})$$

Onde,

$$K_d = \text{de } 20 \text{ a } 30 * 10^{-6} \text{ cm/N}$$

$$A_{wc} = \text{Área do cilindro de roda}$$

2.7.5 Ganho de Volume na Compressão da Pastilha

O ganho de volume na compressão da pastilha pode ser calculado por:

$$V_p = 2 \Sigma (A_{wc} * C_s * Pl)_i \quad (\text{Eq. 2-40})$$

Onde,

$$C_s = \text{Compressibilidade da pastilha}$$

De acordo com Limpert (2011) a compressibilidade da pastilha costuma variar entre $11 * 10^{-6} \text{ cm/N /cm}^2$ e $26 * 10^{-6} \text{ cm/N /cm}^2$.

2.7.6 Ganho de Volume nas Sapatas de Freio e Compressão da Lona

O ganho de volume nas sapatas de freio e compressão da lona pode ser calculado por:

$$V_s = \frac{K_s * A_{wc}^2 * Pl}{d * w} \quad (\text{Eq. 2-41})$$

Onde,

$$d = \text{diâmetro do tambor de freio}$$

$$w = \text{espessura da sapata de freio}$$

De acordo com Limpert (2011) a constante K_s costuma variar entre $100 * 10^{-6} \text{ cm}^3/\text{N}$ e $150 * 10^{-6} \text{ cm}^3/\text{N}$.

2.7.7 Ganho de Volume na Expansão Termal no Tambor

O ganho de volume na expansão termal do tambor de freio pode ser calculado por:

$$V_t = \pi * \alpha_T * d * T_d * A_{wc} \quad (\text{Eq. 2-42})$$

$T_d = \text{Temperatura do tambor}$

$\alpha_T = \text{coeficiente de expansão termal}$

De acordo com Limpert (2011) o coeficiente de expansão termal costuma ser de $11 * 10^{-6} \text{ cm/cmK}$.

2.7.8 Ganho de Volume Causado pelo Ar na Hidráulica do Tambor de Freio

O ganho de volume causado pelo ar na hidráulica do tambor de freio pode ser calculado por:

$$V_a = 0.035 * A_{wc} \quad (\text{Eq. 2-43})$$

2.7.9 Ganho de Volume Causado pela Liberação do Tambor/Sapata de Freio

O ganho de volume na liberação do tambor/sapata de freio de freio pode ser calculado por:

$$V_{cl} = (0.13 \text{ até } 0.15) * A_{wc} \quad (\text{Eq. 2-44})$$

2.7.10 Ganho de Volume na Compressão do Fluido

O volume ativo do fluido pode ser calculado por:

$$V_a = V_o + \Sigma(A_{wc} * w)_i \quad (\text{Eq. 2-45})$$

Onde,

i = identidade do freio

V_o = volume de fluido de freio com pastilhas novas

w = curso das pastilhas

Por outro lado, o ganho de volume na compressão do fluido pode ser calculado por:

$$V_{fl} = V_a * C_{fl} * P_l \quad (\text{Eq. 2-46})$$

Onde *C_{fl}* é o fator de compressibilidade do fluido que Limpert (2011) utiliza um valor de $10 * 10^{-6} \text{ cm}^2/\text{N}$

3 RESULTADOS

Neste capítulo será descrito o dimensionamento do sistema de freios proposto, assim como formas de automatizar a criação do gráfico de estabilidade de um sistema que utiliza a válvula redutora de pressão.

3.1 CARACTERÍSTICAS DO BAJA SAE

Este tópico se dedicará a compreender o comportamento de frenagem do veículo modelo Baja SAE que será usado como base para o dimensionamento do sistema de freio. As características inerentes ao veículo não serão discutidas pois foram retiradas do projeto “MR21” da equipe *Mud Runner Baja* do CEFET/RJ tornando o foco do capítulo compreender o comportamento da transferência de carga e da curva ótima de frenagem, assim como melhor entender as metas criadas na introdução deste Trabalho de Conclusão de Curso.

3.1.1 Características do Veículo e a Influência do Piloto

Tendo em vista as equações mostradas em 2.2.2 Distribuição de Peso Dinâmica, foram colhidas as informações do protótipo MR21 que estão apresentadas na Tabela 3-1:

Tabela 3-1 – Características do veículo sem piloto

Característica	Valor	Unidade
Massa do veículo sem piloto	217	kg
Porcentagem de massa na traseira	51,6	%
Altura do Centro de Gravidade	0,37	m
Distância Entre Eixos	1,35	m

Fonte: Repositório da Equipe *Mud Runner*

Tendo em vista que o veículo em questão é um monoposto e, pelas regras da RATBSB – Emenda 5 (2023), precisa acomodar condutores desde o percentil

masculino 99% até o percentil feminino 1%, será necessário entender como os pilotos de ambos os percentis afetam a dinâmica veicular do protótipo, assim como será necessário compreender como o veículo se comportará com o piloto oficial da equipe, que irá pilotar o veículo durante a competição. Visto o baixo peso do protótipo, o centro de gravidade do piloto afeta não só a massa total que será analisada, como também a localização do centro de gravidade equivalente, formado pela interação do piloto com o veículo, o que modifica os valores de altura do centro de gravidade e de distribuição de massa na traseira.

De acordo com Taylor e Openshaw (2006) foi possível descobrir o peso dos pilotos dos percentis masculino 99%, denominado “piloto pesado” e feminino 1%, denominado “piloto leve”. Já a localização do centro de gravidade dos pilotos foi colhida da equipe *Mud Runner*. Essas informações podem ser vistas na Tabela 3-2 e Tabela 3-3:

Tabela 3-2 – Características com piloto masculino 99%

Característica	Valor	Unidade
Massa do piloto	110,00	kg
Altura do CG do piloto	0,59	m
Distância longitudinal do CG do piloto em relação ao eixo dianteiro	0,68	m
Massa total do veículo	327,00	kg
Porcentagem final de massa na traseira	51,06	%
Altura do CG equivalente	0,44	m
Distância Entre Eixos	1,35	m

Fonte: Repositório da Equipe *Mud Runner*

Tabela 3-3 – Características com piloto feminino 1%

Característica	Valor	Unidade
Massa do piloto	42,00	kg
Altura do CG do piloto	0,59	m
Distância longitudinal do CG do piloto em relação ao eixo dianteiro	0,68	m
Massa total do veículo	259,00	kg
Porcentagem final de massa na traseira	51,34	%
Altura do CG equivalente	0,41	m
Distância Entre Eixos	1,35	m

Fonte: Repositório da Equipe *Mud Runner*

3.1.1.1 Transferência de carga do veículo

Aplicando as equações (Eq. 2-5) e (Eq. 2-6), com os valores demonstrados no tópico anterior e utilizando a desaceleração em unidade de g como variável, é possível encontrar o gráfico de transferência de carga mostrado na Figura 3-1.

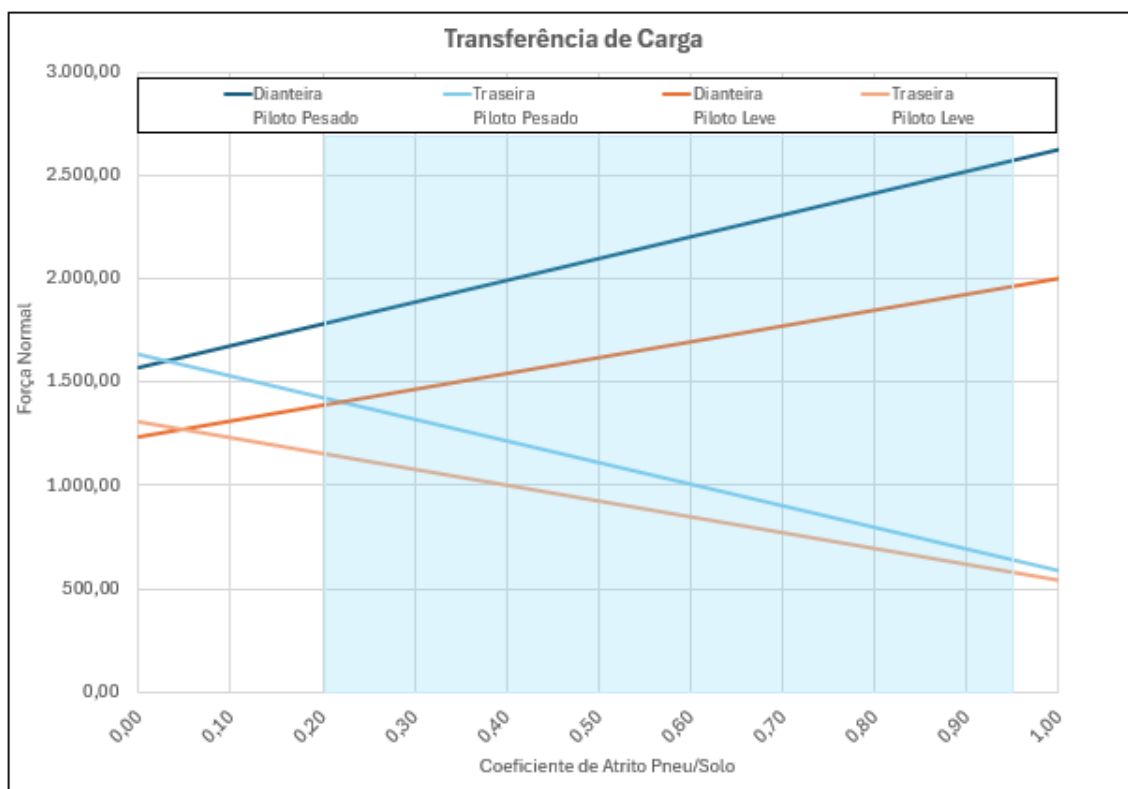


Figura 3-1 – Gráfico de Transferência de Carga durante a Frenagem
Fonte: Autores

Nota-se que o ponto onde a força normal da dianteira se torna maior que a da traseira é diferente para os dois casos, afinal, a mudança dos pilotos altera a localização do centro de gravidade equivalente do veículo. Além disto, as forças normais de um piloto mais pesado são maiores que a de um piloto menos pesado. Portanto, para garantir a segurança de todos os possíveis pilotos é necessário calcular os coeficientes de segurança tendo em vista o piloto de 110 kg.

É importante notar que, no gráfico de transferência de carga mostrado na Figura 3-1, está marcada em azul translúcido a faixa dos coeficientes de atritos descritos nos terrenos analisados por Nicolazzi (2001) e citados na Tabela 3-4 que será melhor explicada posteriormente. Esta mesma demarcação se repetirá em um conjunto de outros gráficos ao decorrer deste trabalho.

3.1.1.2 Curva Ótima do Veículo

Além do gráfico de transferência de carga mostrado no tópico anterior, com as mesmas informações também é possível encontrar a Curva Ótima de Frenagem que se encontra na Figura 3-2.

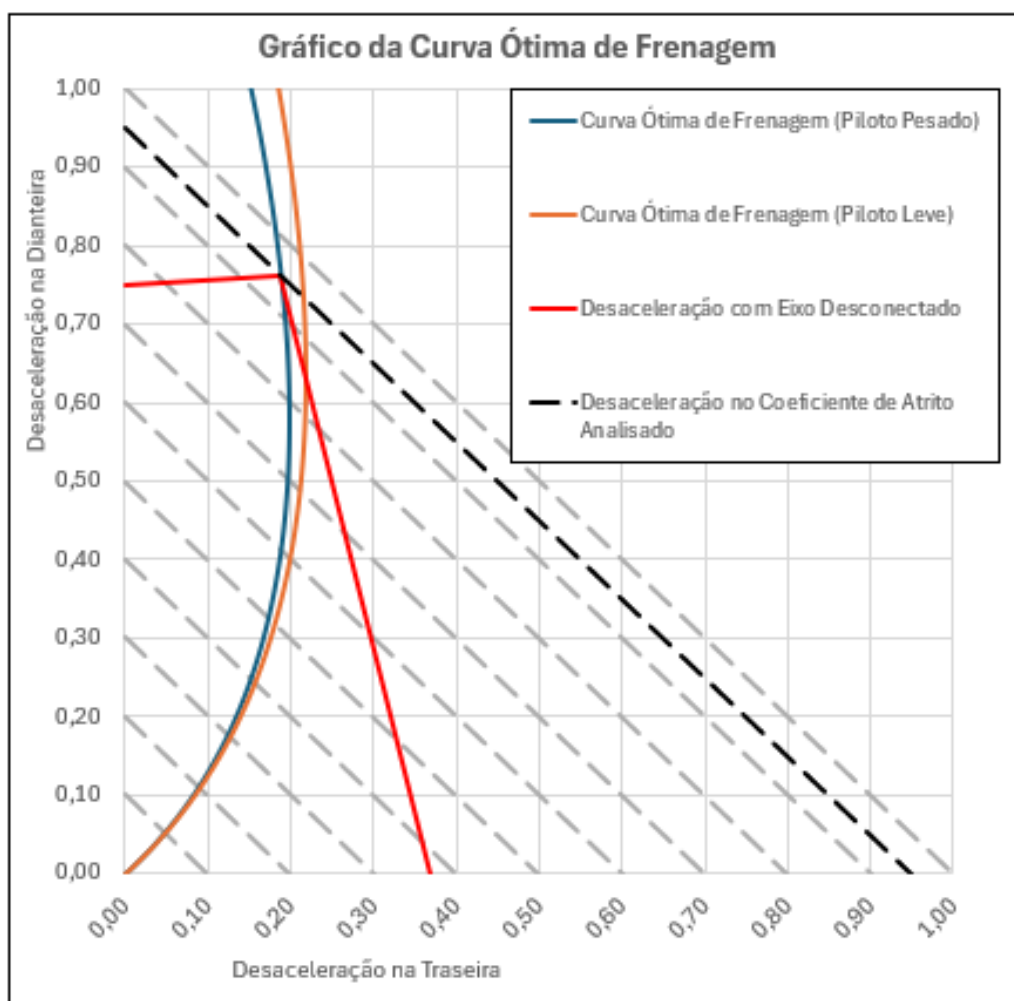


Figura 3-2– Gráfico da Curva Ótima de Frenagem do veículo
 Fonte: Autores

Nota-se que a Curva Ótima de Frenagem do piloto mais pesado está mais à esquerda do gráfico e, portanto, é mais restritiva quanto a estabilidade de frenagem do que a Curva Ótima de Frenagem do piloto leve. Desse modo, para garantir a estabilidade de frenagem de todos os possíveis pilotos é necessário realizar o dimensionamento da estabilidade tendo em vista o piloto de 110 kg.

3.1.2 Coeficiente de Atrito Pneu/Solo

Dentre as variáveis citadas em 2.3 Forças Produzidas pelo Sistema, a única que não tem uma relação direta com as características do veículo é o coeficiente de atrito pneu/solo. Assim, faz-se necessário buscar em testes ou bibliografias a média dos valores de coeficiente de atrito pneu/solo para os diversos pares tribológicos formados por diferentes pneus em diferentes solos.

Portanto, neste trabalho serão usados os valores apresentados por Nicolazzi (2001) demonstrados na tabela Tabela 3-4:

Solo	Valor
Asfalto	0,60 a 0,95
Pedra Britada	0,50 a 0,65
Terra Seca	0,50 a 0,70
Terra Úmida	0,50 a 0,60
Neve	0,30 a 0,35
Areia	0,20 a 0,30

Fonte: Nicolazzi (2001)

Ao longo deste trabalho serão destacados da tabela acima coeficientes de atrito específicos para atender funções específicas de projeto, porém, todos estarão entre 0,5 e 0,95 pois os solos de terra úmida, terra seca, pedra britada e asfalto são os principais solos presentes em uma competição de Baja SAE.

3.1.3 Forças de Atrito do Veículo

As forças de atrito que devem ser sobrepostas pelo sistema de freio podem ser encontradas ao utilizar as informações dispostas no tópico 3.1.1, Características do Veículo, nas equações (Eq. 2-7) e (Eq. 2-8). Para garantir que o veículo realize a frenagem na maior quantidade de situações possíveis, é necessário utilizar os dados do piloto do percentil 99% masculino, de 110 kg, e o maior coeficiente de atrito pneu/solo que, de acordo com Nicolazzi (2001), é de 0,95.

Desta forma, as forças de atrito que precisarão ser superadas pelo sistema de freio são apresentadas na Tabela 3-5:

Tabela 3-5 – Forças de atrito a serem superadas pelo sistema de freio

Eixo	Valor	Unidade
Dianteira	2443,19	N
Traseira	604,28	N

Fonte: Autores

Porém, levanto em consideração a meta de um coeficiente de segurança igual ou maior que 2, as características do sistema de freio proposto têm que apresentar uma força de frenagem igual ou superior as apresentadas na Tabela 3-6:

Tabela 3-6 – Meta de forças de atrito do sistema de freio

Eixo	Valor	Unidade
Dianteira	4886,38	N
Traseira	1208,56	N

Fonte: Autores

3.2 CARACTERÍSTICAS DO SISTEMA DE FREIO

Este tópico se dedicará a dimensionar um sistema de freio capaz de cumprir todas as metas estabelecidas em 1 Introdução, ou seja, uma desaceleração durante a frenagem de pelo menos 15 m/s^2 , uma desaceleração crítica superior a 1 em unidade de g e, para respeitar coeficiente de segurança igual ou maior que 2 em ambos os eixos, superar uma força de atrito de pelo menos 4886,38 N na dianteira e 1208,56 N na traseira. Vale ressaltar que o sistema de freio que será exposto a seguir não é o sistema de freio original do veículo, mas sim um criado exclusivamente para este trabalho de conclusão de curso.

3.2.1 Coeficiente de Atrito Pastilha/Disco

Dentre as variáveis apresentadas em 2.3.2 Força Produzida pelo Sistema de Freios Hidráulicos, as duas mais incertas são a pressão na linha, que depende da força aplicada no pedal, e o coeficiente de atrito pastilha/disco. Como já explicado em 2.3.1 Pressão na Linha de um Sistema de Freios Hidráulicos, o valor que será usado

como a força aplicada no pedal para o dimensionamento do sistema de freios será de 445 N pois, é o menor valor considerado confortável por Limpert (2011). No entanto, para determinar o coeficiente de atrito, será usado o valor de teste apresentado por Oliveira (2019).

Oliveira (2019) realizou um teste para compreender o valor do coeficiente de atrito pastilha/disco de um conjunto de pares tribológicos e seus resultados se apresentam abaixo.

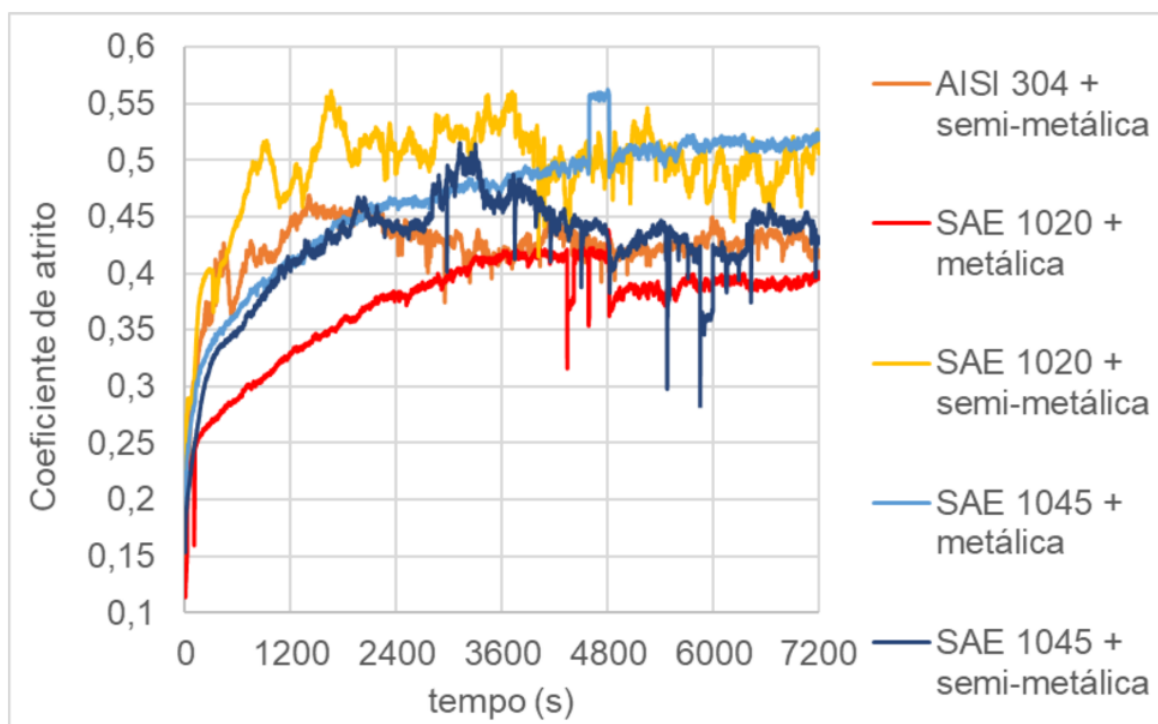


Figura 3-3– Gráfico de Coeficiente de Atrito Disco/Pastilha
Fonte: Oliveira (2019)

O par tribológico que consistentemente apresenta o maior valor de coeficiente de atrito é o de Aço SAE 1020 com a pastilha semimetálica obtendo um coeficiente de atrito pastilha/disco de 0,5 e, portanto, torna-se o candidato ideal para o projeto. Afinal, o coeficiente de atrito entre a pastilha e o disco é diretamente proporcional à força gerada pelo sistema de freios.

3.2.2 Forças Produzidas pelo Sistema de Freio do Veículo

Tendo em vista as equações mostradas em 2.3.2 Força Produzida pelo Sistema de Freios Hidráulicos, foram escolhidas as dimensões dos componentes para o sistema de freio para gerar a pressão na linha conforme Tabela 3-7:

Tabela 3-7 – Componentes Geradores de Pressão

Informação	Valor	Unidade
Diâmetro do Cilindro Mestre	1,905	cm
Ganho de Força do Pedal	6,0	adimensional

Fonte: Autores

Desta forma é possível gerar uma pressão interna de 749,41 N/cm² no sistema de freios. Além disto, para poder transformar essa pressão em força de frenagem, foram definidas as quantidades e dimensões dos componentes do sistema, expostos na Tabela 3-8:

Tabela 3-8 – Componentes do Sistema de Freios

Informação	Valor do eixo Dianteiro	Valor do eixo Traseiro	Unidade
Número de freios	2	1	adimensional
Número de êmbolos por pinça	2	1	adimensional
Diâmetro dos êmbolos das pinças	2,69	3,2	cm
Altura das Pastilhas	22	22	mm
Raio Total do Disco	85	80	mm
Raio efetivo dos pneus	250	258,5	mm

Fonte: Autores

Ao utilizar os valores supracitados na Equação (Eq. 2-10) é possível encontrar os valores de força de atrito e coeficientes de segurança demonstrados na Tabela 3-9. É válido ressaltar que a unidade adotada para os diâmetros foi o centímetro para manter o padrão adotado por Limpert (2011) nas equações, onde a pressão é sempre obtida em N/cm².

Tabela 3-9 – Resultados Sem Válvula

Informação	Valor do eixo Dianteiro	Valor do eixo Traseiro	Unidade
Força de Atrito	4895,74	1561,89	N
Coefficiente de Segurança	2,00	2,58	adimensional

Fonte: Autores

Como é possível perceber, os resultados do eixo dianteiro estão dentro dos objetivos citados na Introdução, porém os resultados do eixo traseiro por muito ultrapassam o idealizado. Entretanto, para compreender a dinâmica do automóvel, é necessária uma análise de estabilidade de frenagem.

3.2.3 Estabilidade de Frenagem sem Válvula Redutora de Pressão

Para se criar o Gráfico de Estabilidade de Frenagem mostrado na Figura 3-4 é preciso adicionar a Curva Real gerada pelas equações presentes em 2.4.4 Frenagem Real à Figura 3-2– Gráfico da Curva Ótima de Frenagem do veículo

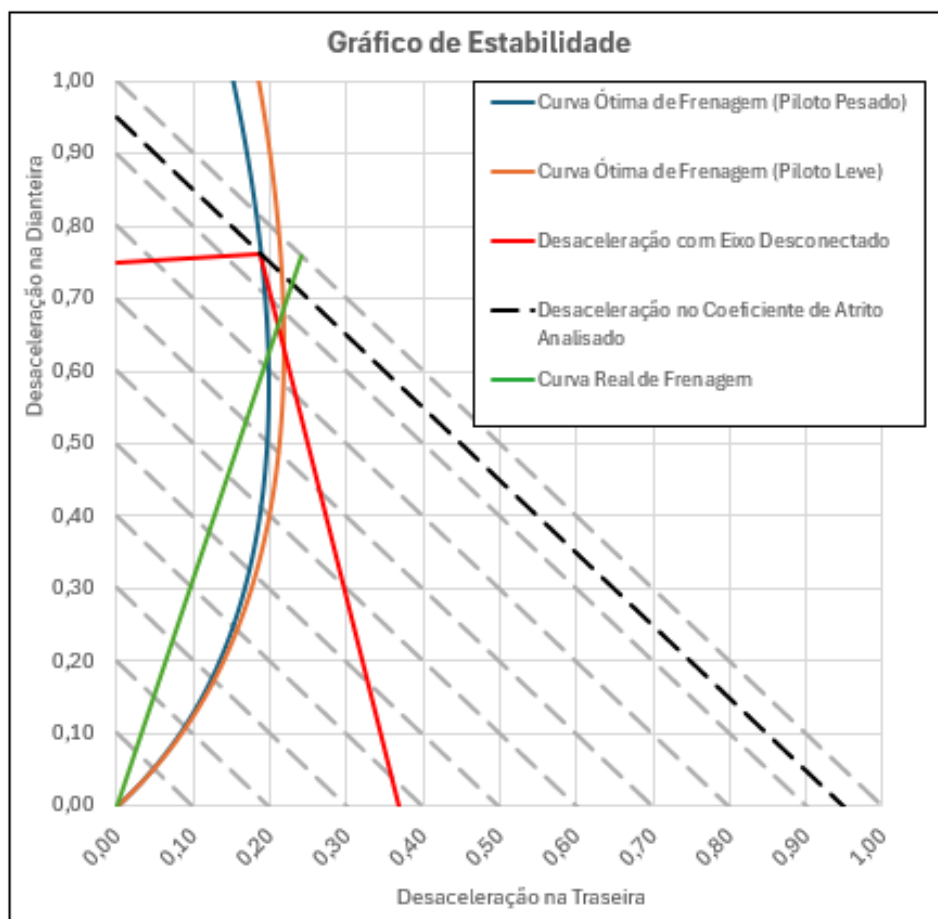


Figura 3-4– Gráfico de Estabilidade sem Válvula Redutora de Pressão
Fonte: Autores

De acordo com a análise de estabilidade supracitada, o dimensionamento do freio não alcança o objetivo de ser igual ou superior a 1, visto que é visível que a Curva Real de Frenagem cruza com ambas as Curvas Ótimas de Frenagem antes do coeficiente de atrito 1. Porém, para haver maior precisão na determinação da localização das desacelerações críticas, é necessária uma análise mais detalhada da própria desaceleração crítica.

3.2.3.1 Desaceleração crítica

De acordo com os conhecimentos de Limpert (2011), a desaceleração crítica é descoberta através de uma análise gráfica. No entanto, se for possível encontrá-la através da resolução de uma Equação será possível encontrar o valor exato da desaceleração crítica sem a dependência de uma leitura gráfica humana, aumentando a precisão do valor.

Como pôde ser visto em 2.6 Eficiência de Frenagem, é possível analisar a porcentagem do quão próximo a Curva Real do sistema de freio está da Curva Ótima de Frenagem sendo o instante onde ambas se cruzam representado por uma eficiência de frenagem que é igual a 1. Ou seja, quando a eficiência de frenagem é igual a 1 o coeficiente de tração é igual a desaceleração crítica. Sendo assim, é possível resgatar a Equação de eficiência de frenagem tanto da dianteira quanto da traseira, igualá-la a 1 e isolar a desaceleração criando a Equação que descreve a desaceleração crítica de um determinado sistema de freio de um veículo.

Seguindo a metodologia descrita acima, é possível chegar na Equação abaixo:

$$a_{crit} = \frac{\psi - \phi}{\chi} \quad (Eq. 3-1)$$

Uma vez que a desaceleração crítica pode ser encontrada de forma analítica, é possível ter mais clareza do instante em que a frenagem é estável, instável e quando a frenagem possui sua maior eficiência.

Portanto, visto que a distribuição de massa na traseira e a altura do centro de gravidade equivalente do veículo mudam de acordo com o piloto, é possível aplicar a Equação descrita acima para ambos os casos para que se descubra a desaceleração crítica para cada Curva Ótima de Frenagem. Assim, é possível perceber que as desacelerações críticas deste sistema de freios são de 0,82 para o piloto pesado e 0,90 para o piloto leve. Porém, mesmo com a análise de estabilidade realizada, ainda é preciso compreender todas as características da frenagem.

3.2.4 Características da Frenagem do Sistema de Freio

Tanto o cálculo da distância de frenagem (*Eq. 2-28*) quanto do tempo de frenagem (*Eq. 2-29*) dependem da massa total do veículo. Já o cálculo da desaceleração máxima (*Eq. 1-1*) depende da distância de frenagem. Com isso, faz-se necessário descrever os valores para ambos os pilotos alvos do dimensionamento. Estes valores podem ser encontrados na Tabela 3-10:

Tabela 3-10 – Características da Frenagem Sem Válvula

Informação	Piloto Pesado	Piloto Leve	Unidade
Tempo de Frenagem	0,59	0,47	s
Distância de Frenagem	3,45	2,73	m
Desaceleração Máxima de Frenagem	19,75	24,93	m/s ²

Fonte: Autores

Como pode ser visto na tabela acima, a maior desaceleração de frenagem acontece com o piloto mais leve. Sendo assim, em uma situação de competição, o piloto mais leve possível deve ser utilizado para garantir a maior pontuação na parte de Frenagem na prova de Aceleração, Velocidade Máxima e Frenagem. Todavia, para melhor prever a real desaceleração, é preciso entender a eficiência da frenagem deste sistema de freio ao longo dos coeficientes de atrito.

3.2.4.1 Eficiência de frenagem sem válvula redutora de pressão

Como pode ser visto na Figura 3-5, o veículo terá sua maior eficiência de frenagem possível no solo que o proporcionar a sua desaceleração crítica. Por outro

lado, caso o solo em que aconteça a prova de Aceleração, Velocidade Máxima e Frenagem ocorra em um solo de terra úmida, que possui uma faixa de 0,5 até 0,6 de coeficiente de atrito pneu/solo, o veículo terá uma frenagem relativa de apenas 80% a 88% da frenagem máxima possível.

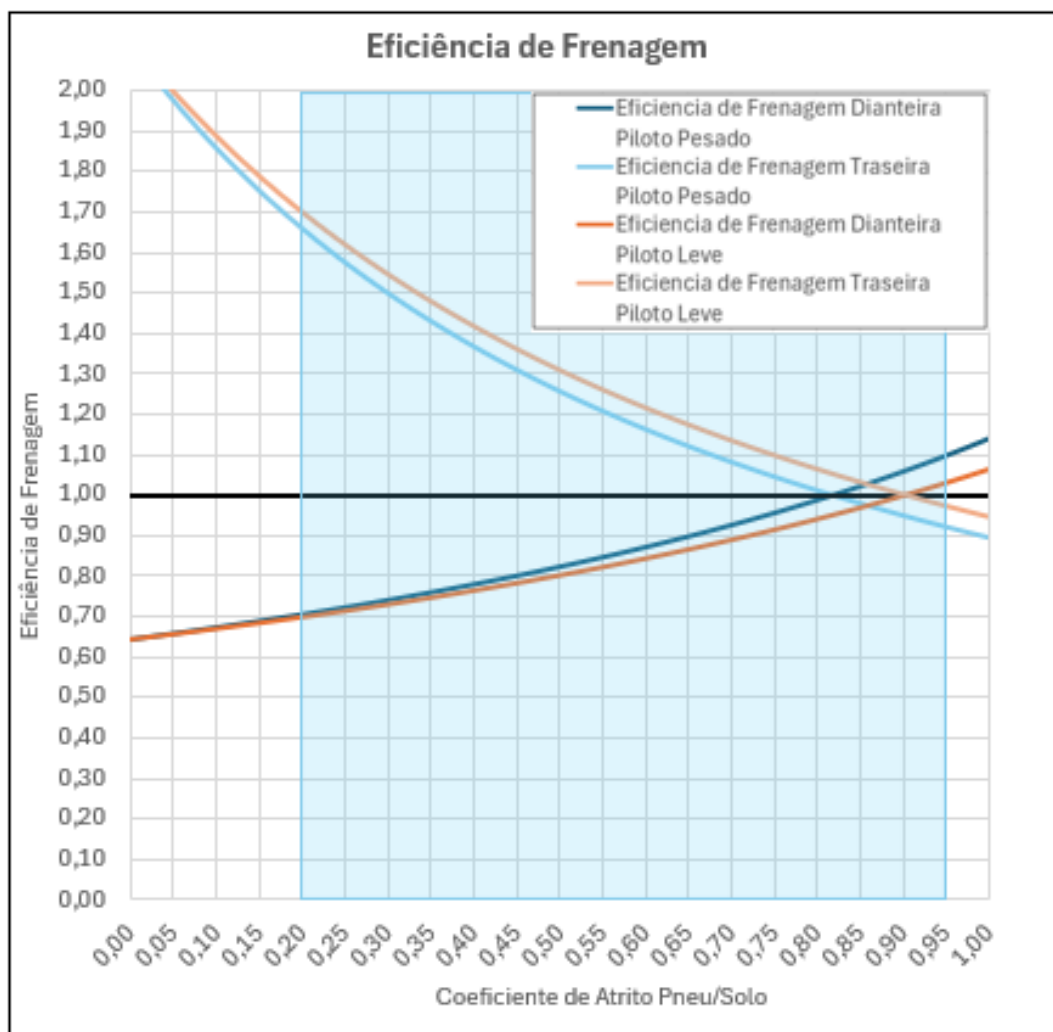


Figura 3-5– Gráfico de Eficiência de Frenagem sem Válvula Redutora de Pressão
Fonte: Autores

É importante notar que, embora o gráfico acima apresente os valores das eficiências de frenagem de ambos os eixos ao longo de todos os coeficientes de atrito pneu/solo, não existe eficiência maior que 100% portanto, apenas as eficiências iguais ou menores que 1 são válidas. Desta forma, os valores de eficiência de frenagem do eixo dianteiro serão utilizados até a desaceleração crítica e, após este instante, serão levados em consideração unicamente os valores de eficiência de frenagem do eixo traseiro.

Por consequência, é possível multiplicar a desaceleração máxima pelos valores de eficiência de frenagem válidos de cada coeficiente de atrito e criar o gráfico de desaceleração real da Figura 3-6:

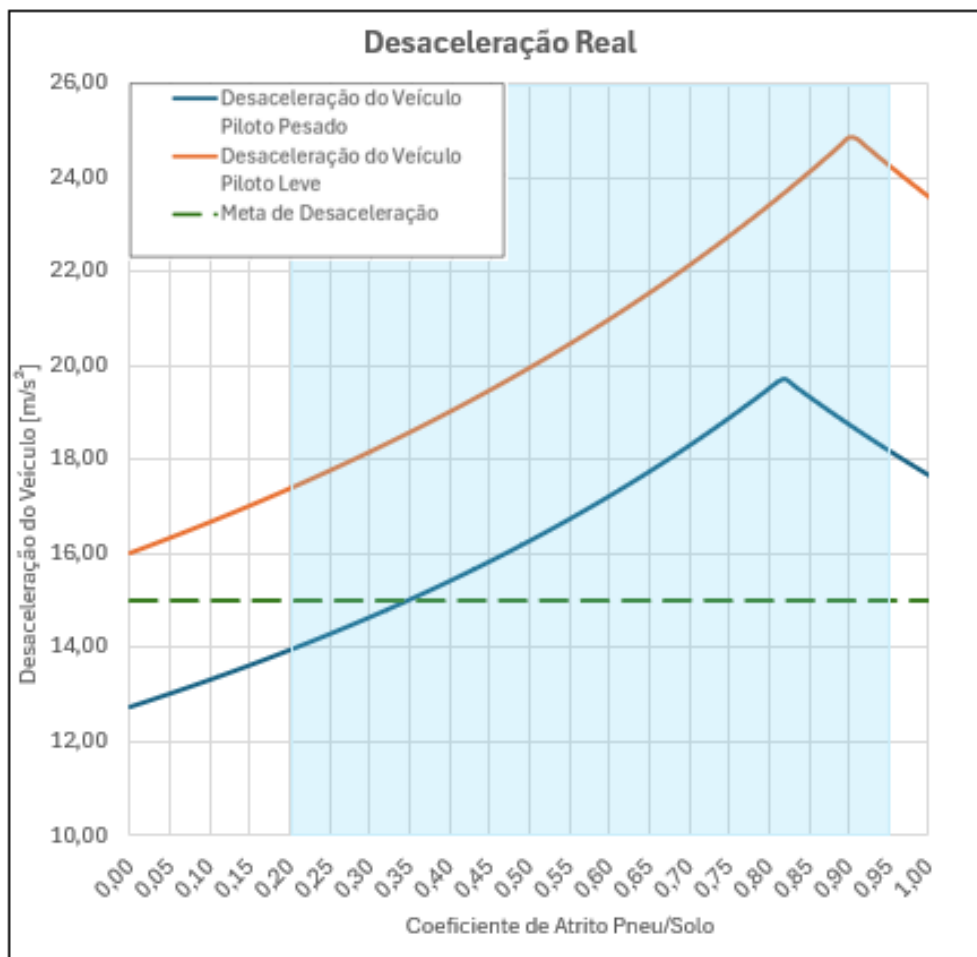


Figura 3-6– Gráfico de Desaceleração Real sem Válvula Redutora de Pressão
Fonte: Autores

As análises mostraram que a desaceleração real cresce conforme se aproxima da desaceleração crítica, onde encontra seu valor de desaceleração máxima e, então, começa a decair. Vale lembrar que as frenagens que acontecem após a desaceleração crítica são feitas com o eixo traseiro travando antes do dianteiro, criando um efeito de giro fora do controle do piloto e a tornando-as instáveis.

3.2.5 Retomada aos Objetivos

Ao analisar os tópicos anteriores é possível perceber que, embora o veículo projetado trave as quatro rodas e tenha uma desaceleração acima da meta de 15 m/s^2 para todos os coeficientes de atrito correspondentes aos terrenos da competição (de 0,5 até 0,95), seu eixo traseiro está superdimensionado e sua desaceleração crítica encontra-se abaixo do ideal. Por consequência, para aumentar a desaceleração crítica é necessário alterar o dimensionamento, mudando os componentes selecionados ou, acrescentando uma válvula redutora de pressão.

3.3 VÁLVULA REDUTORA DE PRESSÃO

Com o intuito de modificar os resultados do tópico anterior, este capítulo se dedica a entender com mais propriedade a válvula redutora de pressão e suas influências no sistema de freio.

3.3.1 Força de Frenagem com Válvula Redutora de Pressão

Com a intenção de reduzir a força de frenagem na roda traseira de forma segura, foi selecionada uma válvula redutora de pressão com as características que podem ser encontradas na Tabela 3-11:

Tabela 3-11 – Características da Válvula Redutora de Pressão

Informação	Valor	Unidade
Diâmetro do Pistão Pequeno	1,905	cm
Diâmetro do Pistão Grande	2,54	cm
Força da Mola	1000	N

Fonte: Autores

Desta forma, é possível usar a Equação (Eq. 2-12) para se calcular a pressão no ponto de joelho e a Equação (Eq. 2-14) para se calcular a pressão final no eixo traseiro. Ambas as pressões podem ser encontradas na Tabela 3-12:

Tabela 3-12 – Pressões da Válvula Redutora de Pressão

Informação	Pressão	Unidade
Ponto de Joelho	451,09	N/cm ²
Eixo Traseiro	581,61	N/cm ²

Fonte: Autores

Por fim, ao utilizar a pressão final na traseira na Equação (Eq. 2-10) é possível descobrir os novos valores de forças do sistema de freio, assim como seus respectivos coeficientes de segurança que estão demonstrados na Tabela 3-13:

Tabela 3-13 – Resultados Com Válvula

Informação	Valor do eixo Dianteiro	Valor do eixo Traseiro	Unidade
Força de Atrito	4895,74	1208,86	N
Coefficiente de Segurança	2,00	2,00	

Fonte: Autores

Porém, para garantir que a válvula escolhida é a ideal também é preciso compreender seu impacto na estabilidade de frenagem.

3.3.2 Estabilidade de Frenagem com Válvula Redutora de Pressão

Para se compreender a como montar o Gráfico de Estabilidade com a válvula redutora de pressão é preciso compreender as mudanças dinâmicas acarretadas pela desaceleração no ponto de joelho.

3.3.2.1 Desaceleração no ponto de joelho

O ponto de joelho é o instante onde a pressão da traseira começa a diferir da pressão da dianteira. Portanto, durante a frenagem, há um instante cuja pressão do sistema inteiro se iguala à pressão no ponto de joelho. Neste instante o veículo sofre uma desaceleração que é igual a uma porcentagem da desaceleração final.

Sabe-se que quando a pressão do sistema alcança seu valor final, 100% da desaceleração possível é alcançada. Já que a Curva Real é uma função afim criada em função da pressão interna do sistema, é possível deduzir que a pressão do ponto

de Joelho dividida pela pressão final na dianteira será a proporção da desaceleração no ponto de Joelho.

Ou seja, para encontrar o valor do a_r eixo X no Gráfico de Estabilidade é preciso apenas seguir a Equação abaixo:

$$a_r = \phi \frac{P_k}{P_l} \quad (\text{Eq. 3-2})$$

De forma similar, quanto ao eixo Y do Gráfico de Estabilidade, é necessário seguir a Equação abaixo:

$$a_f = (1 - \phi) \frac{P_k}{P_l} \quad (\text{Eq. 3-3})$$

3.3.2.2 Estabilidade com válvula redutora de pressão

Uma vez estabelecido o ponto de Joelho, a Curva Real será composta por duas retas, uma ligando o ponto (0,0) ao ponto (a_r, a_f) e uma segunda conectando o ponto (a_r, a_f) ao ponto ($\phi, (1-\phi)$). Vale lembrar que, neste caso, a distribuição de forças na traseira (ϕ) deve ser calculada com os valores do sistema que se encontram na Tabela 3-13 – Resultados Com Válvula. Assim é possível encontrar o Gráfico de Estabilidade exposto na Figura 3-7:

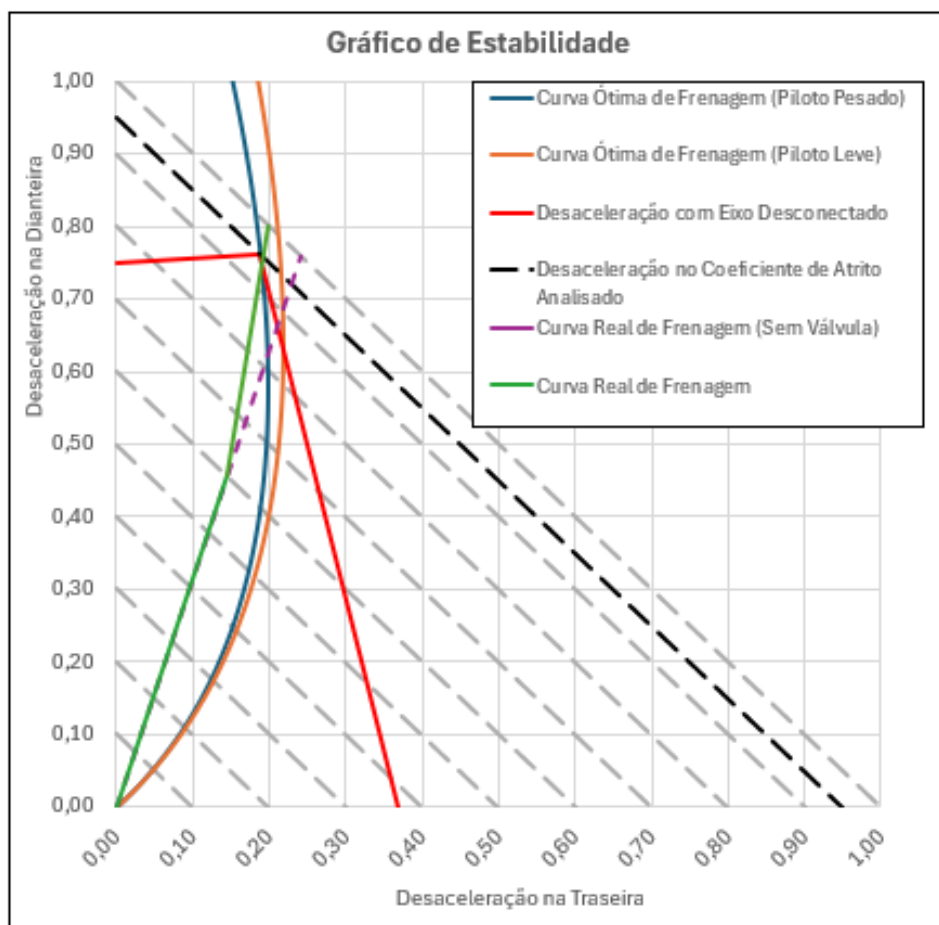


Figura 3-7– Gráfico de Estabilidade com Válvula Redutora de Pressão
Fonte: Autores

Como é possível observar, com a válvula descrita na Tabela 3-11 encontra-se uma desaceleração no ponto de joelho de 0,60 em unidade de g e uma desaceleração crítica do sistema superior à do mesmo sistema sem a válvula redutora de pressão, aumentando a quantidade de terrenos em que a frenagem é estável. É possível ver, tanto pela análise gráfica e, mais precisamente, pela Equação (Eq. 3-1), as desacelerações críticas atuais do sistema. Para critérios de comparação, as desacelerações críticas são mostradas na Tabela 3-14:

Tabela 3-14 – Desacelerações Críticas		
Informação	Piloto Pesado	Piloto Leve
Sem Válvula Redutora de Pressão	0,82	0,90
Com Válvula Redutora de Pressão	0,95	1,05

Fonte: Autores

Apesar da desaceleração crítica com válvula redutora de pressão do piloto pesado ainda ser inferior a 1, seu valor é igual ao maior coeficiente de atrito pneu/solo possível do veículo entrar em contato e, portanto, mesmo quando o veículo se deparar com o terreno mais desafiador possível, a frenagem ainda será estável.

3.3.2.3 Desaceleração confortável do ponto do joelho

Para uma análise completa é preciso lembrar de 2.4.5 Gráfico de Estabilidade com a Válvula Redutora de Pressão que demonstra na Equação (Eq. 2-27) a faixa de pressão no ponto de joelho ideal para uma frenagem confortável que, para o veículo dimensionado até então, é uma faixa cujos valores podem ser encontrados na Tabela 3-15:

Informação	Piloto Pesado	Piloto Leve	Unidade
Menor Pressão	214,84	188,14	N/cm ²
Maior Pressão	241,69	211,65	N/cm ²

Fonte: Autores

Como pode ser visto, a pressão no ponto de joelho de 451,09 N/cm² inicialmente exposta na Tabela 3-12 – Pressões da Válvula Redutora de Pressão por muito é superior às faixas apresentadas na tabela acima, porém, foi escolhido manter a seleção desta válvula devido as suas características dinâmicas. O livro escrito por Limpert (2011), embora seja fundamental para a criação deste trabalho, é focado em dimensionar freios para caminhões e, tem em vista uma realidade onde o piloto irá ficar horas dirigindo o veículo e, portanto, prioriza o conforto em relação ao desempenho do automóvel. Este trabalho, por outro lado, está focado em uma realidade de competição onde o piloto estará poucas horas dirigindo o Baja que, nestas poucas horas, deve apresentar o melhor desempenho dinâmico possível.

Apesar do desempenho de estabilidade com a válvula ser melhor, é preciso compreender como ela altera todas as características da frenagem antes de determinar o uso da válvula como a melhor escolha de projeto.

3.3.3 Características da Frenagem do Sistema de Freio com Válvula

Uma vez que a força produzida pelo sistema na traseira diminui, as características da frenagem são afetadas, o que causa uma leve redução na desaceleração máxima de frenagem, como pode ser visto na Tabela 3-16:

Tabela 3-16 – Características da Frenagem Com Válvula

Informação	Piloto Pesado	Piloto Leve	Unidade
Tempo de Frenagem	0,62	0,49	s
Distância de Frenagem	3,65	2,89	m
Desaceleração Máxima de Frenagem	18,67	23,57	m/s ²

Fonte: Autores

Embora a variação da desaceleração máxima de frenagem seja pequena, a válvula também possui um impacto na eficiência de frenagem do sistema.

3.3.3.1 Eficiência de frenagem com válvula redutora de pressão

Como pode ser visto na Figura 3-8, a desaceleração no ponto de joelho também marca o instante onde acontece uma repentina queda na eficiência de frenagem. Isto ocorre devido a Curva Real se afastar momentaneamente da Curva Ótima de Frenagem.

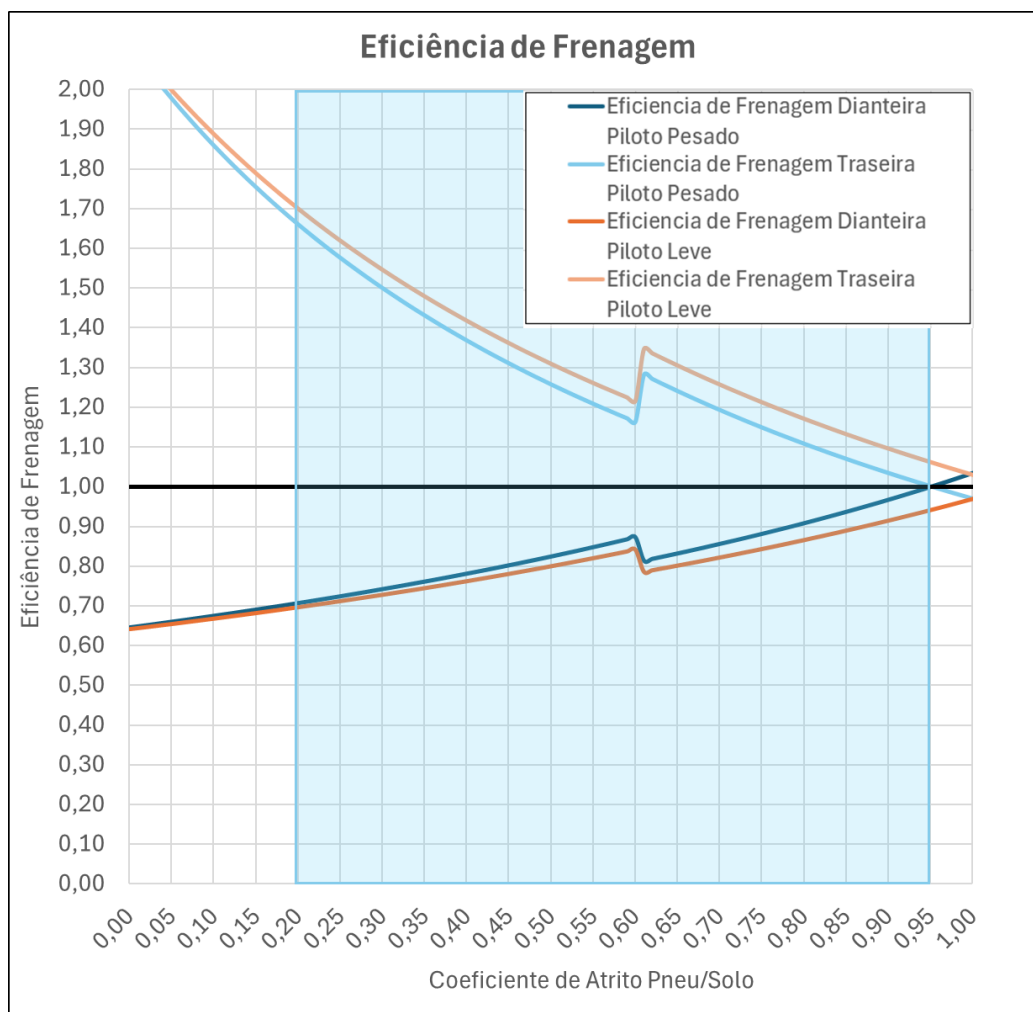


Figura 3-8– Gráfico de Eficiência de Frenagem com Válvula Redutora de Pressão
Fonte: Autores

Esta queda também pode ser vista no gráfico de desaceleração real, e é importante observar que, já que a desaceleração crítica do piloto leve ocorre fora da faixa de coeficientes de atrito que o veículo terá contato, o veículo nunca alcançará sua desaceleração máxima de frenagem com o piloto leve, como pode ser visto na Figura 3-9:

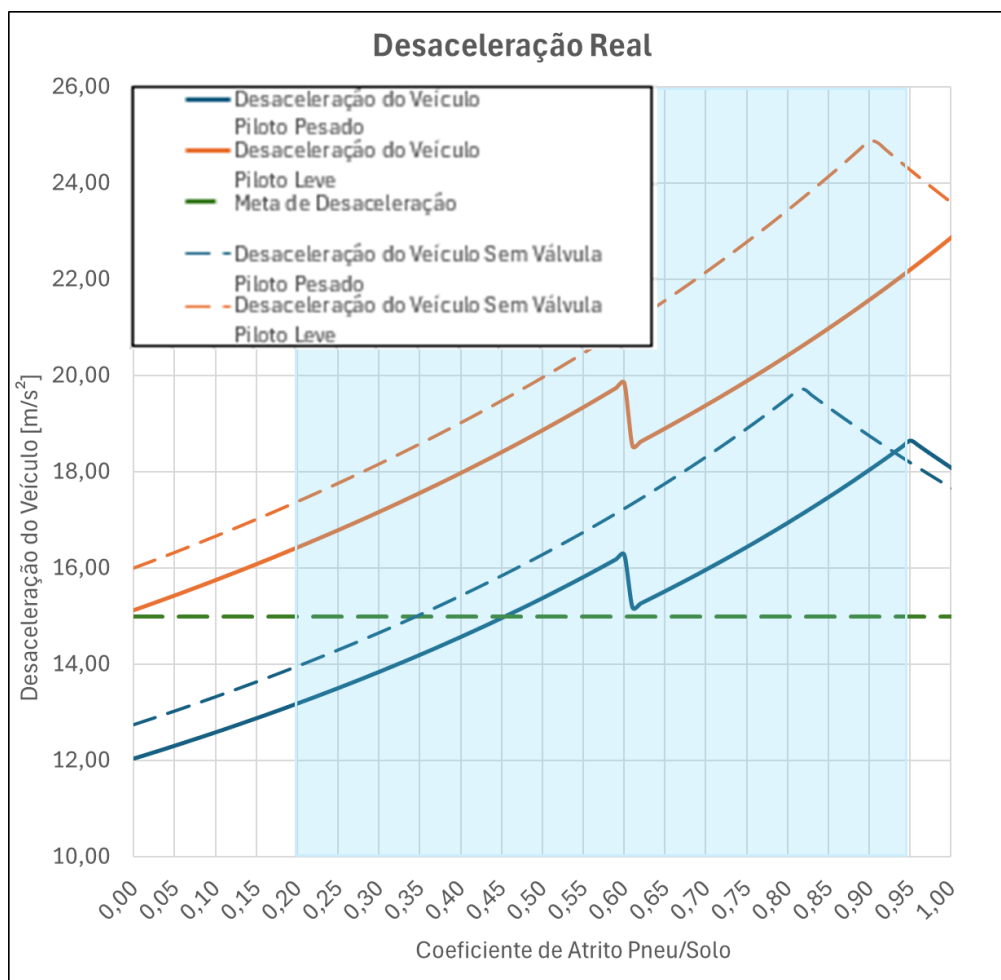


Figura 3-9– Gráfico de Desaceleração Real com Válvula Redutora de Pressão
Fonte: Autores

Após a análise da frenagem, é possível notar que há uma menor desaceleração máxima de frenagem para ambos os pilotos, uma queda de eficiência de frenagem logo após o coeficiente de atrito pneu/solo relativo ao ponto de joelho, que, neste caso é 0,60, e que o piloto leve não conseguirá nunca alcançar a desaceleração máxima. Ainda assim, o veículo é capaz de ter uma desaceleração igual ou superior a meta de $15 m/s^2$ a partir do coeficiente de atrito de 0,45 com qualquer piloto. Tendo em vista que o menor coeficiente de atrito pneu/solo que o automóvel será exposto durante a competição é de 0,50 e, neste coeficiente de atrito pneu/solo o piloto pesado e leve apresentaram desacelerações respectivas de $15,39 m/s^2$ e $18,87 m/s^2$, é possível afirmar que, com o uso da válvula, a meta ainda foi alcançada.

3.3.4 Retomada aos Objetivos após a Análise da Válvula

Como pôde ser visto pela análise comparativa do sistema com e sem a válvula redutora de pressão, houve uma significativa redução do coeficiente de segurança do eixo traseiro, que foi de 2,58 para 2,00, e uma redução dos terrenos em que a desaceleração real do sistema é superior à meta de 15 m/s². Em um sistema sem válvula redutora de pressão, é possível encontrar esta desaceleração real com qualquer piloto a partir do coeficiente de atrito 0,35, enquanto no sistema com válvula este feito só é possível a partir do coeficiente de atrito 0,45. Porém, como a meta de segurança exigia um coeficiente de segurança de 2,00 e os terrenos envolvidos na competição variam dentro de uma faixa de coeficientes de atrito de 0,50 até 0,95, estas alterações não resultam em uma grande redução de performance nas competições.

A maior queda de performance real gerada para o sistema de freio é que, a partir do coeficiente de atrito de 0,60 existe uma redução na desaceleração real que, para pilotos mais leves, pode acontecer até o coeficiente de atrito 0,97, que é maior que o maior coeficiente de atrito encontrado na competição. Contudo, como posto, esta redução não é significativa ao ponto de tornar a desaceleração inferior à meta de 15 m/s².

Por outro lado, a válvula redutora de pressão torna possível o aumento da eficiência de frenagem entre os maiores coeficientes de atrito e da estabilidade de frenagem como um todo, tornando o sistema de freio mais seguro e com menos influência na direção do piloto.

Por fim, uma vez que a análise dinâmica do veículo se apresenta completa, se faz necessário fazer a análise do curso do pedal e compreender se o sistema é confortável para o piloto que irá dirigir o veículo.

3.4 CURSO DO PEDAL DE FREIO

Neste item será calculado o curso do pedal do sistema proposto com o objetivo de garantir o conforto do piloto que, de acordo com Limpert (2011), para uma frenagem confortável, o curso do pedal deve ser igual ou superior a 7,5 cm e igual ou inferior a 9,0 cm.

3.4.1 Componentes do Sistema

Até então, não foi citado o uso do freio a tambor em 3 Resultados. Isto se deve tanto a menor eficiência deste tipo de freio quanto ao ganho de volume no sistema. Visto que os tópicos 2.7.4, Ganho de Volume no Tambor, 2.7.6, Ganho de Volume nas Sapatas de Freio e Compressão da Lona, 2.7.7, Ganho de Volume na Expansão Termal no Tambor, 2.7.8, Ganho de Volume Causado pelo Ar na Hidráulica do Tambor de Freio, e 2.7.9, Ganho de Volume Causado pela Liberação do Tambor/Sapata de Freio, só são aplicados em freios a tambor, será apresentado a seguir o ganho de volume nos componentes do sistema de freio a disco proposto.

3.4.1.1 Ganho de volume nas linhas hidráulicas

Por conta de a constante de expansão de uma linha flexível ser maior que a de uma linha rígida, é considerada uma boa prática utilizar a maior quantidade possível do comprimento da linha hidráulica de linha rígida. No entanto, na proximidade das pinças faz-se necessário o uso de linha flexível para facilitar a manutenção e montagem do sistema, assim como permitir a movimentação da linha em conjunto com os sistemas de suspensão e direção do veículo.

Dito isso, se faz necessário utilizar os dados de comprimento da linha coletados do projeto MR21 da equipe *Mud Runner*, que está sendo usado como base para este trabalho. Desta forma, o ganho de volume da linha se mostra presente na Tabela 3-17:

Tabela 3-17 – Ganho de Volume nas Linhas

Linha	Tipo de Linha	Comprimento Total	Ganho de Volume
Linha de Cobre	Rígida	235,78 cm	0,006 cm ³
Linha de Aeroquip	Flexível	171,92 cm	0,610 cm ³

Fonte: Autores

3.4.1.2 Ganho de volume no cilindro mestre e pinças

Por conta do segmento B9.3.1 do Regulamento da SAE que afirma que é necessário que o sistema de freios deve ser segregado em ao menos dois circuitos hidráulicos independentes, faz-se necessário o uso de dois cilindros mestres simples ou um único cilindro mestre duplo. Por esse motivo e por conta das necessidades do dimensionamento apresentado no tópico 3.2 Características do Sistema de Freio, foi selecionado um cilindro mestre duplo comercial de 1,905 cm de diâmetro. Essa escolha também se mostrou a ideal no cálculo do curso do pedal, visto que, dentre os cilindros mestres estudados, é o que apresenta menor constante de expansão.

Quanto ao ganho de volume nas pinças, este é calculado pela pressão da linha multiplicada pela Equação (Eq. 2-38) que tem como variável o diâmetro do êmbolo. Como as pinças comerciais de 11,45 cm² de área de seção transversal possuem dois êmbolos de 2,7 cm de diâmetro, faz-se necessário usar o valor de diâmetro equivalente de uma pinça de mesma área de seção transversal e um único êmbolo. Sendo assim, o diâmetro equivalente pode ser calculado por:

$$d_{eq} = \sqrt{\frac{4 * A_{wc}}{\pi}} \quad (Eq. 3-4)$$

Como, neste caso específico, o diâmetro equivalente da pinça traseira é de 3,20 cm e está abaixo da faixa de 3,8 a 6,0 cm descritos em Limpert (2011), será usado o valor de 3,8 cm na Equação (Eq. 2-38) para se fazer o cálculo do ganho de volume gerado pela pinça traseira. Desta forma, o ganho de volume no cilindro mestre e pinças pode ser calculado como sendo:

Tabela 3-18 – Ganho de Volume no Cilindro Mestre e Pinças

Componente	Diâmetro de êmbolo real	Diâmetro de êmbolo equivalente	Ganho de Volume
Cilindro Mestre	1,905 cm	1,905 cm	0,112 cm ³
Pinças Dianteiras	2,69 cm	3,80 cm	0,302 cm ³
Pinça Traseira	3,20 cm	3,20 cm	0,116 cm ³

Fonte: Autores

3.4.1.3 Ganho de volume na compressão da pastilha e fluido

Já que Limpert (2011) considera a compressibilidade da pastilha variando entre $11 * 10^{-6} \text{ cm/N/cm}^2$ e $26 * 10^{-6} \text{ cm/N/cm}^2$, este trabalho de conclusão de curso utilizará o valor de $26 * 10^{-6} \text{ cm/N/cm}^2$ na Equação (Eq. 2-40) a fim de garantir que o pior caso possível esteja dentro do limite aceitável pelo projeto.

Quanto a compressão do fluido, é importante levar em consideração o caso de pastilhas novas, ainda não desgastadas, e o caso em que as pastilhas já perderam 0,4 cm de espessura e estão prestes a ser trocadas. Tendo isso em vista, o ganho de volume nestes componentes pode ser calculado como sendo:

Tabela 3-19 – Ganho de Volume nas Pastilhas e Fluido

Componente	Espessura da Pastilha	Ganho de Volume
Pastilhas	-	1,161 cm ³
Fluido (com pastilhas novas)	0,765 cm	0,723 cm ³
Fluido (com pastilhas antigas)	0,365 cm	0,813 cm ³

Fonte: Autores

3.4.2 Cálculo do Curso do Pedal

Ao se utilizar os ganhos de volume apresentados nos tópicos anteriores e o ganho de força de 6,0, explicitado no tópico 3.2.2, Forças Produzidas pelo Sistema de Freio do Veículo, na Equação (Eq. 2-32) é possível encontrar o seguinte curso do pedal na Tabela 3-20:

Tabela 3-20 – Curso do Pedal de Freio

Com Pastilhas	Curso	Unidade
Novas	8,42	cm
Antigas	8,60	cm

Fonte: Autores

Como pode ser visto, o curso irá aumentar conforme as pastilhas se desgastam, porém permanecerá dentro da faixa de 7,5 a 9,0 cm considerada confortável por Limpert (2011).

4 CONCLUSÃO E PRÓXIMOS PASSOS

O intuito deste capítulo é de comentar de maneira qualitativa os resultados que foram gerados ao longo deste trabalho de conclusão de curso. Além disto, também será proposto um teste de distância de frenagem e desaceleração para poder confirmar o quão próximo os resultados teóricos estão dos reais.

4.1 RESOLUÇÃO DOS OBJETIVOS

Após a conclusão da pesquisa foi possível perceber que a válvula, apesar de trazer melhoras consideráveis quanto à estabilidade de frenagem, pode ser uma desvantagem em relação à desaceleração real. Desta forma, é preciso ter muita clareza quanto aos objetivos do sistema ao se fazer um dimensionamento com o uso de uma válvula redutora de pressão.

Porém, é preciso compreender que a queda da eficiência de frenagem que acontece na desaceleração do ponto de joelho pode ser trabalhada para que ocorra após os coeficientes de atrito dos terrenos de maior interesse. Além disto, os ganhos no quesito de estabilidade de frenagem são substancialmente grandes ao ponto de não poderem ser ignorados e serão cruciais para provas que envolvem curvas. Durante as provas em que o veículo esteja em alta velocidade e se depare com uma curva, ao realizar a desaceleração para manobrar, a garantia de uma frenagem estável irá fazer com que o piloto possa realizar a curva sem se preocupar com guinadas causadas por uma possível instabilidade de frenagem. Neste aspecto, a válvula redutora de pressão se torna um componente indispensável para o desempenho do veículo em provas que vão além das provas específicas de frenagem.

Vale ressaltar que a válvula redutora de pressão, embora tenha sido o objeto de estudo deste trabalho, não é a única forma de manipular a estabilidade de frenagem de um determinado sistema de freios. Para alcançar resultados parecidos é possível o uso de outros componentes como o *balance bar*, a válvula limitadora de pressão, válvulas sensíveis à carga, válvulas sensíveis à desaceleração ou sistemas mais complexos como a distribuição eletrônica de frenagem (*Electronic Brake Distribution – EBD*). Porém, cada um deles irá alterar a estabilidade e a eficiência de

frenagem de formas diferentes e podem ser excelentes objetos de estudo para trabalhos futuros.

Por fim, apesar do dimensionamento trazer suas conclusões, é preciso garantir que o aspecto prático será representativo do aspecto teórico e, portanto, é necessário realizar um teste.

4.2 TESTE DE DISTÂNCIA DE FRENAGEM E DESACELERAÇÃO PROPOSTO

A realização de testes de distância de frenagem e desaceleração é importante devido à necessidade de validar o desempenho e a segurança do sistema de freios em condições de uso. Esses testes fornecem dados práticos essenciais para confirmar que o sistema atende aos requisitos de projeto, fundamentais para a competição. Os resultados impactam diretamente o projeto, permitindo ajustes e melhorias baseados em dados empíricos, que garantem que o sistema proposto seja confiável e seguro para uso em competições.

Nesse tópico será proposto um teste para validar os valores teóricos encontrados. Pela natureza teórica deste trabalho o teste não será realizado, porém, caso alguma equipe de Baja resolva tornar real o sistema proposto, é de suma importância a validação dos resultados através de um ou mais testes. O teste proposto terá como princípio a facilidade de realização, sendo facultado à equipe que o realizará avaliar a necessidade de implementação de métodos mais precisos de aferição dos dados.

4.2.1 Ferramentas Necessárias

Para a realização deste teste será necessário um veículo que cumpra o Regulamento Administrativo e Técnico Baja SAE BRASIL, passível de ser pilotado, e um local onde este veículo possa dirigir em linha reta por pelo menos 110 metros em asfalto, assim como o auxílio de, pelo menos, 8 assistentes e todos os itens listados na tabela abaixo:

Tabela 4-1 – Resolução dos Objetivos	
Item	Quantidade Mínima

Cone	6
Cronômetro	4
Trena de 10 metros	1
Método de anotação	1

Fonte: Autores

4.2.2 Realização do Teste

Os cones listados devem ser posicionados em dupla no ponto onde o piloto irá começar a aceleração (0 m), no ponto onde será aferida a velocidade máxima (100 m) e no ponto onde o piloto irá começar a frenagem (101 m), de forma a que o veículo passe entre os pares de cones nos três pontos, conforme figura abaixo. Além disto, é necessário que o local onde o piloto irá começar a acelerar e o local onde ele irá começar a desacelerar tenham uma distância mínima de 100 metros para garantir que o veículo alcance sua velocidade máxima. O piloto que realizará o teste precisa posicionar o Baja de forma que seu eixo dianteiro esteja alinhado com o par de cones posicionados no ponto de partida, e deve começar a frenagem quando o eixo dianteiro se alinhar com os cones posicionados no ponto de início de desaceleração.

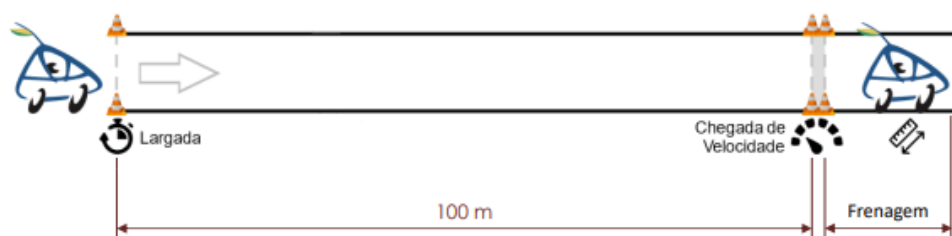


Figura 4-1– Teste de distância de frenagem e desaceleração.

Fonte: Adaptado de RATBSB – Emenda 5

Pelo menos quatro assistentes devem estar posicionados após o terceiro par de cones e a cada um deles deve ser atribuída a responsabilidade de observar uma única roda do veículo de forma a cancelar a passagem caso qualquer roda falhe em realizar seu travamento completo. Outros quatro assistentes devem ter em mãos um cronômetro cada para poder medir o tempo em que o veículo atravessa os pares de cones das marcas de 100 e 101 metros. Por fim, logo após a frenagem, um dos assistentes deve usar a trena para medir a distância entre terceiro par de cones e o local onde o eixo dianteiro do veículo está posicionado após a frenagem.

Após 5 a 10 repetições deste processo serem efetuadas o resultado será a confirmação ou não que as quatro rodas consistentemente travam completamente, o tempo em que o veículo percorre 100 e 101 metros e sua distância de frenagem.

4.2.3 Análise de Resultados

Ao ter ciência da diferença de tempo que o veículo leva para percorrer 100 metros e 101 metros é possível descobrir a velocidade máxima do veículo. Uma vez sabendo a velocidade máxima de cada passagem, é possível utilizar a Equação (Eq. 1-1) e descobrir a desaceleração em cada frenagem. Então, deve-se calcular a média e o desvio padrão das desacelerações encontradas para ter um melhor conhecimento do comportamento do veículo.

O valor encontrado, por sua vez, deve ser comparado com o gráfico de Desaceleração Real do veículo para entender se o comportamento apresentado pelo veículo é próximo ao previsto pelo gráfico. Caso a equipe que realizar o teste deseje obter um grau de precisão maior, é aconselhável realizar o teste de coeficiente de atrito pneu/solo no solo onde foi feita a frenagem. Este teste pode ser realizado ao seguir a metodologia proposta por Reis (2020) e dará aos realizadores um ponto exato que será o objetivo da comparação entre o teórico e o prático.

REFERÊNCIAS

BERNARDI, T. M; DORO, L. H. **Seleção e dimensionamento do sistema de freio para um veículo protótipo monoposto offroad tipo Mini Baja SAE**. Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica. Rio de Janeiro, 2016.

BLAU, Peter J. **Friction science and technology: from concepts to applications**. CRC press, 2008.

BOSCH, Robert. **Automotive Handbook**. Wiley, 2007.

GILLESPIE, D.T. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. 1. ed. 1992.

HEISLER, Heinz. **Advanced vehicle technology**. Elsevier, 2002.

LEAL, L.M., da ROSA, E., NICOLAZZI, L.C. **Uma introdução a modelagem quase-estático de veículos automotores de rodas**. UFSC, Florianópolis, 2001.

LIMPERT, R. **Brake Design and Safety**. 3. ed. SAE International, 2011.

MILLIKEN, William F.; MILLIKEN, Douglas L.; METZ, L. Daniel. **Race car vehicle dynamics**. Warrendale: SAE international, 1995.

MÜLLER, M. B. **Proposta de uma metodologia para desenvolvimento de novo fornecedor de freios traseiros a tambor para veículos já em produção**. 2009. Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Automotiva (Mestrado Profissionalizante), São Paulo, 2009.

NUSSENZVEIG, H. M. **Curso de Física Básica 1 Mecânica**. 5. ed. 2013.

OLIVEIRA, A. D. S. **Dimensionamento e projeto dos componentes do sistema de freios de um veículo Baja SAE**. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal, 2019.

REGULAMENTO ADMINISTRATIVO E TÉCNICO BAJA SAE BRASIL. **RATBSB – Emenda 5**: elaboração, 2023.

REIS, B. F. M; SILVA, G. C. M; FERREIRA, L. A. P. R; SILVA, J. A. **Captação do coeficiente de atrito pneu/solo para veículos do tipo baja**. Brazilian Journal of Development. São João del-Rei, 2020.

SALVENDY, Gavriel (Ed.). **Handbook of human factors and ergonomics**. John Wiley & Sons, 2012.

TAYLOR, E., OPENSHAW, S. **Ergonomics and Design A Reference Guide**. 1. ed. 2006.