

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO
SUCKOW DA FONSECA – CEFET/RJ**

**DISTRIBUIÇÃO DE PRESSÃO DE FRENAGEM
ENTRE AS RODAS A PARTIR DA
TRANSFERÊNCIA DE CARGA DE UM MINI
BAJA SAE**

Breno Gato Martins
Rodrigo Albuquerque de Oliveira

Prof. Orientador: Alexandre Silva de Lima
Coorientador: Thierry Moreira Bernardi

**Rio de Janeiro
Junho de 2019**

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO
SUCKOW DA FONSECA – CEFET/RJ**

**DISTRIBUIÇÃO DE PRESSÃO DE FRENAGEM
ENTRE AS RODAS A PARTIR DA
TRANSFERÊNCIA DE CARGA DE UM MINI
BAJA SAE**

Breno Gato Martins
Rodrigo Albuquerque de Oliveira

Projeto Final apresentado em cumprimento às
normas do departamento de Engenharia Mecânica do
CEFET/RJ como parte dos requisitos para obtenção
do título de Bacharel em Engenharia Mecânica

Prof. Orientador: Alexandre Silva de Lima
Coorientador: Thierry Moreira Bernardi

**Rio de Janeiro
Junho de 2019**

CEFET/RJ – Sistema de Bibliotecas / Biblioteca Central

- M386 Martins, Breno Gato
Distribuição de pressão de frenagem entre as rodas a partir da transferência de carga de um Mini Baja SAE / Breno Gato Martins [e] Rodrigo Albuquerque de Oliveira.—2019.
xi, 54f. : il. (algumas color). , tabs. ; enc.
- Projeto Final (Graduação) Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca , 2019.
Bibliografia : f. 53-54
Orientador : Alexandre Silva de Lima
Coorientador : Thierry Moreira Bernardi
1. Engenharia mecânica. 2. Veículos Mini-Baja. 3. Freios. I. Oliveira, Rodrigo Albuquerque de. II. Lima, Alexandre Silva de (Orient.). III. Bernardi, Thierry Moreira (Coorient.). IV. Título.
- CDD 620.1

Elaborada pela bibliotecária Mariana Oliveira CRB-75929

Agradecimentos

Agradecer primeiramente a nossos pais, que nunca mediram esforços para nos dar sempre educação de qualidade e recursos do nosso dia a dia. Agradecer também a nossos professores da instituição por dedicarem seu tempo a nos lecionar.

Agradecemos também a todos os amigos conhecidos durante esse período de curso, amigos que iremos levar pela vida inteira, em especial, nosso amigo e coorientador Thierry Moreira Bernardi, por nos dar suporte em inúmeras dúvidas surgidas durante este projeto.

Por fim, um agradecimento a instituição CEFET/RJ, por proporcionar todos os recursos necessários durante toda a jornada do curso.

Resumo

O presente estudo tem como finalidade analisar o sistema de freio do veículo MR-17 do Mini Baja SAE. Para realizar essa análise, quatro testes no protótipo foram realizados no intuito de descobrir as variáveis necessárias, são elas: localização do centro de gravidade, desaceleração do protótipo, coeficiente de atrito entre o pneu e o solo e o valor real da pressão na saída do cilindro mestre.

Através dos resultados obtidos no três primeiros testes, foi possível realizar os cálculos de carregamentos nos eixos e a descobrir a distribuição de pressão ideal de saída do cilindro mestre do protótipo. Para assim, comparar com os resultados reais obtidos no ultimo teste realizado. A partir desta comparação foi possível identificar se o sistema está bem dimensionado e sugerindo melhorias para o sistema.

Além disso, nosso projeto visa desenvolver um procedimento para que os programas de extensão, Mini Baja SAE e Fórmula SAE, possam utilizar como base para dimensionamentos futuros.

Palavras chaves: *Mini Baja SAE, Sistema de freio, Freio a disco, Transferência de carga, Distribuição de pressão, MR-17.*

Abstract

The following study has the purpose of doing the Mini Baja's brake system analyses. Through four tests that have been done with the intention of finding needed variables which are: gravity center, acceleration, friction coefficient between tire and floor and the real pressure on the line.

After the tests it is possible to calculate the dynamic weight over the axles and the ideal pressure distribution. In order to compare the real measures and identify if the project is well dimensioned, suggesting futures improvements.

Also, this work has the intention to be a legacy to the Mini Baja SAE e Formula SAE projects, helping with further designs.

Sumário

1. Introdução.....	1
1.1. Motivação	1
1.2. Mini Baja.....	1
1.3. Função de um sistema de freio	2
2. Tipos de freios e seus componentes	4
2.1. Formas de geração de energia.....	4
2.2. Pedal	5
2.3. Servo freio.....	6
2.3.1. Servo freio à vácuo	7
2.3.2. Servo freio pneumático	7
2.3.3. Servo freio hidráulico	7
2.3.4. Componentes e princípios do servo freio à vácuo	8
2.4. Cilindro mestre	14
2.4.1. Cilindro mestre único	15
2.4.2. Cilindro mestre duplo	15
2.4.3. Corpo.....	16
2.4.4. Reservatório.....	17
2.4.5. Válvula de pressão residual.....	17
2.4.6. Mola de retorno.....	18
2.4.7. Gaxeta primária	19
2.4.8. Pistão	19
2.4.9. Gaxeta secundária	20
2.4.10. Coifa.....	21
2.4.11. Funcionamento do cilindro mestre.....	21
2.5. Freio de cinta	24
2.6. Freio a tambor com sapatas externas.....	24
2.7. Freio a tambor com sapatas internas.....	25
2.8. Freio a disco	26
2.9. ABS - Anti-lock Brake Systems.....	27
3. Testes realizados no protótipo MR-17.....	28
3.1. Teste 1: Centro de Gravidade do MR-17.....	28
3.2. Teste 2: Desaceleração do MR-17.....	31
3.3. Teste 3: Coeficiente de Atrito do pneu do MR-17	33
4. Modelagem da Dinâmica veicular do MR-17	35
4.1. Massa concentrada	35
4.2. Sistema de coordenadas fixas.....	35
4.3. Forças	36
4.3.1. Segunda Lei de Newton.....	37
4.4. Desenvolvimento do carregamento	38
4.4.1. Forças atuantes no carregamento	38
4.4.2. Propriedades do MR-17	40
4.4.3. Carregamento do MR-17	40
5. Dimensionamento do sistema de freio do MR-17.....	42
5.1. Propriedades do sistema de freio do MR-17	42
5.2. Cálculo das forças de atrito.....	42
5.3. Torques de frenagem em cada roda e disco	43
5.4. Pressão aplicada por cada pastilha em cada disco	44

5.5.	Força de contato entre cada pastilha e disco	46
5.6.	Pressões ideais na saída do cilindro mestre do Mr-17	47
5.7.	Teste 4: Pressão existente na saída do cilindro mestre do MR-17	48
5.8.	Força aplicada no pedal	49
6.	Conclusão	50
7.	Sugestão para trabalhos futuros	52
8.	Referências Bibliográficas.....	53

Lista de Figuras

Figura 1: Veículo Mini Baja [1].....	2
Figura 2: Relação do pedal de freio [3].....	5
Figura 3: Componentes do servo freio [4]	8
Figura 4: Câmara sem diferença de pressão [5]	10
Figura 5: Câmara traseira pressurizada [5]	11
Figura 6: Fechamento válvula da câmara traseira [5]	11
Figura 7: Passagem na estrutura central [6]	12
Figura 8: Fechamento estrutura central [6]	13
Figura 9: Aplicação de força adicional [6].....	13
Figura 10: Cilindro mestre único [7].....	15
Figura 11: Cilindro mestre duplo [8]	15
Figura 12: Corpo do cilindro mestre [9].....	16
Figura 13: Reservatório do fluido do sistema de freio [10]	17
Figura 14: Válvula [11]	17
Figura 15: Mola de retorno [12].....	18
Figura 16: Gaxeta primária [13].....	19
Figura 17: Pistão [14].....	19
Figura 18: Gaxeta secundária [15]	20
Figura 19: Coifa [16].....	21
Figura 20: Sistema em repouso [17]	22
Figura 21: Acionamento do sistema [17]	22
Figura 22: Retorno do pistão [17]	23
Figura 23: Freio de cinta [18].....	24
Figura 24: Freio de trem a tambor com sapata externo [20]	25
Figura 25: Freio a tambor com sapata interna [21]	25
Figura 26: Freio a disco de carro [22].....	27
Figura 27: Localização do CG no MR-17	28
Figura 28: Teste para localização do CG	30
Figura 29: Foto tirada durante teste de frenagem.....	31
Figura 30: Foto tirada durante teste de coeficiente de atrito	33
Figura 31: Direções dos eixos no sentido positivo [24]	36
Figura 32: Carregamentos sobre um veículo [24].....	38
Figura 33: Geometria da área de contato pastilha e disco [25]	44
Figura 34: Representação da angulação da pastilha de freio	45
Figura 35: Manômetro instalado em uma das saídas do cilindro mestre	48

Lista de Tabelas

Tabela 1: Resultados dos testes das forças normais estáticas.....	29
Tabela 2: Forças normais em cada eixo	29
Tabela 3: Resultados dos testes de frenagens.....	32
Tabela 4: Resultados dos testes de coeficiente de atrito.....	34
Tabela 5: Coeficientes de atrito de acordo com o tipo de solo [23]	34
Tabela 6: Parâmetros do MR-17	40
Tabela 7: Parâmetros utilizados no cálculo de dimensionamento.....	42
Tabela 8: Comparação pressão Ideal/Existente.....	48

Lista de Abreviaturas e Siglas

X	Comprimento da haste do pedal
Y	Distância do ponto de ligação da haste de acionamento do cilindro mestre ao ponto de fixação do pedal
F_x	Forças no eixo x
M	Massa
a_x	Aceleração no eixo x
T_x	Torque no eixo x
I_{xx}	Momento de inércia no eixo x
α_x	Aceleração angular no eixo x
L	Distância entre os eixos do protótipo
b	Distância do eixo dianteiro ao centro de gravidade
c	Distância do eixo traseiro ao centro de gravidade
h	Altura do centro de gravidade
W	Peso do protótipo
m	Massa do protótipo
α	Ângulo de inclinação do protótipo
W_{fs}	Força normal estática no eixo dianteiro
W_{rs}	Força normal estática no eixo traseiro
W_f	Força normal no eixo dianteiro
W_r	Força normal no eixo traseiro
CG	Centro de Gravidade
g	Aceleração da Gravidade
F_{xf}	Força de tração no eixo dianteiro
F_{xr}	Força de tração no eixo traseiro
R_{xf}	Força de resistência ao rolamento no eixo dianteiro
R_{xr}	Força de resistência ao rolamento no eixo traseiro
D_a	Força aerodinâmica
R_{hz}	Força vertical que age no protótipo
R_{hx}	Força horizontal que age no protótipo
F_{ad}	Força de atrito dianteira entre o pneu e o solo
F_{at}	Força de atrito traseira entre o pneu e o solo
μ_s	Coefficiente de atrito entre o pneu e solo
T_d	Torque de frenagem no eixo dianteiro

T_t	Torque de frenagem no eixo traseiro
D_p	Diâmetro do pneu
R_p	Raio do pneu
T_{ml}	Torque do motor em marcha lenta
n	Número de discos presentes em cada eixo
T_{zd}	Torque em cada disco dianteiro
T_{zt}	Torque no disco traseiro
r_i	Raio interno da pastilha traseira ou dianteira
r_0	Raio externo da pastilha traseira ou dianteira
θ	Ângulo máximo de contato da pastilha
p	Pressão uniforme na face do disco
P_{dmax}	Pressão máxima aplicada pela pastilha no disco dianteiro
P_{tmax}	Pressão máxima aplicada pela pastilha no disco traseiro
F	Força de contato entre a pastilha e o disco
F_{dmax}	Força máxima de contato de cada pastilha no disco dianteiro
F_{tmax}	Força máxima de contato de cada pastilha no disco traseiro
T	Torque de atrito
μ_p	Coefficiente de atrito entre a pinça e disco
P_{ld}	Pressão na linha dianteira
P_{lt}	Pressão na linha traseira
N	Número de êmbolos em cada pinça
A_e	Área do embolo presente nas pinças
F_{cmd}	Força necessária no cilindro mestre para o eixo dianteiro
F_{cmt}	Força necessária no cilindro mestre para o eixo traseiro
A_{cm}	Área do embolo atuante dentro do cilindro mestre
D_{cm}	Diâmetro do embolo atuante dentro do cilindro mestre
v	Velocidade final do protótipo
v_0	Velocidade inicial do protótipo
a	Desaceleração do veículo
Δs	Distância de frenagem
F_{at}	Forças encontrados no teste de coeficiente de atrito
D_d	Diâmetro do disco
h_p	Altura da pastilha
D_{pp}	Diâmetro do pistão da pinça de freio
A_{ep}	Área do embolo do pistão da pinça de freio

1. Introdução

Este projeto final propõe o desenvolvimento de uma metodologia para o dimensionamento do sistema de freio de um protótipo de carro, podendo ser aplicada em outros modelos que não sejam os utilizados neste trabalho.

O dimensionamento a ser apresentado utiliza como base as informações do Mini Baja modelo MR-17 da equipe Mud Runner, as quais serão apresentadas ao longo do desenvolvimento do projeto.

1.1.Motivação

A ideia do trabalho surgiu ao observar que as equipes Fórmula SAE e Mini Baja SAE, encontravam certas dificuldades para dimensionar seus sistemas de freio, normalmente ligado a alta rotatividade da equipe e consequente falha na comunicação nestas transições.

A motivação deste trabalho surge nesta necessidade de ajudar as equipes. Criando assim este tutorial para explicar a dinâmica veicular e um passo a passo para analisar os sistemas de freios.

Uma vez que o carro do Fórmula SAE não se encontrava nas devidas condições para realização dos testes, os trabalhos são direcionados exclusivamente para o protótipo MR-17 do Mini Baja SAE.

1.2.Mini Baja

O Mini Baja SAE Brasil é um projeto organizado pela SAE Brasil, no qual, o principal objetivo é incentivar estudantes das mais variadas áreas da engenharia a aplicar seus conhecimentos adquiridos durante a vida acadêmica em um projeto prático.



Figura 1: Veículo Mini Baja [1]

O Mini Baja são os carros construídos por equipes de engenharia universitárias voltados para as competições. Este trabalho será voltado exclusivamente para a competição de frenagem.

O sistema de freio do protótipo utilizado atende todos requisitos normalizados pela SAE para competição. Em resumo, o sistema deve ter capacidade para atuar em todas as rodas do protótipo, deve possuir dois sistemas hidráulicos independentes, além de ser equipado com uma luz de freios que atenda os padrões SAE.

A primeira parte da avaliação do sistema de freio, sendo de caráter eliminatório em caso de falha, são nos requisitos dinâmicos, precisamente dentro da inspeção técnica e de segurança. Porém, vale lembrar, que o sistema de freio é um sistema de suma importância para qualquer veículo motorizado, e para o Mini Baja não é diferente, por isso os freios continuam sendo sempre bastante requisitados em outras provas.

Além disso, o sistema de freio é importante para a segurança do pilotos e pessoas ao seu redor. Devido a isso, é importantíssimo realizar uma análise mais contundente.

1.3.Função de um sistema de freio

O sistema de freio de qualquer veículo automotivo é composto por diversos elementos que trabalhando em conjunto possuem a finalidade de reduzir as velocidades ou parar completamente e de maneira segura o mesmo.

Segundo [2], uma operação segura de um veículo motorizado requer ajustes contínuos de sua velocidade para as alterações das condições do tráfego. Os freios e os pneus, juntamente com o sistema de direção, são os mais importantes componentes de prevenção de acidentes críticos em um veículo automotor. Eles devem executar com segurança sob várias condições operacionais, incluindo estradas escorregadias, molhadas e secas; quando um veículo estiver totalmente ou sem carga.

Os principais componentes dos freios automotivos são o pedal e alavanca, disco de freio e tambor, pastilhas e lonas, pinças e sapatas de freio, servo freio, cilindro mestre e fluidos, cabo de freios e tubulações. O quais serão apresentados profundamente no decorrer deste trabalho.

2. Tipos de freios e seus componentes

Atualmente, no meio automobilístico há uma predominância na utilização dos freios a tambor com sapatas internas e dos freios à disco, que podem ser utilizados separadamente ou em conjunto. Este projeto irá comentar sobre os dois tipos mais utilizados e sobre outros tipos não utilizados em projetos automobilísticos.

Os freios são classificados de acordo com algumas variáveis, dentre elas podemos citar: forma de atuação, modo de acoplamento e o meio pelo qual ocorre a transferência de energia.

2.1. Formas de geração de energia

O sistema da forma de atuação é composto por todos os componentes pelos quais a energia é transmitida até chegar ao freio. Normalmente, são utilizados os sistemas mecânicos, hidráulicos, pneumáticos ou elétricos.

Acionamento mecânico, onde apenas elementos mecânicos como cabos, alavancas e câmaras são utilizados. Atualmente são bastantes utilizados no freio de estacionamento ou “freio de mão”. Um dos maiores problemas envolvendo este tipo de atuação são as folgas impostas pelo uso.

Já o acionamento hidráulico ou pneumático são os mais utilizados atualmente quando falamos em freio veiculares. Sua atuação ocorre através de um fluido pressurizado que uma vez acionado move um pistão, localizado dentro do cilindro mestre, pressurizando assim as linhas de freios. E o acionamento elétrico, onde a corrente elétrica é utilizada para excitar uma espira magnética. Possui certas vantagens como tempos de resposta mais rápida, facilidade de controle e suavização de paradas. Além disso, por não possuírem contato direto entre o disco de embreagem a carcaça, reduz drasticamente o desgaste nos componentes dos freios.

Como o foco deste trabalho é a análise do sistema hidráulico, utilizado no Mini Baja SAE, nos próximos pontos será abordado melhor cada subsistema.

2.2. Pedal

Trata-se do dispositivo responsável por modular e multiplicar a força de frenagem aplicada pelo usuário, já que a força máxima aplicada, segundo [2], por cinco por cento das mulheres é de aproximadamente 445 N, e dos homens de 823 N.

Portanto, a força multiplicada e o deslocamento do pedal são duas variáveis de extrema importância para uma frenagem segura e eficaz, pois um sistema que aplica uma grande força sem o seu devido feedback, pode se tornar perigoso em vias escorregadias onde a modulação da frenagem é de extrema importância para se evitar a perda do controle do veículo devido ao travamento de suas rodas.

Dessa forma, a força mecânica é o primeiro princípio no acionamento do sistema de freio, sendo transmitida pelo pedal. O mesmo não se encontra ligado diretamente ao cilindro mestre ou ao servo freio, e sim ligado a uma haste articulada. O ponto de articulação da haste e o ponto de ligação desta com o acionador do cilindro mestre, são fatores determinantes para a força mecânica aplicada aos pistões daquele.

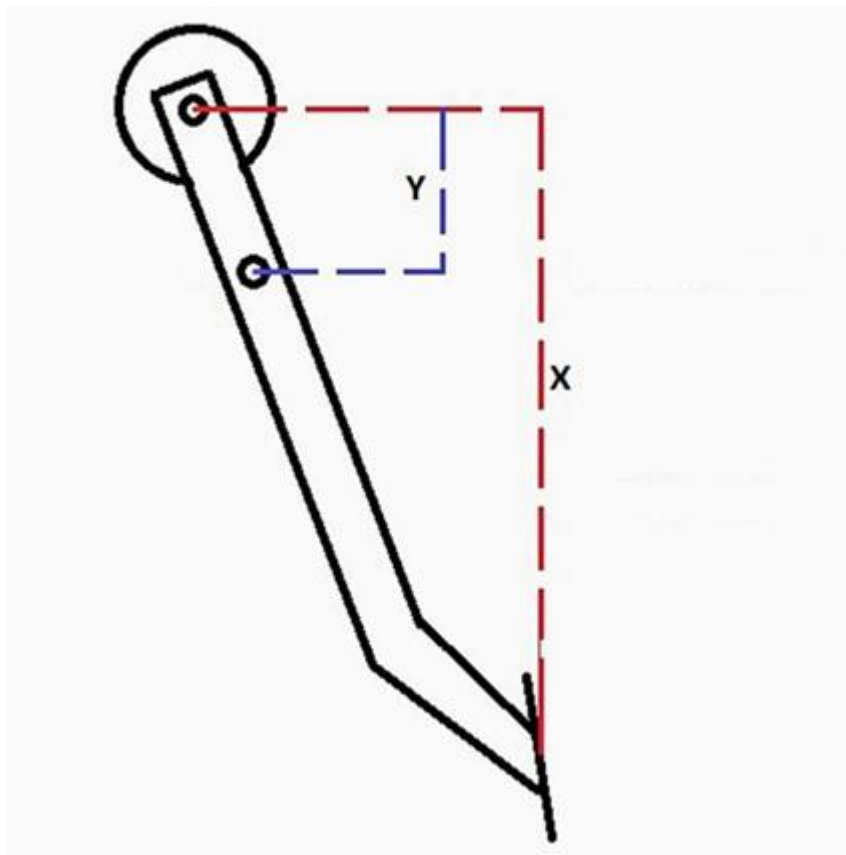


Figura 2: Relação do pedal de freio [3]

De acordo com a figura 2:

- X = Comprimento da haste do pedal;
- Y = Distância do ponto de ligação da haste de acionamento do cilindro mestre ao ponto de fixação do pedal;
- X / Y = Relação do Pedal de Freio.

Quando a relação do pedal de freio for muito alta, por exemplo 6/1 (seis para um), o pedal de freio ficará muito sensível e com um curso muito longo, logo aplicará uma grande força de frenagem à menor das forças aplicadas pelo motorista. Contrariamente, se a relação for muito baixa, o motorista terá que aplicar uma grande força sobre o pedal de freio para obter a frenagem necessária, mas terá um curso menor do pedal, o que pode gerar desconforto para o piloto.

Portanto, quando acionamos o pedal de freio com uma força qualquer de k Kgf (Quilograma força), a força que o acionador aplicará no pistão do cilindro mestre será de $(X/Y) \cdot k$ Kgf. Como no exemplo citado no parágrafo anterior, se a relação for de 6/1, a força de aplicação será de $6 \cdot k$ Kgf e o curso do pedal aumentará em seis vezes.

Este arranjo mecânico é chamado de braço de alavanca (em inglês, *leverage*), e é uma forma de aumentar a força de freio sem aumentar a força muscular exercida pelo motorista.

2.3.Servo freio

Nem sempre a força multiplicada pelo pedal é suficiente para que o sistema de freio consiga reduzir a velocidade do veículo. Por tanto, nesses casos é utilizado um componente pneumático que suplementa a força aplicada pelo pedal no cilindro mestre.

O mesmo se encontra logo após o pedal e antes do cilindro mestre. Também conhecido como “hidrovácuo” ou vacuum booster, utiliza diferença de pressões internas para fornecer uma força extra no acionamento do cilindro mestre.

Para todos os projetos de servo freio os seguintes pontos devem ser observados:

- i O hidrovácuo deve ser sensível o suficiente para que seja possível o operador modular a eficiência do freio quando pequenas forças são aplicadas ao pedal.

- ii O tempo de resposta deve ser menor do que 0.1 segundos para atingir o ponto de saturação do hidrovácuo.
- iii Uma transição suave deve ocorrer entre o freio suplementado e o freio manual para que o usuário consiga continuar aplicando força ao pedal em caso de emergência.
- iv Uma falha no hidrovácuo pode gerar uma confusão em relação a aplicação em caso de emergência, pois alguns motoristas assumem que todo o sistema falhou devido a uma resposta maior exigida.

2.3.1. Servo freio a vácuo

É o tipo mais barato e comum, funciona com base na diferença de pressão entre duas câmaras, onde uma delas está ligada através de uma mangueira ao coletor de admissão, onde ocorre uma depressão devido ao ciclo de admissão do motor.

2.3.2. Servo freio pneumático

Trata-se de um servo freio que funciona recebendo ar comprimido de um compressor, um sistema de alívio interno se encarrega de despressuriza-lo quando o pedal de freio é aliviado. Utilizado para aplicações na linha pesada.

2.3.3. Servo freio hidráulico

Também aplicado para linha pesada, utiliza uma derivação do sistema de direção hidráulica para funcionar, ou seja, a partir da pressão do fluido hidráulico da mesma, este exerce pressão no servo freio para acionar o cilindro mestre.

2.3.4. Componentes e princípios do servo freio à vácuo

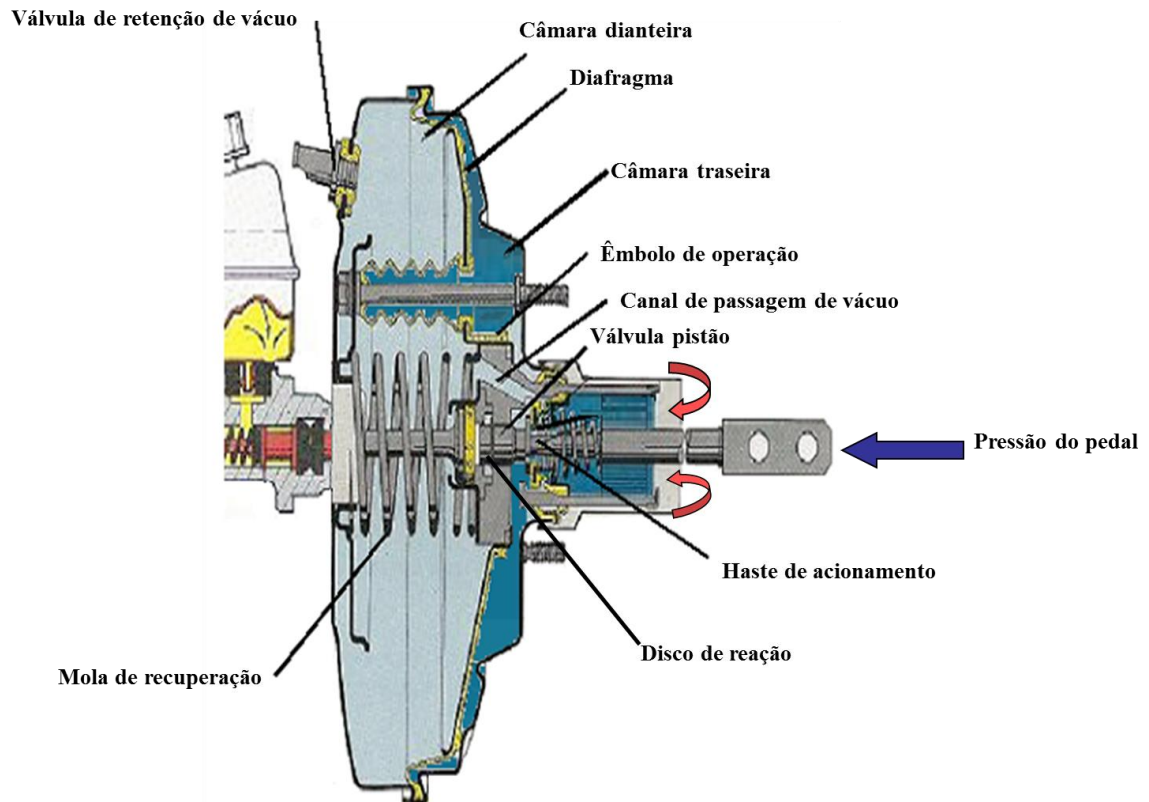


Figura 3: Componentes do servo freio [4]

Câmara dianteira: Também chamada de câmara de depressão, pois está em constante contato com o coletor de admissão do motor. Estando, então, sobre a depressão causada pelo movimento descendente do pistão deste no tempo de admissão. A pressão no coletor de admissão (com borboleta fechada) pode chegar a 0,8 bar. Com o servo freio funcionando normalmente, a câmara dianteira nunca estará exposta a pressão positiva, pois a válvula de retenção permite o fluxo de ar apenas em um sentido, neste caso, o sentido servo freio-coletor de admissão.

Câmara traseira: Chamada de câmara de trabalho, ou câmara de pressão em algumas literaturas. Esta câmara está em contato com a câmara dianteira quando o freio não está acionado, logo está também exposta a pressão do coletor de admissão. Entretanto, a câmara traseira é exposta a pressão atmosférica quando o freio é acionado, causando o efeito diferencial de pressão entre as câmaras e gerando força suplementar para o motorista.

Válvula de retenção: Localizada na parte dianteira do servo freio, possui a função de colocar a câmara de vácuo dianteira em contato com o coletor de admissão. Esse contato, é feito através de uma mangueira que se liga a válvula de retenção. Esta permite que o fluxo de ar ocorra apenas em um sentido, do servo freio para o coletor de admissão. No caso contrário, ele fecha a passagem e isola a câmara dianteira.

Diafragma: De forma circular, possui diâmetro usual de até 250 mm, em seu centro está uma estrutura (muitas vezes chamada de êmbolo) que serve de encaixe para as hastes de acionamento, aquela também forma uma passagem entre a câmara dianteira e a câmara traseira, permitindo que as duas câmaras estejam sobre a depressão do coletor de admissão, bem como também permite a passagem de ar para a câmara traseira. O diafragma separa as duas câmaras e se movimenta de acordo com o movimento das hastes.

Elemento de reação: Também chamado de disco de reação, pois se trata de um disco, montado entre a haste de acionamento do cilindro mestre e o diafragma. Possui a função de fechar a passagem de ar para a câmara traseira quando a força no pedal se mantém constante, ou seja, equilibrar os dois lados do diafragma. Dessa forma a força suplementar de frenagem se mantém constante.

Válvula de entrada de ar: Uma válvula formada no encaixe da haste de acionamento do servo freio com a estrutura do diafragma. Quando a haste se movimenta, seu ponto de encaixe a acompanha, e abre uma passagem de ar para a câmara traseira enquanto fecha o contato com câmara dianteira criando, então, a diferença de pressão entre as câmaras.

Filtro de ar: Para evitar a entrada de partículas que venham a danificar internamente o servo freio, o que levaria a sua inutilização, é utilizado um filtro de ar. Este é localizado na parte traseira do Servo freio, envolta da haste de acionamento do servo freio e protegido por uma coifa de borracha.

Haste de acionamento do servo freio: Está ligada a estrutura do diafragma, em uma extremidade, e a haste do pedal de freio, na outra extremidade. Recebe a força do pedal de freio e transmite à estrutura do diafragma.

Haste de acionamento do cilindro mestre: Responsável por transmitir a força aplicada ao diafragma para o cilindro mestre, mas com a devida suplementação da força pela diferença de pressão. Está montado na parte dianteira do servo freio, encaixa-se na estrutura central do diafragma, sobre o elemento de reação.

Independentemente do tipo de servo freio utilizado, todos seguem o mesmo princípio de funcionamento, a obtenção de força suplementar através da diferença de pressão entre

câmaras. Basicamente, o tipo servo freio é definido de acordo com os meios utilizados para se obter essa diferença de pressão, podendo ser pneumáticos, hidráulicos e à vácuo.

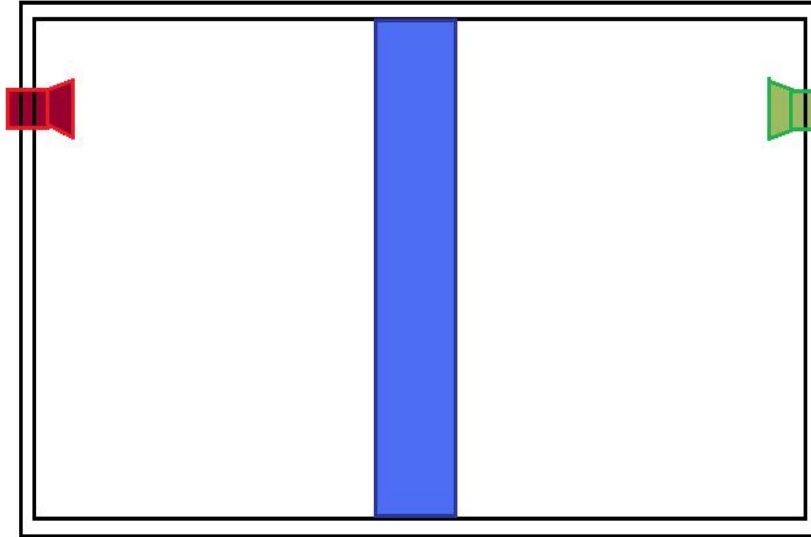


Figura 4: Câmara sem diferença de pressão [5]

A ação do servo freio é obtida de pelo seguinte princípio. Um recipiente fechado é separado por um diafragma ou êmbolo. Do lado dianteiro do recipiente é colocada uma válvula, esta permite apenas a saída de ar. Do lado traseiro é colocada uma válvula que permite a entrada e saída de ar. Dessa forma, podemos manipular o diafragma de dentro do recipiente apenas acionando as duas válvulas que citamos.

Com as duas válvulas fechadas, as pressões internas são equivalentes, o diafragma permanece posicionado no centro do recipiente, como pode ser observado na figura 4.

Na válvula da câmara de dianteira, é acoplada uma bomba de vácuo e ao ser ativada, também abre a válvula da câmara traseira. Dessa forma, é criada uma depressão na câmara dianteira e a câmara traseira é exposta à pressão atmosférica, 1 kg/cm^2 . A pressão atmosférica agindo sobre a área do diafragma, de acordo com a fórmula de pressão, gera uma força que desloca o diagrama para o lado da câmara dianteira, como mostrado na figura 5.

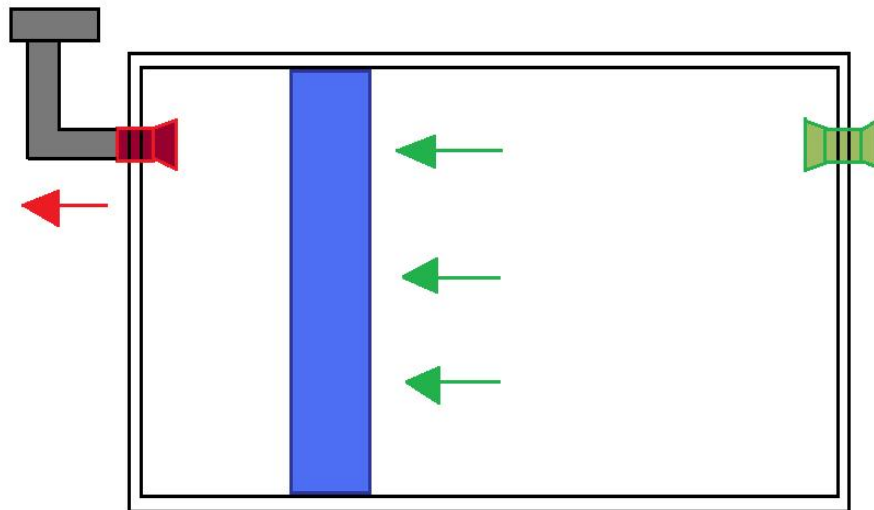


Figura 5: Câmara traseira pressurizada [5]

Nesse momento, mesmo que a bomba de vácuo pare de funcionar, a válvula da câmara dianteira não vai permitir que ar entre na câmara, assim o diafragma seria empurrado até o fim da câmara dianteira. Para que isso não aconteça, a válvula da câmara traseira é fechada, dessa forma, não há mais pressão atmosférica agindo sobre o diafragma, e este para. Portanto, o diafragma fica deslocado para o lado da câmara dianteira, mas parado devido à ausência de forças sobre este, figura 6.

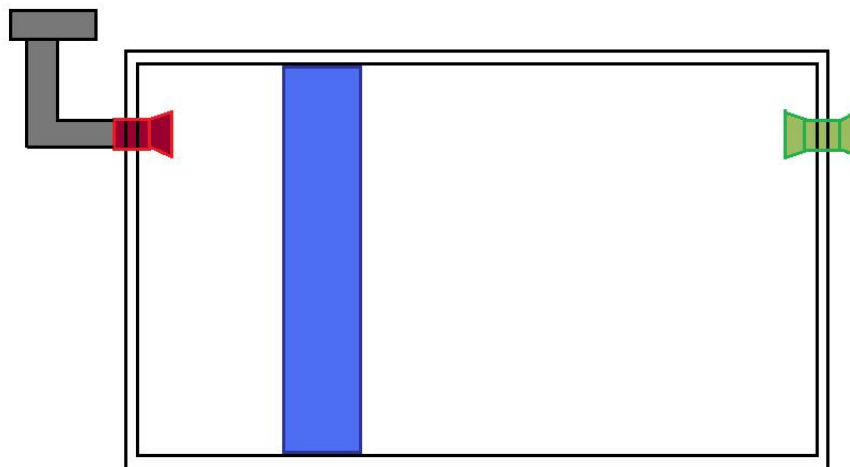


Figura 6: Fechamento válvula da câmara traseira [5]

É possível perceber que na figura 6 há uma situação de equilíbrio, o diafragma está parado. Para que o diafragma avance mais, basta abrir a válvula traseira. Para que o diafragma

retorne para sua posição inicial (centro do recipiente), deve haver uma força que empurre aquele para o lado contrário.

Trazendo esse conceito para o servo freio à vácuo, bomba de vácuo seria o próprio motor do veículo, a válvula da câmara dianteira é a válvula de retenção, a válvula da câmara traseira é a válvula de entrada de ar. Para que o diafragma retorne, deve haver uma mola de retorno, que força o diafragma de volta a sua posição inicial.

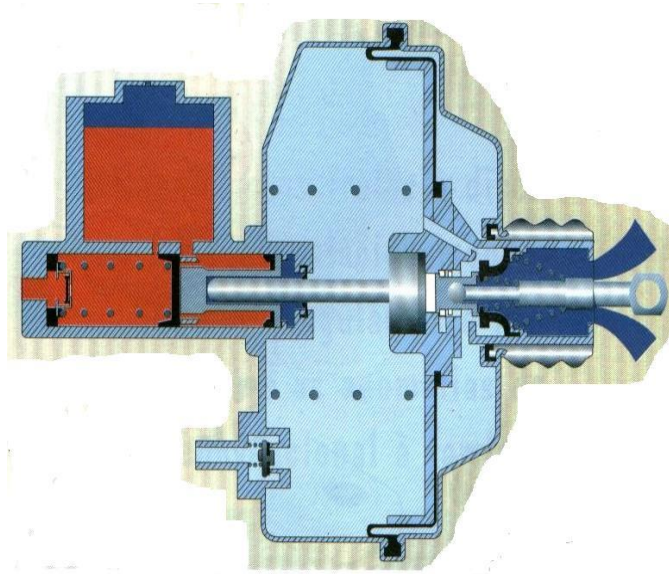


Figura 7: Passagem na estrutura central [6]

Ao dar partida no motor, a depressão do coletor de admissão alcança a câmara dianteira do servo freio através da mangueira e da válvula de retenção. Entretanto, no diafragma, em sua estrutura central, uma passagem também expõe a câmara traseira à depressão do coletor de admissão. Dessa forma o diafragma permanece imóvel, e o cilindro mestre ausente de qualquer força sobre seu pistão. As rodas estão livres.

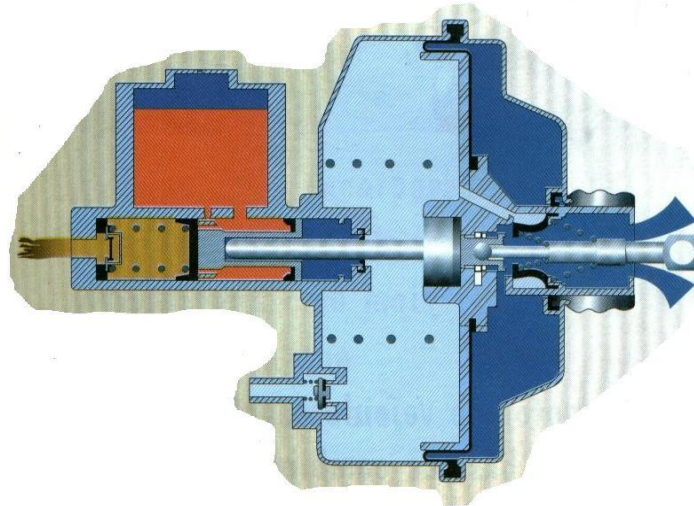


Figura 8: Fechamento estrutura central [6]

Durante o movimento do veículo surge a necessidade de uma parada, o motorista aciona o pedal, e a força multiplicada por este chega a haste de acionamento do servo freio. Esta empurra o diafragma pela sua estrutura central, ao mesmo tempo que fecha o canal de contato entre a câmara traseira e dianteira e abre a válvula de ar. Por esta, uma certa quantidade de ar passa pelo filtro de ar e entra na câmara traseira, a pressão atmosférica passa a agir sobre o diafragma e este se desloca para frente. A força suplementar gerada se soma a força aplicada pelo motorista ao pedal, a haste de acionamento do cilindro mestre empurra o pistão deste com força total (força do pé do motorista + força suplementar do servo freio).

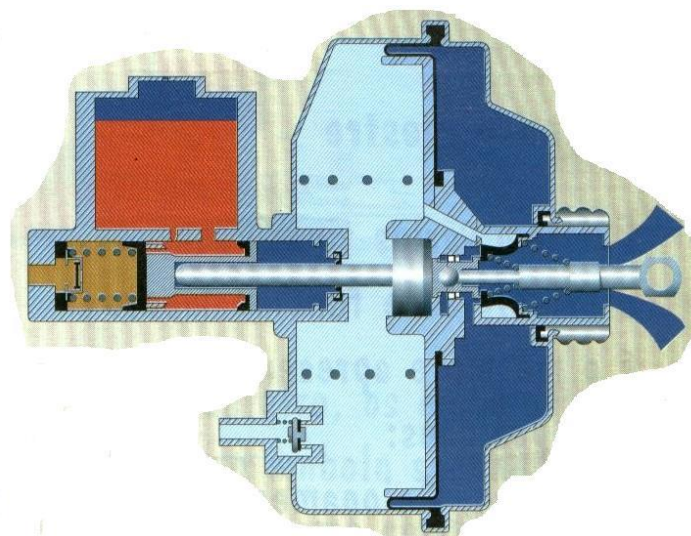


Figura 9: Aplicação de força adicional [6]

Então, motorista percebe que não há necessidade de mais força sobre o pedal, e mantém a força aplicada por ele, constante. A haste de acionamento do cilindro mestre exerce uma força sobre o pistão do cilindro mestre, e este exerce uma força de reação sobre aquele. Essa reação pressiona o elemento de reação, que se deforma em sua porção central e força o fechamento da válvula de ar. Fechando então, a passagem de ar para a câmara traseira. Nesse momento o diafragma se equilibra e a força de frenagem permanece constante, o motorista tem sob o pé controle total sobre a pressão do freio, basta acionar ainda mais o pedal e mais força será aplicada ao cilindro mestre.

O veículo finalmente efetua a parada, o motorista libera o pedal de freio. Dessa forma, a haste de acionamento do cilindro mestre deixa de imprimir uma força sobre o diafragma, a mola de retorno empurra este de volta a sua posição inicial, esse movimento de retorno faz fechar a válvula de ar, cessando a entrada de ar para a câmara traseira, e abre a passagem entre as duas câmaras. Estas, agora, estão novamente sobre a depressão do coletor de admissão, o diafragma está equilibrado e nenhuma força está sendo aplicada ao cilindro mestre.

2.4.Cilindro mestre

Nos itens anteriores foram explicadas as formas de acionamento e multiplicação da força aplicada pelo motorista. Agora será possível determinar como essa força é transformada em pressão hidráulica no sistema de freio automotivo.

A peça responsável por esse trabalho é o cilindro mestre que recebe essa força multiplicada pelo servo freio, transforma em pressão e distribui por um circuito até as quatro rodas. De forma cilíndrica, geralmente fabricado em ferro fundido, podendo ter o reservatório do fluido em um conjunto único ou separado, o cilindro mestre possui internamente um pistão com curso limitado e orifícios que são responsáveis pela distribuição para a linha e pelo retorno ao reservatório.

Por ser uma peça de extrema importância no projeto de todo o veículo, ele é projetado para ser resistente e seguro, com sistemas que diminuam os efeitos catastróficos em possibilidade de falha. Também requer pouca manutenção, apenas um cuidado especial com a qualidade e prazos de troca do fluido de freio e qualidade dos reparos internos.

O tipo do cilindro mestre é caracterizado pela quantidade de pistões que ele possui, podendo ter até dois pistões no mesmo cilindro ou um sistema com dois cilindros simples.

2.4.1. Cilindro mestre único



Figura 10: Cilindro mestre único [7]

Possui apenas um pistão responsável por pressurizar todos os sistemas. Muito simples e barato, porém está em desuso por ser muito exposto em casos de falha, pois se houver um vazamento, toda a pressurização da linha de freio estaria comprometida.

2.4.2. Cilindro mestre duplo



Figura 11: Cilindro mestre duplo [8]

Basicamente o projeto é constituído por dois cilindros simples no mesmo corpo, logo dois pistões ficam encarregados de pressurizar a linha. Por ser uma evolução do cilindro simples, nessa configuração a exposição a falha é minimizada tendo cada câmara

pressurizando duas rodas. Pode ser projetado de modo de que a câmara fica responsável por pressurizar as rodas dianteiras e a outra as rodas traseiras, ou pressurizar as rodas diagonalmente opostas. Dessa forma, a falha em um subsistema não garante a falha total da pressurização.

O cilindro mestre duplo pode possuir um ou dois reservatórios de fluido de freio, esse é responsável por abastecer as duas câmaras simultaneamente.

2.4.3. Corpo



Figura 12: Corpo do cilindro mestre [9]

Aloja o mecanismo que pressuriza o fluido de freio, dentro do corpo desliza o pistão comprimindo o fluido de freio contra os demais pistões. Internamente, o corpo do cilindro mestre possui furos calibrados que conduzem o fluido para as rodas do veículo, além destes, os orifícios de alimentação e compensação conectam o reservatório a parte interna do corpo. Este último orifício, aliás, possui diâmetro padrão universal de 0,7 mm.

2.4.4. Reservatório



Figura 13: Reservatório do fluido do sistema de freio [10]

Fazendo parte do corpo, o reservatório de fluido de freio pode ser incorporado ao corpo, ou separado, feito em material plástico, translúcido para observação do nível o de fluido do sistema. A tampa do reservatório possui um orifício que põe o fluido em contato com a pressão atmosférica, o que impede que se crie “vácuo” durante o funcionamento dos freios. Além disso, esta possui um interruptor elétrico que informa ao motorista, através de uma lâmpada piloto no painel, quando o nível de fluido de freio diminuiu além do especificado.

2.4.5. Válvula de pressão residual

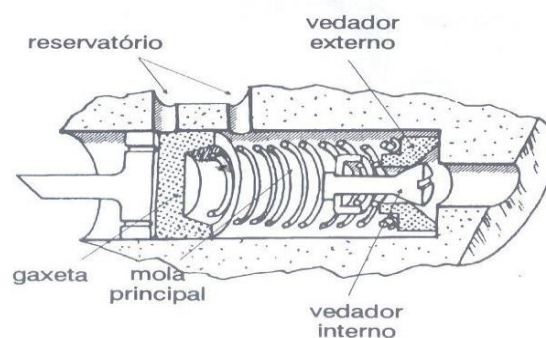


Figura 14: Válvula [11]

Tem papel importante em sistemas de freios que utilizam tambor de freio. Nos freios a tambor, as sapatas após executarem uma frenagem ficariam em constante atrito com o tambor caso não houvesse uma mola de retorno. Mas, ao retornar as sapatas, o retorno de fluido poderia aspirar ar pelas gaxetas do cilindro de roda, prejudicando o desempenho do sistema de freio. A válvula de pressão residual, então, tem como função manter o sistema sobre pressão positiva mesmo quando freio não estiver acionado. Dessa forma, o sistema desempenha uma frenagem imediata não importando se o freio for acionado repetidas vezes.

2.4.6. Mola de retorno



Figura 15: Mola de retorno [12]

É o componente responsável pelo retorno do pistão quando o freio é desacionado, a força da mola empurra o pistão de volta a sua posição inicial. No cilindro mestre duplo, duas molas de retorno são utilizadas. Entretanto, uma delas se localiza entre os dois pistões, neste caso a mola de retorno não apenas exerce a função explicitada acima, como também exerce uma força que empurra o pistão dianteiro quando o freio é acionado.

2.4.7. Gaxeta primária



Figura 16: Gaxeta primária [13]

Com formato de copo, a gaxeta primária é feita de borracha (resistente ao impacto químico causado pelo fluido de freio), projetada de forma a se deformar quando submetida a pressão. Sua função é vedar o lado de pressão do pistão, impedindo que o fluido passe para trás do pistão quando o freio for acionado. De modo análogo, quando o pistão inicia seu movimento de retorno, está se deforma e libera a passagem de fluido da câmara de alimentação para a câmara de pressão. Uma arruela protetora, feita de metal, encarrega-se de reforçar a estrutura da gaxeta primária.

2.4.8. Pistão



Figura 17: Pistão [14]

Principal componente do cilindro mestre, o pistão é fabricado em liga de alumínio. É projetado em forma de carretel, divide o cilindro mestre em duas câmaras, a câmara de

alimentação e a câmara de pressão. A cabeça do pistão possui pequenos furos que permitem o contato entre as câmaras.

Em cilindros mestres duplos, dois pistões alimentam os circuitos de freio. Na configuração de circuitos de freios dianteiros e traseiros em separado, o pistão que pressuriza o circuito traseiro possui diâmetro menor em relação ao outro pistão.

O pistão é acionado pela haste de acionamento proveniente do servo freio, que encaixa na parte traseira do pistão, nesta uma gaxeta impede a fuga de fluido de freio.

2.4.9. Gaxeta secundária



Figura 18: Gaxeta secundária [15]

Fabricada do mesmo material da gaxeta primária, possui forma semelhante a esta, porém, está localizada na parte anterior do pistão. Sua função é impedir que o fluido contido na câmara de alimentação escape, o que causaria um vazamento de fluido do cilindro mestre para o Servo freio.

2.4.10. Coifa

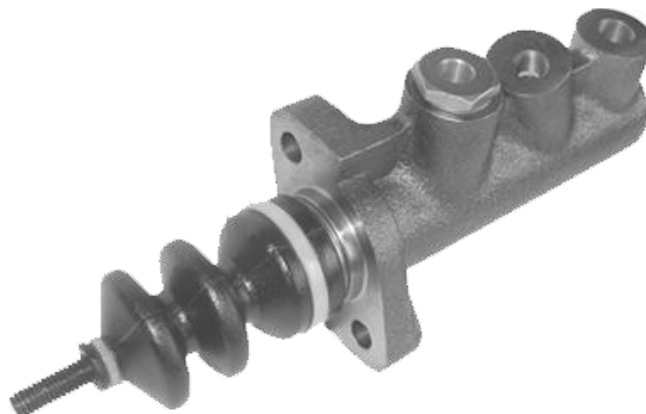


Figura 19: Coifa [16]

Montada na parte traseira do cilindro mestre, sua função é proteger este contra contaminação por partículas que podem entrar neste através da haste de acionamento proveniente do Servo freio.

2.4.11. Funcionamento do cilindro mestre

Agora que todos os itens pertencentes na construção do cilindro mestre foram identificados, o próximo passo é explicar sobre seu funcionamento. Independentemente de ser simples ou duplo, o funcionamento é baseado em três fases de trabalho: repouso, acionamento e retorno.

No repouso, onde os freios não estão acionados, o pistão se encontra na posição inicial deixando a câmara de alimentação fechada. Ao mesmo tempo, o orifício de compensação está aberto e mantém o reservatório em contato com a câmara de pressão. Dessa forma, a pressão no sistema de freio é próxima a pressão atmosférica, como pode ser observado na figura 20.

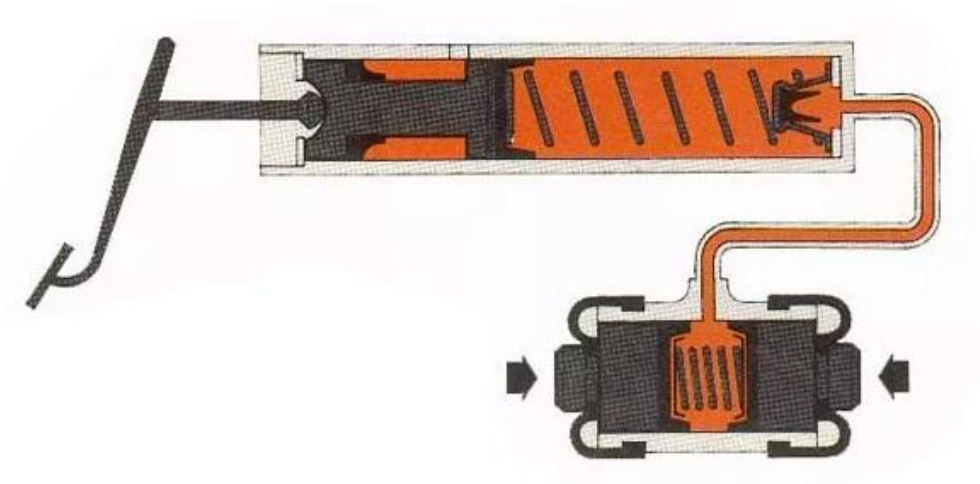


Figura 20: Sistema em repouso [17]

Quando o sistema é acionado, o cilindro mestre recebe a força que empurra o pistão interno. Quando o mesmo começa seu movimento, parte do fluido de freio da câmara de pressão escapa para o reservatório através do orifício de compensação. Isso impede que a resposta do freio seja súbita, o que geraria um certo desconforto. A seguir, o pistão obstrui o orifício de compensação, o sistema de freio é pressurizado, a gaxeta primária se deforma devido à pressão impedindo o fluido de escapar para a câmara de alimentação, uma arruela impede que está se deforme em excesso, o que resultaria no efeito contrário. A câmara de alimentação, por sua vez, fica em contato com o reservatório, estando então sobre pressão atmosférica. Cada freio do sistema recebe a pressão aplicada pelo pistão ao fluido de freio.

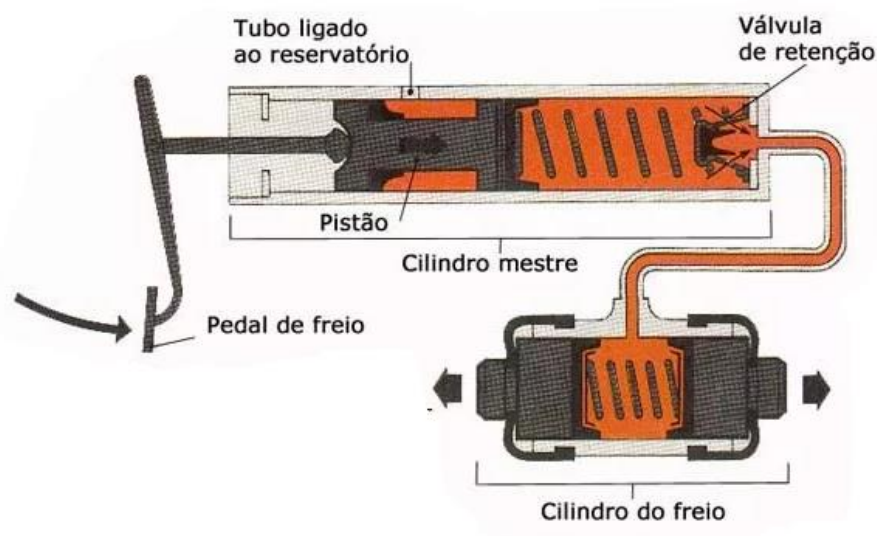


Figura 21: Acionamento do sistema [17]

No momento no qual o pedal de freio é liberado, ocorre a fase de retorno. Nesta fase a força das molas de retorno contidas no sistema é que se encarrega de retornar os pistões. No cilindro mestre, a mola de retorno empurra o pistão de volta para sua posição inicial.

No tambor de freio a mola de retorno das sapatas retornam estas para sua posição de repouso, o que faz os pistões do cilindro de roda retornarem, dessa forma o fluido é forçado de volta para o cilindro mestre. Entretanto, o fluido de freio não retorna ao cilindro mestre com a mesma rapidez dos pistões. Isso se deve ao fato, de que os furos pelos quais o fluido passa são menores do que o diâmetro dos pistões, some a isso a inércia do fluido, e então o fluido retorna mais lentamente.

A medida que o pistão do cilindro mestre retorna para sua posição inicial, a diferença entre a velocidade de retorno deste e do fluido de freio, cria uma depressão na cabeça do pistão. Assim, atrás deste encontra-se a câmara de alimentação, com pressão atmosférica, e na frente do pistão temos a câmara de pressão com pressão abaixo de 1 kg/cm². Essa diferença de pressão age sobre a gaxeta primária, que se deforma para frente liberando a passagem do fluido contido na câmara de alimentação para a câmara de pressão.

Quando o pistão do cilindro mestre retorna totalmente, o mesmo fecha novamente o orifício de alimentação, e abre o orifício de compensação. O excesso de fluido que atravessou pistões enquanto este retornava, volta para o reservatório de fluido de freio. Isso é essencial para que o sistema de freio esteja prontamente preparado para aplicações seguidas, pois o excesso voltou ao reservatório, o que faz com que o pedal volte ao ponto inicial. O sistema de freio está, então, pronto para mais uma aplicação.

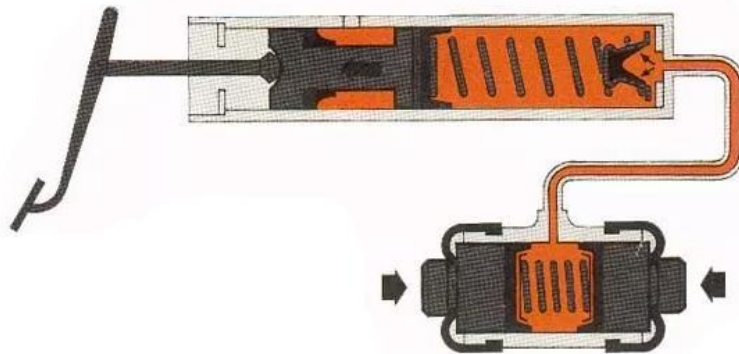


Figura 22: Retorno do pistão [17]

2.5.Freio de cinta

Utilizado principalmente em máquinas de levantamento como guinchos e guindastes, consiste em um tambor que é envolvido por uma correia plana, e esta, quando acionada, impede o movimento do primeiro. Possui aplicabilidade para atuar como freio de serviço e como freio de emergência. Como é possível observar na imagem abaixo, seu funcionamento ocorre através de alavancas e atrito aplicado no tambor.



Figura 23: Freio de cinta [18]

2.6.Freio a tambor com sapatas externas

Muito utilizados em máquinas de elevação, elevadores e veículos ferroviários. É, normalmente, composto por duas sapatas simétricas dispostas ao redor do tambor. Seu sistema funciona de maneira simples, com a frenagem ocorrendo com as sapatas pressionando as rodas de metal, no caso dos veículos ferroviários, criando, assim o atrito que reduz a velocidade ou para o movimento.

Os freios a tambor em geral possuem certas desvantagens, principalmente quando comparados ao freio a disco, por exemplo: a baixa dissipação da energia absorvida, prejudicando assim a refrigeração do sistema e dilatação térmica.

De acordo com [19], a configuração mais simples de um freio de tambor é o freio de banda, no qual uma sapata flexível é enrolada ao redor da maior parte da circunferência do tambor e apertada contra ele.

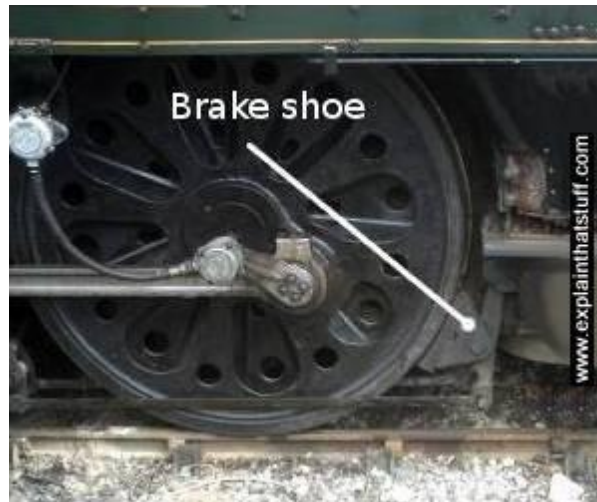


Figura 24: Freio de trem a tambor com sapata externo [20]

2.7.Freio a tambor com sapatas internas

Bastante utilizado no meio automobilístico, ainda é utilizado em larga escala principalmente em veículos pesados e no eixo traseiro de alguns *hatches* e *sedãs* médios. Ele é caracterizado pela existência de um tambor e duas sapatas internas acoplados nas rodas. Porém, existem outros elementos que completam esse sistema, como a lona de freio, o cabo, que serve para aplicar o freio de estacionamento e o ajustador de folga, que move a lona para mais perto do tambor conforme esta vai sendo desgastada.

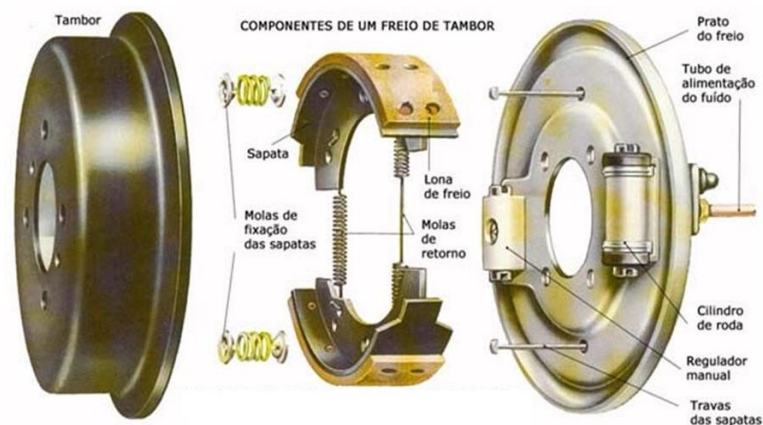


Figura 25: Freio a tambor com sapata interna [21]

No processo de frenagem, as sapatas, através de uma força produzida pelo sistema, são empurradas contra o tambor, ocasionando assim, o atrito que diminui a velocidade de rotação do tambor e, conseqüentemente a velocidade das rodas.

Assim como o tambor externo, possui como grandes desvantagens a baixa dissipação da energia absorvida e o acúmulo de sujeira na parte interna do tambor. Podendo representar uma probabilidade maior de problemas na capacidade de frenagem.

A utilização de duas sapatas é importante porque além de representar um melhor aproveitamento do material de atrito, também ajuda no balanceamento dos esforços presentes no sistema. As sapatas são divididas em primária e secundária. As duas podem ser definidas a partir do sentido de rotação da roda, enquanto a primeira possui o sentido da força aplicada coincide com o sentido de rotação, melhorando o contato da lona com o tambor, a secundária possui o sentido da força contrário ao sentido de rotação, prejudicando o contato da lona com o tambor.

Os freios a tambor possuem múltiplas funções em um automóvel. Além de serem utilizados no momento na frenagem, também podem ser utilizados como freios de estacionamento. Podendo ainda ser utilizado como freio de emergência, em casos no qual o veículo perder parcialmente ou totalmente o freio dianteiro.

Normalmente, os freios a tambor são classificados em certos tipos. O primeiro é o simplex, normalmente utilizados em veículos de passeio e utilitários pequenos devido a capacidade de ser produzido em diversos diâmetros. Sua principal característica é a independência de atuação da sapata principal e secundária. Este tipo tem uma menor razão torque por força exercida pelo pedal de freio.

2.8.Freio a disco

A embreagem de disco mais simples consiste em dois discos, um com material de forração de alto atrito, pressionado axialmente com uma força normal que gera a força de atrito necessária para transmitir torque [19].

Devido ao fato de oferecem melhor desempenho, menor consumo de pneus, menor manutenção de freio e maior estabilidade na frenagem, quando comparados aos freios de tambor, hoje são utilizados em grande escala no meio automobilístico. Nesse consiste basicamente em um disco e uma pinça, como pode ser observado na figura 26.



Figura 26: Freio a disco de carro [22]

Seu princípio de atuação é o mesmo do freio a tambor, o sistema, normalmente hidráulico ou pneumático, pressiona a pinça contra o disco, gerando assim o atrito que é responsável por diminuir a velocidade de rotação e parar o movimento.

Este modelo, além de mais eficiente, apresenta também uma maior segurança para o veículo e seu condutor devido a sua maior capacidade de resfriamento, uma vez que estão expostos ao ar e dissipam calor com maior facilidade. Outro aspecto que importante a se considerar é que possui maior eficácia em pistas molhadas, uma vez que os freios de tambor podem acumular água em seu interior.

2.9.ABS - Anti-lock Brake Systems

O conceito deste sistema começou a ser elaborado por volta dos anos 1930, porém sua aplicação apenas foi possível a partir do desenvolvimento dos sistemas eletrônicos dos automóveis. Isso devido ao seu acionado ocorrer através de uma ECU, *Electronic Control Unit*, traduzido como “Unidade de controle eletrônico”.

A unidade de controle eletrônico monitora a velocidade do veículo através de sensores nas rodas. Através desse monitoramento, a ECU é capaz de avaliar quando um possível travamento de uma ou mais rodas está na iminência de ocorrer, atuando de forma a aliviar a atuação do sistema de freio nas mesmas. Esse alívio permite que a roda volte a girar de maneira segura.

3. Testes realizados no protótipo MR-17

Antes de começar o dimensionamento do sistema de freio do MR-17, foram realizados três testes para descobrir as variáveis que afetam cada protótipo, são elas: centro de gravidade, desaceleração e coeficiente de atrito do pneu e do solo.

3.1. Teste 1: Centro de Gravidade do MR-17

O primeiro teste realizado foi para descobrir a localização do CG do MR-17, necessário para o modelo dinâmico do protótipo. As variáveis necessárias são “c”, “b” e “h”, que representam a distância do CG ao eixo traseiro, ao eixo dianteiro e a altura, respectivamente, como pode ser observado na figura 27.

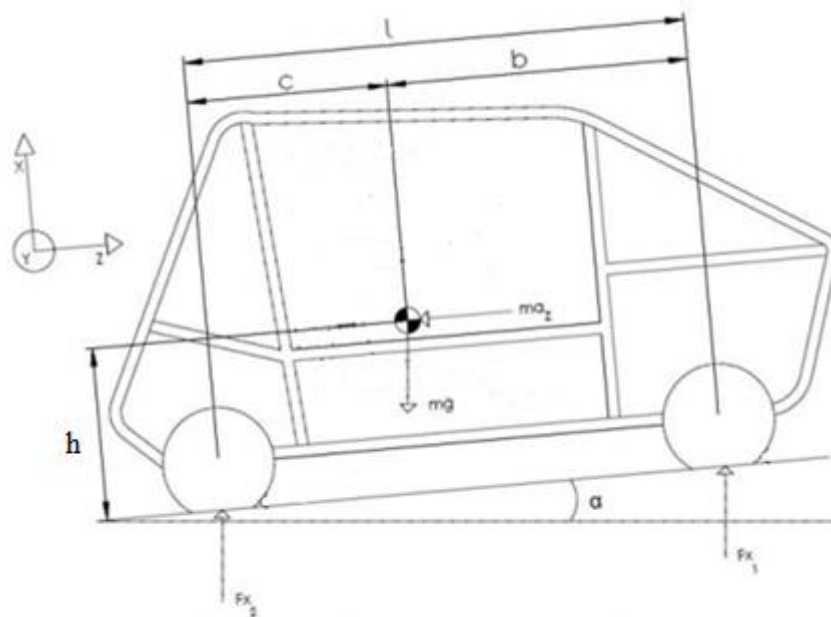


Figura 27: Localização do CG no MR-17

A primeira parte do teste consiste em colocar o carro sobre quatro balanças com angulação $\alpha = 0$, cada roda posicionada sobre cada balança. Com isso, é possível medir a força normal estática em cada uma das rodas. Foram realizadas três medições distintas, com o intuito de reduzir o erro. O resultado das medições e as forças normais médias podem ser observado na Tabela 1.

Tabela 1: Resultados dos testes das forças normais estáticas

Dianteira esquerda (kgf)			Dianteira direita (kgf)		
63,6	63,9	65,4	51,0	51,5	50,5
Média: 64,3			Média: 51,0		
Traseira esquerda (kgf)			Traseira Direita (kgf)		
86,8	88,5	86,8	99,7	97,9	100,4
Média: 87,4			Média: 99,3		

A partir das médias em cada roda de cada eixo, é possível obter o valor das forças normais em cada eixo somando as mesmas, como é observado na tabela 2.

Tabela 2: Forças normais em cada eixo

Dianteira esquerda (kgf)	64,3
Dianteira direita (kgf)	51,0
Força normal no eixo dianteiro (kgf) - W_{fs}	115,3
Traseira esquerda (kgf)	87,4
Traseira Direita (kgf)	99,3
Força normal no eixo traseiro (kgf) - W_{rs}	186,7

Com isso, é possível identificar as medidas “b”, “c” do centro de gravidade seguindo com o somatório de momentos em relação aos eixos. O peso do protótipo é $W = 302 \text{ kgf}$, e a distância entre eixo $L = 1,37 \text{ m}$.

Realizando o somatório dos momentos em relação ao eixo traseiro:

$$\sum M_C = 0 \quad (1)$$

$$W_{fs} \cdot L - W \cdot c = 0 \quad (2)$$

$$c = \frac{W_{fs} \cdot L}{W} = 0,53 \text{ cm} \quad (3)$$

Pelo mesmo princípio, é possível determinar o valor de “b” realizando o somatório dos momentos em relação ao eixo dianteiro:

$$b = \frac{W_{rs} \cdot L}{W} = 0,84 \text{ cm} \quad (4)$$

A segunda parte do teste consiste em pesar o carro novamente, agora com a dianteira levantada em vinte e três centímetros, o que resulta em uma angulação $\alpha = 9,7^\circ$, como é visto na figura 28. O procedimento realizado foi igual ao realizado na primeira etapa, com três medições diferentes e o somatório das médias obtidas em cada roda.



Figura 28: Teste para localização do CG

O valor da força normal estática do eixo dianteiro encontrado nesta pesagem foi de $W_{fs} = 98,7 \text{ Kgf}$. Assim, ao realizar um novo somatório de momentos, equações 5 e 6, permite encontrar o valor de “h”.

$$(W \cdot \cos \alpha) \cdot c - (W \cdot \sin \alpha) \cdot h - (W_{fs} \cdot \cos \alpha) \cdot L = 0 \quad (5)$$

$$h = \frac{(W \cdot \cos \alpha) \cdot c - (W_{fs} \cdot \cos \alpha) \cdot L}{(W \cdot \sin \alpha)} = 0,48 \text{ cm} \quad (6)$$

3.2. Teste 2: Desaceleração do MR-17

O segundo teste foi realizado para descobrir o valor da desaceleração do Mini Baja da equipe Mud Runner. O teste consiste no protótipo acelerar até chegar próximo de sua velocidade máxima e ao passar pela linha delimitada por dois cones frear até ocorrer o travamento das rodas, como pode ser observado na figura 29.



Figura 29: Foto tirada durante teste de frenagem

Neste teste, são encontrados os valores da velocidade inicial e da distância de frenagem, e através da equação 6, é possível encontrar o valor correto da desaceleração.

$$v^2 = v_0^2 + 2 \cdot a \cdot \Delta s \quad (7)$$

Onde,

v é a velocidade final do veículo;

v_0 é a velocidade inicial, ou seja, a velocidade na qual o veículo ultrapassa a linha dos cones;

a é a desaceleração do veículo;

ΔS é a distância de frenagem.

Como a finalidade do teste é garantir o travamento da roda, e conseqüentemente parar o veículo o valor da velocidade final é considerada zero ($v = 0$). Portanto, o valor da aceleração pode ser encontrado a partir da equação 8:

$$a = -\frac{v_0^2}{2 \cdot \Delta S} \quad (8)$$

Para garantir a maior precisão, foram realizados quatro testes diferentes, e o valor utilizado para os cálculos foi a média dos valores encontrados. Como pode ser observado na tabela 3.

Tabela 3: Resultados dos testes de frenagens

Teste de frenagem			
v_0 [km/h]	v_0 [m/s]	ΔS [m]	a [m/s ²]
33	9,17	5,30	- 7,93
32	8,89	4,73	- 8,35
30	8,33	4,37	- 7,95
30	8,33	5,90	- 5,89

A partir desses quatro valores de aceleração foi encontrado o valor da aceleração média $a_m = -7,53 \text{ m/s}^2$, que será utilizado para calcular as forças de frenagem máximas W_f e W_r no próximo capítulo.

3.3. Teste 3: Coeficiente de Atrito do pneu do MR-17

O terceiro teste realizado foi para descobrir o valor do coeficiente de atrito entre o pneu e o solo. Os pneus foram presos a um dinamômetro e tracionados horizontalmente com uma força necessária para manter sua velocidade constante. Este teste foi repetido cinco vezes afim de garantir maior precisão, os valores encontrados estão descritos na tabela 4.



Figura 30: Foto tirada durante teste de coeficiente de atrito

A partir da média dos valores encontrados no dinamômetro, ou seja, a força horizontal necessária para mover o pneu por uma velocidade constante, e conhecendo o valor do peso do pneu (14,5 kgf), é possível calcular o coeficiente de atrito entre o mesmo e o solo através da equação 9.

É importante informar que os testes foram realizados somente em terra seca, uma vez que, as competições SAE são realizadas apenas nessas condições.

Tabela 4: Resultados dos testes de coeficiente de atrito

Atrito	
Fat 1	9,7 kgf
Fat 2	9 kgf
Fat 3	8,8 kgf
Fat 4	7,9 kgf
Fat 5	9,2 kgf
Média Fat	8,85 kgf

$$\mu_s = \frac{Fat\ media}{Força\ Normal} = 0,62 \quad (9)$$

A fim de confirmar o valor encontrado, o mesmo foi confrontado com valores encontrados na literatura. Como é possível ver na tabela 5, o valor encontrado no teste está de acordo com a literatura.

Tabela 5: Coeficientes de atrito de acordo com o tipo de solo [23]

Tipo de Solo	μ_s
Asfalto	0,60 a 0,95
Pedra britada	0,50 a 0,65
Terra seca	0,5 a 0,7
Terra úmida	0,5 a 0,6
Areia	0,2 a 0,3
Neve	0,30 a 0,35

4. Modelagem da Dinâmica veicular do MR-17

Após entender o funcionamento de um sistema de um freio automotivo e realizar os testes necessários, o próximo passo é modelar o comportamento dinâmico do protótipo MR17, visando a melhor eficiência na distribuição da pressão de frenagem.

Para realizar o modelo voltado para o Mini Baja, primeiro é necessário conhecer alguns conceitos como massa concentrada, sistemas de coordenadas e carregamentos.

4.1. Massa concentrada

Um veículo é composto por diversos componentes distribuídos por sua estrutura e para uma análise elementar, todos esses componentes se movem juntos. Por exemplo, em uma frenagem todo o carro reduz sua velocidade. Portanto, é possível representar o veículo como uma massa concentrada localizada em seu Centro de Gravidade (CG), com sua devida propriedade de massa e inércia. Para aceleração, frenagem e a maioria das análises de mudança de trajetória, uma massa se torna suficiente. Já para uma análise de trajetória mais complexa, muitas vezes é necessário considerar as rodas como massas concentradas independentes, representando o veículo como “massa suspensa” e as rodas como “massa não suspensa”.

Como o foco deste projeto é o comportamento dinâmico durante a frenagem, será utilizado o modelo de uma massa concentrada conforme figura 31.

4.2. Sistema de coordenadas fixas

O veículo é definido seguindo o sistema de coordenadas ortogonais respeitando a Regra de Fleming, popularmente conhecida como regra da mão direita, onde se origina no CG. Segundo a convenção SAE, são utilizadas as seguintes coordenadas:

x - Longitudinal

y - Lateral

z - Vertical

A relação entre o sistema fixo de coordenadas e o sistema global é definida pelos ângulos de Euler. Os mesmos são definidos por uma sequência de três rotações angulares. Começando pelo sistema global, primeiro é necessário rotacionar o eixo Z (*Yaw*), depois o eixo Y (*Pitch*) e por último o eixo X (*Roll*) para que seja possível coincidir com o sistema de coordenadas fixo. O resultado dessas três rotações são os ângulos de Euler:

p - *Roll*

q - *Pitch*

r - *Yaw*

4.3. Forças

As forças e momentos são normalmente definidas como agem no veículo. Sendo assim, uma força positiva no eixo longitudinal (eixo x) possui a direção para frente do veículo. A força correspondente ao carregamento normal no pneu possui o direção vertical e sentido negativo no eixo z. Esses sentidos podem ser observados na figura 31.

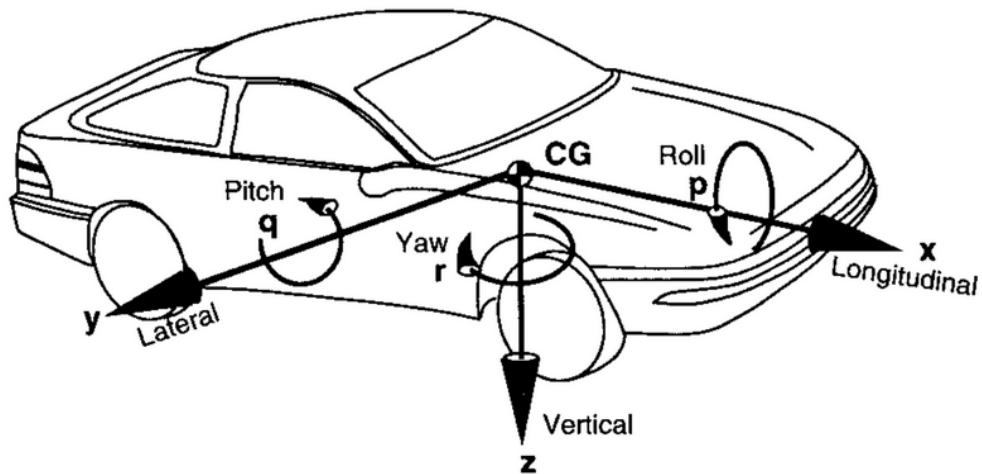


Figura 31: Direções dos eixos no sentido positivo [24]

4.3.1. Segunda Lei de Newton

A lei fundamental, na qual a maior parte da dinâmica veicular é analisada, começa com a Segunda Lei de Newton. Essa lei pode ser aplicada tanto para o sistema rotacional quanto para o translacional.

Sistema translacional - a soma das forças externas que agem no corpo em uma determinada direção é igual ao produto da massa pela aceleração na mesma direção.

$$\sum F_x = M \cdot a_x \quad (10)$$

Onde:

F_x = Forças no eixo x

M = Massa

a_x = Aceleração no eixo x

Sistema rotacional - a soma dos torques que agem sobre o corpo em um determinado eixo é igual ao produto do momento de inércia pela sua aceleração angular no mesmo eixo.

$$\sum T_x = I_{xx} \cdot \alpha_x \quad (11)$$

Onde:

T_x = Torque no eixo x

I_{xx} = Momento de inércia no eixo x

α_x = Aceleração angular no eixo x

4.4. Desenvolvimento do carregamento

A partir das premissas apontadas neste capítulo, é possível desenvolver o carregamento dinâmico do protótipo MR-17 durante a frenagem. Assim, utilizando a Segunda Lei de Newton para o sistema transacional será realizada a análise do veículo, partindo do princípio a utilização das forças mais significativas, conforme figura 32.

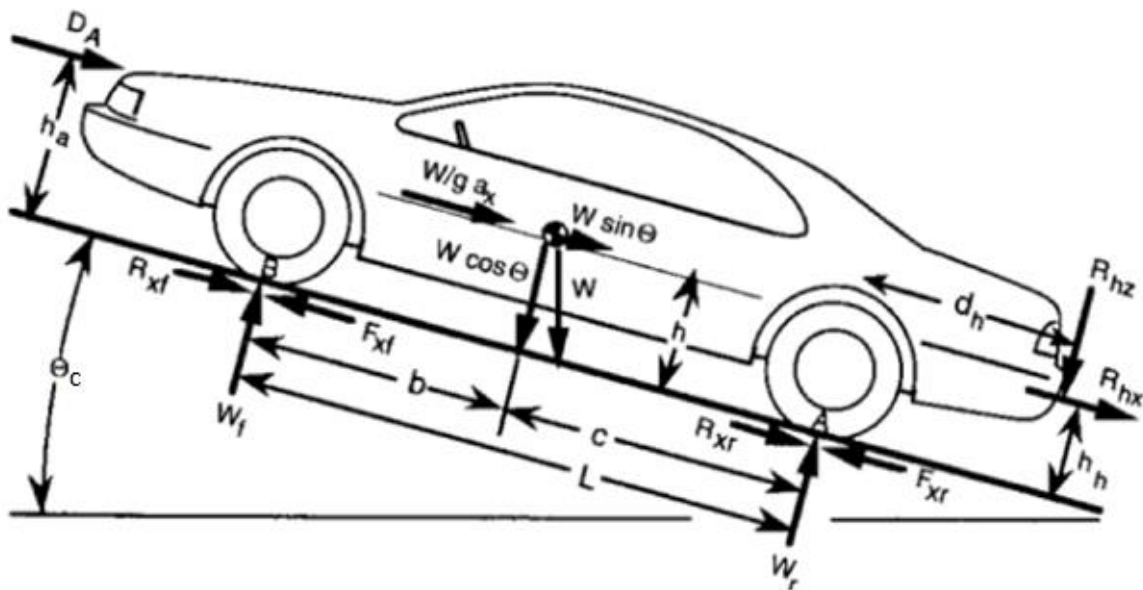


Figura 32: Carregamentos sobre um veículo [24]

4.4.1. Forças atuantes no carregamento

- W é o peso, produto da massa pela aceleração da gravidade, que age no CG do veículo. Em um plano inclinado, o mesmo pode ter duas componentes: a componente cosseno, na qual é perpendicular à superfície e a componente seno, paralela à superfície;
- Se o veículo está acelerando, esse efeito é representado como uma força inercial que age no CG com intensidade $\frac{W}{g} \cdot a$, conhecida como “Força de d’Alembert”;

- Forças normais, W_f e W_r , agirão sobre os pneus representando a transferência do peso dinâmico entre os eixos;
- Forças de tração F_{xf} e F_{xr} e as forças de resistência ao rolamento R_{xf} e R_{xr} agirão no plano da superfície com o contato do pneu no solo;
- D_a é a força aerodinâmica que age no corpo do veículo;
- R_{hz} e R_{hx} são as forças verticais e horizontais que agem no veículo ao se tracionar um trailer.

O carregamento no eixo dianteiro pode ser encontrado pela soma dos momentos em relação ao ponto A (eixo traseiro). Tomando como hipótese que o veículo não possui aceleração em Pitch, essa soma de momentos no ponto A será igual a zero.

Segundo a convenção da SAE, será utilizado o momento no sentido horário como positivo:

$$W_f \cdot L + D_a \cdot h_a + \frac{W}{g} \cdot a_x \cdot h + R_{hx} \cdot h_h + R_{hz} \cdot d_h + W \cdot h \cdot \sin \theta_c - W \cdot c \cdot \cos \theta_c = 0 \quad (12)$$

Partindo da mesma metodologia para a soma dos momentos em relação ao ponto B (eixo dianteiro) e resolvendo as equações em função de W_f e W_r :

$$W_f = (W \cdot c \cdot \cos \theta_c - R_{hx} \cdot h_h - R_{hz} \cdot d_h - \frac{W}{g} \cdot a_x \cdot h - D_a \cdot h_a - W \cdot h \cdot \sin \theta_c) / L \quad (13)$$

$$W_r = (W \cdot b \cdot \cos \theta_c + R_{hx} \cdot h_h + R_{hz} \cdot (d_h + L) + \frac{W}{g} \cdot a_x \cdot h + D_a \cdot h_a + W \cdot h \cdot \sin \theta_c) / L \quad (14)$$

4.4.2. Propriedades do MR-17

A tabela 4 traz as informações das medidas do protótipo MR-17, com base na figura 32.

Tabela 6: Parâmetros do MR-17

Parâmetros	
L	1,37 m
b	0,84 m
c	0,53 m
W (peso do protótipo)	2962,62
h	0,48 m
Aceleração da gravidade	9,81 m/s^2
m (massa do protótipo)	302 kg

4.4.3. Carregamento do MR-17

Como a prova de frenagem realizada pelo MR-17 não possui desnível, ou seja, sua angulação é $\theta_c = 0$, o que torna o $\text{sen}(\theta_c) = 0$ e o $\text{cos}(\theta_c) = 1$.

Em conjunto, como o protótipo não consegue alcançar altas velocidades, também são desconsideradas as forças aerodinâmicas e de resistência ao rolamento.

Desconsiderando os carregamentos citados, as equações 13 e 14 podem ser reescritas como:

$$W_f = \left(W \cdot c - \frac{W}{g} \cdot a_x \cdot h \right) \cdot \frac{1}{L} \quad (15)$$

$$W_r = \left(W \cdot b + \frac{W}{g} \cdot a_x \cdot h \right) \cdot \frac{1}{L} \quad (16)$$

Agora, para calcular as componentes estáticas do carregamento, além das variáveis desconsideradas anteriormente, a aceleração durante o carregamento estático é considerada zero, $a_x = 0$. Logo, as componentes estáticas são encontradas nas equações 17 e 18.

$$W_{fs} = W \cdot \frac{c}{L} \quad (17)$$

$$W_{rs} = W \cdot \frac{b}{L} \quad (18)$$

Portanto, o carregamento no protótipo MR-17 durante a frenagem é considerado como a carga estática no eixo mais uma parcela referente a transferência dinâmica conforme equações 19 e 20.

Assim, com os dados disponíveis na Tabela 6 referentes ao posicionamento do CG e peso do protótipo, e ao considerar a desaceleração encontrada no teste 2 como " $a_x = -7,53 \text{ m/s}^2$ ", é possível calcular o carregamento nos eixos do MR-17:

$$W_r = W_{rs} + W \cdot \frac{a_x}{g} \cdot \frac{h}{L} = 1020,01 \text{ N} \quad (19)$$

$$W_f = W_{fs} - W \cdot \frac{a_x}{g} \cdot \frac{h}{L} = 1942,61 \text{ N} \quad (20)$$

5. Dimensionamento do sistema de freio do MR-17

Seguindo o dimensionamento do sistema de freio do MR-17, será realizado o passo a passo para descobrir as pressões ideais de saída do cilindro mestre para cada eixo.

5.1. Propriedades do sistema de freio do MR-17

A tabela 7 faz a compilação dos dados dimensionais do sistema de freios do protótipo MR-17.

Tabela 7: Parâmetros utilizados no cálculo de dimensionamento

Parâmetros					
	Dianteiro		Traseiro		
Ângulo Máximo de contato da Pastilha	θ	1,05	θ	1,05	[rads]
Diâmetro do Disco	Dd	0,170	Dd	0,190	[m]
Altura da Pastilha	hp	0,022	hp	0,022	[m]
Coefficiente de atrito pastilha disco	μ_p	0,40	μ_p	0,40	[-]
Diâmetro do pneu	Dp	0,54	Dp	0,54	[m]
Número de discos no eixo	n	2	n	1	[-]
Número de êmbolos	N	2	N	4	[-]
Diâmetro do Pistão da Pinça de Freio	Dpp	0,03	Dpp	0,03	[m]
Área do embolo do pistão ($\pi.D^2/4$)	Aep	0,000507	Aep	0,000507	[m ²]
Diâmetro do Êmbolo do Cilindro Mestre	Dcm	19,0500	Dcm	19,0500	[mm]
Área do Êmbolo do Cilindro Mestre	Acm	285,02	Acm	285,02	[mm ²]

5.2. Cálculo das forças de atrito

A partir das forças normais para cada eixo do MR-17 calculadas no capítulo anterior, W_f e W_r , ou seja, as componentes verticais das forças de contato do pneu e do solo, é possível obter as componentes horizontais destas forças de contato. O coeficiente de atrito “ μ_s ” foi encontrado no teste 3 na equação 9.

Com isso, as forças de atrito entre o pneu e o solo são calculadas através das fórmulas a seguir:

$$F_{ad} = W_f \cdot \mu_s = 1195,04 \text{ N} \quad (21)$$

$$F_{at} = W_r \cdot \mu_s = 627,48 \text{ N} \quad (22)$$

5.3. Torques de frenagem em cada roda e disco

Sabendo os valores das componentes horizontais das forças de frenagem de cada eixo, é possível calcular o torque necessário para o travamento de cada eixo individualmente, conforme fórmulas abaixo.

Um ponto específico do Mini Baja da equipe Mud Runner é o fato do mesmo não possuir ponto morto, assim, ou seja, é possível considerar que o carro está sempre engrenado e com isso o torque traseiro terá o acréscimo do valor do torque mínimo do motor em marcha lenta, $T_{ml} = 131,19 \text{ N. m}$.

$$T_d = F_{ad} \cdot R_p = 322,66 \text{ N. m} \quad (23)$$

$$T_t = F_{at} \cdot R_p + T_{ml} = 300,61 \text{ N. m} \quad (24)$$

Permitindo assim, calcular os torques para cada disco, onde “ n ” é o número de discos presente no eixo, e pode ser encontrado na Tabela 7.

$$T_{zd} = \frac{T_d}{n} = 161,33 \text{ N. m} \quad (25)$$

$$T_{zt} = \frac{T_t}{n} = 300,61 \text{ N. m} \quad (26)$$

5.4. Pressão aplicada por cada pastilha em cada disco

A pinça utilizada no protótipo analisado é do modelo flutuante, ou seja, se movimenta conforme o material é removido pelo desgaste causado pela pressão, o que permite uma compensação do desgaste e permite manter a pressão constante. Com influencia disto, a hipótese utilizada para realizar os calculos foi a de pressão uniforme.

Antes de começar o equacionamento da pressão e das forças, é necessário definir algumas variáveis:

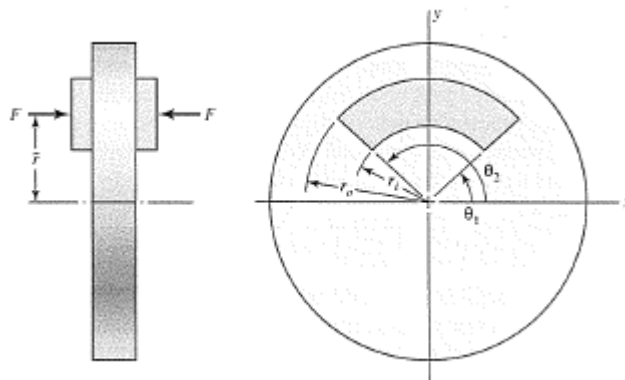


Figura 33: Geometria da área de contato pastilha e disco [25]

- r_i e r_o são os raios da pastilha de freio, como é observado na figura 33. O raio externo normalmente é igual ao raio do disco de freio. Sendo possível calcular o raio interno a partir da fórmula abaixo:

$$r_{i \text{ dianteiro}} = r_{o \text{ dianteiro}} - \text{altura da pastilha de freio} = 0,063 \text{ m} \quad (27)$$

$$r_{i \text{ traseiro}} = r_{o \text{ traseiro}} - \text{altura da pastilha de freio} = 0,073 \text{ m} \quad (28)$$

- θ é o ângulo de contato da pastilha, como pode ser esclarecido também na figura 34. É calculado a partir das diferenças dos ângulos das extremidades das pastilhas, θ_1 e θ_2 ;

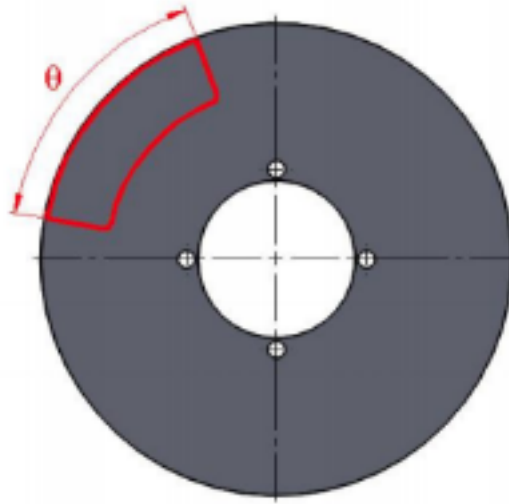


Figura 34: Representação da angulação da pastilha de freio

- p é a pressão uniforme na face do disco.

Segundo [19], é possível obter as equações de pressão uniforme a partir de um anel com área elementar na superfície do disco com largura dr .

$$dT = p \cdot \theta \cdot \mu_s \cdot r^2 \cdot dr \quad (29)$$

$$T = \int_{r_i}^{r_o} p \cdot \theta \cdot \mu_s \cdot r^2 \cdot dr = \frac{p \cdot \theta \cdot \mu_s}{3} \cdot (r_o^3 - r_i^3) \quad (30)$$

Caso um eixo possua múltiplos discos com N fases de atrito, o torque presente em cada disco será dado pela fórmula abaixo:

$$T_z = \frac{p \cdot \theta \cdot \mu_s}{3} \cdot (r_o^3 - r_i^3) \cdot N \quad (31)$$

A partir dos valores encontrados nas equações 25 e 26 dos torques de travamento dos discos, alinhado com as especificações do conjunto pastilha-pinça encontradas na tabela 7 e

com o método de cálculo descrito por [19], é possível obter a pressão máxima aplicada por cada pastilha no protótipo MR-17, como descrito nas fórmulas abaixo:

$$P_{dmax} = \frac{3 \cdot T_{zd}}{\theta \cdot \mu_p \cdot (r_0^3 - r_i^3)} = 3,13 \text{ MPa} \quad (32)$$

$$P_{tmax} = \frac{3 \cdot T_{zt}}{\theta \cdot \mu_p \cdot (r_0^3 - r_i^3)} = 4,54 \text{ MPa} \quad (33)$$

Onde μ_p é o coeficiente de atrito entre a pinça e o disco, e seu valor pode ser encontrado na tabela 7.

5.5. Força de contato entre cada pastilha e disco

Pelo mesmo princípio, as forças de contato de cada pastilha com cada disco são calculadas de acordo com as fórmulas abaixo:

$$dF = p \cdot \theta \cdot r \cdot dr \quad (34)$$

Ao integrar essa equação, no limites r_0 e r_i , a equação permite calcular a força de contato entre a pastilha e o disco:

$$F = \int_{r_i}^{r_0} p \cdot \theta \cdot r \cdot dr = \frac{p \cdot \theta}{2} \cdot (r_0^2 - r_i^2) \quad (35)$$

Assim, a partir dos valores das pressões máximas aplicadas por cada pastilha das equações 32 e 33, é possível calcular as forças de contato entre cada pastilha e disco nas equações 36 e 37:

$$F_{dmax} = \frac{\theta \cdot P_{dmax} \cdot (r_0^2 - r_i^2)}{2} = 5420,24 \text{ N} \quad (36)$$

$$F_{tmax} = \frac{\theta \cdot P_{tmax} \cdot (r_0^2 - r_i^2)}{2} = 8910,18 \text{ N} \quad (37)$$

5.6. Pressões ideais na saída do cilindro mestre do Mr-17

Regime permanente é aquele em que as propriedades do fluido são invariáveis em cada ponto com o passar do tempo. Isso significa que, apesar de um certo fluido estar em movimento, a configuração de suas propriedades em qualquer instante permanece a mesma [26].

Portanto, é possível igualar as pressões de saída do cilindro mestre com as pressões existentes no fluido das linhas dianteira e traseira. Sendo assim, as pressões necessárias no fluidos nas linhas dianteiras e traseiras, e conseqüentemente as pressões ideais de saída do cilindro mestre são obtidas a partir das equações 38 e 39:

$$P_{ld} = \frac{\frac{F_{dmax}}{N}}{A_{ep}} = 5,35 \text{ MPa} \quad (38)$$

$$P_{lt} = \frac{\frac{F_{tmax}}{N}}{A_{ep}} = 4,40 \text{ MPa} \quad (39)$$

Onde N e A_{ep} são, respectivamente, o número de embolos e a área do embolo, e seus valores podem ser encontrados na Tabela 7.

5.7. Teste 4: Pressão existente na saída do cilindro mestre do MR-17

O quarto teste aplicado no MR-17 foi a instalação de um manômetro em uma das saídas do cilindro, com o intuito de comparar as pressões ideais encontradas nas equações 38 e 39 com o valor real apresentado no cilindro mestre do MR-17. Como pode ser observado na figura 35.



Figura 35: Manômetro instalado em uma das saídas do cilindro mestre

Foram realizados três testes afim de verificar a pressão com maior precisão. A média dos três testes foi de 920 psi, cerca de 6,34 MPa.

Tabela 8: Comparação pressão Ideal/Existente

	Pressão Ideal	Pressão existente	
Pld	5,35 MPa	6,34 MPa	118,60%
Plt	4,40 MPa	6,34 MPa	144,29%

A tabela 8 traz a comparação dos valores encontrados no teste 4 e os valores ideais para o MR-17 calculados nas equações 38 e 39. Nela é possível perceber que o cilindro mestre atual do protótipo se encontra superdimensionado.

5.8. Força aplicada no pedal

Com a medição da pressão no cilindro mestre, realizada no teste 4 e as medidas encontradas na tabela 7 também é possível verificar força máxima aplicada no pedal durante a frenagem.

Conhecendo a área do cilindro mestre conforme equação 40:

$$A_{cm} = \frac{\pi \cdot D_{cm}^2}{4} = 285,02 \text{ mm}^2 \quad (40)$$

E, como explicado neste trabalho, o pistão dentro do cilindro mestre exerce uma força a partir da equação 41:

$$F_{cm} = P * A_{cm} = 1807,02 \text{ N} \quad (41)$$

Portanto, ao conhecer a força no cilindro mestre e sabendo que o projeto MR-17 utiliza uma relação de 1:10 na ampliação de força em seu pedal, é possível conhecer a força máxima aplicada pelo piloto durante a frenagem:

$$F_{piloto} = \frac{F_{cm}}{10} = 180,70 \text{ N} \quad (42)$$

6. Conclusão

O objetivo desse trabalho foi analisar a distribuição de pressão de frenagem entre as rodas utilizando a transferência de carga entre os eixos. A partir dos resultados obtidos no projeto, é possível perceber que a força de frenagem está bem distribuída, porém se encontra superdimensionada e algumas soluções podem ser propostas.

O pedal de acionamento atual, como dito anteriormente, possui uma relação de 10:1. Esta relação representa um erro de projeto do protótipo, uma vez que, devido ao seu longo deslocamento, o pedal bate carenagem frontal e não consegue realizar seu deslocamento total. Esse erro de projeto resulta em um limitante da força máxima que pode ser aplicada pelo piloto. Como calculado na equação 42, a força máxima aplicada no MR-17 pelo piloto é de 180,70 N, e segundo [2] a força máxima que uma mulher pode aplicar é de aproximadamente 445 N, e um homem cerca de 823 N.

Sendo assim, a primeira solução proposta para o protótipo seria a correção do erro de projeto citado anteriormente, ou seja, a redução da relação de ampliação da força, permitindo assim que o pedal de acionamento complete seu deslocamento total. O que significaria um aumento de força aplicada no cilindro mestre e, além disso, representa um maior conforto para o piloto, uma vez que o deslocamento total do pedal seria menor.

Uma vez que o sistema está superdimensionado, uma solução para melhoria sem afetar diretamente no custo do projeto, seria a redução do tamanho dos discos, uma vez que os dois são inversamente proporcionais no cálculo do torque de travamento dos eixos.

Esta segunda modificação significaria uma redução da massa não suspensa do veículo, pois o disco dianteiro se encontra junto a roda. E existem diversos benefícios nessa redução da massa não suspensa, como por exemplo, uma maior absorção dos choques em terrenos acidentados, pois com uma massa menor, o conjunto consegue responder e modular o terreno de uma forma mais rápida, gerando conforto e um aumento na dirigibilidade.

O trabalho foi desenvolvido como um passo a passo, tanto da análise dinâmica do projeto e comportamento do veículo, como da análise da pressão hidráulica com a força efetiva de frenagem. Para que assim, fosse possível criar um procedimento que possa ser replicado para aprimoramento de projetos e ser usado como base para novos projetos tanto da equipe do Mini Baja, como da equipe do Fórmula SAE.

A análise da pressão gerada pelo conjunto do cilindro mestre utilizando um manômetro, também permite confrontar o modelo teórico com o encontrado na prática, permitindo mais precisão para o projetista em futuras análises.

7. Sugestão para trabalhos futuros

Com o propósito do equilíbrio durante a prova retilínea de frenagem, o cilindro mestre duplo atendeu os pré-requisitos do projeto. Porém, como o protótipo não utiliza diferencial em seu eixo motor, as equipes procuram acertar um comportamento dinâmico *oversteer*, onde o veículo gira em seu próprio eixo durante a curva, para que assim, junto com o controle do piloto, o raio de curvatura possa ser diminuído, minimizando a ausência do diferencial.

Portanto, para projetos futuros, a implementação de um acelerômetro no carro permitiria a coleta da curva de desaceleração do veículo em situações diversas, resultando assim, em uma precisão maior na distribuição de carga entre os eixos.

Essa implementação permitiria também desenvolver um mecanismo onde fosse possível utilizar dois cilindros mestres simples com uma *Balance Bar* utilizando um ajuste interno para o piloto dessa posição, o que permitiria o comportamento equilibrado durante a prova de frenagem e com um simples ajuste seria possível forçar o comportamento *oversteer* durante a aproximação de uma curva na prova de enduro.

O uso do acelerômetro também permitiria a comparação de transferência de carga entre os eixos usando modelos matemáticos de outros autores.

8. Referências Bibliográficas

- [1] – BAJA SAE. Disponível em: <<http://www.4x4digital.com.br/baja-sae-brasil/>>. Acesso em: 26/06/2019
- [2] – LIMPert, Rudolf – Brake Design and Safety, 3ª edição, 2010
- [3] – Pedal Ratio. Disponível em: <<http://knowhow.napaonline.com/how-to-measure-brake-pedal-ratio/>>. Acesso em: 26/06/2019
- [4] – Servo Freio. Disponível em: <<http://ummonteemais.blogspot.com/2015/06/servo-freio.html>>. Acesso em: 26/06/2019
- [5] – FREIO. Disponível em: <<http://carrosinfoco.com.br/category/freios/>>. Acesso em: 26/06/2019
- [6] – SENAI. Disponível em: <<https://www.canaldapeca.com.br/blog/como-identificar-falhas-no-servo-freio/>>. Acesso em: 26/06/2019
- [7] – FLUIDLOC. Disponível em: <<http://www.fluidloc.com.br/site/consulta/produtos/3005123.html>>. Acesso em: 26/06/2019
- [8] – FLUIDLOC. Disponível em: <<http://www.fluidloc.com.br/site/consulta/produtos/3005040.html>>. Acesso em: 26/06/2019
- [9] – FLUIDLOC. Disponível em: <<http://www.fluidloc.com.br/site/consulta/produtos>>. Acesso em: 26/06/2019.
- [10] –CAPRICHOPORTS. Disponível em: <<https://www.caprichoimports.com.br/cilindro-mestre-freio-jac-j3-completo-com-reservatorio>>. Acesso em: 26/06/2019
- [11] – VARGA. Disponível em: <<https://www.4x4brasil.com.br/forum/jeep-willys/34675-duvida-sobre-freio-do-cj5-8.html>>. Acesso em: 26/06/2019
- [12] – AUTOUAI. Disponível em: <<https://autouai.com.br/produto/60163/reparo-cilindro-mestre-opalacaravan-1981-a-1989-controil-c-1002-2-sistema-bendix->>. Acesso em: 26/06/2019
- [13] – MAISKM. Disponível em: <<https://www.maiskm.com.br/produto/3359/GAXETA-DO-CILINDRO-DE-RODA>>. Acesso em: 26/06/2019
- [14] – FLUIDLOC. Disponível em: <<http://www.fluidloc.com.br/site/consulta/produtos/fc-39131.html>>. Acesso em: 26/06/2019
- [15] – DANIDREA. Disponível em: <<https://www.danidrea.com.br/produtos/58/reparo-de-freio-cilindro-mestre-gaxetas.html>>. Acesso em: 26/06/2019

- [16] – FLUIDLOC. Disponível em:
<<http://www.fluidloc.com.br/site/lancamentos/3005795.php>>. Acesso em: 26/06/2019
- [17] – OFICINAECIA. Disponível em:
<<https://vidadeengenhheiro.wordpress.com/2011/03/27/como-funciona-o-freio-de-um-carro/>>.
Acesso em: 26/06/2019
- [18] – Disponível em: <http://www.directindustry.com/pt/prod/jiangxi-huawu-brake-co-ltd/product-157876_1630023.html>. Acesso em: 26/06/2019
- [19] – NORTON, Robert L. – Projeto de Máquinas, 4ª edição, 2013
- [20] – Disponível em: <<https://www.explainthatstuff.com/brakes.html>>. Acesso em:
26/06/2019.
- [21] – Disponível em: <<https://www.dpk.com.br/blog/>>. Acesso em: 26/06/2019.
- [22] – Disponível em: <<https://revistaautoesporte.globo.com/Servico/noticia/>>. Acesso em:
26/06/2019.
- [23] - ROSA, da E.; LEAL, L. da C. M.; NICOLAZZI, L. C., publicação técnica, Uma
introdução à modelagem quase estática de veículos automotores de rodas (2008)
- [24] – GILLESPIE, Thomas D. – Fundamentals of Vehicle Dynamics – SAE Internacional,
1992
- [25] - SHIGLEY, Joseph E.; MISCHKE, Charles R.; BUDYNAS, Richard G. – Projeto de
Engenharia Mecânica, 7ª edição, 2005
- [26] - BRUNETTI, Franco – Mecânica dos Fluidos, 2ª edição, 2010