

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE
CURSO DE ENGENHARIA AUTOMOTIVA

PEDRO HENRIQUE MORAES DA SILVA

**ANÁLISE DO SISTEMA DE FREIO DE UM VEÍCULO DE COMPETIÇÃO
FORMULA SAE**

Joinville

2017

PEDRO HENRIQUE MORAES DA SILVA

**ANÁLISE DO SISTEMA DE FREIO DE UM VEÍCULO DE COMPETIÇÃO
FORMULA SAE**

Trabalho de Conclusão de apresentado como requisito parcial para a obtenção do título de bacharel em Engenharia Automotiva na Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico Joinville.

Orientador: Prof. Dr. Sérgio Junichi Idehara

Joinville

2017

PEDRO HENRIQUE MORAES DA SILVA

**ANÁLISE DO SISTEMA DE FREIO DE UM VEÍCULO DE COMPETIÇÃO
FÓRMULA SAE**

Trabalho de Conclusão de apresentado
como requisito parcial para a obtenção
do título de bacharel em Engenharia
Automotiva na Universidade Federal de
Santa Catarina, Centro Tecnológico
Joinville.

Orientador: Prof. Dr. Sérgio Junichi
Idehara

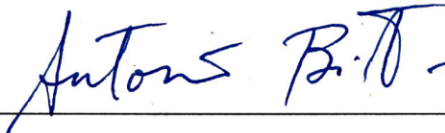
Joinville (SC), 23 de Novembro de
2017.

Banca Examinadora:



Sérgio Junichi Idehara Dr. Eng.

Orientador



Antônio de Assis Brito Neto Dr. Eng.

Membro



Marcos Alves Rabelo Dr. Eng.

Membro

AGRADECIMENTOS

Primeiramente gostaria de agradecer a minha mãe e meus familiares que mesmo longe me apoiaram e incentivaram em toda esta trajetória, fazendo de tudo para que eu chegasse até aqui.

Ao meu professor orientador, Dr. Sérgio Junichi Idehara pelo apoio e disponibilidade em ajudar na busca dos componentes para a pesquisa, pelo seu auxílio, repassando conhecimento da área e realizando correções ao decorrer do trabalho, que foi de suma importância para a conclusão.

Ao meu coordenador do projeto Formula CEM, Dr. Modesto Hurtado Ferrer, que me auxiliou e incentivou sempre que necessário, com seus ensinamentos que contribuíram para minha formação profissional e pessoal.

A equipe Formula CEM pela oportunidade de crescimento que tive nesta trajetória e aos integrantes que participaram diretamente e indiretamente deste trabalho.

Ao Fabiano L. F. Ventura que esteve presente desde a primeira prova de cálculo I, pelo seu apoio, incentivo e confiança. Aos demais amigos, que apesar da distância se mostraram presentes, apoiando e incentivando. Aos amigos que eu conheci no decorrer desta trajetória que incentivaram e apoiaram sempre que possível.

RESUMO

Durante a competição Fórmula SAE (Society of Automotive Engineers) BRASIL os veículos passam por provas dinâmicas e estáticas, sendo seu desempenho na pista e nas provas avaliados por engenheiros especialistas. Uma das provas estabelece que após percorrer certa distância, o carro deve acionar o sistema de freio e assegurar o travamento simultâneo das quatro rodas, assim como a parada do mesmo, respeitando a máxima distância exigida. No sistema de freio é válido ressaltar que para o seu dimensionamento algumas dificuldades estão presentes. Composto de um sistema mecânico e hidráulico, e conforme a montagem dos componentes, podem ocorrer perdas, ocasionando uma variação do comportamento esperado. Além disso, associado com o desenvolvimento do veículo Fórmula, uma exigência dos avaliadores durante a competição são os resultados de testes empíricos, cujos parâmetros devem ser obtidos através de experimentos e ajustes de cálculos conforme as literaturas da área. O objetivo principal presente neste trabalho é formular um modelo numérico utilizando os dados experimentais do sistema de acionamento do freio do veículo Fórmula e compará-los com os dados teóricos da equipe Fórmula CEM. Os dados experimentais serão adquiridos através dos testes, em bancada, que serão realizados utilizando instrumentações de baixo custo, baseado na plataforma Arduino.

Palavras-Chave: Dinâmica veicular; freio; fórmula; Arduino.

ABSTRACT

During the Formula SAE competition, the vehicles pass through dynamic and static tests, being their performance on the track and the tests evaluate by specialist engineers. One of the tests establishes that after driving a certain distance, the car must activate the brake system and ensure the simultaneous locking of the four wheels, as well as the stop of the vehicle, respecting the maximum required distance. In the brake system, it is worth noting that for its designing some difficulties are present. Composed of a mechanical and hydraulic system, and depending on the assembly of the components, losses can occur, causing a variation of the expected behavior. In addition, associated with the development of the Formula vehicle, a requirement of the evaluators during the competition is the results of empirical tests, whose parameters must be obtained through experiments and adjustments of calculations according to the specific literatures. The main objective of this work is to formulate a numerical model using the experimental data of the brake system of Formula vehicle brake and to compare them with the theoretical data from the Formula CEM team. The experimental data will be acquired through bench tests, which will be performed using low cost instrumentation, based on the Arduino platform.

Keywords: Vehicle dynamics; brake; formula; Arduino.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Protótipo FC-Tuper 02.....	12
Figura 2 - Temperatura disco de freio comerciais	14
Figura 3 - Princípio de Pascal no sistema de freio	15
Figura 4 - Circuito hidráulico sistema de freio	16
Figura 5 - Relação de pedal	17
Figura 6 - Cilindro mestre	18
Figura 7 - Cilindro mestre simples.....	19
Figura 8 - Configurações dos possíveis circuitos de freio	19
Figura 9 - Cilindro mestre Tandem ou duplo	20
Figura 10 - Cilindro mestre flutuante	21
Figura 11 - Cilindro mestre fixo	21
Figura 12 - Modelo cinemático Cilindro mestre	21
Figura 13 - Desaceleração do veículo em relação as diferentes pressões nos eixos dianteiros e traseiros	22
Figura 14 - Configuração do sistema de freio com balance bar	23
Figura 15 - Mecanismo balance bar	23
Figura 16 - Duto rígido (1) e flexível (2).....	25
Figura 17 - Fluídos de freio	26
Figura 18 - Pastilha usada em freio a disco	27
Figura 19 - Freio a disco	28
Figura 20 - Freio a disco tipo flutuante	29
Figura 21 - Pinça tipo fixa.....	30
Figura 22 - Pinça tipo flutuante.....	31
Figura 23 - Forças atuantes sobre o veículo em movimento.....	32
Figura 24 - Transferência de carga durante a frenagem	33
Figura 25 – Tabela 1 citada na norma ABNT NBR 10967.....	34
Figura 26 – Arduino Mega 2560 R3	36
Figura 27- Potenciômetro linear deslizante	38
Figura 28 - Conexão potenciômetro com Arduino	39
Figura 29 – Curva de calibração potenciômetro linear deslizante distância em milímetros x resposta do Arduino em bits	39
Figura 30 – Curva de calibração potenciômetro linear deslizante	40

Figura 31- Célula de carga	41
Figura 32 – Modulo conversor e amplificador HX711	42
Figura 33 - Conexão célula de carga e modulo amplificador	43
Figura 34 – Calibração da célula de carga	43
Figura 35 – Curva de calibração da célula de carga	44
Figura 36 - Sensor de proximidade indutiva	45
Figura 37 – Circuito do sensor indutivo switch	45
Figura 38 – Verificação da taxa de medição do sensor indutivo switch	46
Figura 39- Sensor de Pressão.....	47
Figura 40 – Curva de calibração do sensor de pressão	47
Figura 41 – Esquemático de todos sensores no Arduino	49
Figura 42 – Diagrama de corpo livre para um veículo Formula SAE.....	51
Figura 43 – Pedal de freio do veículo Formula CEM.....	55
Figura 44 – Mecanismo Balance Bar	56
Figura 45 – Bancada de teste do sistema de freio	59
Figura 46 – Pressão nos cilindros x deslocamento do pedal de freio.....	61
Figura 47 – Pressão x Carga aplicada ao pedal de freio.....	61
Figura 48 – Deslocamento do cilindro mestre	62
Figura 49 – Deslocamento dos pistões da pinça.....	62
Figura 50 – Instante de acionamento da pinça.....	63
Figura 51 – Medição realizada no cilindro mestre	65
Figura 52 – Deslocamento do cilindro mestre conforme uma carga aplicada	65
Figura 53 – Comparativo do modelo teórico e experimental	68
Figura 54 – Medição da distância de atuação da balance bar (dianteira)	70
Figura 55 – Variação da Pressão nos cilindros conforme a carga aplicada ao pedal.....	71
Figura 56 – Variação da porcentagem de pressão na dianteira conforme o tempo ..	73
Figura 57 – Medição da distância de atuação da balance bar (traseira)	74
Figura 58 - Variação da Pressão nas linhas de freio conforme a carga aplicada ao pedal	75
Figura 59 - Variação da porcentagem de pressão traseira conforme o tempo.....	75

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Pré visualização da NBR 6609 – Níveis de atrito de materiais de fricção para guarnições do freio baseada na SAE-J661	27
Tabela 2 – Componentes mecânicos e hidráulicos utilizados	50
Tabela 3 – Parâmetros do veículo Formula CEM.....	58
Tabela 4 – Dados do deslocamento dos êmbolos da pinça	63
Tabela 5 – Variáveis do modelo teórico	66
Tabela 6 – Custo do sistema de medição.	77
Tabela 7 – Parâmetros para análise de desaceleração	79
Tabela 8 - Dados do protótipo para comparação entre modelo teórico de Puhn e Pamphlet	80
Tabela 9 - Torque máximo teórico disponível no eixo dianteiro e traseiro pela pista	81
Tabela 10 – Travamento das rodas na frenagem.....	82

LISTA DE SIMBOLOS

μ_f - Coeficiente de atrito pneu pista dianteiro;

μ_p - Coeficiente de atrito pneu pista;

μ_r - Coeficiente de atrito pneu pista traseiro;

$D_{xmáx}$ – Desaceleração máxima antes do travamento das rodas;

F_{cilF} – Força exercida no cilindro mestre da dianteira;

F_{cilR} – Força exercida no cilindro mestre da traseira;

F_p – Força aplicada no pedal;

L_f – Distância da rotula esférica ao ponto de aplicação da força do cilindro dianteiro;

L_r – Distância da rotula esférica ao ponto de aplicação da força do cilindro traseiro;

$A_{cm,f}$ – Área do cilindro mestre dianteiro;

$A_{cm,r}$ – Área do cilindro mestre traseiro;

A_{cm} – Área do cilindro mestre;

A_{cm} – Área do cilindro mestre;

A_e – Área do êmbolo da pinça de freio;

B_f – Distância do CG ao eixo dianteiro;

B_r - Distância do CG ao eixo traseiro;

D_{cm} – Diâmetro do cilindro mestre;

D_e – Diâmetro do embolo da pinça;

F_{DA} – Força de arrasto aerodinâmico;

F_{at} – Força de atrito no disco;

F_f – Força de frenagem na dianteira;

F_{fec} – Força de fechamento da pinça;

F_{mola} – Força da mola de retorno do cilindro mestre;

F_r – Força de frenagem na traseira;

F_{ro} - Força de resistência ao rolamento;

$G_{n,f}$ - Ganho hidráulico na dianteira;

$G_{n,r}$ - Ganho hidráulico na traseira;

G_n - Ganho hidráulico;

G_{nt} – Ganho hidráulico teórico;

G_p – Ganho do pedal;

I_w – Momento de inércia;

$P_{cm,f}$ – Pressão no cilindro mestre dianteiro;

$P_{cm,r}$ – Pressão no cilindro mestre traseiro;

P_{cm} – Pressão no cilindro mestre;

P_{in} – Pressão de saída do sensor;

P_{pin} – Pressão na pinça;

R_d - Raio efetivo do disco;

R_{df} – Reação no eixo dianteiro numa situação dinâmica;

R_{dr} – Reação no eixo traseiro numa situação dinâmica;

R_{ef} – Raio efetivo do pneu

R_{sf} – Razão estática entre o peso na dianteira e o peso total do veículo;;

R_{sr} – Razão estática entre o peso na traseira e o peso total do veículo;

T_d - Torque de frenagem;

T_f - Torque na dianteira;

T_r - Torque na Traseira;

V_f – Velocidade final;

V_{in} – Tensão de entrada;

V_o – Velocidade inicial;

V_{out} – Tensão de saída;

W_f – Peso do veículo na dianteira;

W_r - Peso do veículo na traseira;

m_v – Massa do veículo;

Δ_{cc} – Variação da carga;

Δ_{cm} – Deslocamento do cilindro mestre;

Δ_e - Deslocamento do embolo da pinça;

Δ_p – Deslocamento do pedal;

Δ_{sp} – Deslocamento do potenciômetro linear deslizante;

α_w – Aceleração angular das rodas girantes;

η_b – Número de discos no eixo;

η_{cm} – Eficiência do cilindro mestre;

η_p - Eficiência do pedal;

η_s - Número de pastilhas na pinça;

μ_{pd} – Coeficiente de atrito nas pastilhas;

h - Altura do CG;

\emptyset – Distribuição das cargas estáticas;

A – Comprimento do pedal;

B – Distância do ponto da balance bar ao pivoteamento do pedal;

B – Entre eixos;

BF - Brake Factor;

C – Ponto de aplicação da força até o pivoteamento do pedal;

CG – Centro de gravidade do veículo

F – Força de atrito no pneu;

G – Razão entre a desaceleração e a gravidade;

P – Pressão na linha;

R – Razão estática entre o peso no eixo analisado e o peso total do veículo;

T – Torque de frenagem;

a – Desaceleração;

g – Gravidade;

m - massa do carro + piloto;

θ - Relação altura e entre eixos.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	8
1.1. Objetivos	10
1.1.1. Objetivo Geral	10
1.1.2. Objetivos específicos	10
1.2. Organização de trabalho	10
2. REFERENCIAL TEÓRICO	12
2.1. Sistema de Freio	12
2.1.1. Acionamento Hidráulico	14
2.1.2. Pedal	16
2.1.3. Cilindro Mestre	18
2.1.4. Brake balance bar	21
2.1.5. Tubos hidráulicos e conexões	24
2.1.6. Fluido	25
2.1.7. Pastilha	26
2.1.8. Disco	28
2.1.9. Pinça	29
2.2. Dinâmica veicular	31
2.2.1. Transferência de carga	32
2.2.2. Desaceleração	33
3. METODOLOGIA	35
3.1. Sistema de medição	36
3.1.1. Placa Arduino Uno	36
3.1.2. Potenciômetro linear deslizante	37
3.1.3. Célula de Carga	40
3.1.4. Módulo Hx711	42
3.1.5. Sensor indutivo de proximidade (tipo switch)	44
3.1.6. Sensor de pressão de óleo	46
3.1.7. Circuito elétrico	48
3.2. Componentes hidráulicos e mecânicos	50
3.3. Desenvolvimento do modelo matemático	50
3.3.1. Modelo dinâmico	51
3.3.2. Sistema de freio	55

3.4. Parâmetros do veículo	58
4. RESULTADOS.....	59
4.1. Condição de equilíbrio da balance bar	60
4.1.1. Curso do pistão da pinça.....	62
4.1.2. Resistência do cilindro mestre	64
4.1.3. Relação de pressão com o modelo teórico	66
4.1.4. Relação de curso do pedal e pinça de freio com o modelo teórico	68
4.2. Análise da balance bar.....	70
4.2.1. Condição balance bar 60% para o cilindro mestre dianteiro	70
4.2.2. Condição balance bar 60% para o cilindro mestre traseiro	73
4.3. Custo do sistema de medição	77
4.4. Modelo dinâmico	78
4.4.1. Estimativa da máxima desaceleração	78
4.4.2. Torque de frenagem máxima teórica da pista	81
4.4.3. Estimativa do torque de frenagem pelos dados experimentais	81
5. CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS	83
5.1. Conclusão	83
5.2. Trabalhos Futuros	84
REFERÊNCIAS.....	85
APÊNDICE A	87

1. INTRODUÇÃO

A competição Fórmula SAE (Society of Automotive Engineers) BRASIL é composta por estudantes de diferentes fases e cursos de engenharias. Seu intuito é proporcionar oportunidade aos integrantes em aplicar os conhecimentos teóricos adquiridos em sala, na prática, como complemento à formação da engenharia.

O desafio decorrente da competição não está presente somente nos ramos das engenharias, mas nas áreas administrativas, gestão de pessoas e o crescimento pessoal também são enriquecidos. “Os estudantes também ganham visibilidade por parte das grandes empresas e oportunidade de reconhecimento (SAE BRASIL, 2017)”. Nestes projetos os trabalhos são realizados em grupos, em que a equipe desenvolve um projeto completo e fabrica um carro tipo Fórmula seguindo o regulamento da SAE.

Durante o evento, os carros passam por provas dinâmicas e estáticas, seu desempenho na pista e nas provas é avaliado por engenheiros especialistas, que analisam cada detalhe do projeto, com o propósito de verificar o conhecimento dos integrantes. Da mesma forma, são observadas as apresentações técnicas das equipes, que englobam todo o projeto, custo e uma apresentação de marketing. As provas apresentam pontuações distintas, de maneira a garantir que a equipe que seguir todo o regulamento e obtiver o maior destaque em projeto e carro vença a competição.

Uma das provas estabelece que após percorrer uma distância, o veículo deve acionar o sistema de freio e assegurar o travamento simultâneo das quatro rodas, assim como a parada do mesmo, respeitando certa distância máxima. Para que o veículo opere conforme essa especificação da norma, deve-se projetá-lo com base no conhecimento desenvolvido em áreas de freios, transferência de cargas dinâmicas do carro e dissipação térmica nos discos de freio. Neste trabalho iremos

tratar especificamente do freio a disco com pinça e atuação hidráulica, mecanismo presente no veículo Fórmula SAE.

A frenagem é um processo em que a energia cinética do veículo é convertida em energia mecânica e deve ser dissipada na forma de calor (CHENGAL; GUNASEKHAR; HARINATH, 2013), cuja desaceleração do carro, está diretamente ligada as forças atuantes sobre o mesmo. Um problema que surge durante a frenagem é a transferência de carga dinâmica decorrente da desaceleração do veículo (PAMPHLET, 1976), variando a capacidade de frenagem de cada roda do veículo. Os parâmetros que estão relacionados são o peso e a posição do centro de gravidade do veículo.

Associado com o desenvolvimento do veículo Fórmula, uma exigência dos avaliadores durante a competição são os resultados de testes veiculares, cujos parâmetros devem ser obtidos por meio de experimentos e ajustes de cálculos conforme as literaturas da área. A concepção dos sistemas de freio é um processo em que, com o apoio de ferramentas de simulação e cálculos da dinâmica de frenagem, todo o sistema é dimensionado em base teórica, comparando a potência e taxa de frenagem esperada com a desejada (BREUER; BILL, 2008).

Da mesma maneira como ocorre nas montadoras de veículos, existe uma etapa de projeto em que são realizados testes com os automóveis, onde o principal objetivo é analisar o comportamento de todos os sistemas e subsistemas. Na competição Fórmula SAE não é diferente, assim, os resultados dos testes veiculares justificam a troca de componentes sub ou superdimensionados, redução de peso, seleção de material e melhora na eficiência e segurança do veículo.

No sistema de freio é válido ressaltar que para o seu dimensionamento algumas dificuldades estão presentes. Sendo um sistema mecânico e hidráulico, e conforme a montagem dos componentes, podem ocorrer perdas, devido a folgas, atrito, deformação, ocasionando uma variação no comportamento esperado. Outro fator que dificulta o dimensionamento, é devido à falta de dados para o desenvolvimento analítico, como por exemplo, dados do atrito do pneu, atrito da pastilha, que em certos casos não são acessíveis. A força de frenagem é limitada pela quantidade de atrito possível entre os pneus e a superfície do solo (HEIRING; ERSOY, 2011). Justificando a importância destes dados para o desenvolvimento do projeto.

Visto que este é um sistema ligado diretamente com a segurança do veículo e devido ao propósito da competição, os componentes devem ser especificados e montados corretamente. Assim sendo, citam-se o objetivo deste trabalho a seguir.

1.1. Objetivos

1.1.1. Objetivo Geral

O objetivo deste trabalho é a instrumentação do sistema de freio do veículo Formula, através de sensores e hardware de baixo custo, correlacionando seus resultados à formulação de um modelo numérico.

1.1.2. Objetivos específicos

- a) Analisar qual a histerese na carga/curso presente no sistema hidráulico e verificar sua influência no desempenho de frenagem;
- b) Correlacionar a força e deslocamento aplicados sobre o pedal de freio e a pressão nas linhas hidráulicas, ajustando-as com os cálculos teóricos;
- c) Estimar o comportamento dinâmico do veículo em frenagens, associando com estas forças medidas;
- d) Averiguar a influência do componente “balance bar” do pedal nas linhas hidráulicas.

1.2. Organização de trabalho

Este trabalho é composto por 5 capítulos organizados da seguinte forma:

O capítulo 2 nos mostra o referencial teórico o qual é utilizado os conceitos do sistema de freio a disco, bem como a atuação dos sistemas mecânicos e hidráulicos. Os conceitos de dinâmica veicular, relacionando transferência de carga e desaceleração, também, estão presentes neste capítulo.

No capítulo 3 é explicada a metodologia para instrumentação e aquisição dos sinais medidos e análise através da utilização dos softwares para simulação.

No capítulo 4 são mostrados os resultados das medições experimentais e comparativos com a simulação numérica.

O capítulo 5 descreve a conclusão deste trabalho bem como as sugestões de trabalhos futuros.

2. REFERENCIAL TEÓRICO

O presente capítulo busca apresentar uma revisão da literatura mostrando os aspectos principais para o desenvolvimento deste trabalho com base em um veículo Fórmula SAE. Segue na Figura 1 o protótipo desenvolvido pela equipe Formula CEM da Universidade Federal de Santa Catarina.

Figura 1 – Protótipo FC-Tuper 02



Fonte: Autor (2017)

2.1. Sistema de Freio

Os sistemas de freio são projetados com objetivo de parar o veículo e controlar sua velocidade. Parece fácil, mas os problemas começam quando os freios devem reduzir a alta velocidade do veículo em uma distância curta, e fazê-lo repetidamente. Não se admite falhas ou perda de controle, e todos os sistemas de

freio devem atender a estes objetivos. A diferença entre um bom sistema e um sistema inadequado é o quão bem ele vai operar sob as condições mais adversas (PUHN, 1985).

Assim, segundo Limpert (1999) o sistema de freio deve operar com segurança nas condições de funcionamento, incluindo estradas escorregadias, molhadas ou secas, quando o veículo estiver ligeiramente carregado, com carga total ou tracionando uma carga extra, com o sistema de frenagem molhado ou seco, em condições de estradas mais suaves ou extremamente rugosas e até mesmo quando utilizado por um motorista iniciante ou experiente.

Breuer e Bill (2008) classificam que estes usos gerais podem ser formulados em termos de três funções básicas que um sistema de freio deve proporcionar, sendo eles:

- Desacelerar o veículo até cessar o movimento.
- Manter a velocidade do veículo durante a operação em declive.
- Manter o veículo estacionado após ele estar completamente parado.

Além disso, os freios são essencialmente dispositivos de dissipação de energia e, portanto, geram uma grande quantidade de calor durante sua operação. E desta forma, eles devem ser projetados para absorver e transferir esse calor sem causar danos a si mesmos ou no seu entorno (NORTON, 2004).

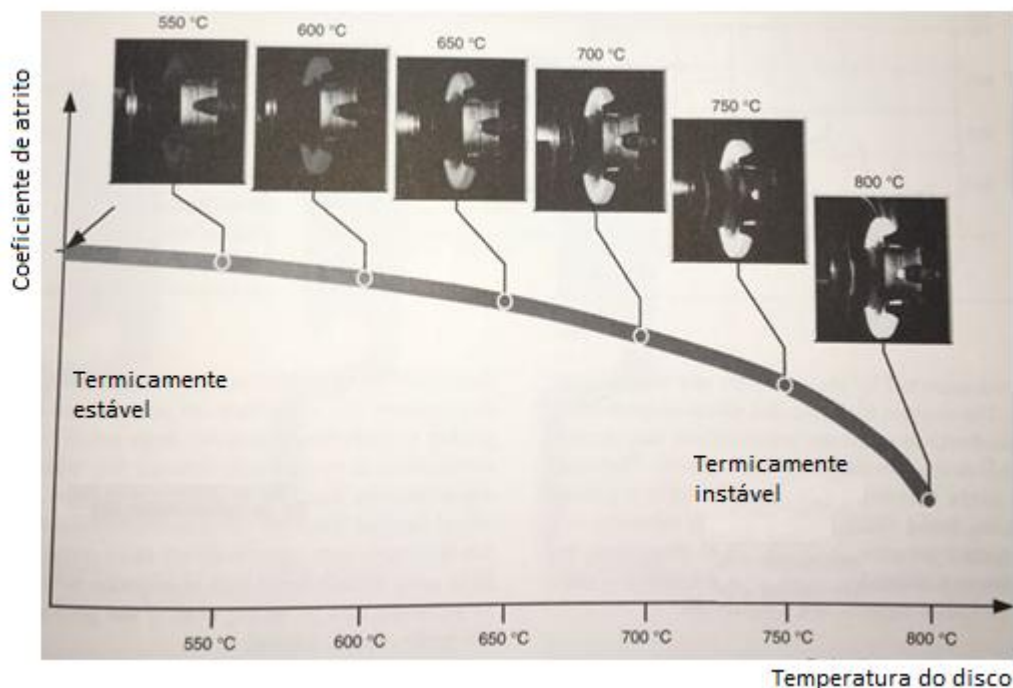
Também, de acordo com Chengal; Gunasekhar; Harinath (2013) a frenagem é um processo em que a energia cinética do veículo é convertida em energia mecânica e deve ser dissipada na forma de calor. Este calor é dissipado para a atmosfera influenciando a parada do veículo, exigindo do sistema de freio os seguintes requisitos:

- Os freios devem ser capazes de parar o veículo com uma distância máxima em casos de emergência.
- O condutor deve ter o controle adequado do veículo durante a frenagem.
- Os freios devem possuir boas características de dissipação de calor, isto é, a sua eficiência não deve diminuir com a aplicação prolongada e constante.
- Devem possuir boas propriedades quanto ao desgaste.

Pode-se perceber na Figura 2 uma diminuição do coeficiente de atrito conforme se aumenta a temperatura do disco de freio comercial, podendo resultar

no aumento significativo da distância de frenagem se o sistema de freio estiver superaquecido (BREUER; BILL, 2008).

Figura 2 - Temperatura disco de freio comerciais



Fonte: Adaptado de Breuer; Bill (2008, p. 33).

A seguir descrevem-se os principais componentes que formam um sistema de freio do veículo Fórmula.

2.1.1. Acionamento Hidráulico

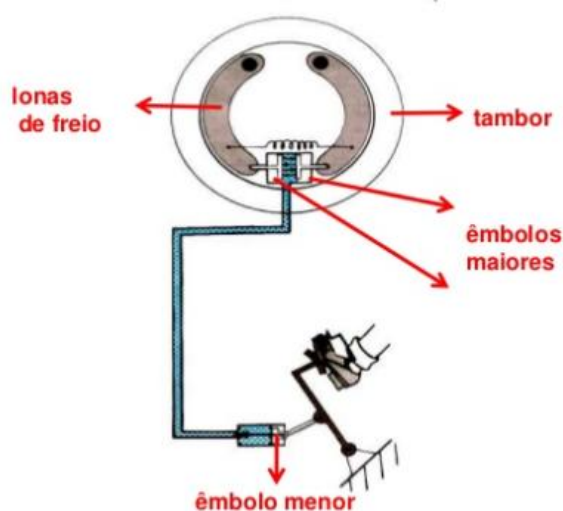
Atualmente, existem diferentes meios para acionar os freios de um veículo, como os sistemas mecânicos, hidráulicos, eletromagnéticos e pneumáticos. O sistema presente na aplicação automotiva Fórmula SAE utiliza o princípio hidráulico para transmitir a energia de acionamento.

A função principal de um acionador é transmitir a força aplicada pelo condutor até os freios, gerando o atrito entre os materiais de fricção, necessário à desaceleração. Para que o sistema hidráulico funcione, é necessário que esteja totalmente fechado e completamente cheio de fluido, sem vazamento ou presença de ar, popularmente denominado de “sangria” do sistema.

O fluido é pressurizado seguindo o Princípio de Pascal, onde, a pressão que se aplica a um fluido se transmite integralmente a todos os seus pontos bem como às paredes do recipiente que o contém.

A Figura 3 mostra o funcionamento do acionamento hidráulico em um freio a tambor, funcionamento hidráulico similar aos freios a discos. É válido ressaltar que o êmbolo menor e os êmbolos maiores, estão relacionados respectivamente com o cilindro mestre e os cilindros de roda presente no sistema de freio.

Figura 3 - Princípio de Pascal no sistema de freio

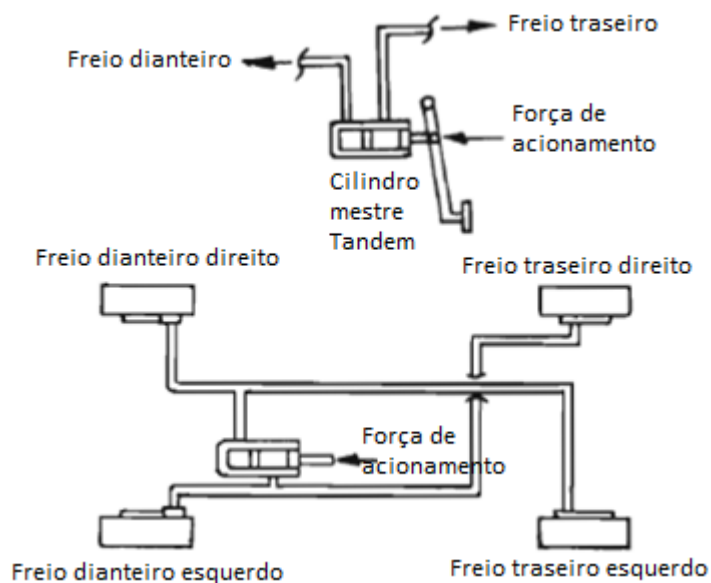


Fonte: FISICA (2017)

A aplicação da força na articulação do pedal do freio opera um pistão no cilindro mestre que pressiona o fluido no interior das linhas. A pressão do fluido em cada cilindro de roda pressiona o material de atrito (pastilha ou lona) contra o tambor ou disco durante a frenagem (PUHN, 1985). A Figura 4 mostra o sistema de freio mencionado em Puhn (1985).

Durante a frenagem, o atrito sobre o disco gera um torque contrário ao movimento em função da força do pedal aplicada. As características do torque de frenagem e da força do pedal são determinadas pelos parâmetros mecânico/hidráulico do sistema (PAMPHLET, 1976).

Figura 4 - Circuito hidráulico sistema de freio



Fonte: Adaptado de Puhn (1985, p. 45).

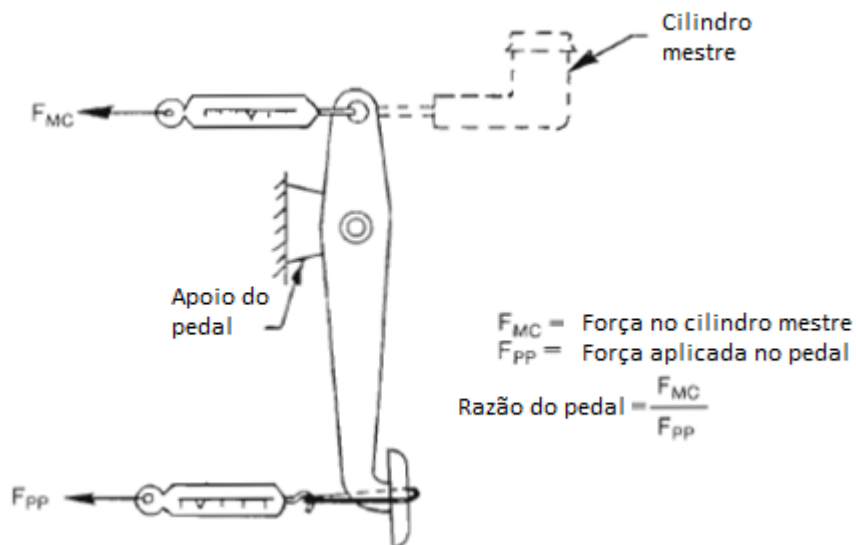
2.1.2. Pedal

O pedal de freio é o componente que é acionado pelo operador, fazendo com que inicie-se o acionamento hidráulico. É composto por uma haste pivotada que tem a finalidade de transmitir e ampliar a força aplicada pelo motorista até o cilindro-mestre.

O projeto e a construção desse componente afetam o funcionamento do freio e a sensação subjetiva do condutor em relação à ergonomia e conforto. Deve ser a parte mais confiável de um sistema de freio, pois sua falha pode significar uma perda completa de frenagem. A relação de pedal para freio sem auxílio de força externa é de cerca de 5,0 para 1,0 e as proporções para pedais com auxílio são de 3,0 para 1,0 (PUHN, 1985).

Para Oshiro (1994) a relação de pedal ou o ganho deve estar entre 4,0 a 6,5 para garantir uma desaceleração segura do veículo. A Figura 5 apresenta a a relação de pedal comentada anteriormente.

Figura 5 - Relação de pedal



Fonte: Adaptado de Puhn (1985, p. 70).

Por considerações ergonômicas a força que o motorista pode aplicar ao pedal, com o pé direito, para as mulheres é de aproximadamente 445N, enquanto para os homens é de aproximadamente 823N (LIMPERT, 1999). Tanto a força do pedal, quanto o seu deslocamento são parâmetros importantes que contribuem para a segurança e eficiência da frenagem.

Para veículos sem o auxílio de força acionadora, o sistema de freio deve ser projetado para uma força máxima do pedal de 445 a 489N, onde uma desaceleração teórica de 1g (9,81m/s²) seja alcançada quando o veículo estiver carregado. Os motoristas, geralmente, classificam a relação de força e desaceleração do pedal de 267 a 445 N/g como muito bom e 445 a 668N/g como aceitável (LIMPERT, 1999).

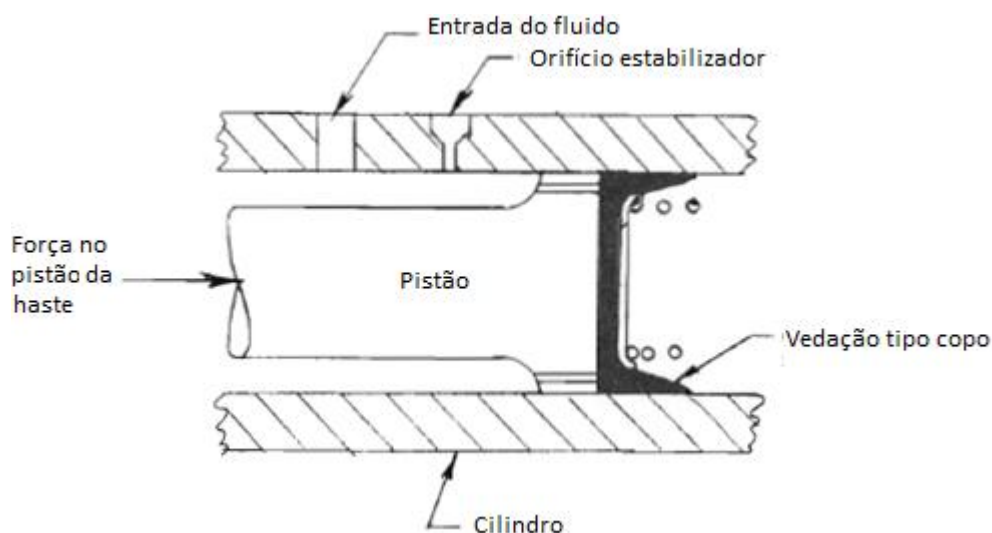
De acordo com Puhn (1985), o pedal de freio deve ser projetado de modo que quando alcançada a força máxima de aplicação, sua posição seja de 90° em relação à haste (pushrod), que por sua vez deve estar alinhada ao cilindro-mestre.

Ambos os autores comentam que o curso máximo do pedal não deve exceder de 150mm.

2.1.3. Cilindro Mestre

O movimento e a pressão do fluido de freio são gerados pelo pistão do cilindro mestre, este pistão é conectado ao pedal do freio por uma ligação de uma haste simples, conforme a Figura 6.

Figura 6 - Cilindro mestre

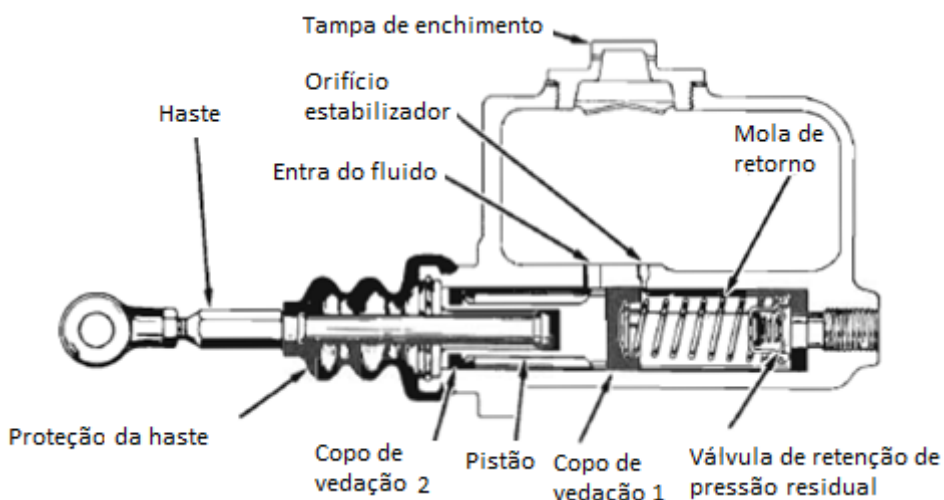


Fonte: Adaptado de Puhn (1985, p. 46).

O cilindro mestre de freio tem como função converter a força mecânica aplicada pelo motorista sobre o pedal de freio em pressão hidráulica, pressão esta que pressurizará o fluido dentro dos circuitos hidráulicos deslocando-o até as pinças e/ou cilindros de roda e resultando na força mecânica aplicada para frenagem (REIF, 2014).

De acordo com Limpert (1999), os cilindros podem ser do tipo simples ou duplo. O cilindro mestre simples é formado basicamente pelo pistão, cilindro, mola de retorno e reservatório, conforme apresentado na Figura 7.

Figura 7 - Cilindro mestre simples

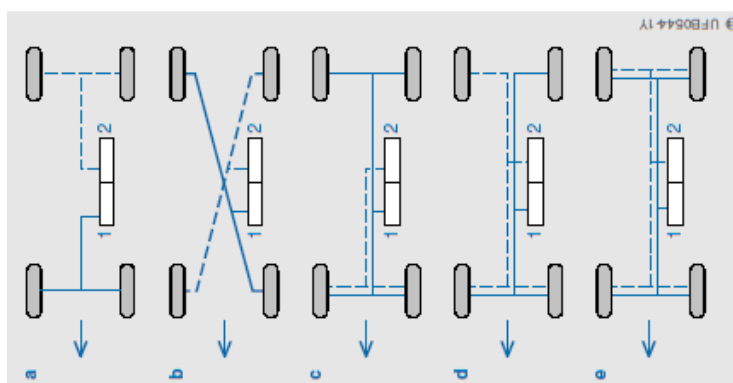


Fonte: Adaptado de Puhn (1985, p. 45).

Conforme Puhn (1985), nos primeiros sistemas de freio, um único cilindro mestre era responsável por pressurizar todo o sistema de freio. Porém, caso houvesse falha em algum ponto do sistema, a potência total de frenagem seria perdida. Devido a isto, a legislação DIN74000 exige dois circuitos independentes entre os freios (REIF, 2014).

Há cinco maneiras pelas quais os dois circuitos de freio podem ser divididos. A norma utiliza as seguintes combinações de letras para designar as cinco configurações diferentes: II, X, HI, LL e HH. Essas letras são escolhidas porque suas formas são aproximadamente os traçados das linhas que ligam o cilindro mestre aos cilindros de rodas/pinças (REIF, 2014). Indicados na Figura 8 as diferentes configurações.

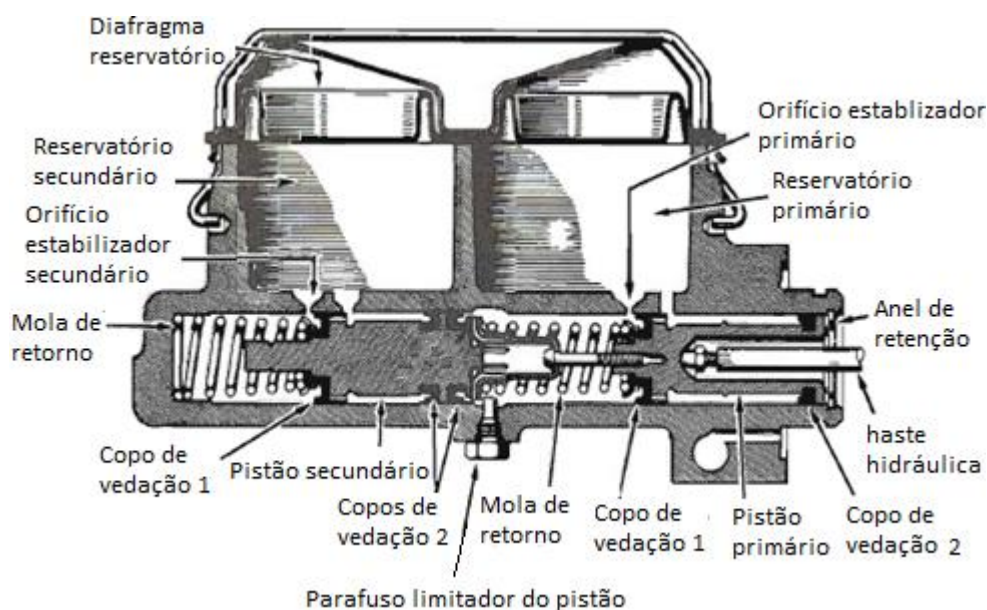
Figura 8 - Configurações dos possíveis circuitos de freio



Fonte: Reif (2014, p. 39).

O cilindro mestre tandem ou duplo conforme ilustrado na Figura 9, é composto por dois pistões em linha dentro de um único cilindro. Deste modo, cada compartimento deste modelo funciona como um cilindro simples individual, o que garante a individualidade dos sistemas.

Figura 9 - Cilindro mestre Tandem ou duplo



Fonte: Adaptado de Puhn (1985, p. 48).

A exigência legal de que os sistemas de freio devem conter dois circuitos independentes, significa que em carros de corrida é possível se utilizar dois cilindros mestre simples independentes. (HEIRING; ERSOY, 2011).

Quanto à disposição, a fixação do cilindro mestre pode ser flutuante ou fixa. O tipo flutuante irá proporcionar uma montagem mais compacta do cilindro à estrutura, visto que ele é articulado. Enquanto o tipo fixo apresenta facilidades construtivas, sendo o mais comum. Segue na Figura 10 e na Figura 11 os cilindros respectivamente citados.

Uma concepção mais recente, mostrada na Figura 12(b), não assegura qualquer grau de liberdade de rotação entre a haste e os flutuadores, permitindo que o cilindro mestre tenha o mesmo movimento de arco feito pelo pedal durante o curso (BREUER; BILL, 2008).

A vantagem desta concepção é que toda a força transmitida pelo pedal para a haste é usada para gerar a pressão na câmara. Ao contrário da concepção tradicional, a qual somente parte da força total é empregada para gerar pressão na

câmara. Para o protótipo FC Tuper utiliza-se dois cilindros mestre do tipo simples fixo.

Figura 10 - Cilindro mestre flutuante



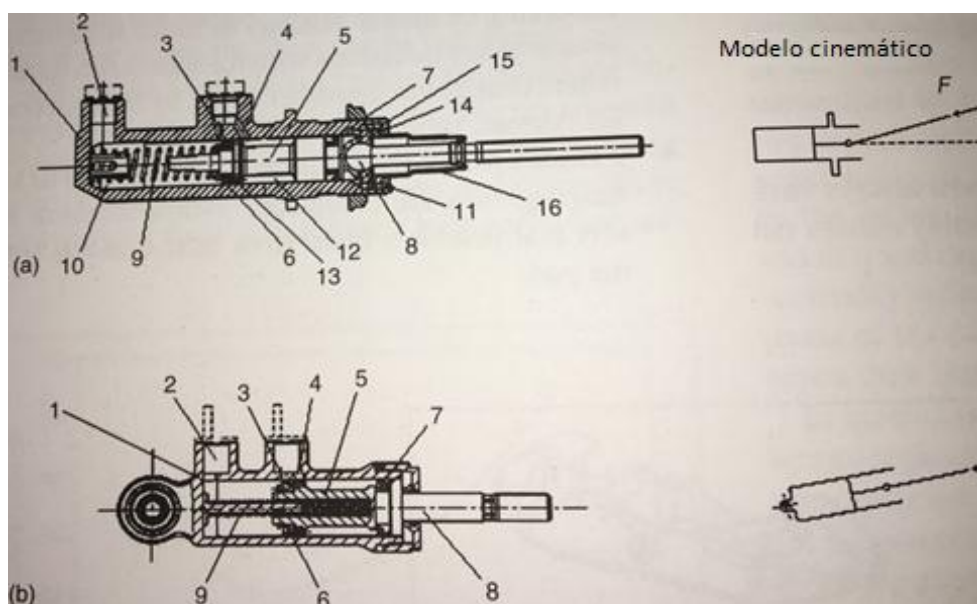
Fonte: TILTON (2017)

Figura 11 - Cilindro mestre fixo



Fonte: TILTON (2017)

Figura 12 - Modelo cinemático Cilindro mestre



Fonte: Adaptado de Breuer; Bill (2008, p. 260).

2.1.4. Brake balance bar

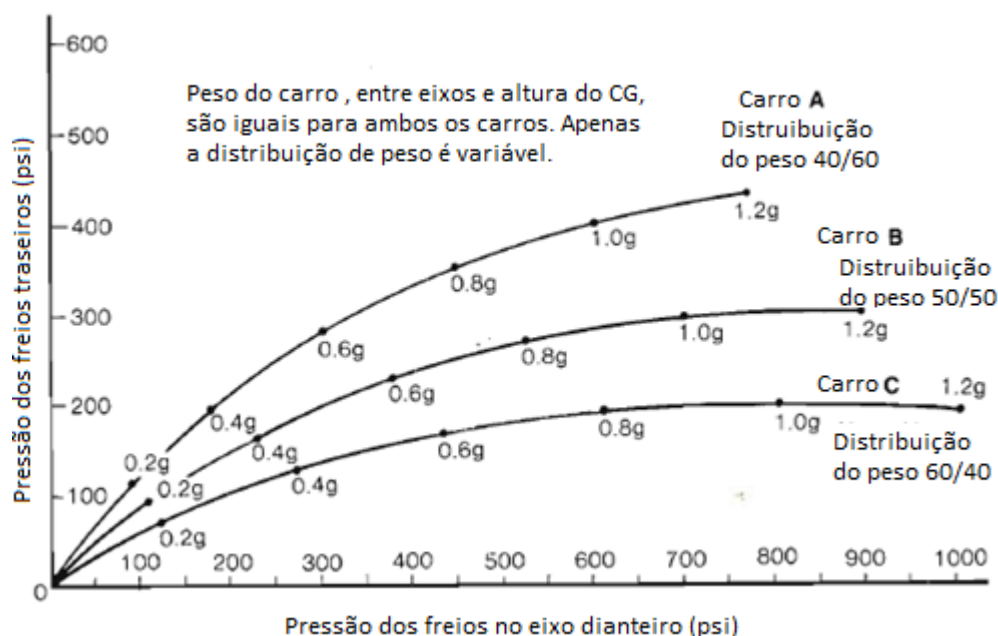
Durante a frenagem, como resultado do deslocamento dinâmico da carga sobre o eixo traseiro do veículo para o eixo dianteiro, a força de frenagem aplicada sobre as rodas dianteiras do veículo é superior às forças aplicadas nas rodas

traseiras. Por conseguinte, os freios dianteiros necessitam ter uma maior capacidade de frenagem, apresentando configurações diferentes dos traseiros. A redução da carga no eixo traseiro não é uma progressão linear, a redução avança a uma velocidade mais rápida à medida que a desaceleração aumenta.

Puhn (1985) comenta que a maior desaceleração veicular ocorre quando os pneus dianteiro e traseiro atingem seu limite de tração ao mesmo tempo. Os pneus desenvolvem a aderência máxima antes de deslizarem (condição de travamento das rodas). A Figura 13, apresenta a relação da desaceleração do veículo, conforme a variação na pressão no sistema de frenagem dianteiro e traseiro.

A possibilidade de variar a relação de força de frenagem aplicada entre os eixos dianteiros e traseiros pode ser realizada através de uma válvula de pressão ou mecanismos como o balance bar. A válvula de pressão atua hidraulicamente por perda de carga, regulando a pressão dos freios dianteiros e traseiros, sendo a taxa de aumento de pressão para os freios traseiros menor do que para os freios dianteiros.

Figura 13 - Desaceleração do veículo em relação as diferentes pressões nos eixos dianteiros e traseiros

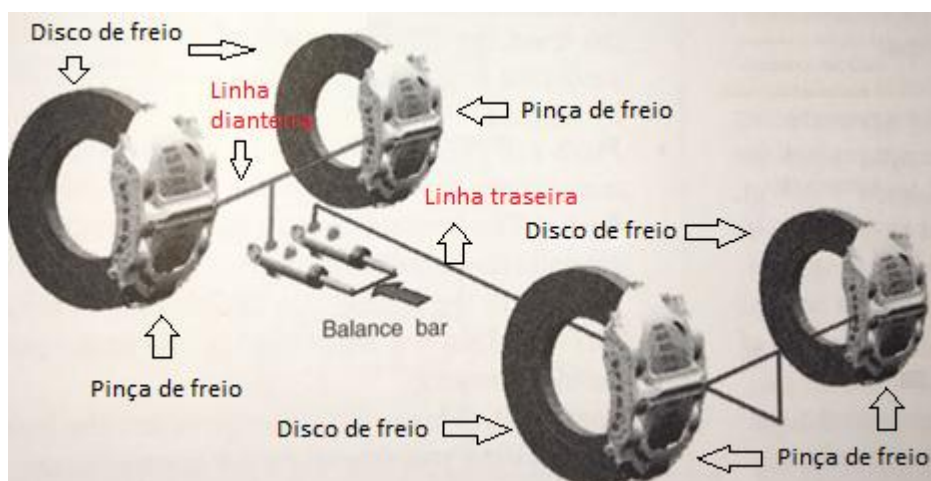


Fonte: Adaptado de Puhn (1985, p. 56).

Já o mecanismo balance bar requer dois cilindros mestre simples para operar. Na Figura 14, é possível perceber os dois cilindros mestres conectados através de

uma ligação cinemática, conhecida como balance bar, que age distribuindo a força transmitida pelo pedal nas barras de pressão dos dois cilindros mestres em proporções variáveis (BREUER; BILL, 2008).

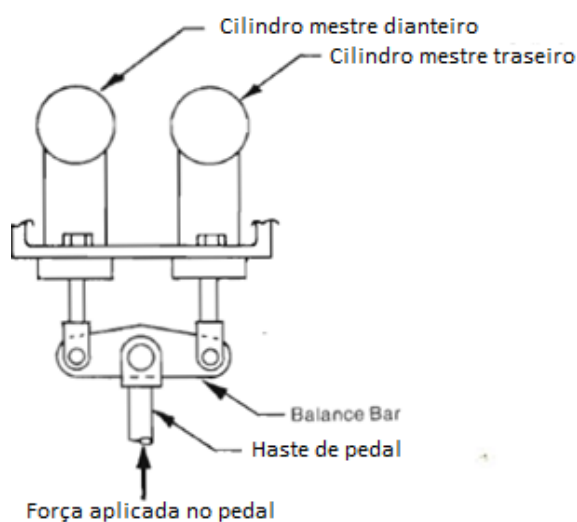
Figura 14 - Configuração do sistema de freio com balance bar



Fonte: Adaptado de Breuer; Bill (2008, p. 259).

Para Puhn (1985), a balance bar está presente na maioria dos carros de corrida com dois cilindros mestre. A barra de equilíbrio representa a força do pedal do freio para ambos cilindros. É ajustável para variar a força de frenagem entre o cilindro dianteiro e traseiro, e as barras de equilíbrio atuais ainda permitem o ajuste pelo motorista através do cockpit. O mais simples é composto por uma ligação com três conexões, conforme mostra a Figura 15.

Figura 15 - Mecanismo balance bar



Fonte: Adaptado de Puhn (1985, p. 73).

A relação entre a pressão exercida na dianteira e traseira é determinada pela posição dos cilindros mestres na barra de equilíbrio em relação ao pivô ou rótula, onde é aplicado o somatório das forças e momentos, a fim de obter as reações em cada cilindro mestre.

No caso deste trabalho, o controle da distribuição de forças sobre os sistemas hidráulicos é feito pela balance bar.

2.1.5. Tubos hidráulicos e conexões

Os tubos hidráulicos e conexões são utilizados para conectar os componentes hidráulicos de um sistema de freio. São responsáveis por transmitir a pressão hidráulica do cilindro mestre às pinças ou aos cilindros de roda.

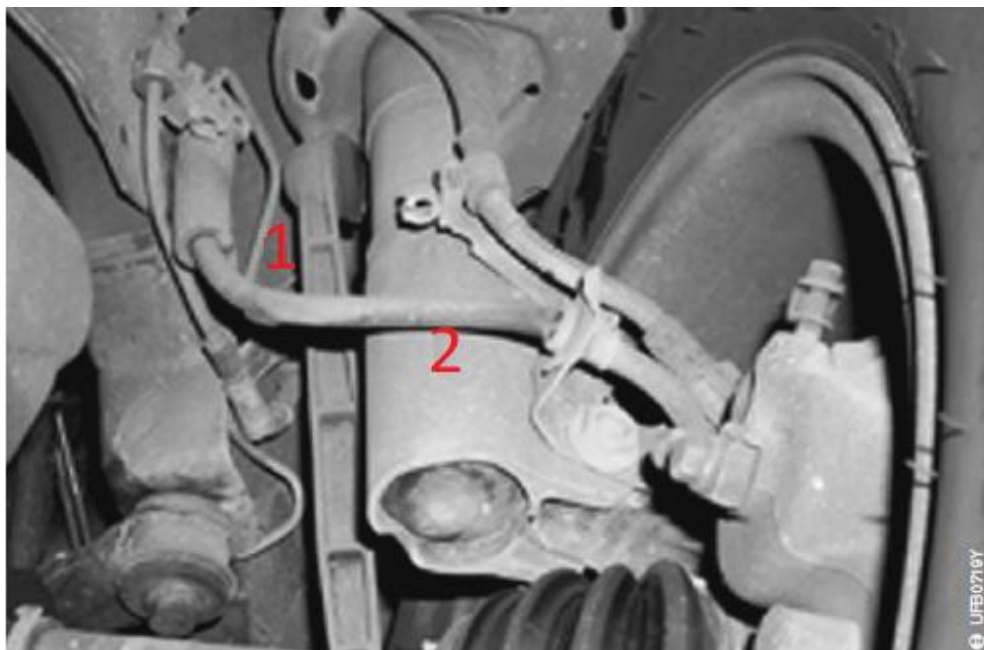
De acordo com Heiring; Ersoy, (2011), os principais requisitos para esses conectores são a capacidade de suportar cargas mecânicas e de pressão, baixo deslocamento de fluido (expansão), resiliência térmica e resistência a produtos químicos, como óleo, combustíveis e água salgada.

Os dutos que transportam o fluido de freio podem ser rígidos ou flexíveis. As linhas rígidas são usadas para conectar componentes hidráulicos estacionários. São feitos de tubos de aço soldado e de parede dupla, para proteger contra os efeitos ambientais, e a superfície exterior do tubo é galvanizada e revestida em plástico.

As linhas flexíveis são utilizadas entre componentes móveis, como eixos ou pinças de freio. As mangueiras de freio garantem a transmissão da pressão do fluido para os freios sem qualquer obstrução, mesmo em condições extremas. A própria mangueira consiste em uma mangueira interna, uma camada dupla de trança para atuar como suporte de pressão e uma camada de borracha externa para protegê-la.

Para Reif (2014), as mangueiras de freio formam uma ligação flexível entre os tubos de freio que estão rigidamente ligados à carroceria e aos freios, que estão conectados em componentes sujeitos a movimentos, por exemplo, suspensão, cubo de roda e roda, sendo eles. Segue na Figura 16 o duto rígido e flexível mostrado nos itens 1 e 2 respectivamente.

Figura 16 - Duto rígido (1) e flexível (2)



Fonte: Reif (2014, p. 54).

Os comprimentos e usos das mangueiras de freio flexíveis são estabelecidos em especificações que em alguns casos são exclusivas de cada veículo. Em geral, os regulamentos exigem que as mangueiras de freio não possam entrar em contato com a suspensão ou componentes do corpo do veículo e que as faixas de trabalho de temperatura e pressão especificadas sejam superiores aos valores de operação.

Nos ensaios realizados neste trabalho, as linhas hidráulicas são compostas somente por tubos internamente de PTFE e com revestimento traçado em aço inoxidável.

2.1.6. Fluido

Dentro da porção hidráulica do sistema de frenagem, o fluido de freio é o meio pelo qual a energia é transmitida entre o cilindro mestre, a unidade de controle hidráulico e os freios das rodas. A tarefa do fluido dos freios é assegurar a transmissão da pressão hidráulica aos componentes do freio dentro de uma faixa de temperaturas de operação especificada. Além disso, o líquido do sistema lubrifica os componentes móveis, como juntas, pistões e válvulas, protegendo-os da corrosão (HEIRING; ERSOY, 2011).

Os requisitos de qualidade aplicáveis são estabelecidos nos padrões SAE J 1703, Federal Motor Vehicle Safety Standard (FMVSS 116), ISO 4925, conforme a Figura 17 abaixo (REIF, 2014).

Figura 17 - Fluídos de freio

Padrão do teste		FMVSS 116 ⁽¹⁾			SAE J1703
Avaliação/Classificação do fluido		DOT3	DOT4	DOT5, DOT5.1	11.83
Ponto de ebulição seco	min. °C	205	230	260	205
Ponto de ebulição úmido	min. °C	140	155	180	140
Viscosidade fria em -40°C	mm ² /s	1500	1800	900	1800

Fonte: Adaptado de Reif (2014, p. 55).

O tipo de fluido de freio deve ser escolhido com cuidado, como visto, os freios dissipam calor, podendo ser em quantidade maior dependendo da aplicação e característica do veículo. Durante a frenagem o fluido é aquecido, e se o mesmo entrar em ebulição ocorre a formação de vapor d'água nas linhas, devido ao fato do vapor ser compressível, a formação desta leva a falha do sistema. Dessa forma, o curso do pedal aumenta ao ponto de chegar ao curso máximo sem gerar pressão suficiente na linha para a frenagem. Para os ensaios realizados na bancada, utilizou-se o fluido DOT 4.

2.1.7. Pastilha

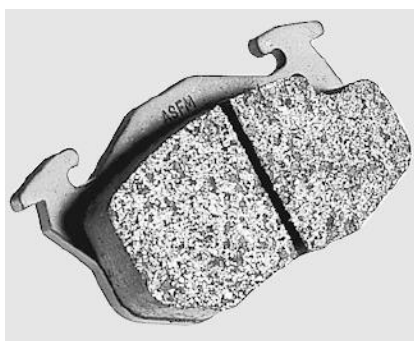
A fricção surge quando duas superfícies em contato tendem ou deslizam uma contra a outra. Existe sempre resistência ao deslizamento, esta resistência é chamada de força de atrito. Esta força atua sobre as superfícies deslizantes em seu ponto de contato em uma direção oposta ao movimento. E depende de dois fatores, sendo eles, tipo de superfícies em contato e quantidade de força normal pressionando as superfícies do conjunto (PUHN, 1985).

Durante a frenagem, as pastilhas de freio ou sapatas são pressionadas contra uma superfície rotativa, o disco ou tambor. Este contato gera fricção entre os materiais resultando na força de frenagem, onde a energia cinética do veículo é convertida em energia térmica, como discutido anteriormente.

O coeficiente de atrito cinético entre a pastilha e o disco determina a quantidade de força que deve ser aplicada ao pedal do freio para alcançar um determinado efeito na frenagem (REIF, 2014).

Segue na Figura 18 o modelo de uma pastilha utilizada em freio a disco.

Figura 18 - Pastilha usada em freio a disco



Fonte: Reif (2014, p. 60).

Para (PUHN, 1985), um bom material de fricção deve apresentar as seguintes características:

- Coeficiente de fricção não deve mudar com o aumento da temperatura;
- Não deve se desgastar rapidamente;
- Não danificar a superfície que está em contato;
- Não deve ser ruidoso quando os freios são acionados.

Em relação aos materiais, não existe um material padrão, encontrando-se diferentes tipos, cada um fabricado com a característica necessária à aplicação, por exemplo, o material de fricção utilizado em carros de corrida não é o mesmo aplicado em carros populares. Na Tabela 1 a classificação dos materiais das pastilhas de freio.

Tabela 1 – Pré visualização da NBR 6609 – Níveis de atrito de materiais de fricção para guarnições do freio baseada na SAE-J661

Código	μ
C	Maior do que 0.15
D	0.15 a 0.25
E	0.25 a 0.35
F	0.,35 a 0.45
G	0.45 a 0.55
H	Acima de 0.55
Z	Não classificado

Fonte: TARGET (2017)

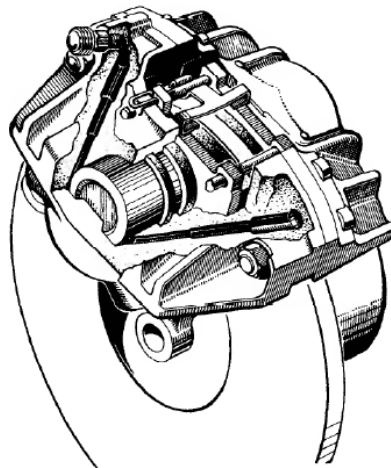
Para o projeto foi considerado um μ de 0,45, devido ao material das pastilhas.

2.1.8. Disco

Durante a frenagem, do total da energia cinética convertida em calor, aproximadamente 90% dessa energia é absorvida pelo disco de freio e depois transferida para o ar circundante. A superfície do disco pode atingir temperaturas de até 700 °C (HEIRING; ERSOY, 2011).

Um freio de disco típico é ilustrado na Figura 19. O rotor ou o disco rodam entre as pinças. O pistão do cilindro da roda pressiona as pastilhas contra o rotor e produz o torque do freio (LIMPERT, 1999).

Figura 19 - Freio a disco



Fonte: Limpert (1999, p. 43).

Segundo Puhn (1985), o material do disco deve possuir boas propriedades ao desgaste e atrito, alta rigidez e ser capaz de suportar elevadas temperaturas. Um rotor é medido pelo seu diâmetro externo e sua espessura total nas duas superfícies de contato. Seu diâmetro, geralmente, é limitado pela dimensão da roda. Alguns rotores possuem ranhuras ou rasgos usinados nas superfícies de contato. Estes reduzem o acúmulo de partículas de poeira ou resíduos entre as pastilhas e o disco.

Conhecido como disco ventilado, alguns discos são moldados com passagens de resfriamento radiais. Esta característica produz um efeito igual ao de um

ventilador de ar fazendo com que o ar circule do centro do rotor até o seu exterior, aumentando a transferência térmica.

Se tratando de fixação, existem dois tipos de disco disponíveis no mercado automotivo. O tipo mais comum é fixado ao cubo da roda, empregado na maioria dos carros e motocicletas convencionais. O segundo, é conhecido como disco flutuante, também é fixo ao cubo de roda, porém, apresenta uma estrutura bipartida unida por rebites conforme a Figura 20.

Figura 20 - Freio a disco tipo flutuante



Fonte: QUATRO RODAS (2017)

É composto de dois componentes: um anel de fricção plano e um suporte de disco interno. O anel de fricção ou rebite é livre para se mover na direção axial em relação ao suporte do disco, que está firmemente conectado ao cubo, permitindo a flutuação lateral entre as peças. A flutuação possibilita compensar pequenos empenamentos no disco sem introduzir vibrações no sistema, e diminuir a transferência de calor para o rolamento da roda (HEIRING; ERSOY, 2011). Devido a isto o tipo flutuante é utilizado no protótipo Formula CEM.

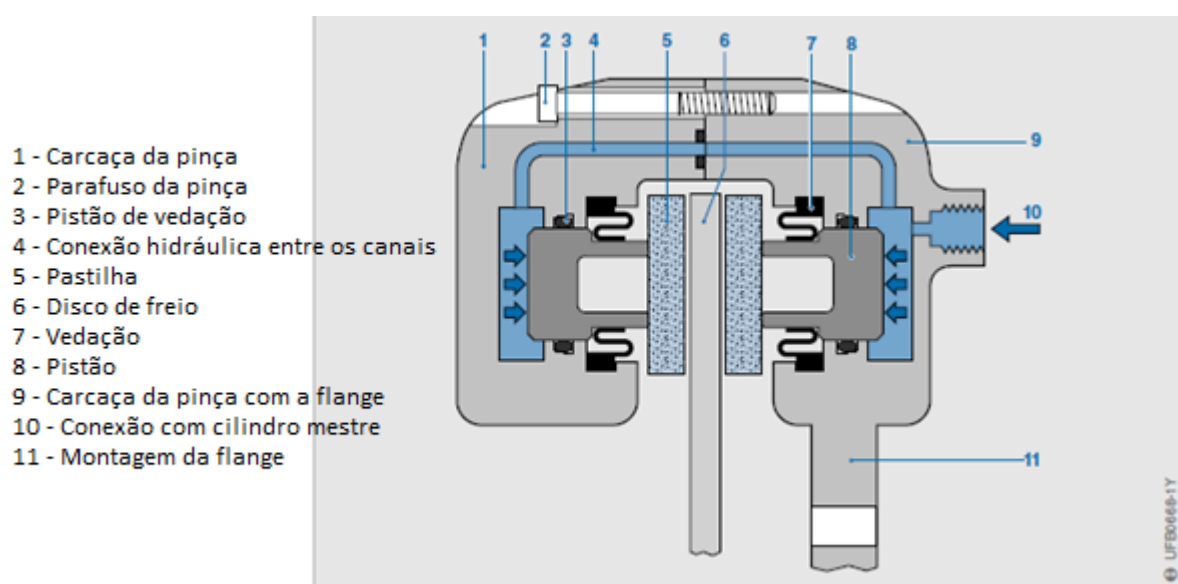
2.1.9. Pinça

As pinças ou calipers do disco possuem pastilhas de freio e pistões hidráulicos que movem as pastilhas contra as superfícies do disco. Existem diversos

tipos de pinças, que diferem no material, geometria e disposição do pistão. Independente da forma, todas as pinças de freio funcionam com o mesmo princípio, quando o motorista pressiona o pedal de freio, o fluido de freio força os pistões contra as pastilhas, gerando atrito contra o disco (PUHN, 1985).

Para Limpert (1999), as pinças podem ser classificadas em pinças do tipo fixa e pinça flutuante. Um projeto de pinça fixa é ilustrado na Figura 21. O caliper, com acionamento fixado no flange, tem dois ou quatro pistões que empurram as pastilhas para fora. São presos com fixadores padrões e requerem menos peças de serviço.

Figura 21 - Pinça tipo fixa



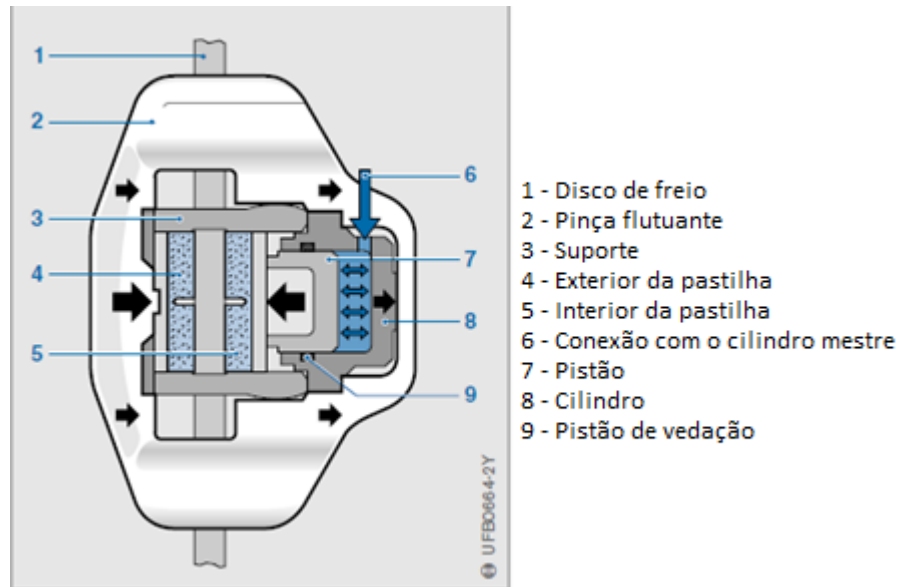
Fonte: Adaptado de Reif (2014, p. 66).

A pinça flutuante, mostrada na Figura 22, apresenta um ou dois pistões, é utilizada apenas no lado interno. A pressão hidráulica que força o pistão e a pastilha em direção ao rotor, também força a caixa do pistão (cilindro da roda) na direção oposta para pressionar a placa externa contra o rotor.

As vantagens em relação aos modelos de pinças fixas são pela facilidade na montagem, uma vez que não têm um pistão no lado de fora ou na roda. Possuem uma temperatura de operação do fluido de freio inferior em relação a pinça fixa, ocasionando uma menor vaporização do fluido, e apresentam menos pontos de vazamento e são mais fáceis de sangrar durante operação. Por ser flutuante ela se auto ajusta caso o disco esteja com movimentos axiais, permitindo maior área de contato. O modelo utilizado no veículo é de moto comercial, do tipo flutuante tanto

no eixo dianteiro quanto traseiro e ambas possuem dois êmbolos, variando apenas o diâmetro dos êmbolos. Foi utilizado o modelo de pinça da moto NX400 para o eixo dianteiro e CBX 250 para os eixos traseiros.

Figura 22 - Pinça tipo flutuante

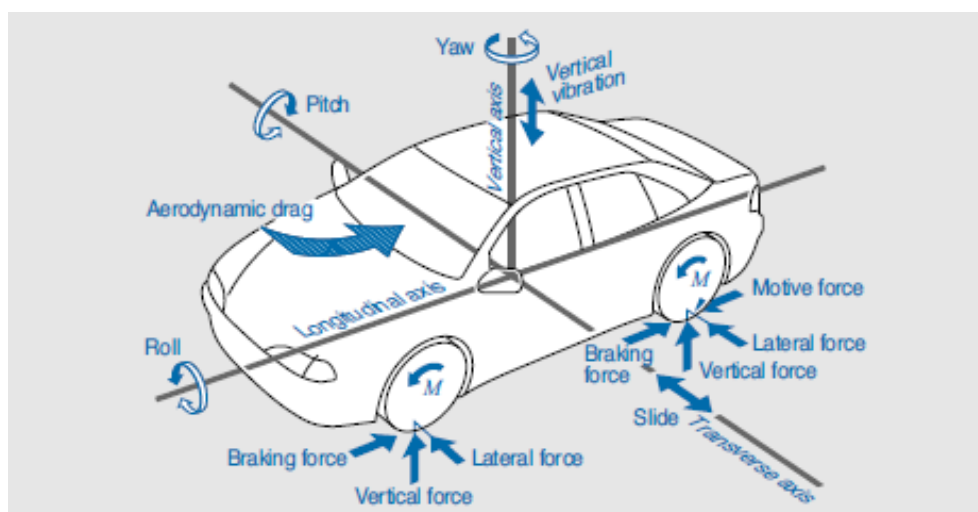


Fonte: Adaptado de Reif (2014, p. 67)

2.2. Dinâmica veicular

Durante a aceleração e a frenagem, surgem diversas forças externas que atuam no veículo, a exemplo das forças de atrito que agem sobre as rodas e as forças inerciais no centro de gravidade do veículo. Internamente ao veículo, a força total de frenagem é distribuída entre as rodas dianteiras e traseiras, de modo que a força longitudinal total seja dividida entre todas as rodas em frenagem. Na condição de aceleração, apenas as rodas motorizadas são submetidas a forças longitudinais. (HEIRING; ERSOY, 2011). Segue na Figura 23 as forças dinâmicas atuantes sobre o automóvel.

Figura 23 - Forças atuantes sobre o veículo em movimento



Fonte: Reif (2014, p. 15).

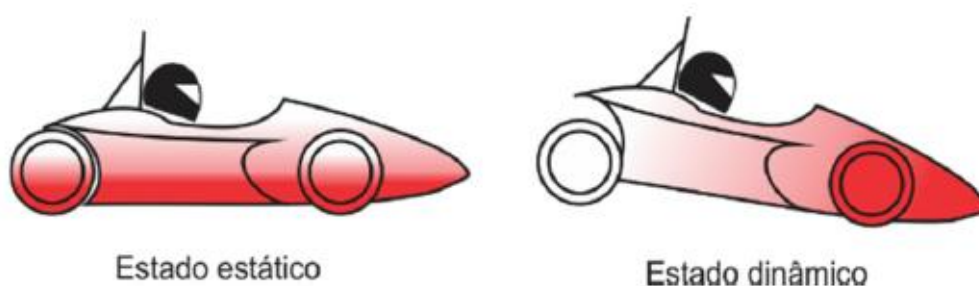
As forças que ocorrem durante a frenagem influenciam diretamente na dinâmica lateral do veículo, já que as forças sobre o corpo influenciam indiretamente a estabilidade lateral do pneu. Os momentos em relação ao eixo axial e vertical que atuam no veículo podem ser reduzidos ao distribuir adequadamente a força de frenagem. Durante este processo, desacelerar o veículo com maior intensidade possível não é o fator mais importante. A estabilidade do veículo em torno do eixo vertical também deve ser levada em conta (BREUER; BILL, 2008).

2.2.1. Transferência de carga

Um problema significativo na frenagem surge como resultado da transferência de carga dinâmica induzida pela desaceleração do veículo. Isto é especialmente importante na concepção de veículos em que existe uma diferença significativa nas localizações do centro de gravidade entre os casos carregados e descarregados. Para os veículos com uma alteração significativa da carga no eixo durante a frenagem, a distribuição das forças de frenagem entre os eixos deve ser cuidadosamente analisada a fim de obter um desempenho aceitável nas superfícies das vias escorregadias e secas, e para as condições de condução vazias e carregadas. (PAMPHLET, 1976).

O momento resultante da aceleração ou frenagem ocorre conforme a distância do centro de gravidade do veículo em relação ao solo. Este movimento, também conhecido como pitch, causa mudanças nas forças verticais do eixo dianteiro e traseiro do veículo. No caso da frenagem, uma parte da força vertical das rodas traseiras é transferida para as rodas dianteira, resultando em forças verticais maiores sobre as rodas dianteiras. E justificando a necessidade de um sistema de freio com maior capacidade de frenagem na dianteira (HEIRING; ERSOY, 2011). Essa transferência pode ser vista na Figura 24.

Figura 24 - Transferência de carga durante a frenagem



Fonte: FLATOUT (2017)

Para Breuer e Bill (2008) a força de inércia no centro de gravidade que se desenvolve durante um processo de frenagem e causa o movimento de pitch do veículo, é influenciada pela altura do centro de gravidade, a distância entre eixos e a rigidez das molas. A transferência de carga do eixo traseiro para o dianteiro altera a capacidade de frenagem máxima de ambos os eixos, visto que a força de frenagem é o produto da massa pela desaceleração. Com o aumento da massa no eixo dianteiro devido à transferência de carga, o eixo traseiro necessitará de uma menor força de frenagem, sendo assim é possível que ocorra o travamento das rodas traseiras, ocasionando a perda da estabilidade do veículo.

2.2.2. Desaceleração

O movimento de um veículo desacelerando pode ser descrito por quatro medidas da física: distância, tempo, velocidade e desaceleração (LIMPERT, 1999). Visto os parâmetros envolvidos com a desaceleração, pode-se perceber sua

importância para a segurança dos passageiros. Porém, a desaceleração não pode ocorrer de forma brusca, evitando colocar em risco a vida dos passageiros. Para uma frenagem segura os valores devem ser seguidos conforme a Figura 25, relacionando à norma ABNT NBR 10967.

Figura 25 – Tabela 1 citada na norma ABNT NBR 10967

Tabela 22.1. Tabela 1 citada na norma ABNT NBR 10967

Desaceleração média para veículos das categorias M e N			
Veículo da categoria	Velocidade inicial	Desaceleração média	
		Carregado	Sem carga
M ₁	80 km/h	1,7 m/s ²	1,5 m/s ²
M ₂	60 km/h	1,5 m/s ²	1,3 m/s ²
M ₃	60 km/h	1,5 m/s ²	1,5 m/s ²
N ₁	70 km/h	1,3 m/s ²	1,1 m/s ²
N ₂	50 km/h	1,3 m/s ²	1,1 m/s ²
N ₃	40 km/h	1,3 m/s ²	1,3 m/s ²

Fonte: Pietro (2014)

Além disso, na norma ABNT NBR 10967, é informado que o freio de emergência deve proporcionar uma desaceleração média de 2,9 m/s². De acordo com o “Regulamento da Homologação de Modelo de Automóveis e Reboques, seus Sistemas, Componentes e Unidades Técnicas”, ANEXO II – Definição das categorias e modelos de veículos, a Categoria M mostrada na Figura 25, é relacionada a Veículos à motor concebidos e construídos para o transporte de passageiros com pelo menos quatro rodas BDJUR (2000).

3. METODOLOGIA

Este trabalho avalia através de testes experimentais aplicados em uma bancada utilizando o sistema de freio de um veículo de competição Fórmula SAE, onde os resultados experimentais foram adquiridos através do micro controlador Arduino, o qual foi utilizado por suas diversas funcionalidades, facilidade na linguagem de programação e baixo custo. No apêndice a encontra-se o programa utilizado no Arduino para adquirir a leitura de cada sensor.

Após a instrumentação, foram realizadas as análises visando encontrar os principais parâmetros que contribuem para caracterização do sistema de freio de um veículo Formula SAE. São elas, a pressão presente em cada linha do sistema após uma força conhecida aplicada ao pedal de freio, e conforme está força aplicada a influência no deslocamento do pedal de freio, relação entre o deslocamento do pedal e o deslocamento do embolo das pinças e a contribuição da variação da barra balance bar na distribuição de força aos cilindros mestre.

Posteriormente, as respostas decorrentes dos testes foram analisadas com a utilização do programa Excel e o programa Engineering Equation Solver (EES), e foi executado o pós-processamento correlacionando os resultados com os cálculos teóricos do projeto de freio de 2016 do veículo FC-Tuper 2, produzido pela equipe de competição Fórmula CEM, da Universidade Federal de Santa Catarina de Joinville.

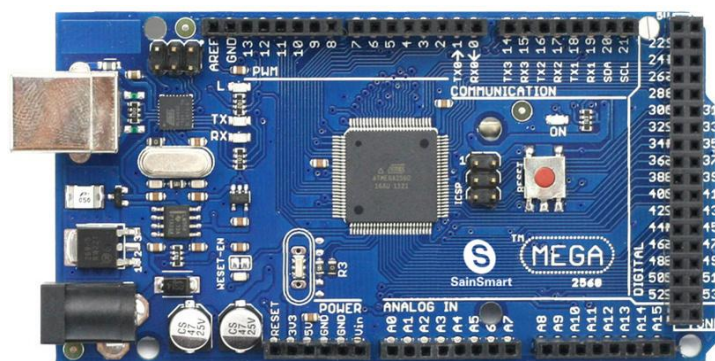
3.1. Sistema de medição

Para a realização dos testes no sistema de freio do veículo apresentado, a bancada foi instrumentada com os componentes mostrados a seguir.

3.1.1. Placa Arduino Uno

O Arduino é uma plataforma open-hardware e possui seu próprio ambiente de desenvolvimento baseado na linguagem C, deixando a programação bem intuitiva. A plataforma é o dispositivo onde os sensores serão conectados para realizar a aquisição dos dados conforme suas funções. Na Figura 26 a plataforma Arduino utilizada e posteriormente suas especificações.

Figura 26 – Arduino Mega 2560 R3



Fonte: Autor (2017)

- Especificações:
 - Modelo: MEGA 2560 R3;
 - Microcontrolador: ATmega2560;
 - Tensão de funcionamento: 5V;
 - Tensão de entrada (recomendada): 7-12V;
 - Limite de tensão: 6 a 20 Volts;
 - Saídas digitais I/O Pin: 54 (dos quais 14 oferecem saída PWM);
 - Canais de entradas analógicas: 16;

- Corrente DC por saída digital I/O Pin: 40mA;
- Corrente DC por saída analógica Pin: 50mA;
- Flash memory: 256kb (ATmega2560) dos quais 8 KB são utilizados pelo carregador de inicialização;
- SRAM: 8 KB (ATmega2560);
- EEPROM: 4KB (ATmega2560);
- Clock Speed: 12MHz;
- Dimensões (CxLxA): 120x53x10mm;
- Peso: 35g.

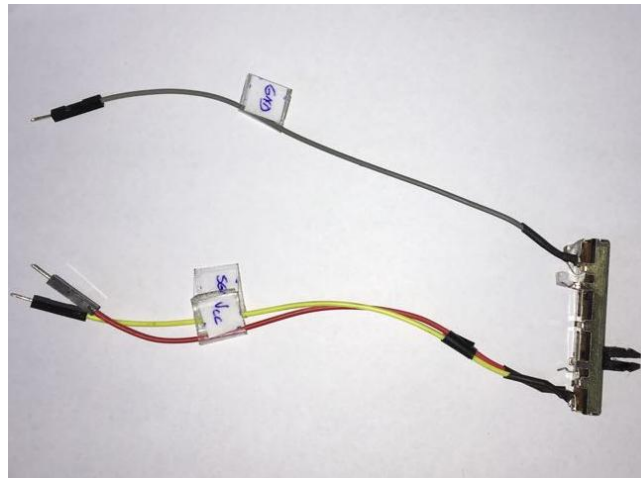
Este microcontrolador possui funções para trabalhar com entradas analógicas, via conversor A/D para digitalização dos dados, conforme o pino utilizado como parâmetro do algoritmo.

A função utilizada para os sensores analógicos foi `analogRead` (pino), que tem como finalidade ler o valor presente em um pino configurado como entrada analógica. Internamente, o Arduino possui um conversor A/D de 10 bits. Dessa forma o valor retornado por esta função estará na faixa de 0 a 1023 bits, conforme o valor presente no pino. O tempo para leitura pela função `analogRead` é por volta de 100 micro segundos, dessa forma a máxima taxa de aquisição que se pode ter é de 10.000 vezes por segundo.

3.1.2. Potenciômetro linear deslizante

Este módulo, o potenciômetro, incorpora uma resistência variável linear com uma resistência máxima de 10K. Segue imagem na Figura 27 e posteriormente suas especificações.

Figura 27- Potenciômetro linear deslizante



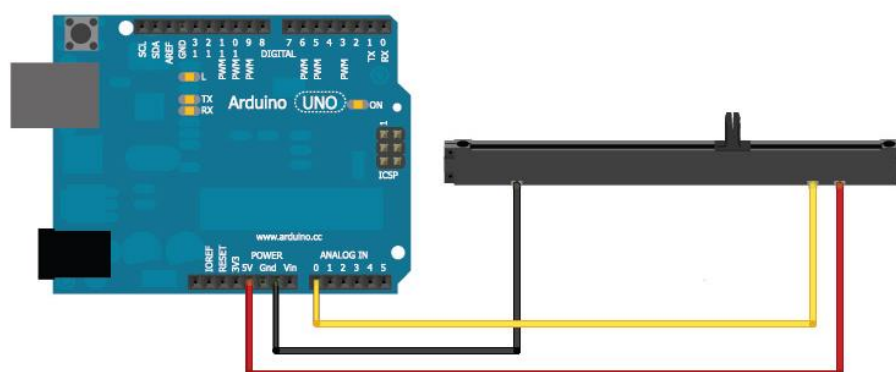
Fonte: Autor (2017)

- Especificações
 - Tensão de operação: 3,3 a 5V DC
 - Porta: Analógica
 - Impedância: 10K
 - Tamanho: 9 x 2,8 x 2,6
 - Peso: 16 g

O Potenciômetro linear deslizante tem como finalidade a obtenção do deslocamento linear da haste do cilindro mestre, visto que ele foi posicionado para medir o deslocamento da junta da balance bar que está diretamente ligada aos cilindros mestres. Conforme o acionamento do pedal, a balance bar empurra os cilindros mestres, onde é possível analisar o movimento linear do pedal relacionando o movimento da junta que está ligada a balance bar.

Este sensor é conectado ao Arduino conforme o circuito da Figura 28, sendo um conector para alimentação de 5V, outro para o terra e um para a entrada analógica no Arduino.

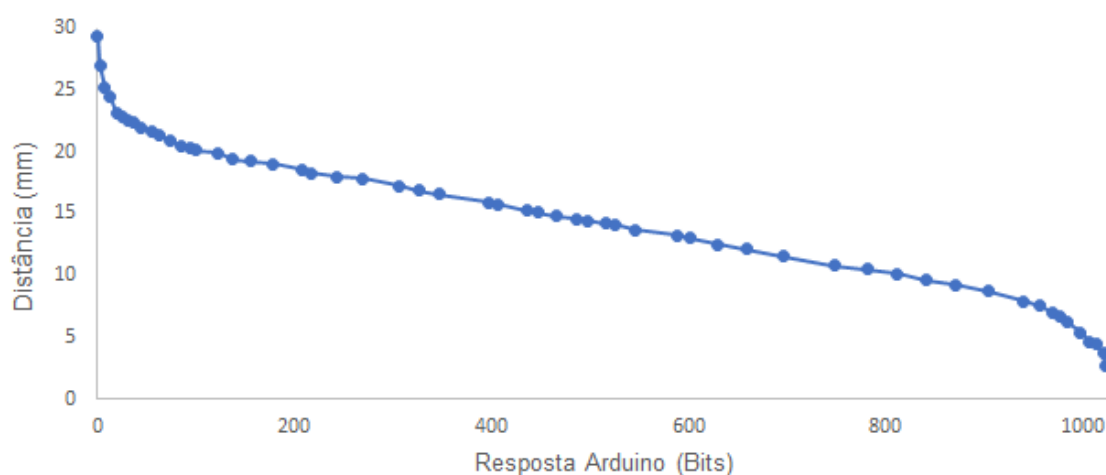
Figura 28 - Conexão potenciômetro com Arduino



Fonte: Autor (2017)

Para a verificação deste sensor foi utilizado um paquímetro com resolução de 0,05 mm, onde a posição do pino do potenciômetro na posição limite resultou em uma resposta de 0V ou 0 bits, ou seja, posição inicial. Posteriormente, variou-se a posição do pino até sua outra extremidade, no caso, 5v ou 1023 bits, durante essa variação foram medidas com o paquímetro a distância em milímetros para cada resposta em bits. Obteve-se 57 pontos conforme a Figura 29.

Figura 29 – Curva de calibração potenciômetro linear deslizante distância em milímetros x resposta do Arduino em bits

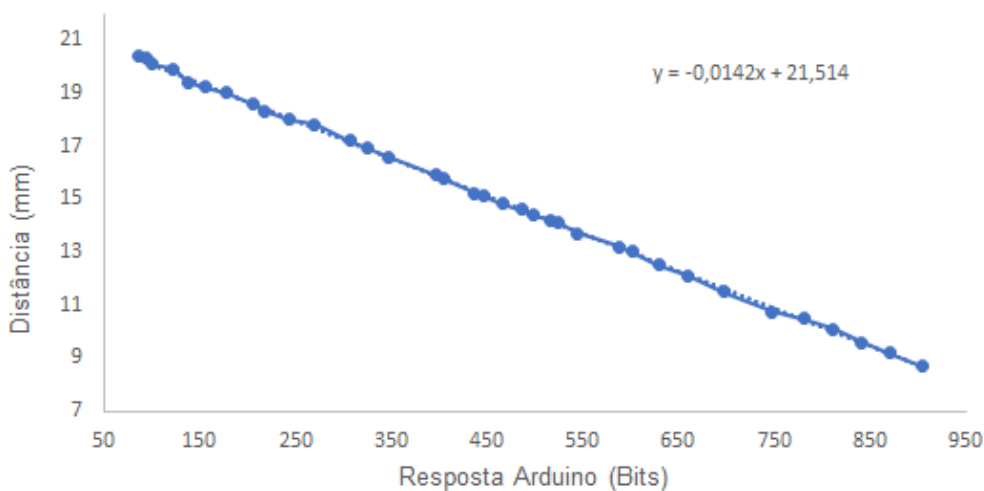


Fonte: Autor (2017)

Conforme a curva de calibração acima é possível perceber que o sensor apresenta uma dispersão em seus valores, comportamento não linear quando

sua posição está próxima a um dos seus extremos, 0 ou 1023 bits. A fim de considerar os valores na faixa linear, retirou-se os dados que não eram lineares. Segue na Figura 30 a carta de calibração final.

Figura 30 – Curva de calibração potenciômetro linear deslizante



Fonte: Autor (2017)

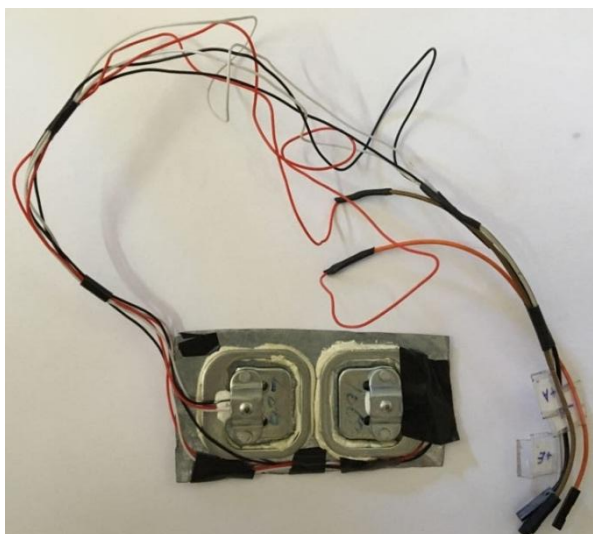
A partir da curva gerada pelo programa Excel, foi obtida a Equação (1) que relaciona a distância (Δ_{sp}) em função da resposta medida no Arduino (x).

$$\Delta_{sp} = -0,0142x + 21,514 \quad (1)$$

3.1.3. Célula de Carga

O sensor de carga pode ser usado individualmente ou em conjunto. Dependendo da aplicação é necessário conectar mais de um sensor com o intuito de aumentar o range da medição (máx. 50kgf). Este sensor deve ser utilizado em conjunto com um módulo amplificador de sinal como o Módulo Conversor HX711 para condicionamento do sinal. Segue na Figura 31 o sensor mencionado e suas respectivas especificações.

Figura 31- Célula de carga



Fonte: Autor (2017)

- Especificações:
 - Sensor de peso
 - Capacidade máxima: 50 kgf
 - Conexão: 3 fios
 - Dimensões: 34 x 34 x 7mm

Está célula de carga funciona como as pontes de Wheatstone, conforme a deformação do material a resistência é alterada semelhante a um extensômetro, como a resistência varia de uma forma muito pequena foi-se necessário utilizar um módulo amplificador para avaliar melhor a variação.

A célula de carga foi posicionada sobre o pedal de freio. Utilizaram-se duas células para garantir um range total da força aplicada sobre o pedal. Durante o esforço aplicado pelo piloto no pedal de freio, na frenagem, as células de carga sofrem deformações, gerando a resposta medida da força aplicada.

3.1.4. Módulo Hx711

O módulo conversor e amplificador HX711 de 24 bits, utilizado para amplificar o sinal de dispositivos como células de carga, fazendo a interligação entre essas células e o microcontrolador. Este módulo usa o CI conversor A/D (Analógico/Digital) HX711, e pode ser conectado à célula de carga. Segue na Figura 32 o sensor apresentado e posteriormente suas especificações.

Figura 32 – Modulo conversor e amplificador HX711

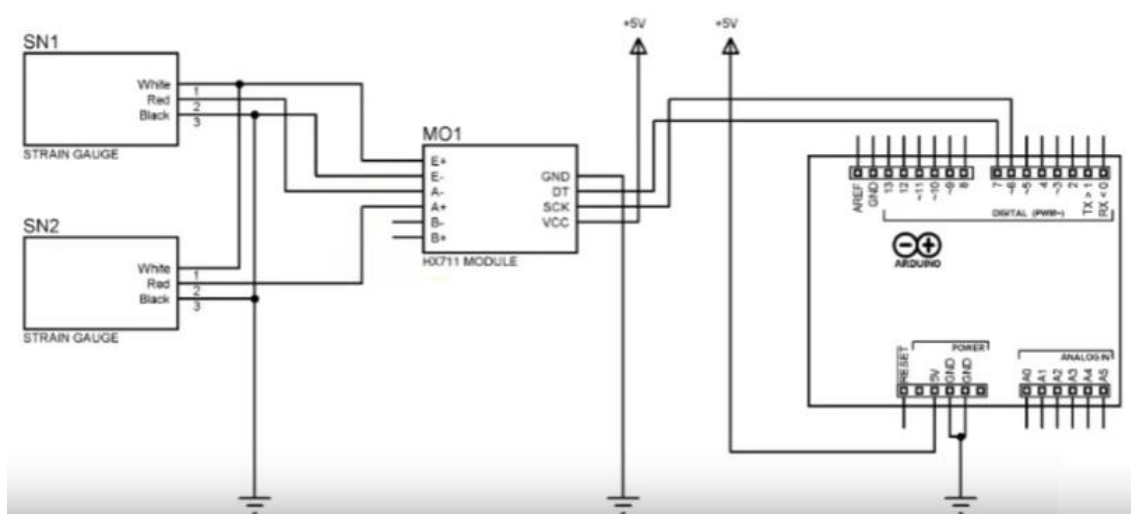


Fonte: Autor (2017)

- Especificações:
 - Módulo HX711 (datasheet)
 - Tensão de operação: 4,8 a 5,5V DC
 - Corrente de operação: 1,6mA
 - Temperatura de operação: -20 a 85°C
 - Interface SPI
 - Dimensões: 29 x 17 x 4mm (sem os pinos)

A Figura 33 apresenta a célula de carga conectada com o modulo amplificador e ao Arduino.

Figura 33 - Conexão célula de carga e módulo amplificador



Fonte: Autor (2017)

Para calibração da célula de carga foi utilizado uma balança convencional, onde foram adicionados pesos conhecidos. Segue na Figura 34 a calibração da célula de carga.

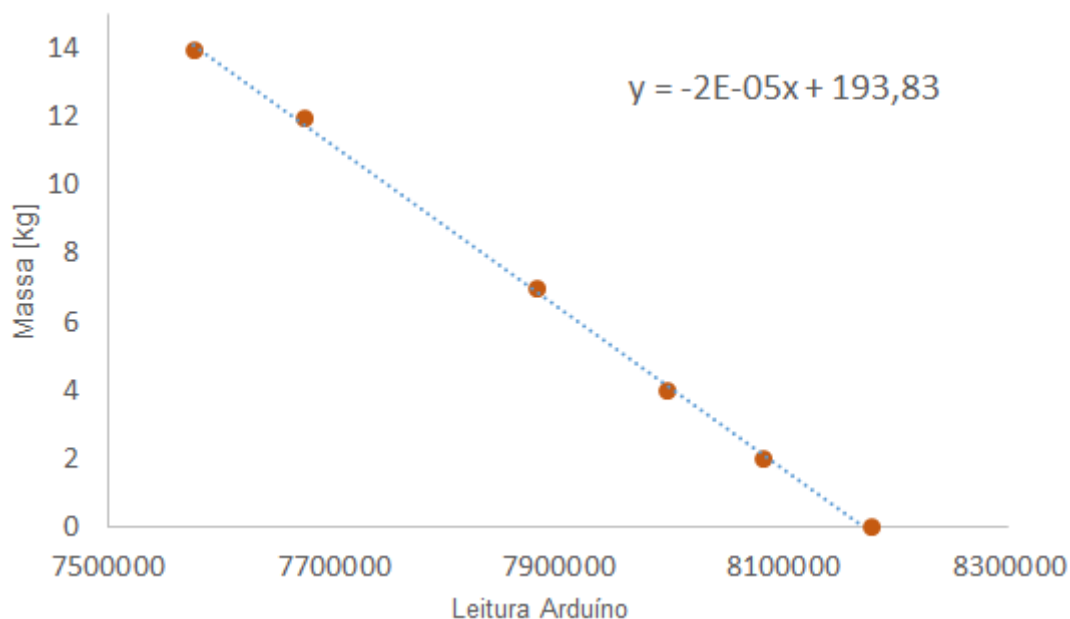
Com os valores dos pesos adicionados na balança, foi feita a variação dos mesmos com o intuito em obter a equação da variação da carga conforme a leitura do Arduino. Na Figura 35 é apresentada a curva de calibração realizada no Excel e posteriormente a Equação (2) que relaciona a variação da carga (Δ_{sp}) pelo sinal (x) medido no Arduino.

Figura 34 – Calibração da célula de carga



Fonte: Autor (2017)

Figura 35 – Curva de calibração da célula de carga



Fonte: Autor (2017)

$$\Delta_{cc} = -2e^{-5}x + 193,83 \quad (2)$$

3.1.5. Sensor indutivo de proximidade (tipo switch)

O sensor de proximidade de metal, que também é chamado de detector de proximidade sem contato, é composto de uma cabeça de indução de corrente elétrica, e produz um campo magnético que é alterado quando o corpo metálico é detectado dentro de seu range de trabalho. Segue na Figura 36 o sensor apresentado e posteriormente suas especificações.

Este sensor analógico funciona como um sensor switch, sendo sua resposta ao Arduino de 0 ou 1023 bits, captando distâncias de 0 até 4mm, porém não permite ler a variação destas distâncias. Possui alta sensibilidade, resposta de frequência rápida, alta precisão de posicionamento de repetição e também estabilidade e confiável, e é amplamente utilizado na indústria em geral, como fabricantes de máquinas, metalurgia, transporte, eletricidade etc. Pelo fato de sua voltagem de trabalho ser de 6 a 36V, necessitou-se de uma

alimentação externa, neste caso uma bateria de 9V, pois o Arduino alimenta no máximo com 5V. Segue na Figura 37 o circuito do sensor indutivo.

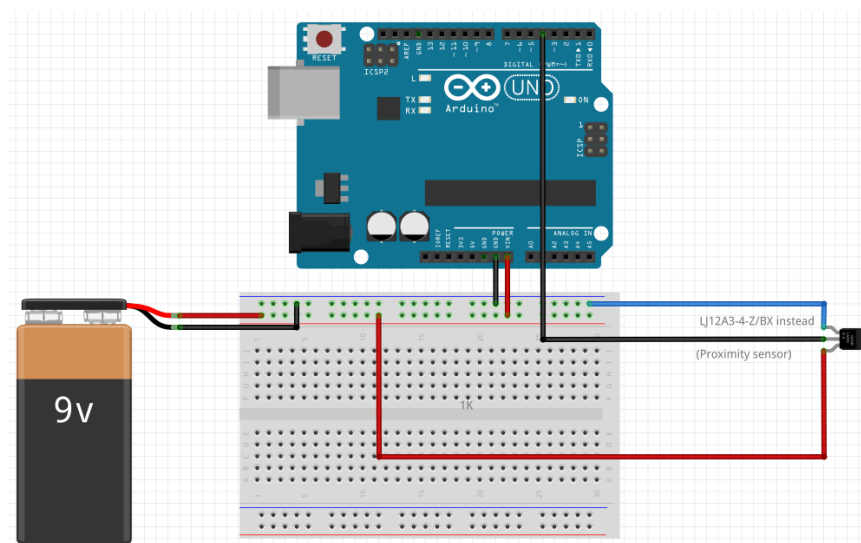
Figura 36 - Sensor de proximidade indutiva



Fonte: Autor (2017)

- Especificações
 - Voltagem de trabalho: 6 a 36V DC
 - Dimensão da sonda: 12 mm de diâmetro;
 - Capacidade de detecção: 0 a 4 mm
 - Sinal de saída: baixo

Figura 37 – Circuito do sensor indutivo switch



Fonte: Autor (2017)

Para caracterização do mesmo, utilizou-se o paquímetro de resolução 0,05 mm para verificar a distância de medição do sensor, que neste caso de 0 a 4 mm. Após as medições foi possível confirmar a especificação deste sensor. Na Figura 38 o sensor indutivo e um material metálico posicionados sobre uma base.

Figura 38 – Verificação da taxa de medição do sensor indutivo switch



Fonte: Autor (2017)

Este sensor de proximidade indutiva foi utilizado para obter o deslocamento do embolo da pinça ou da pastilha empurrada pelo pistão da pinça.

3.1.6. Sensor de pressão de óleo

Utilizado para medir a pressão de óleo ou de fluidos de freio, possui um elevado intervalo de pressão, atendendo a aplicação e podendo ser instalado nas linhas do veículo. Segue na Figura 39 o sensor mencionado e posteriormente suas especificações.

A calibração referente a este sensor não foi necessária, pois a Sensata, empresa que forneceu o sensor como forma de apoio a equipe Formula CEM nos disponibilizou-se a carta de calibração do mesmo. Apenas realizou-se a verificação da carta utilizando o sensor na pressão atmosférica e verificando o

ponto de tensão obtido. Segue na Figura 40 a carta de calibração do sensor de pressão.

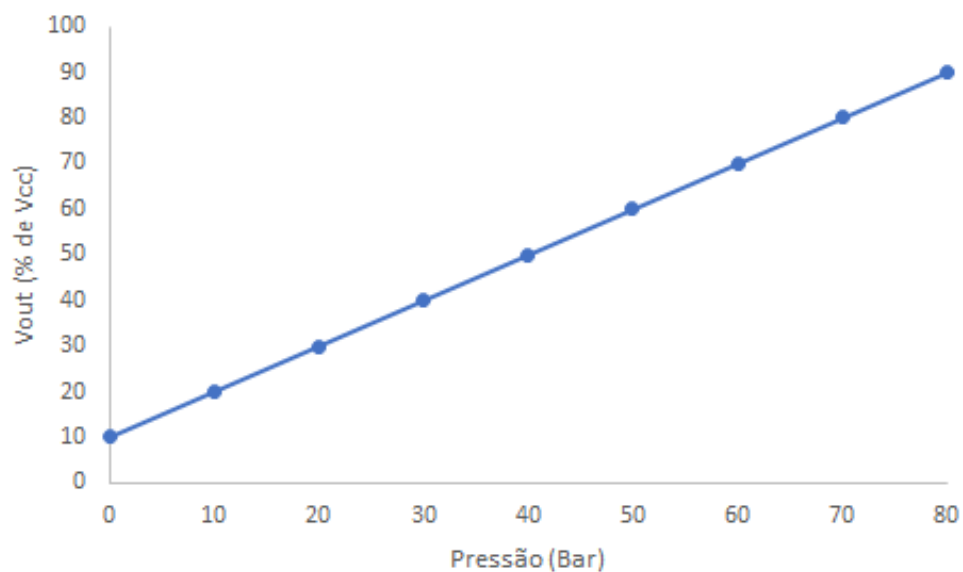
Figura 39- Sensor de Pressão



Fonte: Autor (2017)

- Especificações:
 - Tensão de operação: $5,0 \pm 0,5$ VDC
 - Corrente de operação: 10 mA MAX
 - Range de pressão: 0 a 80 Bar
 - Dimensão: M10

Figura 40 – Curva de calibração do sensor de pressão



Fonte: Autor (2017)

A Equação (3) refere-se à curva disponibilizada pelo fabricante da tensão de saída (V_{out}) em função da tensão de alimentação (V_{cc}) e pressão medida (P_{in}).

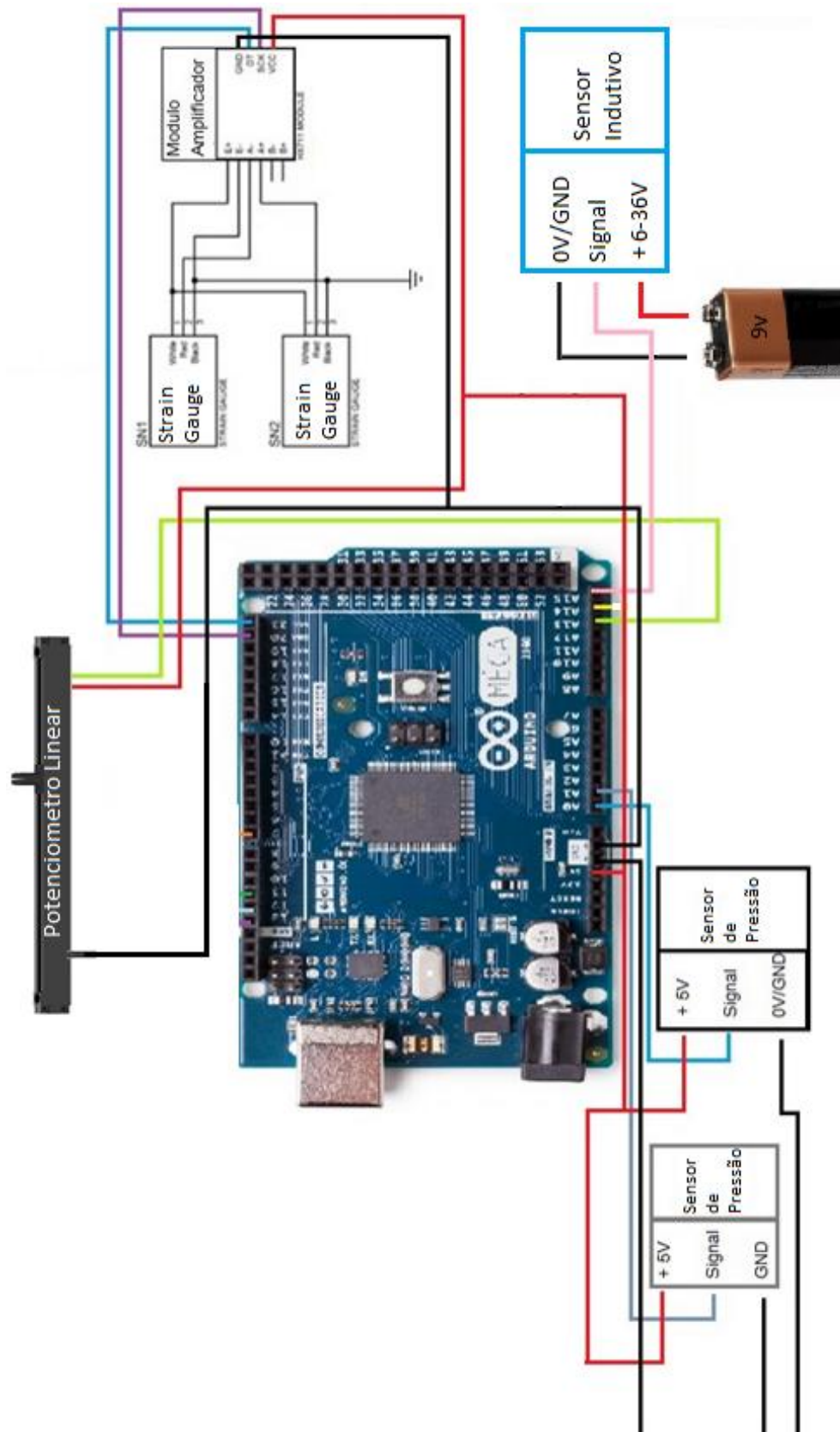
$$V_{out} = V_{cc} \times (0,01 \times P_{in} + 0,1) \quad (3)$$

Dois sensores foram posicionados nas linhas de freio, uma na dianteira e outro na traseira, sua fixação foi realizada com um conector T, onde o fluido divide-se para cada pinça, esquerda e direita.

3.1.7. Circuito elétrico

Visto que para a análise do sistema de freio, todos os sensores foram conectados ao Arduino, segue na Figura 41 um esquemático das conexões realizadas, sendo que a conexão em vermelho e preto de todos os sensores se referem aos fios de alimentação e terra, respectivamente.

Figura 41 – Esquemático de todos sensores no Arduino



Fonte: Autor (2017)

3.2. Componentes hidráulicos e mecânicos

Para conclusão da montagem da bancada utilizou-se alguns componentes mecânicos e hidráulicos presentes no projeto do veículo Formula CEM de 2016. As dimensões e características destes componentes foram de suma importância para análise realizada. Segue na Tabela 2 os componentes utilizados e suas principais características.

Tabela 2 – Componentes mecânicos e hidráulicos utilizados

Componente	Unidade	Diâmetro
Cilindro Mestre	mm	15,88
Linha de freio flexível	in	3/8
Pinça de freio dianteira	mm	28
Pinça de freio traseira	mm	25,4

Fonte: Autor (2017)

Utilizou-se dois cilindros mestres simples, visando analisar a diferença de pressão presente na linha de cada um. Em relação às linhas, foram utilizadas apenas as linhas flexíveis de teflon revestidas em tramas de aço. As linhas apresentavam um total de 400 mm do cilindro até o conector T que ligava as linhas traseiras e dianteiras ao sensor de pressão e se distribuía para cada pinça, onde a distância do conector T a cada pinça era de 400 mm. Quanto às pinças são do tipo flutuante com dois êmbolos cada, variando seus diâmetros entre a dianteira e traseira.

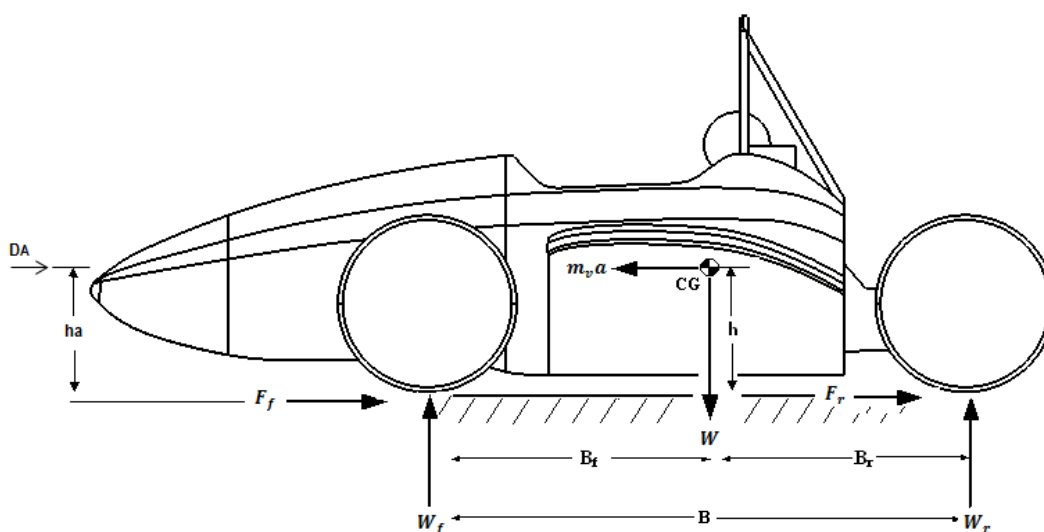
3.3. Desenvolvimento do modelo matemático

Nesta etapa do projeto desenvolvemos os cálculos referentes à dinâmica do veículo e as dimensões principais dos componentes do sistema de freio, com o intuito de obter os resultados teóricos, para então realizarmos a comparação com os dados obtidos nos testes experimentais realizados.

3.3.1. Modelo dinâmico

As condições de frenagem dependem do atrito na interface pneu-pista. Considerando F_f e F_r como as forças de frenagem aplicadas às rodas dianteiras e traseiras respectivamente, e considerando a segunda a Lei de Newton, a equação de movimento é dada pela equação (4), conforme o diagrama de corpo livre da Figura 42.

Figura 42 – Diagrama de corpo livre para um veículo Formula SAE



Fonte: Autor (2017)

$$\sum F_x = m_v \cdot a \quad (4)$$

Considerando que a equação (4) define os esforços que influenciam diretamente na desaceleração do veículo durante a frenagem, obtemos que:

$$m_v \cdot a = F_f + F_r + F_{r0} + F_{DA} \quad (5)$$

Onde, F_{r0} é a força de resistência ao rolamento e F_{DA} é a força de arrasto aerodinâmica, ambas auxiliam no processo de frenagem. Porém, para o cálculo de uma frenagem brusca ou de emergência, as forças de frenagem serão muito maiores quando comparadas com as forças de arrasto

aerodinâmico e rolamento, sendo assim a equação (5) pode ser simplificada para equação (6).

$$m_v \cdot a = F_f + F_r \quad (6)$$

De acordo com Stone e Ball (2004), o movimento do automóvel durante a frenagem pode ser admitido como uma desaceleração constante ou uniforme. Com isso, utilizando a segunda Lei de Newton, a partir da velocidade final é possível calcular o tempo necessário em que o veículo leva para cessar o movimento e qual a distância percorrida neste intervalo. Segue na equação (7) e equação (8), o modelo de desaceleração constante:

$$t = \frac{m_v}{\sum F_x} (V_o - V_f) \quad (7)$$

$$x = \frac{m_v}{\sum F_x} (V_o^2 - V_f^2) \quad (8)$$

Conforme a Figura 42, pôde-se formular o diagrama de corpo livre do veículo, considerando distribuição de peso entre o eixo dianteiro e traseiro em condição estática.

$$W_f = m_v \cdot g \frac{B_r}{B} \quad (9)$$

$$W_r = m_v \cdot g \frac{B_f}{B} \quad (10)$$

Porém, para a formulação do modelo matemático foi considerado que durante a frenagem a maior taxa de desaceleração se traduzirá como uma transferência de peso dos pneus traseiros para os pneus dianteiros, onde se leva em conta a altura do *CG* do veículo, conforme já citado por Heiring e Ersoy (2011). Introduzindo a variável *R* como sendo a razão estática entre o peso no eixo analisado e o peso total do veículo ou a porcentagem de peso em cada eixo do veículo. Segue abaixo na equação (11) e na equação (12) esta relação.

$$R_{sr} = \frac{W_r}{W} = \frac{B_f}{B} \quad (11)$$

$$R_{sf} = \frac{W_f}{W} = \frac{B_r}{B} \quad (12)$$

Durante o movimento em curvas, acelerações e freadas a força G está presente, e é definida pela razão da aceleração ou desaceleração com a gravidade, conforme a equação (13).

$$G = \frac{a}{g} \quad (13)$$

Portanto, para obter os valores de reações no eixo traseiro realizou-se o somatório dos momentos em relação ao eixo dianteiro, e rearranjaram-se os termos, obtendo-se a equação (15), como reação no eixo traseiro.

$$\sum M_f = -B_f \cdot W + B \cdot W_r + m_v \cdot a \cdot h = 0 \quad (14)$$

$$W_r = W \frac{B_f}{B} - W \frac{G \cdot h}{B} \quad (15)$$

$$R_{dr} = R_{sr} - \frac{G \cdot h}{B} \quad (16)$$

Para o eixo dianteiro foi realizado momento no eixo traseiro e obteve-se a equação (18) como reação no eixo.

$$\sum M_r = B_r \cdot W - B \cdot W_f + m_v \cdot a \cdot h = 0 \quad (17)$$

$$W_f = W \frac{B_r}{B} + W \frac{G \cdot h}{B} \quad (18)$$

$$R_{df} = R_{sf} + \frac{G \cdot h}{B} \quad (19)$$

Para a determinação da força de frenagem é necessário obter o torque de frenagem de cada eixo. Conforme a equação (20) este torque (T) relaciona a medida da força de atrito no pneu (F) multiplicado pelo raio de rolamento (R_e) do mesmo e pela soma entre os produtos do momento de inércia (I_w) e aceleração angular das partes girantes (α_w).

$$T = F \cdot R_{ef} + I_w \times \alpha_w \quad (20)$$

Considerando que não ocorre deslizamento das rodas em contato com o chão a aceleração angular α_w pode ser relacionada com o raio efetivo, conforme a equação (21), (GILLESPIE, 1992).

$$\alpha_w = \frac{a}{R_{ef}} \quad (21)$$

O raio efetivo, R_{ef} , para pneus com construção radial é cerca de 98% do raio nominal, enquanto para pneus diagonais, este valor é 96% do raio nominal. Para obtenção da força F decorrente do torque de frenagem é necessário conhecer o coeficiente de atrito do pneu com o solo, visto que esse coeficiente depende do tipo de material, rugosidade superficial e escorregamento das rodas, em um projeto de freios o coeficiente μ_o necessita ser estimado. Considerando os pneus como corpos rígidos, é possível obter o máximo coeficiente de atrito possível quando as rodas se encontram na iminência do escorregamento. Seguindo este modelo, a força de frenagem pode ser modelada conforme a equação (22), que relaciona o coeficiente de atrito e à força normal agindo sobre cada eixo. (GENTA; MORELLO, 2009).

$$F = \mu_p \times W \quad (22)$$

A desaceleração máxima permitida pode ser obtida quando o eixo dianteiro e traseiro estão prestes a travar (PUHN, 1985), cuja desaceleração máxima, $D_{xmáx}$, nesta condição é dada por:

$$D_{xmáx} = \frac{\mu_f \cdot g \cdot \frac{B_r}{B} + \mu_r \cdot g \cdot \frac{B_f}{B}}{1 + \mu_f \frac{h}{B} + \mu_r \frac{h}{B}} \quad (23)$$

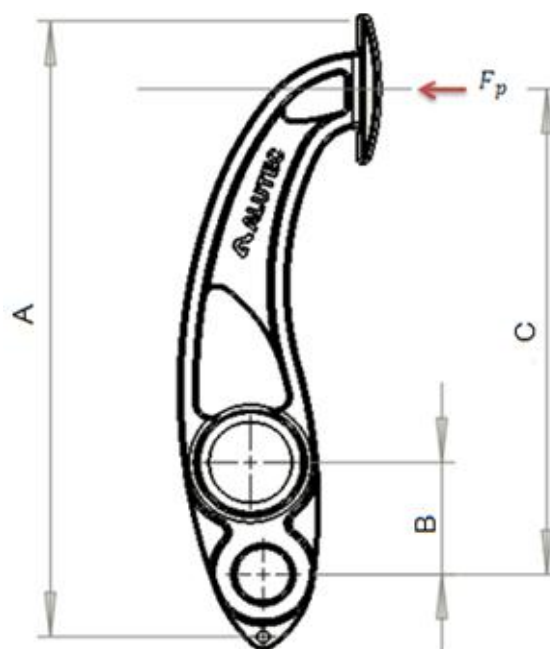
Decorrente da equação (23), é possível definir a eficiência de frenagem como sendo a desaceleração obtida em relação a máxima possível (GILLESPIE, 1992).

$$\eta = \frac{D_x}{D_{xmáx}} \quad (24)$$

3.3.2. Sistema de freio

O pedal de freio está diretamente acessível ao operador, visto que o sistema de frenagem do veículo estudado não apresenta força externa acionadora, como mencionado no Capítulo 2 por Oshiro (1994) a razão deve variar entre 4,0 e 6,5 para uma desaceleração segura, e para Puhn (1985) esta razão deve estar em torno 5,0. Segue na Figura 43 o pedal dimensionado para o veículo analisado.

Figura 43 – Pedal de freio do veículo Formula CEM



Fonte: Autor (2017)

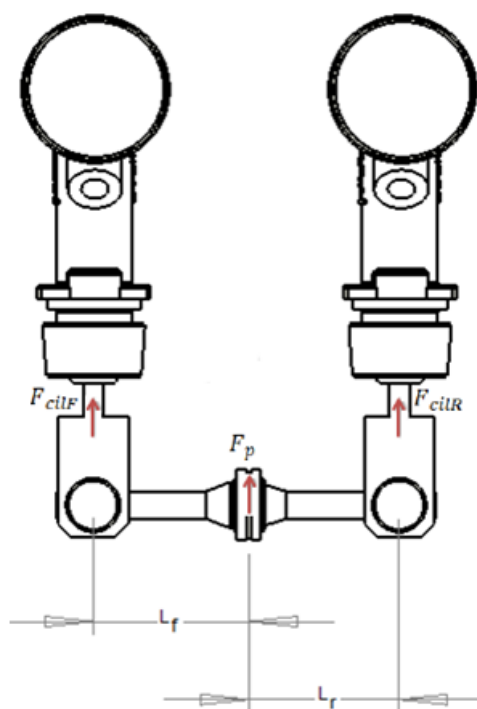
De acordo com as medidas mencionadas na Figura 43, a razão obtida pelo pedal (R_p) segue na equação (25).

$$R_p = \frac{C}{B} \quad (25)$$

Conforme o regulamento da competição FSAE Brasil (SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS 2016), o veículo deve apresentar dois cilindros mestre simples para operação. Visto esta necessidade, foi projetado o

mecanismo balance bar. Mencionado no Capítulo 2 deste trabalho e descrito por Breuber e Biill (2008) e Puhn (1985), este mecanismo age distribuindo a força aplicada pelo pedal em uma barra em equilíbrio que está conectada em ambos os cilindros. A barra é ajustável para variar a força de frenagem entre o cilindro mestre dianteiro e traseiro, obtendo diferentes forças de frenagem entre o eixo dianteiro e traseiro conforme a Figura 44.

Figura 44 – Mecanismo Balance Bar



Fonte: Autor (2017)

A distribuição de forças no sistema é feita utilizando as equações de equilíbrio newtoniana. Para um corpo estar em estado de equilíbrio, o somatório de forças atuando sobre ele, assim como o somatório de momentos devem ser iguais a zero. Segue na equação (26) e na equação (27) o as forças atuando sobre cada cilindro mestre (F_{cilF} e F_{cilR}), as forças resultantes sobre os mesmos provêm da força exercida pelo pedal (F_{pd}) sobre a balance bar e a distância de cada pushrod até o centro da rótula esférica (L_f e L_r).

$$F_p = F_{cilF} + F_{cilR} \quad (26)$$

$$F_{cilF} \times L_f = F_{cilR} \times L_r \quad (27)$$

Tendo em vista que a balance bar encontra-se com uma distribuição de força de 50% para cada cilindro mestre, conforme na equação (28) a pressão de saída, (P_{cm}), em ambos os cilindros em função da área do pistão do cilindro mestre, (A_{cm}).

$$P_{cm} = \frac{F_p}{2A_{cm}} \quad (28)$$

Conforme mencionado por Heiring; Ersoy, (2011), o fluido de freio é o meio pelo qual a energia é transmitida entre o cilindro mestre, a unidade de controle hidráulico e os freios das rodas. Desprezando inicialmente as perdas de carga nas tubulações e conectores segue na equação (29) a pressão exercida na pinça (P_{pin}).

$$P_{cm} = P_{pin} \quad (29)$$

Visto que a pinça utilizada no veículo Formula CEM é do tipo flutuante, conforme Reif (2014), a pressão hidráulica que pressiona o pistão e a pastilha em direção ao disco, também pressiona a caixa do pistão (cilindro da roda) na direção oposta para aplicar a placa externa contra o disco. A força de fechamento da pinça (F_{fec}) apresentado na equação (30).

$$F_{fec} = F_{pin} \times 2 \quad (30)$$

As pastilhas presentes nas pinças têm como função gerar a força de atrito (F_{at}) necessária para diminuir ou parar o movimento dos discos. A força de atrito é relacionada diretamente com a força de fechamento das pinças e o coeficiente de atrito entre pastilha e disco (μ_{pd}), conforme a equação (31).

$$F_{at} = F_{fec} \times \mu_{pd} \quad (31)$$

O torque (T_d) necessário para gerar a desaceleração do veículo é derivado dos discos de freio. Este torque está diretamente ligado à força de

atrito entre as pastilhas de freio e os discos. Visto na equação (32) esta relação.

$$T_d = F_{at} \times R_{ef} \quad (32)$$

O termo R_{ef} apresentado na equação (32) é referente ao raio efetivo do disco, ou seja, é considerado o ponto médio de aplicação da força de fechamento das pinças, sendo esta distância inferior ao raio total do disco. Visto que o disco de freio é acoplado à montagem da roda e assumindo que o pneu é rigidamente unido à roda, o torque será constante por toda a montagem.

3.4. Parâmetros do veículo

Para a realização do projeto do veículo Formula CEM, alguns parâmetros de difícil obtenção foram estimados, com base em literaturas da área, e os outros parâmetros foram medidos diretamente. Indicam-se na Tabela 3 estes parâmetros.

Tabela 3 – Parâmetros do veículo Formula CEM

Dados	Símbolo	Unidade	Valor
Distância entre eixos	B	mm	1630
Altura do CG	h	mm	350
Distribuição das cargas estáticas (dianteira)	\emptyset	%	49
Atrito entre o pneu e o solo	μ_p		1,2
Raio efetivo da roda	R_{ef}	mm	271,56
Massa do carro + piloto	m	kg	340
Atrito entre pastilha e o disco	μ_{pd}		0,45
Ganho do pedal	G_p		4,33

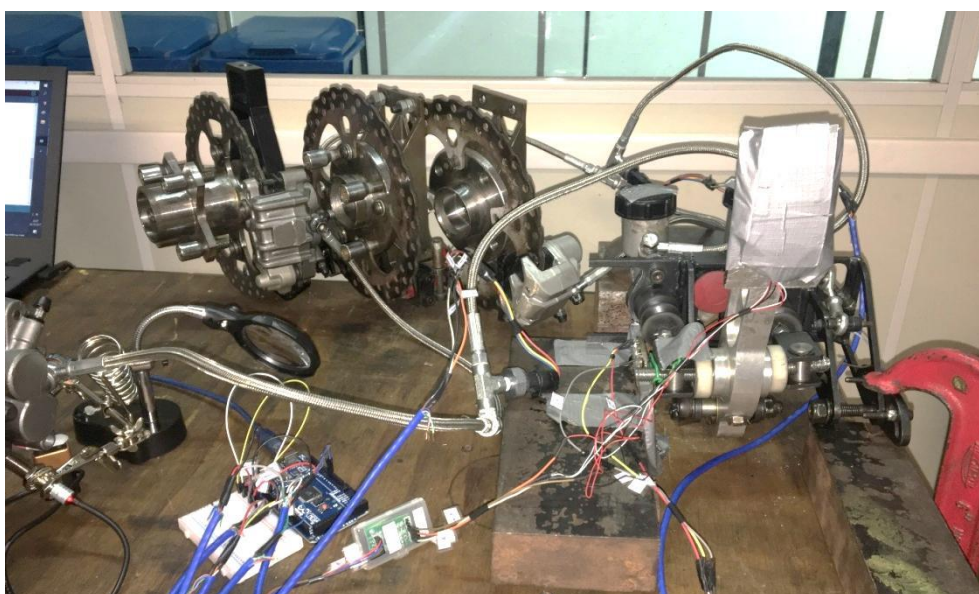
Fonte: Autor (2017)

4. RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os resultados das medições citadas no capítulo anterior, obtidos por meio de uma instrumentação de baixo custo. Para tais análises foram consideradas aplicações suaves no pedal de freio, com um tempo maior de execução quando comparadas a uma frenagem de emergência.

A bancada foi montada utilizando os componentes do veículo Formula CEM visando garantir fixação das pinças, discos e pedais, a fim de não gerar movimentos dos componentes durante os testes. Foram utilizadas as mangas de eixos, fixadas com grampos (sargentos) nas mesas, os cubos de roda, disco de freio e pinças de freio, que foram fixados conforme sua montagem no veículo. A pedal box, estrutura que consiste nos cilindros mestre e pedais, foi fixada com sargento na mesa. Na Figura 45 está presente a bancada com os seus respectivos componentes.

Figura 45 – Bancada de teste do sistema de freio



Fonte: Autor (2017)

Antes de iniciar os testes foram realizadas sangrias no sistema de freio, para que o ar presente nas linhas fosse retirado e seu funcionamento não fosse comprometido. A sangria foi realizada com os discos de freio na posição correta, para que o modelo ficasse mais próximo do real.

4.1. Condição de equilíbrio da balance bar

A primeira análise foi considerando a balance bar em equilíbrio, ou seja, sua posição deveria distribuir as forças iguais aos dois cilindros mestre. Foram realizadas três repetições, onde cada uma era composta por três aplicações de força sequenciais no pedal de freio, num intervalo de tempo total de 30 segundos. Com a obtenção da variação do deslocamento do cilindro mestre (Δ_{cm}) e o ganho presente no pedal (G_p), conforme a equação (33) foi calculado o deslocamento do pedal.

$$\Delta_p = G_p \cdot \Delta_{cm} \quad (33)$$

Na Figura 46 é possível verificar a pressão variando em ambos os cilindros conforme o deslocamento do pedal, onde a pressão no cilindro 1 e 2 chegaram a 32,4 bar e 31,96 bar respectivamente, para um deslocamento máximo do pedal de 39,47 mm, o tempo de duração média de cada aplicação foi de 4 segundos.

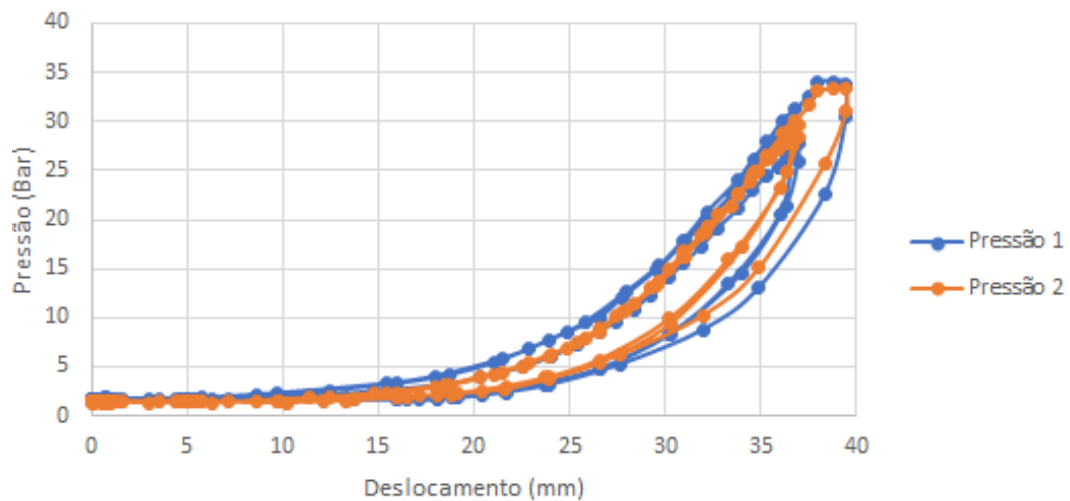
É possível perceber o mesmo comportamento nas diferentes curvas, mostrando a consistência do resultado e que a balance bar se comportou conforme a configuração, proporcionando uma pressão semelhante para cada cilindro.

Segue na Figura 47 o comportamento da pressão em função do esforço sobre o pedal de freio, desta mesma medição, onde é possível perceber a correlação direta entre as pressões no cilindro e a força aplicada ao pedal.

O valor de carga máxima aplicado ao pedal de freio é de 34,78 kgf, proporcionando as pressões máximas no cilindro 1 e 2 de 32,4 bar e 31,96 bar,

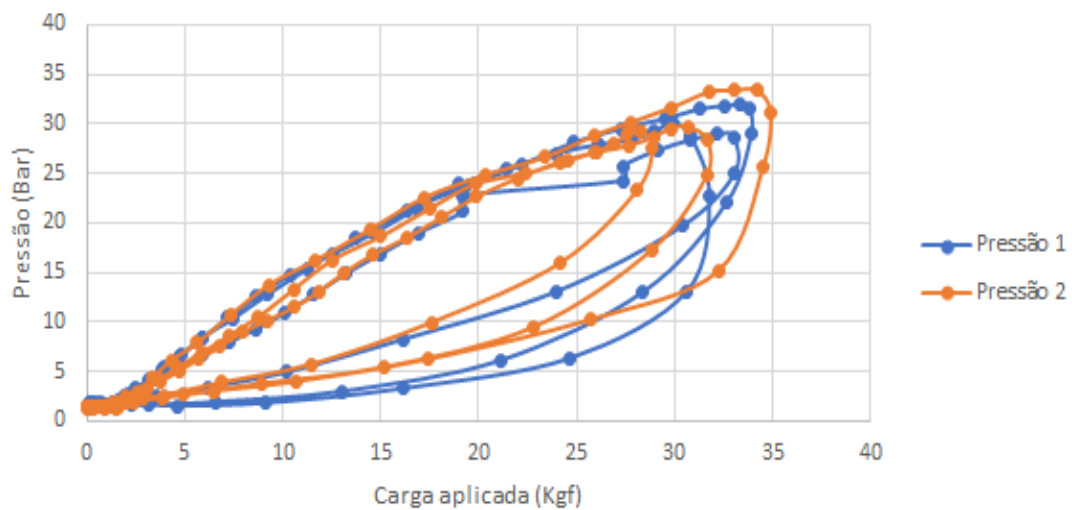
respectivamente. As curvas apresentaram consistência em todas as aplicações, apresentando uma histerese maior, conforme o aumento da carga no pedal.

Figura 46 – Pressão nos cilindros x deslocamento do pedal de freio



Fonte: Autor (2017)

Figura 47 – Pressão x Carga aplicada ao pedal de freio



Fonte: Autor (2017)

4.1.1. Curso do pistão da pinça

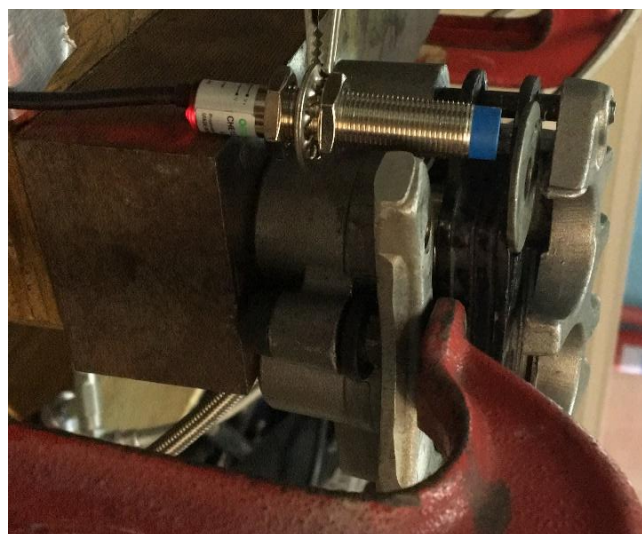
Também, foi analisado qual o deslocamento dos êmbolos presentes na pinça em relação ao deslocamento do cilindro mestre. Para tal análise foi retirado o disco de freio, e o pedal acionado uma única vez. Uma chapa de metal foi fixada na parte superior da pastilha da pinça, para medição do deslocamento deste cilindro. Segue na Figura 48 e Figura 49, as imagens referentes a análise mencionada.

Figura 48 – Deslocamento do cilindro mestre



Fonte: Autor (2017)

Figura 49 – Deslocamento dos pistões da pinça



Fonte: Autor (2017)

Para verificar a faixa de medição do sensor indutivo, distância do sensor à chapa metálica foi medida com um paquímetro, assim como a distância inicial e final da chapa metálica à pinça. Segue na Tabela 4 os dados referentes a análise do deslocamento dos pistões da pinça.

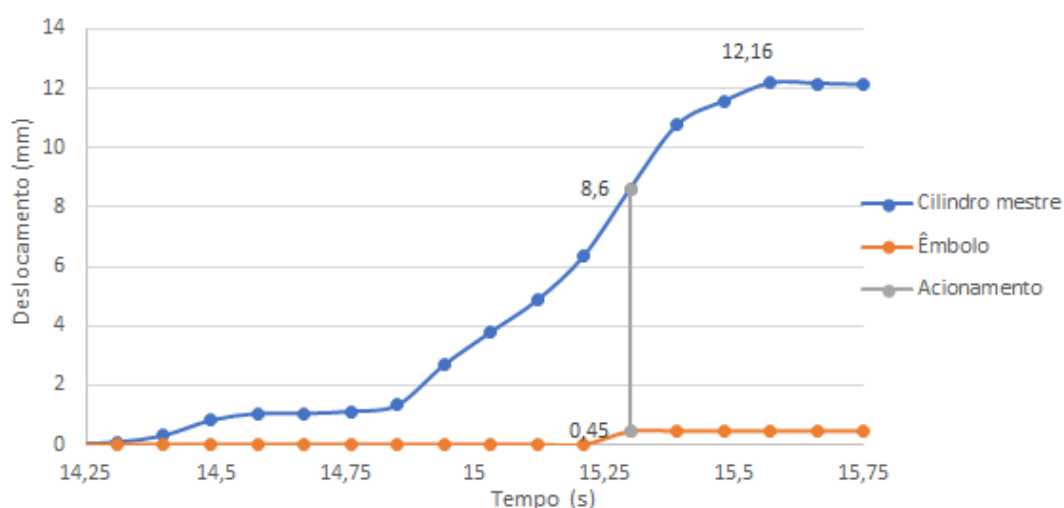
Tabela 4 – Dados do deslocamento dos êmbolos da pinça

Referencial	Unidade	Distâncias
Sensor à pastilha	mm	3,55
Pastilha à pinça (Inicial)	mm	3,50
Pastilha à pinça (Final)	mm	1,60
Deslocamento do êmbolo	mm	1,90

Fonte: Autor (2017)

Conforme mencionado no capítulo 3, o sensor indutivo presente na instrumentação funciona como switch, ou seja, quando ele ultrapassar o range de medição de 4,00 mm irá alterar a tensão na saída do sensor. Visto que a distância do sensor a pastilha é de 3,55 mm, conforme a Figura 50 é possível saber qual o deslocamento pontual do cilindro mestre no instante que o sensor indutivo é acionado.

Figura 50 – Instante de acionamento da pinça



Fonte: Autor (2017)

Neste caso, devido ao fato da medição do deslocamento do êmbolo ser realizada com o sensor indutivo do tipo switch, não foi possível verificar o deslocamento do embolo conforme a variação do tempo.

Percebe-se que quando os pistões das pinças se deslocaram 0,45 mm o cilindro mestre havia se deslocado 8,60 mm. O deslocamento final dos pistões foi de 1,90 mm e o cilindro mestre se deslocou-se 12,16 mm. Conforme a equação (34) é possível relacionar o ganho hidráulico (G_h) obtido com o deslocamento do cilindro mestre (Δ_{cm}) pelo deslocamento do êmbolo da pinça (Δ_e).

$$G_h = \frac{\Delta_{cm}}{\Delta_e} \quad (34)$$

O ganho hidráulico presente nesta medição foi de 6,40.

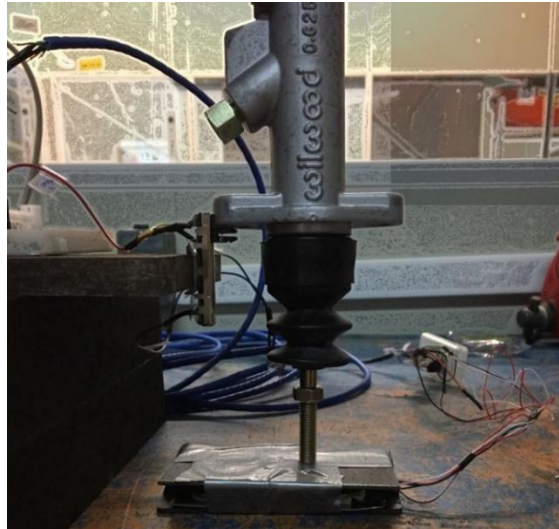
4.1.2. Resistência do cilindro mestre

O cilindro mestre gera uma força de resistência ao movimento do pedal, força esta que faz com que o pedal retorne à posição inicial. Verificou-se a necessidade de avaliar esta força visando obter dados para conciliar com o projeto teórico. A Figura 51 apresenta a montagem para realização de medição no cilindro mestre. O cilindro mestre foi posicionado ao centro da célula de carga e o potenciômetro linear fixado na lateral do cilindro, visando buscar o deslocamento do conjunto haste, pistão e mola do cilindro conforme a carga aplicada sobre o mesmo. Na Figura 52 é possível perceber que para uma carga máxima aplicada de 7,09 kgf o cilindro mestre deslocou-se aproximadamente 5,75 mm.

O cilindro mestre foi posicionado ao centro da célula de carga e o potenciômetro linear fixado na lateral do cilindro, visando buscar o deslocamento do conjunto haste, pistão e mola do cilindro conforme a carga aplicada sobre o mesmo. Na Figura 52 é possível perceber que para uma

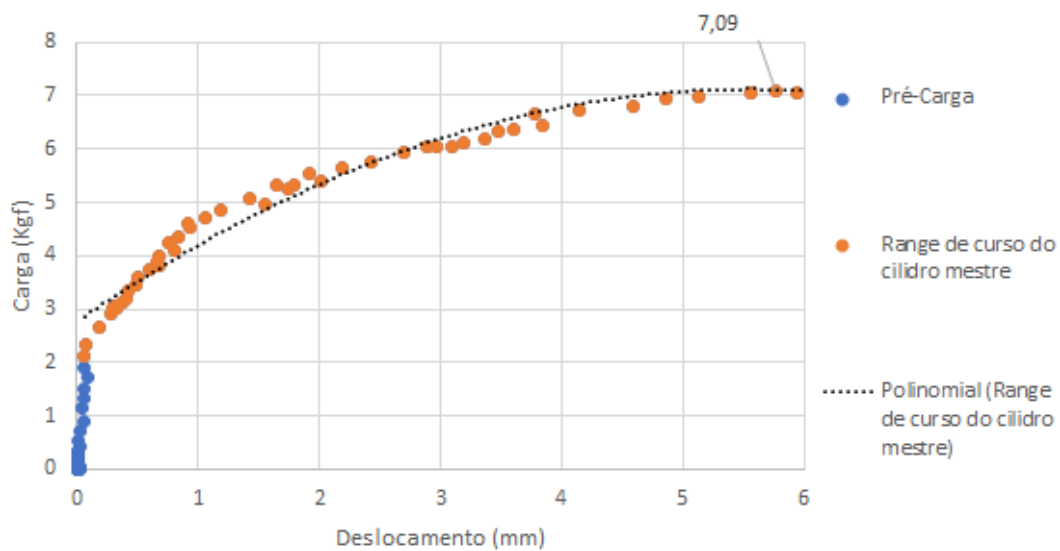
carga máxima aplicada de 7,09 kgf o cilindro mestre deslocou-se aproximadamente 5,75 mm.

Figura 51 – Medição realizada no cilindro mestre



Fonte: Autor (2017)

Figura 52 – Deslocamento do cilindro mestre conforme uma carga aplicada



Fonte: Autor (2017)

De acordo com a Figura 52 é possível perceber que a mola do cilindro mestre apresenta uma pré-carga em torno de 2 kgf. Sendo assim, seu deslocamento inicia-se depois de ultrapassar essa pré-carga. Visto que a curva

não apresentou uma variação linear, utilizou-se os pontos de medições obtidos no software Excel para obter uma curva polinomial de segunda ordem que apresentasse um comportamento similar ao obtido com as medições. Segue na equação (35) a variação da força de resistência do cilindro mestre (F_{mola}) conforme o do deslocamento do cilindro mestre (Δ_{cm}).

$$F_{mola} = (-0,143 \cdot \Delta_{cm}^2) + 1,5698 \cdot \Delta_{cm} + 2,7656 \quad (35)$$

4.1.3. Relação de pressão com o modelo teórico

Seguindo o modelo de Limpert (1999), indicado na equação (36) que diz que a pressão da linha (P) varia conforme a força aplicada ao pedal (F_p), ganho do pedal (G_p), gravidade (g) eficiência do pedal (η_p) e a área do cilindro mestre (A_{cm}). Assim, foi realizada uma análise comparativa com este modelo teórico, onde as variáveis de entrada foram o curso e a força no pedal, visando chegar a uma pressão teórica da linha. De acordo com (PAMPHLET, 1976) o cilindro mestre com um circuito apresenta uma eficiência (η_{cm}) em torno de 96%, enquanto o pedal apresenta uma eficiência (η_p) de 78% a 86%.

$$P = \frac{(F_p \cdot G_p - F_{mola}) \cdot g \cdot \eta_p}{A_{cm}} \quad (36)$$

Na Tabela 5 e na Tabela 3 encontram-se os dados utilizados para o modelo teórico.

Tabela 5 – Variáveis do modelo teórico

Dados	Símbolo	Unidade	Valor
Força aplicada ao pedal	F_p	kgf	34,78
Ganho do pedal	G_p		4,33
Gravidade	g	m/s ²	9,81
Eficiência do pedal	η_p	%	80,00
Eficiência do cilindro mestre	η_{cm}	%	96,00

Área do cilindro mestre	A_{cm}	mm ²	15,88
Desaceleração máxima	$D_{xmáx}$	m/s ²	7,77
Diâmetro do cilindro mestre	D_{cm}	mm	15,88
Diâmetro do êmbolo da pinça	D_e	mm	28,00

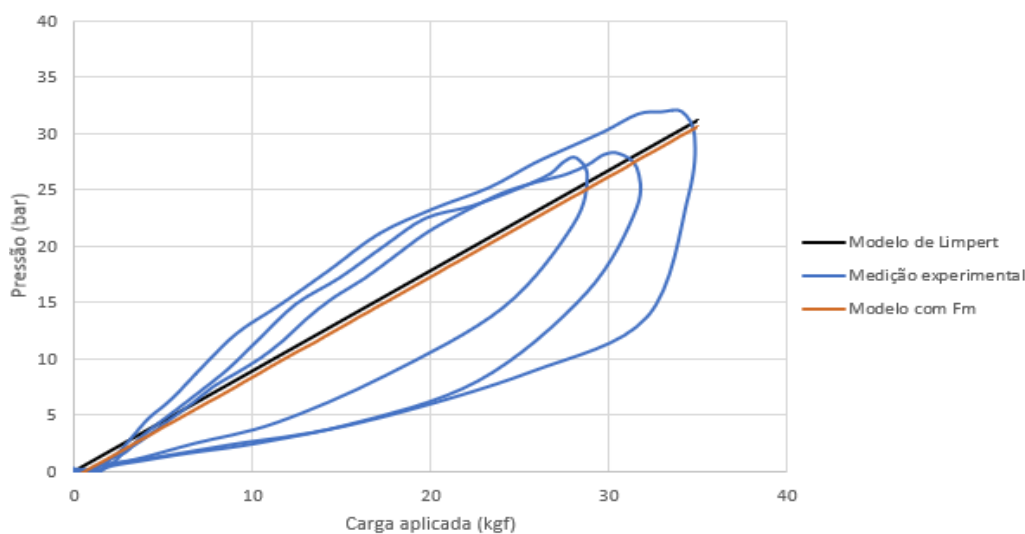
Fonte: Autor

Portanto, o modelo da equação (37), que leva em conta a resistência ao movimento do pedal gerada pelo cilindro mestre, apresenta a pressão teórica na linha hidráulica.

$$P = \frac{(F_p \cdot G_p - F_{mola}) \cdot g \cdot \eta_p}{A_{cm}} \quad (37)$$

Levando em conta a carga máxima aplicada de 34,78 kgf, percebe-se que o modelo de Limpert (1999) apresentou o valor de pressão de 31,15 bar. O modelo teórico que considera a resistência do movimento do cilindro mestre apresentou um valor máximo de 30,58 bar, o que em projeto, a força resistente ao movimento do pedal é muito baixa, podendo ser considerada desprezível. Em relação à curva experimental, percebe-se o modelo teórico apresenta valores de pressão intermediários a histerese presente no sistema, como esperado. Em comparação com o valor máximo atingido, a medição resultou em 31,96 bar de pressão na linha hidráulica, valor este próximo ao 31,15 bar do modelo de Limpert. A comparação entre os modelos teóricos e experimental podem ser observados na Figura 53, onde, a curva experimental apresentada se refere a medição do cilindro mestre 2.

Figura 53 – Comparativo do modelo teórico e experimental



Fonte: Autor (2017)

A curva de histerese presente na medição experimental se dá ao fato da linha flexível de freio sofrer esforços de tensão crescente, fazendo com que ocorram perdas. Ou seja, a histerese surge pela relação de pressão e fluxo do fluido, em geral, influenciado pelas propriedades do fluido como a sua compressibilidade, atrito no tubo e inércia do fluido, quando é excitado no sentido de pressão crescente ou decrescente (CARLOS, 2017). A magnitude da histerese depende, também, da velocidade de acionamento do pedal e força aplicada ao pedal.

4.1.4. Relação de curso do pedal e pinça de freio com o modelo teórico

Limpert (1999) comenta que o pedal de freio deve ter um deslocamento máximo (Δ_p) regido conforme a equação (38) para a segurança do veículo.

$$\Delta_p \leq \frac{0,9 \cdot m \cdot D_{x\text{máx}}}{g \cdot F_p} \quad (38)$$

Considerando uma força aplicada ao freio (F_p) de 35 kgf, nas medições resultaram em um deslocamento máximo de 39,47 mm, enquanto o modelo

apresentado por Limpert (1999) resulta em um deslocamento máximo de $\Delta_p = 69 \text{ mm}$ do pedal de freio, sendo assim, percebe-se que o sistema de freio do Formula possui a segurança necessária ao veículo.

Outra relação proposta por Limpert (1999) é que o deslocamento mínimo do embolo da pinça (Δ_e), por ser uma pinça do tipo flutuante, considerando um único pistão, deve ser conforme a equação (39).

$$\Delta_e = 4 \cdot \mu_{pd} \quad (39)$$

Seguindo o modelo teórico o deslocamento mínimo seria de $\Delta_e = 1,8 \text{ mm}$, enquanto que o resultado obtido experimentalmente foi de 1,9 mm, pelo fato da pinça apresentar dois êmbolos este valor de deslocamento é multiplicado por dois o que garante o modelo estar dentro da proposta do modelo teórico.

Em relação ao ganho hidráulico (G_h), ele foi obtido através da razão entre o deslocamento do cilindro mestre (Δ_{cm}) e o deslocamento do êmbolo da pinça de freio (Δ_e) obtidos na medição, o qual resultou em um ganho hidráulico (G_h) experimental de 6,40. Visto que o diâmetro do cilindro mestre (D_{cm}) é de 15,88 mm e o diâmetro do embolo da pinça (D_e) é de 28,00 mm, podemos fazer a relação de ganho hidráulico teórico (G_{ht}), pelos volumes deslocados de fluido no cilindro mestre ($\Delta_{cm} \cdot A_{cm}$) e êmbolos ($\Delta_e \cdot A_e$) em relação às suas áreas totais do pistão A_{cm} e A_e , respectivamente, conforme a equação (40).

$$G_{ht} = \frac{\Delta_{cm}}{\Delta_e} = \frac{A_e}{A_{cm}} = \frac{2 \cdot (\pi \cdot D_e^2)/4}{(\pi \cdot D_{cm}^2)/4} \quad (40)$$

O modelo teórico resultou em um ganho hidráulico (G_{ht}) de 6,22, sendo a diferença entre ele e o resultado experimental apresentado de aproximadamente 3,0%, mostrando consistência ao sistema. A diferença presente se justifica pela histerese presente no sistema hidráulico/mecânico.

4.2. Análise da balance bar

4.2.1. Condição balance bar 60% para o cilindro mestre dianteiro

Para analisar a influência da balance bar em distribuir diferentemente a força aplicada do pedal aos cilindros mestre, é necessário que seus componentes sejam reposicionados. No caso, a rotula esférica deve variar sua posição, em relação à distância entre os pistões, para o mecanismo agir da forma como desejado. As dimensões que ditam o quanto a força aplicada ao pedal vai ser distribuída foram medidas através do paquímetro. A Figura 54 ilustra a realização da medição.

Verificou-se que o centro da rotula esférica se encontrava a 56,40 mm do ponto de aplicação da força no cilindro mestre dianteiro (conector à esquerda da figura), ao mesmo tempo em que estava a 37,60 mm do ponto de aplicação da força do cilindro traseiro (conector não ilustrado na figura), sendo assim da carga total aplicada ao pedal resultaria em uma distribuição de pressão total de 60% no eixo dianteiro e 40% no eixo traseiro.

Figura 54 – Medição da distância de atuação da balance bar (dianteira)

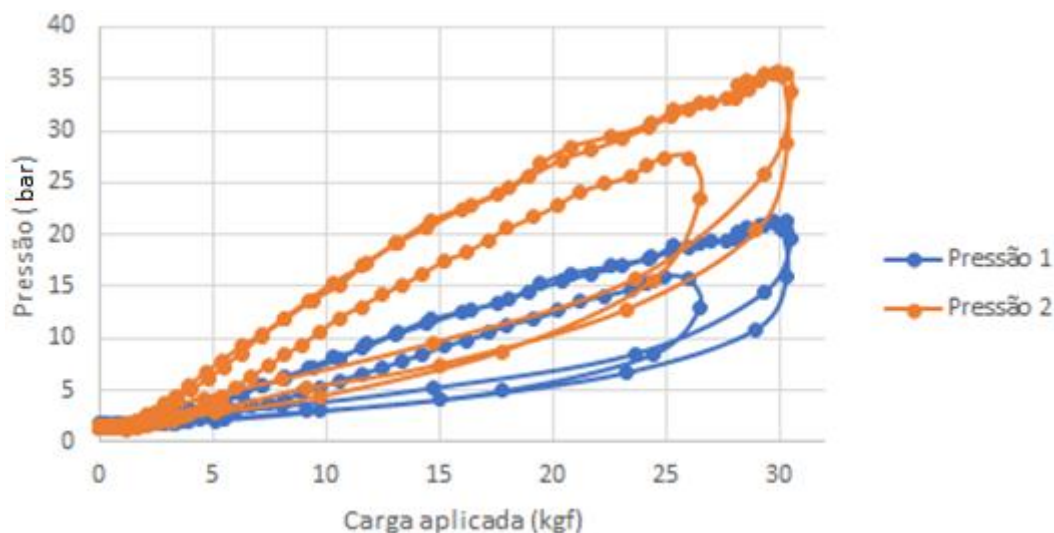


Fonte: Autor (2017)

Posteriormente, foram feitas as medições visando obter a distribuição de pressão nas linhas hidráulicas conforme a condição descrita anteriormente.

Realizaram-se 3 aplicações de força sobre o pedal de freio em um intervalo de duração de 30 segundos. Segue na Figura 55 os resultados obtidos.

Figura 55 – Variação da Pressão nos cilindros conforme a carga aplicada ao pedal



Fonte: Autor (2017)

Pode-se perceber que a balance bar teve influência significativa na distribuição de pressão para ambos os cilindros, para uma carga máxima de 30,34 kgf aplicada ao pedal. O cilindro mestre da linha dianteira (Pressão 1) obteve uma pressão de 34,28 bar (63,5% da pressão total), enquanto o cilindro da traseira (Pressão 2) obteve 19,73 bar (36,5% da pressão total). As diferenças percentuais dos valores teóricos na força máxima são de 5,8% e 8,8%, respectivamente, à linha dianteira e traseira.

Conforme os dados adquiridos e o modelo da equação (41), utilizou-se o software ESS para relacionar a força aplicada ao pedal (F_p) e as pressões resultantes de cada cilindro para obtenção da posição teórica da rótula esférica em relação aos pontos de aplicação de força, como uma nova forma de comparar a divisão de forças da balance bar.

$$F_p = P_{cm,f} \cdot A_{cm,f} \cdot \frac{L_f}{L_f + L_r} + P_{cm,r} \cdot A_{cm,r} \cdot \frac{L_r}{L_f + L_r} \quad (41)$$

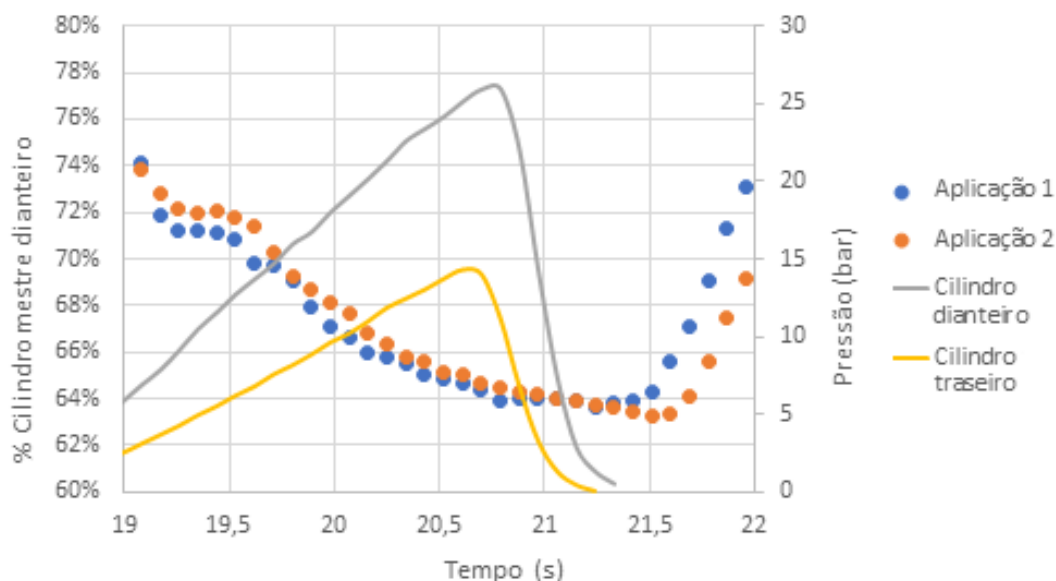
Onde

- $P_{cm,f}$ – Pressão no cilindro mestre dianteiro;
- $A_{cm,r}$ - Área do cilindro mestre dianteiro;
- $L_{,f}$ – Distância do centro da rótula esférica ao ponto de aplicação de força no cilindro mestre dianteiro;
- $P_{cm,r}$ - Pressão no cilindro mestre traseiro;
- $A_{cm,r}$ - Área do cilindro mestre dianteiro;
- L_r - Distância do centro da rótula esférica ao ponto de aplicação de força no cilindro mestre traseiro.

O resultado foi uma distância de 60,65 mm da rótula esférica ao ponto de aplicação de força no cilindro mestre dianteiro ($L_{,f}$) e 33,35 mm de distância centro da rótula esférica ao ponto de aplicação de força no cilindro mestre traseiro (L_r) totalizando uma distribuição teórica de 64,52% da pressão total para eixo dianteiro e de 35,48% para o eixo traseiro. A Figura 56 mostra o comportamento da relação de pressão na dianteira conforme a variação da pressão no tempo, as curvas se referem a duas aplicações mencionadas anteriormente.

É possível perceber na dinâmica do sistema, que no início da aplicação da carga e após a aplicação, o sistema apresenta uma variação na relação entre pressões no eixo dianteiro e traseiro, na faixa de 15% a mais do que o esperado. Já na faixa de operação, no caso quando o veículo estiver no instante de frenagem, o comportamento se torna mais estável, apresentando uma margem de 4,52% de variação na razão de pressão.

Figura 56 – Variação da porcentagem de pressão na dianteira conforme o tempo



Fonte: Autor (2017)

4.2.2. Condição balance bar 60% para o cilindro mestre traseiro

Visando garantir a confiabilidade ao sistema de freio, foi realizado o teste invertendo a posição da balance bar apresentada anteriormente. Conforme a Figura 57, foram realizadas novas medições utilizando o paquímetro para garantir as medidas utilizadas anteriormente.

Sendo assim a balance bar ficou com uma distância de 37,60 mm do centro da rotula esférica ao cilindro mestre dianteiro e de 56,40 mm do centro do rotula esférica ao cilindro mestre traseiro, proporcionando uma condição de 60% da força aplicada ao pedal para o eixo traseiro e 40% ao eixo dianteiro. Após as medições, com os resultados obtidos realizaram-se 3 acionamentos sobre o pedal de freio. Segue na Figura 58 o resultado obtido.

Para uma carga máxima de 34,47 kgf aplicada ao pedal, as pressões na linhas dianteiras e traseiras foram de 29,36 bar (44,3%) e 36,85 bar (55,7%), respectivamente. Com os valores de pressões e da carga aplicada ao pedal utilizou-se novamente a equação (41) para encontrar as posições teóricas

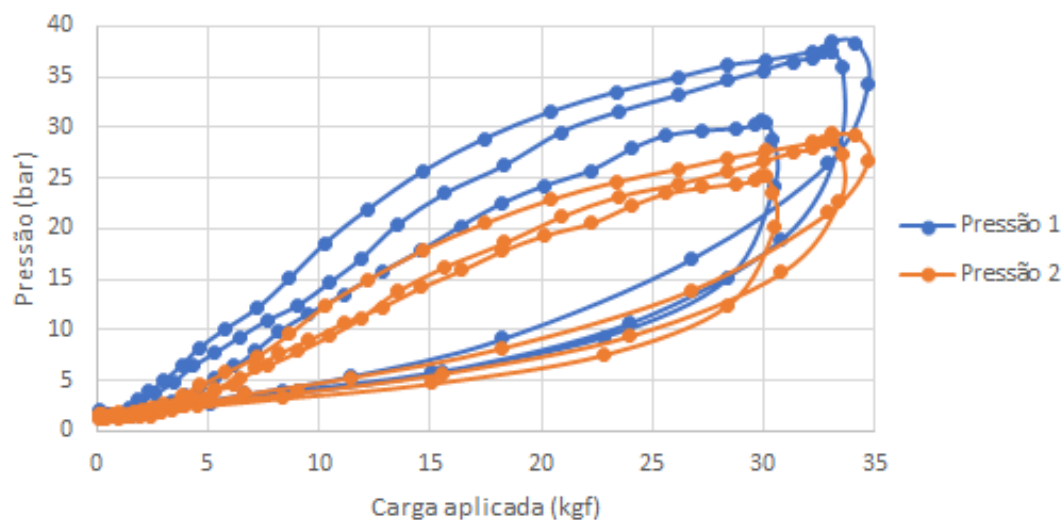
referentes a rótula esférica e sua distância para cada ponto de atuação da força no cilindro mestre. O resultado foi uma distância de 37,71 mm da rótula esférica ao ponto de aplicação de força no cilindro mestre dianteiro (L_f) e 56,29 mm de distância centro da rótula esférica ao ponto de aplicação de força no cilindro mestre traseiro (L_r) totalizando uma distribuição de 59,88% de pressão para eixo dianteiro e 40,12% para eixo traseiro.

Figura 57 – Medição da distância de atuação da balance bar (traseira)



Fonte: Autor (2017)

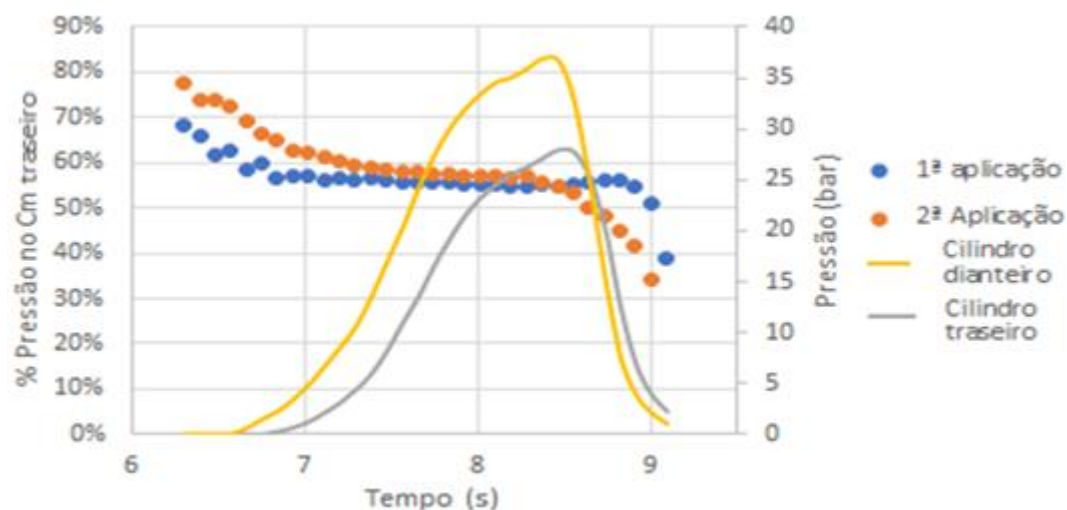
Figura 58 - Variação da Pressão nas linhas de freio conforme a carga aplicada ao pedal



Fonte: Autor (2017)

Na Figura 59 foi realizada a análise de como a relação de distribuição de pressão na traseira varia com o tempo, esse cálculo foi feito em função da pressão total das linhas hidráulicas.

Figura 59 - Variação da porcentagem de pressão traseira conforme o tempo



Fonte: Autor (2017)

Conforme a curva apresentada que relaciona a porcentagem de pressão na linha traseira do veículo, é possível perceber que existe uma variação de quase 20% para mais, em relação ao esperado de 60%, quando o pedal está

sendo acionado inicialmente e 20% para menos quando o mesmo está retornando à posição inicial, porém, nos valores máximos de pressão o comportamento se torna constante e como esperado, com uma relação de aproximadamente 60% de pressão total nas linhas traseiras, tendo uma variação de 5% para mais ou para menos.

Com estas análises, é possível concluir que a balance bar tem grande influência na distribuição da força de frenagem, e pode ser usado como um dispositivo que varia a pressão nos cilindros conforme a necessidade de projeto, ou para cada situação nas provas da competição. Sua variação apresenta uma relativa baixa margem de erro, sendo homogênea para ambos os casos de aplicação testados. Trata-se de um componente simples, que pode possuir folgas e que suporta grandes esforços, com uma margem de erro de 5%, sendo então aceitável ao projeto.

4.3. Custo do sistema de medição

O sistema de medição empregado, e descrito conforme o Capítulo 3 de Metodologia, teve o custo de compra (sem valores de frete) como relacionados na Tabela 6.

Tabela 6 – Custo do sistema de medição.

Tipo	Hardware	Descrição	Custo
Aquisição de dados	Kit Arduino Mega	Arduino Mega, protoboard e componentes elétricos	R\$99,90
Aquisição de dados	Cabos e conectores	Fios jumper 2,54mm fêmea-macho (300mm)	R\$8,00
Aquisição de dados	Cabos	Cabo de rede Ethernet	R\$25,50
Sensor	Proximidade Indutivo	Curso do cilindro da pinça	R\$15,94
Sensor	Célula de carga	Força no pedal	R\$35,54
Sensor	Módulo Conversor	Amplificar sinal de tensão	R\$11,82
Sensor	Potenciômetro	Curso do cilindro mestre	R\$12,00
Sensor	Pressão	Pressão nas linhas hidráulicas	R\$1.000,00
	Total sem sensor de pressão		R\$208,70
	Total		R\$1.208,70

Fonte: Autor (2017)

Visto que para medição da pressão, a plataforma do Arduino não apresentava sensores com a faixa necessário, o sensor de pressão com aplicação automotiva foi utilizado da empresa Sensata Technologies que forneceu à equipe Formula CEM como forma de apoio. Pelos valores

verificados, este sistema de medição baseado na plataforma do Arduino é de baixo custo com precisão e resposta suficientes para os mapeamentos, de baixa frequência, requeridos na área automotiva. Pela facilidade na montagem dos hardwares sobre o veículo e dos meios de comunicação, via cabos de rede, esta metodologia é acessível às indústrias e meio acadêmicos em geral.

4.4. Modelo dinâmico

Após a realização dos testes em bancada e com os resultados de pressão nas linhas de freio, deslocamento do cilindro mestre, do pedal e da pinça, foi realizada a estimativa da dinâmica veicular do carro Formula CEM, visando verificar se o mesmo atende ao requisito da prova de frenagem da competição Formula SAE, o qual as quatro rodas devem travar durante a frenagem.

4.4.1. Estimativa da máxima desaceleração

Para o cálculo da máxima desaceleração do veículo nas condições dos experimentos, utilizaram-se dois modelos matemáticos. A primeira o modelo de Pamphlet (1976) e a segunda de Puhn (1985).

Modelo 1

Primeiramente, foi utilizado o modelo de Pamphlet (1976) para obtenção da desaceleração em G do veículo conforme a variação da força aplicada ao pedal, deslocamentos dos componentes hidráulicos e mecânicos medidos experimentalmente, sendo eles, pedal, cilindro mestre e a pinça. Segue na equação (42) o modelo utilizado, que é dividida em duas partes, pois as pinças dianteiras e traseiras apresentam diâmetros de pistões diferentes, proporcionando ganhos hidráulicos diferentes.

$$\begin{aligned}
 a.W = & (F_p \cdot \eta_p \cdot \eta_{cm} \frac{\Delta_p \cdot G_{h,f}}{\Delta_{cm}} \cdot BF \cdot \frac{R_d}{R_{ef}} \cdot \frac{\eta_b}{\eta_s}) \\
 & + (F_p \cdot \eta_p \cdot \eta_{cm} \frac{\Delta_p \cdot G_{h,r}}{\Delta_{cm}} \cdot BF \cdot \frac{R_d}{R_{ef}} \cdot \frac{\eta_b}{\eta_s})
 \end{aligned}
 \tag{42}$$

- a - Desaceleração
- BF - Brake Factor;
- R_d - Raio efetivo do disco;
- R_{ef} - Raio efetivo do pneu;
- $G_{h,f}$ - Ganho hidráulico na dianteira;
- $G_{h,r}$ - Ganho hidráulico na traseira;
- η_b - Número de discos no eixo;
- η_s - Número de pastilhas na pinça.

Limpert (1999) comenta que o BF (Brake Factor) para um sistema de freio a disco é duas vezes o coeficiente de atrito da pastilha (μ_{pd}). Sendo assim, segue na Tabela 7 os valores das variáveis utilizadas para encontrar a desaceleração do veículo conforme os resultados do teste realizado com a balance bar transferindo 50% de força para o cilindro dianteiro e 50% de força para o cilindro traseiro.

Tabela 7 – Parâmetros para análise de desaceleração

Dados	Símbolo	Unidade	Valor
Força aplicada ao pedal	F_p	kgf	34,79
Eficiência do pedal	η_p		0,80
Eficiência do cilindro mestre	η_{cm}		0,96
Deslocamento do pedal	Δ_p	mm	39,47
Deslocamento do cilindro mestre	Δ_{cm}	mm	9,12
Ganho hidráulico na dianteira	$G_{h,f}$		6,22
Ganho hidráulico na traseira	$G_{h,r}$		5,12
Brake Factor	BK		0,90

Dados	Símbolo	Unidade	Valor
Raio efetivo do disco	R_d	mm	100,00
Raio efetivo do pneu	R_{ef}	mm	271,56
Quantidade de rodas analisadas	η_p		2
Quantidades de pastilhas nas pinças	η_{cm}		2

Fonte: Autor (2017)

Com estas entradas dos testes de bancada aplicadas ao modelo, chegou-se a uma desaceleração de 12,54 m/s², ou seja, uma relação entre força e aceleração de 272,16N/g, considerada como muito bom para conforto e ergonomia do motorista (LIMPERT, 1999).

Modelo 2

O modelo matemático de Puhn (1985), apresentado na equação (23), tem dependência da posição do CG do veículo e coeficiente de atrito entre pneu e pista. Assim, a desaceleração máxima esperada por este cálculo é de 7,77m/s².

Os dados da Tabela 8 apresentam a comparação da desaceleração entre esses dois modelos matemáticos.

Tabela 8 - Dados do protótipo para comparação entre modelo teórico de Puhn e Pamphlet

Dados	Símbolo	Unidade	Puhn	Pamphlet
Desaceleração	a	m/s ²	7,77	12,54
Relação altura e entre eixos	θ		0,21	0,21
Transferência de carga	Δ_c	N	713,27	915,5
Inércia rotacional	I_w	kg/m ²	19,79	25,4

Fonte: Autor (2017)

4.4.2. Torque de frenagem máxima teórica da pista

Sabendo que o torque máximo disponível na roda está relacionado diretamente com a capacidade de atrito entre pneu e solo e a força normal atuando sobre o pneu, aplicando as forças presentes na Figura 42 e as equações do capítulo 3.3.1 do modelo dinâmico, chegou-se a um torque de frenagem máximo disponível em cada roda. Situação logo antes do veículo perder o atrito com o solo e iniciar a derrapagem dos pneus. Segue na Tabela 9 os resultados obtidos.

Tabela 9 - Torque máximo teórico disponível no eixo dianteiro e traseiro pela pista

Dados	Símbolo	Unidade	Puhn	Pamphlet
Torque na dianteira	T_f	Nm	402,16	421,51
Torque na traseira	T_r	Nm	180,83	167,11

Fonte: Autor (2017)

4.4.3. Estimativa do torque de frenagem pelos dados experimentais

Para completar a análise e relacionar com o torque de frenagem disponível pelo sistema hidráulico utilizado, a fim de verificar se o sistema iria conseguir travar as quatro rodas, foi considerando as pressões dos cilindros mestre dianteiro e traseiro como 3,48 MPa e 3,2 MPa respectivamente, conforme a Figura 47, e a balance bar foi considerada em equilíbrio, em seu ponto central.

Assim, utilizando a equação (29) do modelo apresentado no capítulo 3.3.2, e aplicando uma força no pedal de 34,79 kgf, o torque disponível no eixo dianteiro e traseiro pelo sistema hidráulico é de 385,49 Nm e 291,50 Nm, respectivamente. Para o caso da roda dianteira, sendo o torque gerado pelo

sistema de freio menor do que o torque máximo disponível na roda, tanto ao modelo de Puhn quanto ao de Pamphlet, o mesmo não iria travar as rodas, porém, para o caso das rodas traseiras espera-se o travamento delas (Tabela 10).

Tabela 10 – Travamento das rodas na frenagem

Dados	Unidade	Puhn	Pamphlet	Experimental	Condição
Torque na dianteira	Nm	402,16	421,51	385,49	Não trava
Torque na traseira	Nm	180,83	167,11	291,50	Trava

Fonte: Autor (2017)

A força máxima considerada ao acionamento do pedal foi de 341,28 N (por ter sido acionado pelas mãos), entretanto conforme Limpert (1999) comenta por considerações ergonômicas a força que o motorista pode aplicar ao pedal, com o pé direito, para as mulheres é de aproximadamente 445N, enquanto para os homens é de aproximadamente 823N, sendo assim, para uma carga maior aplicada ao pedal, poder-se-ia esperar o travamento das rodas. Outra opção para possibilitar o travamento com menores forças de acionamento do pedal, visto que a desaceleração influencia diretamente na transferência de carga e baseado na equação (19), seria ajustar a balance para uma condição em que a força agindo nos cilindros mestre proporcionasse um maior torque nas rodas dianteiras do que na traseira.

5. CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

5.1. Conclusão

Ao longo da fase de desenvolvimento do projeto de um protótipo formula SAE, é de suma importância a validação do projeto, onde é possível verificar se o comportamento do sistema projetado atende às necessidades desejadas. Deste modo, neste trabalho, a necessidade era que o sistema de freio possibilitasse o travamento das quatro rodas.

Com o custo elevado dos equipamentos e instrumentação da indústria automotiva, instrumentar um veículo tem elevado custo. Este trabalho visava a validação do projeto de freio do protótipo Formula CEM utilizando uma instrumentação de baixo custo. No desenvolvimento e a fácil implementação do micro controlador Arduino foi possível caracterizar a influência da histerese, durante a aplicação de força no pedal do freio, presente no sistema hidráulico e seu efeito conforme submetido à variação desta força aplicada, ocasionando perdas. Perdas estas que devem ser levadas em consideração para que o sistema de freio cumpra as necessidades de projeto, ou seja, otimizado.

Após analisar as perdas presentes no sistema devido a histerese, foi possível avaliar o comportamento dinâmico do protótipo em frenagens, e que apesar das perdas presente o mesmo atenderia aos requisitos da prova de frenagem da competição Formula SAE. Com a realização da validação da balance bar, e com a resposta de que o cálculo teórico apresenta uma diferença de apenas 5% na força transferida do pedal aos cilindros mestre, simulou-se numericamente um modelo dinâmico que considera a transferência de carga, ou seja, sua porcentagem de força normal para o eixo dianteiro, que foi configurada com 50% e o restante dos 50% para a traseira. Para esta

situação, apenas as rodas traseiras atendem ao requisito de travamento das rodas, porém, com um ajuste da balance bar ou aumento da carga aplicada ao pedal, as quatro rodas têm condições para o travamento.

As análises realizadas no sistema de freio apresentaram resultados coerentes quando comparadas aos modelos teóricos, atendendo à parte de segurança de funcionamento e eficiência do sistema hidráulico e da dinâmica veicular. A instrumentação de baixo custo mostrou-se capaz de atender aos objetivos propostos inicialmente e gerar respostas relevantes.

5.2. Trabalhos Futuros

Tem-se como ideia a instrumentação do protótipo para análise dinâmica em testes veiculares, com sensores que capturem a velocidade inicial, final e desaceleração, que seriam correlacionados com os dados de pressão das linhas de freio, carga aplicada ao pedal e deslocamento do pedal, cilindro mestre e pinça. Assim, como possíveis trabalhos futuros podem-se apontar:

- Análise dinâmica do veículo durante um teste de frenagem, relacionando a desaceleração medida com o sensor, e estimativas obtidas em bancada e em simulações numéricas;
- Análise da variação da desaceleração em função de outros parâmetros como a influência da suspensão ou frenagem em curvas;
- Análise da transferência de carga, em função do tempo, conforme a variação da desaceleração veicular.

REFERÊNCIAS

- BREUER, B; BILL, K. **Brake Technology Handbook**. Warrendale, Pennsylvania, SAE International, 2008.
- BASE DE DADOS JURÍDICA. **BDJUR**. Disponível em: <http://bdjur.almedina.net/item.php?field=node_id&value=1171228> Acesso em 17 jun. 2017
- CHENGAL, V; GUNASEKHAR, M; HARINATH, G. Modeling and analysis of FSAE car disc brake using FEM. **International Journal of Emergin Technology and Advanced Engineering**, v. 3, issue 9, sep. 2013.
- CARLOS, G; O que é histerese? **Centro de Educação, Consultoria e Treinamento**. Disponível em: < <http://www.cect.com.br/histerese.pdf> > Acesso em: 05 dez. 2017.
- FISICA. **FISICA ATUAL**. Disponível em: <www.fisicaatual.com.br> Acesso em: 15 mai. 2017
- FLATOUT. **SISTEMA DE FREIO**. Disponível em: <<https://www.flatout.com.br/project-cars-4-o-desenvolvimento-dos-freios-e-suspensao-formula-sae-fenix-racing/>> Acesso em: 17 jun. 2017.
- GENTA, G; MORELLO, L. **The Automotives Chassis**. Vol 2 – System Design, Italy, Springer, 2009.
- GILLESPIE, T. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Warrendale, SAE International, 1992.
- HEIRING, B; ERSOY, M. **Chassis Handbook**. Wiesbaden, Springer Fachmedien 2011.
- LIMPERT, R. **Brake Design and Safety**. 2 ed, Warrendale, Pennsylvania, SAE International, 1999.
- NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas**. 2 ed Bookman, 2004.
- OSHIRO, D. **Brake Article**, USA, 1994.
- PAMPHLET, D. **Analysis and design automotive brake system**. [S. l.]: US Army material development & readiness command, 1976.
- PIETRO, R. **Freios hidráulicos: Da física básica à dinâmica veicular, do sistema convencional aos sistemas eletrônicos**. São Paulo: SENAI-SP Editora, 2014.
- PUHN, F. **Brake Handbook**, 2 ed., New York, HpBooks, 1985.

QUATRO RODAS. **DISCO FLUTUANTE.** Disponível em:
<<http://quatorrodas.abril.com.br/noticias/sistema-de-freios/>> Acesso em: 08 jun. 2017.

REIF, K. **Brakes, Brake Control and Driver Assistance Systems.** Wiesbaden, Springer 2014.

SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS, **Por que participar.** Disponível em:
<<http://portal.saebrasil.org.br/programas-estudantis/formula-sae-brasil>>. Acesso em: 8 abr. 2017a.

SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS. **2017-18 Formula SAE® Rules Table of Contents.** apr. 2016. Disponível em: <
<http://www.fsaeonline.com/content/2017-18%20FSAE%20Rules%20PRELIMINARY.pdf>> Acesso em: 20 mai. 2017.

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

TARGET. **PRÉ VISUALIZAÇÃO NBR6609 DE 08/1992.** Disponível em:
<<https://www.target.com.br/produtos/normas-tecnicas/31786/nbr6609-niveis-de-atrito-de-materiais-de-friccao-para-guarnicoes-do-freio>> Acesso em: 15 nov. 2017

TILTON. **76-SERIES MASTER CYLINDERS.** Disponível em:
<<http://tiltonracing.com/product/76-series-master-cylinders/>> Acesso em: 24 mai. 2017.

TILTON. **78-SERIES MASTER CYLINDERS.** Disponível em:
<<http://tiltonracing.com/product/78-series-master-cylinders/>> Acesso em: 24 mai. 2017.

APÊNDICE A

```

#include <TimerOne.h>

/* PIN number for sensors */

#define SENS_LINEAR  A8

#define SENS_PRESS1  A4

#define SENS_PRESS2  A5

#define SENS_INDUT   A3

#define ADSK         6

#define ADDO         7

//#define SWITCH     8

//#define LED        13

#define BAUDRATE 9600

/* PIN number to conect the SD via SPI

* SD card attached to SPI bus as follows:

#define MOSI 51

#define MISO 50

#define CLK 52

*/

#define SD_CS 4

/* Constant values for the code */

#define VARIABLES 5 //Quantidade de variáveis a serem armazenadas no cartão SD

long DATA[VARIABLES]; //Vetor que armazena as variáveis. Leituras analógiacs demoram
100us cada;

#define PERIOD 90000 //Periodo em microsegundos para que cada interrupção ocorra

short sequence=0; //Variavel para auxiliar na contagem das interrupções

//double ReCount;

/* This function sets the input and output pins - Look at define list to check the PIN number
assigned*/

void setupPins();

/* This function save the current data, read from sensors, in the SD card*/

```

```

void printData();

/* This function gerdata from sensors*/

void getData();

/* This funcion reads the load cell and returns its value*/

long loadCell();

void setup() {

  Serial.begin(BAUDRATE);

  setupPins();

  Timer1.initialize(PERIOD); // period is the time in microseconds for every interruption

  Timer1.attachInterrupt(dataAquisition);

  Serial.println("Iniciou");

  Serial.println("#\t |Pot. Linear\t |Pressure1\t |Pressure2\t |Inductive\t |LoadCell");

}

void loop() {

}

void dataAquisition()

{

  sequence++;

  getData();

  printData();

}

void printData()

{

  Serial.println("");

  Serial.print(sequence);

  Serial.print("\t");

  for (short aux=0;aux<VARIABLES;aux++)

  {

    Serial.print(DATA[aux]);

    Serial.print("\t\t");

```



```

    }
}
void getData()
{
    DATA[0] = analogRead(SENS_LINEAR);
    DATA[1] = analogRead(SENS_PRESS1);
    DATA[2] = analogRead(SENS_PRESS2);
    DATA[3] = analogRead(SENS_INDUT);
    DATA[4] = loadCell();
}
long loadCell()
{
    unsigned long Count = 0;
    unsigned char i;
    digitalWrite(ADSK, LOW);
    while(i<2)
    {
        if(digitalRead(ADDO)) break;
        else (i++);
    }

    for(i=0;i<24;i++)
    {
        digitalWrite(ADSK, HIGH);
        Count = Count << 1;
        digitalWrite(ADSK, LOW);
        if(digitalRead(ADDO)) Count++;
    } //end for
    digitalWrite(ADSK, HIGH);
    Count = Count^0x800000;
}

```

```
digitalWrite(ADSK, LOW);  
  
//ReCount = 193.83 - Count*2e-5;  
  
Count = Count;  
  
return(Count);  
  
}  
  
void setupPins()  
  
{  
  
    pinMode(ADDO, INPUT_PULLUP); //entrada para receber os dados  
  
    pinMode(ADSK, OUTPUT);      //saída para SCK  
  
// pinMode(SWITCH, INPUT_PULLUP); //botão para iniciar gravação  
  
// pinMode(LED, OUTPUT);      //led da placa.  
  
// digitalWrite(LED, LOW);  
  
    analogRead(SENS_LINEAR);  
  
    analogRead(SENS_PRESS1);  
  
    analogRead(SENS_PRESS2);  
  
    analogRead(SENS_INDUT);  
  
}
```