

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

JOÃO PAULO DA COSTA

CARACTERIZAÇÃO DO DESEMPENHO VEICULAR NA DINÂMICA DE FRENAGEM.

Joinville

2019

JOÃO PAULO DA COSTA

CARACTERIZAÇÃO DO DESEMPENHO VEICULAR NA DINÂMICA DE FRENAGEM.

Trabalho apresentado como requisito para obtenção do título de bacharel no Curso de Graduação em Engenharia Automotiva do Centro Tecnológico de Joinville da Universidade Federal de Santa Catarina.

Orientador: Dr. Sérgio Junichi Idehara.

Joinville

2019

CARACTERIZAÇÃO DO DESEMPENHO VEICULAR NA DINÂMICA DE FRENAGEM.

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi julgado adequado para obtenção do título de bacharel em Engenharia Automotiva, na Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico de Joinville.

Banca Examinadora:

Dr. Sérgio Junichi Idehara
Orientador
Presidente

Dr. Thiago Antonio Fiorentin
Membro
Universidade Federal de Santa Catarina

Dr. Lucas Weihmann
Membro
Universidade Federal de Santa Catarina

AGRADECIMENTOS

Primeiramente ao meu orientador, Dr. Sergio Idehara, cuja dedicação e paciência independentes do horário ou dia da semana, foram fundamentais para a realização deste trabalho.

Agradeço também ao Dr. Lucas Weihmann e a Diretora Leila Melo, que disponibilizaram a pista para podermos fazer os testes de frenagem.

Aos meus familiares e namorada, pelo apoio e incentivo durante toda essa trajetória.

Em especial, ao meu primo Pedro, cuja disponibilidade e vontade de ajudar incondicionais, foram essenciais para construir o corpo deste trabalho.

RESUMO

O crescimento contínuo da frota de veículos mundial gera, conseqüentemente, um aumento nas ocorrências de acidentes, os quais podem ser devido a falhas mecânicas ou humanas. Uma forma de reduzir esse número de incidentes é criar testes rigorosos dos sistemas de segurança do veículo, a fim de aumentar a robustez e eficiência dos mesmos. Assim, este trabalho pretende modelar analiticamente o sistema de freio de um automóvel e comparar os resultados teóricos de desempenho de frenagem com os obtidos na prática em pista de teste. Para realizar os ensaios práticos, foi selecionada uma pista com distância adequada para atingir as velocidades desejadas antes de forçar a parada total do veículo, além disso, ambos o automóvel e a pista serão instrumentados com sensores e câmera de vídeo, a fim de se obter dados pertinentes para comparação e validação, do modelo analítico. A instrumentação consiste de sensores e sistema de aquisição de dados pelo Arduino, que é um hardware de baixo custo. Para ter uma análise que atenda as diferentes situações de serviço que o sistema de freio opera, o estudo considerou distintos casos de carga, velocidade e condições de piso. O modelo virtual, apesar de conter algumas hipóteses simplificadoras, obteve resultados semelhantes aos testes práticos.

Palavras-chave: Modelagem, Testes, Segurança, Frenagem.

ABSTRACT

The world's vehicle fleet continuous growth begets, consequently, the increase in accidents, which can be caused by mechanical or human flaws. One of the ways to minimize the number of incidents is to create strict tests for the vehicle safety systems, in order to strengthen these systems' robustness and efficiency. Therefore, this work intends to model analytically an automobile's braking setup, and compare the theoretical results with the ones acquired on the field tests. In order to perform the empirical trails, a track with adequate length to reach the desired speeds before forcing the total stop was selected, furthermore, both the vehicle and the runway were instrumented with sensors and video camera, for obtaining the results, for the later comparison, and validation, of the analytical model. The instrumentation consists of sensors and data-acquisition system by Arduino, which is a low cost hardware. To be able to analyze the different working situations in which a brake system operates, the study considered different conditions considering weight, speed and lane conditions. The virtual model, despite having some simplifying hypothesis, attained good results compared to the practical tests.

Keywords: Modelling, Tests, Safety, Braking.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Principais componentes do sistema de freio de um veículo	16
Figura 2 - Visão simplificada do sistema de freio	16
Figura 3 - Pedal de freio	17
Figura 4 - Sistema Servo freio e cilindro mestre	18
Figura 5 - Freio a disco	20
Figura 6 - Freio a tambor	20
Figura 7 - Forças durante frenagem	21
Figura 8 - Transferência de carga durante frenagem e aceleração	22
Figura 9 - Transferência de carga em veículo de passageiros	22
Figura 10 - Dados do veículo	25
Figura 11 - Força no pedal de freio	26
Figura 12 - Multiplicações da força no pedal de freio	27
Figura 13 - Coeficientes de fricção	30
Figura 20 – Relação de força entre eixo dianteiro e traseiro do Renault Sandero	31
Figura 14 - Redboard programada com Arduino Uno R3	32
Figura 15 - Arduino mega At2560	33
Figura 16 - Célula de carga	34
Figura 17 - Acelerômetro MPU6050	35
Figura 18 - Veículo utilizado: Renault Sandero 1.6l	36
Figura 19 - Relação mecânica do pedal de freio	37
Figura 21 - Arduino Mega e Acelerômetro	38
Figura 22 - Sensor de carga	39
Figura 23 - Visão geral do veículo	39
Figura 24 - Detalhes do software Tracker	40
Figura 25 - Interface do software Tracker	40
Figura 26 - Objeto de alto contraste fixado no veículo	41
Figura 27 - Pesagem de um quarto de veículo	41
Figura 28 - Esquema de ligação Arduino mega	43
Figura 29 - Regra do trapézio	44
Figura 30 - Comparação entre Tracker e OBD2 (Teste 3)	46
Figura 31 - Comparação entre Tracker e OBD2 (Teste 9)	47
Figura 32 - Zoom aplicado a imagem do carro	48

Figura 33 - Diferenças entre velocidades de obturador.....	48
Figura 34 - Teste de frenagem #2.....	49
Figura 35 - Teste de frenagem #4.....	49
Figura 36 - Teste de frenagem #5.....	50
Figura 37 - Teste de frenagem #6.....	51
Figura 38 - Trajeto percorrido para teste urbano.....	52
Figura 39 - Parte 1 do teste urbano.....	52
Figura 40 - Parte 2 do teste urbano.....	53
Figura 41 - Detalhe de pico de desaceleração	54
Figura 42 - Detalhe desacelerações Trecho 2.....	54
Figura 43 - Coeficientes de fricção dependendo da temperatura	55
Figura 44 - Resultado do modelo analítico para teste 1	56
Figura 45 - Resultado do modelo analítico para teste 5	57
Figura 46 - Resultado do modelo analítico para teste 8	58
Figura 47 - Teste de frenagem #8.....	67
Figura 48 - Teste de frenagem #9.....	68

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Dados para gráfico de transferência de carga	23
Tabela 2 - Testes a serem realizados	32
Tabela 3 - Dados do veículo	36
Tabela 4 - Dimensões do cilindro mestre	37
Tabela 5 - Taxas de amostragem	42
Tabela 6 - Sinais obtidos	42
Tabela 7- Resultados de distância e tempo de frenagem.....	57
Tabela 8 - Resultados de distância e tempo de frenagem.....	57
Tabela 9 - Resultados de distância e tempo de frenagem.....	58
Tabela 10 - Distribuição de forças entre eixos	58

LISTA DE SIMBOLOS

g – Gravidade;

CG – Centro de gravidade;

L – Litro;

F_p – Força no pedal;

A - Distância da haste de acionamento até ponto de articulação;

B - Distância do pedal até o ponto de articulação;

F_c – Força multiplicada;

N – Newton;

F_{sv} – Força no servo freio;

P_{cm} – Pressão no cilindro mestre;

A_{cm} – Área do cilindro mestre;

P_{cal} – Pressão no caliper;

F_{cal} – Força no caliper;

A_{cal} – Área do caliper;

F_{fp} – Força de fechamento da pinça;

F_{at} – Força de atrito entre pastilha de freio e disco de freio;

μ_{pd} – Coeficiente de atrito entre pastilha de freio e disco de freio;

T_f – Torque de frenagem frontal;

R_e – Raio efetivo do disco;

F_f – Força de frenagem;

R_d – Raio dinâmico da roda;

$F_{at,t}$ – Força de atrito entre lona e tambor;

F_s – Força de fechamento da sapata;

$\mu_{s,t}$ – Coeficiente de atrito entre lona e tambor;

T_t – Torque de frenagem traseiro;

R_t – Raio do tambor;

F_t – Força de frenagem traseira;

$D_{máx}$ – Desaceleração máxima;

m – massa;

R_{total} – Resistência ao rolamento;

f_r – Coeficiente de resistência ao rolamento;

W – Peso;

OBD – On Board Diagnostics;

ABS – Anti lock braking system;

kgf – quilograma-força;

DMP – Digital motion processor;

GPS – Global positioning system;

v – Volt;

ABNT – Associação brasileira de normas técnicas;

rpm – rotações por minuto;

kg – quilograma;

mm – milímetro;

Hz – Hertz;

s – segundos.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	13
1.1	OBJETIVOS.....	14
1.1.1	Objetivo Geral	14
1.1.2	Objetivos Específicos.....	14
2	SISTEMA DE FREIO.....	15
2.1	COMPONENTES	15
2.2	MODELAGEM DO VEÍCULO.....	21
2.3	TESTE DE FRENAGEM.....	23
3	METODOLOGIA	25
3.1	MODELAGEM.....	26
3.1.1	Força no sistema de acionamento	26
3.2	RELAÇÃO DE FORÇAS ENTRE EIXOS	30
3.3	DADOS EXPERIMENTAIS	31
3.3.1	Arduino Uno	32
3.3.2	Arduino Mega.....	33
3.3.3	Célula de carga	34
3.3.4	Acelerômetro.....	34
3.3.5	Porta OBD2.....	35
3.3.6	Veículo	35
3.4	PROCESSAMENTO DOS DADOS OBTIDOS	37
3.5	SETUP DA MEDIÇÃO	37
3.6	ANÁLISE DE FORÇA NO PEDAL PARA MODELO ANALÍTICO	43
4	RESULTADOS.....	45
4.1	SINCRONIZAÇÃO DOS RESULTADOS	45
4.2	PROCESSAMENTO DE IMAGEM PELO SOFTWARE TRACKER.....	46
4.3	CONDIÇÃO 1	48
4.4	CONDIÇÃO 2.....	50
4.5	CONDIÇÃO 4.....	51
4.6	MODELO ANALÍTICO	54
5	CONCLUSÕES	60
5.1	TRABALHOS FUTUROS.....	61
	REFERÊNCIAS	63

APÊNDICE A – CÓDIGO MATLAB	65
APÊNDICE B – CONDIÇÃO 3 DE FRENAGEM.....	67

1 INTRODUÇÃO

O advento do automóvel trouxe consigo várias vantagens para o transporte de cargas e pessoas, porém, juntamente com esses benefícios, foram geradas importantes questões de segurança. Segundo Happian-Smith (2009), o uso seguro e confiável de um veículo de estrada necessita do contínuo ajuste de sua velocidade e distância em resposta às mudanças de condição do tráfego. Portanto, tornou-se necessário o desenvolvimento de um sistema interno ao veículo que pudesse facilmente gerar a desaceleração e parada total do mesmo.

O sistema de freio deve executar algumas tarefas essenciais durante todo o período de operação, que são: a desaceleração do veículo de forma controlada e repetível e, quando apropriado, causar a parada total do veículo, manter uma velocidade constante quando percorrendo trechos em decida e manter o automóvel estacionário tanto em pisos planos quanto em declives (HAPPIAN-SMITH, 2009).

Com o aumento da demanda por veículos de estrada, surgiu a exigência do mercado por sistemas cada vez mais eficientes. Como resposta, as grandes empresas voltaram seu foco ao entendimento melhor do veículo e das forças envolvidas no ciclo de trabalho do mesmo.

A compreensão da dinâmica veicular pode ser realizada de duas formas, o método empírico e o analítico. O entendimento empírico é baseado na tentativa e erro onde são determinados quais fatores influenciam o desempenho do veículo (GILLESPIE, 1992). Entretanto, sem o conhecimento de todos os fatores atuando no automóvel, esse método pode frequentemente ocasionar falhas.

Devido a isso, engenheiros favorecem o segundo método, que descreve as mecânicas de interesse baseadas nas leis da física a fim de obter um modelo analítico. Tal modelo fornece um meio de identificar os fatores mais importantes, como operam e sob quais circunstâncias. Além disso, o modelo tem capacidade de previsão, para que mudanças necessárias, a fim de atingir a performance ideal, possa ser atingida (GILLESPIE, 1992).

Porém, devido a inúmeros fatores que agem sobre o sistema de frenagem de um veículo, durante o período de operação, são necessárias algumas simplificações nos modelos, o que os torna passíveis a erros, pois não são representações exatas da realidade, e sim, aproximações. Portanto, para ser possível a validação de tais modelos, são necessários testes

de campo do sistema de freio real para que seja possível a comparação destes resultados com os modelados.

Portanto, em função da importância da metodologia de validação e homologação de modelos numéricos, em relação ao produto físico, este trabalho busca correlacionar os modelos disponíveis na literatura com resultados de medições experimentais.

Um veículo será selecionado e instrumentado com célula de carga, para medição da força de acionamento, e acelerômetro a fim de verificar e avaliar as forças atingidos durante uma frenagem específica. Além disso, os dados do veículo são adquiridos pela porta On-Board Diagnostics (OBDII) e uma câmera externa ao automóvel com demarcações na pista, servirão como referência para determinar o desempenho do sistema de freio, com objetivo de calcular as distâncias e tempos de frenagem durante os testes. Enfim, com esses resultados, será possível verificar se o modelo analítico é correlato com o veículo real.

1.1 OBJETIVOS

A fim de verificar se o modelo analítico do veículo a ser utilizado para os testes foi desenvolvido de forma correta, propõem-se, nesse trabalho, os seguintes objetivos.

1.1.1 Objetivo Geral

Validar experimentalmente os resultados obtidos de modelos analíticos e formulados matematicamente para prever o desempenho do sistema de freio de um veículo da linha leve.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Modelar analiticamente o sistema de freio do veículo como meio de comparação de resultados com dados experimentais;
- Analisar dados obtidos pelo acelerômetro e célula de carga instrumentados no veículo;
- Estimar a velocidade do veículo obtido por meio de câmera posicionada externamente ao veículo e pelo canal OBDII do veículo, a fim de validar o modelo analítico.
- Avaliar o desempenho dos testes realizados em pistas de asfalto;

2 SISTEMA DE FREIO

O sistema de freio tem duas funções principais: diminuir a velocidade ou parar completamente o veículo em um tempo e distância relativamente curtos, e manter o mesmo imóvel quando estacionado. Levando em consideração essas duas exigências, o automóvel é equipado com dois diferentes sistemas com características distintas: o freio de serviço e o de estacionamento (GENTA, 2014).

Para que seja possível a modelagem correta baseada em um sistema de freio real, é preciso entender como cada componente atua no sistema e as interações entre todos os subsistemas. Assim, a seguir são descritos os principais componentes utilizados no veículo de teste.

2.1 COMPONENTES

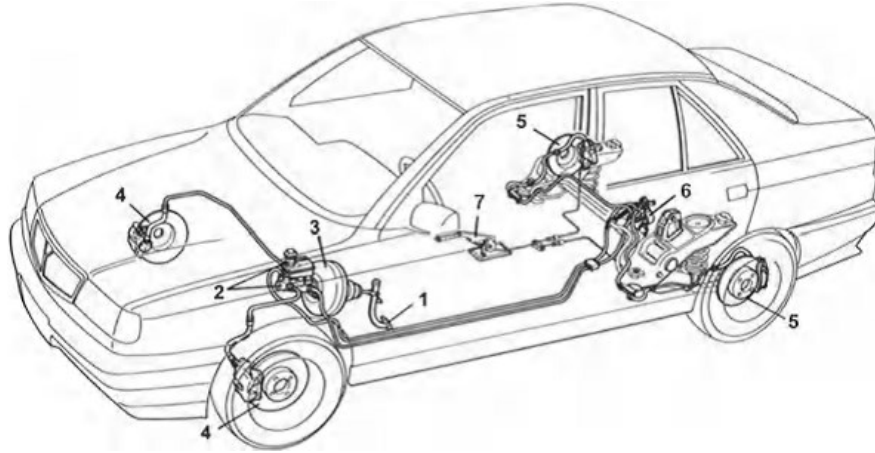
Reduzir a velocidade de um veículo necessita da dissipação de energia cinética contida na inércia do veículo. Essa energia é convertida em calor pelo contato entre duas superfícies: as pastilhas de freio, conectadas ao cilindro de roda e suspensão, e o corpo que rotaciona junto à roda (tambor ou disco). Durante a frenagem esses corpos são pressionados um contra o outro por pressão hidráulica, usualmente nos veículos de passeio (GENTA, 2014).

O sistema de freio consiste de quatro grupos de componentes essenciais mostrados na Figura 1 e Figura 2:

- Componentes de controle: pedal (1), servo freio e reservatório de fluido (2), cilindro mestre (3);
- Componentes de transmissão: circuito constituído de tubos rígidos e flexíveis para permitir a movimentação da suspensão na roda;
- Componentes de atuação: freios dianteiros (4) e traseiros (5);
- Válvulas reguladoras para distribuição de pressão (6) nos veículos com ABS (Anti-lock braking system).

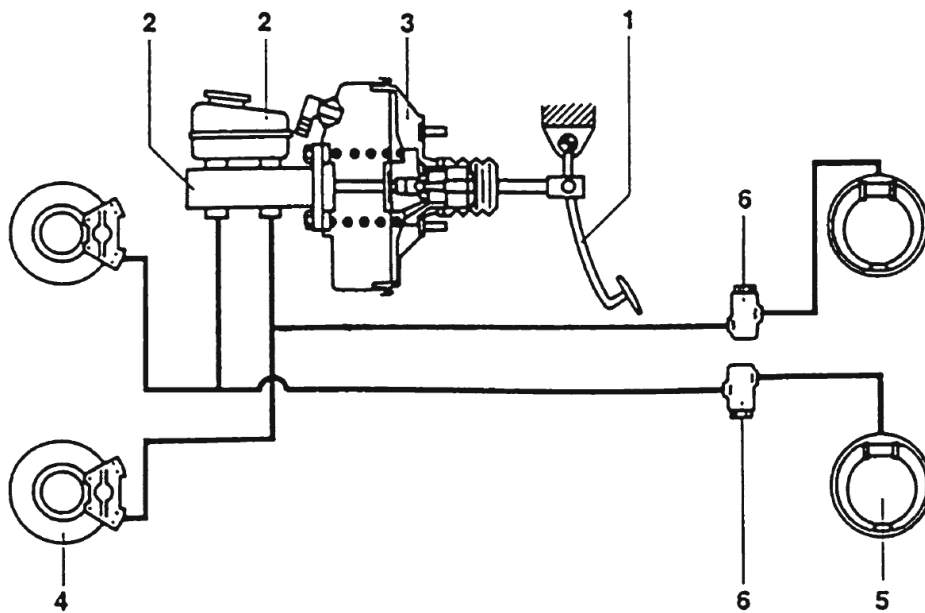
O item 7 na Figura 1 se refere a alavanca do freio de mão, que opera o sistema de freio de estacionamento. A força gerada pela atuação do motorista é transmitida por conexões mecânicas ou cabos flexíveis (GENTA, 2014).

Figura 1 - Principais componentes do sistema de freio de um veículo



Fonte: Genta (2014, p293)

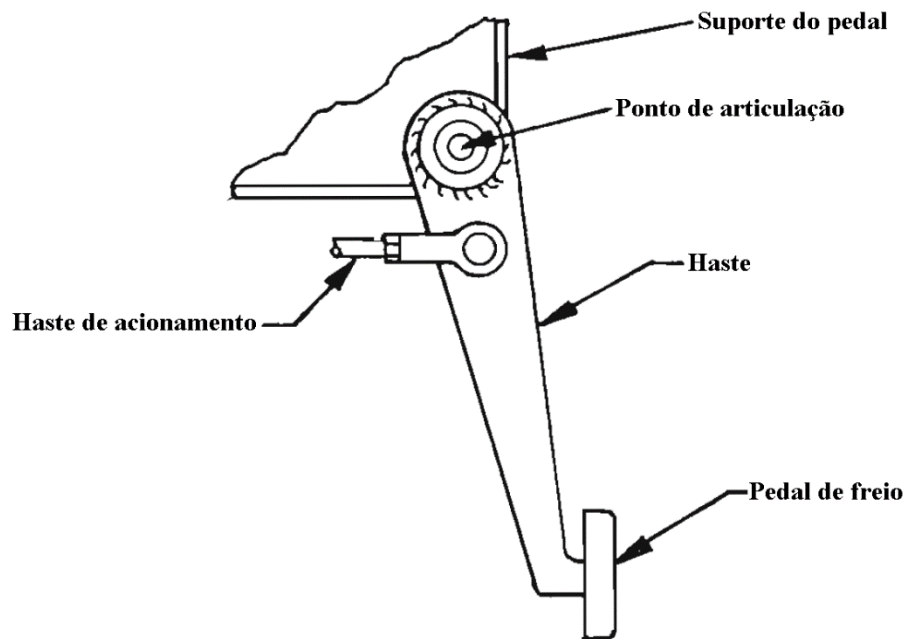
Figura 2 - Visão simplificada do sistema de freio



Fonte: Genta (2014, p293)

Um pedal de freio consiste de uma haste, o apoio onde é aplicada a força, e o ponto de articulação, como visto na Figura 3. No processo de frenagem, o motorista aplica a força no pedal, que então é transmitida pela haste até o servo freio, que multiplica essa força e a transmite para o cilindro mestre (GENTA, 2014).

Figura 3 - Pedal de freio



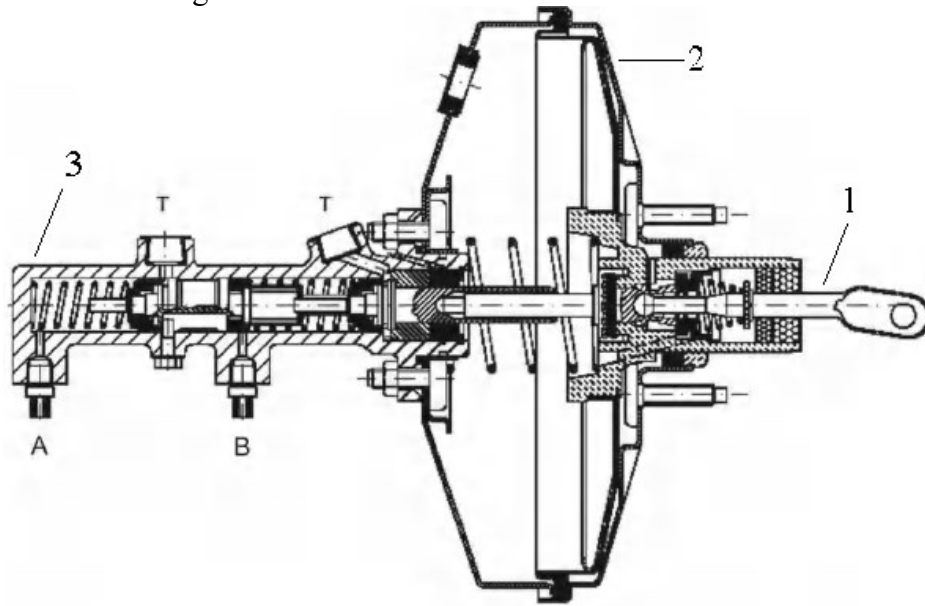
Fonte: Adaptado de Puhn (1985, p.67)

A função do servo freio é de amplificar a pressão gerada pelo motorista ao pressionar o pedal. Isso diminui o esforço necessário para acionar os freios, e conseqüentemente aumenta o conforto e a segurança do veículo. O servo a vácuo utiliza a pressão negativa (em relação à atmosférica) produzida na válvula de admissão de veículos com motor de ignição por faísca. Já os servos hidráulicos necessitam de fontes de energia hidráulica e são mais utilizados em veículos com motores a diesel, pois esses não geram uma quantidade grande de vácuo na admissão (HAPPIAN-SMITH, 2009).

Como pode ser visto na Figura 4, o servo freio, representado pelo número 2, é ligado diretamente ao cilindro mestre, representado pelo número 3. A força aplicada no pedal pelo motorista é transmitida via a haste de acionamento, representada pelo número 1, então é multiplicada pelo servo freio e transforma essa força mecânica em pressão hidráulica no fluido de freio presente no reservatório, que alimenta cada uma das duas câmaras (A e B na Figura 4) do cilindro mestre.

O servo freio deve ser acionado já em forças baixas de atuação do motorista, entre 13 e 22 N, e deve multiplicar a força no pedal entre 8 e 9 vezes para veículos de passeio. Porém, por questões de segurança, deve haver um limitante para a sua atuação sobre a frenagem para que a força total de frenagem não fique alta demais e leve ao travamento das rodas (LIMPERT, 1999).

Figura 4 - Sistema Servo freio e cilindro mestre



Fonte: Adaptado de Genta (2014, p.295)

Devido a regulamentações legais, o cilindro mestre possui duas câmaras separadas com um pistão cada. Cada seção atua como um cilindro independente, e o cilindro mais próximo do pedal é chamado de principal enquanto o outro é chamado de secundário. Portanto, caso ocorra um vazamento no cilindro primário, o pistão se move até atingir a base do secundário. A força da haste de acionamento é então transmitida diretamente ao sistema secundário por contato, permitindo a pressurização do circuito secundário. Reciprocamente, caso haja um vazamento na câmara secundária, o pistão do circuito primário se move até alcançar o fim do curso do cilindro mestre. Isso permite a pressurização do fluido presente entre ambos pistões e, assim, o circuito primário se mantém ativo (HAPPIAN-SMITH, 2009).

A atuação do cilindro mestre sobre as rodas do veículo pode ser feita de diferentes formas, pois são dois circuitos para atuar em quatro rodas. No total, são 5 configurações possíveis para o tipo de veículo estudado nesse trabalho. Os mais comuns são o tipo II, em que um circuito atua sobre o eixo dianteiro e o outro atua sobre o traseiro, e o tipo X, no qual cada circuito atua sobre uma roda dianteira e uma traseira diagonalmente oposta (BOSCH, 2005).

Para que seja feita a transferência da pressão hidráulica do cilindro mestre até as rodas, são usados tubos de freio rígidos e flexíveis. Os rígidos são feitos de metal e fixados no chassi mas não chegam a entrar em contato com o sistema de freio na roda, essa conexão é feita pelos tubos flexíveis, que são ligados a suspensão e então sujeitos a movimentação (REIF, 2014).

A dinâmica do processo de frenagem exige uma forma de diminuir a magnitude das forças geradas na traseira do veículo durante a desaceleração. Essas forças causam uma transferência de carga da traseira para a dianteira durante qualquer evento de frenagem. Para compensar esse efeito, é feita a instalação de uma válvula reguladora de pressão no eixo traseiro do veículo. Existem três modelos principais:

- Válvula reguladora de pressão sensível a carga: é ancorada no corpo do veículo e conectada ao eixo traseiro por uma ligação mecânica. Isso permite a verificação do deslocamento relativo entre o corpo do veículo e a suspensão traseira. Assim, a válvula atua nas linhas traseiras de fluido a fim de compensar a transferência de carga entre os eixos.
- Válvula reguladora de pressão sensível a pressão: também conhecida como limitador de pressão, esse tipo de válvula isola o circuito traseiro quando a pressão no mesmo ultrapassa um valor predeterminado.
- Válvula reguladora de pressão sensível a desaceleração: a atuação desse tipo de válvula é determinada pela taxa de desaceleração do veículo e está, tipicamente, na ordem de 0,3g (HAPPIAN-SMITH, 2009).

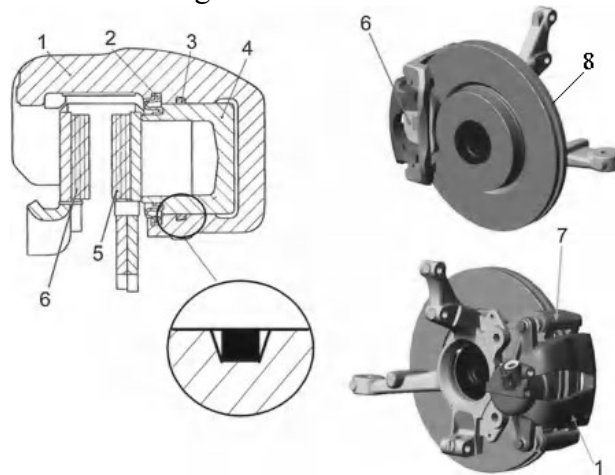
O freio a disco, representado na Figura 5, é universalmente utilizado no eixo dianteiro, porém sua aplicação nos eixos traseiros está crescendo nos últimos anos. Eles são compostos por um disco rotativo (8), ligado à roda, e pastilhas (5) que podem ser pressionadas contra a superfície do disco por um ou dois pistões hidráulicos que estão integrados ao caliper (1) (GENTA, 2014).

Um freio a disco com caliper flutuante possui um único cilindro (4) atuando sobre a pastilha interna (5), enquanto a externa (6) é pressionada contra o disco pelo corpo do caliper (1), que pode deslizar pelo seu próprio suporte (7) ao longo de uma direção perpendicular à superfície do disco. Essa solução é vantajosa por ser mais barata e compacta. Em veículos mais pesado ou de alto desempenho, um arranjo de caliper fixo é utilizado. Nesse caso, o caliper não pode deslizar pelo suporte e é posicionado um pistão hidráulico para cada pastilha (GENTA, 2014).

Cilindros hidráulicos presentes no caliper são operados pela pressão aplicada ao fluido de freio pelo cilindro mestre; assim que o pedal é liberado, o pistão do cilindro mestre retorna a sua posição inicial e a pressão hidráulica se torna, relativamente, nula (GENTA, 2014).

O disco de freio, geralmente feito de ferro fundido, pode ser sólido (a coroa do disco não permite a passagem de ar) ou ventilado (a coroa é mais espessa e canais radiais são adicionados a fim de permitir passagem de ar) (GENTA, 2014).

Figura 5 - Freio a disco

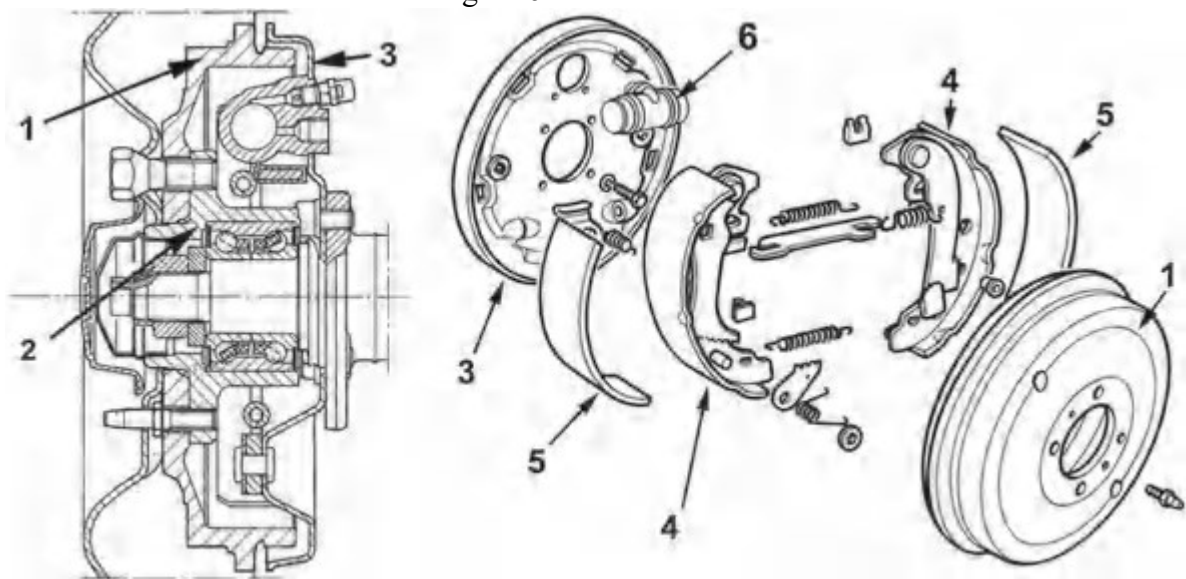


Fonte: Genta (2014, p.298)

O freio a tambor, mostrado na Figura 6, consiste de um tambor (1) preso ao cubo da roda (2) e o prato do freio (3) que possui duas sapatas de freio (4) cobertas pela lona (5), que é pressionada dentro do tambor por um cilindro hidráulico (6) (GENTA, 2014).

As desvantagens desse sistema são a maior dificuldade de dissipação de calor gerada durante a frenagem e a conseqüente deformação do tambor; além disso, o maior curso de aproximação da lona gera um maior curso de inatividade do pedal. A maior vantagem é o custo mais baixo (GENTA, 2014).

Figura 6 - Freio a tambor



Fonte: Genta (2014, p.298)

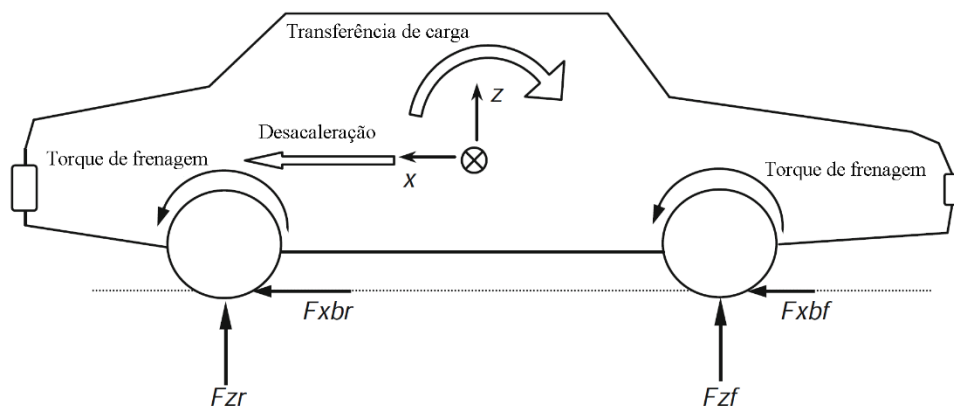
2.2 MODELAGEM DO VEÍCULO

O assunto de dinâmica veicular engloba os deslocamentos em aceleração, frenagem, situação de viagem com pouca variação de velocidade e curvas de veículos sobre uma pista. O comportamento dinâmico é determinado pelas forças atuantes sobre o corpo, desde as cargas nos pneus até as forças da gravidade e aerodinâmica. A fim de entender como o veículo reage à atuação de todos esses fatores, o automóvel e seus componentes são estudados para determinar quais forças vão ser geradas e por quais componentes, internos ou externos ao veículo, em uma condição específica de manobra e pista. Portanto, é essencial estabelecer uma abordagem rigorosa na modelagem desses sistemas e na decisão de quais parâmetros vão ser usados para descrever os deslocamentos (GILLESPIE, 1992).

Os modelos da dinâmica veicular possuem diferentes desenvolvimentos, desde o tradicional modelo de massas concentradas até o modelo de elementos finitos (FEM), e outras como o modelo de subestrutura dinâmica e o modelo multibody, com abordagens não lineares ou lineares com rigidez e amortecimento não lineares (YANG, LU, & LI, 2013).

Durante a frenagem, há uma transferência de carga da traseira do veículo para a dianteira, como pode ser visto na Figura 7. Essa variação nas cargas verticais, atuando nos pneus frontal e traseiro, influencia na capacidade das forças de frenagem geradas. Então, o modelo de frenagem utilizado deve considerar efeitos como a compensação de pressão entre os pneus ou a atuação do anti-lock braking system (ABS) (BLUNDELL & HARTY, 2004).

Figura 7 - Forças durante frenagem



Fonte: Adaptado de Blundell & Harty (2004, p. 493)

A magnitude da transferência de carga depende da desaceleração do veículo. Então, quando o veículo não está em processo de frenagem, esse termo é zero. Ela também depende de dois fatores construtivos de veículo, a altura do centro de gravidade (CG) e a distância entre eixos do mesmo. Assim, um automóvel com entre eixo, relativamente, mais curto e CG

mais alto sofre maior transferência de carga para o eixo dianteiro do que um veículo longo e baixo. A Figura 8 representa a transferência de carga num veículo durante a frenagem e a aceleração, respectivamente.

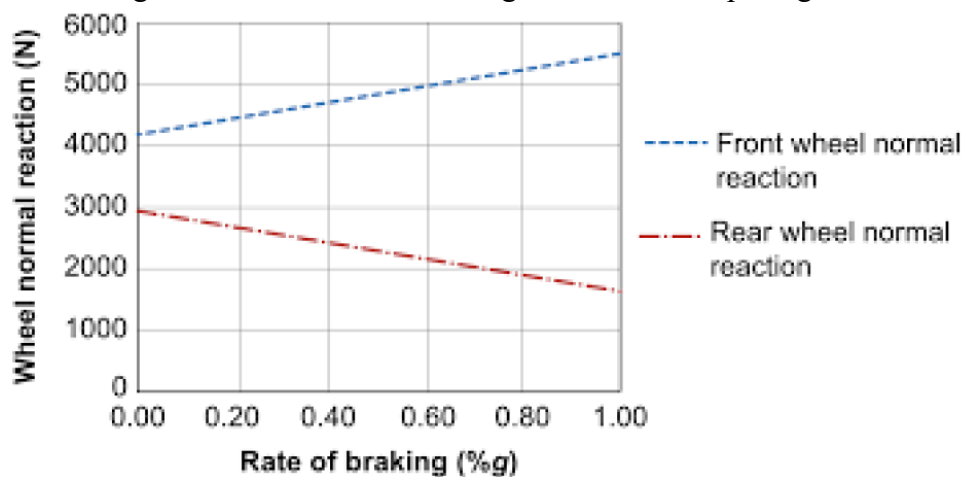
Figura 8 - Transferência de carga durante frenagem e aceleração



Fonte: Meccia (2018)

A construção da suspensão pode ter uma geometria que reduza os efeitos da transferência de carga aliviando assim o efeito de mergulho da suspensão no eixo dianteiro durante a frenagem e traseiro durante a aceleração, porém a transferência de carga ainda está atuando sobre o veículo. A Figura 9 representa a curvas de reação da normal no eixo dianteiro, em azul, e eixo traseiro em vermelho, de um veículo de passageiros cujas especificações estão apresentadas na Tabela 1.

Figura 9 - Transferência de carga em veículo de passageiros



Fonte: Day (2014, p.39)

Tabela 1 - Dados para gráfico de transferência de carga

Design Parameter	Specification (DoW)	Specification (GVW)
Wheelbase, $E = L_1 + L_2$ (mm)	2750	2750
Centre of gravity height, h (mm)	500	575
Position of centre of gravity behind the front axle, L_1 (mm)	1130	1300
Vehicle mass, M (kg)	1450	1950
Vehicle weight, P (N) = $Mg = 1450 \times 9.81 =$	14,225	19,130
Front/rear braking ratio (X_1/X_2)	70/30	70/30

Fonte: Day (2014, p. 39)

A Figura 9 mostra que para esse veículo em específico, a transferência de carga resulta em uma reação da normal no eixo dianteiro mais de duas vezes maior do que na traseira quando a desaceleração atinge $1g$, ou seja $9,81 \text{ m/s}^2$. Portanto, esse efeito também é importante ao estudo da frenagem de veículos.

2.3 TESTE DE FRENAGEM

Freios automotivos devem ser efetivos em diferentes condições de pista. Além disso, como o sistema funciona pelo princípio de fricção, o calor e sua influência no desempenho de frenagem devem ser verificadas também (KUMBHAR, PATIL, & SAWANT, 2017).

Os seguintes parâmetros são os principais usados para definir o desempenho de um sistema de freios:

- Tempo de parada: O tempo decorrido entre o momento que a força de frenagem é aplicada ao pedal e o momento que o veículo para (considerando parada completa);
- Distância de parada: A distância percorrida pelo veículo desde o momento que o motorista começa a atuar no pedal de freio até o momento de parada completa (KUMBHAR, PATIL, & SAWANT, 2017).

Segundo Kumbhar, Patil e Sawant (2017), o teste de frenagem é um procedimento para checagem periódica de que os freios de um veículo estão funcionando em um nível que não coloque as pessoas em perigo.

A velocidade e a distância devem ser determinadas utilizando-se uma instrumentação com precisão de $\pm 1\%$ na velocidade prescrita para o ensaio. A desaceleração média plenamente desenvolvida pode ser determinada por outros métodos que não sejam a medição

da velocidade e da distância. Nesse caso, a precisão da desaceleração média plenamente desenvolvida deve estar dentro de $\pm 3\%$ (ABNT, 2015).

Além disso, segundo ABNT (2015), existem variados tipos de teste, cada um com características específicas para as diferentes categorias de veículos:

- Tipo 0: ensaio de desempenho ordinário com freios frios;
- Tipo I: Ensaio de perda de eficiência por temperatura;
- Tipo II: Ensaio de comportamento em declive;
- Tipo II A: Ensaio de desempenho de frenagem de resistência;
- Tipo III: Ensaio de fade para veículos de categoria O4.

Portanto, os testes a serem feitos para esse trabalho seguirão as normas ABNT de 2015 para veículos da categoria M1 (veículo projetado e construído para o transporte de passageiros, que não tenham mais que oito assentos, além do assento do motorista), voltado aos ensaios do Tipo 0, como dados para validação de modelo numérico.

3 METODOLOGIA

A fim de verificar a validade do modelo analítico implementado nesse trabalho, foi selecionado um veículo a ser testado em situações reais de frenagem em pista. O veículo em questão será o Renault Sandero Expression 1.6L modelo 2015/2015 motor Flex. Após a seleção do automóvel, foram obtidos dados dimensionais da carroceria e características construtivas e de desempenho do sistema de frenagem, necessários para os cálculos do modelo. A Figura 10 abaixo estão apresentados os dados necessários para determinação do modelo matemático.

Figura 10 - Dados do veículo

Parâmetros Estruturais	Unidade	Valor	Parâmetros Freios	Unidade	Valor
Comprimento Total	[m]	4,057	Relação Pedal	A	0,25
Entre Eixos	[m]	2,589		B	0,08
Bitola Frontal	[m]	1,497	Diâmetro Cilindro Mestre	[mm]	20,64
Bitola Traseira	[m]	1,486	Diâmetro Hidrovácuo	[mm]	230
Altura	[m]	1,523	Pressão Hidrovácuo	[mmHg]	304
Largura Total	[m]	1,994	Diâmetro Pistão Caliper	[mm]	48
Peso Veículo Vazio	[kg]	1063	Diâmetro Disco de Freio	[mm]	258
Peso Veículo Máximo	[kg]	1530	Largura Pastilha de Freio	[mm]	38
Peso Veículo 1 Passageiro	[kg]	1223	Diâmetro Cilindro Roda	[mm]	19,05
			Diâmetro Tambor	[mm]	203,5

Fonte: Renault do Brasil (2015)

Para a aquisição dos dados experimentais, foi utilizado uma plataforma de aquisição Arduino, pois proporciona fácil utilização e de baixo custo integrado à célula de carga e acelerômetro para os testes veiculares.

Com o intuito de ajustar o modelo analítico, para o caso desse trabalho, foram estudadas quais as principais forças atuantes durante o processo de frenagem de um automóvel em uma situação real. Portanto, foram considerados o pedal de freio, o cilindro mestre/ hidrovácuo e a tubulação de freio e os sistemas situados em cada roda.

Por fim, os resultados analíticos foram comparados com os resultados pós-processados dos testes em pista, com o objetivo de validar os modelos criados.

3.1 MODELAGEM

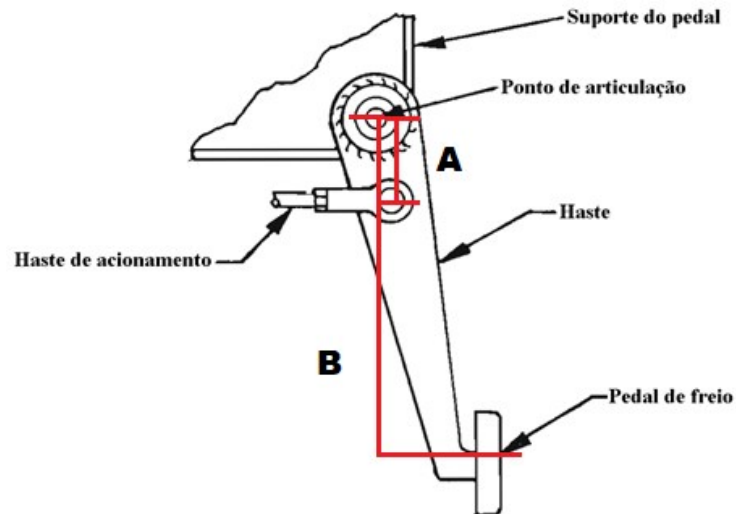
Neste capítulo será desenvolvido o modelo matemático que representa a dinâmica do veículo e, também, os dados dimensionais do sistema de freio com o intuito de obter dados analíticos de desempenho em frenagem do automóvel a ser testado. Os resultados serão, então, comparados com aqueles obtidos na prática para ajuste e validação do modelo.

3.1.1 Força no sistema de acionamento

Além disso, é possível determinar o torque de frenagem a partir da força de atuação do motorista sobre o pedal de freio.

Partindo do pedal mostrado na Figura 11, é possível determinar a relação de aumento multiplicação da força no pedal de freio (F_p) utilizando a distância da haste de acionamento até ponto de articulação (A) e a distância do pedal até o ponto de articulação (B).

Figura 11 - Força no pedal de freio



Fonte: Adaptado de Puhn (1985, p.67)

$$F_c = F_p \frac{B}{A} \quad (1)$$

Além disso, é preciso determinar a força de atuação do servo freio.

Primeiramente, segundo LIMPET (1999), o servo freio deve ser sensível o suficiente para que o motorista possa controlar a efetividade do freio mesmo em baixas forças de atuação do pedal. Forças de 13 a 22N devem iniciar a assistência de frenagem a vácuo.

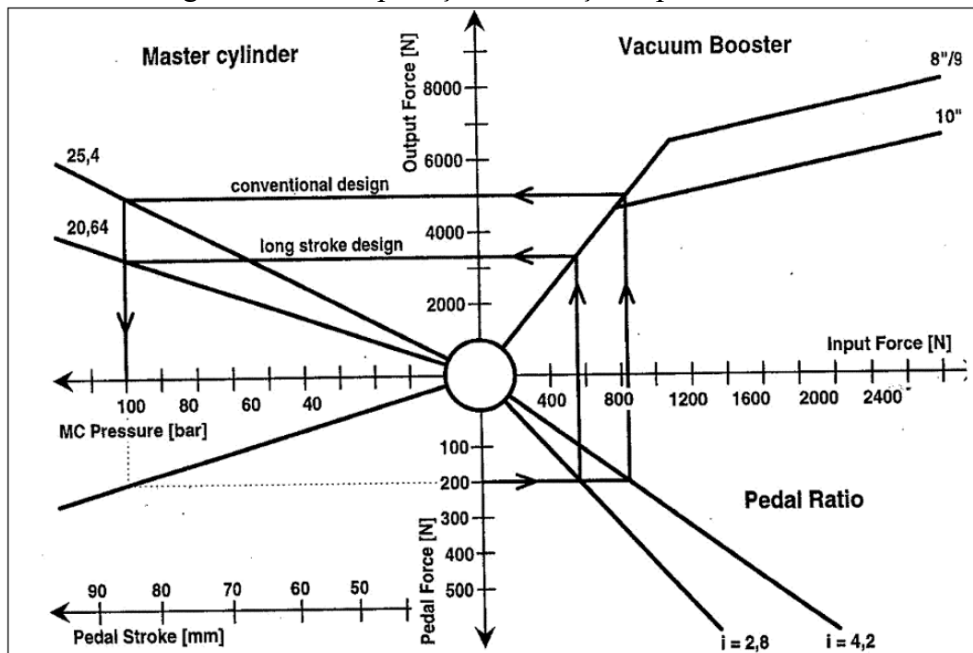
Além disso, a reposta do sistema deve ser menor do que 0,1 segundos para atingir o ponto de saturação em caso de atuação brusca no pedal de frenagem.

Para determinação de uma curva aproximada de atuação do servo freio, foi utilizado gráfico apresentado na Figura 12 abaixo, onde é possível verificar algumas estimativas de valores de força na saída do servo freio para diferentes forças de atuação no pedal. Por exemplo, para uma força de entrada de 200 N aplicada pelo motorista, utilizando uma razão de multiplicação no pedal de 2,8, a força de entrada no booster é de um pouco menos que 600 N, 560 N, mais precisamente. Então, utilizando um servo com diafragma de 10", a força de saída do no booster é de aproximadamente 3200 N.

Então, foram utilizados os parâmetros de força no pedal de 25 N e 50 N, para obter forças de saída referência para a criação de uma equação aproximada para a atuação do booster, apresentada na equação (2).

$$F_{sv} = 22,5F_p + 1000 \quad (2)$$

Figura 12 - Multiplicações da força no pedal de freio



Fonte: HO (2009, p.17)

A partir dessa força que multiplicada (F_{sv}), e levando em consideração que o veículo sendo modelado nesse trabalho possui um cilindro mestre com duas câmaras iguais, é possível determinar a pressão de saída do mesmo pela equação (3), sendo A_{cm} a área do pistão do cilindro mestre.

$$P_{cm} = \frac{F_{sv}}{2A_{cm}} \quad (3)$$

Desconsiderando as perdas de carga que ocorrem na tubulação de freio, a pressão que sai do cilindro mestre pode ser considerada igual a pressão de entrada na pinça do caliper na roda do veículo. Então, a força atuando no caliper é:

$$P_{cm} = P_{cal} \quad (4)$$

$$F_{cal} = P_{cal}A_{cal} \quad (5)$$

Como a pinça presente no veículo estudado é do tipo flutuante, ou seja, o pistão, que é localizado em apenas um lado do caliper, recebe a pressão hidráulica, pressionando a pastilha contra o disco, também pressiona a caixa do pistão na direção oposta, forçando a pastilha externa contra o disco de freio.

Assim, a força de fechamento da pinça pode ser descrita como:

$$F_{fp} = 2F_{cal} \quad (6)$$

As pastilhas entram em contato com o disco de freio, gerando uma força de atrito, que irá forçar a parada do veículo. Essa força de atrito pode ser calculada pela equação (7), onde μ_{pd} é o coeficiente de atrito entre a pastilha e o disco.

$$F_{at} = \mu_{pd}F_{fp} \quad (7)$$

A partir dessa equação, é possível determinar o torque de frenagem necessário para gerar a desaceleração do veículo.

$$T_f = F_{at}R_e \quad (8)$$

Onde R_e é o raio efetivo do disco, ou seja, o ponto médio da aplicação da força de atrito entre a pastilha e o disco.

Para determinar a força de frenagem atuando na roda, é preciso dividir o torque de frenagem gerado no contato entre a pastilha de freio e o disco pelo raio dinâmico da roda.

$$F_f = \frac{T_f}{R_d} \quad (9)$$

Como todos os cálculos até a Equação (9) foram feitos levando em consideração um sistema de freio a disco. É preciso determinar uma equação similar para um sistema a Tambor.

Esse modelo de sistema de freio também possui duas superfícies sendo pressionadas, por atuação de um cilindro hidráulico, contra uma única superfície que é ligada ao eixo da

roda. Portanto, a força de atrito gerada por sistema de frenagem a tambor pode ser escrita como:

$$F_{at,t} = \mu_{s,t} F_s \quad (10)$$

Onde, $\mu_{s,t}$ é o atrito gerado entre a sapata e a parte interna do tambor, e F_s é a força de fechamento da sapata, que é calculada da mesma forma que a F_{fp} , utilizando as Equações (1) até a (6).

Então, o torque de frenagem nas rodas instaladas com um sistema de tambor é determinado por:

$$T_t = F_{at,t} R_t \quad (11)$$

Onde, R_t é o raio do tambor.

Então, para determinar a força de frenagem máxima em uma roda utilizando sistema de tambor, é preciso dividir esse torque pelo raio dinâmico da roda (R_d).

$$F_t = \frac{T_t}{R_d} \quad (12)$$

Como a força de frenagem é a mesma nas rodas de cada eixo, é possível determinar a força máxima em cada eixo como o dobro da força máxima em uma das rodas do mesmo eixo. Assim, a força de frenagem total é a soma dos dois eixos. Então, basta dividir essa força de frenagem total pela massa do veículo para se obter a desaceleração ($D_{m\acute{a}x}$).

$$D_{m\acute{a}x} = \frac{2F_f + 2F_t}{m} \quad (13)$$

A força de resistência ao rolamento pode ser descrita pela equação (14), onde f_r é o coeficiente de rolamento (GILLESPIE, 1992).

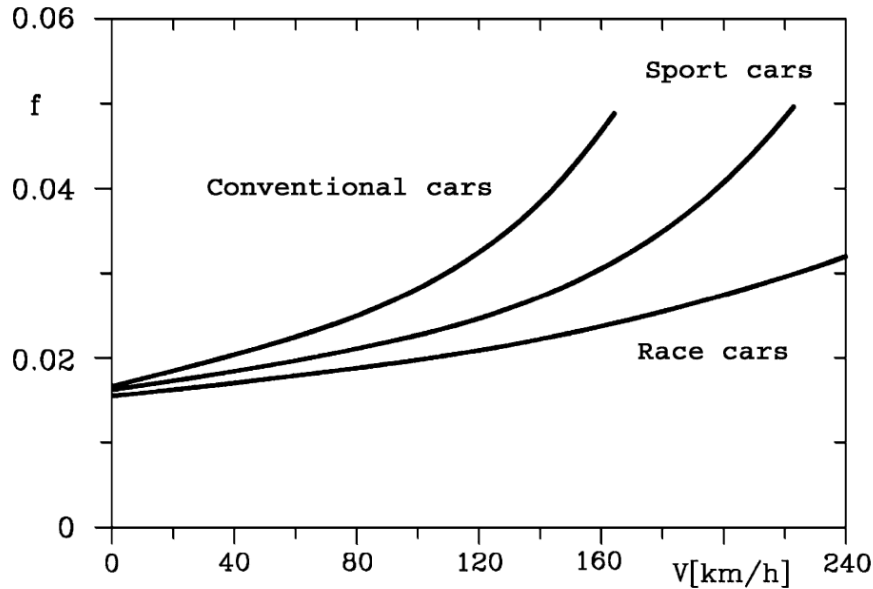
$$R_{total} = f_r W \quad (14)$$

Para determinar o coeficiente de rolamento, é possível utilizar a Figura 13 abaixo. Como o veículo selecionado para os testes é um veículo de passeio, foi utilizada a curva de carros convencionais apresentada, e para uma velocidade de 60 km/h, é possível verificar um coeficiente de resistência ao rolamento de 0,021.

Para que o resultado da equação (13) seja mais preciso, é necessário levar em consideração também as forças de resistência ao rolamento e resistência aerodinâmica, porém, como o veículo em questão será testado em baixas velocidades, o arrasto gerado será

desprezível, então a resistência aerodinâmica foi desconsiderada. O rolamento, entretanto, será testado no capítulo de resultados para determinar o seu impacto na força total de frenagem.

Figura 13 - Coeficientes de fricção



Fonte: Genta (2014, p.81)

3.2 RELAÇÃO DE FORÇAS ENTRE EIXOS

Para caracterização da capacidade do sistema na frenagem, a partir dos dados do veículo e considerando o atrito entre pneu e pista de $\mu = 0,80$, coeficiente de resistência ao rolamento de $f_r = 0,027$ e altura do CG de $h = 70\text{cm}$, estima-se a máxima desaceleração nesta via, em relação à variação da distribuição da força de frenagem entre o eixo dianteiro e traseiro como indicado na Figura 14, e calculado pelas equações a seguir (Wong, 2001).

$$a_{dianteira} = g \cdot \frac{\left(\mu \cdot \frac{d_4}{l} + \alpha \cdot f_r\right)}{\left(\alpha - \mu \cdot \frac{h}{l}\right)} \quad (15)$$

$$a_{traseira} = g \cdot \frac{\left(\mu \cdot \frac{d_3}{l} + [1 - \alpha] \cdot f_r\right)}{\left([1 - \alpha] + \mu \cdot \frac{h}{l}\right)} \quad (16)$$

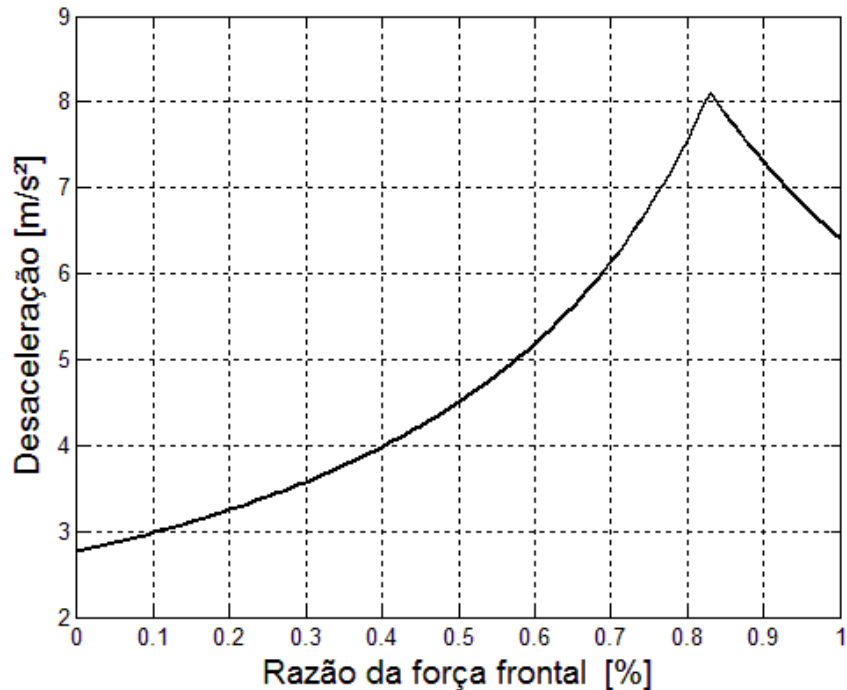
$$D_{max} = \min\{a_{dianteira}, a_{traseira}\} \quad (17)$$

Sendo, $d_1 = 0,76\text{m}$ e $d_2 = 0,74\text{m}$, a distância entre a roda esquerda e direita ao CG, $d_3 = 1,02\text{m}$ e $d_4 = 1,57$, a distância do eixo dianteiro e traseiro ao CG e l , o entre-eixo do veículo. A posição do CG foi determinada através da medição dos pesos nas rodas. A razão

entre a força de frenagem no eixo dianteiro ($f_{eixo f}$) e total (f_{total}) é dado pela variável $\alpha = \frac{F_{eixo f}}{F_{total}}$ do gráfico.

Nesta, a maior desaceleração, antes de travar as rodas, é de $8,1\text{m/s}^2$ na distribuição de 83% da força total de frenagem no eixo dianteiro e 17% no eixo traseiro.

Figura 14 – Relação de força entre eixo dianteiro e traseiro do Renault Sandero



Fonte: O Autor (2019).

3.3 DADOS EXPERIMENTAIS

Para a aquisição dos dados durante os testes do veículo, foi utilizado um Arduino Mega conectado a uma célula de carga e um acelerômetro. Também, foi utilizado outro Arduino Uno conectado à porta OBDII do carro.

Os testes a serem realizados foram determinados e identificados na Tabela 2 a seguir. Em todos os testes, apenas o motorista e um passageiro estavam presentes no veículo e a pista estava seca.

Vale a pena salientar que o sistema de frenagem ativo (ABS) do veículo será desconsiderado da modelagem do mesmo, pois não há como quantificar a atuação do mesmo visto que tais dados são de posse exclusiva da montadora e seus fornecedores. Portanto, os valores de desaceleração e a condição de pista seca, foram selecionados para que o sistema ABS não fosse acionado.

Tabela 2 - Testes a serem realizados

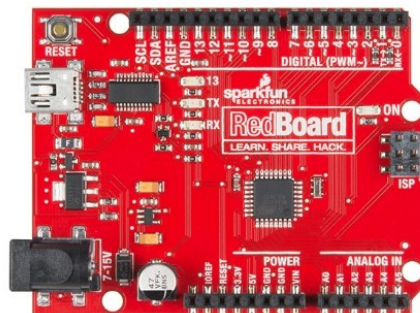
Testes de frenagem	
Condição 1	Veículo com apenas com o motorista e um passageiro; Pista Seca; 60km/h - Parada total; Situação de frenagem de emergência.
Condição 2	Veículo com apenas com o motorista e um passageiro; Pista Seca; 60km/h - Parada total Situação de frenagem de cotidiano.
Condição 3	Veículo apenas com o motorista e um passageiro. Pista Seca; 40km/h - Parada total; Situação de frenagem de cotidiano.

Fonte: O Autor (2019)

3.3.1 Arduino Uno

A plataforma utilizada é uma Redboard da Sparkfun Eletronics que é programada com o Arduino Uno R3, representado na Figura 15.

Figura 15 - Redboard programada com Arduino Uno R3



Fonte: O Autor (2019)

Para leitura e processamento de dados, a placa possui pinos de entrada analógica e saída digital. As especificações do mesmo são as seguintes:

- Modelo: Redboard Dev-12757 programado com Arduino 16MHz;

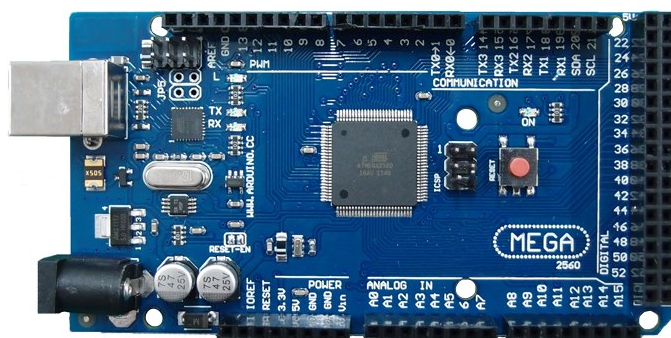
- Microcontrolador: ATmega328;
- Tensão de trabalho: 5V (Máximo absoluto de 6V);
- Tensão de entrada: 7 a 15V;
- Correntes máximas: 800mA na linha de 5V e 150mA na linha de 3,3V;
- Saídas digitais: 14 pinos de saída digital com função PWM;
- Entradas analógicas: 6 pinos.

3.3.2 Arduino Mega

Além do Arduino Uno, foi utilizado também um Arduino Mega para aquisição de dados do sensor OBD2. O modelo utilizado está representado na Figura 16 abaixo. E as especificações são as seguintes:

- Modelo: The Mega 2560 R3 Board programado com Arduino 16MHz;
- Microcontrolador: ATmega2560;
- Tensão de trabalho: 5V (Máximo absoluto de 5,5V);
- Tensão de entrada: 6 a 20V;
- Correntes máximas: 20mA na linha de 5V e 50mA na linha de 3,3V;
- Sinais digitais: 54 pinos de saída digital, sendo 14 com função PWM;
- Entradas analógicas: 16 pinos;

Figura 16 - Arduino mega At2560



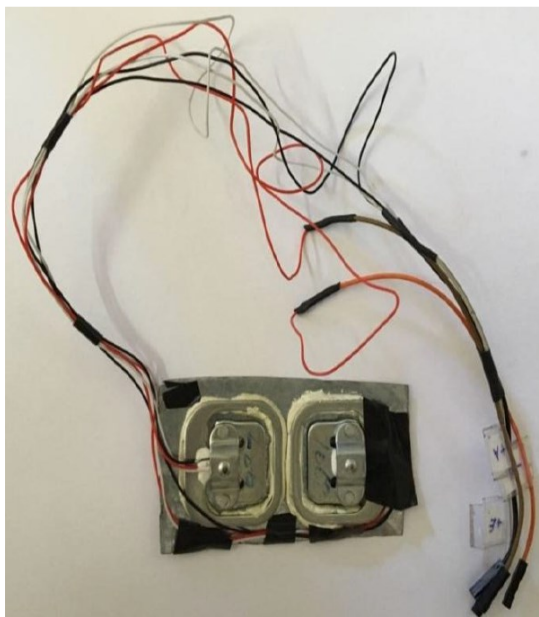
Fonte: O Autor (2019)

3.3.3 Célula de carga

A célula de carga utilizada nos testes possui um limite de 100kgf e é composta por dois sensores com valor máximo de medição de 50kgf cada. O sistema foi posicionado sobre o pedal de freio nos testes e, durante a frenagem, foi medida a deformação no sensor da célula, medindo assim a força aplicada em função da atuação do motorista durante a desaceleração do automóvel.

O equipamento é apresentado na Figura 17 a seguir.

Figura 17 - Célula de carga

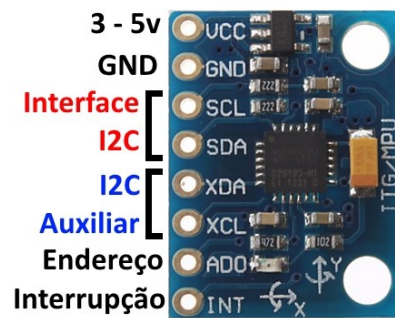


Fonte: O Autor (2018)

3.3.4 Acelerômetro

Além de possuir um giroscópio e um acelerômetro, ambos de 3 eixos, o MPU6050 tem embutido um recurso chamado DMP (Digital Motion Processor), responsável por fazer cálculos complexos com os sensores e cujos dados podem ser usados para sistemas de reconhecimento de gestos, navegação (GPS), jogos e diversas outras aplicações. A comunicação com o Arduino usa a interface I2C, por meio dos pinos SCL e SDA do sensor. Nos pinos XDA e XCL pode-se ligar outros dispositivos I2C, como um magnetômetro por exemplo, e criar um sistema de orientação completo. A alimentação do módulo pode variar entre 3 e 5v, mas para melhores resultados e precisão recomenda-se utilizar 5v.

Figura 18 - Acelerômetro MPU6050



Fonte: Thomsen (2018)

3.3.5 Porta OBD2

A porta OBD (*On board diagnostics*) se trata de uma linguagem de comunicação utilizada na indústria automotiva para análise de dados obtidos pelos sensores internos do carro e da própria ECU do mesmo. O fato de ter conexão direta com a porta OBD do automóvel, permite a leitura de grande parte dos componentes eletrônicos presentes.

O sensor utilizado nos testes foi o adaptador OBD2 UART V2.1 (para Arduino) da Freematics, que vem com um acelerômetro integrado de 6 graus de liberdade e extensa biblioteca de programas para leitura de dados do veículo. A lista abaixo apresenta alguns dados relevantes que o equipamento tem acesso:

- Motor: rpm, carga (%), temperatura do líquido de arrefecimento, torque, entre outros;
- Admissão/Exaustão: temperatura na admissão, pressão barométrica, fluxo de massa de ar (g/s);
- Diversos: velocidade do veículo, tempo de operação do motor, distância percorrida, posição do acelerador (%), temperatura ambiente (Freematics, 2016).

3.3.6 Veículo

O veículo utilizado para os testes foi um Renault Sandero Expression 1.6L modelo 2015/2015 motor Flex é apresentado na Figura 19, e cujos dados técnicos podem ser vistos na Tabela 3 a seguir.

Figura 19 - Veículo utilizado: Renault Sandero 1.6l



Fonte: O Autor (2019)

Tabela 3 - Dados do veículo
Ficha técnica Renault Sandero

Modelo	Expresion	
Motor	1.6 16V Sce	
Potência máxima (ABNT)	115 cv (gasolina)@ 5.500 rpm 118 cv (etanol) @ 5.500 rpm	
Torque máximo (ABNT)	16,0 kgfm(gasolina) @ 4.000 rpm 16,0 kgfm (etanol) @ 4.000 rpm	
Rodas	Liga leve de 15 polegadas	
Pneus	185/65 R15	
Frenagem Dianteira	Discos ventilados de 258 mm de diâmetro, 22 mm espessura	
Frenagem Traseira	Tambores com 203 mm de diâmetro	
Relação de marcha	1 ^a	3,73:1
	2 ^a	2,05:1
	3 ^a	1,39:1
	4 ^a	1,03:1
	5 ^a	0,76:1
	Ré	3,55:1
	Diferencial	4,07:1
Massa	1053 kg	
Comprimento	4060 mm	
Entre eixos	2590 mm	
Altura	1536 mm	
Largura / Largura com retrovisores	1733 mm / 1994 mm	

Fonte: Renault do Brasil (2015)

Os dados do cilindro mestre estão apresentados a seguir;

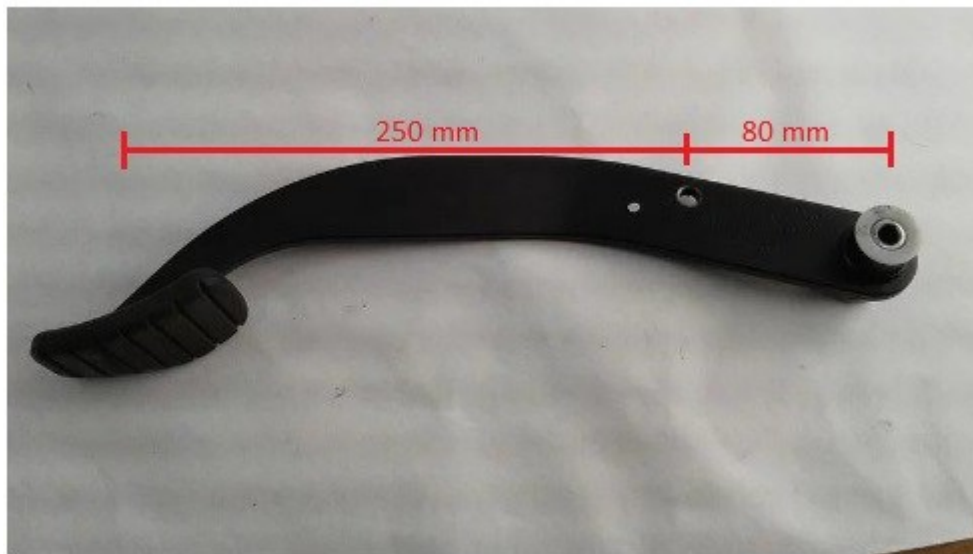
Tabela 4 - Dimensões do cilindro mestre

Componente	Dimensão
Cilindro mestre	20,64 mm
Cilindro de roda	19,05 mm

Fonte: Fortec Freios (2018)

A relação mecânica do pedal está apresentada da Figura 20 abaixo.

Figura 20 - Relação mecânica do pedal de freio



Fonte: O Autor (2019).

3.4 PROCESSAMENTO DOS DADOS OBTIDOS

A aquisição dos dados será feita de duas maneiras, uma câmera posicionada na pista de teste e ambos os micro-controladores Arduino posicionados dentro do automóvel, com a tarefa de receber os dados provenientes da célula de carga posicionada no pedal de freio, do acelerômetro e da portaOBD2.

O processamento dos resultados de teste será feito no software Matlab e Excel, onde serão efetuados todos os tratamentos de sincronia e conversão de unidades e operações gráficas necessárias para poder facilitar a discussão posterior.

3.5 SETUP DA MEDIÇÃO

Para os testes, foram realizadas 9 frenagens:

- 4 frenagens de emergência, pisando com mais força no pedal, de 60 km/h até a parada total;
- 3 frenagens suaves de 60 km/h até a parada total;
- 2 frenagens suaves de 40 km/h até a parada total.

Todos os testes foram realizados em pista de asfalto seco.

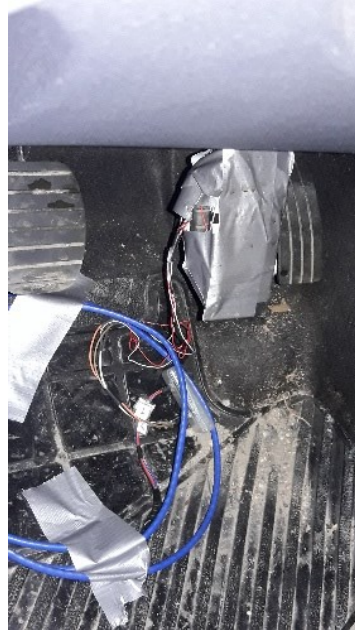
Para se obter os dados de desaceleração e força no pedal, foram posicionados dois micro-controladores Arduino no interior do veículo de testes, um para controlar o acelerômetro e o sensor de carga e outro para controlar um sensor OBD2 conectado ao painel do veículo. A montagem de todo o sistema está apresentada nas Figura 21 a Figura 23 a seguir.

Figura 21 - Arduino Mega e Acelerômetro



Fonte: O Autor (2019)

Figura 22 - Sensor de carga



Fonte: O Autor (2019)

Figura 23 - Visão geral do veículo



Fonte: O Autor (2019)

Para obter resultados a partir do software Tracker, foi posicionada uma câmera de vídeo na pista de testes a uma distância adequada para abranger toda a frenagem do veículo. A Figura 25 representa a interface do software para obter dados a partir do vídeo gravado.

Para se utilizar o software, são necessárias algumas configurações:

- Carregar o vídeo contendo o teste;
- Selecionar uma referência de distância conhecida enquadrada na imagem (eixo na cor azul na Figura 24. No caso desse trabalho, a largura de uma vaga de estacionamento de 2,62m. Porém, é necessário levar em conta a distorção

de imagem gerada pela lente da câmera, então é necessário que essa distância de referência esteja tão afastada da câmera quanto o objeto sendo analisado;

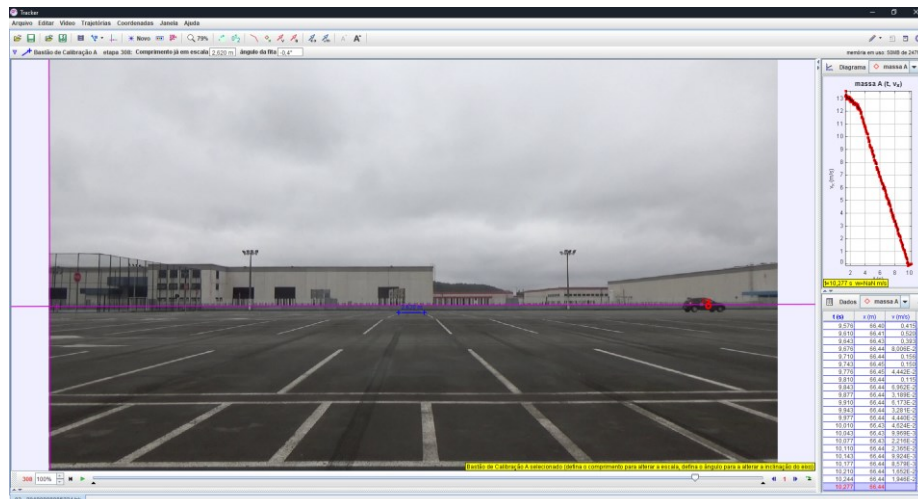
- Determinar o eixo de coordenadas: eixo na cor roxa da Figura 24;
- Então selecionar o centro de massa do objeto a ser rastreado automaticamente frame a frame pelo próprio programa.
- Terminada a análise automática, os resultados são apresentados de maneira muito didática em forma de gráfico e tabela nas janelas ao lado do vídeo, como pode ser visto na Figura 25.

Figura 24 - Detalhes do software Tracker



Fonte: O Autor (2019)

Figura 25 - Interface do software Tracker



Fonte: O Autor (2019)

A fim de facilitar a automação do processo de obtenção de dados pelo vídeo, foi fixado um objeto de alto contraste na porta do veículo, como é apresentado na Figura 26 a seguir. Esse objeto permite que o software encontre o mesmo centro de massa em cada frame, resultando em uma curva mais próxima da ideal.

Figura 26 - Objeto de alto contraste fixado no veículo



Fonte: O Autor (2019)

Por fim, para se obter o peso real do veículo, o mesmo foi pesado utilizando uma balança em cada roda. Essas massas em cada quarto de veículo foram somadas ao peso dos dois ocupantes do veículo durante os testes. A Figura 27 mostra como foi feita a pesagem.

Figura 27 - Pesagem de um quarto de veículo



Fonte: O Autor (2019)

Os diferentes sensores ligados aos microcontroladores possuem taxas de amostragem diferentes, essas taxas estão apresentadas na Tabela 5 abaixo. Vale ressaltar que não possuem uma taxa constante durante todo o teste, portanto a frequência apresentada é uma média de todas as medições.

Tabela 5 - Taxas de amostragem

Equipamento	Taxa de amostragem [Hz]
Software Tracker	29,97 [Hz]
Sensor OBD2	10,07 [Hz]
Célula de carga	9,24 [Hz]
Acelerômetro	9,24 [Hz]

Fonte: O Autor (2019)

A taxa apresentada pelo Software Tracker foi de exatamente 29,97 Hz porque esse é o *framerate* da câmera utilizada, ou seja, é quantidade de frames que é gravada em cada segundo de vídeo. E como o programa utiliza o dado direto da filmagem, essa frequência se manteve constante. Já as taxas da célula de carga e do acelerômetro mostraram valores iguais, pois estavam sendo lidos pelo mesmo Arduino.

A Tabela 6 abaixo representa os sinais obtidos por cada aparelho e o seu devido tratamento de pós-processamento.

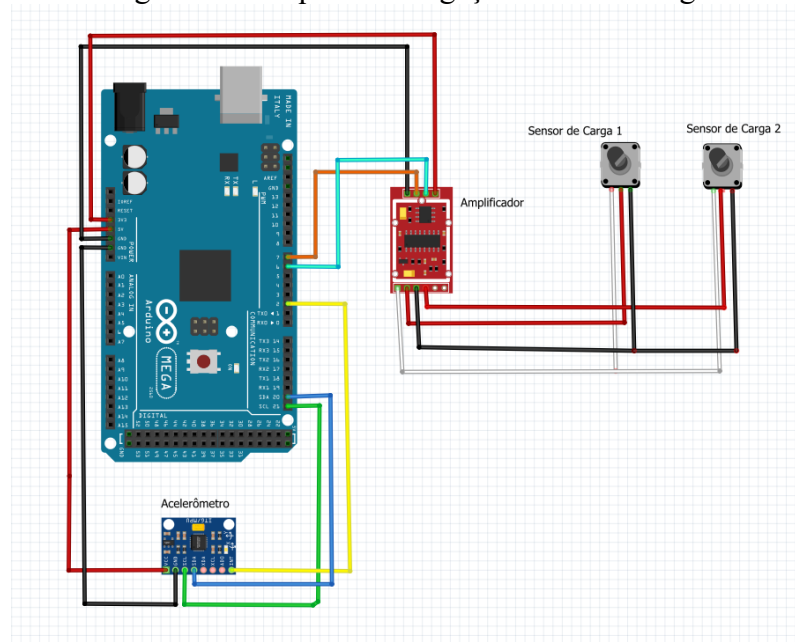
Tabela 6 - Sinais obtidos

Equipamento	Sinais	Tratamento
Software Tracker	Tempo: segundos; Espaço: metros; Velocidade: m/s.	Sinais no S.I.
Porta OBD2	Tempo: microsegundos; Espaço: quilômetros; Velocidade: km/h.	Sinais originais foram convertidos para S.I.
Célula de carga	Peso: 24 bits de dados	Foi calibrado com um fator a ser multiplicado pelo dado digital e resultar em força peso [N]
Acelerômetro	Tempo: segundos; Aceleração x,y,z: 16 bits de dados.	Foram feitas médias do veículo parado para poder calcular fatores a serem multiplicados pelos dados digitais de cada coordenada, os valores de referência foram de 0 m/s ² em x, 0 m/s ² em y e 9,81 m/s ² (1g) em z.

Fonte: O Autor (2019)

Na Figura 28, é possível observar o esquema de ligação do sensor de carga e do acelerômetro ao Arduino. A ligação do OBD2 é simples, conectando o cabo dos canais High e Low à placa do Arduino, no canal serial da placa.

Figura 28 - Esquema de ligação Arduino Mega



Fonte: O Autor (2019)

3.6 ANÁLISE DE FORÇA NO PEDAL PARA MODELO ANALÍTICO

Como a desaceleração muda de acordo com a força no pedal de freio, é necessário analisar, no modelo analítico, para a variação das forças aplicadas no pedal durante o intervalo de frenagem.

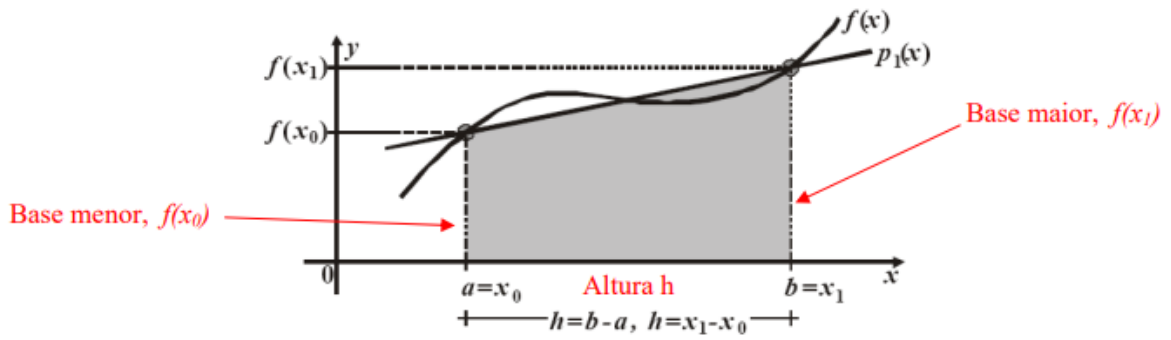
Então, para realizar a análise do modelo gerado em Excel, primeiramente são importados os dados da célula de carga para o Excel. A partir desses dados, são calculadas as desacelerações instantâneas para cada instante de tempo de aplicação de força no pedal.

Depois, é feita a integração dessa curva de desaceleração dependente do tempo a fim de obter a curva de velocidades e comparar esse resultado com a curva obtida pelo sensor OBD2.

Para realizar essa operação de integração pelo Excel, é utilizado o método trapezoidal, que considera a área do trapézio gerado abaixo de dois pontos de uma curva para uma estimativa do resultado da integral. Realizando essa operação ponto a ponto é possível obter uma curva de velocidade a partir de uma curva de desaceleração.

A Figura 29 apresenta como é idealizada a regra do trapézio.

Figura 29 - Regra do trapézio



Fonte: Pilling (2019, p.2)

$$\int_a^b f(x) dx \approx \frac{h}{2} [f(x_0) + f(x_1)] \quad (18)$$

4 RESULTADOS

Nesse capítulo, serão apresentados os resultados obtidos utilizando os sistemas de medição discutidos no capítulo anterior para posterior validação do modelo analítico.

4.1 SINCRONIZAÇÃO DOS RESULTADOS

Como foram utilizados diferentes equipamentos para obter os dados de frenagem durante o teste, as respostas geradas em cada equipamento têm taxas de amostragem e intervalo de tempo de medida diferentes. Então, com os dados originais, não é possível verificar se todos os instrumentos geraram resultados similares. Portanto, foi necessário sincronizar as medições, de forma a facilitar a visualização de resultados e validação dos resultados. O código utilizado está anexado no APÊNDICE A – Código matlab.

Para garantir essa sincronia entre todos os gráficos, foi necessário determinar os pontos no tempo onde era atingida a velocidade máxima em cada sensor. Como os instrumentos possuem taxas de amostragem diferentes, e não começaram as medições exatamente no mesmo momento, os pontos de pico de velocidade não foram os mesmos.

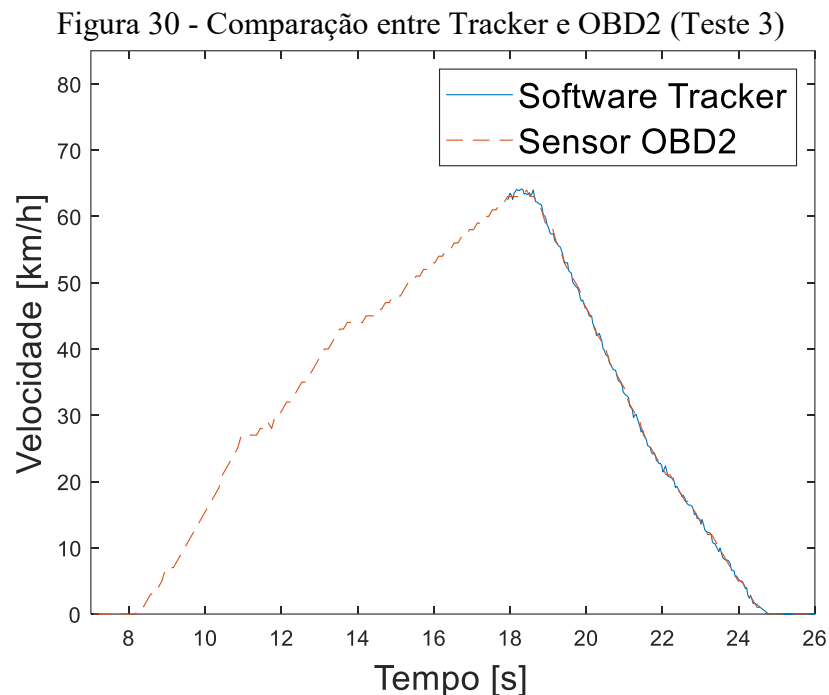
Para contornar essa diferença, foram determinados os pontos de pico de velocidade para todos os todos os sensores. A partir disso, foi definido os sinais do OBD2 como sendo o tempo a ser padronizado. Então foi aplicado um fator de tempo em todos os sensores, para que eles atingissem seus picos de velocidade no mesmo instante que o sensor OBD2. Com isso, foi possível traçar as curvas de velocidade sincronizadas.

Então, foi então gerado um único gráfico com todas as curvas de desaceleração sincronizadas, possibilitando então avaliar os resultados obtidos em diferentes instrumentos de medição posicionados no carro.

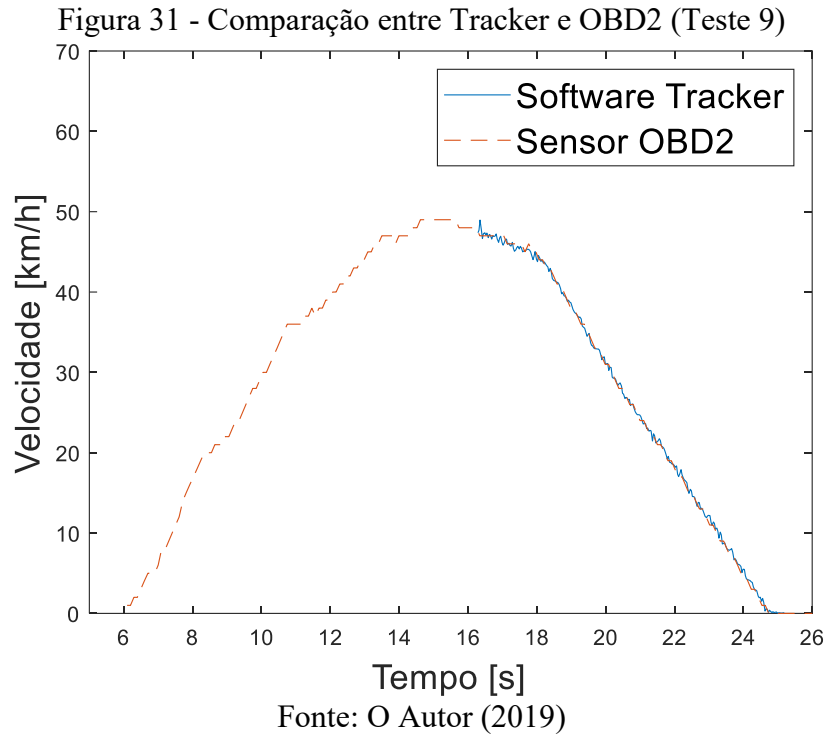
4.2 PROCESSAMENTO DE IMAGEM PELO SOFTWARE TRACKER

Para processar as imagens de vídeo, o software Tracker foi empregado. A desaceleração obtida no processamento pelo software é comparada aos da instrumentação instalada no veículo durante o teste.

Nas Figura 30 e Figura 31 pode ser observada a comparação entre a curva de velocidade obtida no software e a obtida no sensor do carro lido pela porta OBDII. Como é possível verificar, as curvas estão muito similares, tanto nos pontos de início e fim, como na curvatura. Utilizando a curva do sinal do OBD2 como padrão, o valor máximo de erro encontrado para o teste 3 foi de 2% e a média foi de 1,55%. Já para o teste 9, o máximo foi de 2,15% e a média, 1,42%. Assim, é possível confirmar que a leitura da velocidade pelo OBD2 representa a velocidade real do veículo.



Fonte: O Autor (2019)



Porém, ao se analisar o gráfico no detalhe, é possível perceber um ruído maior no sinal processado a partir da câmera de vídeo. Isso é devido ao fato de que algumas configurações na câmera utilizada durante o teste não são totalmente adequadas para uma análise mais precisa pelo Software:

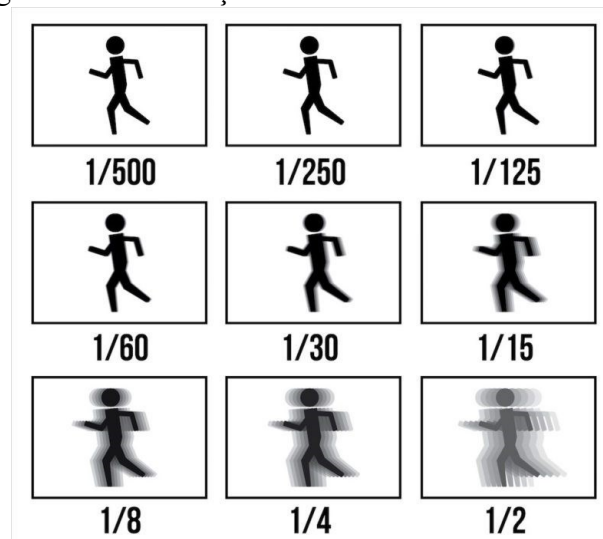
- Resolução do vídeo muito baixa leva a uma nitidez muito ruim, o que dificulta a análise de porções pequenas do quadro do vídeo, como pode ser visto na Figura 32 abaixo;
- Baixa velocidade do obturador da câmera pode resultar em imagens “borradas”, dificultando a detecção de formas específicas no vídeo, como pode ser visto na Figura 33;
- Outro fator determinante é a própria iluminação do local de teste. Lugares uniformemente iluminados geram imagens mais nítidas.

Figura 32 - Zoom aplicado a imagem do carro



Fonte; O Autor (2019)

Figura 33 - Diferenças entre velocidades de obturador



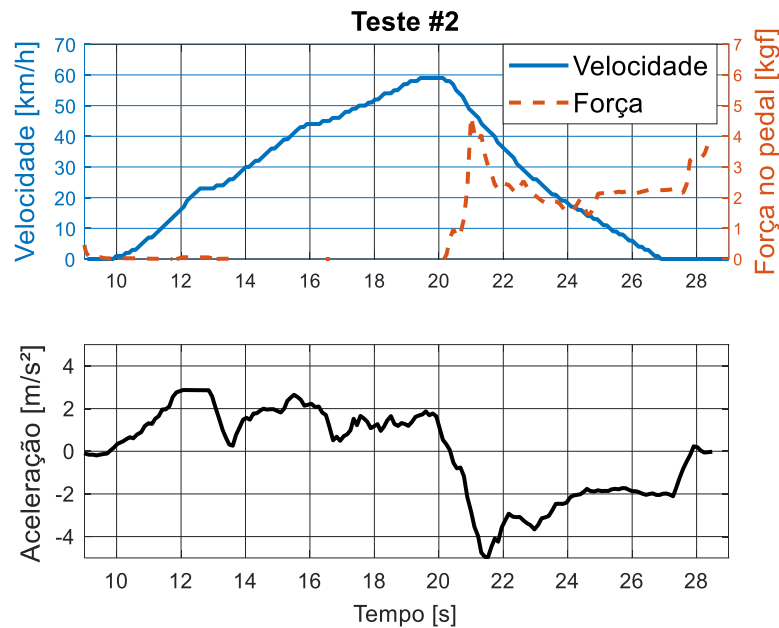
Fonte: Dornellas (2019)

4.3 CONDIÇÃO 1

Para os primeiros quatro testes de frenagem, foi atingida uma velocidade de aproximadamente 60 km/h e então efetuada uma frenagem de emergência, onde o motorista pisa no pedal de freio com uma força um pouco maior do que a normal para uma atuação no cotidiano.

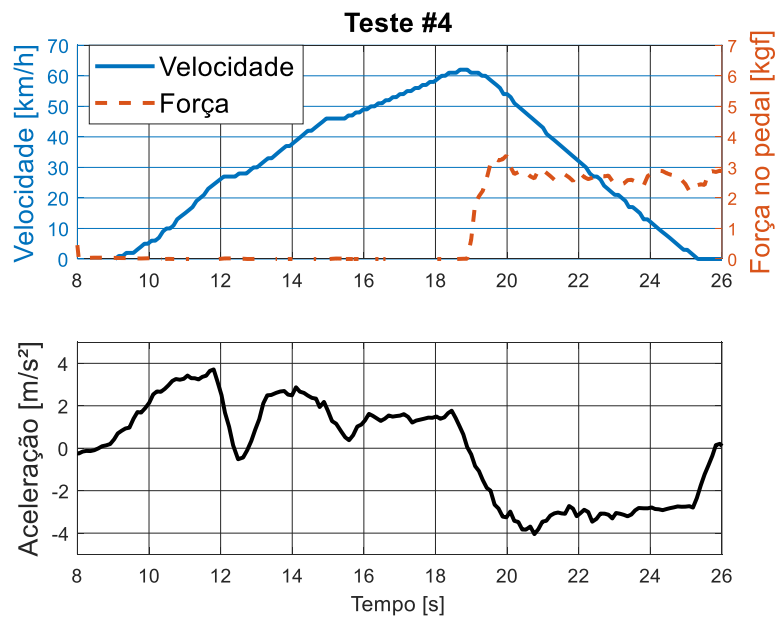
Os gráficos sincronizados da velocidade pelo OBD2, sensor de carga e acelerômetro dos testes 2 e 4 estão representados na Figura 34 e Figura 35 a seguir.

Figura 34 - Teste de frenagem #2



Fonte: O Autor (2019)

Figura 35 - Teste de frenagem #4



Fonte: O Autor (2019)

Foram escolhidos esses testes em específico pela pequena diferença de atuação do motorista no pedal de freio. Como pode ser observado, no teste 2, há um acionamento mais brusco após 20 segundos, que chegou a um pico de 4,64 kgf e depois uma força quase constante perto de 2 kgf até o final do percurso. Já no teste 4, a frenagem foi um pouco mais uniforme iniciando aos 19 segundos, atingindo um máximo de 3,4 kgf e depois se mantendo em uma faixa de 2,9 a 2,2 kgf até o final do percurso.

A frenagem inicial mais brusca do teste 2 gerou uma alta inclinação tanto da curva de desaceleração, que atingiu 5 m/s² quanto da curva da velocidade, que formou uma parábola

facilmente perceptível. Na Figura 35, devido a frenagem mais uniforme, a curva da velocidade pode ser simplificada para uma reta e a curva da aceleração demorou mais tempo para atingir o máximo.

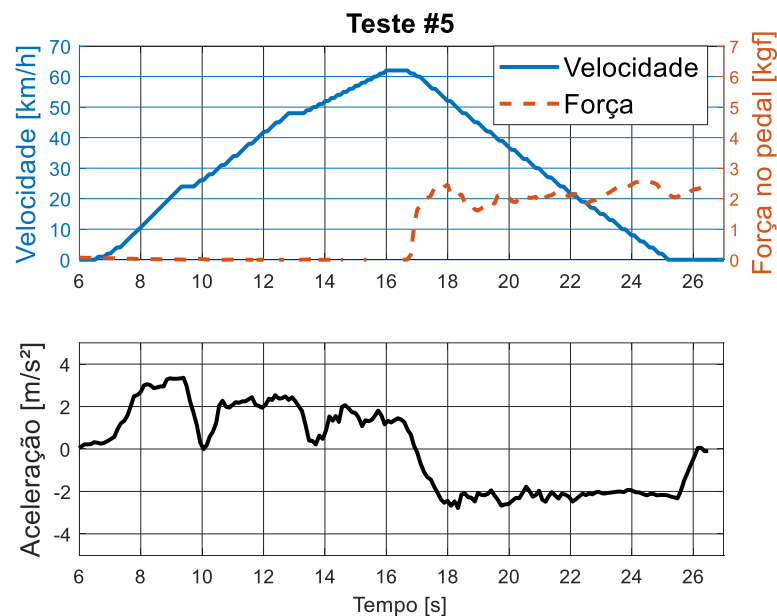
Porém, essa diferença no começo da atuação do motorista não afetou o resultado final de tempo de frenagem. Ambas as situações tiveram um valor de aproximadamente 6 segundos desde o início da atuação sobre o pedal de freio até o carro parar.

4.4 CONDIÇÃO 2

Nos próximos três testes, foram atingidas a mesma velocidade de aproximadamente 60 km/h, porém a frenagem se deu de forma menos acentuada, representando uma situação usual de frenagem no trânsito.

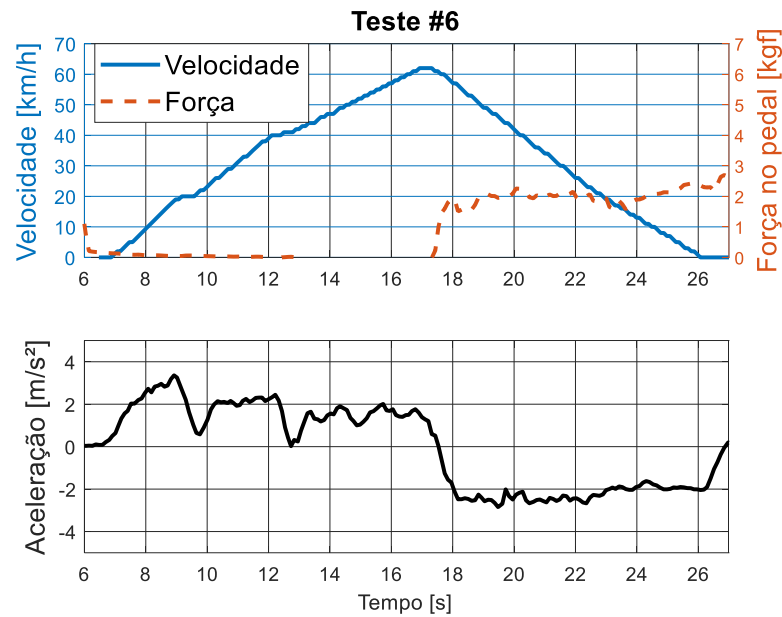
Os gráficos sincronizados do sensor OBD2, sensor de força no pedal e acelerômetro dos testes 5 e 6 estão representados na Figura 36 e Figura 37 a seguir.

Figura 36 - Teste de frenagem #5



Fonte: O Autor (2019).

Figura 37 - Teste de frenagem #6



Fonte: O Autor (2019).

Na segunda condição de frenagem, o ponto mais evidente é como ambos os testes 5 e 6 são similares. Em ambos, a velocidade máxima antes de o freio ser acionado é de 62 km/h e a força aplicada atingiu 2 kgf e se manteve entre esse valor e 2,5 kgf durante todo o trajeto.

Isso resultou em curvas de desaceleração quase idênticas nos dois casos, atingindo um pico de aproximadamente 2,8 m/s² e se mantendo entre esse máximo e 2 m/s², além de tempos de frenagem de aproximadamente 8,5 segundos nos dois testes.

De forma análoga à situação do teste 4, em ambas as situações comentadas acima, o gráfico de velocidade apresenta uma condição uniforme, podendo ser simplificada a uma reta.

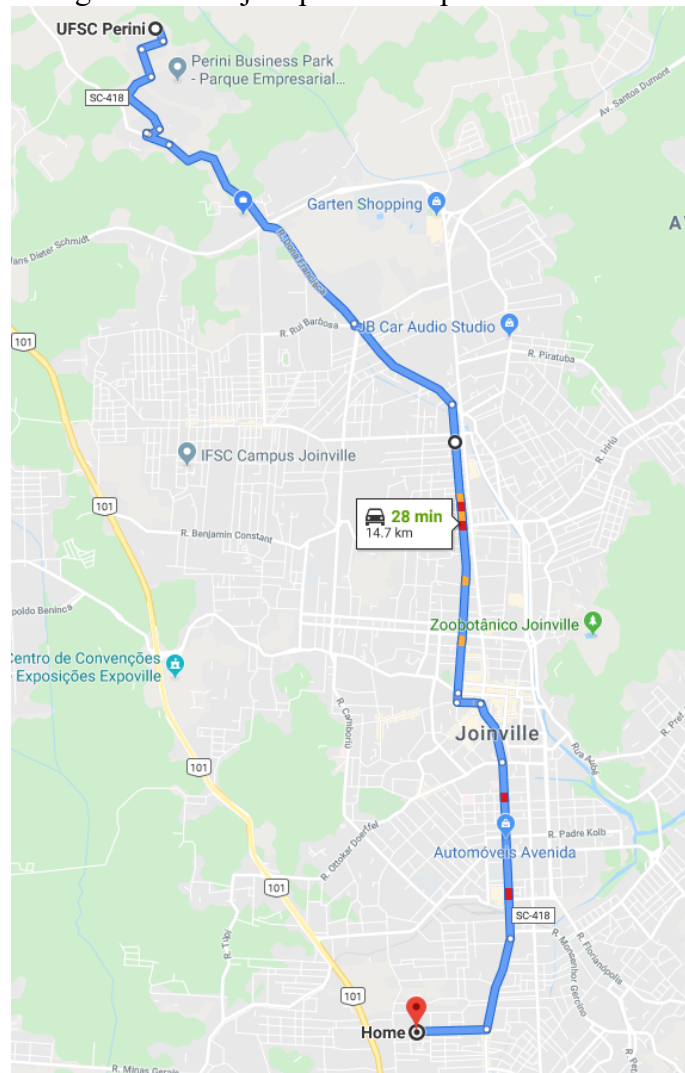
Os resultados para a condição 3 de frenagem estão apresentados no Apêndice B.

4.5 CONDIÇÃO 4

Foi realizado um teste urbano com o veículo no dia 08/09/2019, trafegando do Campos UFSC Joinville, dentro do Parque Perini, até a Avenida Antônio Ramos Alvim. O trajeto de 14,7 km, apresentando na Figura 38, percorre a cidade de Joinville de norte a sul e foi um teste para avaliar em condição real o uso do sistema de freio.

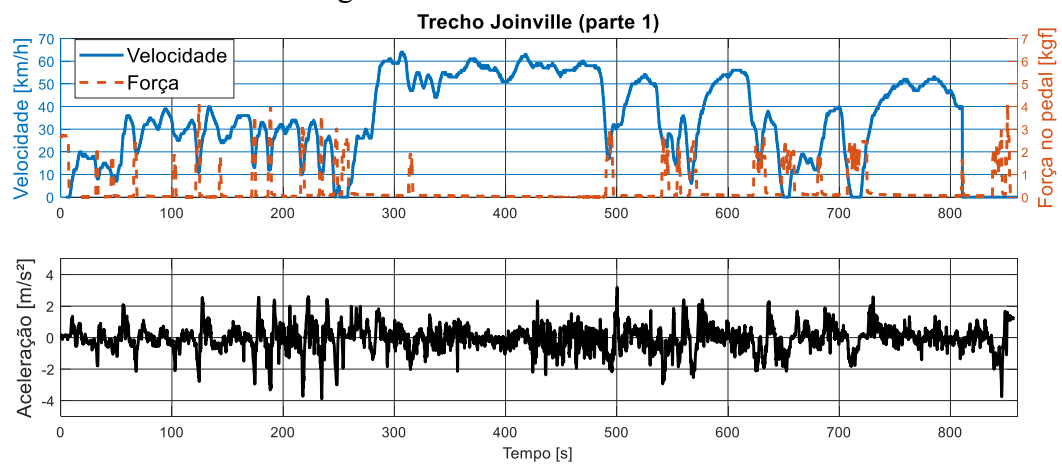
A Figura 39 e Figura 40 abaixo apresentam os dados obtidos no trecho percorrido. Como pode ser observado, os resultados foram como esperados de um veículo trafegando dentro da cidade, com velocidades se mantendo dentro da faixa de 40 km/h ou 60 km/h, dependendo dos limites da via.

Figura 38 - Trajeto percorrido para teste urbano



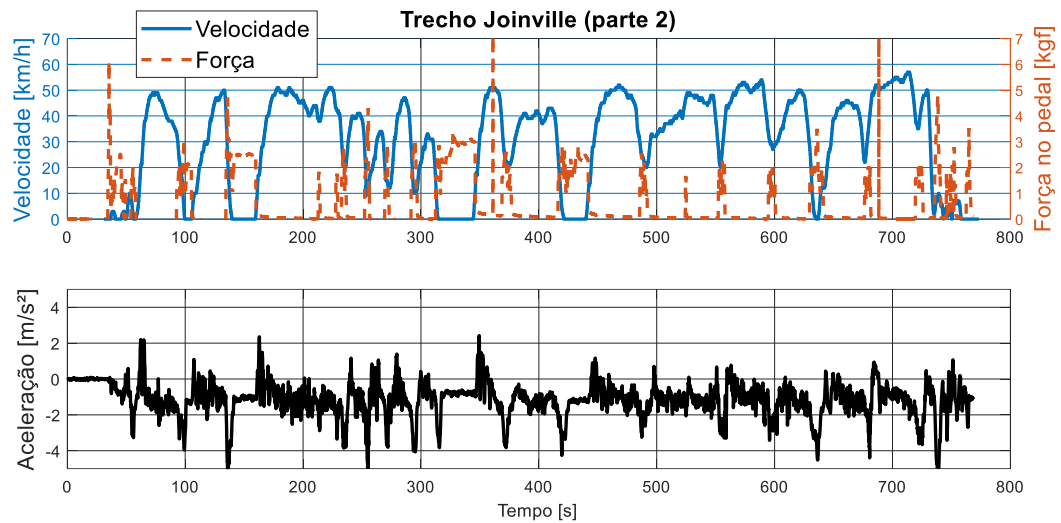
Fonte: Google Maps (2019).

Figura 39 - Parte 1 do teste urbano



Fonte: O Autor (2019).

Figura 40 - Parte 2 do teste urbano

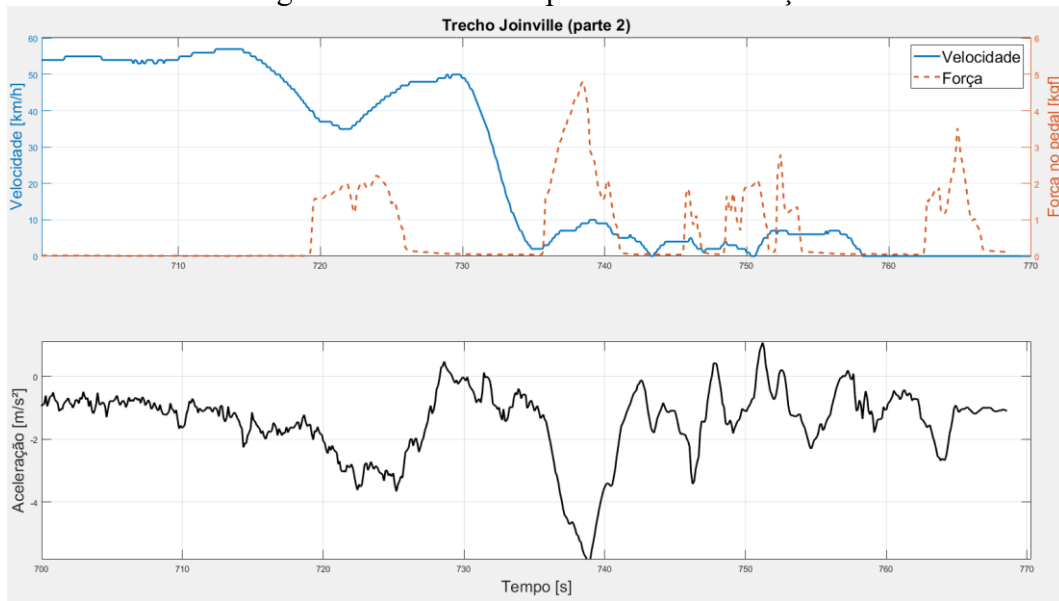


Fonte: O Autor (2019)

Com relação as desacelerações atingidas durante o percurso, é possível verificar que no Trecho 1, os valores tiveram um pico de $3,9 \text{ m/s}^2$ em dois pontos com forças atuantes no pedal de aproximadamente 4 kgf . Já no trecho 2, os valores máximos foram de $5,87 \text{ m/s}^2$ para uma força de aproximadamente $4,9 \text{ kgf}$ já próximo do destino final, e outros dois picos de $5,1$ e $5,2 \text{ m/s}^2$ durante o trajeto para forças de aproximadamente $4,5 \text{ kgf}$. Esses valores mais altos do Trecho 2, foram momentos de frenagem mais bruscas para parar ou diminuir rapidamente a velocidade do veículo no semáforo, como pode ser visto na Figura 41.

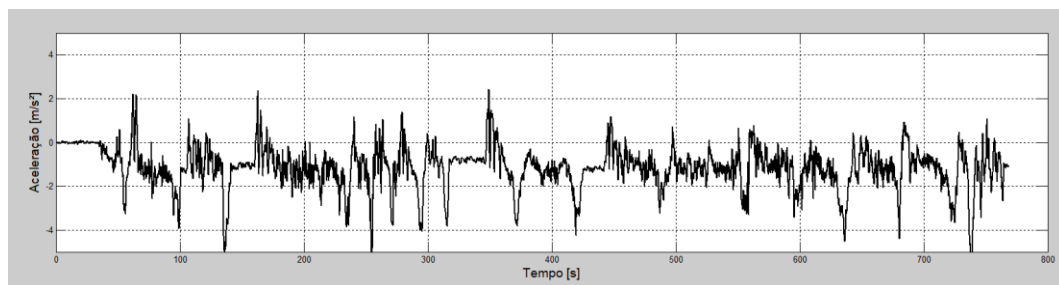
Além desses picos, é possível verificar pela Figura 42, que as desacelerações no restante do trajeto mantiveram um máximo de 4 m/s^2 , que foram os valores obtidos nos testes em pista.

Figura 41 - Detalhe de pico de desaceleração



Fonte: O Autor (2019)

Figura 42 - Detalhe desacelerações Trecho 2



Fonte: O Autor (2019)

Em ambos os trechos do percurso urbano, os picos de força de frenagem se mantiveram abaixo do valor de 4,64 kgf, o que foi também o valor máximo obtido no teste número 2 de frenagem na pista.

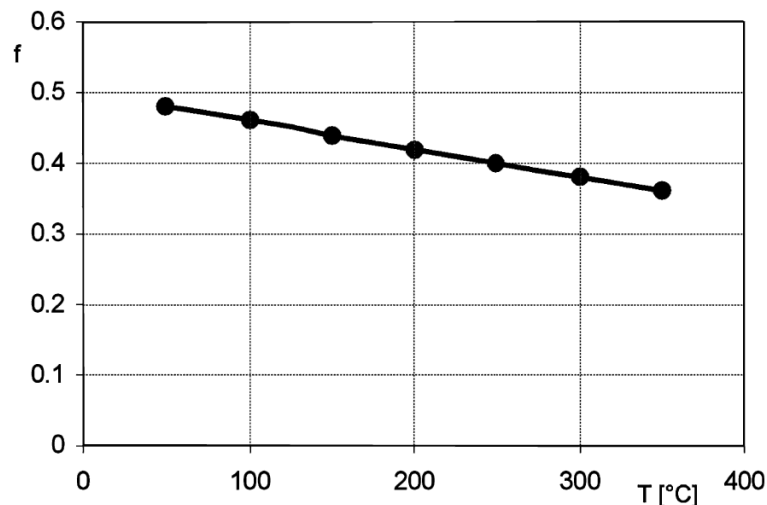
4.6 MODELO ANALÍTICO

A validade do modelo analítico gerado no software Excel foi testada comparando os dados obtidos nos testes reais, como desaceleração, tempo de frenagem e distância de frenagem. Porém, é importante ressaltar que foram necessárias algumas simplificações no modelo para alcançar resultados mais próximos da realidade, como considerar uma força constante de atuação do hidrovácuo, um mesmo coeficiente de atrito entre pastilha de freio e disco de freio e entre lona e tambor de freio. Além disso, o modelo utiliza uma aproximação

da atuação do servo freio no sistema para calcular a desaceleração instantânea, então os resultados não são os mesmos atingidos nos testes experimentais.

Segundo (GENTA, 2014), os coeficientes de fricção entre superfícies móveis e fixas do sistema de freio dependem muito da temperatura de operação, como pode ser visto na Figura 43. Como os testes realizados nesse trabalho não são para operações de alto desempenho, foi considerado um coeficiente de atrito intermediário de 0,4 para ambos os modelos.

Figura 43 - Coeficientes de fricção dependendo da temperatura



Fonte: Genta (2014, p.306)

Além disso, foram determinadas eficiências para o pedal de freio e todo o sistema hidráulico do fluido de freio do veículo. Segundo (LIMPERT, 1999), o sistema hidráulico tem eficiência de 96% para freio a tambor e 98% para freio a disco, e o sistema do pedal de freio tem eficiência de 80% incluindo a eficiência do cilindro mestre e molas de retorno.

O modelo criado utiliza a força aplicada no pedal e todas as transformações de força citadas no capítulo 3 para determinar uma desaceleração máxima do automóvel, mas como foi verificado nos testes realizados, essa força não é constante durante todo o tempo de parada, então para se obter uma resposta mais próxima da ideal, foi necessário aplicar toda a curva de força no modelo analítico para se obter a velocidade dependendo do tempo.

Além disso, foi verificada a real interferência da resistência ao rolamento. Para 50 e força aplicada ao pedal de 5kgf, o modelo do sistema de frenagem desconsiderando as resistências aerodinâmica e ao rolamento, gerou uma força de aproximadamente 5 kN. Então, utilizando a equação (14), a força de resistência ao rolamento pode ser calculada:

$$R_{total} = f_r W = 0,021 * (1192,2 * 9,81) = 245,6 N \quad (19)$$

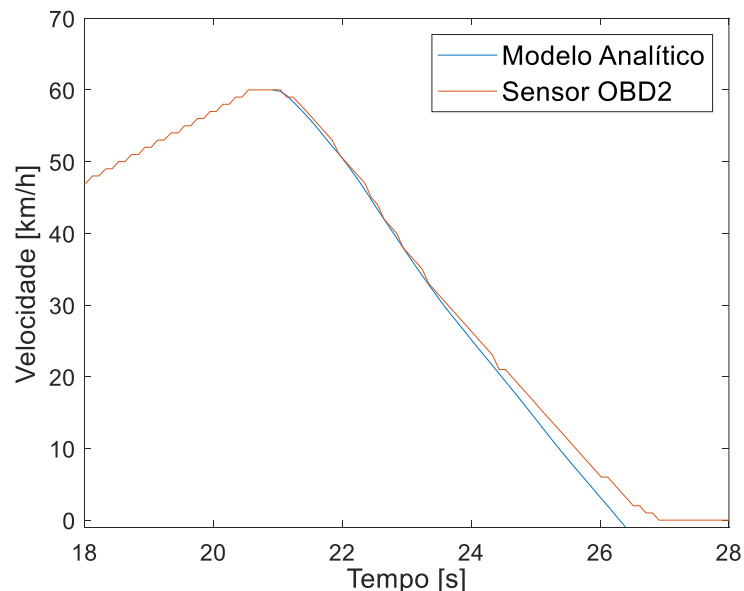
Esse valor de 246 N equivale a 4,8% da força gerada nas rodas para uma força no pedal de 5 kgf, e 6,4% para força no pedal de 3 kgf. Então, para o modelo analítico, essa resistência ao rolamento também foi desconsiderada.

Portanto, foram importados os dados de força no pedal de cada teste, para então obter a curva de velocidades gerada pelo modelo matemático. A comparação entre as velocidades obtidas experimentalmente no teste 1 e pelo modelo analítico está apresentada na Figura 44 a seguir.

É possível perceber que, no início, as curvas se mantêm similares, mas a partir de 23,5 segundos, o resultado analítico começa a se distanciar do experimental. Entretanto, de modo geral, a estimativa do desempenho veicular através da modelagem apresentada anteriormente indica uma boa correlação com as avaliadas experimentalmente.

Uma das razões para o modelo analítico não ter resultado em uma curva similar à curva experimental se deve ao fato de que a análise do sistema do servo freio foi feita a partir da força de atuação do motorista sobre o pedal, o que não é uma aproximação precisa, pois o servo atua também de acordo com curso do mesmo pedal.

Figura 44 - Resultado do modelo analítico para teste 1



Fonte: O Autor (2019)

Outro resultado possível de se obter a partir do modelo analítico é a curva de espaço a partir da curva de velocidade, que pode ser calculado utilizando o mesmo método de integração trapezoidal apresentado no tópico 3.6. Resultou na velocidade a partir da

desaceleração. A Tabela 7 mostra a comparação dos resultados de distância e tempo de frenagem experimental e analítica.

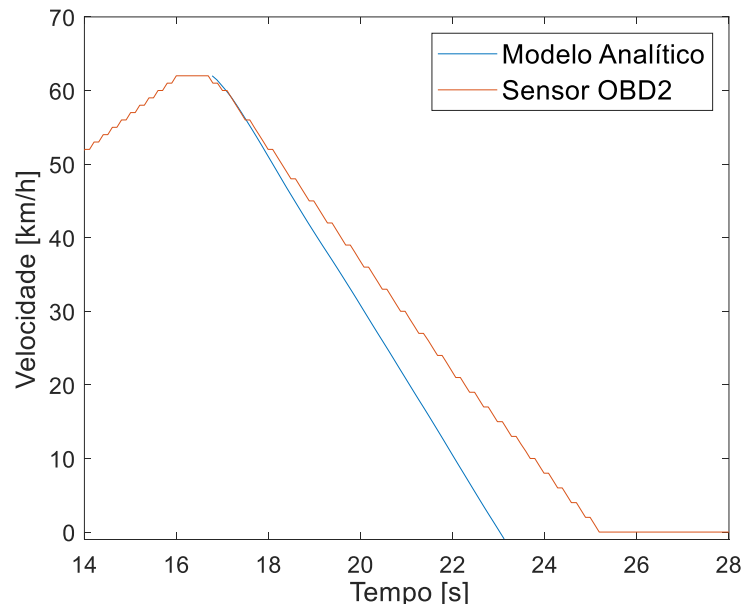
Tabela 7- Resultados de distância e tempo de frenagem

Equipamento	Distância	Tempo de frenagem
Software Tracker	48 metros	5,8 segundos
Analítico	45 metros	5,3 segundos
Erro	6,25 %	8,62 %

Fonte: O Autor (2019)

Em seguida, foram realizados os mesmos cálculos para os testes 5 e 8. O resultado da curva de velocidade para o teste 5 está apresentado na Figura 45. A Tabela 8 abaixo mostra a comparação dos resultados de distância e tempo de frenagem experimental e analítica.

Figura 45 - Resultado do modelo analítico para teste 5



Fonte: O Autor (2019)

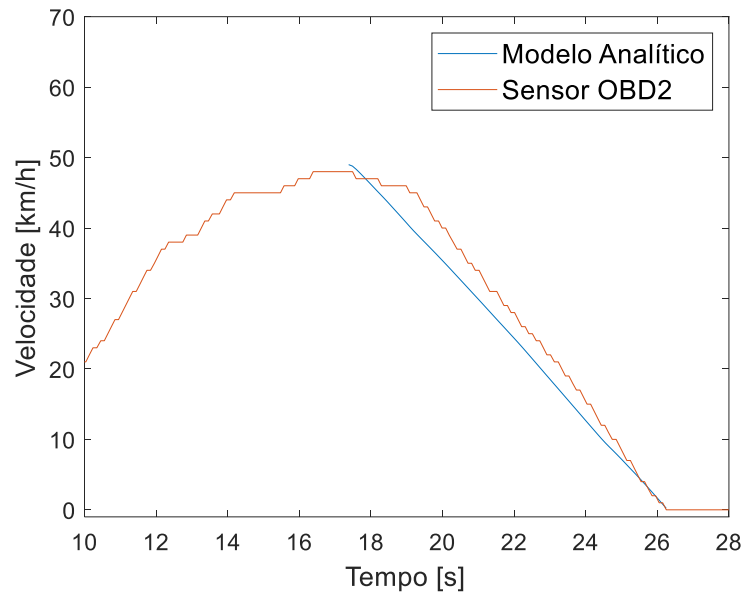
Tabela 8 - Resultados de distância e tempo de frenagem

Equipamento	Distância	Tempo de frenagem
Software Tracker	74 metros	7,5 segundos
Analítico	53 metros	6,3 segundos
Erro	28 %	16 %

Fonte: O Autor (2019)

O resultado da curva de velocidade para o teste 8 está apresentado na. A Figura 46 abaixo mostra a comparação dos resultados de distância e tempo de frenagem experimental e analítica.

Figura 46 - Resultado do modelo analítico para teste 8



Fonte: O Autor (2019)

Tabela 9 - Resultados de distância e tempo de frenagem

Equipamento	Distância	Tempo de frenagem
Software Tracker	54 metros	8,1 segundos
Analítico	60 metros	8,9 segundos
Erro	11,1 %	9,9 %

Fonte: O Autor (2019)

A distribuição de forças entre os eixos para o modelo analítico gerou os seguintes resultados:

Tabela 10 - Distribuição de forças entre eixos pelo modelo

Teste	Eixo	Média da força	Distribuição de forças
1	Dianteiro	3219,6 N	86,9 % no eixo dianteiro
	Traseiro	422,9 N	
2	Dianteiro	2918,2 N	86,9 % no eixo dianteiro
	Traseiro	383,4 N	
3	Dianteiro	1615,6 N	86,9 % no eixo dianteiro
	Traseiro	212,2 N	

Fonte: O Autor (2019)

Como pode ser observado pela Tabela 10, o modelo analítico gerou uma força de frenagem máxima para uma distribuição de forças de 86,9% no eixo dianteiro e 13,1% no eixo traseiro. Já a estimativa para uma desaceleração máxima, possível em função do atrito da via, de $8,1 \text{ m/s}^2$ para esse veículo, como foi discutido no tópico 3.2, é de 83% na dianteira e

17% na traseira. Então o modelo analítico gerou uma diferença de 3,9% em relação à distribuição ideal da literatura.

Os resultados apresentados pelo modelo analítico se mostraram bastante sensíveis às simplificações feitas nesse trabalho, principalmente a atuação do servo freio. Porém, eles sempre seguem o mesmo padrão dos resultados obtidos experimentalmente, ou seja, apesar de imprecisos, os dados obtidos computacionalmente podem representar, de maneira mais grosseira, a dinâmica de frenagem de um veículo sem a necessidade de testes em pista.

Tais resultados apresentados pelo modelo analítico criado nesse trabalho não são precisos o suficiente para descrever um sistema de freio completo, porém podem apresentar dados base para uma análise aproximada do desempenho que seria obtido com essa característica de sistema. Isso é de extrema importância para uma indústria cuja demanda, tanto de quantidade de produtos quanto de qualidade dos mesmos, cresce continuamente, pois diminui o custo e tempo dos testes experimentais dos diversos sistemas que compõem o veículo.

5 CONCLUSÕES

Com a crescente demanda de veículos dentro do mercado nacional, é de grande importância realizar testes de componentes de segurança dos protótipos com rapidez e confiabilidade. Portanto, softwares de análise de vídeo em tempo real são uma ótima solução para esse problema.

Como pôde ser visto nesse trabalho, apenas com uma câmera filmadora não profissional e uma pista de testes sem toda a instrumentação exigida pelas normas de segurança, já foi possível obter resultados próximos ao ideal com o software Tracker utilizado. Os problemas encontrados ao utilizar o programa foram devido a qualidade da gravação do vídeo, que geraram baixa nitidez de imagem e problemas de distorção de imagem em distância mais longas. Isso pode ser resolvido utilizando uma câmera de alta definição e alta taxa de amostragem e uma pista melhor instrumentada para minimizar os erros gerados pela distorção de objetos mais afastados do equipamento.

Mesmo com os problemas relacionados à câmera filmadora, o Software apresentou resultados com menos de 2% de erro, em média, quando comparados ao OBD2, o que mostra a alta confiabilidade desse programa para análises dinâmicas quando bem configurado para o caso a ser estudado.

Os equipamentos de medição com base na programação Arduino se mostraram muito simples de serem implementados no veículo, além de possuírem também uma linguagem de programação simples para pós processamento computacional dos dados adquiridos. Porém, para melhorar a montagem dos equipamentos no automóvel, é necessário utilizar um microprocessador mais robusto, para que seja possível conectar todos os sensores em apenas um hardware de aquisição de dados e não afetar a taxa de amostragem geral. No caso desse trabalho, foi necessário utilizar duas placas Arduino, pois não seria possível conectar o sensor de carga, acelerômetro e sensor OBD2 em apenas um por limitação dos canais de aquisição de sinais.

A porta OBD2 tem conexão direta com a ECU do veículo e consegue extrair os dados com grande precisão de diversos sensores do veículo, então já era esperado que os resultados providos desse aparelho seriam muito próximos à realidade. Porém, os dados

adquiridos pelo acelerômetro se mostraram muito similares aos do OBD2, o que mostra que esse aparelho também possui alta confiabilidade.

O modelo analítico tem resultados próximos aos experimentais, entretanto diverge, principalmente, no final dos percursos, em baixas velocidades, como pode ser visto na Figura 44 e Figura 45. Ainda mais, os resultados divergiram bastante entre testes. Para o teste 1, o erro da distância de parada ficou em 6,25% e do tempo, em 8,62. Já para o teste 5, os erros para distância e tempo foram de 28% e 16%, respectivamente. No teste 8, os valores foram 11,1% e 9,9.

Essa divergência dos resultados analíticos com os experimentais se deve ao fato de a força de frenagem ter sido calculada dependendo apenas da força aplicada ao pedal e parâmetros construtivos do veículo. E, como o fator de ampliação do servo freio não foi definido com exatidão por falta de referências do fabricante, a força que chega ao cilindro mestre não foi modelada com grande precisão, gerando erros nos resultados finais de velocidade, distância e tempo de frenagem.

Além disso, o modelo analítico obteve um erro de 3,9% na distribuição de forças entre eixos para a desaceleração máxima do veículo quando comparado resultado obtido nas equações do capítulo 3.2. Essa pequena diferença de menos de 5% mostrou que o modelo analítico, mesmo não sendo tão preciso, consegue obter resultados próximos aos esperados.

Para otimizar o modelo analítico, é necessário determinar com maior exatidão a curva de atuação do servo freio a partir da força de atuação do motorista e curso do pedal de freio. Também, neste trabalho, não foram considerados os efeitos da histerese do fluido de freio, quando a tubulação é pressurizada.

Contudo, como uma forma de modelagem simplificada para estimar o desempenho em diferentes condições de uso do sistema de freio, o procedimento se mostra adequado. Tal como para avaliar impactos na variação de seus parâmetros na eficiência do sistema, por exemplo, em um estudo da sensibilidade das variáveis de projeto no desempenho veicular.

5.1 TRABALHOS FUTUROS

Em trabalhos futuros, é possível instrumentar o veículo para se obter tanto a força aplicada quanto o curso do pedal de freio sincronizados no tempo. Somando a isso à medição de pressão hidráulica no sistema, o modelo analítico gerado poderá ter resultados mais precisos. E como pôde ser visto nesse trabalho, utilizando uma câmera filmadora de alta qualidade e um software de processamento de imagens, Tracker, podem ser adquiridos dados

dinâmicos da frenagem com grande precisão, sem a necessidade da utilização de sensores de velocidade.

REFERÊNCIAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 10966-2**: Veículos rodoviários automotores — Sistema de freio Parte 2: Ensaio de frenagem e desempenho para veículos das categorias M, N e O. Rio de Janeiro, 2015. 20 p.. Disponível em: <<https://www.abntcolecao.com.br/normavw.aspx?ID=349492>>. Acesso em: 15 abril. 2018.

ATE Freios. **Catálogo de peças de reposição 2017**. 2017. Disponível em: <http://www.ate-freios.com.br/media/3097/ate_2017_catalogo_pt.pdf>. Acesso em: 01 mar. 2018.

BLUNDELL, M.; HARTY, D.: The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics. In: CROLLA, David A.; **Automotive engineering**: powertrain, chassis system and vehicle body. Oxford. Ed: Elsevier, 2004, p. 473-524.

BOSCH, Robert. **Manual de tecnologia automotiva**. 25 ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2005.

Clicando e Andando. **Velocidade do obturador: 9 regras para dominar esse pilar da fotografia**. 2019. Disponível em: <clicandoeandando.com/velocidade-do-obturador/>. Acesso em: 28 out. 2019.

DAY, Andrew. **Braking of road vehicles**. Oxford: Elsevier, 2014.

FORTEC FREIOS. **Catálogo Virtual**. 2018. Disponível em: <<http://www.fortecfreios.com.br/pgns/ctlg/ctlgVrtlNvr.asp?iMontadora=15&iVeiculo=268&iGrupo=1>>. Acesso em: 01 mar. 2018.

Freematics. **Freematics OBD-II UART Adapter V2.1 (for Arduino)**. 2016. Disponível em: <<https://freematics.com/pages/products/freematics-obd-ii-uart-adapter-mk2/>>. Acesso em: 10 out. 2019.

GENTA, Giancarlo et al. **The motor car**: past, present and future. Dordrecht: Springer Science, 2014.

GILLESPIE, Thomas D.. **Fundamentals of vehicle dynamics**. Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc., 1992.

HAPPIAN-SMITH, Julian. Introduction to modern vehicle design. In: CROLLA, D. A.; **Automotive engineering**: powertrain, chassis system and vehicle body. Oxford. Ed: Elsevier, 2004, p. 359-390.

HO, Hon Ping. **The influence of braking system component design parameters on pedal force and displacement characteristics**. Bedford University, 2009.

KUMBHAR, Bhau K.; PATIL, Satyajit R.; SAWANT, Suresh, M. A Comparative study on automotive brake testing standards. **Journal of the Institute of Engineers**, Maharashtra (India), Series C, p. 527-531, ago. 2017.

LIMPERT, Rudolf. **Brake design and safety**. Warrendale: SAE International, 1999.

MECCIA, Carlos. Situações perigosas. 22 maio 2014. Disponível em: <??
<http://www.autoentusiastasclassic.com.br/2014/05/situacoes-perigosas.html>>. Acesso em: 30 mar. 2018.

PILLING, Sergio. **VI – Integração Numérica**. Universidade do Vale do Paraíba.

PUHN, Fred. **Brake handbook**. Tucson: HPBooks, 1985.

REIF, Konrad. **Brakes, brake control and driver assistance systems**. Friedrichshafen: Springer Vieweg, 2014

.

RENAULT DO BRASIL. **Itens Sandero**. ago. 2015. Disponível em:
 <<http://imprensa.renault.com.br/produto/item/sandero-2016-12-06/pt>>. Acesso em: 01 mar. 2018.

SURBLYS, Vytenis; SOKOLOVSKIJ, Edgar. Research of vehicle brake testing efficiency. **Procedia Engineering**, Vilnius, v. ?, n. ?p. 452-458, 2016.

YANG, Shaopu; LU, Yongjie; LI, Shaohua. An overview on vehicle dynamics. **International Journal of Dynamics and Control**, Hebei, ?? p. 385-395, 2013.

GOOGLE MAPS. Trajeto UFSC Perini – Avenida Antonio Ramos Alvin. 2019. Disponível em: <[https://www.google.com/maps/dir/UFSC+Perini+-+Centro+\(Pirabeiraba\),+Joinville+-+SC/Avenida+Ant%C3%B4nio+Ramos+Alvin,+340+-+Floresta,+Joinville+-+SC/@-26.285948,-48.8875445,13.38z/data=!4m19!4m18!1m10!1m1!1s0x94dea5f4912be8d3:0xe4ed972d050be74!2m2!1d-48.8842288!2d-26.2342762!3m4!1m2!1d-48.8509705!2d-26.2754312!3s0x94deafda8b22e70b:0x1871e5a509d882ef!1m5!1m1!1s0x94deb0eddd3f5ad7:0xd285e4760f5de866!2m2!1d-48.8552889!2d-26.3341757!3e0](https://www.google.com/maps/dir/UFSC+Perini+-+Centro+(Pirabeiraba),+Joinville+-+SC/Avenida+Ant%C3%B4nio+Ramos+Alvin,+340+-+Floresta,+Joinville+-+SC/@-26.285948,-48.8875445,13.38z/data=!4m19!4m18!1m10!1m1!1s0x94dea5f4912be8d3:0xe4ed972d050be74!2m2!1d-48.8842288!2d-26.2342762!3m4!1m2!1d-48.8509705!2d-26.2754312!3s0x94deafda8b22e70b:0x1871e5a509d882ef!1m5!1m1!1s0x94deb0eddd3f5ad7:0xd285e4760f5de866!2m2!1d-48.8552889!2d-26.3341757!3e0)>. Acesso em: 15 out. 2019.

APÊNDICE A – CÓDIGO MATLAB

```

% 19/09/2019
% Processamento dos sinais medidos no teste de frenagem.
% TCC João Paulo da Costa
% Veículo Renault Sandero

clear ll
close all

%aux=3;
for aux=1:11,

% Dados do OBD2
% tempo [microsegundos], acel x, y, z, distância [km], velocidade [km/h],
% rotação do motor [rpm], torque [%]
if aux<10,
    % Dados Tracker
    %load(['Teste' num2str(aux) 'Tracker.txt'])
    %tracker_teste=eval(['Teste' num2str(aux) 'Tracker']);
    % Dados OBD2
    load(['UFSC_medicao_08_09_2019_0' num2str(aux) '.txt'])
    obd2_teste=eval(['UFSC_medicao_08_09_2019_0' num2str(aux)]);
    % Dados da instrumentação externa
    load(['UFSC_frenagem_teste0' num2str(aux) '.txt'])
    sensor_teste=eval(['UFSC_frenagem_teste0' num2str(aux)]);
elseif aux==10,
    load 'Medicao_Perini_Blumenau.txt'
    obd2_teste=Medicao_Perini_Blumenau;
    % Dados da instrumentação externa
    load 'UFSC_frenagem_testePeriniBlumenau.txt'
    sensor_teste=UFSC_frenagem_testePeriniBlumenau;
elseif aux==11,
    load 'Medicao_Blumenau_AntonioRamos.txt'
    obd2_teste=Medicao_Blumenau_AntonioRamos;
    % Dados da instrumentação externa
    load 'UFSC_frenagem_testeBlumenauAntonioRamos.txt'
    sensor_teste=UFSC_frenagem_testeBlumenauAntonioRamos;
end
t_obd2=obd2_teste(:,1)/1e6;
accelx_obd2=obd2_teste(:,2);
accely_obd2=obd2_teste(:,3);
accelz_obd2=obd2_teste(:,4);
dist_obd2=obd2_teste(:,5);
speed_obd2=obd2_teste(:,6);
rpm_obd2=obd2_teste(:,7);
load_obd2=obd2_teste(:,8);

% Dados da instrumentação externa
accelx_sensor=-sensor_teste(:,1);
accely_sensor=sensor_teste(:,2);
accelz_sensor=sensor_teste(:,3);
t_sensor=sensor_teste(:,4);
if aux==1,
    force_sensor=sensor_teste(:,5)-mean(sensor_teste(1:25,5));
elseif aux==2 | aux==4 | aux==5 | aux==6 | aux==8 | aux==9,
    force_sensor=(sensor_teste(:,5)-mean(sensor_teste(100:140,5)));
elseif aux==7,
    force_sensor=(sensor_teste(:,5)-mean(sensor_teste(40:60,5)));
elseif aux==10 | aux==11,
    force_sensor=(sensor_teste(:,5)-mean(sensor_teste(100:200,5)));
else
    force_sensor=-(sensor_teste(:,5)-mean(sensor_teste(1:25,5)));
end

% Sincronização dos sinais
[speed_max,speed_max_ind]=max(speed_obd2);
speed_max_ind=max(find(speed_obd2==speed_max));
ti_forca(1)=21.04;
ti_forca(2)=20.13;
ti_forca(3)=18.43;
ti_forca(4)=18.89;
ti_forca(5)=16.69;

```

```

ti_forca(6)=17.32;
ti_forca(7)=24.79;
ti_forca(8)=17.49;
ti_forca(9)=15.64;
if aux<=9,
    dt=t_obd2(speed_max_ind)-ti_forca(aux);
elseif aux==10,
    dt=4.614-8.21;
elseif aux==11,
    dt=6.727-36.75;
end
tcorr_obd2=t_obd2-dt;

% -----
% Variáveis
% Força no pedal: force_sensor x t_sensor
% Velocidade do veículo: speed_obd2 x tcorr_obd2
% Aceleração do veículo: accelx_sensor x t_sensor

figure
subplot(2,1,1)
[hAx,hLine1,hLine2] = plotyy(tcorr_obd2,speed_obd2,t_sensor,force_sensor);
ylabel(hAx(1),'Velocidade [km/h]',FontSize,14)
ylabel(hAx(2),'Força no pedal [kgf]',FontSize,14)
tempo_ini=[10 9 6 8 6 6 15 5 4 0 0];
tempo_fin=[28 29 26 26 27 27 35 27 25 860 800];
set(hAx(1),'XLim',[tempo_ini(aux) tempo_fin(aux)])
set(hAx(2),'XLim',[tempo_ini(aux) tempo_fin(aux)])
ytick1=0:10:70;
ytick2=linspace(0,7,8);
set(hAx(1),'YLim',[0 70], 'ytick', ytick1)
set(hAx(2),'YLim',[0 7], 'ytick', ytick2)
set(hLine1,'LineWidth',2);
set(hLine2,'LineWidth',2);
set(hLine2,'Linestyle','--')
legend([hLine1,hLine2],'Velocidade','Força')
if aux==10,
    title(['Trecho Joinville (parte 1)'],FontSize,14,FontWeight,'Bold')
elseif aux==11,
    title(['Trecho Joinville (parte 2)'],FontSize,14,FontWeight,'Bold')
else
    title(['Teste #' num2str(aux)],FontSize,14,FontWeight,'Bold')
end
grid on

subplot(2,1,2)
% Problema na gravação do sinal da aceleração da medição #3.
% Correção pelo delay do sinal
if aux==3,
    tcorr_sensor=t_sensor-(30-18.32);
else
    tcorr_sensor=t_sensor;
end
% Média móvel para suavizar o sinal da aceleração
if aux==11,
    accelx_sensor=accelx_sensor-mean(accelx_sensor(1:250));
end
accelx_sensor_mv=zeros(size(accelx_sensor));
for aux2=6:length(accelx_sensor),
    accelx_sensor_mv(aux2)=mean(accelx_sensor(aux2-5:aux2));
end
h=plot(tcorr_sensor,accelx_sensor_mv,'k','LineWidth',2);
xlabel('Tempo [s]',FontSize,14)
ylabel('Aceleração [m/s²]',FontSize,14)
axis([tempo_ini(aux) tempo_fin(aux) -5 5])
set(gca, 'YTick', -6:2:6)
grid on

end

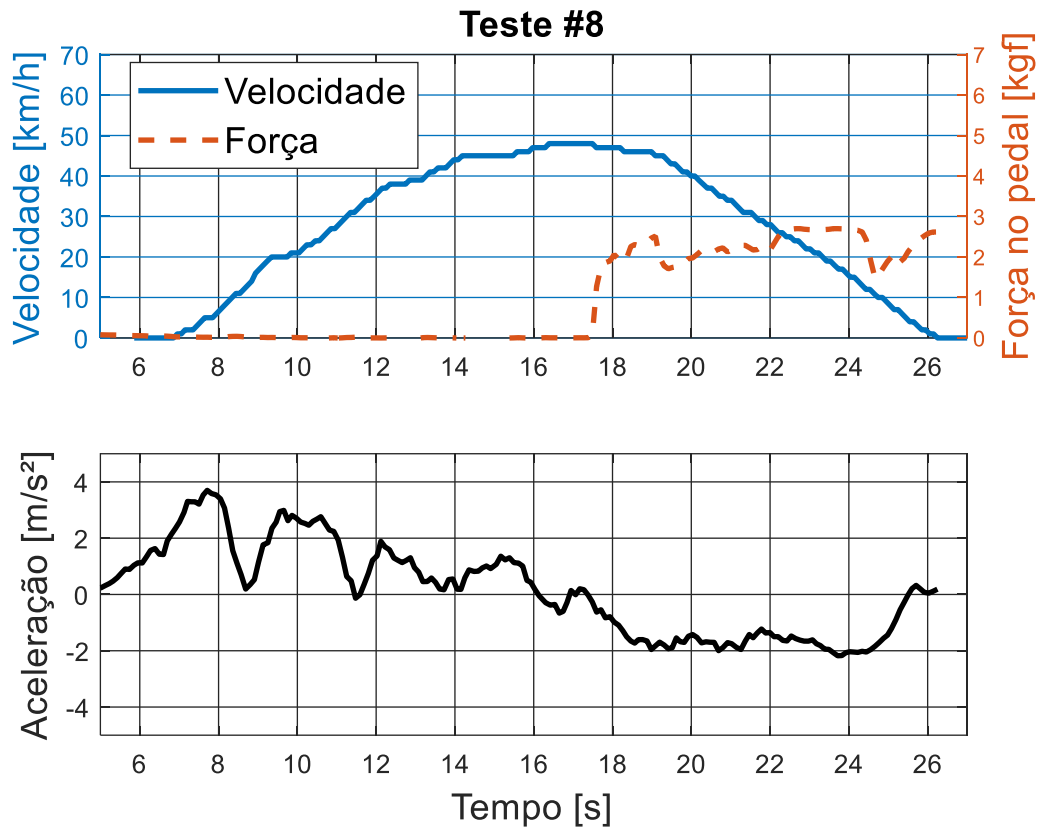
```

APÊNDICE B – CONDIÇÃO 3 DE FRENAGEM

Nos últimos dois testes, o motorista alcançou uma velocidade inferior, entre 45 e 50 km/h e acionou o pedal de freio de forma não agressiva, simulando uma direção convencional.

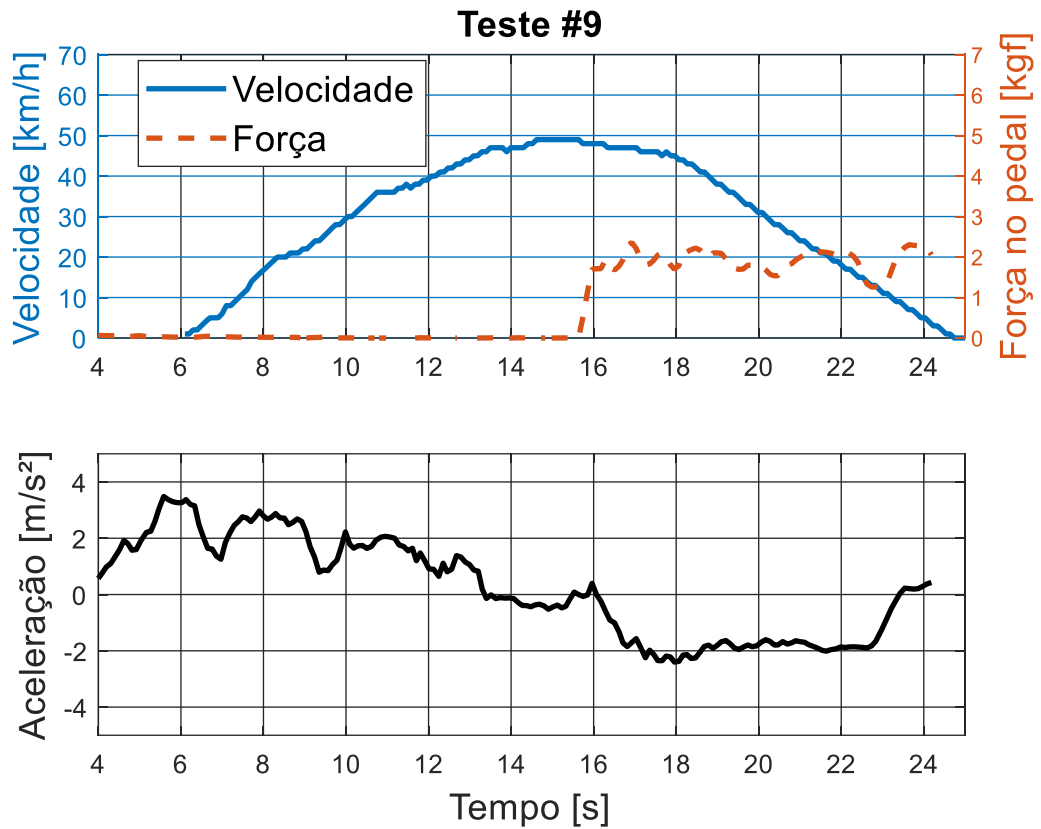
Os gráficos sincronizados do sensor OBD2, sensor de carga e acelerômetro dos testes 5 e 6 estão representados na Figura 47 e Figura 48 a seguir.

Figura 47 - Teste de frenagem #8



Fonte: O Autor (2019).

Figura 48 - Teste de frenagem #9



Fonte: O Autor (2019)

Em ambos os casos, é perceptível a diferença da angulação da curva de velocidade quando comparada aos casos de maior velocidade inicial. Como a pista foi a mesma para todos os testes, nessa situação a menos de 50 km/h e o mesmo espaço disponível para frear, a curva é menos inclinada e demora mais tempo a atingir o valor nulo.

Nos dois últimos casos, houve também bastante semelhança entre os resultados, com desaceleração atingindo os 2 m/s² e tempo de frenagem aproximadamente 9 segundos.