

## **Análise de Dinâmica Veicular Aplicada a Competição: Telemetria Embarcada de Suspensão**

### **Analysis of Vehicle Dynamics Applied to Competition: Embedded Suspension Telemetry**

Departamento de Engenharia Mecânica

Gabriel Inácio Pontin<sup>1</sup> Centro Universitário da Fundação Educacional de Barretos (UNIFEB) – Barretos, SP, Brasil.  
gabriel.pontin@unifeb.edu.br

CREA : 5070367199

Leonardo Sarzedas do Carmo Vieira<sup>1</sup>,  
E-mail: leonardosarzedas@outlook.com –(17)93500-0598

Wanderlei Marinho da Silva<sup>21</sup>  
Instituto Mauá de Tecnologia (IMT) – São Caetano do Sul, SP, Brasil.

### **Resumo**

Devido a necessidade cada vez maior da predição do comportamento dinâmico do veículo, tanto para fins automobilísticos quanto como critério de conforto e segurança, bem como para facilitar a didática no ensino de disciplinas relacionadas a NVH (*Noise, Vibration and Harshness*) visando as metodologias ativas, propõe-se o desenvolvimento de um modelo de bancada de um sistema de suspensão competitivo. Este sistema dispõe de um sistema telemétrico embarcado e análise do comportamento dinâmico veicular, por meio da aquisição e tratamento de dados em tempo real utilizando a tecnologia *ESP32*, como também mudanças de determinados setups, permitindo um avanço maior na compreensão dos princípios de funcionamento. Também são analisados os efeitos dinâmicos devido aos diferentes setups, como também, em projetos de sistemas embarcados que integram a dirigibilidade autônoma por meio da Inteligência Artificial como fator de conforto e segurança. Este sistema auxilia também na predeterminação de parâmetros do setup veicular para equipes de Baja SAE e FSAE por meio da aquisição de dados em tempo real (telemetria) de modo a proporcionar melhor eficácia e precisão na validação de projetos pós simulações computacionais, tal como vantagem competitiva nas predições do comportamento dinâmico do veículo no tocante a melhoria de desempenho e critério de segurança.

**Palavras-chave:** Dinâmica Veicular; Telemetria; Suspensão; NVH; ESP32; Sistemas Embarcados; Inteligência Artificial; ESP32; Baja SAE; Formula SAE.

## Abstract

Due to the growing need to predict the dynamic behavior of the vehicle, both for automotive purposes and as a criterion for comfort and safety, as well as to facilitate didactics in the teaching of subjects related to NVH (Noise, Vibration and Harshness) aiming at active methodologies, it is proposed to develop a bench model of a competitive suspension system. This system has an embedded telemetric system and dynamic vehicle behavior analysis, through the acquisition and processing of data in real time using ESP32 technology, as well as changes to certain setups, allowing a greater advance in the understanding of the operating principles. Dynamic effects due to different setups are also analyzed, as well as in embedded systems projects that integrate autonomous drivability through Artificial Intelligence as a comfort and safety factor. This system also assists in the predetermination of vehicle setup parameters for Baja SAE and FSAE teams through real-time data acquisition (telemetry) in order to provide better efficiency and accuracy in the validation of projects after computational simulations, such as a competitive advantage in the predictions of the vehicle's dynamic behavior regarding the improvement of performance and safety criteria.

**Keywords:** Vehicle Dynamics; Telemetry; Suspension; NVH; ESP32; Embedded systems; Artificial intelligence; ESP32; Baja SAE; Formula SAE.

## Introdução

É de suma importância a capacidade de prever o comportamento dinâmico do veículo tanto em competições quanto como critérios de segurança para a dirigibilidade manual e autônoma, sendo essa última, cada vez mais presente atualmente. Deste modo, faz-se necessário o estudo dos conhecimentos em Dinâmica Veicular, bem como de telemetria embarcada a sistemas automotivos. Tratando-se do estudo em Dinâmica Veicular entende-se como complexo e muitas das vezes abstrato para se compreender em sala de aula sem o

auxílio de *softwares* e até mesmo recursos físicos para análises e experimentos laboratoriais. Deste modo, o presente trabalho propõe o desenvolvimento e uso de um modelo de bancada didática para análises telemétricas das influências dos ajustes de parâmetros de setup nos resultados de amortecimento e frequência de massa não suspensa com o intuito de colaborar com o aprendizado relacionado à NVH, Dinâmica Veicular e Design Veicular para acadêmicos de engenharia e, inclusive, equipes de competições universitárias como Baja SAE e Fórmula SAE - FSAE.

No que concerne às competições, bem sabe-se que para ganhar uma corrida o veículo deve ser o mais rápido possível, o que significa, atingir a linha de chegada no menor tempo possível em relação aos demais competidores. Todavia, não se trata apenas de velocidade, mas também de uma componente vetorial que permita a sua escalabilidade, sendo essa componente a aceleração do veículo.

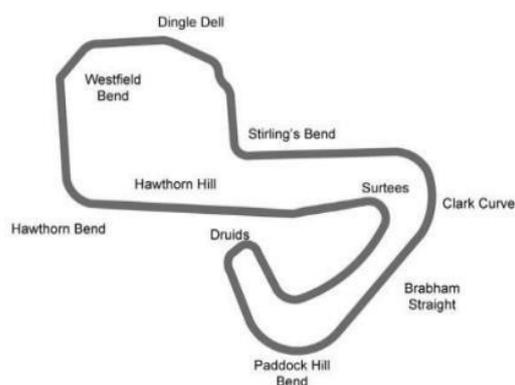
Faz-se necessário então a análise das maiores e menores velocidades, e suas derivadas ou acelerações. Dentre os meios de atuação para melhoria de desempenho na Dinâmica Veicular tem-se que, para as maiores velocidades, a redução do arrasto aerodinâmico, este por sua vez, contribui para a desaceleração por meio da carga do fluxo aerodinâmico em regime turbulento em contato com a superfície do veículo, o aumento da potência que contribui para o ganho de torque, e reduções de perdas por atrito (perda de energia por calor).

Já para as menores velocidades temos o aumento de carga vertical nos pneus, relacionado a utilização do fluxo aerodinâmico, que outrora em regime turbulento, agora em regime laminar em contato com a superfície do veículo possibilitando tal aumento de carga vertical; otimização do uso dos pneus,

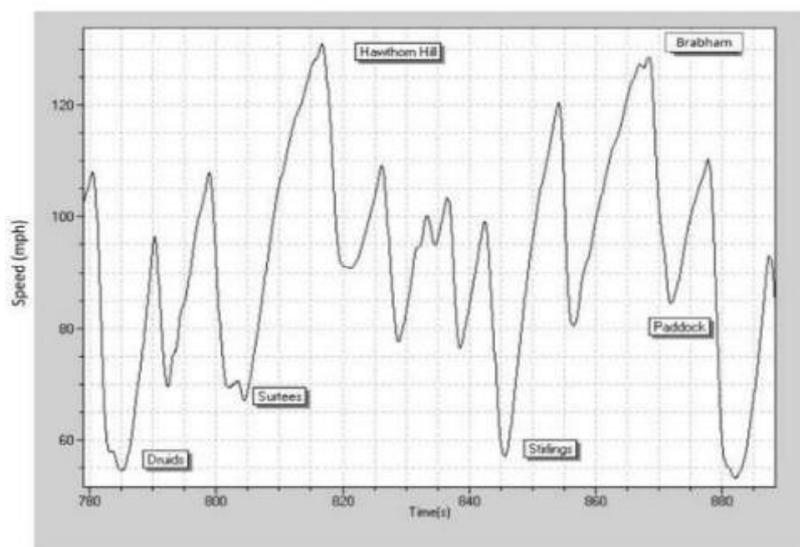
aumento da capacidade de força lateral dos pneus (*grip*) e a redução da transferência lateral de carga. A matriz de decisão sobre qual meio atuar envolve as regras do regulamento, limitações de setup (provenientes do projeto) e a capacidade do piloto.

## Referencial Teórico

De modo planejado as pistas consistem em retas e curvas e para ganhar uma corrida é proposto a análise das velocidades médias em cada setor da pista ao longo de todo o trajeto, objetivando o aumento das menores velocidades, sendo estas durante as curvas, ou o aumento das maiores velocidades, estas durante as retas (Figuras 1 e 2). [7]

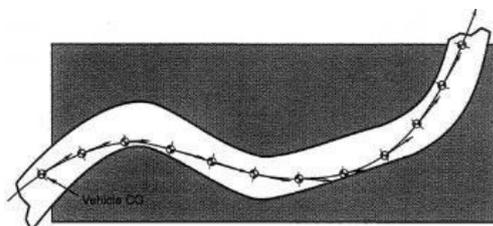


**Figura 1** – Circuito de *Brands Hatch*, UK (Seward, 2014).



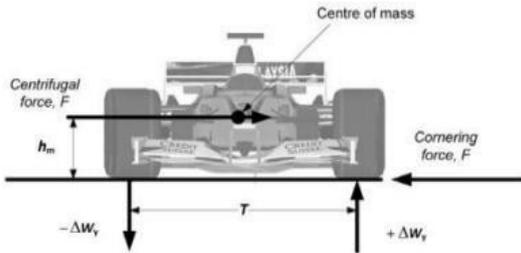
**Figura 2** – Dados de velocidades do circuito de *Brands Hatch* (Seward, 2014).

Ao considerar-se que a pista dispõe de segmentos de retas (Figura 3), tais segmentos quando analisados como vetores de velocidades, segundo Wright, P. (1994), pode-se concluir que ganhar uma competição consiste unicamente em manter a máxima magnitude de aceleração no maior tempo possível e na direção apropriada do vetor da pista de modo a alcançar o módulo máximo de tais vetores de velocidade, sendo este o problema imposto pelas corridas. [7]

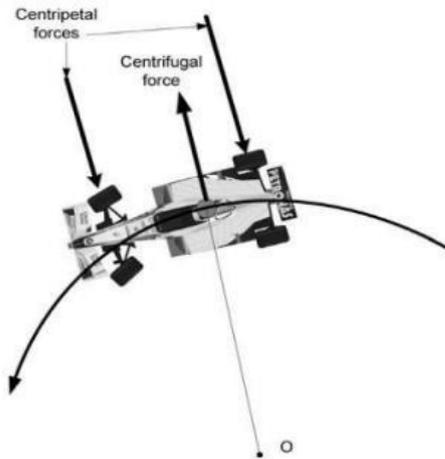


**Figura 3** – Representação do vetor de velocidade (Milliken, 1995).

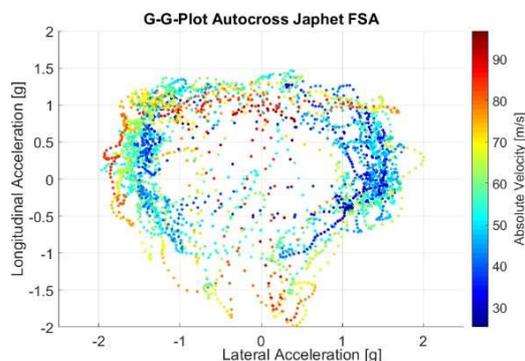
O comportamento dinâmico do veículo em curvas proporciona as acelerações laterais, graças às forças centrífugas envolvidas (Figuras 4 e 5). Quanto maior a aceleração lateral do veículo mais capaz de realizar curvas em alta velocidade ele será, e quanto maior a aceleração longitudinal menor será o tempo para atingir a velocidade máxima em reta. Deste modo o conjunto vetorial das acelerações nesses segmentos de reta nos fornece o diagrama g-g (Figura 6), cujos limites das acelerações longitudinais e laterais definem a capacidade do veículo em atingir a máxima velocidade no menor tempo possível em determinadas direções, sem que haja a perda de desempenho. [7]



**Figura 4** – Força da curva e força centrífuga (Seward, 2014).



**Figura 5** – Forças centrífuga e centrípeta em uma curva (Seward, 2014).



**Figura 6** – Diagrama g-g. Adaptado de *G-G-Plot of the Autocross event in Austria*. (Formula Student Electric Team Zurich, 2020).

Entretanto, para obter a máxima velocidade de um veículo é necessário que haja ações de impulsionamento do mesmo, ações estas devidas às forças

dos pneus aplicadas ao solo, provenientes da conversão do motor. O *grip* também conhecido como aderência (Figura 7), faz-se então necessário para obter a máxima velocidade [7], enquanto a redução da transferência lateral de carga, dada a equação (1) da transferência lateral de carga, auxilia o veículo em evitar a derrapagem, mantendo-se assim no eixo da direção apropriada do vetor de velocidade da pista. [6]

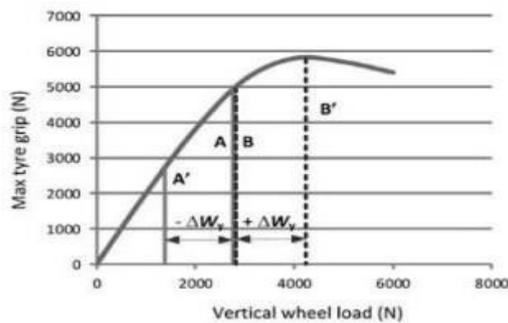
$$\Delta W_x = \pm \frac{Fh_m}{L} \quad (1)$$



**Figura 7** – Falta de *grip* no pneu dianteiro. Adaptado de *Charles Pic lifting an inner wheel at the 2013 German Grand Prix*. (Seward, 2014).

Ao considerar as irregularidades da pista, observa-se a função do sistema de suspensão veicular, sendo este a interface entre o chassi e a superfície de rolagem. Neste contexto, servindo para a absorção de choques e vibrações proporcionando conforto [5], assegurando o *grip* (Figura 8) e a

estabilidade lateral e longitudinal, por meio da equação de transferência longitudinal de carga, descrita na equação (2). Tais condições são consideradas no início do desenvolvimento do projeto do subsistema. [10] [12]



**Figura 8** – Variação de *grip* em função da carga vertical (Seward, 2014).

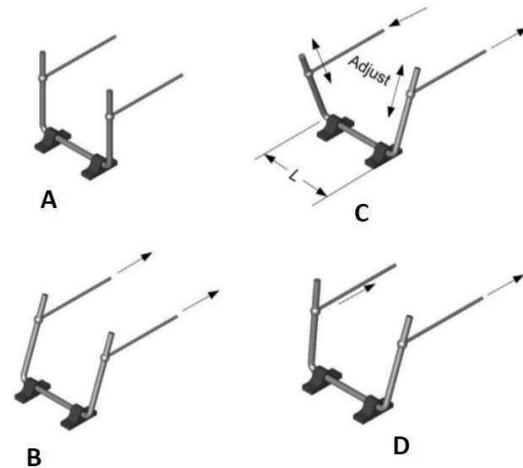
$$\Delta W_y = \pm \frac{Fh_m}{T} \quad (2)$$

Outra propriedade importante do sistema de suspensão veicular está relacionada às respostas de forças e momentos propagados dos pneus ao chassi, bem como os custos relacionados ao projeto, o espaço, o peso, facilidade de montagem, fabricação, dentre outros. [4]

Um dos componentes do subsistema da suspensão veicular é a *anti-roll bar*, ou barra anti-rolagem, com o intuito de reduzir a rolagem que ocorre nas curvas, para a análise computacional é

necessária sua segmentação [3] e seu efeito pode ser observado na equação (3) devida sua contribuição na taxa de variação no roll rate total (Figura 9). [7]

$$K_{\Phi B} = K_{\theta B} \frac{I_B^2}{L^2} T^2 \quad (3)$$

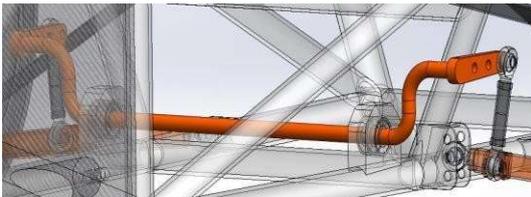


**Figura 9** – Adaptado de *U-bar anti-roll systems*. A) Estático, B) Duas rodas em *Rebound*, C) *Roll*, D) Uma roda em *Rebound*. (Seward, 2014).

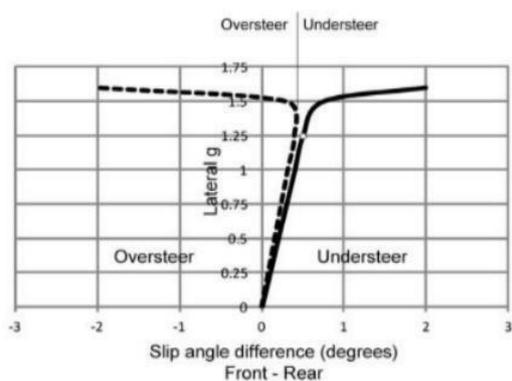
- *Roll rate* é a medida entre pares de rodas conhecido também como gradiente de rolagem, dado pelo número de graus no eixo de *roll* em função da força lateral, em g, imposta nos pneus. [12]

A barra-anti-rolagem (Figura 10) também tem como objetivo explorar o fenômeno da sensibilidade dos pneus na pista de modo a afetar o equilíbrio do esterçamento podendo produzir um comportamento sub-esterçante ou

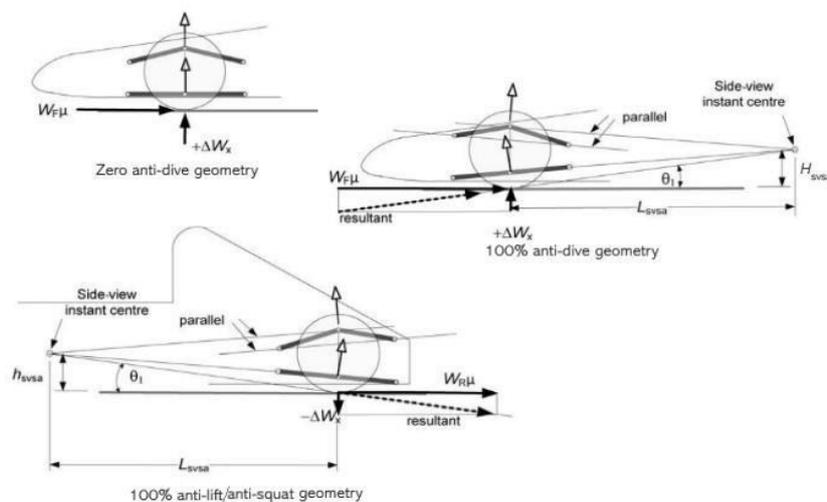
sobre-esterçante (Figura 11). E em determinadas geometrias de suspensão a barra anti-rolagem pode produzir uma variação de camber positiva adversas entre as rodas durante o deslocamento vertical da suspensão. [12]



**Figura 10** – Barra anti-rolagem do Protótipo Virtual 3D.



**Figura 11** – Comportamento de esterçamento. (Seward, 2014).



**Figura 12** – Geometrias de Suspensão (Seward, 2014).

Dentre os parâmetros de controle da geometria da suspensão existem os hardpoints, ou pontos de fixação. A alteração das coordenadas desses hardpoints definem a posição global do subsistema em relação ao veículo, bem como os parâmetros de caster, *toe* e camber. Por meio deste posicionamento é possível determinar se há paralelismo no eixo longitudinal entre as bandejas superior e inferior, sendo este responsável pela variação da cambagem em função do deslocamento vertical do subsistema, enquanto o posicionamento e paralelismo no eixo lateral define se a geometria da suspensão é zero *anti-dive*, *anti-lift*, ou *anti-squat* (Figura 12). [1] [13]

- Camber é definido pelo ângulo de inclinação da roda em seu eixo vertical no plano frontal. Sendo camber positivo aquele cuja parte superior do pneu se distâcia do chassi e camber negativo aquele cuja parte inferior do pneu é que se distâcia do chassi. Este além de exercer influência no *grip*, também exerce no torque auto-alinhante. [7] [12]

- *Toe* é definido pelo ângulo de inclinação da roda em seu eixo longitudinal no plano superior. Sendo *toe* positivo (*toe in*) aquele cuja parte dianteira do pneu se aproxima do chassi e *toe* negativo (*toe out*) aquele cuja parte traseira do pneu é que se distâcia do chassi. [7] [12]

- Caster é definido pelo ângulo de inclinação da manga de eixo no eixo vertical no plano lateral. Sendo caster positivo aquele cuja parte superior da manga de eixo se aproxima da parte traseira do pneu e caster negativo aquele cuja parte superior da manga de eixo se aproxima da parte dianteira do pneu. [7] [12]

Dispondo de um sistema embarcado de telemetria no veículo é possível observar a perda de desempenho e em quais setores da pista ela ocorre, podendo desta forma contribuir para a conclusão dos fatores de sua causa (fator humano e, ou, parâmetros de *setup*) possibilitando assim correções para ganho de desempenho. [11]

Dentre 51 canais e diversos tipos de sensores capazes de serem utilizados para estes canais, abordados por [11] conforme Figura 13, se destacam aqueles a contribuir com a análise de amortecimento e frequência de massa não suspensa no protótipo físico, seguindo o modelo *Half-car* do protótipo virtual. Sendo, estes sensores denominados como *MEMS* [9], *Photodiodes* e transdutores indutivos a serem instalados em posições específicas ao longo do protótipo físico. Para a coleta dos dados desses sensores pretende-se utilizar o microcontrolador *ESP32*, devido ao seu baixo custo aquisitivo e suas tecnologias de protocolos de comunicação [2] [14] e alto processamento em relação aos demais sistemas da mesma categoria.

Logged channels on GLPK's Dodge Viper GTS-R	
1	Engine RPM (Measured by engine ECU)
2	Engine Oil Temperature (Measured by engine ECU)
3	Engine Oil Pressure (Measured by engine ECU)
4	Air Inlet Manifold Pressure (Measured by engine ECU)
5	Throttle Position (Measured by engine ECU)
6	Lambda Left (Measured by engine ECU)
7	Lambda Right (Measured by engine ECU)
8	Engine Water Temperature (Measured by engine ECU)
9	Air Temperature Before Throttle (Measured by engine ECU)
10	Battery Voltage at Engine ECU (Measured by engine ECU)
11	Internal Temperature Engine ECU (Measured by engine ECU)
12	Lateral G-Force at Center of Gravity
13	Longitudinal G-Force at Center of Gravity
14	Vertical G-Force at Center of Gravity
15	Lateral G-Force at Front Axle
16	Lateral G-Force at Rear Axle
17	Steered Angle
18	Steering Wheel Position
19	Steering Wheel Torque
20	Steering Wheel Angle
21	Steering Wheel Rate
22	Steering Wheel Acceleration
23	Damper Position Rear Right
24	Tire Temperature Rear Right Inside
25	Tire Temperature Rear Right Center
26	Tire Temperature Rear Right Outside
27	Tire Temperature Rear Left Inside
28	Tire Temperature Rear Left Center
29	Tire Temperature Rear Left Outside
30	Tire Temperature Front Right Inside
31	Tire Temperature Front Right Center
32	Tire Temperature Front Right Outside
33	Tire Temperature Front Left Inside
34	Tire Temperature Front Left Center
35	Tire Temperature Front Left Outside
36	Battery Voltage at Dashboard
37	Differential Oil Temperature
38	Gearbox Oil Temperature
39	Internal Temperature Dashboard
40	Traction Control Wheel Speed Front Left
41	Traction Control Wheel Speed Front Right
42	Traction Control Wheel Speed Rear Left
43	Traction Control Wheel Speed Rear Right
44	Lap Time Beacon
45	ABS Wheel Speed Front Left
46	ABS Wheel Speed Front Right
47	ABS Wheel Speed Rear Left
48	ABS Wheel Speed Rear Right
49	Gear Position (Measured by Engine ECU)
50	Gear Lever Force (Measured by Engine ECU)
51	

**Figura 13** – Adaptado de *Logged channels on GLPK's Dodge Viper GTS-R*. (Segers, 2014).

Os canais fornecidos pelos sensores selecionados são de posicionamento dos amortecedores dianteiros e manga de eixo, bem como de aceleração vertical. Tais dados adquiridos destes sensores quando tratados [8] podem fornecer uma quantidade considerada de dados que ao serem comparados com os resultados da análise computacional por meio de *softwares*, podem fornecer

elementos para o direcionamento da validação do projeto.

## Materiais e Métodos

Foi desenvolvido neste trabalho um protótipo virtual de um Fórmula SAE (Figura 14), utilizando o software *Solidworks*, em modo *Half-car* que permite o rápido ajuste de determinados parâmetros de *setup* da componente geométrica (Tabela 1), de modo intuitivo, bem como dispõe de atuadores lineares pneumáticos para que haja a análise *post-rig* do veículo. Esta flexibilidade permite que o usuário, aluno e/ou professor possa analisar a influência no comportamento dinâmico do veículo mediante as combinações de tais parâmetros de *setup*, podendo inclusive, analisar o que cada parâmetro separadamente causa de influência, facilitando assim comparar os modelos apresentados nas literaturas que abordam tais conceitos, com resultados experimentais obtidos de ensaios laboratoriais em uma bancada de testes.



**Figura 14** – Protótipo Virtual 3D da Bancada Didática.

**Tabela 1.** Parâmetros ajustáveis de Setup do Protótipo Virtual.

Parâmetros de Setup	Parâmetros de Controle	Componente de Controle
Ângulo de Caster	0°, 6°, 9°, 12° e 15°	Link Bellcranks e Links da Suspensão
Ângulo de Camber	0°, -2° e -10°	Terminais Rotulares da Manga de Eixo
Ângulo de Ataque	0°, 5° e 10°	Furos #1, #2 e #3
Paralelismo das Bandejas (Eixo Lateral)	0°, 5° e 10°	Furos #1, #2 e #3
Paralelismo das Bandejas (Eixo Longitudinal)	0°, 5° e 10°	Furos #1, #2 e #3
Ângulo de Toe	0° e 4°	Terminais Rotulares da Barra de Direção
Barra Anti-rolagem	Furos #1, #2 e #3	Terminais Rotulares dos Links anti-roll bar

### Design do Produto

O protótipo dispõe de parâmetros ajustáveis em um sistema de suspensão *push-rod*, dispondo também de um sistema de direção (Figura 15) para permitir que o usuário possa interagir com o protótipo durante sua execução de teste. Havendo sensores que permitem a aquisição de dados de determinados canais (Tabela 2), nomeados como canais reais, a fim de estimar o

comportamento dinâmico da suspensão e do comportamento de seu usuário.



**Figura 15** – Volante para controle manual do Protótipo Virtual 3D.

**Tabela 2.** Canais reais a serem adquiridos no Protótipo Virtual.

Canal Real	Sensor	Posicionamento
Posição do Amortecedor Direito	Transdutor Linear	Paralelo ao Amortecedor
Posição do Amortecedor Esquerdo	Transdutor Linear	Paralelo ao Amortecedor
Aceleração Vertical da Roda Direita	Acelerômetro Giroscópio	Centro da Manga de Eixo
Aceleração Vertical da Roda Esquerda	Acelerômetro Giroscópio	Centro da Manga de Eixo
Posição Angular do Volante	Acelerômetro Giroscópio	Centro do Volante
Filtro de Sinal	Vibração (Potenciométrico)	Chassi

A escolha de tais canais e seus respectivos posicionamentos ao longo do protótipo é justificável mediante aos critérios de que:

- Os transdutores lineares devem prover o fornecimento de dados de posicionamento dos amortecedores e estes dados em função do tempo auxiliam na obtenção da aceleração nos movimentos da suspensão;

- Os acelerômetros giroscópios no centro das mangas de eixo devem auxiliar na obtenção de dados da aceleração vertical, bem como a aceleração angular em *roll* e posição angular das mangas de eixo;
- O acelerômetro giroscópio no centro do volante deve prover o fornecimento de dados de posicionamento angular do volante e junto as posições angulares das mangas de eixo devem indicar a dinâmica das rodas em relação ao esterçamento;
- O sensor de vibração potenciométrico deve prover dados da frequência da vibração do protótipo em regime estático de trabalho de modo a contribuir como filtro de sinal dos acelerômetros.

O microcontrolador escolhido para a respectiva função de *datalogger* é o *ESP32*, uma vez que possui elevado desempenho no processamento de dados adquiridos, baixo custo aquisitivo, tecnologias de comunicação embarcada como o *WiFi* e a comunicação via *Bluetooth*, e sua fácil prototipação aplicada a fins didáticos, conforme matriz de decisão (Tabela 3). O *ESP32* será responsável por coletar e enviar os dados via protocolo de comunicação

*MQTT* ou também via porta serial *USB*. Os dados adquiridos são tratados por meio de modelagem matemática no *software MatLab R19b*, gerando assim gráficos capazes de serem analisados e que correspondem ao comportamento dinâmico do modelo do veículo simulado.

**Tabela 3.** Matriz de decisão – Especificações técnicas.

Arduino Nano V3.0	ESP32	Raspberry Pi Zero
MC: ATmega328	CPU: Xtensa Dual Core 32-bit LX6	CPU: Broadcom Single Core ARMv6
Clock: 16MHz	Clock: 240MHz	Clock: 1GHz
Portas: 14 (6 PWM) digitais e 8 analógicas	Portas: 11 GPIOs	Portas: 40 GPIOs
Sem módulo Wireless	WiFi 2.4GHz + Bluetooth 4.2	WiFi 802.11n + Bluetooth 4.0
Memória: 32KB	Memória: 4MB	Memória: até 32GB
Custo: R\$40,00	Custo: R\$60,00	Custo: R\$150,00

É válido ressaltar que por se tratar de um modelo de bancada didática para análises dinâmicas, o mesmo foi apropriadamente adaptado para esta função, dispondo de soluções não usuais e não recomendadas. Sendo assim, não há validação qualitativa quanto ao quesito ergonômico do piloto, que tende a interferir na disposição espacial dos componentes, tampouco de parâmetros quantitativos quanto a integridade estrutural, todavia o modelo permite a instalação de sensores e demais instrumentos que possam aferir tais dados estruturais.

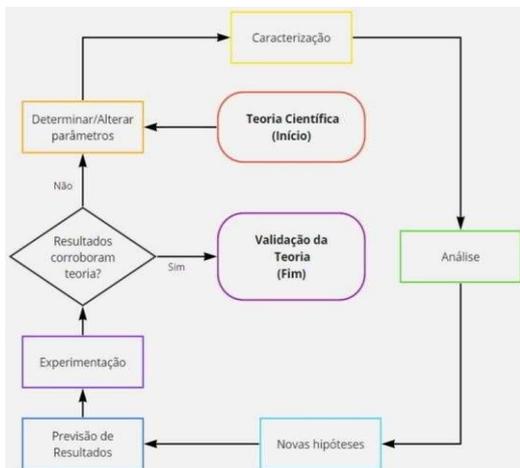
A princípio, o trabalho a ser apresentado envolveria não só a pesquisa e a dissertação acerca dos conceitos de Dinâmica Veicular, mas também a construção física da bancada correspondente ao modelo virtual. Porém, devido às dificuldades encontradas para as importações dos componentes da bancada de testes no período do *lockdown* do COVID-19, decidiu-se partir de um viés experimental para um viés analítico, por meio das simulações via *software* de análise dinâmica de multicorpos, deixando assim, o desenvolvimento da bancada física e validação experimental dos resultados das análises para uma etapa posterior, sequenciando o trabalho atual.

Objetivando, a princípio, a determinação de resultados para análise *Full Vehicle* por meio da aquisição de dados em *Half Car* do modelo virtual, haveria então a necessidade de se realizar a análise correlacional entre protótipo físico (bancada didática) e virtual em suas diversas combinações de parâmetros de setup, obtendo assim o desvio padrão entre correlações (virtual e física) o que permitiria a tomada de decisão quanto a viabilidade de se estimar o comportamento dinâmico *Full Vehicle* por meio dos resultados em *Half Car* e modelagem matemática do mesmo. Tais

objetivos visam atender as aplicações dos projetos acadêmicos de engenharia em particular as equipes de competições, servindo-lhes como recurso de pré-validação de seus projetos.

Os demais dados necessários para a modelagem matemática que não puderam ser obtidos por meio dos resultados em análise virtual *Half Car* foram adquiridos por meio de pesquisa exploratória com equipes de Baja SAE e FSAE. Dispondo de uma amostragem de dados de aproximadamente 10% das equipes brasileiras, foram determinados como parâmetros de setup do modelo virtual, os parâmetros mais usuais entre a maioria das equipes, seguindo critérios de aproximações com o intuito de diminuir a quantidade de resultados, convergindo assim em denominadores comuns. Cabe ressaltar que se tinha como objetivo, trabalhar com uma amostragem de 20% das equipes brasileiras, porém levando em consideração que a determinação dos parâmetros usuais das equipes não impactaria nos resultados finais da análise, já que estes parâmetros serviriam apenas para a determinação de desvios padrões, optou-se pela utilização da amostragem de 10% com o intuito de resguardar o tempo utilizado para as entrevistas e para as análises do modelo.

Por meio da pesquisa exploratória com as equipes obteve-se as variáveis de parâmetros gerais do veículo, parâmetros de *setup* da suspensão veicular e suas combinações com o intuito de apresentar a influência de determinados parâmetros no comportamento dinâmico do veículo através de uma sequência linearizada e objetiva do método científico (Figura 16).



**Figura 16** – Fluxograma do Método utilizado neste trabalho.

As análises de influência no *Full Vehicle* englobariam:

- O *dive* dianteiro e traseiro em função das acelerações e desacelerações longitudinais, que é caracterizado pela transferência de carga longitudinal o que produz uma variação de momento em *Pitch* no veículo;

- O diagrama GG;
- O *Roll rate* em função do deslocamento vertical da suspensão;
- A influência da barra anti-rolagem, por sua vez, em relação a este deslocamento vertical;
- O gradiente de esterçamento em função das acelerações laterais com o intuito de definir os limites de *oversteer* (sobre-esterçante) e *understeer* (subesterçante);
- E a influência dos parâmetros de *camber*, *toe*, *caster*, *paralelismo*, ângulo de ataque e rigidez da barra anti-rolagem neste gradiente.

## Resultados e Discussões

Partindo da teoria científica foi elaborado a caracterização de tais dados e posteriormente analisados. Esperava-se que tal condição de estimar o comportamento *Full Vehicle* citado anteriormente, se mostrasse inviável em termos de acuracidade, estabilidade e eficiência na obtenção dos resultados das análises computacionais, uma vez havendo falta de dados técnicos dos

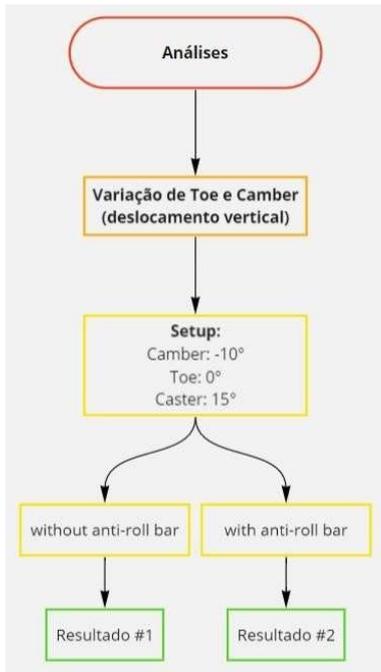
demais subsistemas do veículo, bem como pela quantidade de análises a serem realizadas.

Dada a quantidade de combinações de setup, sendo esta equivalente a 1080 no modelo atual em *Half Car*, considerando os mesmos parâmetros para a suspensão traseira, logo tem-se 2160 combinações para o sistema de suspensão, considerando 8 subsistemas a serem analisados no veículo e 9 simulações diferentes, obtém-se o valor de 155.520 simulações para realizar, isto é claro, desconsiderando variações nos parâmetros de rigidez de mola, constante de amortecimento e variações no perfil geométrico da barra anti-rolagem, bem como os materiais de fabricação de todo o sistema, as razões de instalação de todos os subsistemas do veículo e seus componentes, e considerando parâmetros únicos dos demais subsistemas.

Ao dividir o número de combinações de parâmetros de *setup* do sistema dianteiro da suspensão pela quantidade de combinações estimada para o veículo completo obtém-se então um valor de que, nestas condições, os possíveis efeitos provenientes das combinações de setup na suspensão dianteira representam estatisticamente apenas

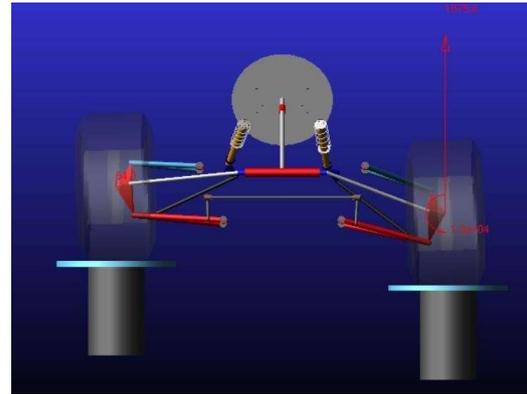
0,69% dos possíveis efeitos no comportamento dinâmico do veículo completo. É válido ressaltar que apenas com a consideração das razões de instalação já seria o suficiente para elevar a quantidade de combinações para um parâmetro infinitesimal. Fica evidente que a possibilidade de se estabelecer critérios de aceite, e, todavia, garantir a acuracidade e estabilidade de determinados critérios no protótipo físico seriam inviáveis, por esta razão houve tais considerações.

Deste modo, optou-se por não realizar a estimação do comportamento dinâmico do veículo completo, focando apenas nas variações de *camber* e *toe* ambos em função do deslocamento vertical da suspensão, e as influências da barra anti-rolagem no deslocamento vertical da suspensão e conseqüentemente em tais parâmetros de *camber* e *toe* (Figura 17). Com esta medida obteve-se a otimização da quantidade de simulações realizadas, com o intuito de tornar a obtenção dos resultados mais eficientes e possibilitando a análise da influência de cada parâmetro em devidas combinações. Sendo assim, utilizado o critério dos extremos, houve uma otimização de 1080 simulações para 6, ou seja, alcançando 0,55% da capacidade do modelo.

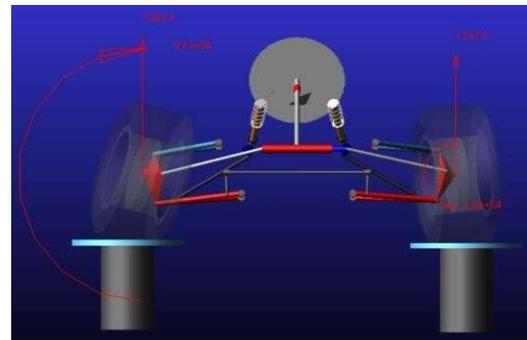


**Figura 17** – Fluxograma do Método utilizado na obtenção dos resultados preliminares.

Com base nos resultados preliminares apresentados em [15] foram realizadas mais análises do modelo em *Half Car*, tanto em deslocamento oposto (Figura 18) quanto em esterçamento estático (Figura 19), com o intuito de aumentar a capacidade de predição do modelo em tais condições e parâmetros de *setup* (Tabela 4), bem como alcançar resultados mais satisfatórios quanto ao modelo discreto da barra anti-rolagem. Sendo realizado então a simplificação geométrica do modelo discreto da barra anti-rolagem de modo a torná-la mais eficiente, evitando a origem de momentos fletores devido a sua geometria relativamente complexa.



**Figura 18** – Análise de deslocamento oposto em *Half Car*.



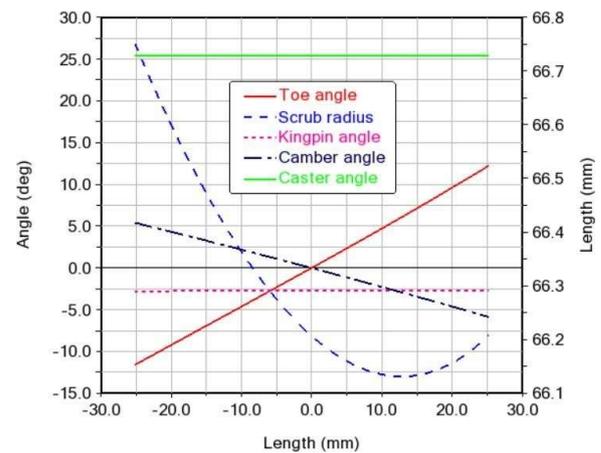
**Figura 19** – Análise de esterçamento estático em *Half Car*.

**Tabela 4.** *Setups* em *Half Car* utilizados nas análises.

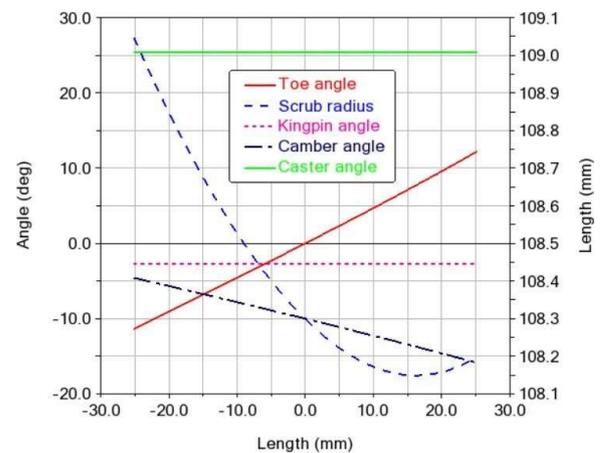
Análises	Camber	Toe	Caster	Barra anti-rolagem	Modelo de Pneu
Esterçamento 1 (Figura 20)	0°	0°	26°	N/A	Pacejka 89
Esterçamento 2 (Figura 21)	-10°	0°	26°	N/A	Pacejka 89
Esterçamento 3 (Figura 22)	-10°	4°	26°	N/A	Pacejka 89
Esterçamento 4 (Figura 23)	0°	0°	6°	N/A	Pacejka 89
Esterçamento 5 (Figura 24)	-10°	0°	6°	N/A	Pacejka 89
Esterçamento 6 (Figura 25)	-10°	4°	6°	N/A	Pacejka 89
Vertical Oposto 1 (Figura 26)	0°	0°	6°	Sim	Pacejka 89
Vertical Oposto 2 (Figura 27)	0°	0°	6°	Não	Pacejka 89
Vertical Oposto 3 (Figura 28)	0°	0°	26°	Sim	Pacejka 89
Vertical Oposto 4 (Figura A14)	0°	0°	26°	Não	Pacejka 89

Nas análises de esterçamento pode-se observar no gráfico da Figura 20, por exemplo, a variação na cambagem e no *toe* em função do esterçamento do sistema de direção, dado pelo deslocamento horizontal da cremalheira. Com base na constância do ângulo de caster nas duas análises, para 6° e 26°, podendo também ser observada nas Figuras 20 e 23, e na conservação do padrão da curva da variação de camber e *toe*, observa-se que a alteração do ângulo de caster influencia a cambagem e o *toe*, no que diz respeito a ganhos e perdas, quando submetidos ao mesmo esterçamento do sistema de direção.

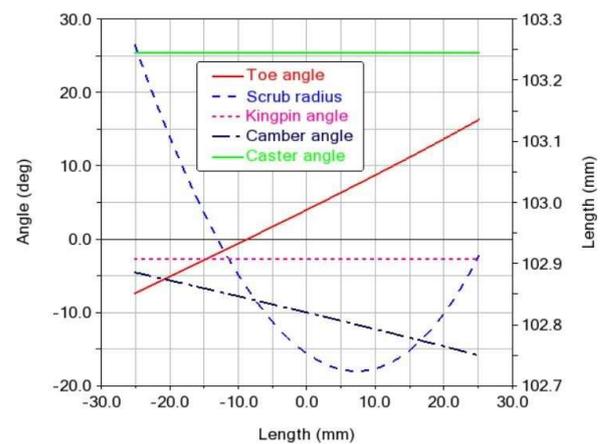
Tratando-se do *toe* o incremento de sua variação também está associado ao comprimento da barra de direção, por essa razão a utilização de terminais rotulares para o ajuste de *toe*, já o camber está associado ao *scrub radius*, uma vez que o mesmo compreende a distância formada pelo centro da roda e a projeção de uma linha colinear a inclinação do *kingpin*.



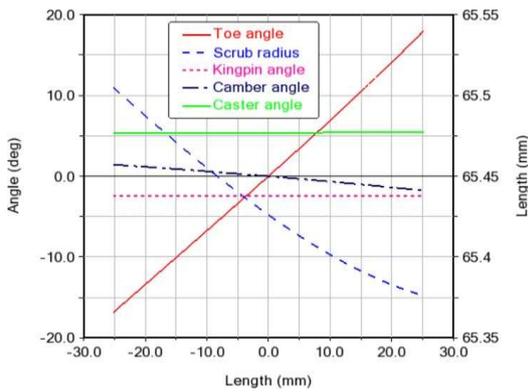
**Figura 20** – Análise de Esterçamento 1.



**Figura 21** – Análise de Esterçamento 2.



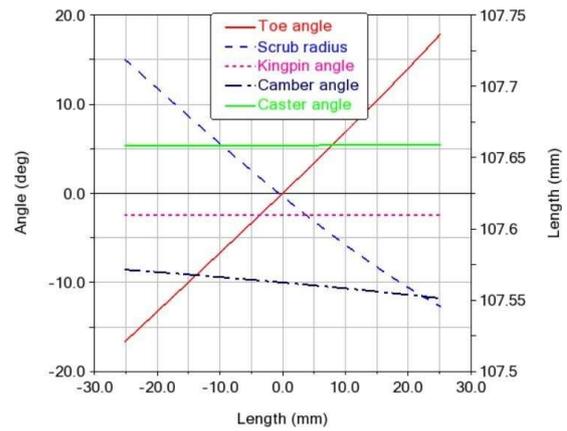
**Figura 22** – Análise de Esterçamento 3.



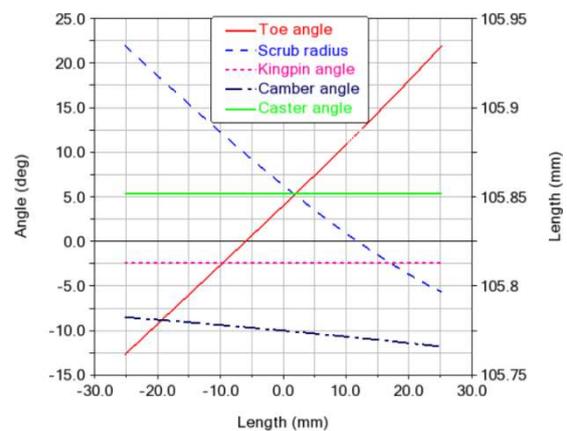
**Figura 23** – Análise de Esterçamento 4.

O ângulo de inclinação do *kingpin* permanece constante independente das variações de *caster* e *toe*, conforme comparação entre as Figuras 20, 21, 22 e 23, enquanto o *scrub radius* apresenta um acréscimo em seus valores de variação devido a cambagem, um decréscimo devido ao *toe* e um comportamento parabólico mais acentuado em função do aumento de *caster*, conforme análise comparativa correlacional entre as Figuras 20, 21, 22, 23, 24 e 25.

Por meio da curva de *scrub radius* isoladamente também pode-se evidenciar a importância do posicionamento adequado do sensor acelerômetro giroscópio no centro geométrico da manga de eixo, de modo que não haja variação de módulo e nem de sentido dos dados de aceleração e posição para cada um dos seis graus de liberdade.

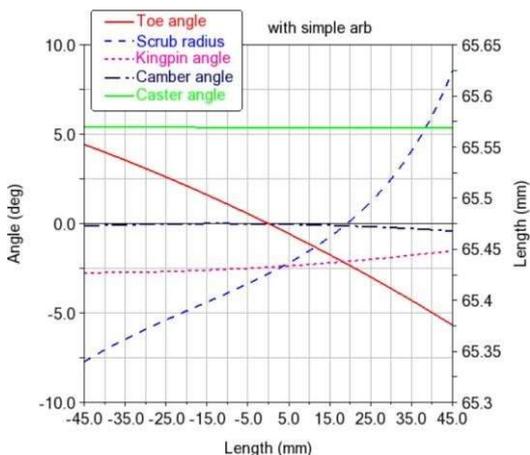


**Figura 24** – Análise de Esterçamento 5.

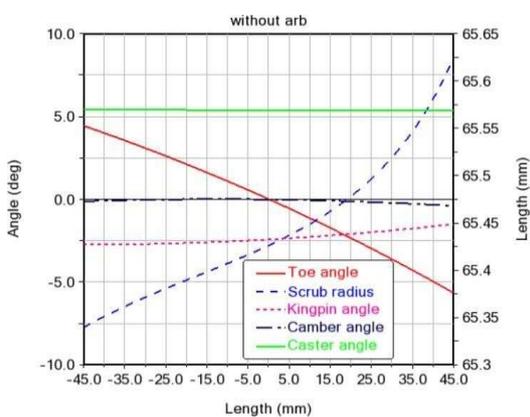


**Figura 25** – Análise de Esterçamento 6.

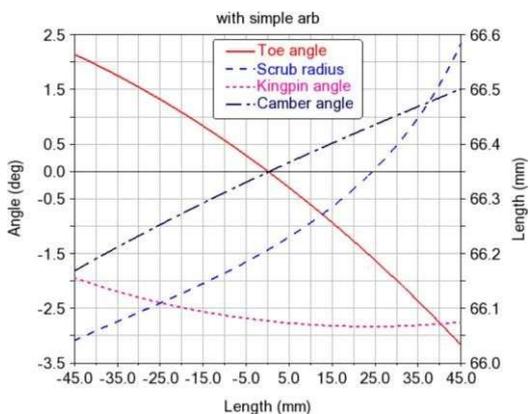
Ao analisar o comportamento dinâmico da suspensão, por meio das análises de deslocamento vertical, pode-se observar que, assim como nos resultados preliminares apurados em [15], não há variações de *camber* e *toe* devido a barra anti-rolagem, mantendo assim a conservação do comportamento das respectivas curvas, o mesmo também é observável para o ângulo de inclinação do *kingpin* e o *scrub radius* (Figuras 26 e 27). Entretanto, devido a variação de *caster* há o ganho de *camber* e a redução de *toe* (Figuras 26 e 28).



**Figura 26** – Análise de deslocamento Vertical Oposto 1.



**Figura 27** – Análise de deslocamento Vertical Oposto 2.



**Figura 28** – Análise de deslocamento Vertical Oposto 3

## Conclusão

Conclui-se que dadas as condições impostas ao modelo virtual, os *hardpoints*, os parâmetros de rigidez de mola, pneus, barra anti-rolagem, amortecimento, seus respectivos cursos e condições de forças e deslocamentos, houve a convergência do modelo em relação ao comportamento esperado abordado nas literaturas, bem como pelas análises preliminares. E de acordo com a representatividade dos resultados apresentados, pode-se concluir também que para que haja a validação da acuracidade e precisão dos canais tratados do modelo físico faz-se necessário que o mesmo, após sua construção e devida calibração, apresente resultados com comportamento de curva semelhante aos dos testes realizados via análise computacional. Portanto, deste modo, havendo a análise correlacional de toda a capacidade do modelo físico e suas respectivas combinações com o modelo virtual, determinando assim seus desvios padrões e, estabelecendo os resultados das análises de tais desvios, pode-se então considerar que o modelo e as ferramentas apresentadas e analisadas neste trabalho, permitem a pré-validação do modelo tanto para fins didáticos

quanto projetos de veículos para competição.

## Referências

1. BLUNDELL, M. and DAMIAN, H. "The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics". 2<sup>a</sup> ed. Elsevier, 2015, ISBN 978-0-08-099425-3.
2. CARVALHO, Fabricio B. S. et al. "Real-Time Telemetry System for Competition Vehicles". SAE Technical Paper 2017-36-0201, 2017, ISSN 0148-7191.
3. COSTA, João A. "Estudo de Rigidez Torcional do Quadro de um Formula SAE por Análise de Elementos Finitos". Centro Universitário do Instituto Mauá de Tecnologia, 2010.
4. GILLESPIE, Thomas D. "Fundamentals of Vehicle Dynamics". SAE International, 1992, ISBN 978-1-56091-199-9.
5. IEZZO, Robson. "Desenvolvimento de um Sistema de Suspensão com Amortecimento Semi-ativo "Slow-active" com Custo Competitivo". Universidade Estadual de Campinas, 2010.
6. MACEDO, Felipe Alvares de Azevedo. "Dinâmica Lateral e Sistema de Direção Veicular". Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, 2016.
7. MILLIKEN, William F., and MILLIKEN, Douglas L. "Race Car Vehicle Dynamics". SAE International, 1994, ISBN 1-56091-526-9.
8. NETO, Rafael S. "Aquisição de Dados em um Veículo de Competição F-SAE". Centro Universitário da FEI, 2010.
9. OLIVEIRA, Victor H. R. et al. "Viabilidade da Plataforma de Aquisição de Dados do Acelerômetro MPU6050 para Análise do Comportamento Dinâmico de um Veículo Baja SAE" SAE Technical Paper 2018-36-0303, 2018, ISSN 0148-7191.
10. SANTOS, Rafael K. P. "Desenvolvimento de Produto para Sistema de Suspensão de Veículo de Competição". Universidade Federal de Santa Catarina, 2016.
11. SEGERS, J. "Analysis Techniques Racecar Data Acquisition". 2<sup>a</sup> ed. SAE International, 2014, doi: 10.4271/R-408.
12. SEWARD, D. "Race Car Design". PALGRAVE, 2014, ISBN 978-1-137-030-14-6.
13. SMITH, C. "Tune to Win". Aero Publishers, 1978, ISBN 0-87938-071-3.
14. TEIXEIRA, Fernando C. R. et al. "Development of a Automotive Telemetry System via Mobile Internet", SAE Technical Paper 2013-36-0378, 2013, ISSN 0148-7191.

## Agradecimentos

Agradeço aos professores Gabriel Inácio Pontin, Wanderlei Marinho da Silva, Cleber William Gomes e Alex Tressino pelas orientações e colaborações. A minha mãe Lidia Sarzedas do Carmo e a Lhorruama Dias do Nascimento, pelos auxílios e apoios prestados nos momentos de dificuldades, bem como a Jean Horcaio, Rodrigo Santos e Felipe Faria pelos auxílios no decorrer do desenvolvimento desta pesquisa. As equipes *Zurich's Formula Student Electric*, Buffalo Baja da UFLA, Piratas do Cerrado da UnB, Baja UniRedentor, Gralha Azul da UTFPR, Vitória Baja da UFES, Minerva Baja da UFRJ, EEP Baja, Poli Racing da PoliUSP e em especial a Maua Racing do Instituto Mauá de Tecnologia devido a parceria colaborativa no decorrer do desenvolvimento deste projeto.

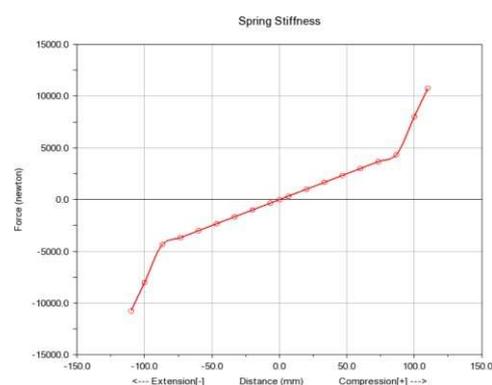
## Definições e Abreviaturas

$\Phi$	Ângulo de camber (graus).
$\Delta$	Menor variação em.
F	Força (Newton).
g	Aceleração da gravidade = 9,81 m/s <sup>2</sup> .
hm	Altura da pista ao centro de massa (mm).
I	Momento de Inércia (Nmm).
K	Fator de estabilidade.
K $\theta$ B	Fator de estabilidade para

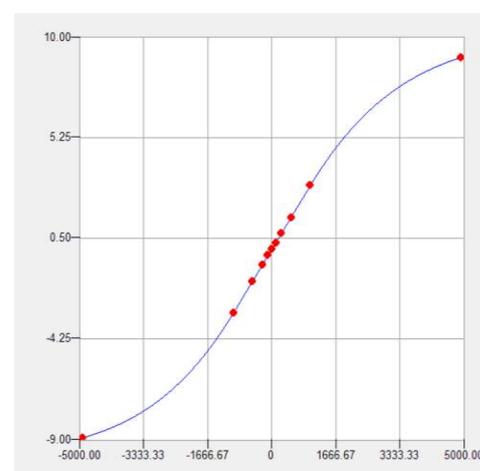
determinado ângulo da barra.

L	Distância entre eixos (mm).
MQTT	Da sigla MQ Telemetry Transport. Protocolo de comunicação utilizado para sensores e pequenos dispositivos móveis.
NVH	Noise, Vibration and Harshness.
SAE	Society of Automotive Engineers.
T	Largura da Trilha da Roda (mm); Torque (Nm).
Wx	Transferência de carga lateral.
Wy	Transferência de carga longitudinal.

## Apêndices



**Figura A1.** Rigidez de mola utilizado nas simulações.



**Figura A2.** Curva de amortecimento utilizado nas simulações em Newton(mm/s).