CENTRO UNIVERSITÁRIO FEI
WALACE TALDIVO CHICUTA

DESENVOLVIMENTO DE UM EQUIPAMENTO E UMA METODOLOGIA PARA MEDIR AS FORÇAS GERADAS POR PNEUS AUTOMOTIVOS EM CONDIÇÕES DE ESTERÇO

São Bernardo do Campo
2017

WALACE TALDIVO CHICUTA

DESENVOLVIMENTO DE UM EQUIPAMENTO E UMA METODOLOGIA PARA MEDIR AS FORÇAS GERADAS POR PNEUS AUTOMOTIVOS EM CONDIÇÕES DE ESTERÇO

Dissertação de Mestrado apresentada ao Centro Universitário da FEI, como parte dos requisitos necessários para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica. Orientado pelo do Prof. Dr. Roberto Bortolussi.

São Bernardo do Campo

2017

Chicuta, Walace Taldivo.
Desenvolvimento de um equipamento e uma metodologia para medir as forças geradas por pneus automotivos em condições de esterço / Walace Taldivo Chicuta. São Bernardo do Campo, 2017.
150 p. : il.

Dissertação - Centro Universitário FEI.
Orientador: Prof. Dr. Roberto Bortolussi.

1. Pneu. 2. Ensaio de Pneu. 3. Teste Pratico. 4. Modelo de Pneu. 5. Ângulo de Deriva. I. Bortolussi, Roberto , orient. II. Título.

Elaborada pelo sistema de geração automática de ficha catalográfica da FEI com os dados fornecidos pelo(a) autor(a).

centro universitário FEI

APRESENTAÇÃO DE DISSERTAÇÃO
ATA DA BANCA EXAMINADORA

Programa de Pós-Graduação Stricto Sensu em Engenharia Mecânica

Mestrado

PGM-10

Aluno: Walace Taldivo Chicuta **Matrícula:** 215322-9

Título do Trabalho: Desenvolvimento de um equipamento e uma metodologia para medir as forças geradas por pneus automotivos em condições de esterço.

Área de Concentração: Sistemas da Mobilidade

Orientador: Prof. Dr. Roberto Bortolussi

Data da realização da defesa: 24/08/2017

ORIGINAL ASSINADA

Avaliação da Banca Examinadora:

São Bernardo do Campo, 24 / 08 / 2017.

MEMBROS DA BANCA EXAMINADORA	
Prof. Dr. Roberto Bortolussi	Ass.: _____
Prof. Dr. Carlos Rodrigues dos Santos Neto	Ass.: _____
Prof. Dr. Marcelo Augusto Leal Alves	Ass.: _____

A Banca Julgadora acima-assinada atribuiu ao aluno o seguinte resultado:

APROVADO ☒ REPROVADO ☐

VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO

APROVO A VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO EM QUE FORAM INCLUÍDAS AS RECOMENDAÇÕES DA BANCA EXAMINADORA

_____

Aprovação do Coordenador do Programa de Pós-graduação

_____

Prof. Dr. Rodrigo Magnabosco

AGRADECIMENTO

Agradeço especialmente meu pai Edvar Chicuta, minha mãe Amélia Maria Chicuta e meu irmão Everton Chicuta por terem me dado a educação e formação que nenhuma escola ou universidade é capaz de proporcionar, além de sempre me apoiarem e dar suporte nos momentos que necessitei.

Ao meu professor orientador Roberto Bortolussi, que fez parte de praticamente toda minha vidada acadêmica até o momento e motivou a realização desse trabalho.

Agradeço os integrantes da equipes FEI Baja SAE e Fórmula FEI SAE, que além de oferecer os recursos necessário para desenvolvimento desse trabalho disponibilizaram uma aparcela de tempo para me ajudar.

Ao meu amigo Bruno Afonso com quem realizei muitas das disciplinas e que me ajudou muito na idealização, confecção e nos testes realizados ao longo desse trabalho.

A todos os funcionários do Centro de Laboratórios Mecânicos (CLM) do Centro Universitário da FEI, especialmente a Adelaide que sempre esteve disposta a ajudar no que estava ao seu alcance.

Aos meus amigos que me acompanharam ao longo dessa trajetória me dando força e apoio, em especial a Tatiane Amaral, Débora Santos e Mariane Carvalho que além de tudo me ajudaram na revisão ortográfica dessa dissertação.

“Learning is experience. Everything else is just information.”

Albert Einstein

RESUMO

Atualmente as grandes companhias, bem como o meio acadêmico estão estudando cada vez mais o comportamento dinâmico de veículos, visando principalmente melhorar a segurança do condutor, e dos passageiros, para isso é utilizado simulações com modelos multi-corpos de veículos completos. O pneu é um dos fatores mais importante de um veículo e consequente do modelo, sendo crucial para a correlação de resultado entre simulações e testes, uma vez que ele é a única ligação com o solo, tendo a função de transmitir todas as forças verticais, longitudinais e laterais. Este trabalho apresenta uma metodologia do processo de concepção, desenvolvimento e construção de um equipamento para realizar ensaios de pneus para obtenção da força lateral em quaisquer combinações de ângulo de deriva e camber para diferentes condições de carga normal que poderão ser feitos em qualquer tipo de solo, estando ele seco ou molhado. Os dados do pneu utilizados como referência foram obtidas através de um ensaio experimental utilizando o equipamento "Flat Trac". Com base nesses dados os dimensionamentos dos componentes que realizam as medições das forças foram feitos. Após a construção do equipamento ensaios de bancada foram realizados para validar todas a premissas de projetos adotas e fazer sua calibração. Ao fim do processo o dispositivo foi instalado em um caminhão de pequeno porte, onde um teste de verificação foi realizado.

Palavras Chave: Pneu. Ensaio de Pneu. Teste Pratico. Modelo de Pneu. Ângulo de Deriva

ABSTRACT

Currently, large companies as well as universities have increased the studies into vehicular dynamic behavior mainly in order to improve driver and passenger safety. So simulations with complete model vehicle have been used for these studies. Focused on the tire, since it is one of the most important vehicular component and also important on the model vehicle, being crucial for the correlation of results between computer simulations and field tests, as the only connection with the ground and responsible for transmitting all vertical, longitudinal and lateral forces. This thesis presents a methodology, development and construction of a device to obtain lateral forces in any combination of divergent angle and camber for different conditions of normal load that can be made on any type of ground, whether dry or wet. The tire datas used as reference were obtained through an experimental test using "Flat Trac" equipment. Based on these data, the components, that are used for the force measurements, had its scaling done. After the device construction a bench tests were performed in order to validate all adopted project assumptions and also its calibration. Finally, the device was installed on a small truck and a verification test were performed.

Keywords: Tire. Tire Test. Practical Test. Tire Model. Slip Angle.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Partes de um pneu automotivo 22
Figura 2 - Infográfico da dinâmica de um veículo 24
Figura 3 - Modelos de dinâmica vertical 25
Figura 4 - Forças Longitudinais atuantes no veículo 26
Figura 5 - Modelo de bicicleta 27
Figura 6 - Magnitudes das forças em função da deflexão pneu 29
Figura 7 - Sistema de coordenadas SAE J670e 30
Figura 8 - Variação do raio dinâmico com o aumento da força vertical 31
Figura 9 - Rigidez vertical do pneu 31
Figura 10 - Curva da rigidez longitudinal 32
Figura 11 - Resistência ao rolamento 33
Figura 12 - Ângulo de deriva 34
Figura 13 - Curva rigidez lateral do pneu 35
Figura 14 - Ângulo de camber 36
Figura 15 - Variação da força lateral em função do ângulo de camber 36
Figura 16 - Força lateral equivalente gerada em função de α e γ 37
Figura 17 - Rastro pneumático 38
Figura 18 - Torque de auto alinhamento 38
Figura 19 - Conicidade e plysteer 39
Figura 20 - Categorias dos modelos de pneu 40
Figura 21 - Modelos de Pneu 41
Figura 22 - Entradas e saídas para um modelo de pneu 42
Figura 23 - Forma gráfica da "Fórmula Mágica" 43
Figura 24 - Plataforma de teste "Flat Trac" 45
Figura 25 - Cubo de Medição 45
Figura 26 - Plataforma de testes a "tambor" 46
Figura 27 - T Plataforma de testes a "tambor" com obstáculo discreto 47
Figura 28 - Teste de pneu em campo equipamento TNO 48
Figura 29 - Teste de pneu em campo utilizando veículo 48
Figura 30 - Reboque de teste de pneus Virginia Tech 49
Figura 31 - Ângulo de divergência 50
Figura 32 - Ângulo de camber 50

Figura 33 - Ângulo de caster 51
Figura 34 - Planos vista frontal e lateral 51
Figura 35 - Braço arrastado simples vista frontal 52
Figura 36 - Braço arrastado simples vista lateral 52
Figura 37 - Braços de controle paralelos 53
Figura 38 - Ganho de camber em função da posição do CIR 53
Figura 39 - Ganho lateral em função posição do CIR 54
Figura 40 - Deslocamento lateral do pneu devido o trabalho da suspensão 54
Figura 41 - Variação longitudinal da roda devido ao trabalho de suspensão para uma suspensão de braço arrastado 55
Figura 42 - Estudo de geometria para minimizar o ganho de divergência em uma suspensão de duplo braço triangular 56
Figura 43 - Variação de comprimento de um extensômetro 57
Figura 44 - Extensômetro de Lamina 57
Figura 45 - Ponte de Wheatstone 58
Figura 46 - Posição dos extensômetros para carregamento normal em ponte completa 59
Figura 47 - Equipamento para medição dos esforços laterais de pneu automotivo 60
Figura 48 - Modelo de pneus Carlisle e Hossier no equipamento 61
Figura 49 - Procedimento de teste do ciclo ADI 62
Figura 50 - Medições da força lateral para um ciclo "ADI " 63
Figura 51 - Medições do torque de auto alinhamento para um ciclo "ADI " 63
Figura 52 - Modelo gerado a partir da “Fórmula Mágica” para a força lateral 64
Figura 53 - Modelo gerado a partir da “Fórmula Mágica” o torque de auto alinhamento 64
Figura 54 - Ficha Técnica veículo Renault Master 65
Figura 55 - Principais dimensões veículo Renault Maste 66
Figura 56 - Arquitetura chassis veículo Renault Master 66
Figura 57 - Adaptação no silenciador e da saída do cano do escape 67
Figura 58 - Dados de Entrada Software CARSIM 68
Figura 59 - Centro de gravidade veículo 68
Figura 60 - Massa e Inércia do Veículo 69
Figura 61 - Características da mola e amortecedor da suspensão dianteira 69
Figura 62 - Características da mola e amortecedor da suspensão traseira 70
Figura 63 - Características do pneu 225/65 R16 70
Figura 64 - Perfil de pista classe C 71

Figura 65 - Comportamento CG do veículo. 72
Figura 66 - Desvio da trajetória do veículo devido a força gerada pelo pneu de teste 72
Figura 67 - Resposta do sistema ao ser submetido a uma excitação harmônica 74
Figura 68 - Modelo de massa não suspensa 75
Figura 69 - Comportamento da massa não suspensa em uma pista de classe C 76
Figura 70 - Diferença entre o deslocamento do chassi e suspensão 76
Figura 71 - Variação da força normal ao longo do deslocamento 77
Figura 72 - Estrutura de interface e suspensão do equipamento 78
Figura 73 - Suspensão Multi-link 79
Figura 74 - Suspensão Multi-link do dispositivo 80
Figura 75 - Ponto de ancoragem e controle da suspensão 80
Figura 76 - Conjunto mola amortecedor utilizado para aplicar força norma no pneu 81
Figura 77 - Ancoragem dos braços 1 e 2 82
Figura 78 - Ganho de camber em função do ganho de esterço 83
Figura 79 - Ganho de esterço em função do ganho de camber 83
Figura 80 - Braços de controle paralelos 84
Figura 81 - Geometria para eliminar o ganho de divergência no deslocamento de roda 85
Figura 82 - Posição dos pontos 3m, 4m e 5m 85
Figura 83 - Modelo criado para o Estudo Cinemático no Software Optimum Kinematics 86
Figura 84 - Ganho de divergência no deslocamento de roda 87
Figura 85 - Ganho de camber no deslocamento de roda 87
Figura 86 - Ganho de lateral no deslocamento de roda 88
Figura 87 - Ganho longitudinal no deslocamento de roda 88
Figura 88 - Ganho de caster no deslocamento de roda 89
Figura 89 - Posição ideal para minimizar o ganho de divergência 90
Figura 90 - Ganho de divergência no deslocamento de roda para as condições da Tabela 4 ... 91
Figura 91 - Principais dimensões da estrutura de interface 92
Figura 92 - Condições de contorno cálculo estrutural 1 93
Figura 93 - Juntas utilizadas no cálculo estrutural 94
Figura 94 - Deformação da estrutura de interface 95
Figura 95 - Condições de contorno cálculo estrutural 2 96
Figura 96 - Momento gerado pela força longitudinal nas juntas 3m e 4m 97
Figura 97 - Alteração do ponto 3m 98
Figura 98 - Conjunto manga e cubo 100

Figura 99 - Análise de tensão no conjunto manga e cubo 101
Figura 100 - Análise de deformação do sistema completo 101
Figura 101 - Influência da deformação nos ângulos de divergência e camber 102
Figura 102 - Amortecedor Penske 102
Figura 103 - Curvas características do amortecedor 103
Figura 104 - Ensaio de compressão para obter a rigidez da mola 103
Figura 105 - Sistema de furos e pino para o ajuste de divergência 104
Figura 106 - Sistema de furos e pino para o ajuste de camber 104
Figura 107 - Ajuste da carga normal sobre o pneu 105
Figura 108 - Resultado gráfico para a obtenção da força lateral para ângulos de deriva diferentes de 0° 106
Figura 109 - Força lateral aplicada considerando 25mm de rastro pneumático (tp) 106
Figura 110 - Resultado da comparação entre as forças de reação para a condição de rastro pneumático igual a 0mm e para rastro pneumático igual a 25mm 107
Figura 111 - 5° roda 108
Figura 112 - Usinagem do Componentes 109
Figura 113 - Componentes da estrutura de interface 109
Figura 114 - Manufatura da base e dos subcomponentes da estrutura de interface 110
Figura 115 - Gabarito para a soldagem dos subcomponentes da estrutura de interface 111
Figura 116 - Gabarito para soldagem da Manga 111
Figura 117 - Cordão de solda realizado nos componentes 112
Figura 118 - Fixação do dispositivo para a realização dos testes em bancada 113
Figura 119 - Placa de aço retificada com paralelismo controlado 113
Figura 120 - Gabarito para garantir que o comprimento dos braços longitudinais e laterais 114
Figura 121 - Ensaio em bancada para obter o ganho de esterço e camber no curso de roda 114
Figura 122 - Valores dos ganhos de divergência, camber e deslocamento lateral em função do deslocamento de roda gerados a partir dos ensaios em bancada 115
Figura 123 - Ganho de caster e deslocamento longitudinal em função do trabalho de roda 115
Figura 124 - Ensaio para validar o valor que a posição de cada furo representa em termos de inclinação na roda 116
Figura 125 - Variação da divergência para cada posição e sua influência no ângulo de camber 117
Figura 126 - Variação do camber para cada posição e sua influência no ângulo de divergência 117

Figura 127 - Colagem dos extensômetros para ligação em ponte completa 118
Figura 128 - Ligação da Ponte de completa no amplificador P3..... 118
Figura 129 - Calibração e validação das microdeformações dos braços da suspensão 119
Figura 130 - Valores de microdeformação em função da carga aplicada para os braços 4 e 5. 120
Figura 131 - Valores de microdeformação em função da carga aplicada para o braço 3 120
Figura 132 - Ensaio para a validação das forças de reação e dos deslocamentos do dispositivo 121
Figura 133 - Peças desenvolvidas para a aplicar a força lateral no dispositivo..... 122
Figura 134 - Sistema porca parafuso para aplicada da força lateral 122
Figura 135 - Condições de aplicação da força para os teste da força de reação dos braços laterais e deformação do sistema 123
Figura 136 - Ensaio em bancada para obter a força de reação dos braços laterais em resposta a uma força lateral 124
Figura 137 - Forças de reação dos braços laterais quando o sistema é submetido a uma força lateral aplicada a uma inclinação de 0° 125
Figura 138 - Forças de reação dos braços laterais quando o sistema é submetido a uma força lateral aplicada a uma inclinação de 8° 125
Figura 139 - Forças de reação dos braços laterais quando o sistema é submetido a uma força lateral aplicada a uma inclinação de 8° defasado 25mm do centro da roda simulando o rastro pneumático (tp)..... 126
Figura 140 - Forças de reação dos braços laterais quando o sistema é submetido a uma força lateral aplicada a uma inclinação de -8° 126
Figura 141 - Linhas de tendência obtida a partir da média da força nos braços laterais de reação dos ensaios considerando uma força lateral aplicada a uma inclinação de 8° 127
Figura 142 - Apalpador para medir o deslocamento da estrutura em resposta a aplicação de uma força lateral. 128
Figura 143 - Deslocamento da estrutura em resposta a aplicação de uma força lateral. 128
Figura 144 - Ensaio realizado em bancada para avaliar a deformação do sistema em resposta a uma força lateral. 129
Figura 145 - Ganhos de divergência e camber em função de uma força lateral aplicada a uma indicação de 0° 129

Figura 146 - Ganhos de divergência e camber em função de uma força lateral aplicada a uma indicação de 8° 130
Figura 147 - Ganhos de divergência e camber em função de uma força lateral aplicada a uma indicação de 8° mais um rastro pneumático de 25mm. 130
Figura 148 - Ganhos de divergência e camber em função de uma força lateral aplicada a uma indicação de -8° 131
Figura 149 - Taxa de ganho de divergência em função da força lateral para as quatro condições do ensaio 132
Figura 150 - Taxa de ganho de camber em função da força lateral para as quatro condições do ensaio 132
Figura 151 - Equipamento para medição de esforços laterais do pneu em condição de esterço 133
Figura 152 - Sistemas para aquisição do dados 134
Figura 153 - Sensores de velocidade do tipo “Hall” e rodas fônicas 135
Figura 154 - Potenciômetro linear instalado na quinta roda. 135
Figura 155 - Extensômetros nos braços laterais e transdutor de força 136
Figura 156 - Verificação da força normal aplicado pelo pneu no solo e força medida pelo transdutor de força 137
Figura 157 - Resultados da comparação entre a força normal aplicado pelo pneu no solo e a força medida pelo transdutor de força 137
Figura 158 - Local onde a avaliação dinâmica foi realizada 138
Figura 159 - Velocidade do pneu de teste durante a avaliação dinâmica do equipamento completo 138
Figura 160 - Desvio da trajetória retilínea do veículo durante a avaliação dinâmica do equipamento completo 139
Figura 161 - Resultados das forças dinâmicas nos braços laterais de reação durante a avaliação dinâmica do equipamento completo. 140
Figura 162 - Média das forças de reação nos braços laterais obtidas no teste de avaliação dinâmica sobreposto ao gráfico obtido no ensaio em bancada e através do cálculo estrutural 141

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Modelo de pneus utilizados pelas equipes 60
Tabela 2 - Parâmetros de testes ciclo ADI 62
Tabela 3 - Dados da Suspensão do equipamento 73
Tabela 4 - Parâmetro para análises cinemáticas 90
Tabela 5 - Condições de carregamento..... 93
Tabela 6 - Força de reação nas juntas 3c, 4c e 5c - Análise 1 95
Tabela 7 - Força de reação nas juntas 3c, 4c e 5c - Análise 2 96
Tabela 8 - Força de reação nas juntas 1c e 2c - Análise 2 96
Tabela 9 - Características do tubo dos braços laterais 97
Tabela 10 - Stress e micro deformação para os braços 3, 4 e 5 98
Tabela 11 - Características dos tubos alternativos para o braço 3 99
Tabela 12 - Stress e micro deformação dos tubos alternativos para o braço 3 99
Tabela 13 - Exemplo para a obtenção da força lateral para ângulos de deriva de 8° 105
Tabela 14 - Valores de R^2 das linhas de tendência e Erro entre as linhas de tendência e os valores obtidos no cálculo estrutural 127
Tabela 15 - Exemplo da utilização dos fatores de correção para obter o valor real de divergência e camber do pneu durante os ensaios. 133
Tabela 16 - Valores reais de força lateral, deriva e camber a serem considerados 141

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CG	Centro de gravidade
CIR	Centro instantâneo de rotação
CAE	Computer Aided Engineering

LISTA DE SÍMBOLOS

γ	Ângulo de camber [º]
α	Ângulo de deriva [º]
α_f	Ângulo de deriva dianteiro [º]
α_r	Ângulo de deriva traseiro [º]
δ_f	Ângulo de esterço do pneu dianteiro [º]
A	Aréa transversal [mm^2]
μ	Coeficiente de atrito pneu solo
d_a	Coeficiente de amortecimento
ε	Deformação [μm]
ε_l	Deformação nominal [μm]
ε_n	Deformação normal [μm]
Δ_X	Deformação longitudinal do pneu [mm]
Δ_Y	Deformação lateral do pneu [mm]
Δ_Z	Deformação vertical do pneu [mm]
S_H	Desvios horizontais [mm]
S_V	Desvios verticais [mm]
V	Diferença de potencial [V]
L	Distância entre eixo do veículo [mm]
L_F	Distância do Centro de gravidade ao eixo dianteiro [mm]
L_r	Distância do Centro de gravidade ao eixo traseiro [mm]
$d_{5°rd}$	Distância Centro do rolamento ao centro da 5° roda [mm]
κ	Escorregamento longitudinal
ξ	Fator de amortecimento
M	Fator de ampliação do movimento
E	Fator de curvatura
C	Fator de formato
D	Fator de pico
B	Fator de rigidez
k	Fator do extensômetros
F_{xf}	Força lateral [N]
F_{xr}	Força lateral [N]
F	Força [N]
F_x	Força longitudinal [N]
F_{lat}	Força lateral [N]
F_{yC}	Força lateral gerado pelo angulo de camber [N]
F_{yD}	Força lateral gerado pelo angulo de deriva [N]
$F_{y\ bç}$	Força lateral nos braços laterais [N]
F_z	Força normal [N]
$F_{5°rd}$	Força lateral na 5° roda [N]
w	Frequência de excitação [Hz]
f_r	Frequência de rotação do pneu [Hz]
w_n	Frequência natural do sistema [Hz]
m	Massa não suspensa [kg]
M	Massa veiculo [kg]
E	Módulo de elasticidade [kN/mm^2]

M_x	Momento em torno do eixo x [N.m]
M_y	Momento em torno do eixo y [N.m]
M_z	Momento em torno do eixo z [N.m]
R	Raio de giro do veículo [mm]
r_d	Raio dinâmico [mm]
r_e	Raio efetivo do pneu [mm]
t_p	Rastro pneumático [mm]
r	Razão entre a frequência de excitação e frequência natural do sistema
R	Resistência elétrica [Ω]
C_α	Rigidez lateral do pneu [N/º]
C_γ	Rigidez de Inclinação do pneu [N/º]
k_x	Rigidez lateral do pneu [N/mm]
k_y	Rigidez longitudinal do pneu [N/mm]
k_z	Rigidez vertical do pneu [N/mm]
Ω_0	Rotação sem escorregamento [Hz]
Ω	Rotação [Hz]
σ_n	Tensão normal [N/mm^2]
$T_{5°rd}$	Torque 5° roda [N.m]
Δ_L	Variação de distância [mm]
Δ_R	Variação de resistência [Ω]
v	Velocidade [m/s]

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO 21

1.1 MOTIVAÇÃO FRRF FGDRGDR 22

1.2 OBJETIVO 23

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA 24

2.1 DINÂMICA DE UM VEÍCULO 24

2.1.1 Dinâmica Vertical 25

2.1.2 Dinâmica Longitudinal 26

2.1.3 Dinâmica Lateral 27

2.2 DINÂMICA DO PNEU 28

2.2.1 Sistemas de Coordenadas SAE 29

2.2.2 Raio Dinâmico 30

2.2.3 Força Vertical 31

2.2.4 Força Longitudinal 32

2.2.5 Força Lateral 34

2.3 MODELOS DE PNEU PARA ANÁLISE DINÂMICA. 39

2.3.1 Modelo de pneu baseado na "Fórmula Mágica" Pacejka 42

2.4 MÉTODOS DE OBTENÇÃO DAS FORÇAS GERADAS PELO PNEU 44

2.4.1 Testes em Laboratório 44

2.4.2 Testes de Campo 47

2.5 CINEMÁTICA E PARÂMETROS DE UMA SUSPENSÃO 49

2.5.1 Ângulo de Divergência 49

2.5.2 Ângulo de Camber 50

2.5.3 Ângulo de Caster 50

2.5.4 Centro Instantâneo de Rotação da Suspensão 51

2.5.5 Ganhos Cinemáticos da Suspensão 53

2.6 EXTENSÔMETRIA 56

2.6.1 Extensômetros 56

2.6.2 Ponte de Wheatstone 57

2.6.3 Tensão e Deformação para Carregamento Normal 59

3 METODOLOGIA 60

3.1 *MODELO DO PNEU REFERÊNCIA 61*

3.1.1 Teste utilizando o Equipamento "Flat Trac" **61**
3.1.2 Obtenção das Curvas do Pneu **63**
3.2 ***VEÍCULO PARA TESTE*** *65*
3.2.1 Especificação do Veículo **65**
3.2.2 Características da Arquitetura do Veículo **66**
3.3 COMPORTAMENTO DINÂMICO *67*
3.3.1 Modelo Dinâmico do Veículo **67**
3.3.2 Dinâmica Vertical da Suspensão do equipamento **73**
3.4 *DESENVOLVIMENTO DO EQUIPAMENTO* *78*
3.4.1 Suspensão para medição **78**
3.4.2 Estrutura de interface entre o chassi e a suspensão de medição **91**
3.4.3 Cálculos Estruturais **92**
3.4.4 Dimensionamento dos braços laterais de controle **97**
3.4.5 Conjunto Cubo, Roda e Manga **99**
3.4.6 Deformação total do conjunto **101**
3.4.7 Conjunto mola amortecedor **102**
3.4.8 Ajustes **104**
3.4.9 Obtenção da Força Lateral e do torque de auto alinhamento **105**
3.4.10 5° roda **107**
3.5 *CONSTRUÇÃO DO DISPOSITIVO* *108*
3.5.1 Peças usinadas **108**
3.5.2 Peças confeccionadas em bancada **109**
3.6 VALIDAÇÃO DO DISPOSITIVO *112*
3.6.1 Validação cinemática **113**
3.6.2 Calibração e Validação das microdeformações nos braços de medição **118**
3.6.3 Validação das Forças de reação e dos Deslocamentos **121**
3.7 *AVALIAÇÃO DINÂMICA DO EQUIPAMENTO COMPLETO* *133*
3.7.1 Instrumentação do equipamento **134**
3.7.2 Verificação da força normal aplicada **136**
3.7.3 Método de teste dinâmico **137**
3.7.4 Avaliação dinâmica do equipamento completo **139**

4 CONCLUSÃO 142

5 TRABALHOS FUTUROS 144

REFERÊNCIAS 145

ANEXO A 149

ANEXO B 150

1 INTRODUÇÃO

A evolução dos automóveis vem ocorrendo a mais de um século. Atualmente o automóvel é um equipamento altamente sofisticado projetado para transportar passageiros e cargas sobre estradas de diferentes tipos de pavimentos em diversas condições climáticas. Os requisitos dos usuários dos automóveis estão mudando constantemente e as expectativas estão sempre aumentando.

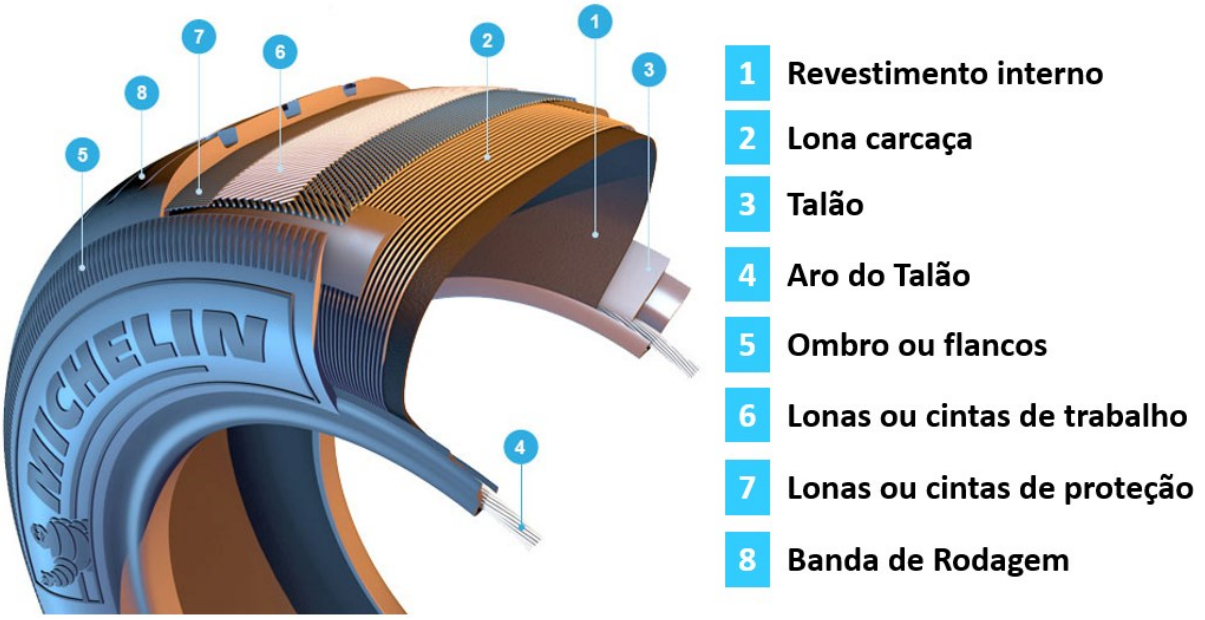
O desenvolvimento do automóvel está progredindo a um ritmo acelerado, visando garantir o conforto e principalmente, garantir a segurança do condutor e dos passageiros. A utilização da simulação com modelos de veículos é o método mais fácil e mais barato no desenvolvimento do projeto, uma vez que há uma redução dos intensivos testes físicos necessários para analisar todos os parâmetros de desempenho que se deseja validar em um veículo. Simulações são executadas mais rápido do que em um teste real, reduzindo assim os custos e complexidade, além de garantir a repetibilidade das manobras, uma vez que todos os parâmetros são controlados, eliminando possíveis erros humanos.

Os modelos matemáticos utilizados nas simulações são uma idealização e simplificação da realidade. Para realizar simulações que vão além das investigações fundamentais da dinâmica do veículo são necessários complexos modelos de simulação multi-corpo onde todos os componentes utilizados no modelo devem descrever o veículo real, dessa forma os modelos de cada sistema devem possuir uma precisão tal qual garanta a validade dos resultados.

As forças externas que atuam sobre o veículo também fazem parte dos componentes que necessitam ser modelados com precisão. As forças resultantes das interações pneu-solo são essenciais para definir o comportamento do veículo, logo, um modelo de pneu representativo é de fundamental importância.

O pneu é uma estrutura complexa que compreende dezenas de componentes como aço, tecido e borracha que são prensados, montados e curados em conjunto. Na Figura 1 podem ser observadas as principais partes que compõem um pneu.

Figura 1 - Partes de um pneu automotivo



Fonte: Autor "adaptado de" [31]

O pneu é o componente que permite o veículo realizar manobras de mudança de direção, aceleração e frenagem, sendo considerado assim por muitos autores da literatura autobilística o componente mais importante de um veículo.

1.1 MOTIVAÇÃO

Atualmente a simulação computacional aplicada a dinâmica veicular e sistemas multi-corpos são ferramentas que tanto o meio acadêmico quanto as indústrias exploram cada vez mais. No entanto, dados precisos do comportamento de um pneu ficam restritos a fabricantes de veículos e fabricantes de pneus. Esses dados são extremamente difíceis de serem obtidos pois são tratados como segredo industrial devido à complexidade e ao custo elevado dos equipamentos capazes de realizar os testes para obter as propriedades do pneu.

Como o Centro Universitário FEI é responsável por produzir trabalhos acadêmicos, além de possuir projetos estudantis como Fórmula SAE e Baja SAE que exploram a área da dinâmica veicular, o desenvolvimento de um equipamento para realizar medições das características do pneu certamente será muito benéfico aos alunos e auxiliará futuros trabalhos acadêmicos na área.

1.2 OBJETIVO

O principal objetivo deste trabalho é criar um equipamento e desenvolver uma metodologia para realizar ensaios de pneus que seja viável economicamente, para se obter as características do comportamento lateral do pneu quando submetido à força lateral pura em quaisquer condições de ângulo de deriva e camber, para diferentes condições de carregamento normal. Outra meta é poder realizar os ensaios no pneu em qualquer tipo de solo pavimentado como asfalto, concreto e em qualquer condição climática.

Após o final do estudo o equipamento deve ser capaz de realizar medições dos esforços gerados pelo pneu. Possibilitando a continuidade nesse projeto de pesquisa realize medições no pneu para a obtenção dos dados no campo de provas da Pirelli, tornando possível gerar modelos completos de pneu a partir da “Fórmula Mágica”.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

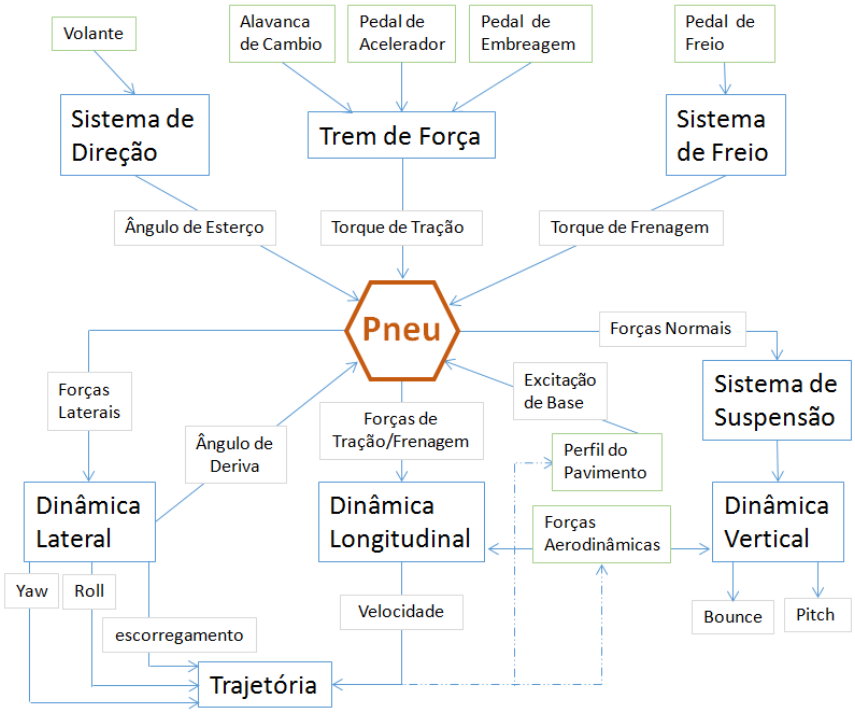
2.1 DINÂMICA DE UM VEÍCULO

O modelo do comportamento dinâmico de um veículo completo é influenciado principalmente pelo modelo de pneu, isso torna os modelos de veículos e pneus intimamente relacionados [8]. Para uma melhor compreensão desse trabalho, ambos serão discutidos na revisão bibliográfica.

Segundo [5] as principais forças e momentos que agem sobre o veículo são aplicados através do contato pneu-solo. Um entendimento das características da interação entre o pneu e o solo é essencial ao estudo que tem como objetivo determinar quais são as características dinâmicas básicas tais como dirigibilidade, manobrabilidade, conforto, aceleração e desaceleração. Dessa maneira, o pneu está posicionado como elemento central para a elaboração de qualquer modelo representativo da dinâmica de um veículo.

O pneu é a ligação entre todos os subsistemas de um veículo com o meio. Somente com a obtenção do seu modelo é possível definir a dinâmica de um veículo [5]. Na Figura 2, pode-se observar um infográfico que apresenta a importância do pneu em um modelo de veículo, e como os subsistemas e a dinâmica de um veículo se relacionam.

Figura 2 - Infográfico da dinâmica de um veículo



Fonte: Autor

As saídas desses sistemas agem diretamente nos pneus, influenciando a geração de forças laterais, longitudinais e verticais. As dinâmicas vertical, longitudinal e lateral, serão apresentadas a seguir para evidenciar a influência do pneu nas mesmas.

2.1.1 Dinâmica Vertical

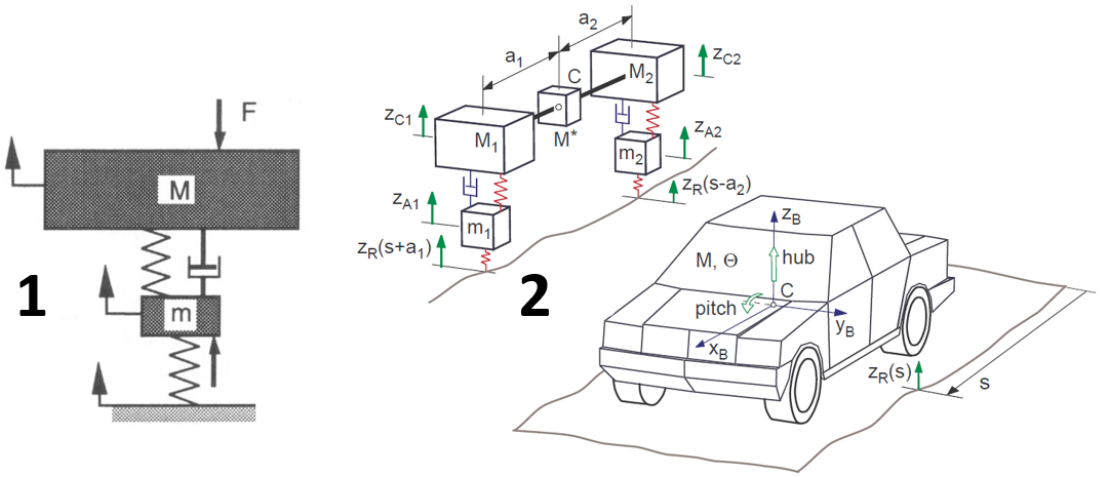
Através do estudo da dinâmica vertical é possível obter uma configuração do conjunto pneu e suspensão de modo a assegurar um bom conforto na condução, bem como a estabilidade direcional garantindo assim a segurança do condutor [3].

O conforto de um veículo é subjetivamente sentido pelo condutor. Na literatura [36] podem ser encontradas diferentes abordagens para descrever o sentido humano das vibrações por diferentes métricas.

O condutor possui principalmente sensibilidade às amplitudes e acelerações das vibrações, de modo que valores de frequência são utilizados como critérios objetivos no projeto de dinâmica vertical de um veículo. A norma ISO 2631 define quais são as faixas de frequência ideais de trabalho para que não afete a condição física do ser humano. Publicações, como a [35] e [36] também utilizam a norma ISO 2631 como base para a otimização de parâmetros de ajuste de suspensão de um modelo humano–veículo-estrada.

Modelos mais simplificados podem ser utilizados para estudos básicos sobre conforto de condução como por exemplo o de um quarto de veículo e o modelo de meio veículo, conforme mostrado na Figura 3.

Figura 3 - Modelos de dinâmica vertical



Fonte: Autor "adaptado de" [5] e [3]

O modelo de um quarto de veículo (Figura 3 -1) é um modelo simplificado utilizado para o estudo do movimento de “Bounce” do veículo. Nesse estudo é considerado a massa

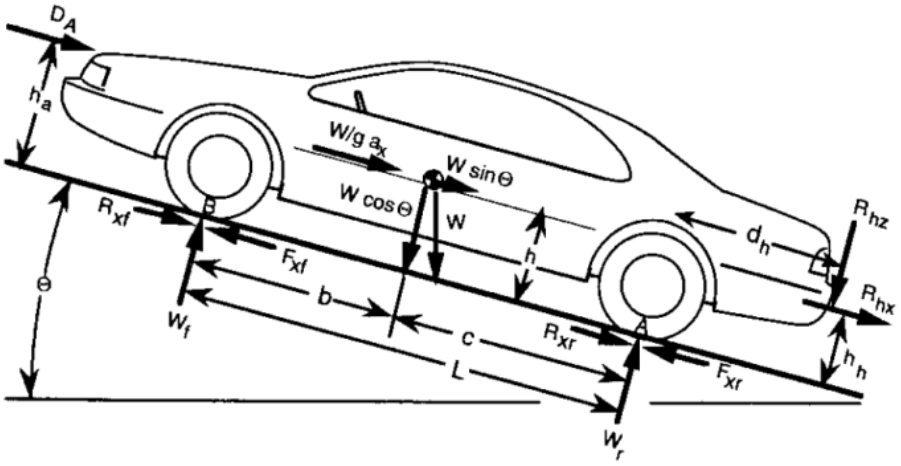
suspensa de um quarto do veículo, as rigidezes verticais e os coeficientes de amortecimento da mola e do pneu.

O modelo de meio veículo (Figura 3 -2) é mais completo, tornando possível estudar tanto o movimento de “Bounce” quanto o movimento de “Pitch” do veículo, no qual considera-se metade da massa suspensa do veículo e de sua inércia em relação ao CG, além das rigidezes verticais das molas e do pneu, e os coeficientes de amortecimento das suspensões dianteira e traseira.

2.1.2 Dinâmica Longitudinal

A dinâmica longitudinal do veículo é influenciada por forças longitudinais transmitidas pelo pneu, forças aerodinâmicas de arrasto, forças de resistência ao rolamento e forças gravitacionais [10] (Figura 4).

Figura 4 - Forças Longitudinais atuantes no veículo



Fonte: Autor "adaptado de" [5]

Uma vez que se tem torque disponível no motor, a aceleração do veículo provavelmente será limitada pelo coeficiente de atrito entre o pneu e o solo. A força trativa máxima (F_x) é limitada pelo coeficiente de atrito pneu-solo (μ) e a massa do veículo (m) como demonstra a equação (2-1). [5]

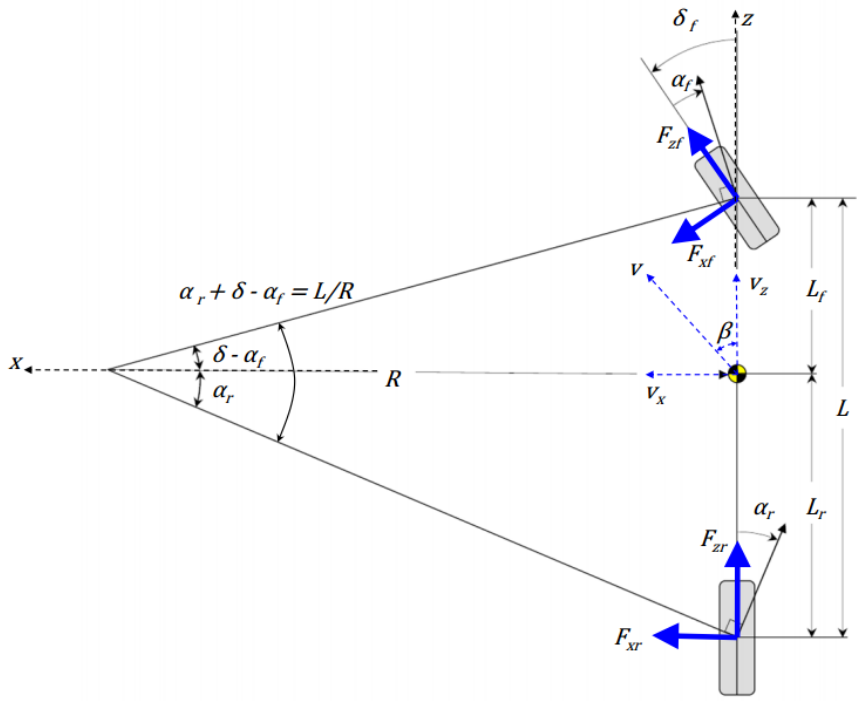
$$F_x = \mu . m . cos\theta . g \tag{2-1}$$

Mais uma vez se observa que o pneu tem um papel fundamental para transmitir ao pavimento as forças para a aceleração do veículo provenientes do trem de força, além de transmitir as forças de desaceleração do veículo provenientes do sistema de freio. Sendo assim, as propriedades do pneu têm influência direta no desempenho longitudinal do veículo.

2.1.3 Dinâmica Lateral

Para uma análise simplificada da dinâmica lateral do veículo, o modelo de bicicleta pode ser adotado [32] (Figura 5). Esse modelo considera as características que possuem maior influência na dinâmica lateral, como o ângulo de deriva dos pneus dianteiro e traseiro (α_f e α_r) o ângulo de esterço do pneu (δ_f), o raio de giro do veículo (R), o entre eixo do veículo (L) e a posição do centro de gravidade (CG) .

Figura 5 - Modelo de bicicleta



Fonte: Autor "adaptado de" [32]

Através das equações (2-2), (2-3) e (2-4), obtém-se o ângulo de esterço do pneu dianteiro necessário para realizar uma curva de raio (R) a uma velocidade (v) determinada, assim como as forças que agem no eixo dianteiro e traseiro. É possível notar que o ângulo de deriva tem uma influência expressiva no comportamento lateral do veículo.

$$\delta_f = \frac{L}{R} + \alpha_f - \alpha_r \tag{2-2}$$

$$F_{xf} = \frac{m}{g} \cdot \frac{v^2}{R} \cdot \frac{L_f}{L} \tag{2-3}$$

$$F_{xr} = \frac{m}{g} \cdot \frac{v^2}{R} \cdot \frac{L_r}{L} \tag{2-4}$$

2.2 DINÂMICA DO PNEU

Para [3], o pneu é o principal componente do veículo, pois o desempenho de um veículo é influenciado principalmente pelas características de seus pneus. Os pneus afetam a condução do veículo, a tração, o conforto de passageiro, o consumo de combustível entre outros parâmetros. Para entender a sua importância, é suficiente lembrar que um veículo pode ser manobrado somente por sistemas de forças longitudinais, verticais e laterais geradas sob os pneus.

Segundo [11], é correto afirmar que o comportamento do veículo está diretamente ligado ao desempenho do pneu e, na fase de arquitetura de um conceito, devem ser feitas diversas considerações que precisam ir de encontro às características construtivas de cada pneu.

A força gerada por um pneu depende de uma série de variáveis que descrevem seu comportamento. Por esse motivo, o modelamento do pneu deve ser feito meticulosamente [1].

No modelamento de um pneu consideram-se três componentes de deslizamento diferentes: deslizamento longitudinal, deriva lateral e deslizamento de esterço.

As variáveis independentes que regem as equações de força do pneu podem ser definidas pelas equações (2-5), (2-6) e (2-7).

$$F_x = F_x(\kappa, \alpha, \gamma, Fz) \tag{2-5}$$

$$F_y = F_y(\kappa, \alpha, \gamma, Fz) \tag{2-6}$$

$$M_z = M_z(\kappa, \alpha, \gamma, Fz) \tag{2-7}$$

Um pneu que rola em linha reta em movimento uniforme (sem que haja torque de tração ou frenagem) é considerado em rolamento livre. Para que o pneu gere força, é necessário que haja escorregamento [12].

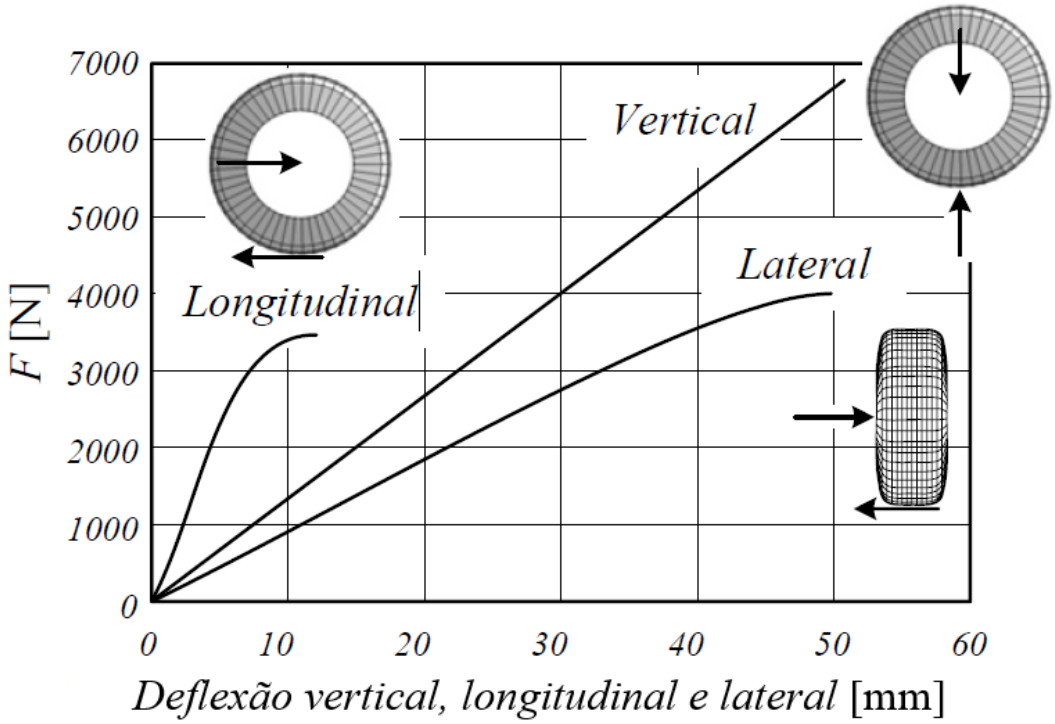
Na Figura 6, podem ser observadas as magnitudes das forças vertical, longitudinal e lateral em função da deflexão em um pneu genérico que não possui velocidade angular, e segundo [6], a rigidez do pneu nas direções X, Y e Z podem ser aproximadas por funções lineares, conforme equações (2-8), (2-9) e (2-10) respectivamente.

$$F_x = k_x \Delta_x \tag{2-8}$$

$$F_y = k_y \Delta_y \tag{2-9}$$

$$F_z = k_z \Delta_z \tag{2-10}$$

Figura 6 - Magnitudes das forças em função da deflexão pneu



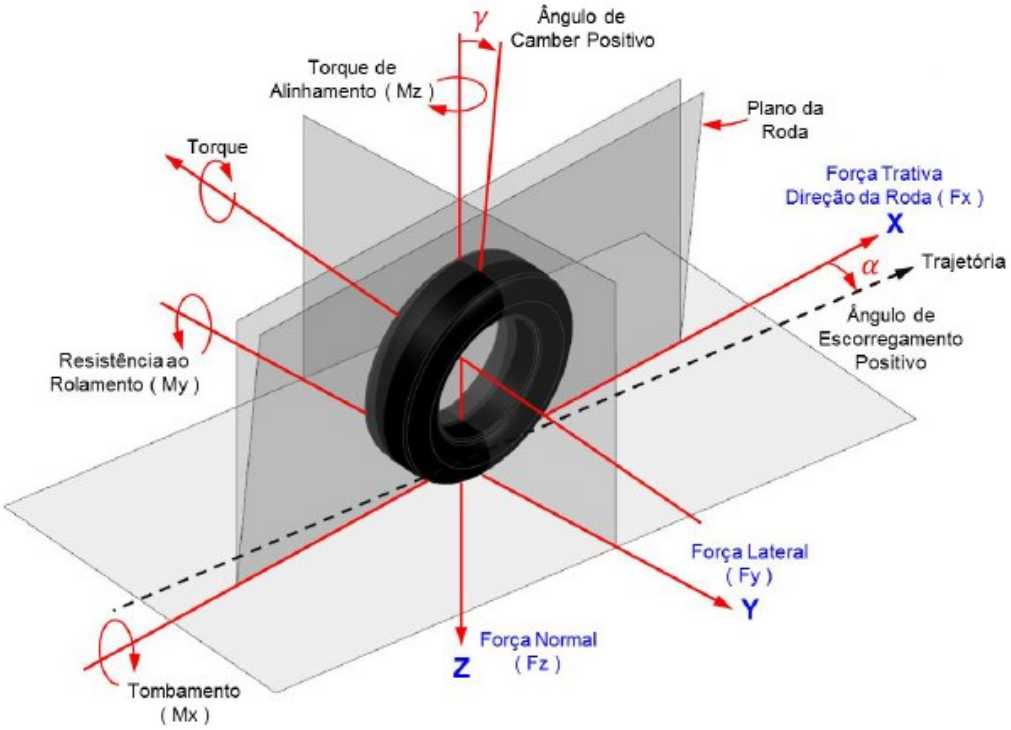
Fonte: Autor "adaptado de" [6]

2.2.1 Sistemas de Coordenadas SAE

O sistema de coordenadas e convenção de sinais usado nesse trabalho é o mesmo adotado por [1], que respeita o sistema de coordenadas padrão utilizada pela SAE [13]. O mesmo foi escolhido por razões práticas, uma vez que os dados de pneu que servem de referência para esse trabalho [4] foram obtidos utilizando este mesmo sistema, o qual pode ser visto de forma simplificada na Figura 7.

O eixo X é a intersecção do plano da roda com o plano do solo sendo positivo na direção em que a roda se move para frente, o eixo Z é perpendicular ao plano do solo com direção positiva para baixo e o eixo Y pertence ao plano do solo e sua direção é dada em função da triortogonalidade entre os vetores. O ângulo α representa o ângulo de deriva do pneu e o ângulo γ é a inclinação do pneu (camber).

Figura 7 - Sistema de coordenadas SAE J670e



Fonte: Autor "adaptado de" [37]

2.2.2 Raio Dinâmico

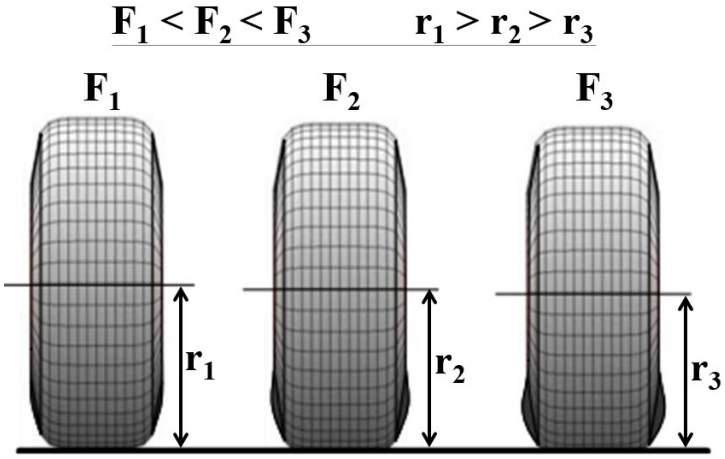
Assumindo que o pneu quando em contato com o solo se deforma, o mesmo quando pneu comprimido se move com o raio (r_e) conhecido como raio dinâmico ou raio de rolagem, diferente de seu raio original [1].

O cálculo de (r_e) pode ser feito através da relação de velocidade longitudinal e velocidade angular da roda sem escorregamento equação (2-11).

$$r_e = \frac{V_x}{\Omega_0} \tag{2-11}$$

O raio dinâmico é inversamente proporcional à carga vertical no pneu. Logo, quanto maior a carga no pneu, menor será o raio dinâmico (Figura 8) [6].

Figura 8 - Variação do raio dinâmico com o aumento da força vertical



Fonte: Autor "adaptado de" [6]

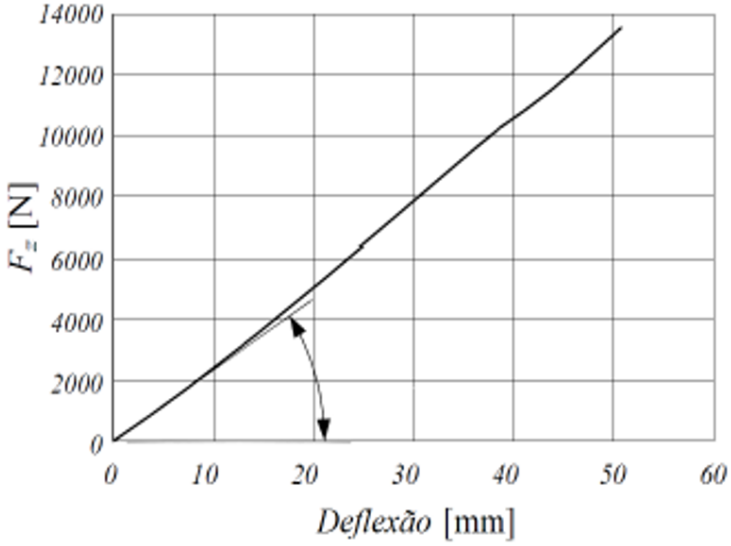
2.2.3 Força Vertical

Como introduzido na seção 2.2, a força em Z (F_Z) é uma função linear entre a rigidez vertical (k_Z)e a deflexão do pneu (Δ_Z).

Normalmente, há uma pequena variação da rigidez vertical do pneu devido ao efeito do aumento da sua pressão interna do pneu como consequência da deformação (Figura 9), mas esse pequeno aumento na rigidez muitas vezes é desconsiderado, pois ele só se torna relevante quando há uma elevada deflexão vertical [6].

Como o deslocamento vertical do pneu é pequeno, neste trabalho a rigidez vertical do pneu foi considerada constante.

Figura 9 - Rigidez vertical do pneu



Fonte: Autor "adaptado de" [6]

2.2.4 Força Longitudinal

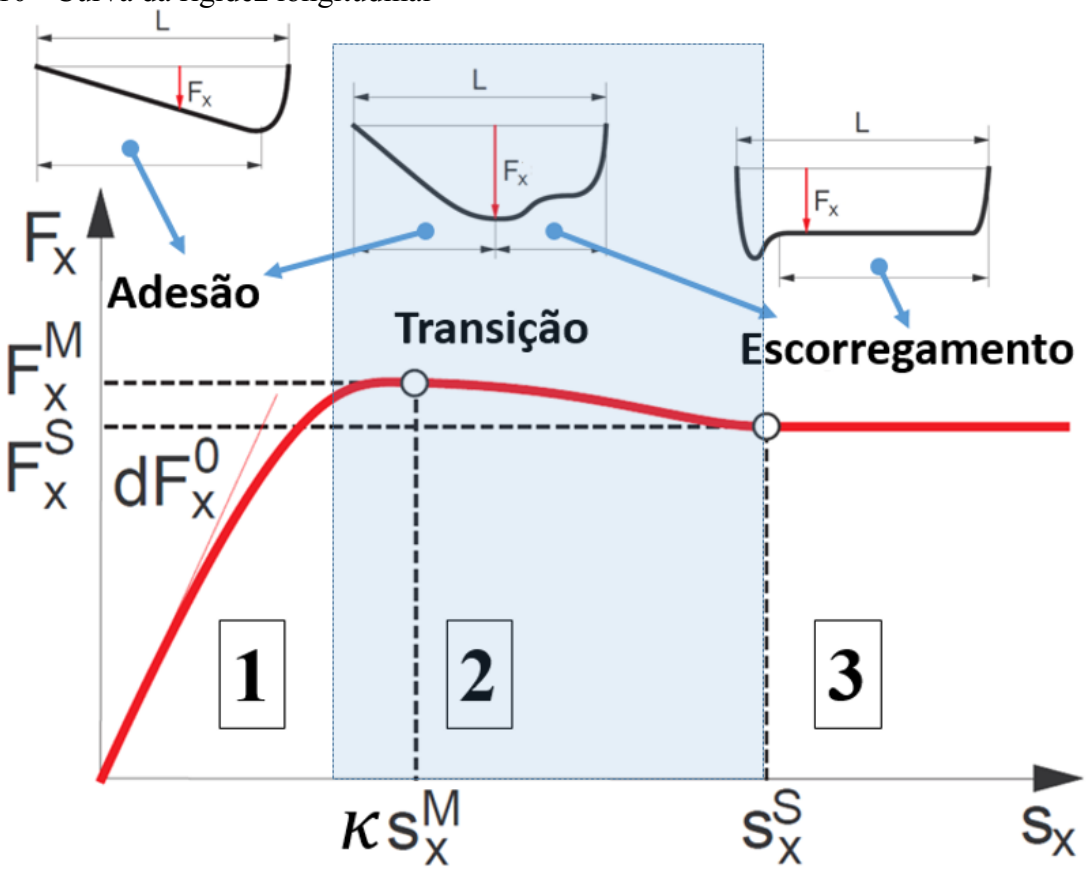
Para que haja aceleração ou desaceleração de um veículo, é necessário que um torque seja aplicado no pneu. Quando esse torque é transmitido para o solo, ocorre um escorregamento longitudinal (κ) na interface pneu-solo gerando assim a força longitudinal (F_X) que age acelerando ou desacelerando o veículo.

A relação de escorregamento (κ) se da entre a diferença de velocidade de rotação da roda e a velocidade longitudinal, conforme a equação (2-12). Pôde ser constatado que, para desacelerações, o valor de (κ) adota um valo negativo[1].

$$\kappa = -\frac{V_x - r_e * \Omega}{V_x} = -\frac{\Omega_0 - \Omega}{\Omega_0} \tag{2-12}$$

A força longitudinal (F_X), tanto para aceleração quanto para desaceleração em escorregamento longitudinal puro, apresenta uma relação proporcional ao escorregamento (trecho 1 Figura 10). Para escorregamento moderado, o F_X passa a possuir comportamento não linear (trecho 2 Figura 10), e para escorregamento elevado, a força longitudinal se estabiliza e permanece constante (trecho 3 Figura 10).

Figura 10 - Curva da rigidez longitudinal



Fonte: Autor "adaptado de" [3]

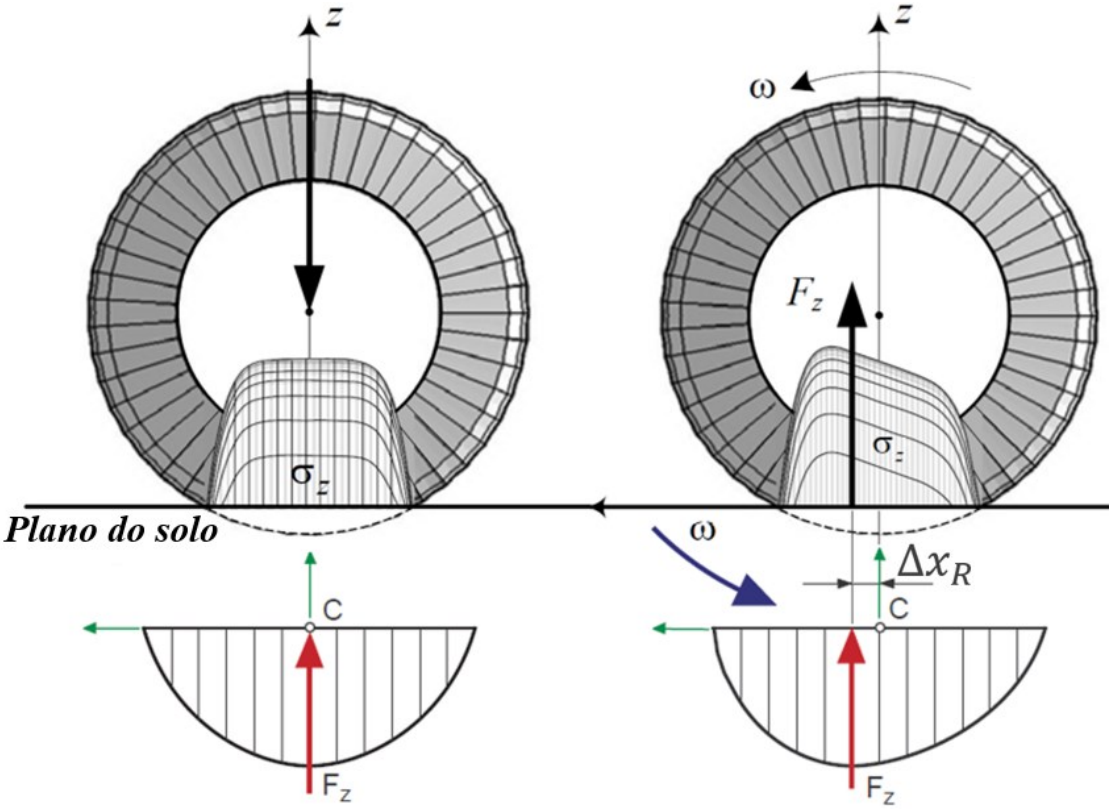
2.2.4.1 Resistência ao Rolamento

Quando um pneu sem rotação está em contato com um solo plano, a distribuição das forças geradas pelo contato serão homogêneas e simétricas em relação ao plano $(Y - Z)$. Assim, a resultante é aplicada no centro do pneu, logo, não existe um torque em torno do eixo Y (Figura 11).

Por outro lado, se for considerado um pneu com velocidade angular, a distribuição se torna heterogênea, causando um desbalanceamento de força em relação ao plano $(Y - Z)$. Dessa maneira, o vetor resultante da força está localizado a frente do plano $(Y - Z)$, gerando um torque de resistência ao rolamento em torno do eixo Y, conforme equação (2-13) (Figura 11) [3][6].

$$T_y = -F_x . x_R . \sin(\Omega) \tag{2-13}$$

Figura 11 - Resistência ao rolamento



Fonte: Autor "adaptado de" [6] e [3]

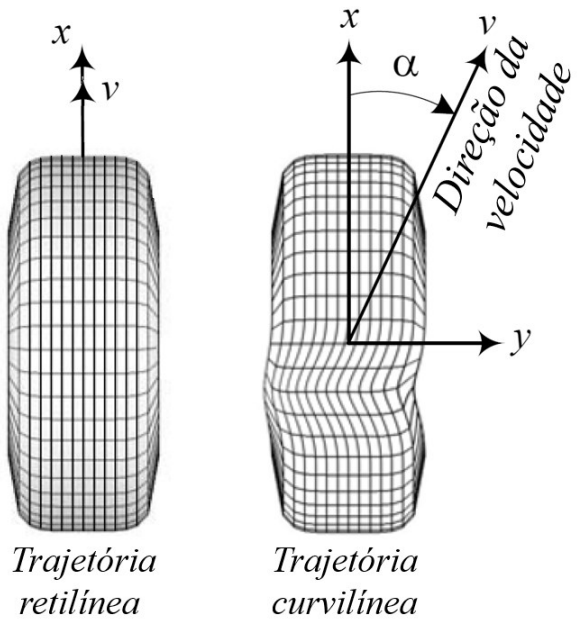
De acordo com [3] [14], a resistência ao rolamento não influência significativamente na dinâmica lateral do veículo, podendo assim ser desprezada. Porém, a mesma desempenha um papel importante no consumo de combustível.

2.2.5 Força Lateral

2.2.5.1 Ângulo de Deriva

Para o veículo sair de uma trajetória retilínea e entrar em uma trajetória curvilínea é preciso que os pneus gerem forças laterais, as quais são geradas a partir do ângulo de deriva (α) (Figura 12). Segundo a definição de [4] o ângulo de deriva é o ângulo entre o plano da roda e o vetor velocidade.

Figura 12 - Ângulo de deriva



Fonte: Autor "adaptado de" [6]

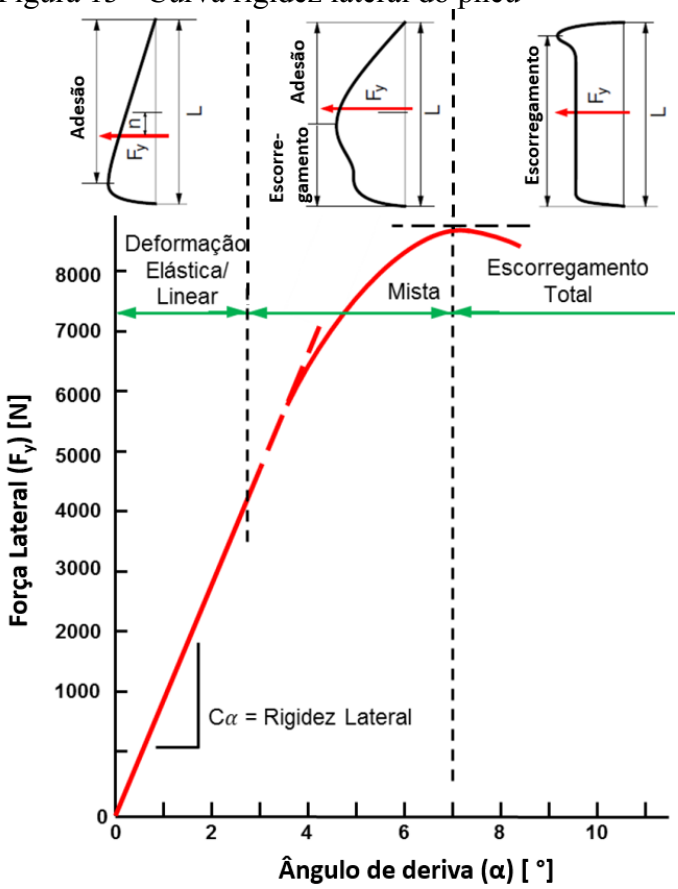
A força lateral F_y gerada pelo pneu pode ser aproximada pela equação (2-14), onde a rigidez lateral (C_α) é o coeficiente angular do segmento linear da função.

$$F_{yD} = C_\alpha . \alpha \tag{2-14}$$

Considerando força lateral pura o pneu possui comportamento linear para pequenos ângulos de deriva, e com o aumento do ângulo de deriva, um escorregamento parcial no contato pneu-solo começa a aparecer. Devido a isso, a rigidez lateral decresce e o comportamento do pneu se torna não linear até atingir o valor máximo de força lateral e por consequência sua saturação. (Figura 13).

Portanto, para ângulos de deriva elevados, a equação (2-14) não é adequada. Para suprir essa lacuna, modelos matemáticos são desenvolvidos de modo a descrever o comportamento do pneu para ângulos de deriva mais elevados [45].

Figura 13 - Curva rigidez lateral do pneu



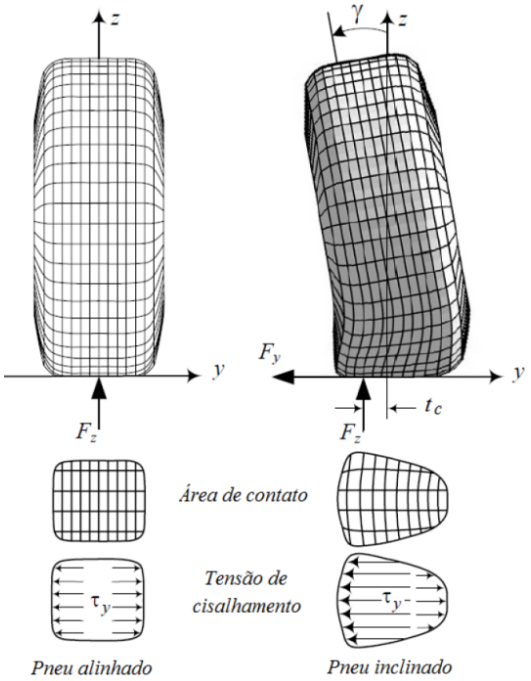
Fonte: Autor "adaptado de" [3] e [7]

Para obter as propriedades do pneu, muitos fatores de aplicação devem ser considerados como pressão de trabalho, temperatura, carga vertical e velocidade angular entre outros.

2.2.5.2 Força Lateral Devido ao Camber

O ângulo de inclinação formado entre os planos da roda e o do solo é chamado de ângulo de camber (γ) (Figura 14). Essa inclinação ocasiona uma distribuição de força assimétrica, na área de contato entre o pneu e o solo gerando um componente de força lateral F_{yC}.

Figura 14 - Ângulo de camber



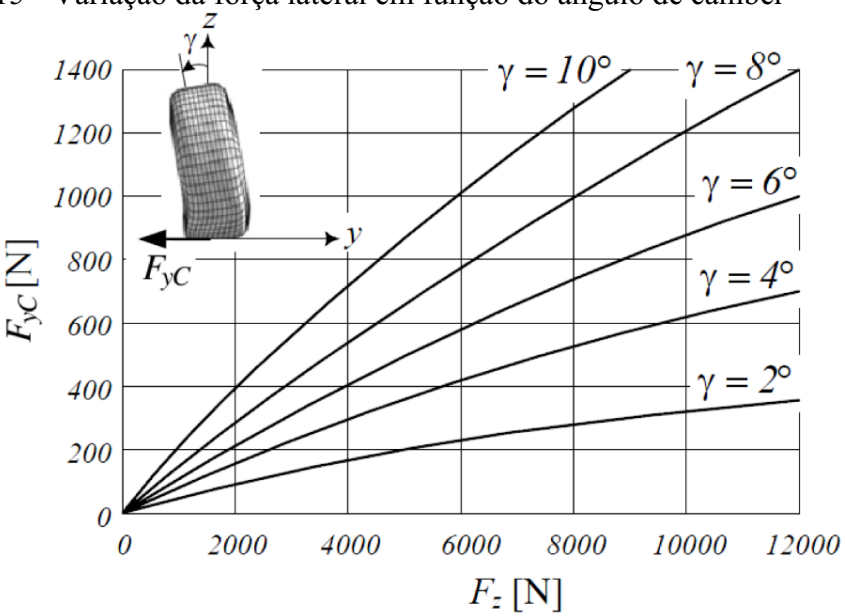
Fonte: Autor "adaptado de" [6]

A força lateral F_{yC} gerada pelo pneu pode ser aproximada pela equação (2-15).

$$F_{yC} = C_{\gamma}.\gamma \tag{2-15}$$

A Rigidez de Inclinação (C_{γ}) é o coeficiente angular do segmento linear da equação F_{yC}. No gráfico da Figura 15 é possível ver a influência tanto da carga vertical F_z quanto do ângulo de camber na força lateral gerada pelo pneu.

Figura 15 - Variação da força lateral em função do ângulo de camber



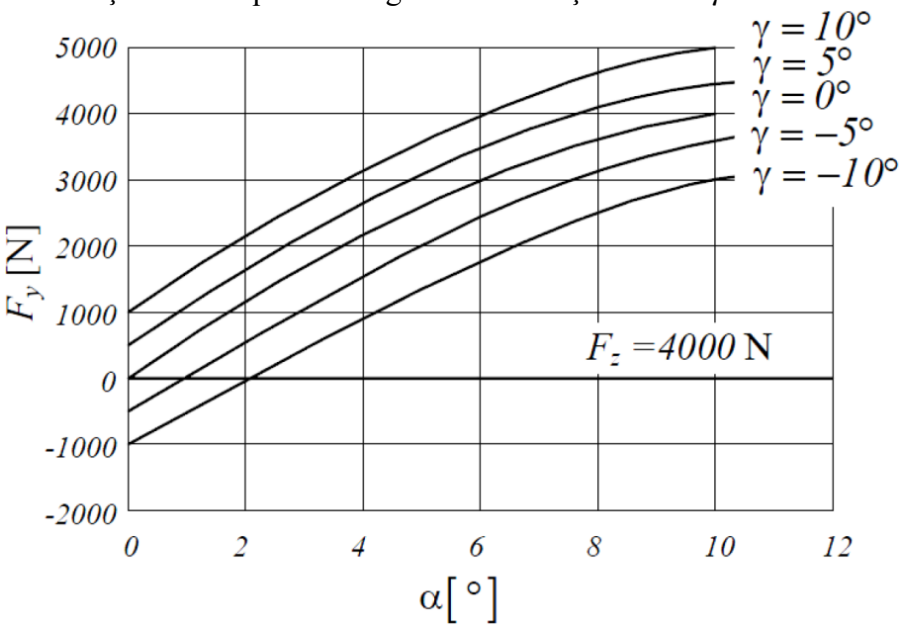
Fonte: Autor "adaptado de" [6]

2.2.5.3 Força Lateral Equivalente

A força lateral equivalente vai ser composta pela somatória da força gerada pelo ângulo de deriva e a força gerada pelo ângulo de camber (equação (2-16)). Na Figura 16 nota-se a influência dos três fatores que tem maior representatividade na geração de força lateral na região linear do pneu (F_z, α e γ).

$$F_y = F_{yD} + F_{yC} = C_\alpha . \alpha + C_\gamma . \gamma \tag{2-16}$$

Figura 16 - Força lateral equivalente gerada em função de α e γ



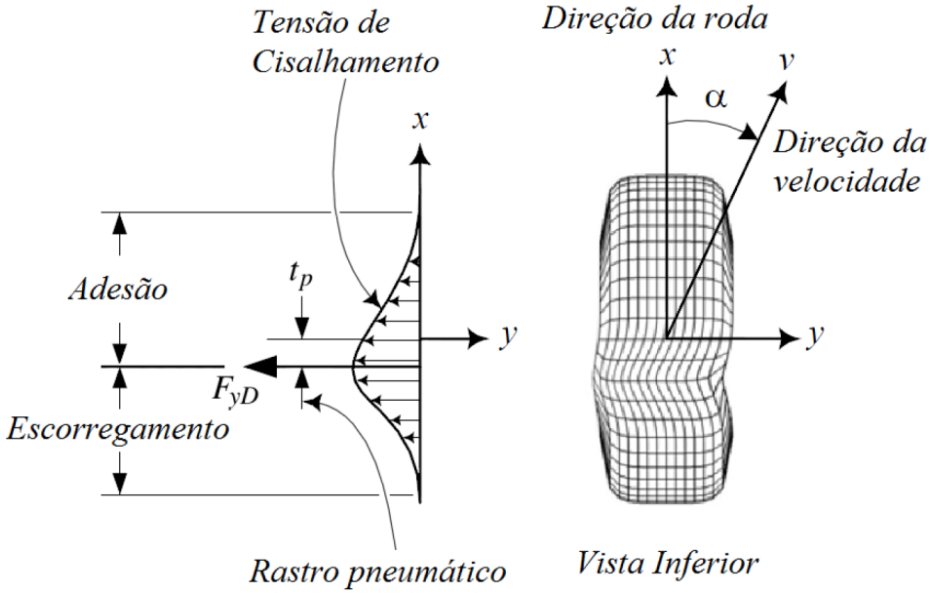
Fonte: Autor "adaptado de" [6]

2.2.5.4 Torque de Auto Alinhamento

Torque de auto alinhamento é o momento que é gerado no pneu em relação ao seu eixo Z. No eixo dianteiro, parte desse momento pode ser sentido pelo condutor através do volante.

Na Figura 17 é possível observar que a distribuição da força lateral não é uniforme, com isso, a resultante da força lateral gerada pelo pneu não coincide com o plano central $Y - Z$, que é gerada a uma distância t_p do plano $Y - Z$. Essa distância t_p é chamada rastro pneumático[6].

Figura 17 - Rastro pneumático



Fonte: Autor "adaptado de" [6]

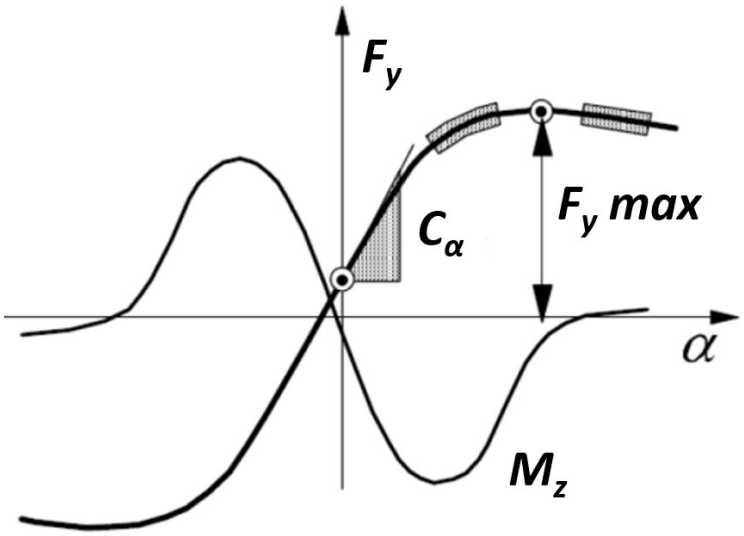
Portanto o Torque de auto alinhamento é definido pela equação (2-17).

$$M_z = -t * F_y \tag{2-17}$$

Características de construção também podem gerar assimetrias no pneu que resultam em um torque residual.

Uma curva genérica para o torque de auto alinhamento pode ser vista na Figura 18. A diminuição no torque de auto alinhamento para ângulos de deriva elevados deve-se a diminuição do comprimento do rastro pneumático à medida que o ângulo de deriva aumenta, em consequência de um maior escorregamento no contato pneu-solo.

Figura 18 - Torque de auto alinhamento

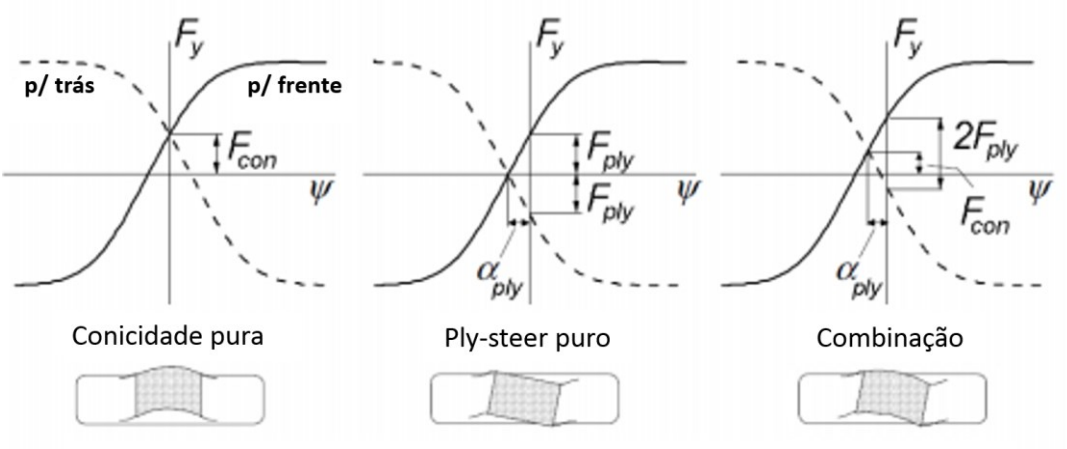


Fonte: Autor "adaptado de" [1]

2.2.5.5 Conicidade e Plysteer

Na Figura 18 é visível que a força lateral do pneu não é nula quando o ângulo de deslizamento é zero. Esse comportamento resulta da não-simetria no pneu que faz com que o mesmo se deforme de duas maneiras diferentes, causando conicidade e “plysteer”. Na Figura 19 é possível ver o efeito de cada uma no pneu.

Figura 19 - Conicidade e plysteer



Fonte: Autor "adaptado de" [1]

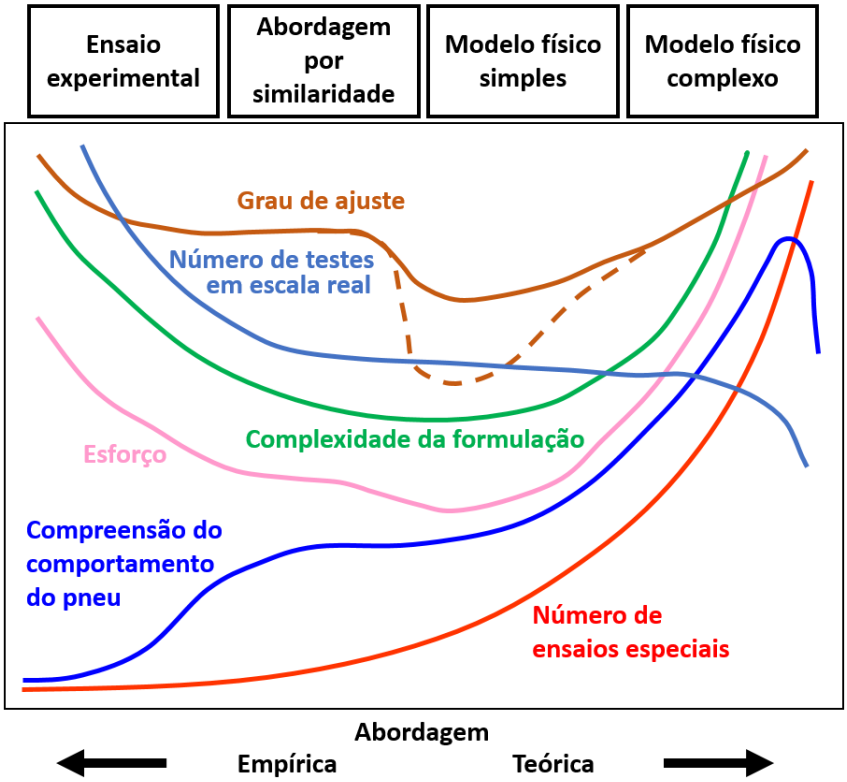
2.3 MODELOS DE PNEU PARA ANÁLISE DINÂMICA.

Para descrever com precisão as interações pneu-solo, foram desenvolvidos diferentes modelos de pneus e correspondentes modelos de solo. Estes modelos de contato incluem modelos de um ponto de contato até modelos construídos em elementos finitos. Para cada tipo de análise existe um modelo mais adequado para obter a resposta com maior precisão.

Segundo [1], considerando-se todos os procedimentos de modelagem de pneu, é possível dividi-los basicamente em quatro categorias: ensaios experimentais, abordagem por similaridade, modelos físicos simplificados e modelos físicos complexos. A Figura 20 ilustra, aproximadamente, qual é o peso que cada atividade possui para constituir o modelo de cada categoria.

A parte esquerda do gráfico representa modelos de pneu que são baseados em experimentos. No centro se enquadram modelos mais simples, mas possivelmente menos preciso, enquanto que na extrema direita as descrições se tornam complexas e menos adequadas para aplicação na simulação de movimentos de veículos, sendo mais apropriadas para a análise do desempenho detalhado do pneu em relação à sua construção. [1]

Figura 20 - Categorias dos modelos de pneu



Fonte: Autor "adaptado de" [1]

A categoria da esquerda abrange os pneus usando uma abordagem puramente empírica, onde os modelos descrevem as características dos pneus medidos através de tabelas, fórmulas matemáticas e ferramentas de interpolação. Estas fórmulas têm uma estrutura e possuem parâmetros que são normalmente avaliados com o auxílio de procedimentos de regressão para proporcionar um melhor ajuste aos dados medidos. Um modelo empírico muito utilizado é conhecido como “Fórmula Mágica” tratado na seção 2.3.1. Este modelo se baseia em uma fórmula senoidal que possui coeficientes que têm relação com a forma e magnitude dos fatores da curva de pneu a ser correlacionada, oferecendo assim, um ajuste adequado para as curvas de Força Lateral (F_y), Força Vertical (F_z) e Torque de auto alinhamento (M_z).

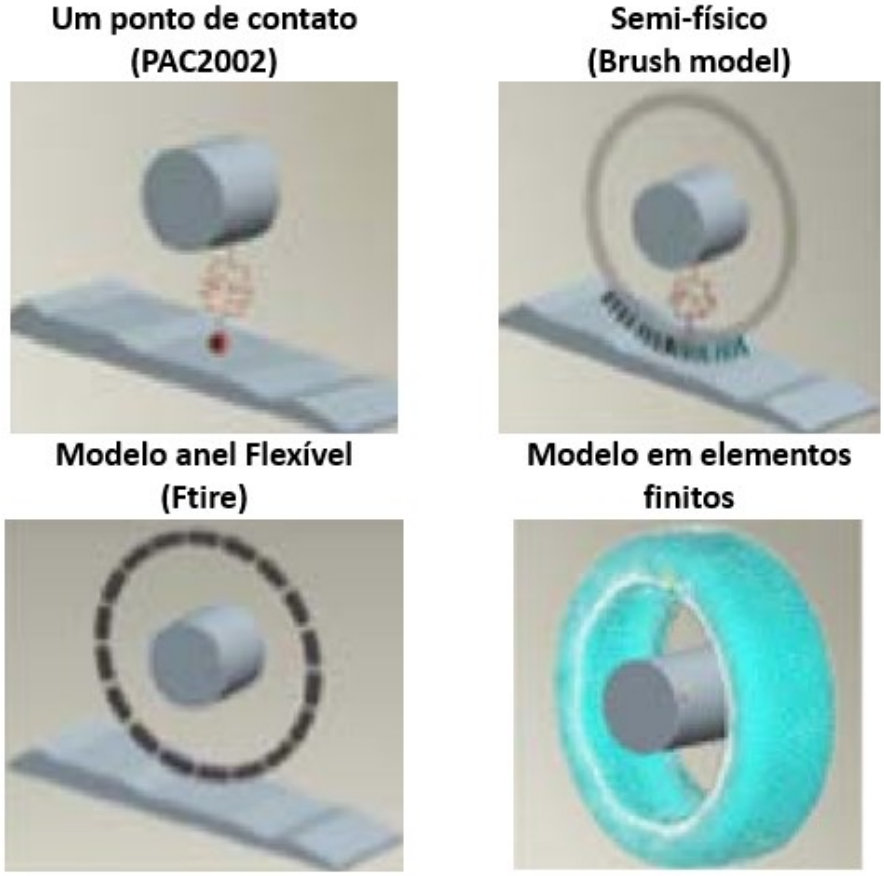
A abordagem de similaridade é a segunda categoria, que consiste no uso de algumas características básicas do pneu tipicamente obtidas a partir de medições, como descrito na primeira categoria, onde os testes são feitos em uma quantidade finita pois é inviável o mapeamento de todas as condições de trabalho do pneu. Assim, ferramentas matemáticas como fatores de escala, distorção, interpolações entre outras, são utilizadas para obter novas relações para descrever todas as condições possíveis de trabalho do pneu. Os cálculos rápidos feitos por este modelo são uma vantagem para o uso em simulações dinâmicas de veículo.

O terceiro tipo de modelagem utilizado para descrever as características do pneu faz uso de um modelo físico simplificado. Um exemplo é o modelo de pincel (“Brush Model”) que utiliza fórmulas matemáticas relativamente simples, e por esse motivo é um modelo bem limitado utilizado principalmente para análises básicas do comportamento do pneu. Uma representação deste modelo é dada na Figura 21.

A quarta categoria descreve o pneu por um modelo físico complexo, dessa maneira as características do pneu podem ser descritas com precisão. Esse modelo é utilizado principalmente para análises detalhadas do pneu como ruído, durabilidade, desgaste entre outros. Devido à sua complexidade, análises e simulações são realizadas em elementos finitos.

Na Figura 21 estão os principais grupos de modelos e os principais exemplos para cada um.

Figura 21 - Modelos de Pneu



Fonte: Autor "adaptado de" [40]

2.3.1 Modelo de pneu baseado na "Fórmula Mágica" Pacejka

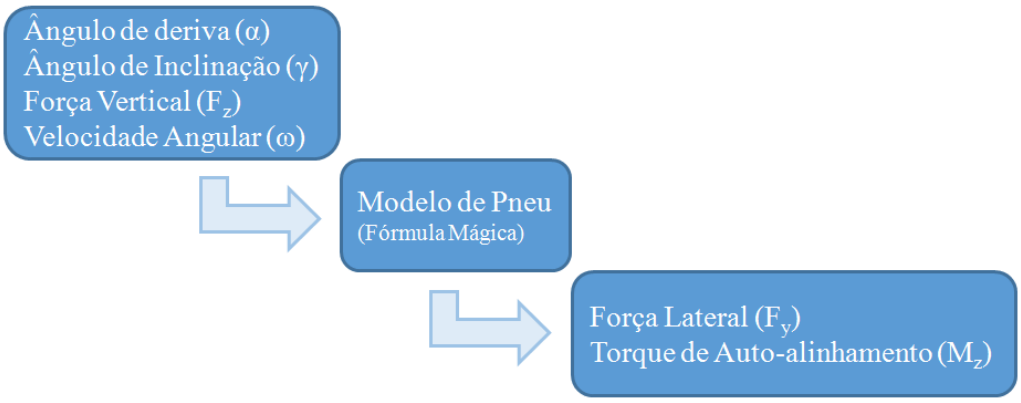
Os modelos baseados na "Fórmula Mágica" são considerados como a melhor opção para a modelagem das forças de interação entre pneu e solo nas aplicações em simulação da dinâmica de um veículo. O modelo tem como objetivo descrever todas as forças e momentos gerados no contato entre o pneu e o solo na forma de equações algébricas baseado em dados empíricos [16]. O equipamento desenvolvido nesse trabalho tem como objetivo obter dados de tal maneira que seja possível obter o modelo do pneu através da aplicação da "Fórmula Mágica".

Esse modelo descreve o comportamento do pneu em superfícies planas em frequências de até aproximadamente 8Hz. Isso faz com que o modelo abranja um grande número de manobras tornando-se aplicável praticamente a qualquer veículo submetido a uma simulação de dirigibilidade, manobrabilidade ou estabilidade [1].

A "Fórmula Mágica" é um modelo semi-empírico do pneu usado para descrever as forças e os momentos do pneu gerados em função do ângulo de deriva, relação de deslizamento, carga normal e do ângulo camber.

Na sua forma mais simplista, as entradas e saídas para a "Fórmula Mágica" para condições de ângulo de deriva puro (sem deslizamento longitudinal) são mostradas na Figura 22 [3].

Figura 22 - Entradas e saídas para um modelo de pneu



Fonte: Autor

Segundo [1], a "Fórmula Mágica", na sua forma mais geral, é descrita por uma função $seno$ (equação (2-18)). Que é válida para uma carga normal e ângulo de inclinação específicos, onde $y(x)$ representar F_x, e x representa o ângulo de deriva α. O produto $B.C.D$ é o coeficiente angular da porção linear da função, onde B é chamado de fator de rigidez e controla a taxa de inclinação da curva; C é o fator de forma que governa a formato da curva; D é o valor máximo

que a função pode ter e; E é o fator de curvatura que regula a forma e a posição horizontal do pico.

Para considerar o comportamento não simétrico do pneu, S_v e S_H (desvios verticais e horizontais) são incluídos. Eles são simplesmente constantes que movem a curva na direção X e Y (equações (2-19) e (2-20)). A Figura 23 mostra uma explicação gráfica da fórmula.

$$y(x) = D\ \text{sen}\{C \arctan[Bx - E(\ Bx - \arctan(Bx))]\} \tag{2-18}$$

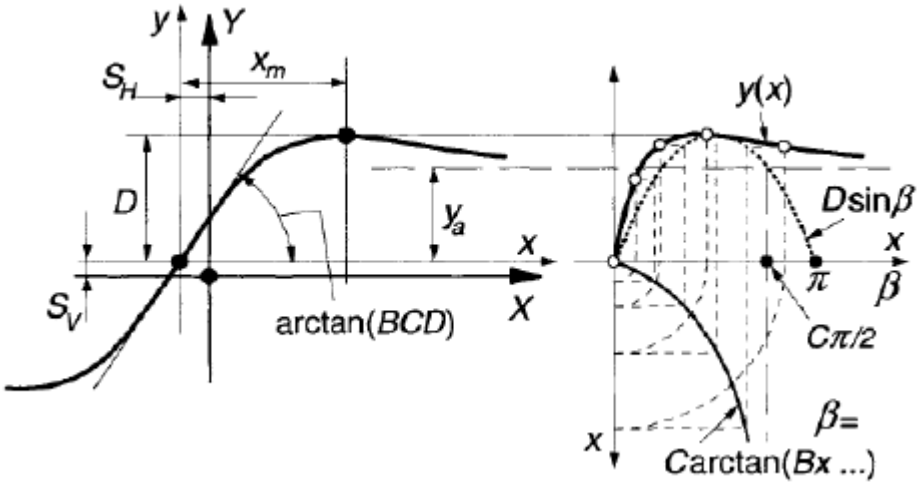
$$Y(X) = y(x) + S_v \tag{2-19}$$

$$x = X + S_H \tag{2-20}$$

O torque de auto alinhamento M_z é calculado como produto entre a força lateral e o rastro pneumático. Sabendo que a variação do rastro pneumático em função do ângulo de deriva tem um formato cossenoidal. A versão contendo o cosseno na "Fórmula Mágica" é usada para descrever essa relação (equação (2-21)), onde $y(x)$ é o rastro pneumático e x o ângulo de deriva.

$$y(x) = D\ \cos\{C \arctan[Bx - E(\ Bx - \arctan(Bx))]\} \tag{2-21}$$

Figura 23 - Forma gráfica da "Fórmula Mágica"



Fonte: Autor "adaptado de" [1]

Para quantificar a influência da força normal e o ângulo de camber, as equações precisam ser ampliadas de forma significativa. São incluídas novas equações para os parâmetros $B, C, D\ e\ E$, onde os fatores para influência do ângulo de camber e a sensibilidade à força normal são incorporadas.

Duas das partes mais importantes nas equações de força lateral na "Fórmula Mágica", são as equações de rigidez lateral e máximas de atrito.

No total, existem doze equações de força lateral de estado estacionário e dezenove equações de momento de alinhamento. Nas equações de força lateral existem dezoito

parâmetros diferentes que compõem as equações de pneu. Da mesma forma, para as equações de momento de alinhamento existem outros vinte e cinco parâmetros. [16]

2.4 MÉTODOS DE OBTENÇÃO DAS FORÇAS GERADAS PELO PNEU

A maioria dos modelos de pneus necessitam de dados experimentais obtidos através de teste para o processo de parametrização. Os dados dos testes são usados para extrair informações que governam o comportamento do pneu. Uma vez que todos os pneus têm uma geometria distinta e são construídos usando diferentes materiais e processos de fabricação, o comportamento do pneu é exclusivo para cada pneu.

A capacidade do modelo prever com precisão o comportamento do pneu não é consequência somente da abordagem do modelamento que é utilizado, mas também da precisão dos dados do pneu medidos.

As plataformas de teste de pneus são amplamente utilizadas para obter dados, são elas que determinam propriedades tais como a geração de força e momento do pneu. Atualmente há basicamente duas maneiras de obter esses dados: a partir de testes em laboratório e através de testes em campo.

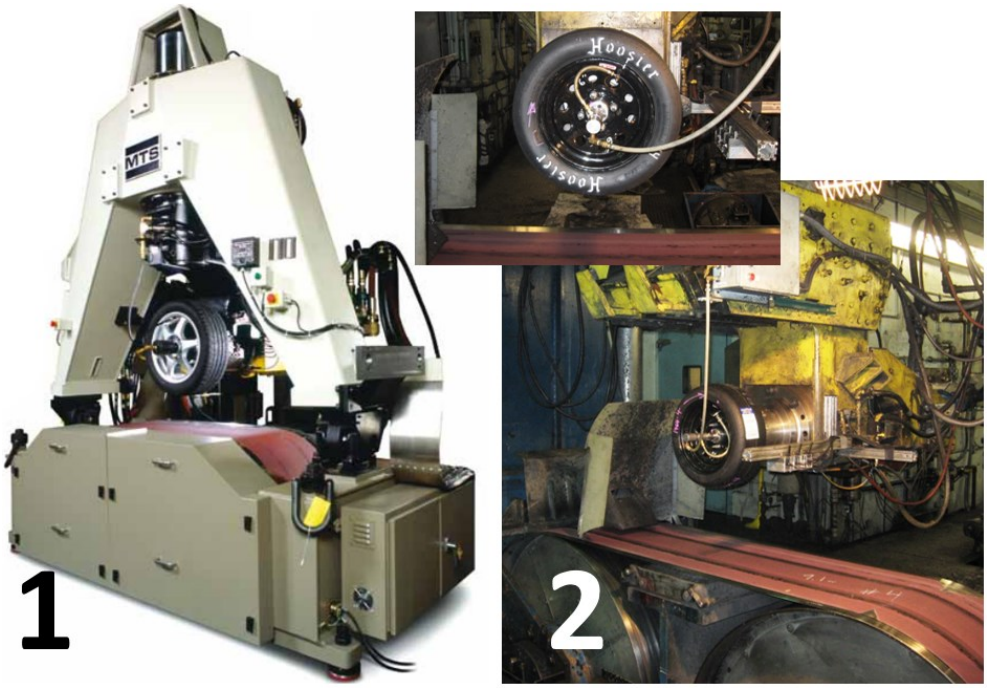
2.4.1 Testes em Laboratório

Os testes em laboratório são conhecidos por serem conduzidos em um ambiente controlado, possuindo assim, uma melhor repetibilidade, pois parâmetros como velocidade, ângulos de deriva e inclinação, temperatura e coeficiente de atrito são facilmente controlados, mas o custo do equipamento é bem elevado. A plataforma de teste “Flat Trac” e a plataforma de teste a Tambor são os tipos mais utilizados.

2.4.1.1 Plataforma de teste “Flat Trac”

Atualmente as plataformas de testes “Flat Trac” são os testes em laboratório que possuem resultados mais representativos, uma vez que o contato do pneu é plano. A correia que simula o pavimento é suportada por dois tambores sendo revestida por uma superfície abrasiva (Figura 24). O revestimento aumenta o atrito quando comparado com a correia de aço não revestida, no entanto, não é idêntico a uma superfície real da estrada. Para suportar a carga do pneu, um apoio é instalado por baixo da correia.

Figura 24 - Plataforma de teste “Flat Trac”



Fonte: Autor "adaptado de" [50]

O pneu é preso junto à um cabeçote móvel, que controla o deslocamento vertical e os ângulos de deriva e camber do pneu. No cabeçote é instalado um motor capaz de acelerar e desacelerar o pneu em relação a lixa.

Para realizar as medições um é utilizado um cubo de medição capaz de medir forças ortogonais Fx, Fy, Fz, e momentos Mx, My, Mz similar ao da Figura 25. Devido a sua complexidade esse componente possui um valor elevado.

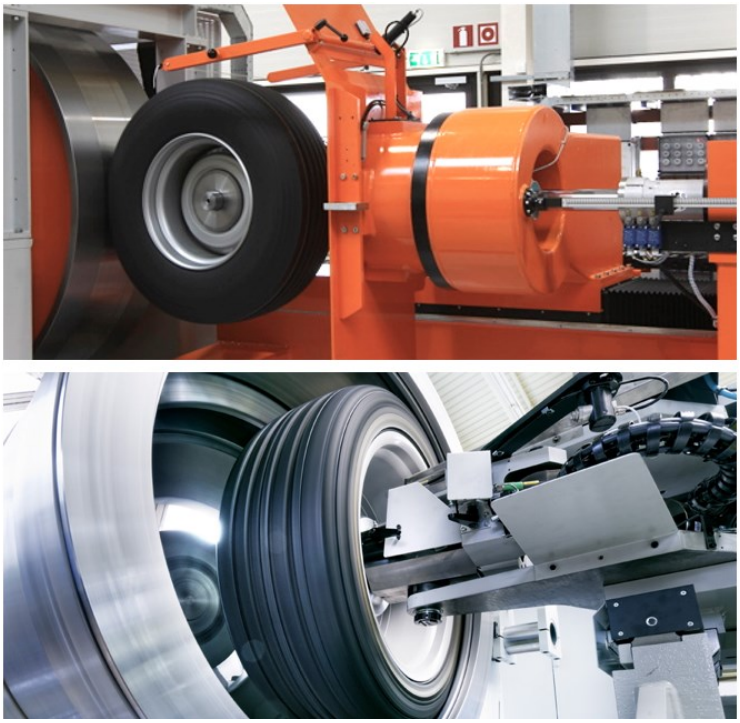
Figura 25 - Cubo de Medição

Fonte: Autor "adaptado de" [47]

2.4.1.2 Plataforma de teste a tambor

Na plataforma de teste a tambor a própria curvatura do tambor aumenta ou diminui a deformação local do pneu na zona de contato. Isso cria uma variação na força e momento gerado, influenciado o comportamento do pneu. Para reduzir este efeito indesejável, a razão entre o diâmetro dos tambores de ensaio e o do pneumático de ensaio deve ser o maior possível. A superfície de contato do tambor pode ser de aço ou revestida com lixa para melhorar as condições de atrito. Os testes de tambor permitem que o pneu seja montado sobre ou dentro do tambor (Figura 26). [3].

Figura 26 - Plataforma de testes a “tambor”



Fonte: Autor "adaptado de" [34]

A alteração dos ângulos de deriva camber e as medições dos esforços são feitos da mesma maneira do equipamento “Flat Trac”

Grampos podem ser montados no tambor para investigar o comportamento do pneu em relação a obstáculos discretos.

Figura 27 - T Plataforma de testes a “tambor” com obstáculo discreto

Fonte: Autor "adaptado de" [49]

Os resultados obtidos no teste a tambor são frequentemente usados como dados de parametrização para modelos de pneus, mas são mais apropriadamente utilizados para análise de classificação ou para investigações no efeito relativo da carga, velocidade e mudanças de temperatura no seu comportamento.

2.4.2 Testes de Campo

Os testes de campo possuem a vantagem de serem conduzidos sob condições operacionais reais. Testes em superfícies de estradas arbitrárias como asfalto, concreto, gelo ou até mesmo terra são possíveis, assim como testes em diferentes condições ambientais, incluindo neve ou chuva além de possuir um custo menor quando comparados com testes em laboratório.

Uma das desvantagens é a dificuldade de controlar os parâmetros de teste como, por exemplo, temperatura do ambiente. Devido a isso, a repetibilidade dos testes se torna mais difícil, portanto, são necessários sensores para monitorar as variações das condições ao longo dos ensaios e assim registrar os parâmetros em cada teste realizado.

Essas plataformas de testes podem ser conduzidas utilizando caminhões, reboques ou até mesmo veículos instrumentados para obtenção das características do pneu. Essas plataformas de testes geralmente estão equipadas com um cubo de medição similar ao apresentado na 2.4.1.1 Figura 25 no qual é possível fazer as medições de todas forças e momentos que atuam no pneu.

A Figura 28 mostra o reboque de teste que é usado pela TNO, Holanda, em seus testes. O equipamento de teste de pneus em estrada é usado para testar pneus de automóveis de

passageiros, pneus de motocicletas e pneus de caminhões leves até uma velocidade máxima de 150km/h com uma carga normal máxima de até 10kN [15].

Figura 28 - Teste de pneu em campo equipamento TNO

Fonte: Autor "adaptado de" [15]

O teste de pneu mostrado na Figura 29 é feito utilizando um automóvel que já possui uma correlação entre o modelo de veículo completo e o veículo real, considerando manobras pré-estabelecidas e controladas. Nesse caso, a correlação foi feita no software “VI-CarRealTime”.

Para que o teste fosse realizado, modificações foram feitas no carro para permitir ajustes da geometria da suspensão e para a fixação de sensores. As rodas de medição utilizadas no veículo para teste foram as unidades Kistler RoaDyn S660 [16]. Em [17] um estudo similar foi realizado.

Figura 29 - Teste de pneu em campo utilizando veículo

Fonte: Autor "adaptado de" [16]

O reboque de teste de pneus da Figura 30 foi desenvolvido pela Virginia Tech [18], possui um sistema de pulverização de água que permite o teste de pneus com pista molhada.

Para realizar as medições de esforços do pneu, o dispositivo foi equipado com um cubo de força do tipo piezoeléctrico Kistler RoaDyn® P530 [19].

Figura 30 - Reboque de teste de pneus Virginia Tech

Fonte: Autor "adaptado de" [18]

Uma característica comum entre todos os testes é a utilização de um cubo ou roda de medição para a realização das medições dos esforços gerados pelo pneu, pela complexidade esses equipamentos possuem um custo elevado.

2.5 CINEMÁTICA E PARÂMETROS DE UMA SUSPENSÃO

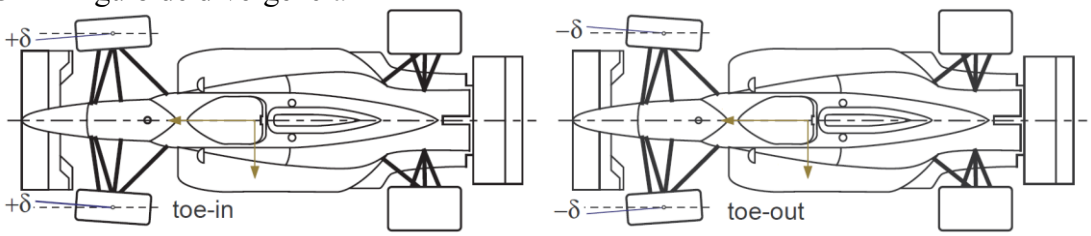
Como o equipamento desenvolvido possui um sistema completo de suspensão, os principais conceitos utilizados para o desenvolvimento de uma suspensão são apresentados nessa seção.

2.5.1 Ângulo de Divergência

O ângulo de divergência (toe in) ou convergência (toe out) do pneu é formado pela linha central da roda e pelo eixo longitudinal do veículo, olhando o veículo pela vista superior (Figura 31). Quando as extensões das linhas de centro de roda se encontrar com o eixo longitudinal na frente da direção de deslocamento do veículo, isto será conhecido como “toe-in”. Por outro

lado, se as linhas tenderem a se encontrar por trás da direção de deslocamento do veículo, isso será denominado como “toe-out”. O ângulo de “toe” pode ser expresso em graus, ou como a diferença entre as larguras da distância medida nas bordas de ataque dos pneus ou rodas [3].

Figura 31 - Ângulo de divergência



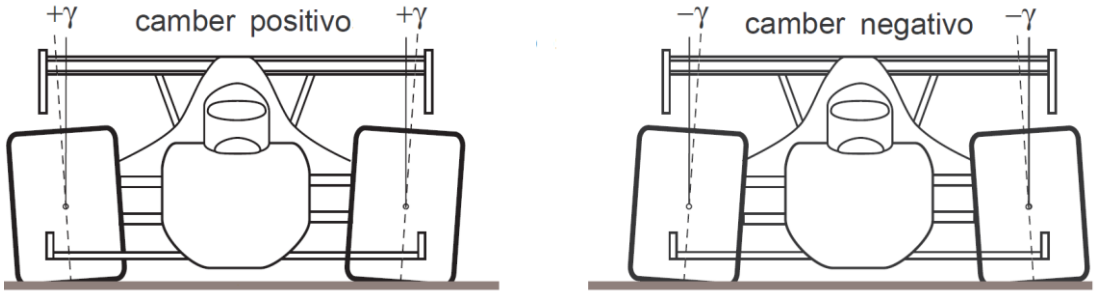
Fonte: Autor "adaptado de" [3]

2.5.2 Ângulo de Camber

O ângulo de camber é o ângulo da roda em relação à vertical, visto da frente ou da traseira do veículo (Figura 32).

Se a roda se inclina para fora do veículo, ou seja, se a distância da parte superior do pneu em relação ao centro do carro for maior que a distância da parte inferior, este possuirá camber positivo. Se a inclinação da roda for em direção ao chassi do veículo (distância da parte superior do pneu em relação ao centro do veículo menor que a distância da parte inferior), então, o mesmo, possuirá camber negativo.

Figura 32 - Ângulo de camber



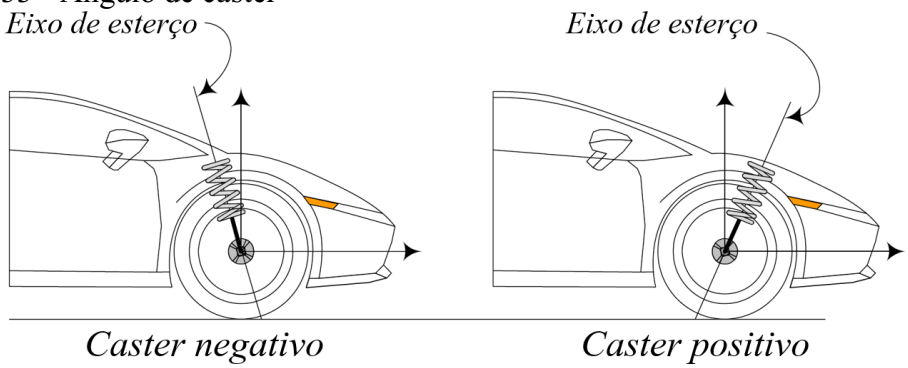
Fonte: Autor "adaptado de" [3]

2.5.3 Ângulo de Caster

O caster é o ângulo no qual o eixo do pivô da direção está inclinado em relação a uma reta vertical na vista lateral do veículo (Figura 33). Ele é considerado positivo quando o eixo de esterçamento está inclinado para frente, e negativo quando o eixo de esterçamento está inclinado para traz [5].

O ângulo de caster influencia o ganho de camber durante o esterço de roda. [4].

Figura 33 - Ângulo de caster



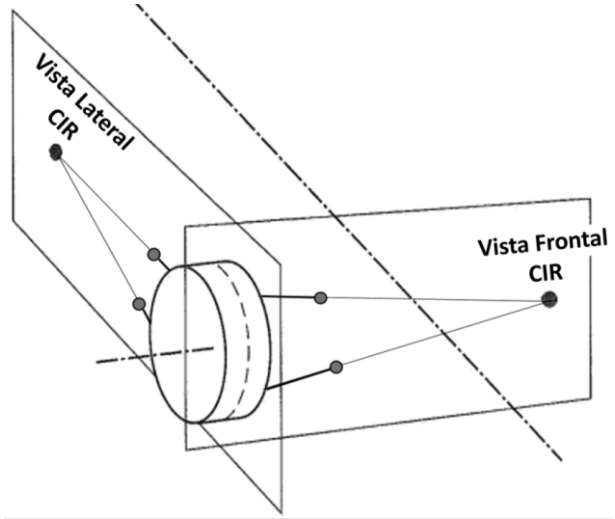
Fonte: Autor "adaptado de" [6]

2.5.4 Centro Instantâneo de Rotação da Suspensão

O centro instantâneo de rotação (CIR) da suspensão pode ser obtido através do estudo da cinemática em duas dimensões. Eles são um auxílio gráfico conveniente estabelecendo relações de movimento entre dois corpos. No desenvolvimento da suspensão, é conveniente desmembrar este problema tridimensional em dois problemas bidimensionais, um considerando a geometria de suspensão na vista frontal e o outro considerando a geometria na vista lateral (Figura 34) [7].

Para isso devem-se criar dois planos verticais (90° em relação ao solo) através do centro da roda, um paralelo à linha central do carro e o outro em um ângulo reto com a linha central do veículo. Então todos os pontos de suspensão devem ser projetados sobre esses planos (Figura 34).

Figura 34 - Planos vista frontal e lateral

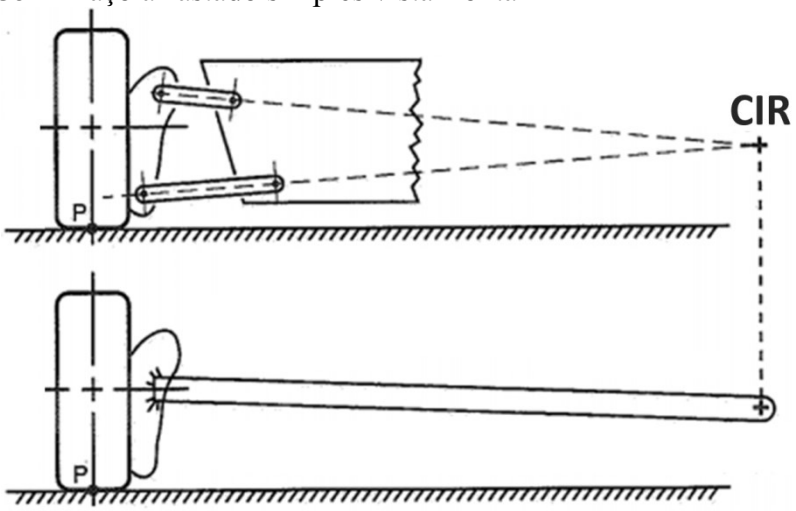


Fonte: Autor "adaptado de" [7]

Considerando a vista de trás do veículo, para se obter o centro instantâneo de rotação é preciso traçar uma linha entre os pontos de fixação dos braços na manga de eixo e os pontos de ancoragem no chassi tanto para os braços de controle superior, quanto para os inferiores, e fazer uma projeção dessas linhas. O ponto de intersecção entre essas linhas é conhecido como centro instantâneo de rotação (Figura 35).

Para facilitar os estudos, segundo [7] e [5], qualquer suspensão pode ser simplificada para uma suspensão de braço arrastado ancorado no centro instantâneo de rotação como pode ser observado na Figura 35.

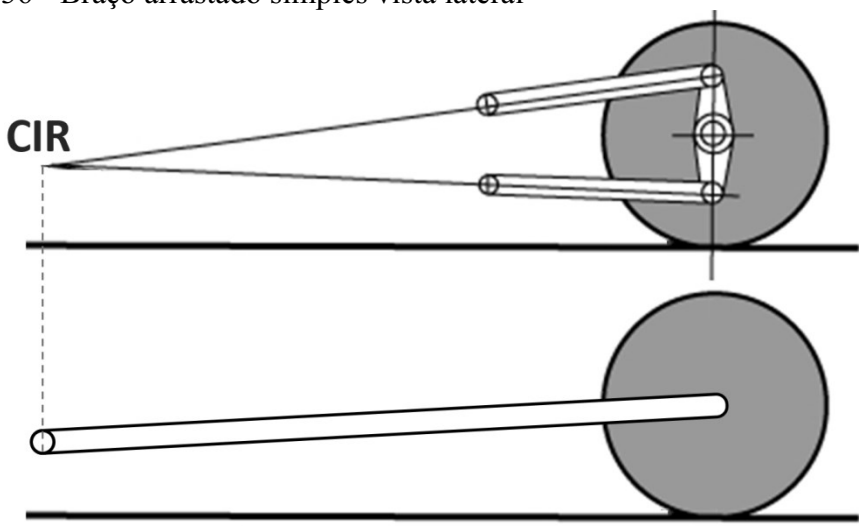
Figura 35 - Braço arrastado simples vista frontal



Fonte: Autor "adaptado de" [7]

De forma análoga ao feito na vista de traz do veículo, pode-se fazer com a vista lateral do veículo (Figura 36), desse modo se obtém o centro instantâneo de rotação na vista lateral.

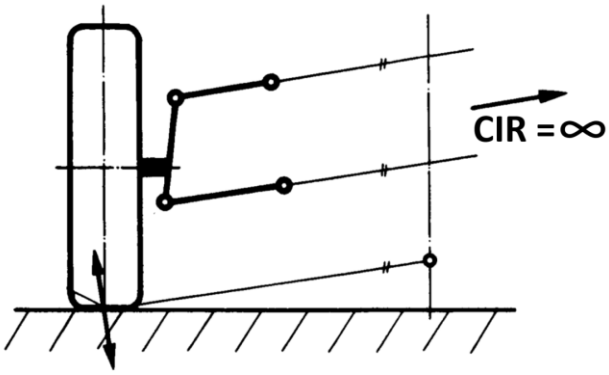
Figura 36 - Braço arrastado simples vista lateral



Fonte: Autor "adaptado de" [7][5]

Para braços de controle paralelos entre si, teoricamente, as projeções das linhas nunca se cruzarão, logo, o CIR tende ao infinito (Figura 37), tornando o comprimento do braço arrastado equivalente à infinito [4].

Figura 37 - Braços de controle paralelos



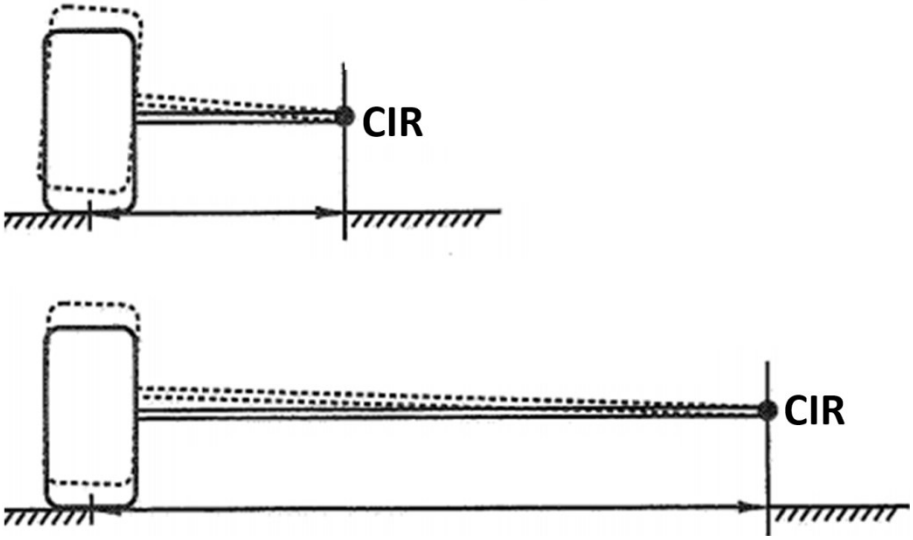
Fonte: Autor "adaptado de" [4]

2.5.5 Ganhos Cinemáticos da Suspensão

2.5.5.1 Ganho de camber no trabalho de suspensão

O ganho de camber no trabalho de roda é inversamente proporcional ao tamanho do braço de arrasto. Quanto menor o braço, maior é a variação do camber e, quanto maior o braço de arrasto, menor é a variação do camber no trabalho de roda (Figura 38) [7].

Figura 38 - Ganho de camber em função da posição do CIR



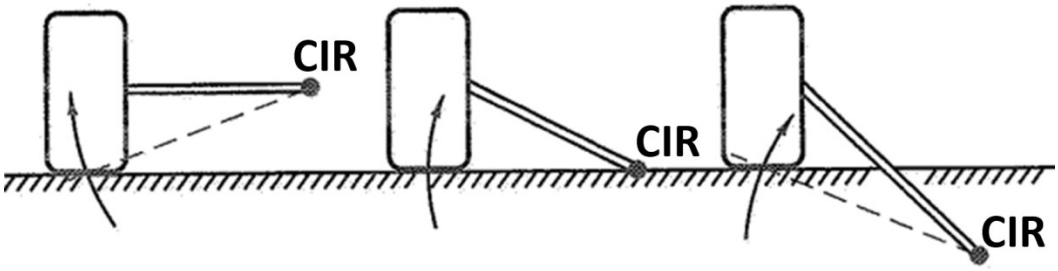
Fonte: Autor "adaptado de" [7]

2.5.5.2 Deslocamento lateral da roda devido o trabalho de suspensão

O movimento lateral do pneu ou ganho de bitola para veículos completos devido ao movimento vertical da suspensão depende da posição do centro instantâneo de rotação da suspensão em relação ao solo (vista frontal) e do comprimento do braço de arraste.

Considerando o movimento de compressão suspensão, quando o centro instantâneo de rotação está acima do solo, o pneu se afasta da linha de centro do veículo aumentando assim a bitola. Se o centro instantâneo de rotação estiver abaixo do nível do solo há uma diminuição da distância entre o pneu e a linha de centro do carro (Figura 39). Para minimizar o ganho lateral, o centro instantâneo de rotação deve ser posicionado o mais próximo do nível do solo possível [7].

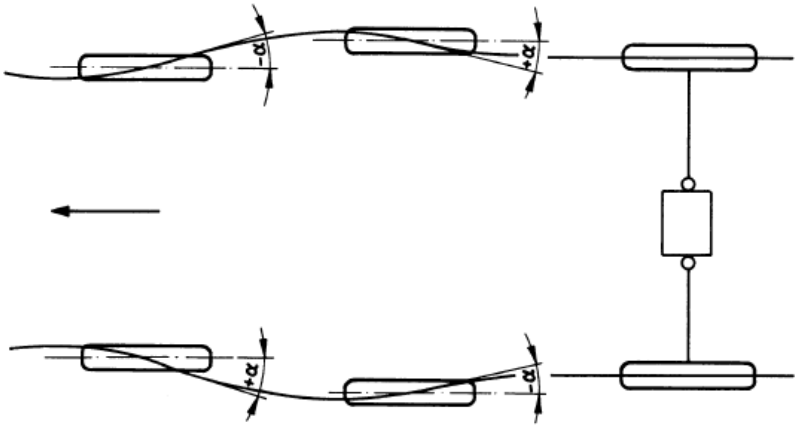
Figura 39 - Ganho lateral em função posição do CIR



Fonte: Autor "adaptado de" [7]

Um veículo que possui um elevado deslocamento lateral do pneu com o trabalho de suspensão ao passar em irregularidade no pavimento o pneu ira arrastar lateralmente gerando deriva no pneu e consequentemente, força lateral. (Figura 40).

Figura 40 - Deslocamento lateral do pneu devido o trabalho da suspensão

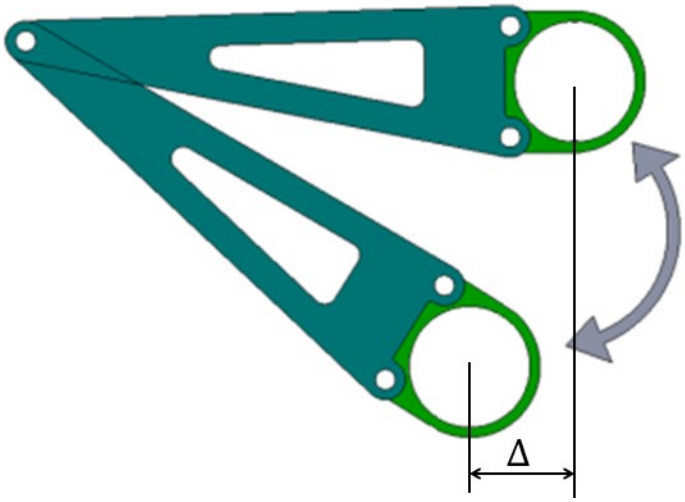


Fonte: Autor "adaptado de" [4]

2.5.5.3 Deslocamento longitudinal da roda devido o trabalho de suspensão

A variação longitudinal da roda, também conhecida como ganho de entre eixo em veículos completo tem o comportamento análogo ao deslocamento lateral da roda devido ao trabalho da suspensão, dependendo assim, da posição do centro instantâneo de rotação da suspensão em relação ao solo (vista lateral) e do comprimento do braço de arraste (Figura 41).

Figura 41 - Variação longitudinal da roda devido ao trabalho de suspensão para uma suspensão de braço arrastado



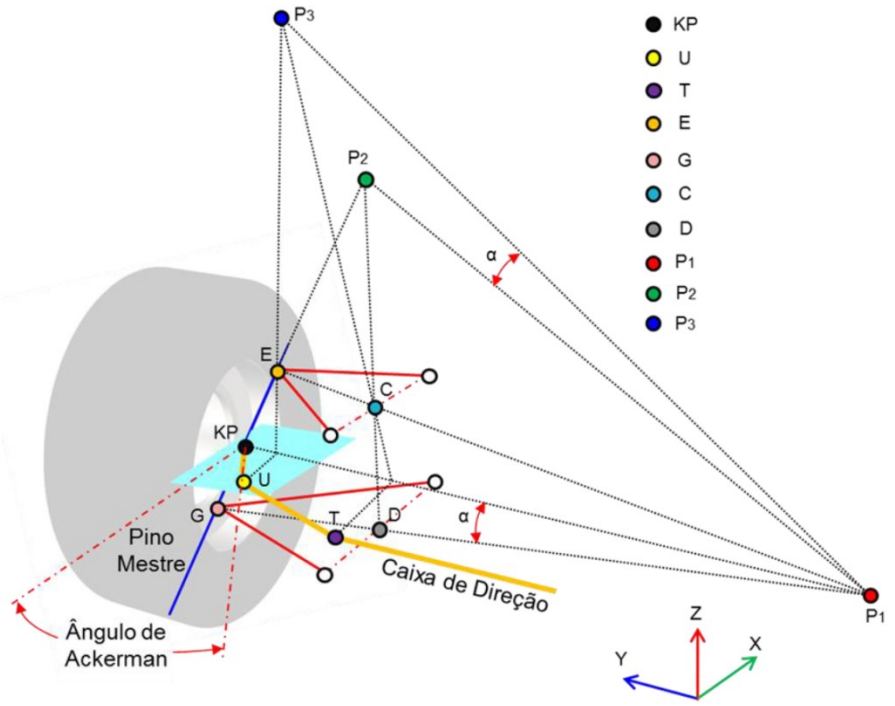
Fonte: Autor "adaptado de" 38]

2.5.5.4 Ganho de Divergência

Para garantir que no movimento de compressão ou distensão da suspensão não ocorra esterço de roda, fenômeno conhecido como "bumpsteer". Um estudo de geometria de suspensão proposto por [4] tem como objetivo minimizar esse comportamento (Figura 42).

Dessa maneira é possível posicionar os braços de controle de forma que possuam o mesmo centro instantâneo de rotação CIR da suspensão ao longo de todo curso de roda anulando assim, o ganho de esterço.

Figura 42 - Estudo de geometria para minimizar o ganho de divergência em uma suspensão de duplo braço triangular



Fonte: Autor "adaptado de" [37]

2.6 EXTENSÔMETRIA

A extensômetria é um conjunto de técnicas que permite determinar o estado de deformação em torno de um ponto de um corpo a partir do conhecimento das deformações em várias direções nesse ponto [22].

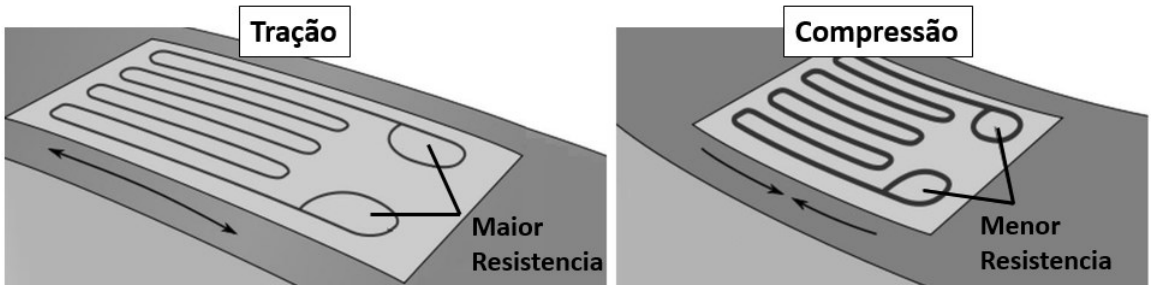
2.6.1 **Extensômetros**

Os extensômetros são utilizados para avaliar as deformações ocorridas num dado ponto e numa dada direção de uma peça ou corpo de prova.

Na realidade, os extensômetros apenas medem a variação de distância (ΔL) de dois pontos inicialmente afastados (L) (Figura 43), sendo a deformação dada pela equação (2-22)[23].

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L} \tag{2-22}$$

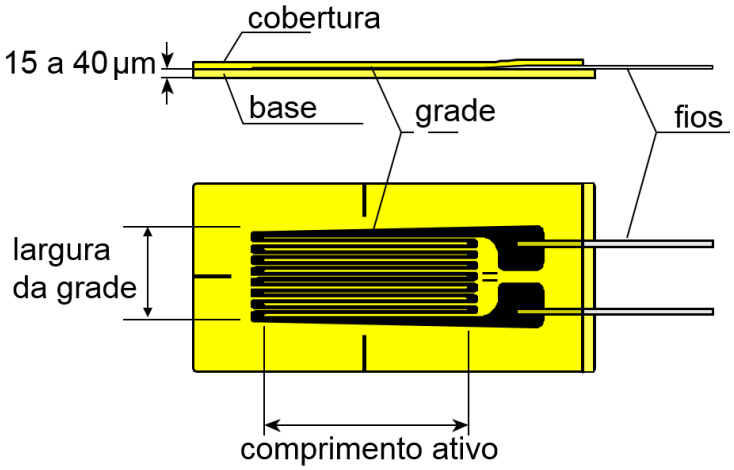
Figura 43 - Variação de comprimento de um extensômetro



Fonte: Autor "adaptado de" [41]

O tipo mais comum de extensômetro utilizado é o de lamina (Figura 44), que possui um processo de fabricação em que se utiliza uma folha metálica de espessura muito reduzida sob um material base, permitindo uma versatilidade de fabricação onde grades com as mais variadas formas e dimensões podem ser confeccionadas fazendo com que este tipo de extensômetro seja adequado para inúmeras aplicações.

Figura 44 - Extensômetro de Lamina



Fonte: Autor "adaptado de" [41]

2.6.2 **Ponte de Wheatstone**

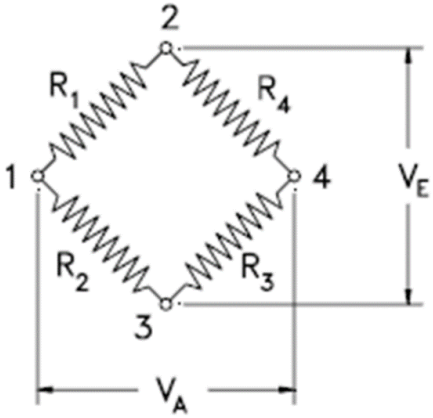
A ponte de Wheatstone é utilizada para a medição de pequenas variações de resistência elétrica, como é o caso da variação de resistência de um extensômetros. O circuito transforma uma deformação em uma variação proporcional da sua resistência. A relação entre a deformação (ε) e a variação de resistência de um extensômetro pode ser visto na equação (2-23).

$$\frac{\Delta R}{R_0} = k.\varepsilon \tag{2-23}$$

Onde R_0 é a resistência inicial do extensômetro, ΔR é a variação dessa resistência por deformação e k é vulgarmente conhecido como fator do extensômetro, valor verificado e calculado experimentalmente.

A ponte de Wheatstone está representada esquematicamente na Figura 45.

Figura 45 - Ponte de Wheatstone



Fonte: Autor "adaptado de" [22]

Os quatro braços da ponte contém quatro resistências R_1 à R_4. Se os nós (2) e (3) forem ligados a uma fonte de potência com voltagem conhecida V_E, estes provocarão uma outra diferença de potencial V_A entre os nós (1) e (4). Assim a equação (2-24) é obtida.

$$\frac{V_A}{V_E} = \frac{R_1}{R_1 + R_2} - \frac{R_4}{R_3 + R_4} = \frac{R_1 R_3 - R_2 + R_4}{(R_1 + R_2)(R_3 + R_4)} \tag{2-24}$$

A ponte de Wheatstone está equilibrada quando a equação (2-25) é respeitada.

$$\frac{V_A}{V_E} = 0 \tag{2-25}$$

Para a ponte ser equilibrada é necessário que se verifique a equação (2-26) ou a equação (2-27).

$$R_1 = R_2 = R_3 = R_4 \tag{2-26}$$

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{R_4}{R_3} \tag{2-27}$$

Partindo então do princípio de que uma dada ponte de Wheatstone está equilibrada, qualquer variação em uma ou mais resistências da ponte, provocará uma diferença de potencial V_A diferente de zero. Assumindo que a variação de resistência ΔR_i é muito inferior à própria resistência R_i, como pode ser visto na equações (2-28) e (2-29).

$$\frac{V_A}{V_E} = \frac{1}{4}\left(\frac{\Delta R_1}{R_1} - \frac{\Delta R_2}{R_2} + \frac{\Delta R_3}{R_3} - \frac{\Delta R_4}{R_4}\right) \tag{2-28}$$

$$\frac{V_A}{V_E} = \frac{k}{4}(\varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \varepsilon_3 - \varepsilon_4) \tag{2-29}$$

2.6.3 Tensão e Deformação para Carregamento Normal

Um dos casos elementares de carregamento puro é o de carregamento normal, para esse caso segue a disposição dos extensômetros e os cálculos necessários para obter os valores de tensão a partir das medições.

A deformação nominal (ε_l) é determinada pela equação (2-30). Considerando uma força normal pura, a deformação normal (ε_n) é a mesma da deformação nominal (ε_l) (equação (2-31)). A deformação transversal é obtida através do coeficiente de Poisson equação (2-32) [23].

$$\varepsilon_l = \frac{F}{A.E} \tag{2-30}$$

$$\varepsilon_l = \varepsilon_n \tag{2-31}$$

$$\varepsilon_t = -v.\varepsilon_l = -v.\frac{F}{A.E} \tag{2-32}$$

A tensão normal σ_n é dada pelas equação (2-33) ou equação(2-34).

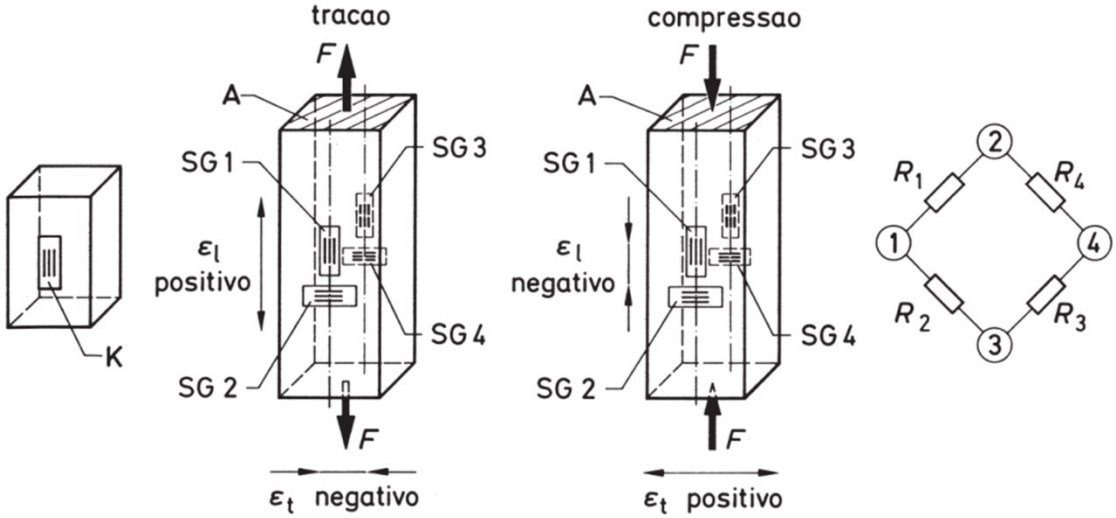
$$\sigma_n = \frac{F}{A} \tag{2-33}$$

$$\sigma_n = \varepsilon_n.E \tag{2-34}$$

Para ponte completa, o cálculo das deformações é dado na equação (2-35) e a disposição do extensômetro é apresentada na Figura 46.

$$\varepsilon_i = \varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \varepsilon_3 - \varepsilon_4 \tag{2-35}$$

Figura 46 - Posição dos extensômetros para carregamento normal em ponte completa

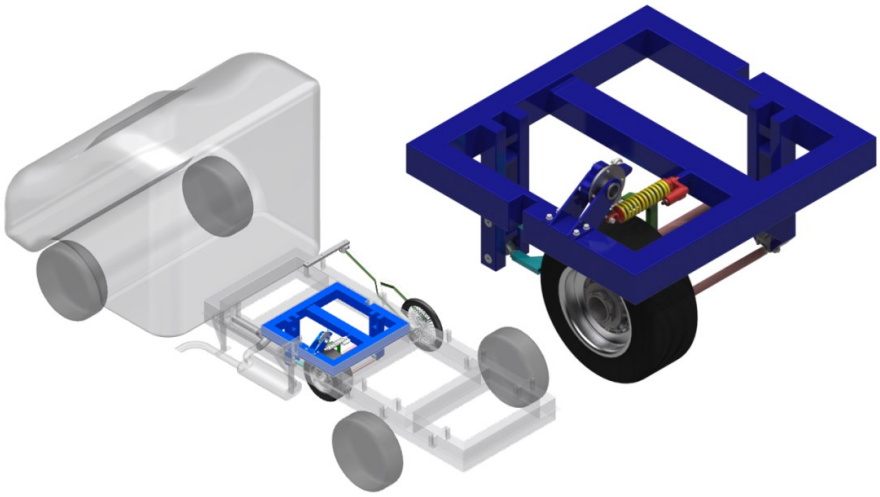


Fonte: Autor "adaptado de" [23]

3 METODOLOGIA

Diferente das plataformas convencionais de medição dos esforços laterais gerados pelo pneu que utilizam um cubo ou uma roda de medição para a obtenção das forças, o equipamento desenvolvido realizara as medições dos esforços nos braços de reação da suspensão. Tornando o equipamento mais viável economicamente (Figura 47). Imagem do equipamento completo pode ser visto no Anexo A.

Figura 47 - Equipamento para medição dos esforços laterais de pneu automotivo



Fonte: Autor

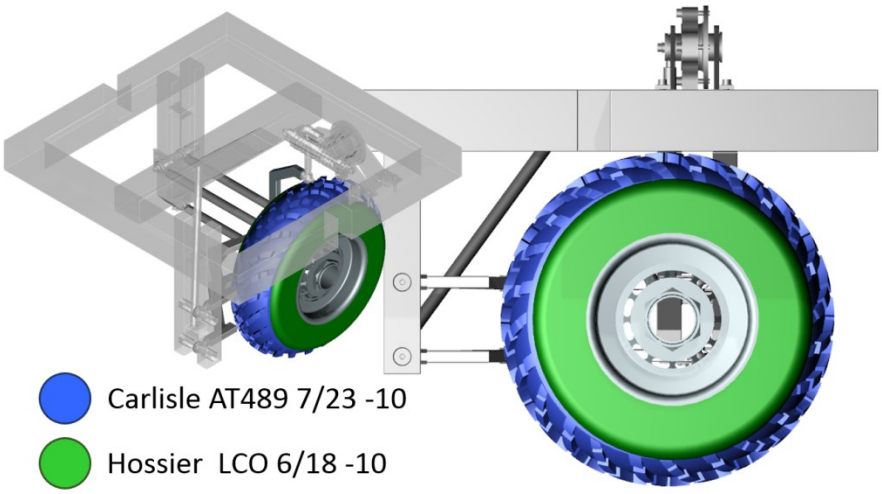
O equipamento deve ser capaz de impor ao pneu as mesmas condições de teste do ciclo ADI (seção 3.1.1). No desenvolvimento foi priorizado o ensaio de pneus que podem ser utilizados pela equipe FEI Formula SAE e FEI BAJA SAE, uma vez que já existe modelos em multi-corpos de carro completo. Na Tabela 1 podem ser visto os modelos de pneus utilizados pelas equipes (Figura 48).

Tabela 1 - Modelo de pneus utilizados pelas equipes

Aplicação	Marca	Modelo	Tamanho
Estrada	Hossier	LCO	6/18-10
Estrada	Avon	Crossply	6/16-10
Fora de estrada	Carlisle	AT489	7/23-10
Fora de estrada	Maxxis	FrontPro	7/21-10

Fonte: Autor

Figura 48 - Modelo de pneus Carlisle e Hossier no equipamento



Fonte: Autor

Nessa seção segue a metodologia utilizada no desenvolvimento do equipamento.

3.1 *MODELO DO PNEU REFERÊNCIA*

O modelo de pneu utilizado como referência foi o Hoosier LCO 18.0/6.0-10 R25B montado com rodas de largura de 7 polegadas.

Os dados experimentais do pneu foram obtidos através de um consórcio criado pela MRA (Milliken Research Association) em conjunto com a Calspan TIRF e a Universidade de Buffalo, chamado de “SAE Tire Test Consortium” (TTC). O objetivo do consórcio é prover dados de pneu de qualidade para equipes de Fórmula SAE [24].

O dimensionamento do equipamento foi baseado nesses dados.

3.1.1 Teste utilizando o Equipamento “Flat Trac”

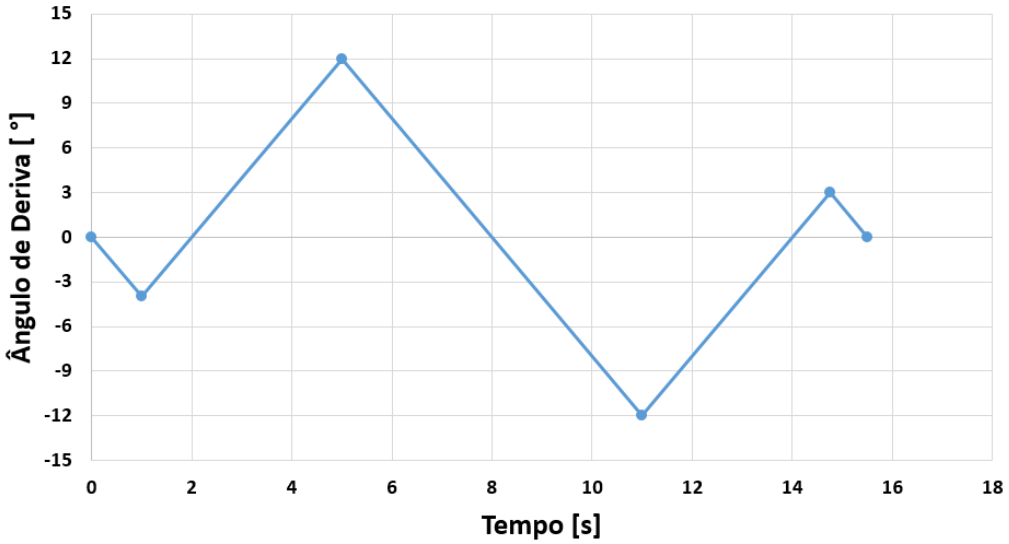
Para obter os dados dos ensaios, os testes foram realizados em um equipamento “Flat Trac”, mostrado na seção 2.4.1.1.

A medição para encontrar a "Força Lateral Pura" sem que haja efeito de torques trativos ou de frenagem tem como objetivo obter as relações entre a força lateral e o torque de auto alinhamento gerados pelo pneu em função do ângulo de deriva e o ângulo de camber em diferentes cargas normais.

Para obtenção dessas "Forças Laterais Puras", um ciclo conhecido como "ADI " foi realizado. O procedimento de teste do ciclo "ADI " possui variações do ângulo de deriva em

velocidade de esterçamento constante de 4 °/s, seguindo a sequência mostrada na Figura 49 [25].

Figura 49 - Procedimento de teste do ciclo ADI



Fonte: Autor "adaptado de" [25]

Esse ciclo foi repetido para todas as combinações de pressão, ângulo de inclinação (camber) e forças verticais indicadas na Tabela 2.

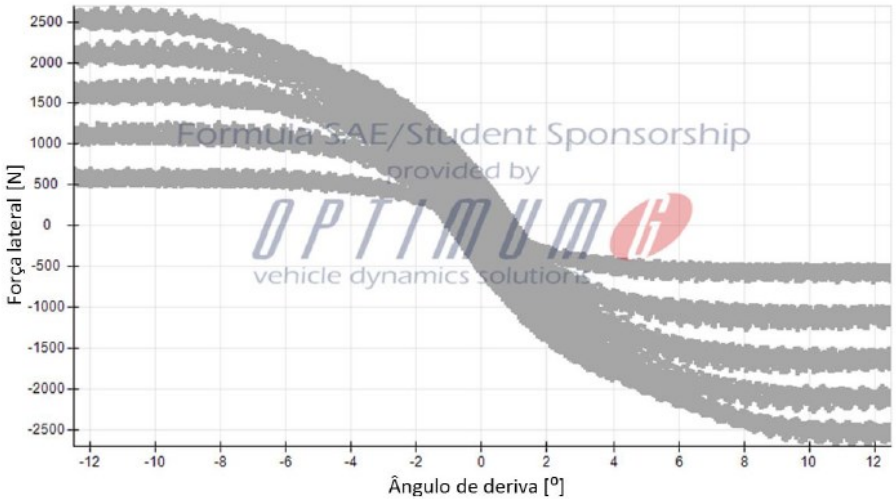
Tabela 2 - Parâmetros de testes ciclo ADI

	Valores				
Pressão [psi]	12	10	14	8	12
Camber [°]	0	2	4	1	3
Carga [N]	350	150	50	250	100

Fonte: Autor

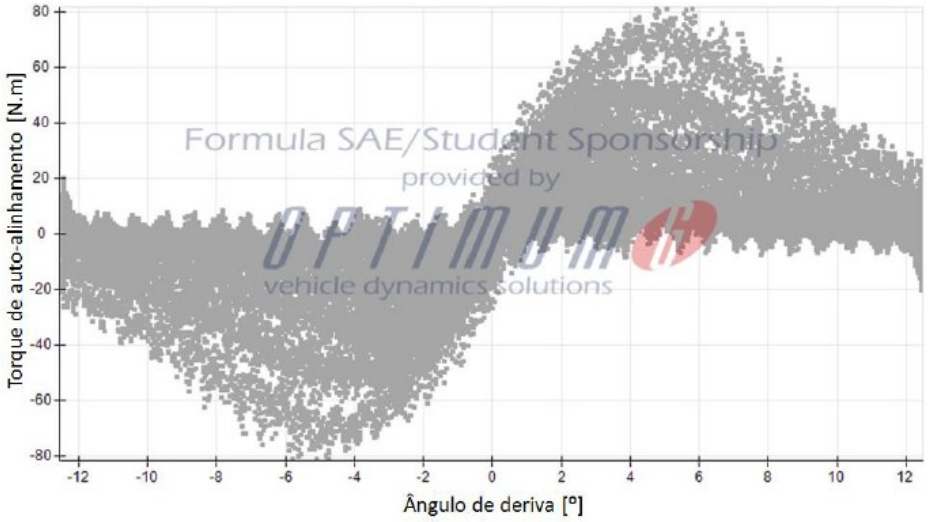
Na Figura 50 e na Figura 51 podem ser observadas as medições da força lateral e torque de auto alinhamento para um ciclo "ADI " completo (considerando todas as variações de camber e força normal) para a pressão de 10psi.

Figura 50 - Medições da força lateral para um ciclo "ADI "



Fonte: Autor "adaptado de" [26]

Figura 51 - Medições do torque de auto alinhamento para um ciclo "ADI "



Fonte: Autor "adaptado de" [26]

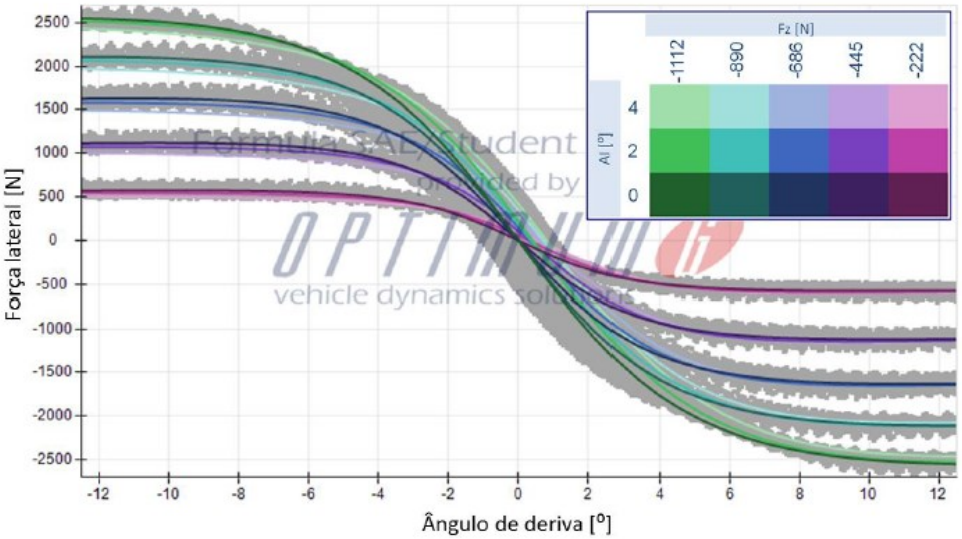
3.1.2 Obtenção das Curvas do Pneu

A filtragem dos dados obtidos experimentalmente através do TTC e a obtenção das curvas que descrevem o comportamento do pneu segundo o modelo da "Fórmula Mágica" introduzido na seção 2.3.1**Erro! Fonte de referência não encontrada.**, podem ser feitas de diversas maneiras, como por exemplo, através de um "scrip" em MATLAB apresentado por [44] ou através de softwares desenvolvidos com esse propósito como o Optimum T, que utiliza um algoritmo evolutivo juntamente com as equações baseadas na "Fórmula Mágica" que descrevem todas as possíveis relações de forças e momentos gerados pelo pneu no teste.

Entre os modelos apresentados na seção 2.3 foi utilizado o modelo de pneu baseado na "Fórmula Mágica" "PAC 2002"[2]. Esse modelo foi utilizado por aproximar as forças do pneu com uma excelente precisão, além de ser o modelo de pneu mais utilizado em estudos tanto na área acadêmica quanto na indústria [14].

No gráfico da Figura 52 é mostrada a resposta de força lateral pelo ângulo de deriva e pelo ângulo de camber do pneu em diferentes cargas normais.

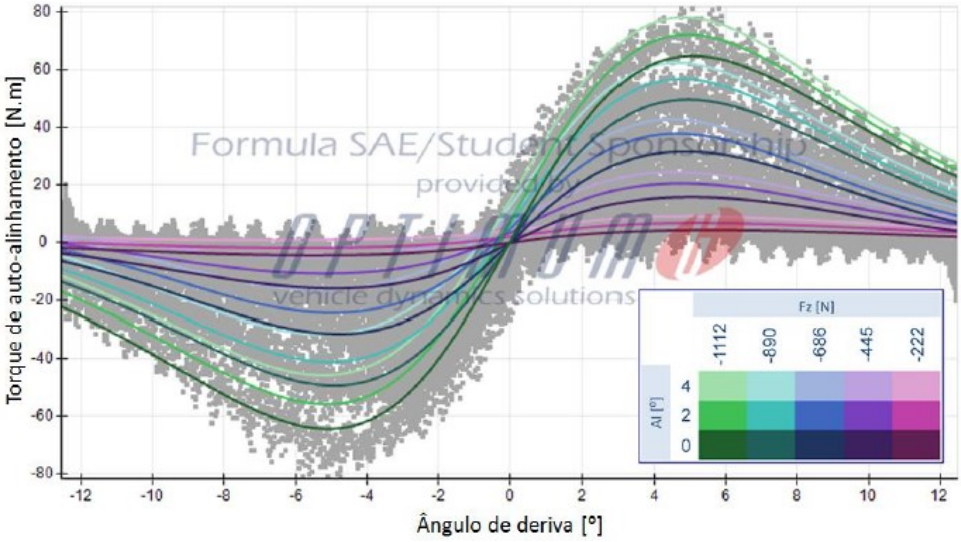
Figura 52 - Modelo gerado a partir da "Fórmula Mágica" para a força lateral



Fonte: Autor "adaptado de" [26]

Da mesma forma, foi obtido o gráfico de torque de auto alinhamento (Figura 53).

Figura 53 - Modelo gerado a partir da "Fórmula Mágica" o torque de auto alinhamento



Fonte: Autor "adaptado de" [26]

3.2 *VEÍCULO PARA TESTE*

O veículo utilizado para instalar o dispositivo para a realização dos testes foi uma Renault Master 2012 com entre eixo de 3682mm. Escolhido por possuir características construtivas que possibilitam o acoplamento do dispositivo e apresenta propriedades dinâmicas de modo a não influenciar nos resultados dos testes.

3.2.1 Especificação do Veículo

As principais especificações do veículo Renault Master Chassis podem ser vistas na Figura 54 e as principais dimensões são mostradas na Figura 55.

Figura 54 - Ficha Técnica veículo Renault Master

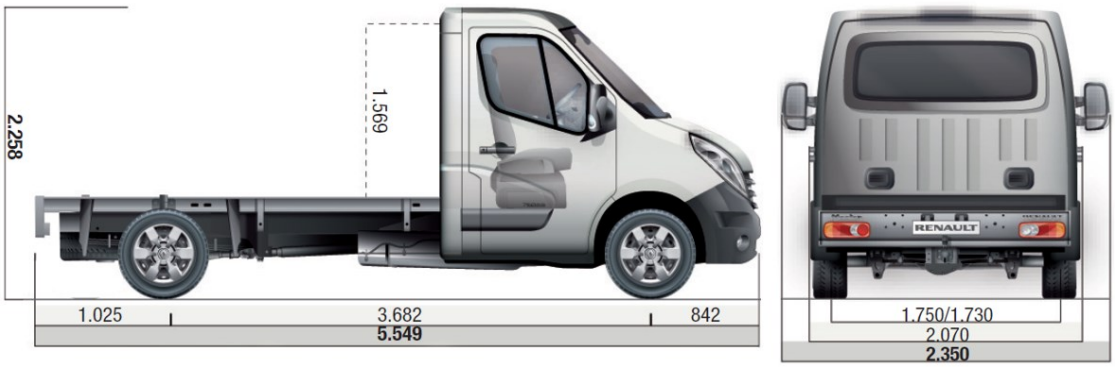
FICHA TÉCNICA

ARQUITETURA	Tração dianteira, tipo chassi cabine, sem implemento
ESTRUTURA	Carroceria monobloco construída com aço
GRUPO MOTOPROPULSOR	Posição transversal, motor 4 tempos a diesel – 4 cilindros em linha, resfriados a água sob pressão, com vaso de expansão
SUSPENSÃO DIANTEIRA	Tipo Mc Pherson, com braço inferior retangular, barra estabilizadora, molas helicoidais e amortecedores hidráulicos telescópicos
SUSPENSÃO TRASEIRA	Eixo rígido com travessas longitudinais semielípticas de lâminas em aço e amortecedores hidráulicos telescópicos
GARANTIA	1 ano ou 100 mil quilômetros e 6 anos anticorrosão
NORMA DE EMISSÃO	Proconve L6

Cilindrada (cm³)	2.299
Número de cilindros / válvulas	4 / 16
Diâmetro x curso	85 x 101,3
Taxa de compressão	16:1
Potência máxima (ISO/ABNT) cv (kW) @rpm	130 (95) @3.500
Torque máximo kgf.m (Nm) @rpm	31,7 (310) @1.500
Tipo de alimentação	Common Rail Turbo Intercooler
Tipo de combustível	Diesel S50/S10
Caixa de câmbio / tipo	PF6 / manual
Transmissão	Por juntas homocinéticas
Freios	A disco
Rodas	Aço 6,5 J x 16 H2 5 66
Pneus	225/65 R16
Capacidade do tanque de combustível (litros)	100
Velocidade máxima (km/h)	145
Aceleração de 0 a 100 km/h (s)	17,1
Peso Bruto Total – PBT (kg)	3.500
Carga útil (kg)	1.759

Fonte: Autor "adaptado de" [27]

Figura 55 - Principais dimensões veículo Renault Maste

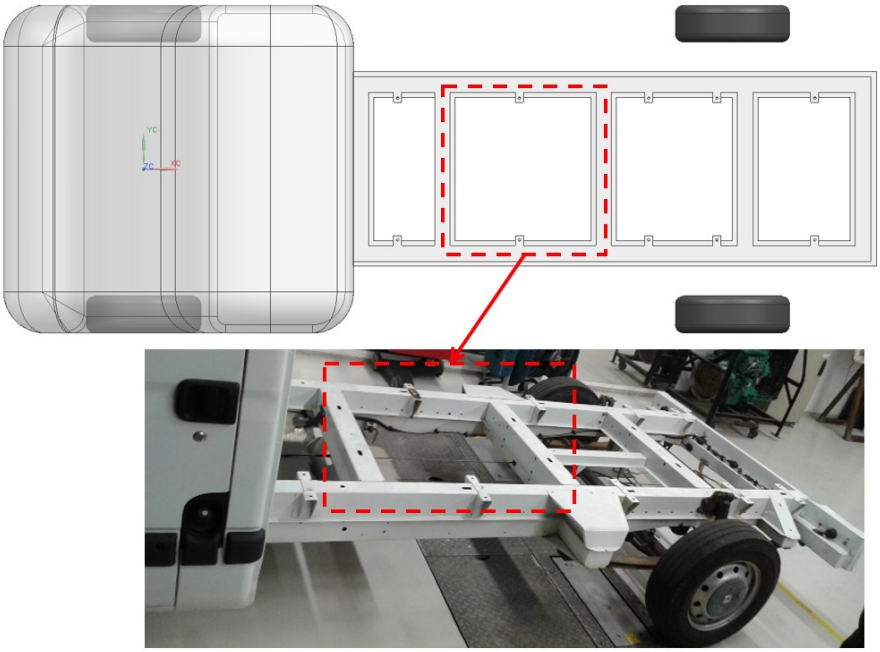


Fonte: Autor "adaptado de" [27]

3.2.2 Características da Arquitetura do Veículo

A principal característica a ser verificada na arquitetura do veículo foi se o espaço útil disponível no chassi era suficiente para que fosse instalado o dispositivo para a medição das características do pneu. Como pode ser observado na Figura 56, na parte central do veículo existe um vão no chassi com um espaço adequado para a instalação do dispositivo.

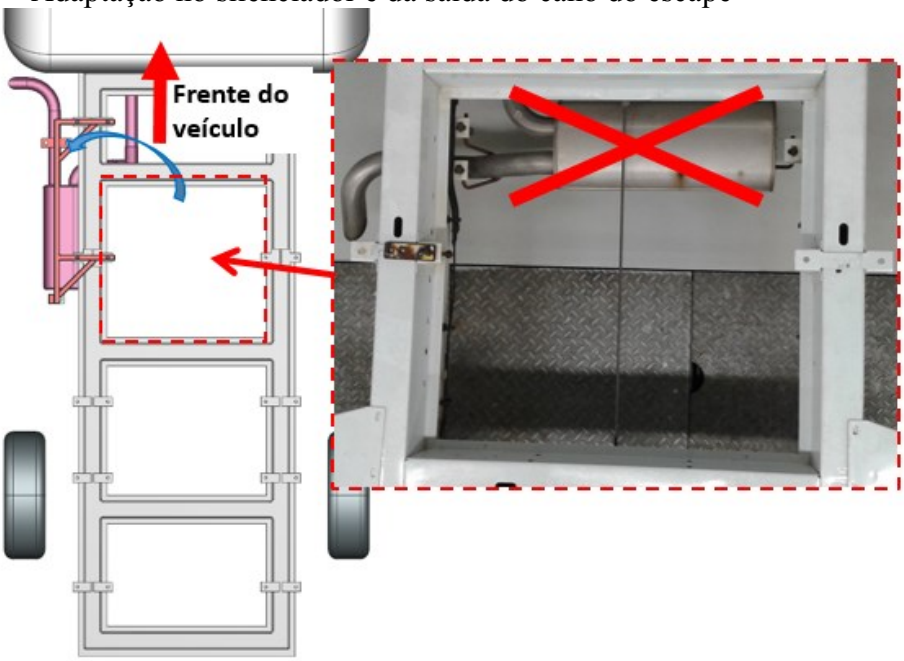
Figura 56 - Arquitetura chassis veículo Renault Master



Fonte: Autor

Uma adaptação teve que ser realizada: o silenciador e a saída do cano do escape foram reposicionados para aumentar o vão livre, possibilitando um volume útil adequado para instalar o dispositivo, como pode ser visto na Figura 57.

Figura 57 - Adaptação no silenciador e da saída do cano do escape



Fonte: Autor

3.3 COMPORTAMENTO DINÂMICO

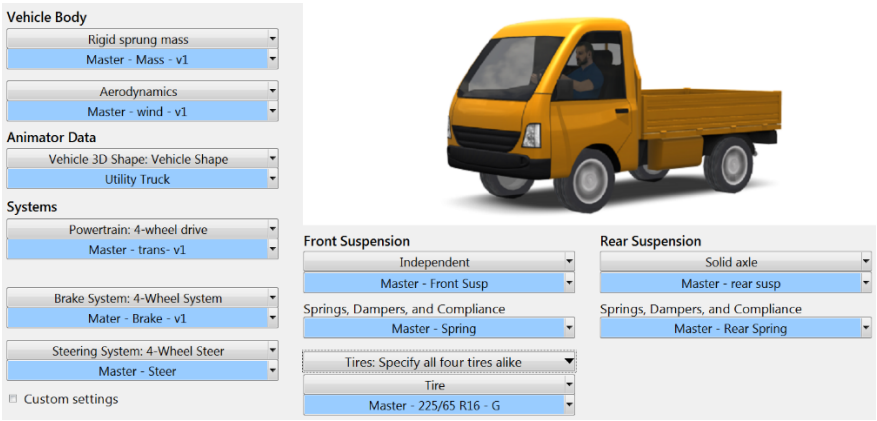
Simulações dinâmicas foram realizadas para avaliar o comportamento vertical do veículo e quantificar a influência que o pneu ensaiado exerce sobre o comportamento do veículo.

3.3.1 Modelo Dinâmico do Veículo

O estudo do veículo foi feito utilizando CARSIM que é um software que estima o comportamento dinâmico do veículo quando submetido a uma manobra ou a uma excitação em resposta aos dados de entrada (Figura 58).

O software realiza as simulações de comportamento dinâmico do veículo funcionando basicamente como se fosse um controlador utilizando uma linguagem base compatível ao Simulink (Mathworks) ou LabVIEW (National Instruments).

Figura 58 - Dados de Entrada Software CARSIM



Fonte: Autor

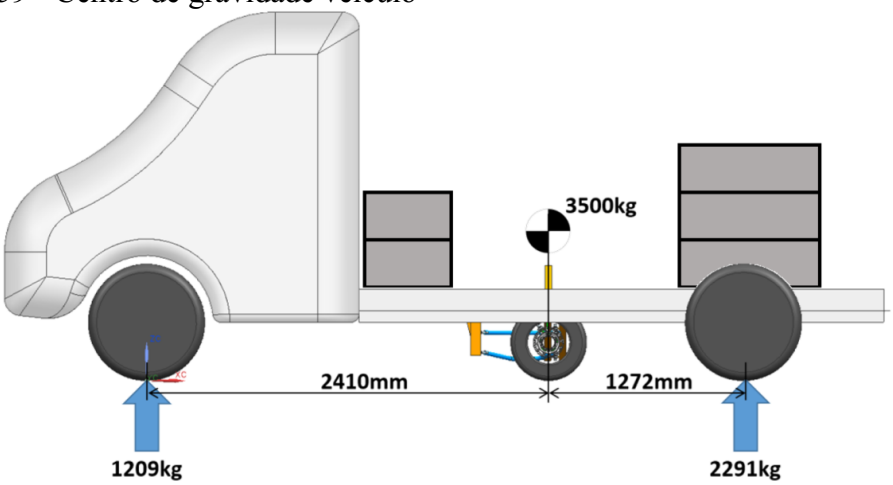
3.3.1.1 Considerações para Realização das Análises

Para esse estudo, o veículo deve percorrer uma trajetória retilínea em velocidade constante de 40km/h. Sendo assim, somente duas análises se tornaram relevantes ao estudo.

A primeira foi o estudo do movimento de “bounce” do veículo a fim de avaliar os deslocamentos na região onde se encontra o dispositivo. A segunda foi avaliar se as forças geradas pelo pneu durante o teste podem, de alguma forma, gerar instabilidade direcional ao veículo comprometendo assim a realização dos testes.

A fim de minimizar os efeitos mencionados e posicionar o CG (centro de gravidade) do veículo o mais próximo possível do centro do pneu a ser ensaiado, as análises foram realizadas considerando lastros adicionados ao veículo até chegar próximo à capacidade técnica de cada eixo. (Figura 59).

Figura 59 - Centro de gravidade veículo

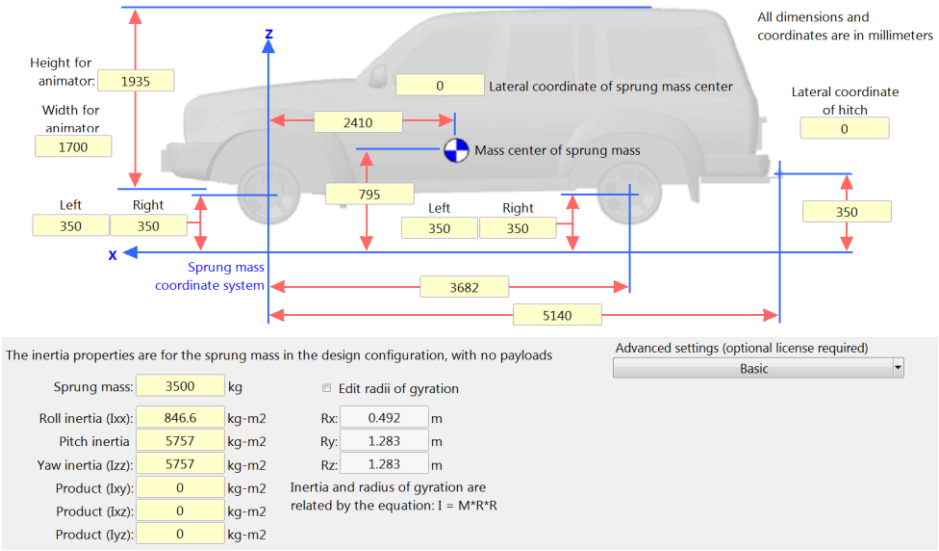


Fonte: Autor

3.3.1.2 Massa e Inércia do Veículo

Os parâmetros dimensionais e os parâmetros de massa/inércia foram adicionados ao modelo de acordo com a Figura 60. Os valores de inércia utilizados foram estimados a partir de um veículo similar utilizando a biblioteca do próprio software.

Figura 60 - Massa e Inércia do Veículo

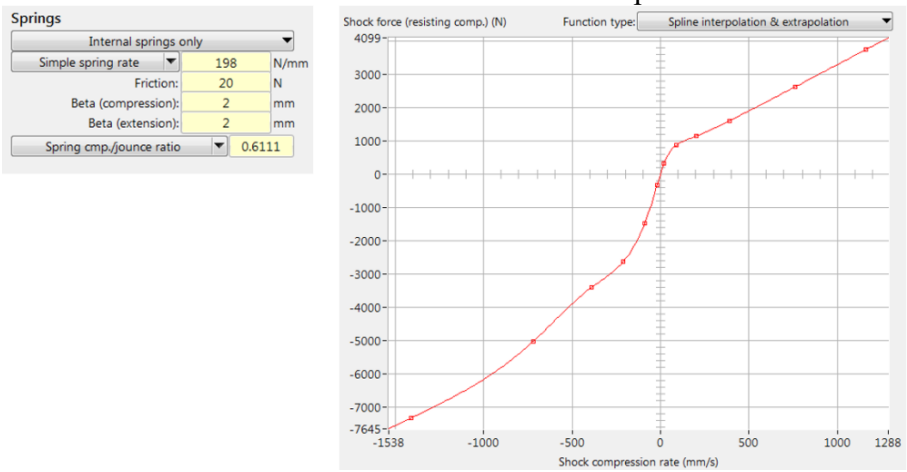


Fonte: Autor

3.3.1.3 Suspensão do Veículo

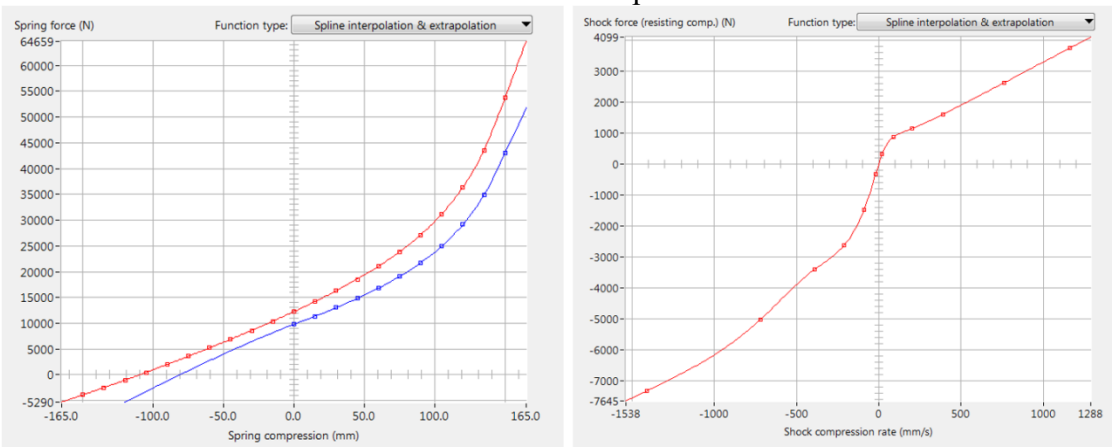
As características das molas e dos amortecedores tanto da suspensão dianteira (Figura 61) quanto da suspensão traseira (Figura 62) foram obtidas através de dados do fabricante.

Figura 61 - Características da mola e amortecedor da suspensão dianteira



Fonte: Autor

Figura 62 - Características da mola e amortecedor da suspensão traseira

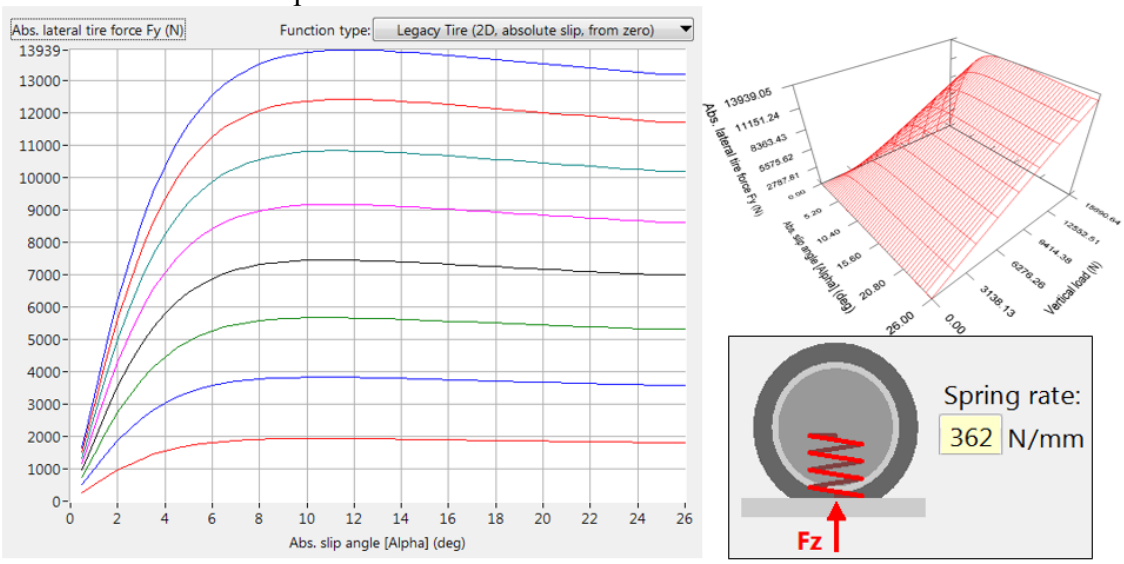


Fonte: Autor

3.3.1.4 Pneu do Veículo

Devido à dificuldade de obter as curvas que caracterizam o comportamento do pneu, (um dos motivos que motivou esse trabalho), as propriedades do pneu adicionadas ao modelo foram baseadas em um modelo de pneu 225/65 R16 de um veículo comercial que possui as mesmas características do Renault Master (Figura 63).

Figura 63 - Características do pneu 225/65 R16



Fonte: Autor

3.3.1.5 Demais Subsistemas do Veículo

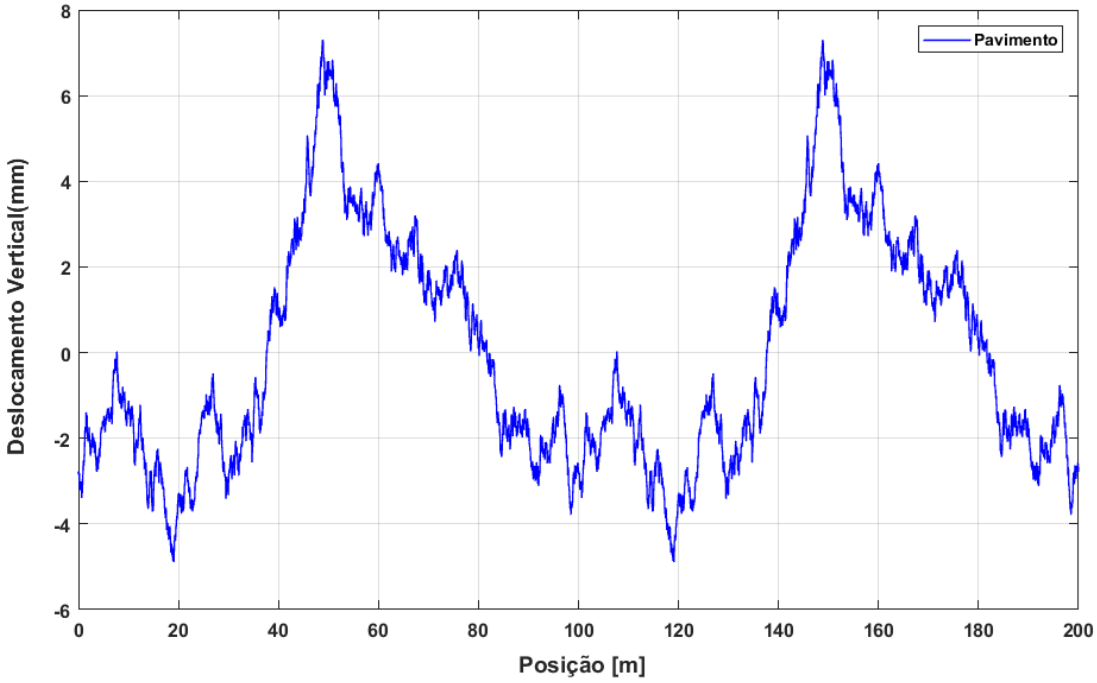
Nas simulações realizadas não há análise do comportamento lateral, nem aceleração ou desaceleração longitudinal do veículo. Assim, para os ganhos cinemáticos da suspensão e para

os sistemas de direção transmissão e freio foram escolhidos sistemas equivalentes ao Renault Master na biblioteca do software, uma vez que não influenciam nas análises realizadas.

3.3.1.6 Modelo de Pista

A pista de classe C foi criada através de um modelo em Matlab, o qual foi criado com base na norma ISO86068:1995. A característica do perfil de pista de classe C pode ser visto na Figura 64 que corresponde ao modelo de pista equivalente ao pavimento no campo de provas onde os testes deverão ser realizados.

Figura 64 - Perfil de pista classe C

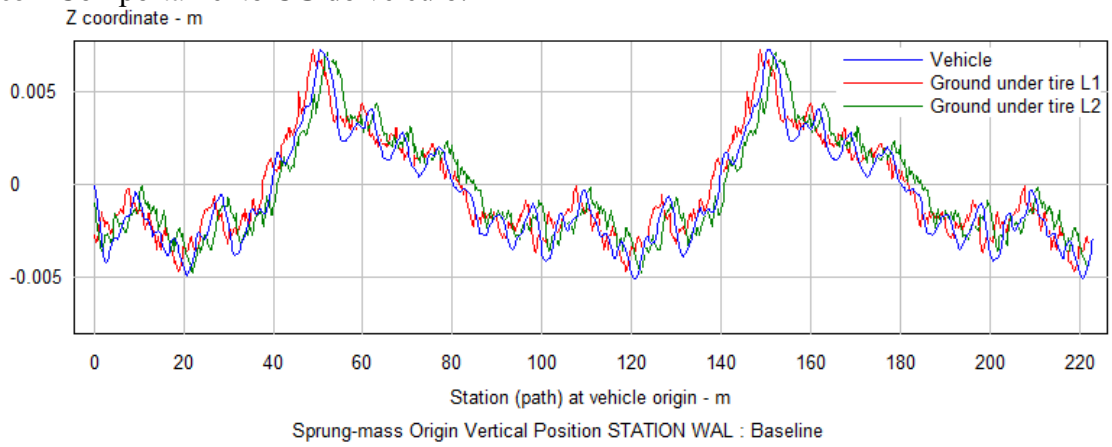


Fonte: Autor

3.3.1.7 Resultados

Na Figura 65 podem ser observado o deslocamento do CG do veículo em função da posição (distância percorrida) quando o veículo trafega em uma pista de qualidade C. Esse deslocamento será posteriormente comparado ao deslocamento da suspensão, com o objetivo de avaliar a variação da força normal aplicada. É possível observar também o perfil de pista sob os eixos dianteiro e traseiro.

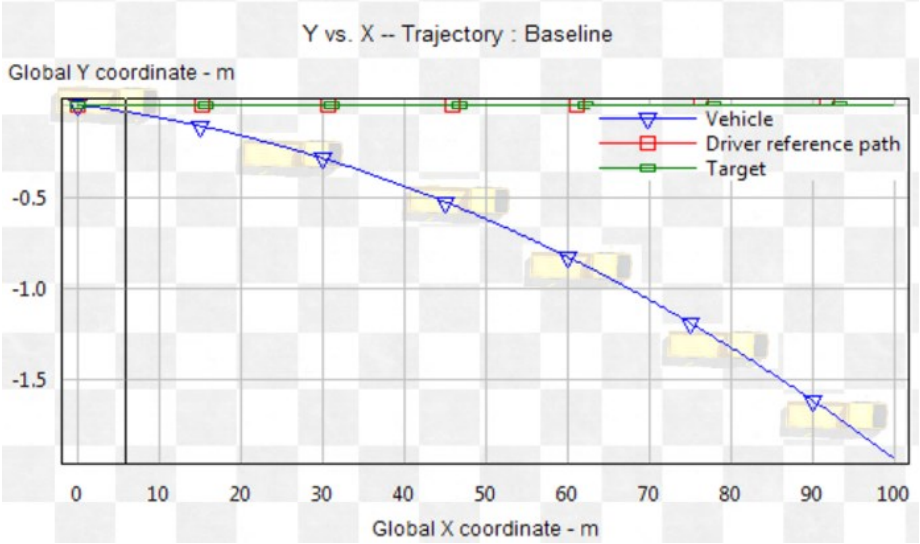
Figura 65 - Comportamento CG do veículo.



Fonte: Autor

As forças geradas pelo pneu ensaiado não possuem uma grande influência no comportamento dinâmico do veículo, uma vez que a trajetória é desviada em apenas 2m a cada 100m percorridos para a pior condição de força lateral gerada pelo pneu referência (Figura 66), esse valor equivale a um raio de 2500m. De acordo com a equação (2-2) é necessário somente 0,08° de esterço para manter o veículo em um movimento retilíneo.

Figura 66 - Desvio da trajetória do veículo devido a força gerada pelo pneu de teste



Fonte: Autor

No teste prático uma quinta roda instrumentada foi adicionada ao veículo para conferir se o veículo percorreu uma trajetória retilínea.

3.3.2 Dinâmica Vertical da Suspensão do equipamento

Com o objetivo de analisar o comportamento da suspensão do equipamento, foram realizados cálculos avaliando qual a resposta da suspensão ao ser submetida a uma excitação harmônica e quando sujeita a uma excitação segundo um modelo de pista.

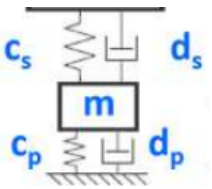
Para as análises um modelo simplificado de um grau de liberdade foi utilizado.

Na Tabela 3 é possível observar os dados utilizados para realizar os cálculos. Os dados do pneu foram obtidos através do (TTC).

Tabela 3 - Dados da Suspensão do equipamento

	massa [kg]	c_p [N/m]	d_p [N/m.s^{-1}]	c_s [N/m]
Valores	11,45	110000	400	10000

Fonte: Autor



3.3.2.1 Vibrações Causadas por Excitações Harmônicas

O cálculo para avaliar a frequência de rotação do pneu (f_r) e, consequentemente, uma possível excitação gerada pelo desbalanceamento foi realizado de acordo com a equação (3-1).

$$f_r = \frac{\frac{v}{3,6}}{2\pi r_d} \quad [Hz] \tag{3-1}$$

Considerando uma velocidade de 40km/h e um raio dinâmico (r_d) de 228mm, a frequência de rotação da roda é de 7,75 Hz.

O cálculo da frequência natural do conjunto roda suspensão foi feito de acordo com [29], equação (3-2).

$$\omega_n = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{c_s + c_d}{m}} \quad [Hz] \tag{3-2}$$

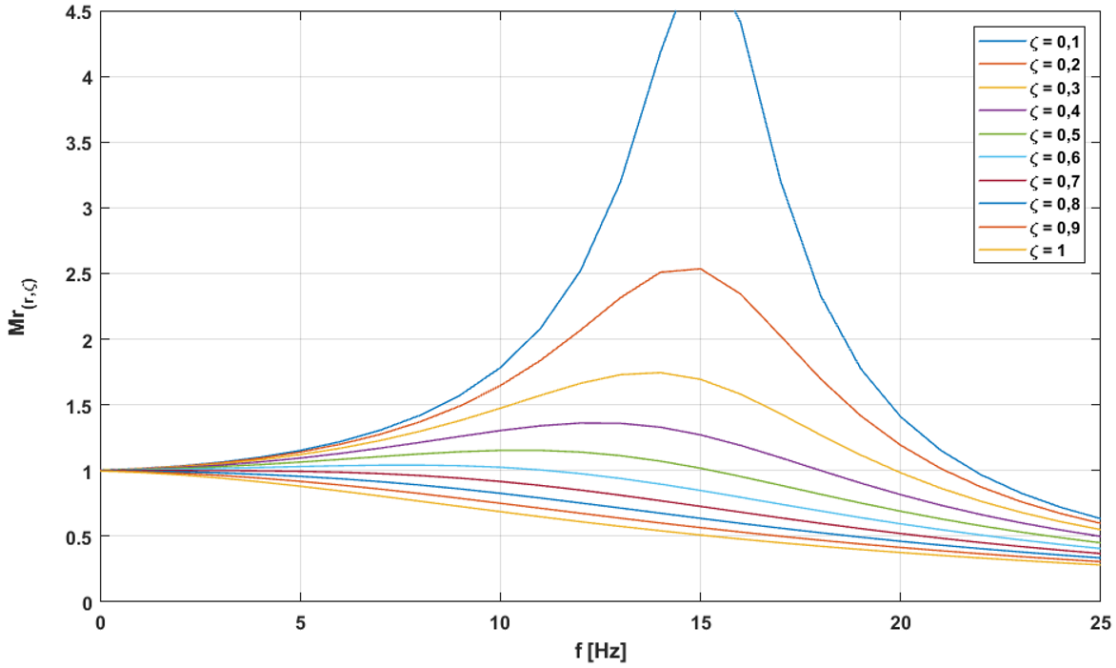
Assim se chega a um valor de frequência natural de 16,3 Hz.

O cálculo do fator de ampliação do movimento, $M(r,\xi)$ para excitações harmônicas para sistemas de um grau de liberdade foi feito segundo [55]. $M(r,\xi)$ é obtido em função do fator de amortecimento (ξ) e a razão (r) entre a frequência de excitação (f_r) e a frequência natural do sistema (w_n), equação ((3-3)).

$$M(r,\xi) = \frac{X_p k}{F} = \frac{1}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \tag{3-3}$$

Para um melhor entendimento, o gráfico da Figura 67 foi criado a parir da equação ((3-3)) com o objetivo de visualizar a influência do fator de amortecimento (ξ) no fator de $M(r,\xi)$ para valores de excitação que variam de 0 à 25Hz e de (r).

Figura 67 - Resposta do sistema ao ser submetido a uma excitação harmônica



Fonte: Autor

Com base no gráfico da Figura 67 visando minimizar as vibrações e consequentemente, melhorando a qualidade dos dados coletados, optou-se por utilizar um fator de amortecimento (ξ) 0,5.

O cálculo do coeficiente de amortecimento (d_s) foi feito de acordo com [55] equação (3-4), assim como o cálculo da frequência natural amortecida (w_a) equação (3-5).

$$d_S = \xi . 2\sqrt{(c_s + c_t)m} \tag{3-4}$$

$$\omega_a = \omega_n\sqrt{1 - \xi^2} \tag{3-5}$$

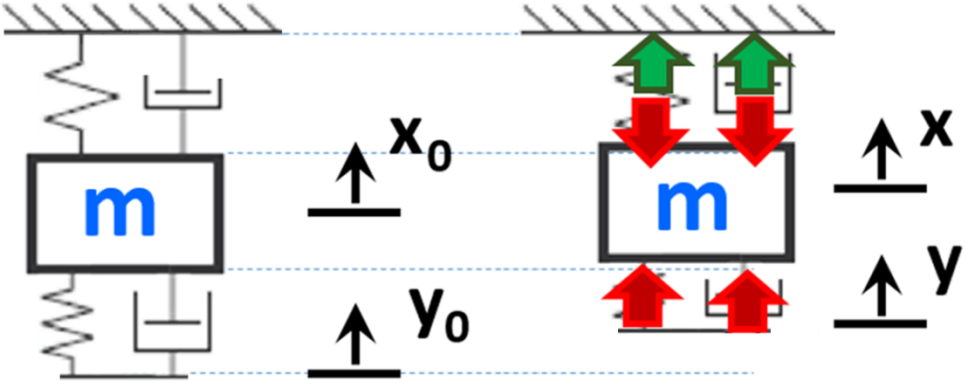
Assim, optou-se por utilizar um amortecedor com o coeficiente de amortecimento (d_s) é de 1172 N/m.s^{-1}. A frequência natural amortecida do conjunto encontrada foi de 14,1 Hz.

3.3.2.2 Resposta da Suspensão a uma Excitação de Base

Para avaliar a resposta da suspensão em relação ao chassis do veículo quando ambos são submetidos à mesma excitação de base (y) (Figura 64, seção 3.3.1.6.), tendo como objetivo quantificar a variação da força normal aplicada no pneu ensaiado ao longo do trajeto, também foi utilizado um modelo de um grau de liberdade.

O equacionamento foi feito para obter as expressões que regem o comportamento do sistema, segue o diagrama de corpo livre na Figura 68.

Figura 68 - Modelo de massa não suspensa



Fonte: Autor

O comportamento dinâmico para o modelo da massa não suspensa pode ser obtido através da Segunda Lei de Newton. Dessa maneira, a equação (3-6) e a equação (3-7) são obtidas.

$$m * \ddot{x} = -c_s * x - d_s * \dot{x} + c_p * (y - x) + d_p * (\dot{y} - \dot{x}) \tag{3-6}$$

$$\ddot{x} = \frac{-c_s}{m} * x - \frac{d_s}{m} * \dot{x} + \frac{c_p}{m} * (y - x) + \frac{d_p}{m} * (\dot{y} - \dot{x}) \tag{3-7}$$

Para auxiliar o modelamento em Matlab foi feita a representação em espaços de estados (equação (3-9)).

$$z = \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x \\ \dot{x} \end{bmatrix} \tag{3-8}$$

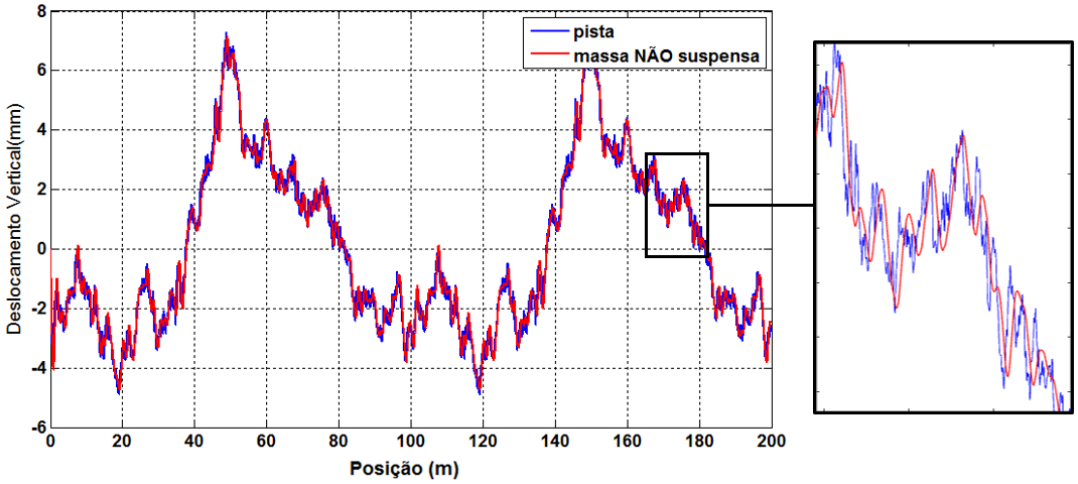
$$\dot{z} = \begin{bmatrix} \dot{X}_1 \\ \dot{X}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \ddot{x} \end{bmatrix} \tag{3-9}$$

Segue na equação (3-10) o vetor de espaços de estados inserido no modelo em MATLAB.

$$\dot{z} = \begin{bmatrix} X_2 \\ -\frac{c_s}{m} * X_1 - \frac{d_s}{m} * X_2 + \frac{c_p}{m} * (y - X_1) + \frac{d_p}{m} * (y_d - X_2) \end{bmatrix} \tag{3-10}$$

Através das equações obtidas e utilizando os dados de entrada, o gráficos da Figura 69 foi gerado, onde se pode observar o comportamento da suspensão em uma pista de classe C a uma velocidade de 40 km/h.

Figura 69 - Comportamento da massa não suspensa em uma pista de classe C



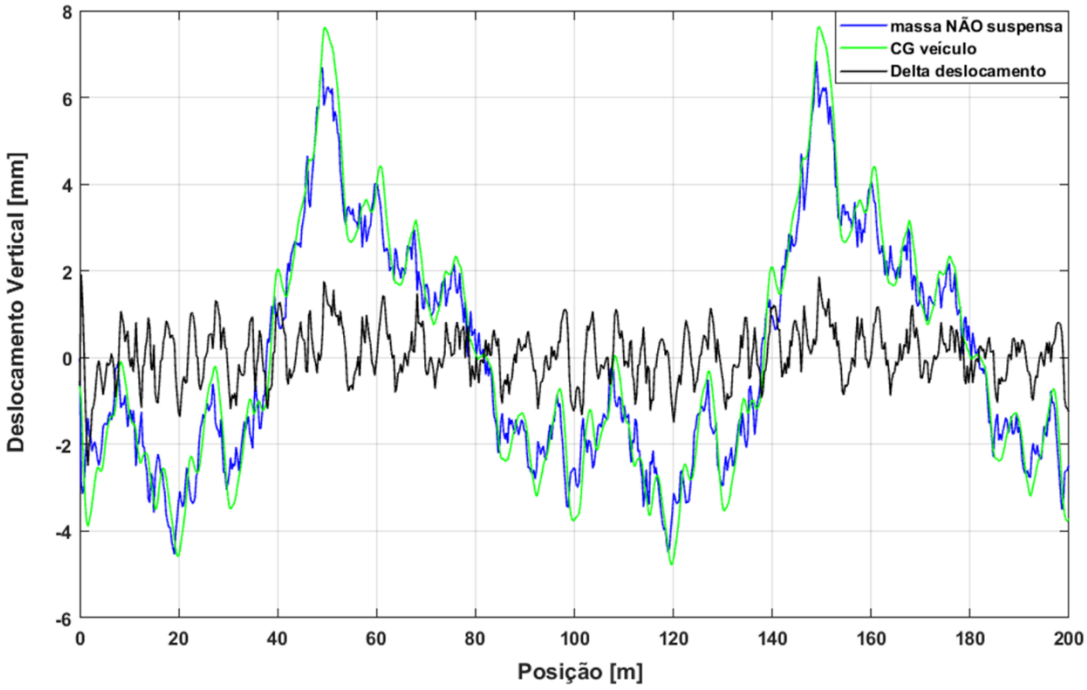
Fonte: Autor

3.3.2.3 Força Normal

A variação da força normal aplicada no pneu ao longo da trajetória foi obtido multiplicando a diferença do deslocamento vertical entre o chassi e a suspensão apresentado no gráfico da Figura 70 pela rigidez da mola (Tabela 3) .

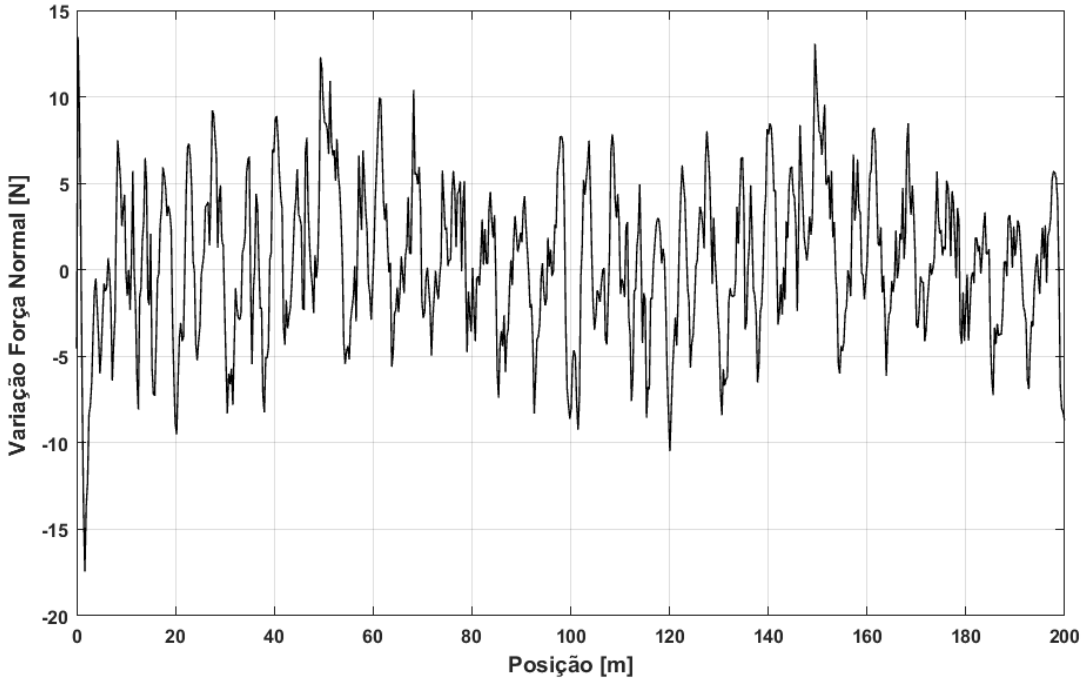
No gráfico da Figura 71 pode ser visto o resultado da variação de força normal ao longo da trajetória.

Figura 70 - Diferença entre o deslocamento do chassi e suspensão



Fonte: Autor

Figura 71 - Variação da força normal ao longo do deslocamento



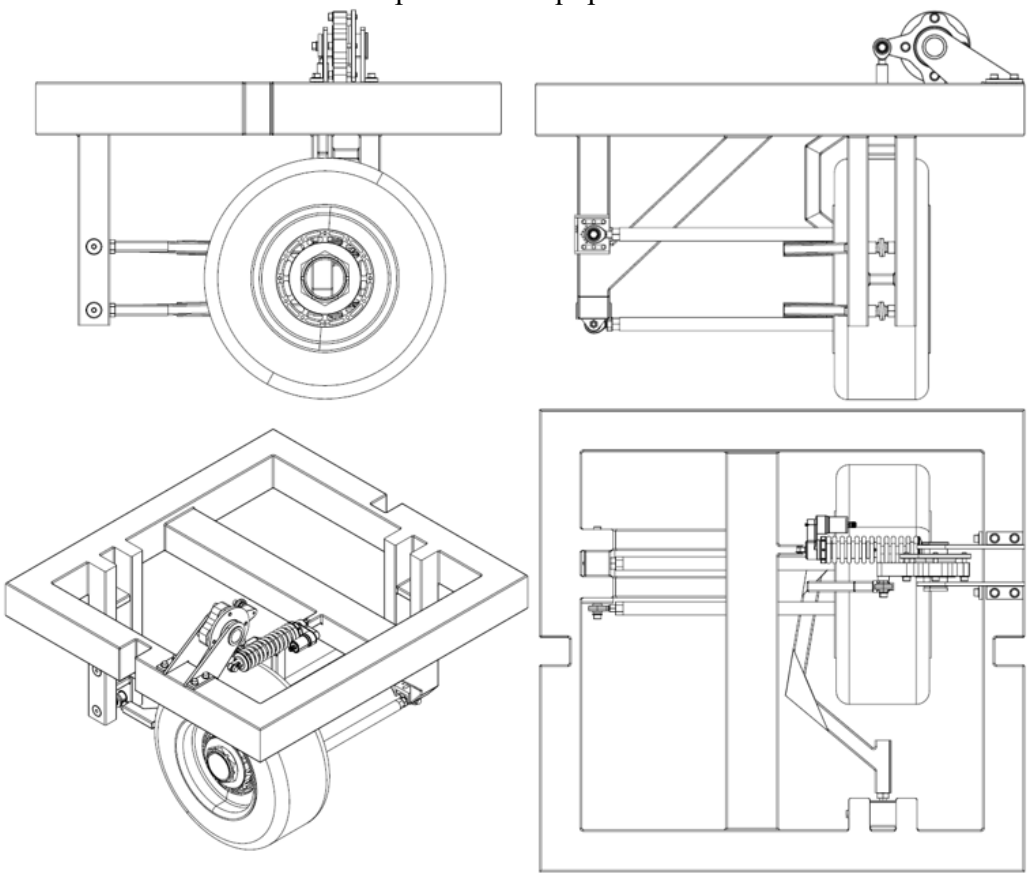
Fonte: Autor

A variação da força normal pode ser considerada baixa, uma vez que representa cerca de 5% da na menor carga normal a ser aplicada (222N) e 1% da maior carga normal a ser aplicada (1111N).

3.4 *DESENVOLVIMENTO DO EQUIPAMENTO*

Nessa seção se encontra todo o processo de desenvolvimento do equipamento de medição, na Figura 72 é possível ver a estrutura de interface que une o chassi ao o sistema de suspensão do equipamento que também pode ser visto no anexo A.

Figura 72 - Estrutura de interface e suspensão do equipamento



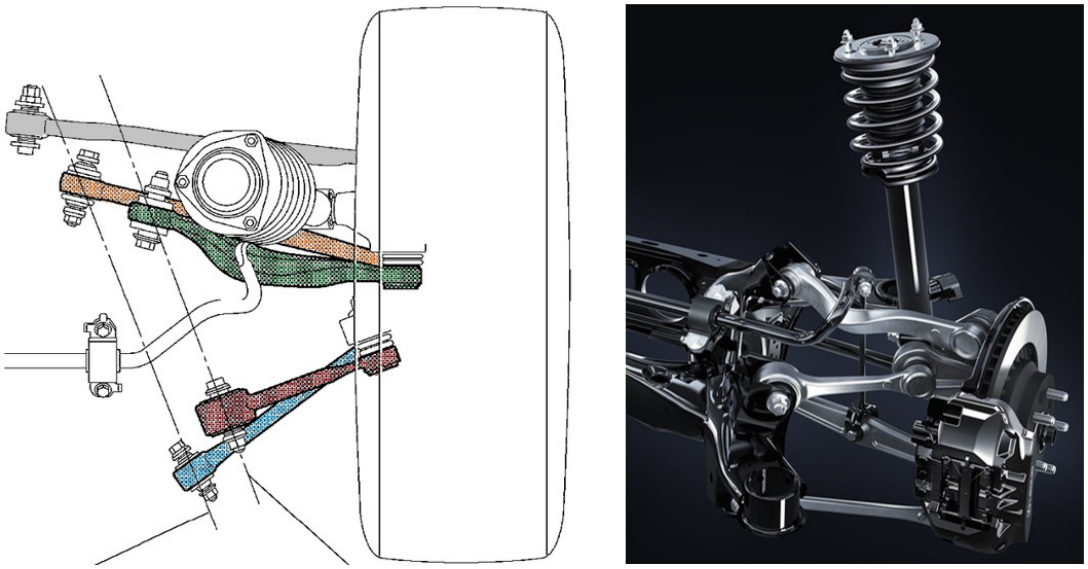
Fonte: Autor

3.4.1 Suspensão para medição

A suspensão para medição é o sistema que possui maior relevância nesse trabalho uma vez que todas as medições são realizadas através de extensômetros instalados em seus braços de controle, além de prover o controle cinemático do pneu e garantir uma baixa variação da força normal aplicada no pneu ao ser ensaiado, visando minimizar os erros de medição o máximo possível.

O tipo de sistema de suspensão selecionado para ser desenvolvido nesse trabalho foi o Multi-link (Figura 73).

Figura 73 - Suspensão Multi-link



Fonte: Autor "adaptado de" [39]

Segundo [7] o controle cinemático que se pode ter nesse tipo de suspensão é muito flexível. O maior desafio é obter a cinemática da vista frontal desejada sem comprometer a geometria da vista lateral e vice-versa.

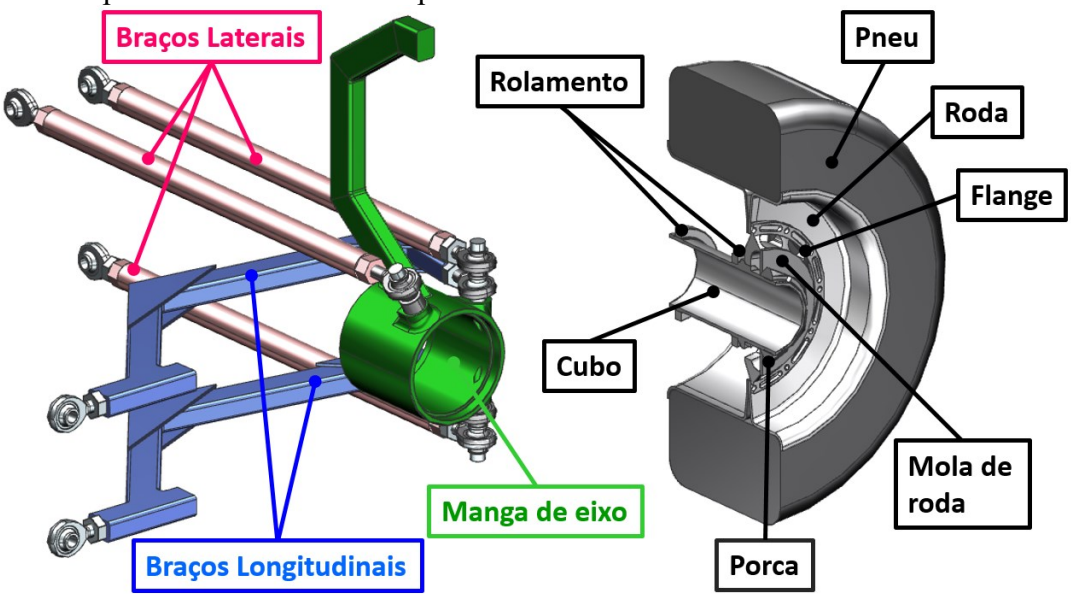
Na mesma linha de pensamento [4], diz que o sistema Multi-link possui um controle vantajoso sobre os ganhos da roda no que diz respeito ao comportamento dos ganhos de divergência, camber e bitola.

3.4.1.1 Suspensão Multi-Link

A suspensão Multi-link desenvolvida é composta por cinco braços de controle que possuem juntas esféricas em suas extremidades. Essa juntas possuem a característica de transmitir somente forças de tração e compressão, facilitando a instrumentação e a medição dos esforços. Como os maiores esforços serão suportados pelos três braços laterais de controle (Figura 74) somente eles foram instrumentados.

Na manga (Figura 74) são ancorados todos os braços de controle bem como a conjunto mola amortecedor para aplicação da força normal. O conjunto cubo, roda e pneu também podem ser vistos.

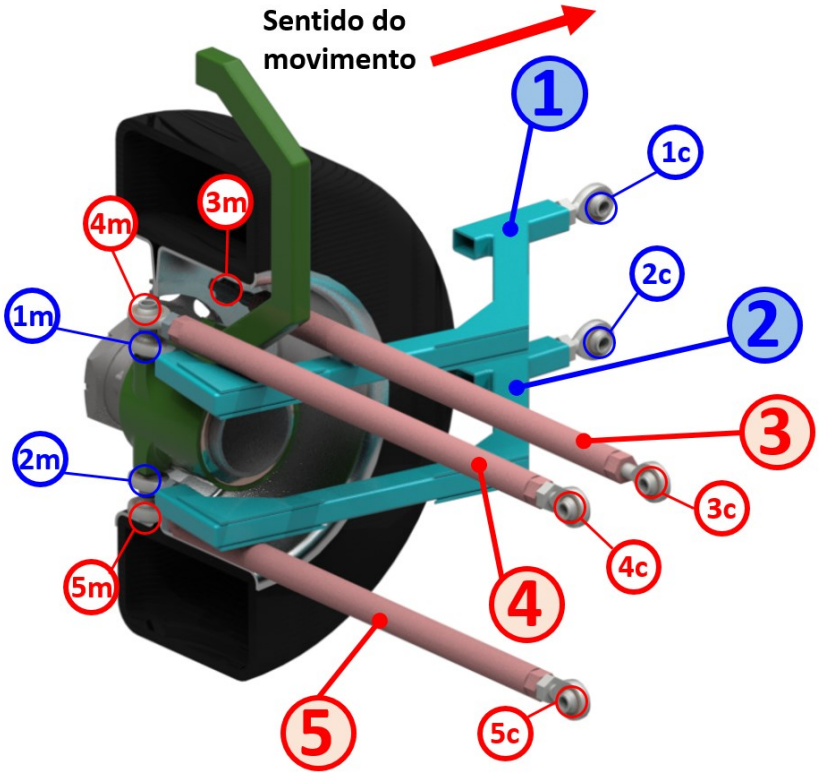
Figura 74 - Suspensão Multi-link do dispositivo



Fonte: Autor

Para facilitar o entendimento a Figura 75 apresenta a suspensão completa com todos os pontos de ancoragem e todos os pontos de controle devidamente nomeados.

Figura 75 - Ponto de ancoragem e controle da suspensão

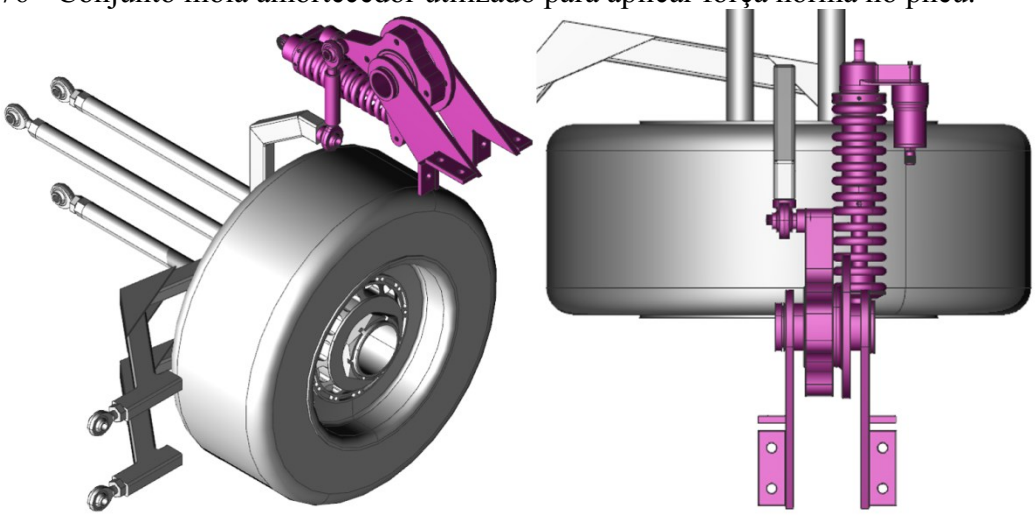


Fonte: Autor

3.4.1.2 Sistema para aplicar força normal

O conjunto mola amortecedor exerce uma força através de um braço de alavanca sobre uma barra (realiza a medição da força aplicada) que está posicionada exatamente na mesma linha de centro do pneu, de modo a garantir que a força aplicada/medida seja a mesma força de reação do pneu (Figura 76).

Figura 76 - Conjunto mola amortecedor utilizado para aplicar força norma no pneu.



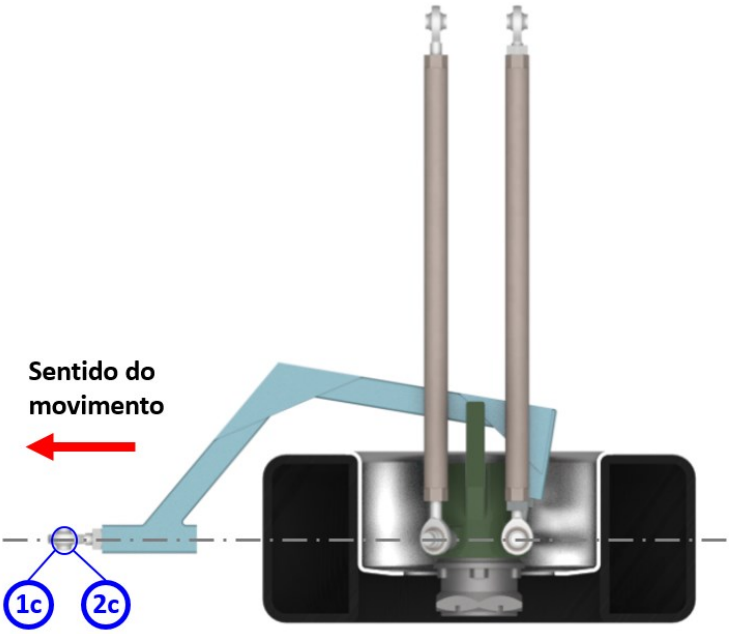
Fonte: Autor

3.4.1.3 Definição dos Pontos de Controle da Suspensão

As ancoragens dos pontos1c e 2c estão alinhadas com o centro do pneu para minimizar a decomposição da força lateral nos braços 1 e 2 (Figura 77). Já os braços 3, 4 e 5 estão posicionados perpendicularmente à trajetória do veículo, assim somente os esforços provenientes da força lateral serão medidos por eles e qualquer eventual esforço longitudinal será suportado pelos braços 1 e 2.

Dessa maneira é possível isolar a medição das forças geradas pelo pneu tanto na longitudinal quanto lateral, evitando o “cross talk” minimizando o erro de medição.

Figura 77 - Ancoragem dos braços 1 e 2

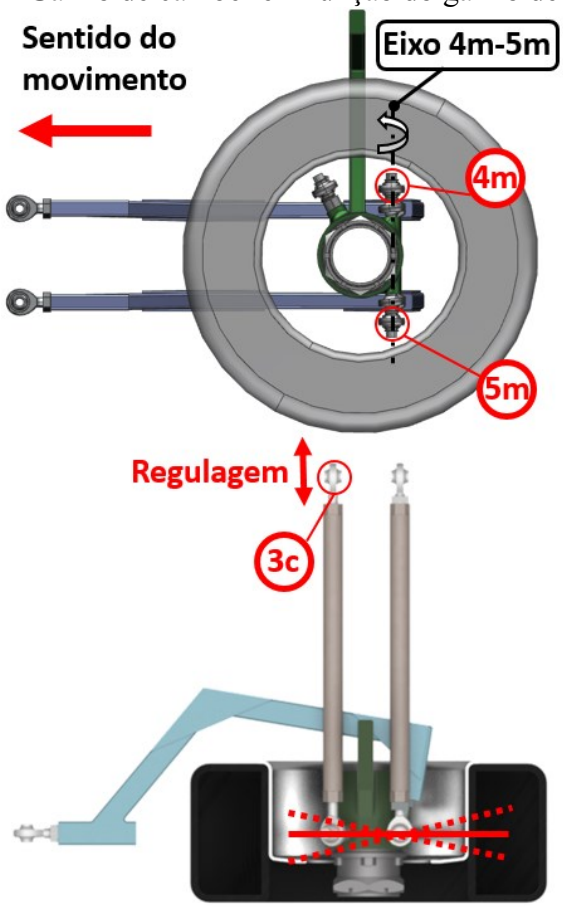


Fonte: Autor

Como já citado, a suspensão Multi-link foi escolhida por possuir um excelente controle cinemático. Para facilitar os testes e minimizar erros de medição, é essencial que, quando houver uma alteração no ângulo de esterço não ocorra nenhuma alteração no ângulo de camber e vice-versa, visto que esses são parâmetros de controle e possuem grande influência no comportamento do pneu.

Para garantir que não haja a alteração de dois parâmetros de controle simultaneamente o ângulo de caster (eixo 4m-5m) é igual a zero, dessa maneira não há ganho de camber devido ao esterço [4] (seção 2.5.3). Para variar o ângulo de esterço o ponto 3c é deslocado na direção Y (Figura 78).

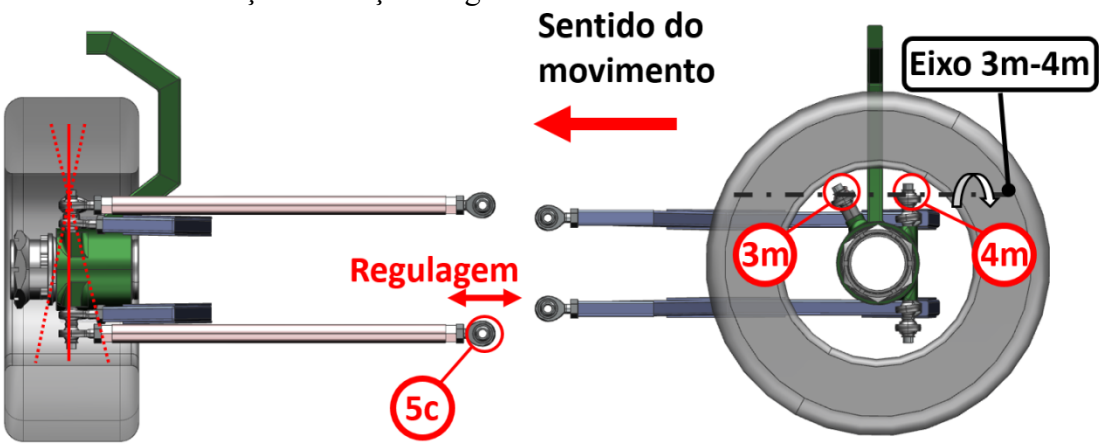
Figura 78 - Ganho de camber em função do ganho de esterço.



Fonte: Autor

Utilizando o mesmo conceito, os braços superiores também foram alinhados de modo que o eixo 3m-4m fique paralelo ao solo garantindo que não haja ganho de esterço com a alteração do ângulo de camber, que por sua vez é alterado pelo reposicionamento do ponto 5c no eixo Y (Figura 79).

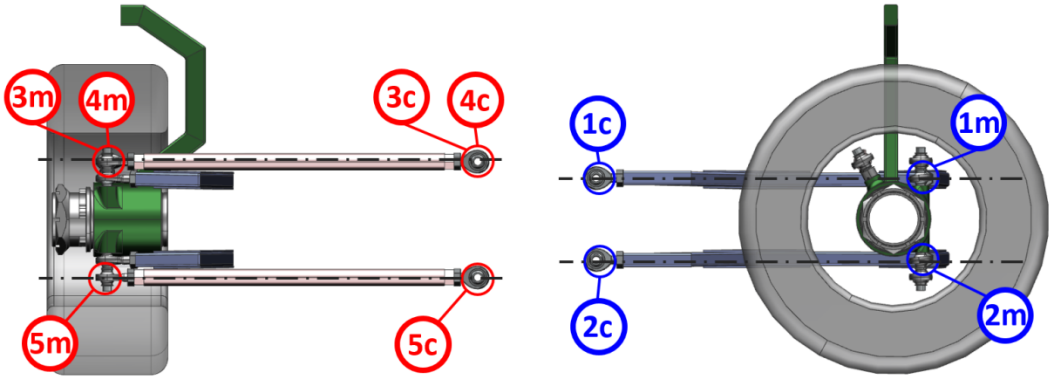
Figura 79 - Ganho de esterço em função do ganho de camber



Fonte: Autor

Com o objetivo de diminuir ao máximo a taxa de ganho de camber ou caster no trabalho de roda, minimizando assim erros de medição. Uma das premissas do projeto é deixar os braços de controle longos (sem que haja a comprometimento da rigidez do sistema) e garantir que eles fiquem paralelos entre si ao longo do curso de roda, conceitos introduzidos na seção 2.5.5, (Figura 80).

Figura 80 - Braços de controle paralelos



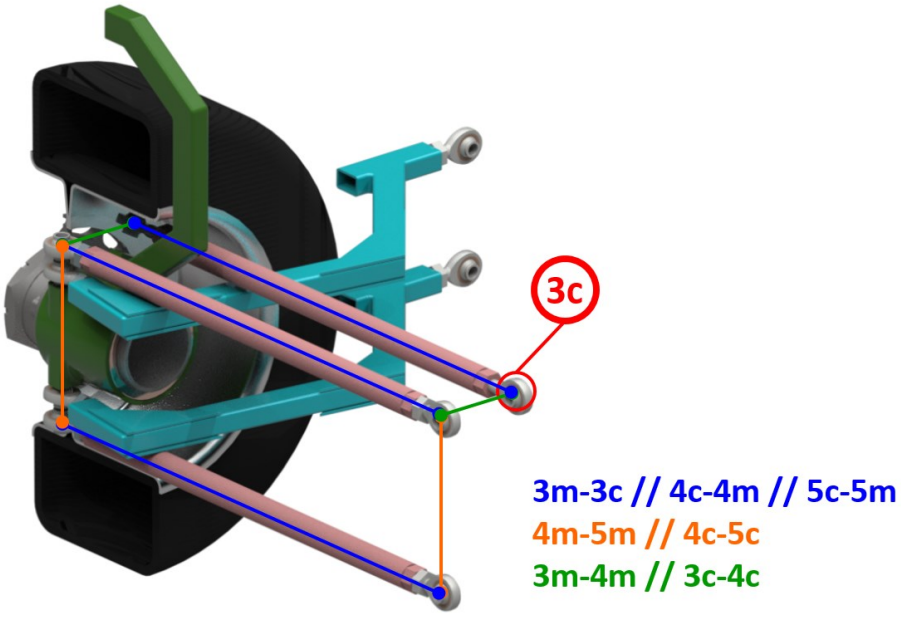
Fonte: Autor

Devido aos braços estarem posicionados paralelos entre si e também paralelos ao solo, o centro instantâneo de rotação da suspensão tende ao infinito, desse modo o ganho lateral no trabalho de roda é minimizado e consequentemente, o ângulo de deriva do pneu gerado por esse fenômeno indesejado também diminui, garantindo uma maior precisão na aquisição de dados.

A estratégia adotada para minimizar o ganho longitudinal foi a mesma adotada para a variação lateral (seção 2.5.5.3).

Para garantir que não haja ganho de esterço no deslocamento da suspensão foi aplicado o conceito de geometria proposta por [4], introduzido na seção 2.5.5.4, e como exposto por [21], geometrias de suspensão com ganho de camber e caster “pequeno”, é possível realizar um estudo considerando apenas uma perspectiva em duas dimensões no plano frontal da suspensão e mesmo assim obter uma boa precisão. Dessa forma a posição ideal do ponto 3c foi determinada. Na Figura 81 pode ser observado que o braço3 de controle de divergência assume os mesmos valores do braço de controle 4 nas coordenadas Y e Z.

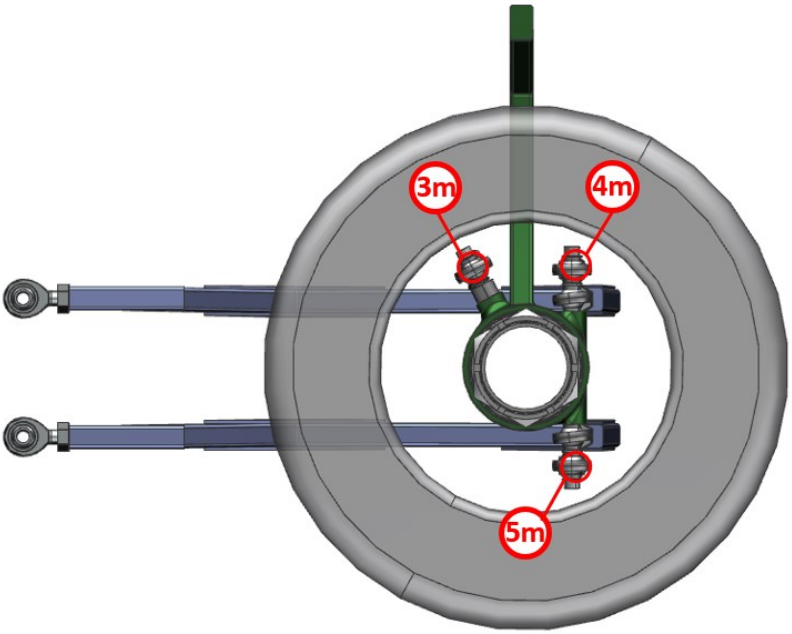
Figura 81 - Geometria para eliminar o ganho de divergência no deslocamento de roda



Fonte: Autor

A fim de maximizar a rigidez e diminuir o "compliance" de divergência e camber da roda, os pontos 3m, 4m e 5m (Figura 82) foram posicionados o mais distante possível um do outro respeitando as outras condições apresentadas de modo a diminuir a influência de eventuais folgas no sistema.

Figura 82 - Posição dos pontos 3m, 4m e 5m

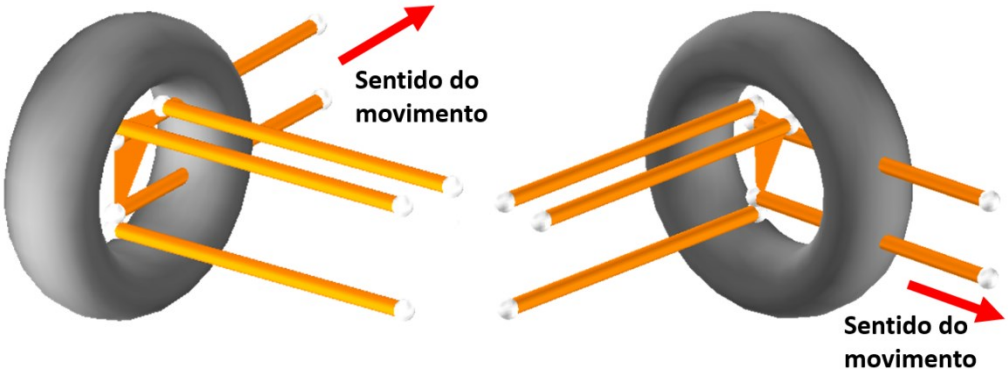


Fonte: Autor

3.4.1.4 Estudo Cinemático da Geometria da Suspensão

Para comprovar as premissas do projeto, análises cinemáticas foram realizadas com o auxílio da ferramenta Optimum Kinematics. Essa avaliação foi feita considerando os cinco parâmetros mais relevantes que variam com o deslocamento da suspensão (Figura 83).

Figura 83 - Modelo criado para o Estudo Cinemático no Software Optimum Kinematics



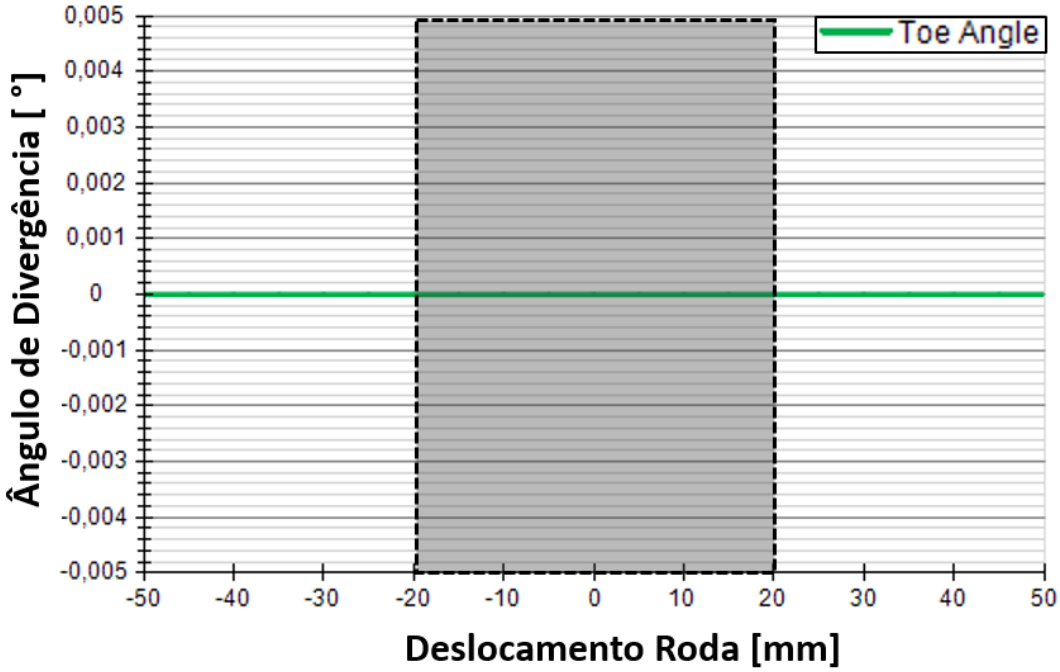
Fonte: Autor

Para obter uma melhor extrapolação dos gráficos e assim explicitar a tendência de comportamento dos ganhos da suspensão foi considerado nas análises o deslocamento do chassi em relação a roda de 50mm de curso positivo e 50mm para o curso negativo. Como visto na seção 3.3.1.7, o deslocamento não deve superar ±10mm.

As análises foram realizadas considerando 0° de divergência e 0° de camber.

No gráfico mostrado na Figura 84 pode-se observar que o ganho de divergência no deslocamento de roda (bump steer) é praticamente nulo.

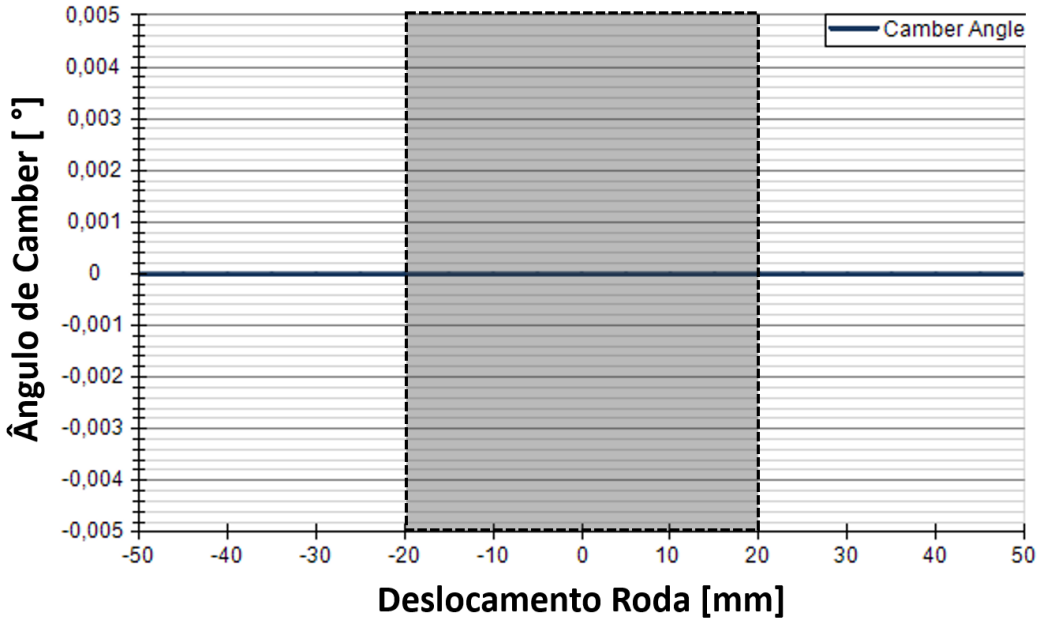
Figura 84 - Ganho de divergência no deslocamento de roda



Fonte: Autor

A variação do ângulo de camber pelo curso de roda também pode ser considerado nulo como mostra o gráfico na Figura 85.

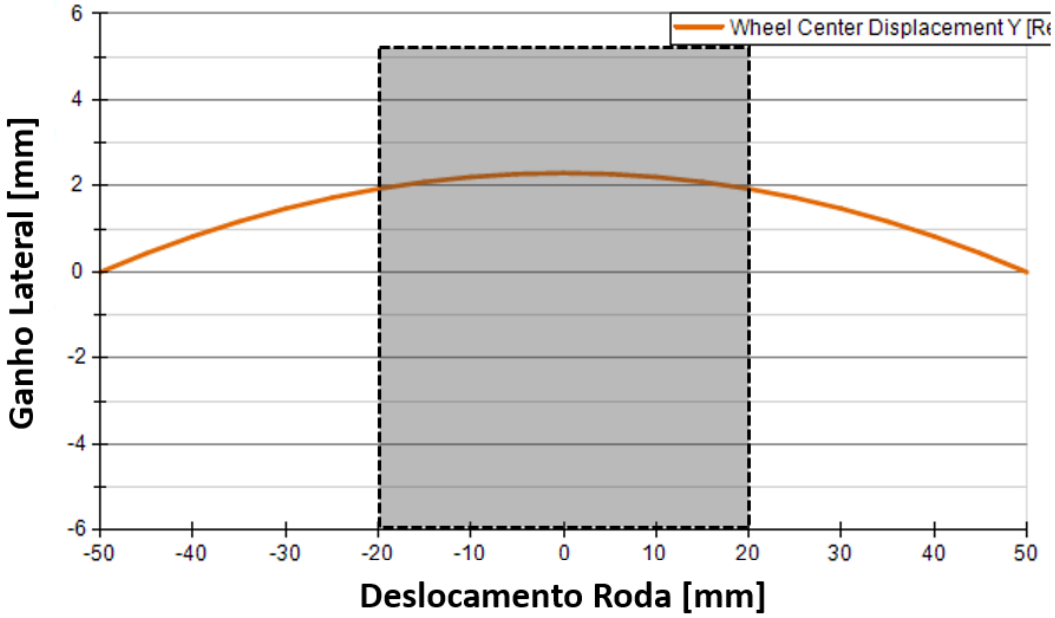
Figura 85 - Ganho de camber no deslocamento de roda



Fonte: Autor

Outro parâmetro muito relevante no projeto a ser analisado cinematicamente é o ganho lateral devido ao deslocamento de roda. No gráfico da Figura 86, observa-se que a variação é bem baixa inferior a 1mm para 20mm de deslocamento de roda.

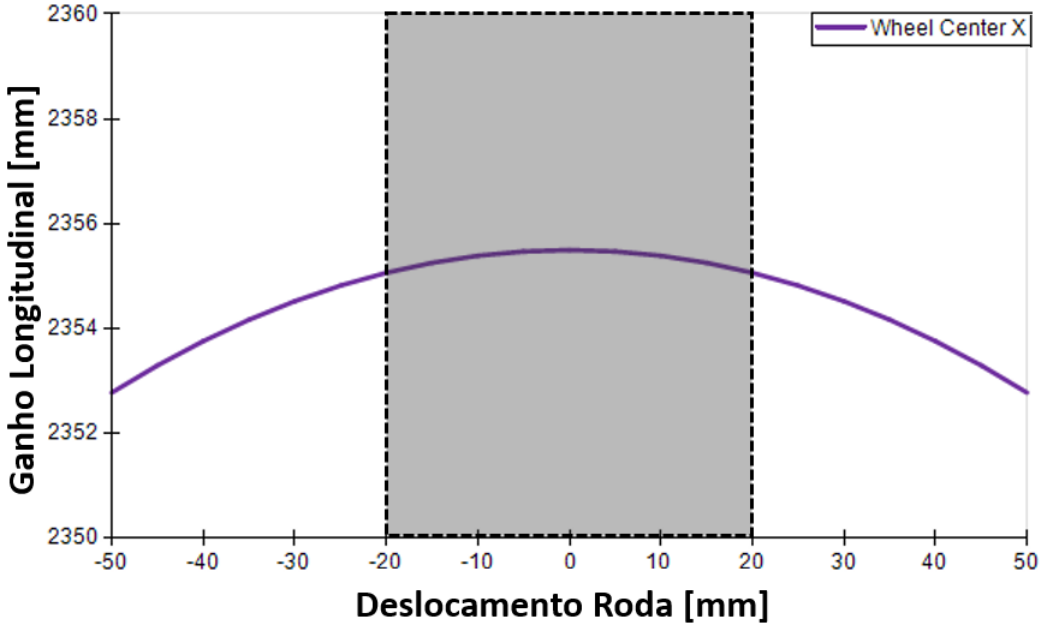
Figura 86 - Ganho de lateral no deslocamento de roda



Fonte: Autor

A variação do longitudinal em função do deslocamento de roda é muito pequena, também inferior 1mm para 20mm de deslocamento de roda. (Figura 87).

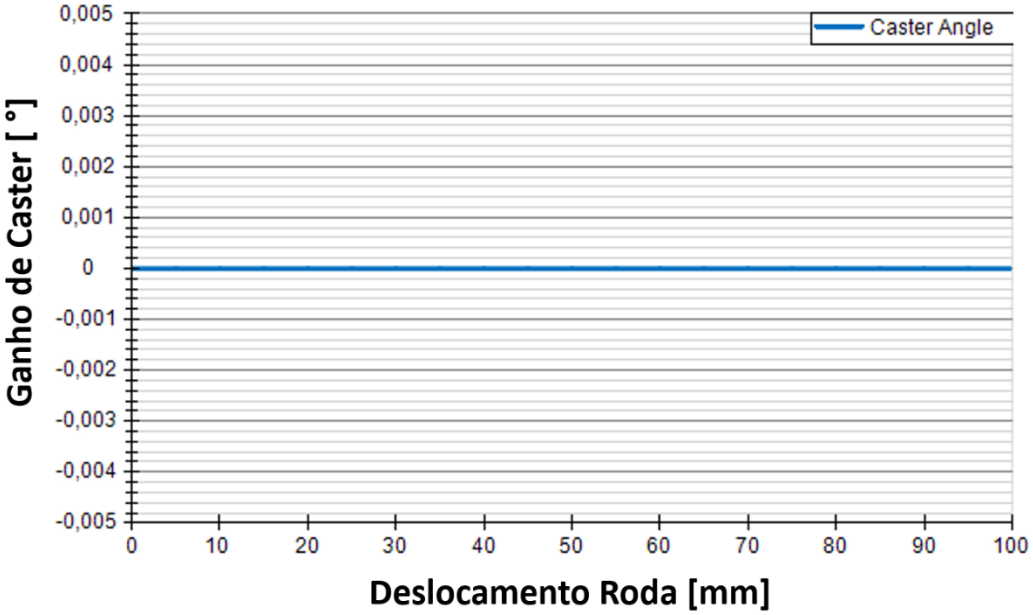
Figura 87 - Ganho longitudinal no deslocamento de roda



Fonte: Autor

Por fim, o gráfico da Figura 88 mostra uma variação nula de caster em função do trabalho de roda.

Figura 88 - Ganho de caster no deslocamento de roda



Fonte: Autor

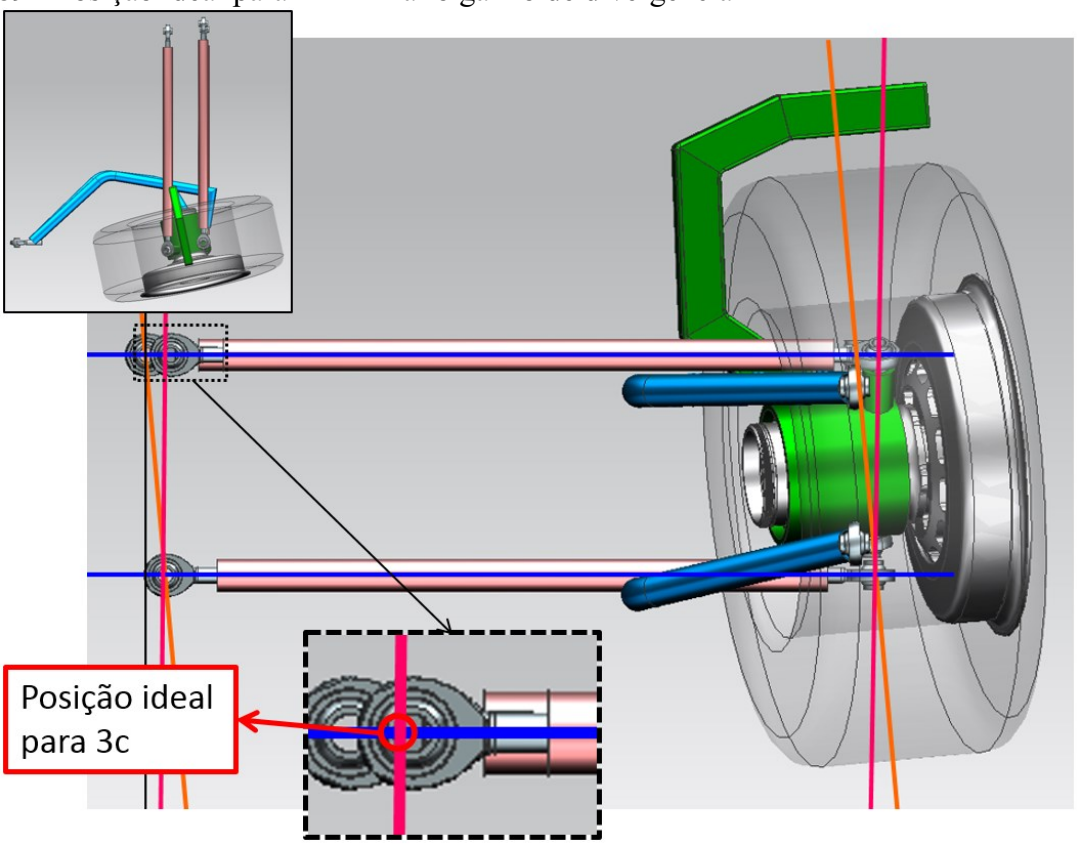
Dessa forma, é possível concluir que todas as premissas consideradas para o projeto da cinemática da suspensão permitiram que fosse obtido um resultado extremamente satisfatório, de modo a minimizar ao máximo os efeitos cinemáticos nas medições das forças geradas pelo pneu.

3.4.1.5 Cálculo do “Bump Steer”

A geometria proposta por [4], só pode ser obtida para uma única condição, para esse trabalho foi considerada a condição de 0° esterço e 0° camber.

Porém para realizar os testes é necessário variar o ângulo de esterço entre -12 e 12 e o ângulo de camber entre -4 e 4, desta forma para cada condição, o ponto 3c deve ter uma posição distinta. Consequentemente, o ponto ideal para 3c pode não ser atingido para todas as condições como pode ser visto na Figura 89.

Figura 89 - Posição ideal para minimizar o ganho de divergência



Fonte: Autor

Para avaliar as consequências desse "desalinhamento" do ponto 3c foram realizadas análises cinemáticas para as condições de máxima inclinação de acordo com a Tabela 4.

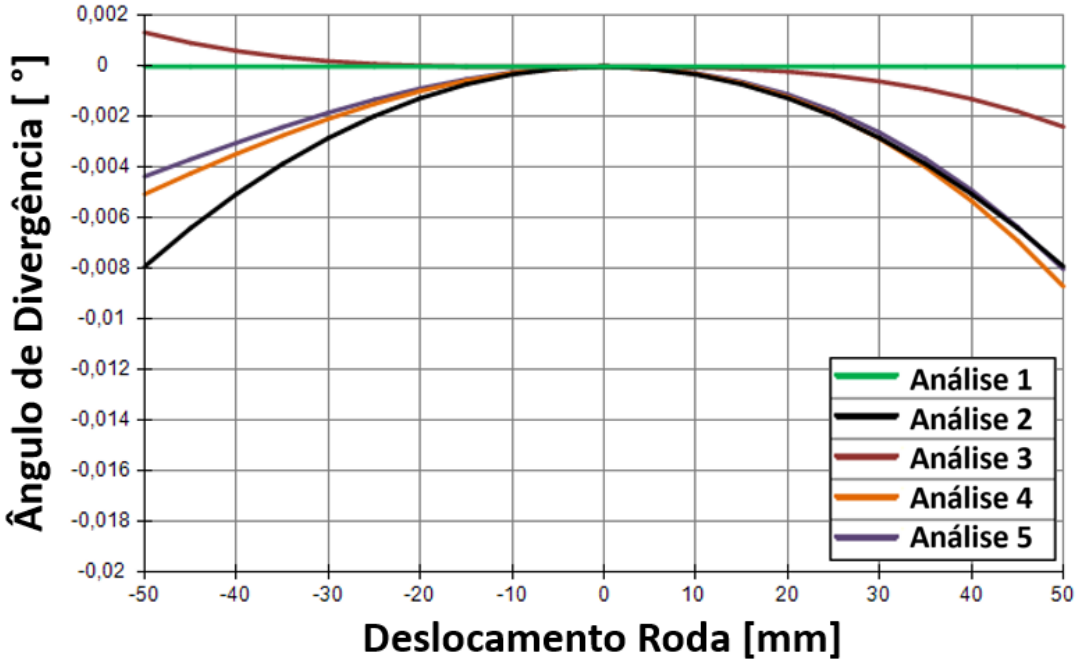
Tabela 4 - Parâmetro para análises cinemáticas

	Análise 1	Análise 2	Análise 3	Análise 4	Análise 5
Divergência	0	-12	-12	12	12
Camber	0	4	-4	4	-4

Fonte: Sobrenome (Ano)

No gráfico da Figura 90 é possível observar que o ganho de esterço com o deslocamento da suspensão é muito baixo mesmo para as condições de teste considerando as inclinações máximas.

Figura 90 - Ganho de divergência no deslocamento de roda para as condições da Tabela 4



Fonte: Autor

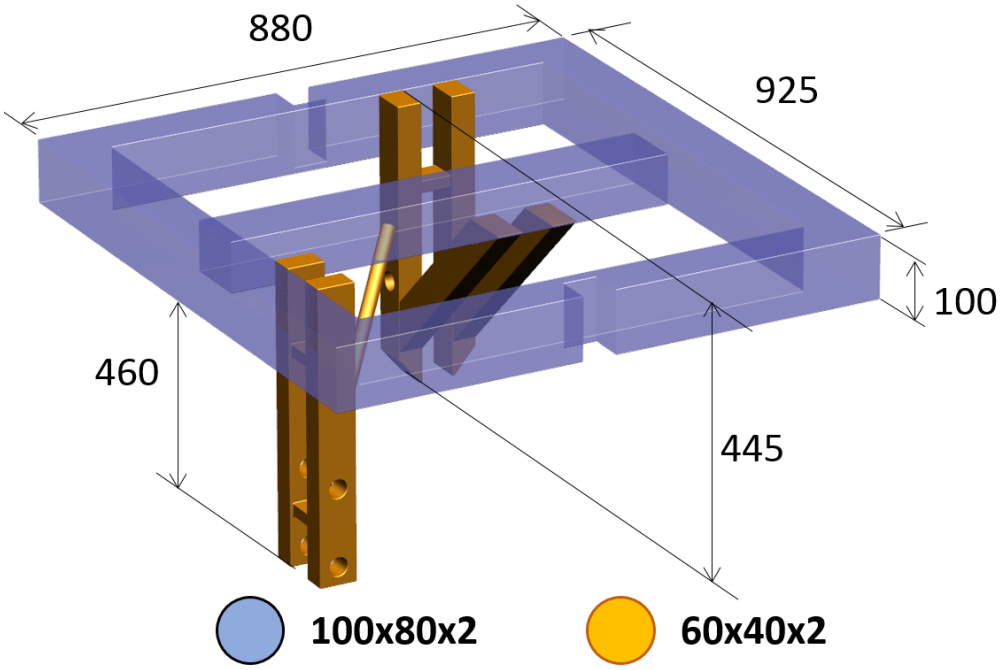
3.4.2 Estrutura de interface entre o chassi e a suspensão de medição

A principal função da estrutura é fazer a interface entre a suspensão e o chassi do veículo. Uma das principais metas a serem atingidas no seu desenvolvimento é permitir uma instalação com pouca ou nenhuma intervenção no chassi, além de prover a ancoragem de todos os pontos de suspensão, garantindo uma rigidez estrutural de modo que as forças geradas pelo pneu a serem descarregadas na estrutura não gerem deformações que possam comprometer o comportamento cinemático da suspensão nas medições realizadas.

No desenvolvimento da estrutura de interface, foi levado em consideração a mobilidade do dispositivo como um todo, de modo a facilitar os testes em bancada.

A estrutura de interface foi confeccionado utilizando duas medidas de perfis em aço ABNT 1020, as principais dimensões podem ser vistas na Figura 91.

Figura 91 - Principais dimensões da estrutura de interface



Fonte: Autor

3.4.3 Cálculos Estruturais

Com o intuito de obter as deformações do sistema e medir qual a força de reação em cada junta quando o conjunto é submetido às forças geradas pelo pneu, foram realizadas uma série de análises em elementos finitos, visando obter os resultados de deformações do conjunto e assim, quantificar qual será essa influência na medição dos dados.

As analises para obter as forças que atuam em cada junta têm como objetivo obter quais são as forças máximas e mínimas que cada braço de controle sofre, possibilitando assim, dimensionar o diâmetro e espessura do tubo de maneira a garantir que haja para todas condições de teste uma micro-deformação, na qual seja possível fazer uma medição utilizando extensômetros, com a máxima precisão possível sem comprometer a rigidez do sistema. O uso de células de cargas foi descartado pelo seu elevado custo.

As análises foram feitas considerando diferentes casos de carregamento Tabela 5. As forças foram obtidas da Figura 52 seção 3.1.2 que descreve o comportamento do pneu referência utilizado nesse trabalho.

Tabela 5 - Condições de carregamento

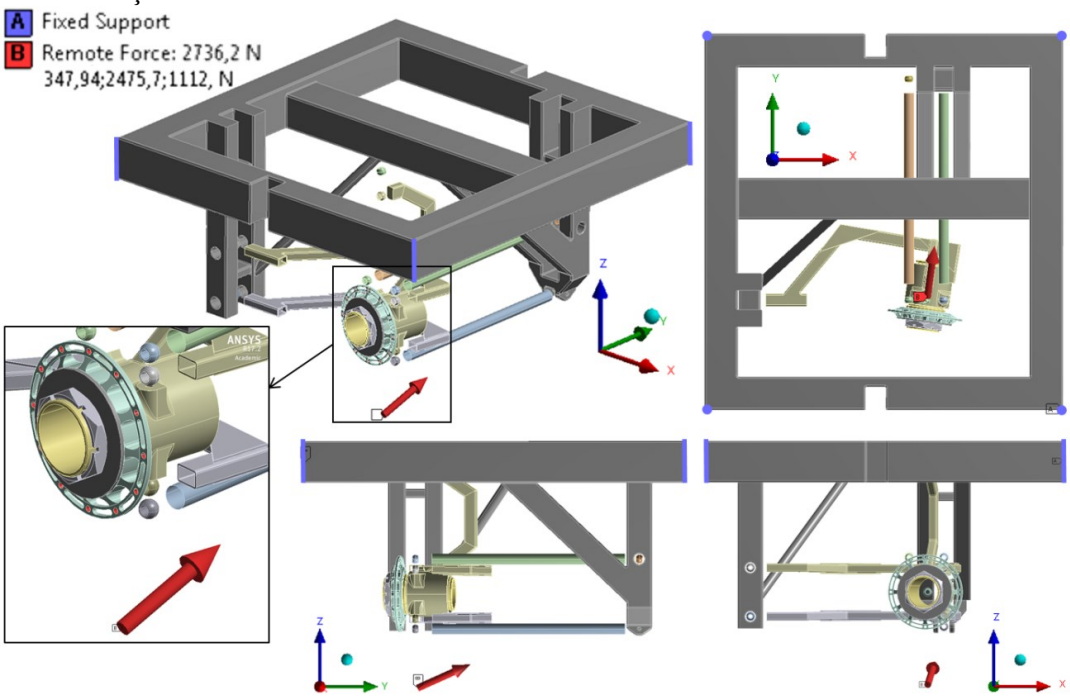
	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4	Caso 5	Caso 6
Deriva [°]	2,0	6,0	2,0	8,0	-2,0	-8,0
Força Normal [N]	-222,0	-686,0	-1112,0	-1112,0	-1112,0	-1112,0
Força Lat. Total [N]	500,0	1500,0	1500,0	2500,0	-500,0	-2500,0
Componente Força Lat. X [N]	17,4	156,8	52,3	347,9	17,4	347,9
Componente Força Lat. Y [N]	499,7	1491,8	1499,1	2475,7	-499,7	-2475,7

Fonte: Autor

O software utilizado para fazer as análises foi o “ANSYS R17.2 Academic” que se enquadra na categoria de programas de Engenharia Auxiliada por Computadores (CAE - Computer Aided Engineering).

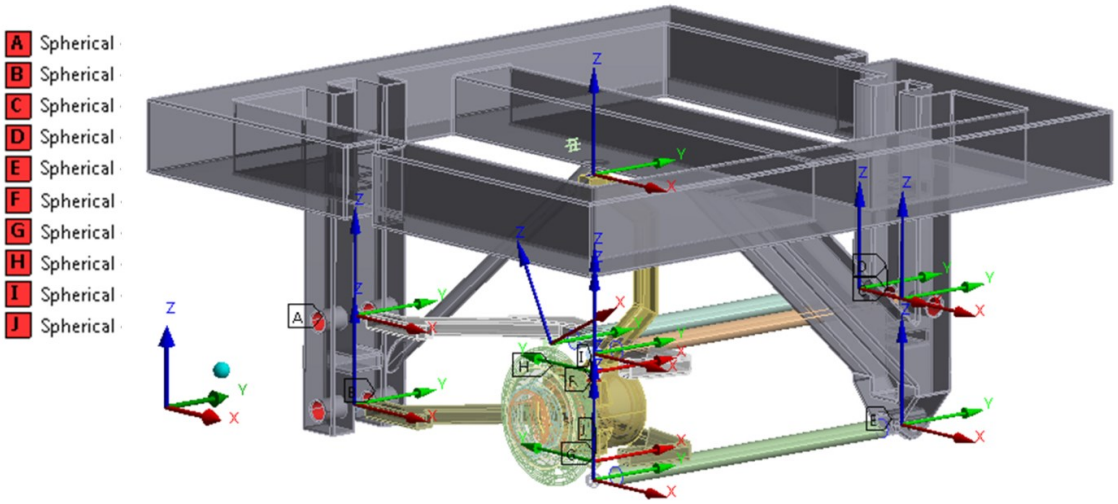
Nas Figura 92 podem ser vistas as condições de contorno utilizadas no cálculo estrutural 1. A estrutura foi engastada nos pontos de fixação no chassi do veículo, todas as juntas foram consideradas juntas esféricas rígidas (Figura 93)e as forças vertical e lateral foram aplicadas no centro do pneu a uma distância igual ao raio dinâmico do pneu. A fim de simplificar a análise, para representar a fixação da manga no conjunto mola amortecedor foi considerada uma junta que possui as rotações livres em todas as direções e os deslocamentos livres nas direções X e Y (possui reação somente na direção Z).

Figura 92 - Condições de contorno cálculo estrutural 1



Fonte: Autor

Figura 93 - Juntas utilizadas no cálculo estrutural



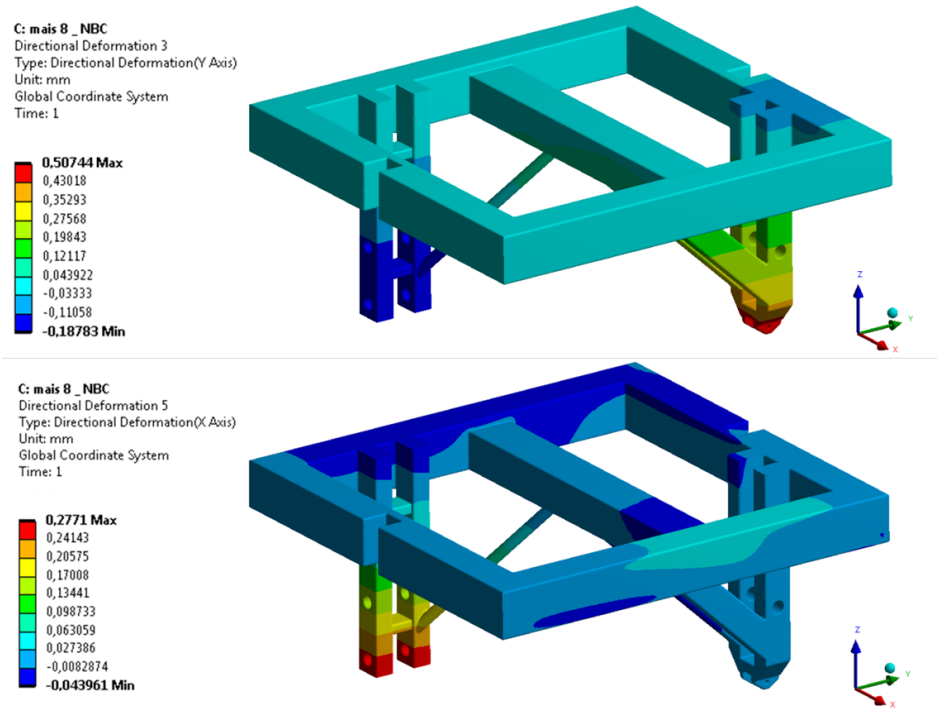
Fonte: Autor

3.4.3.1 Deformação da estrutura de interface

O resultado da deformação da estrutura de interface para o Caso 4 de carregamento pode ser visto na Figura 94, onde é possível observar que o máximo deslocamento na direção Y é inferior a 0,51mm e a diferença do deslocamento em Y entre o eixo 3c-4c e o ponto 5c é de 0,25mm, acarretando um ganho de camber de 0,08° devido a deformação da estrutura. O deslocamento total da estrutura na direção X é inferior a 0,3mm e a diferença do deslocamento em X entre o eixo 4c-5c e o ponto 3c é nulo, dessa maneira não há ganho de divergência devido a deformação. Os pontos 1c e 2c possui uma diferença de 0,11mm na direção X ocasionando um ganho de caster de 0,04°, para esse caso de carregamento.

Devido as deformações na estrutura para a condição de máxima força lateral serem baixas é possível afirmar que a rigidez da estrutura de interface não exerce pouca influência na geometria da suspensão.

Figura 94 - Deformação da estrutura de interface



Fonte: Autor

3.4.3.2 Forças atuantes em cada junta para uma carga lateral

As forças em todas as juntas foram obtidas para cada caso de carregamento da Tabela 5. As juntas 3m, 4m e 5m possuem os mesmos valores das 3c, 4c e 5c, mas com sinais opostos. Por conveniência, na Tabela 6 seguem os valores de forças para as juntas esféricas 3c, 4c e 5c, nas direções x, y, z.

É possível observar que para uma mesma força lateral a variação da carga vertical não influencia as juntas, pois a força vertical é descarregada totalmente na junta que representa o conjunto mola amortecedor. Como já esperado, é possível notar a linearidade das forças de reação das juntas 3c, 4c e 5c em função da força lateral.

Tabela 6 - Força de reação nas juntas 3c, 4c e 5c - Análise 1

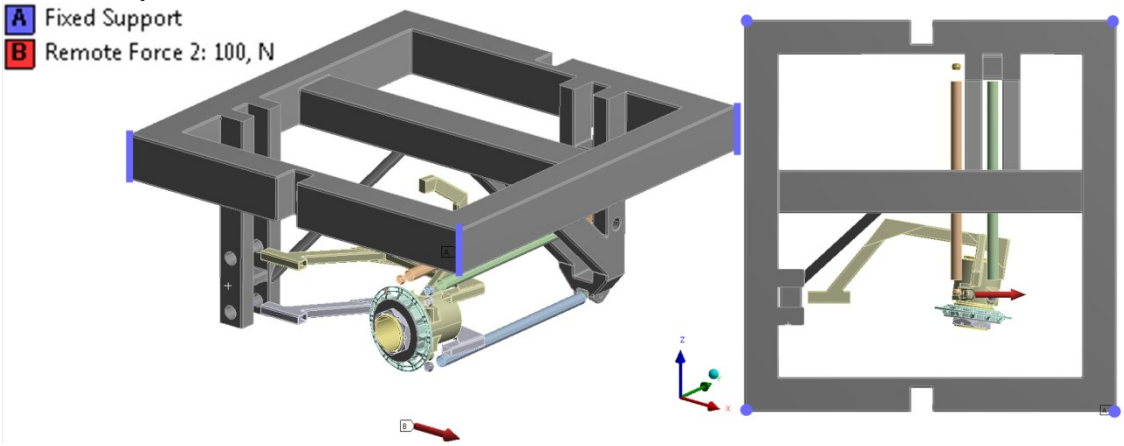
	3c			4c			5c			Flat total
	X [N]	Y [N]	Z [N]	X [N]	Y [N]	Z [N]	X [N]	Y [N]	Z [N]	∑ Fy [N]
Caso 1	0,0	-233,7	0,0	-0,6	656,3	0,0	0,8	-922,3	0,0	-499,7
Caso 2	0,0	-716,7	0,0	-1,7	1971,4	0,0	2,5	-2740,0	0,0	-1485,3
Caso 3	0,0	-701,8	0,0	-1,7	1968,8	0,0	2,5	-2767,1	0,0	-1500,0
Caso 4	0,0	-1194,5	0,0	-2,9	3285,7	0,0	4,2	-4566,9	0,0	-2475,7
Caso 5	0,0	235,9	0,0	0,6	-654,1	0,0	-0,8	913,4	0,0	495,1
Caso 6	0,0	1179,4	0,0	2,9	-3270,6	0,0	-4,2	4566,9	0,0	2475,7

Fonte: Autor

3.4.3.3 Forças atuantes em cada junta para uma carga longitudinal

Com a finalidade de validar o conceito adotado que tem o objetivo de isolar a medição de eventuais forças longitudinais pelos braços laterais, um cálculo estrutural 2 aplicando uma força na longitudinal (direção X). Para exemplificar dois casos de carregamento foram aplicados: um considerando uma força longitudinal de +100N para uma condição de ângulo de divergência de 0° (Caso 7) e outro aplicando uma força longitudinal de +100N para uma condição de ângulo de divergência de 8° (Caso 8) (Figura 95).

Figura 95 - Condições de contorno cálculo estrutural 2



Fonte: Autor

Na Tabela 7 é possível observar que perturbações de forças na direção longitudinal que possam ocorrer nos ensaios não afetam as medições dos esforços nos braços laterais.

Indo de encontro às proposições da seção 3.4.1.3, a reação à força longitudinal é feita pelas juntas 1c, 2c

Tabela 7 - Força de reação nas juntas 3c, 4c e 5c - Análise 2

	3c			4c			5c			Flat total
	X [N]	Y [N]	Z [N]	X [N]	Y [N]	Z [N]	X [N]	Y [N]	Z [N]	∑ Fy [N]
Caso 7	0,00	-0,38	0,00	0,00	0,38	0,00	0,00	0,00	0,00	0,0
Caso 8	0,00	7,09	0,00	0,00	-7,09	0,02	0,02	0,00	0,00	0,0

Fonte: Autor

Para o Caso 7 não há nenhuma reação nos braços laterais, a reação à força longitudinal é feita pelas juntas 1c, 2c (Tabela 8), indo de encontro com às proposições da seção 3.4.1.3

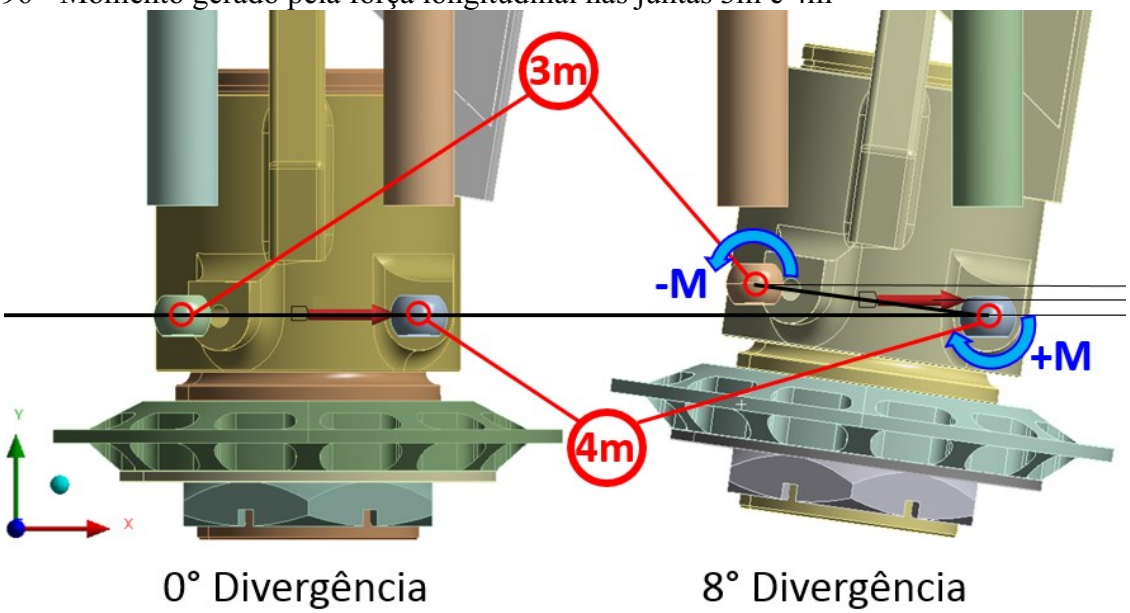
Tabela 8 - Força de reação nas juntas 1c e 2c - Análise 2

	1c			2c			F.long total
	X [N]	Y [N]	Z [N]	X [N]	Y [N]	Z [N]	∑ Fx [N]
Caso 7	140,18	0,00	0,00	-240,18	0,00	0,00	-100,00
Caso 8	140,18	0,00	0,00	-240,18	0,00	0,00	-100,00

Fonte: Autor

No Caso 8 apesar de haver uma reação gerada na direção *Y* devido ao momento gerado pela força longitudinal uma vez que os pontos 3m e 4m não ficam alinhados longitudinalmente quando há esterço (Figura 96), na somatória de forças na direção *Y* elas se anulam, não afetando assim a medição da força lateral.

Figura 96 - Momento gerado pela força longitudinal nas juntas 3m e 4m



Fonte: Autor

3.4.4 Dimensionamento dos braços laterais de controle

Após obter o range de forças a que cada braço lateral será submetido, como foi mostrado na Tabela 5, foi realizado o dimensionamento dos braços laterais de acordo com a seção 2.6, considerando a utilização de uma ponte completa para a medição.

Visando facilitar a confecção dos 3 braços laterais, o intuído inicial do estudo foi utilizar a mesma geometria de tubo para construí-los. Um estudo foi realizado utilizando um tubo com as características mostrado na Tabela 9 [28].

Tabela 9 - Características do tubo dos braços laterais

	Material	Diâmetro [mm]	Espessura [mm]	Área [mm²]	E [GPa]	Poisson [ν]	σ esc. [Mpa]
Tubo 1	Aço 1020	25,4	0,9	69,3	210	0,3	210

Fonte: Autor

Para realizar os cálculos, foi utilizado a força de reação da Tabela 6 e os dados do material da Tabela 9 substituídos nas equações (2-30), (2-34) e (2-35) apresentados na seção 2.6.3.

Na Tabela 10 é possível ver os valores de stress e micro deformação dos braços, bem como os valores de micro deformações na ponte de Wheatstone.

Tabela 10 - Stress e micro deformação para os braços 3, 4 e 5

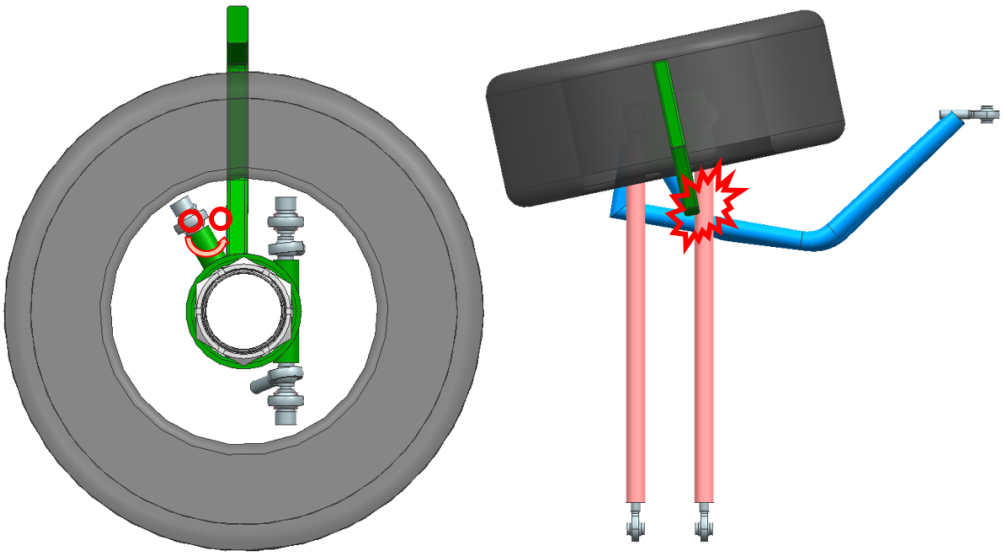
	Forces [N]			**Normal stress [Mpa]**			**Normal strain [µm/m]**			**Ponte [µm/m]**		
	Força y Tabela 5			$\sigma = F/A$			$\varepsilon = \sigma/E$			$\varepsilon i = \varepsilon 1 - \varepsilon 2 + \varepsilon 3 - \varepsilon 4$		
	BÇ3	**BÇ4**	**BÇ5**	**BÇ3**	**BÇ4**	**BÇ5**	**BÇ3**	**BÇ4**	**BÇ5**	**BÇ3**	**BÇ4**	**BÇ5**
Caso 1	-234	656	-922	-3	9	-13	-16	45	-63	-42	117	-165
Caso 2	-717	1971	-2740	-10	28	-40	-49	136	-188	-128	352	-490
Caso 3	-702	1969	-2767	-10	28	-40	-48	135	-190	-125	352	-495
Caso 4	-1195	3286	-4567	-17	47	-66	-82	226	-314	-213	587	-816
Caso 5	236	-654	913	3	-9	13	16	-45	63	42	-117	163
Caso 6	1179	-3271	4567	17	-47	66	81	-225	314	211	-585	816

Fonte: Autor

É possível observar que, para o braço 3, os valores de micro-deformação são baixos para os Caso 1 e Caso 2, podendo assim comprometer a precisão dos dados medidos.

Para obter uma medida precisa no braço 3 existem duas linhas a serem seguidas. A primeira é alterar o ponto de engaste na manga, diminuindo o braço de alavanca aumentando assim a força de reação. Porém, essa solução poderá causar o aumento do "compliance" seção 3.4.1.3, além de prejudicar o empacotamento do conjunto pois colide com a torre de ancoragem do conjunto mola amortecedor (Figura 97).

Figura 97 - Alteração do ponto 3m



Fonte: Autor

A outra solução é alterar a geometria e/ou o material do braço. Sendo assim, um novo estudo foi feito para definir o perfil do braço. Na Tabela 11 podem ser vistos os perfis avaliados.

Tabela 11 - Características dos tubos alternativos para o braço 3

	Material	Diâmetro [mm]	Espessura [mm]	Área [mm²]	E [GPa]	Poisson [v]	σ esc [Mpa]
Tubo 2	Aço 1020	22,2	0,90	60,30	210	0,30	210
Tubo 3	Aço 1020	12,7	1,00	36,8	210	0,30	210
Tubo 4	Alumínio 6160	23,4	1,00	70,4	69	0,33	200

Fonte: Autor

Os cálculos foram feitos de forma análoga ao cálculo anterior (Tabela 10), os resultados são mostrados na Tabela 12.

Tabela 12 - Stress e micro deformação dos tubos alternativos para o braço 3

	Forces [N]	Normal stress [Mpa]			Normal strain [µm/m]			Ponte [µm/m]		
	Tabela 5	σ = F/A			ε = σ/E			εi = ε1 - ε2 + ε3 -ε4		
		Tb2	Tb3	Tb4	Tb2	Tb3	Tb4	Tb2	Tb3	Tb4
Caso 1	-233,7	-4	-6	-3	-18	-30	-44	-48	-79	-128
Caso 2	-716,7	-12	-19	-9	-57	-93	-136	-147	-241	-393
Caso 3	-701,8	-12	-19	-9	-55	-91	-133	-144	-236	-384
Caso 4	-1194,5	-20	-32	-16	-94	-155	-226	-246	-402	-654
Caso 5	235,9	4	6	3	19	31	45	48	79	129
Caso 6	1179,4	20	32	15	93	153	223	242	397	646

Fonte: Autor

Foi decidido utilizar o Tubo 4 de 23,4x1mm em alumínio, uma vez que proporciona um nível de micro deformação que permite uma boa precisão sendo 2,5 vezes maior que o Tubo 2 e 1,5 vezes maior que o Tubo 3 (Tabela 12).

Dessa maneira, o braço 3 será confeccionado com tubo redondo 23,4x1mm em alumínio e os braços 4 e 5 com tubo redondo 25,4x0,9mm em aço. Uma observação, o Tubo 3 será obtido a partir de um tubo de 25,4x2mm onde a seção a ser instrumentada será usinada para atingir o diâmetro obtido no cálculo.

3.4.5 Conjunto Cubo, Roda e Manga

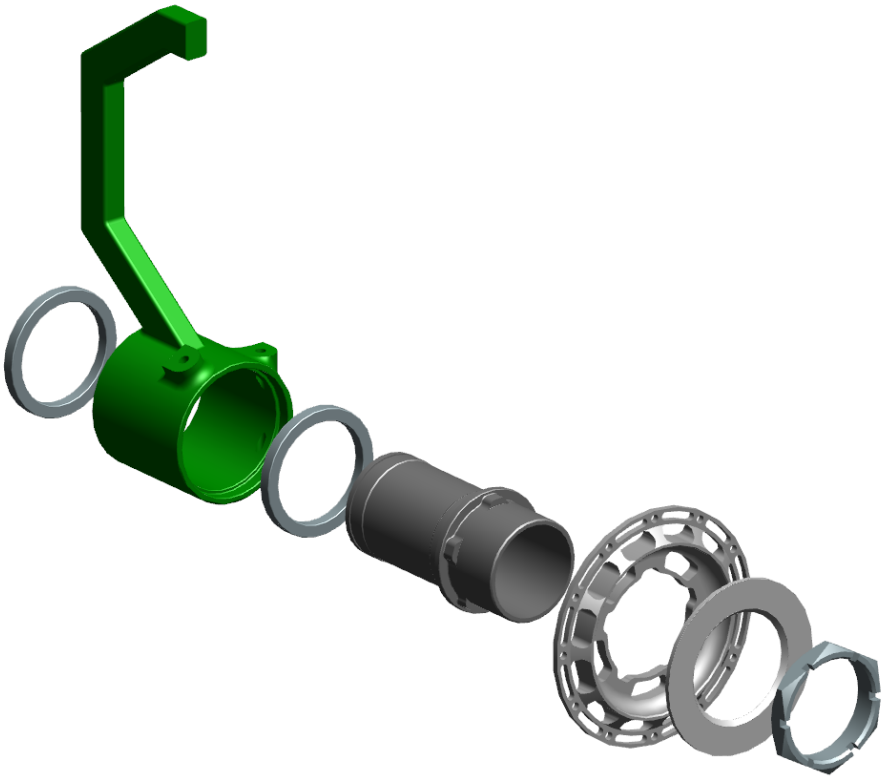
O conjunto manga e cubo (Figura 98) foi dimensionado de maneira a garantir uma rigidez do conjunto de modo que não influencie nos testes. A fim de diminuir o valor da massa não suspensa, houve uma preocupação com o peso dos componentes. Com o objetivo de aumentar ao máximo a inércia de área e consequentemente, a rigidez dos componentes, o maior

diâmetro possível foi adotado, posto que a inércia exponencialmente proporcional ao diâmetro (equação (3-11)) [28].

$$I = \frac{\pi . r^4}{4} \tag{3-11}$$

O material utilizado para confeccionar tanto o cubo quanto a manga foi o aço ABNT 1020 por possuir uma boa soldabilidade e ter um baixo custo. Apesar de sua densidade ser quase três vezes maior que a do alumínio (aço 7,85kg/m3; alumínio 2,81kg/m3) [28], o aço possui módulo de elasticidade três vezes maior que o alumínio (aço 207GPa; alumínio 69GPa) [28]. Como o critério de rigidez é um dos fatores mais importantes para esse trabalho, optou-se em fazer as peças em aço, além de possibilitar um conjunto mais delgado para atingir a mesma rigidez quando comparada com o alumínio, diminuindo o pacote do conjunto. O dimensionamento dos rolamentos foi feito de acordo com [30].

Figura 98 - Conjunto manga e cubo

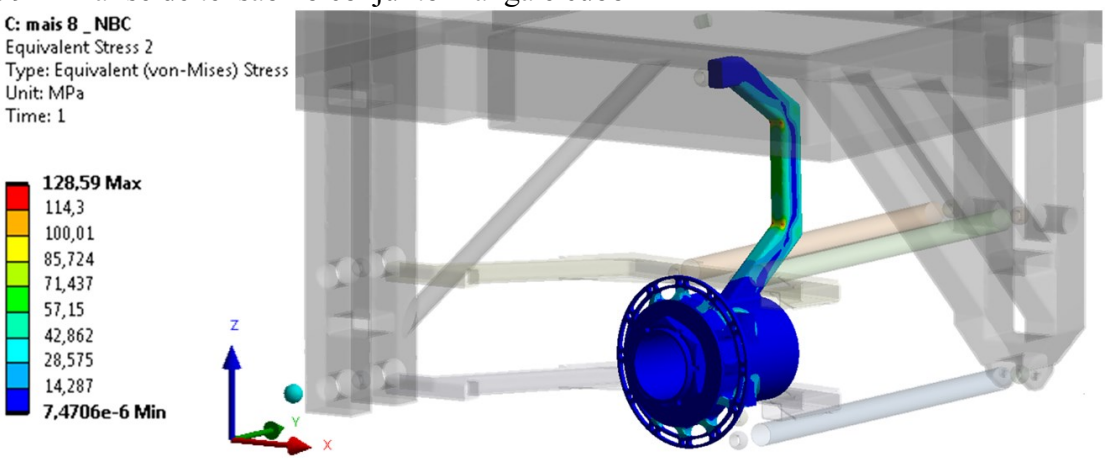


Fonte: Autor

A roda utilizada é do fabricante Keizer modelo “10″FormulaShell” em alumínio, similar ao utilizado no ensaio de pneu feito pelo TTC.

Análises avaliando a tensão também foram realizadas em todas as peças para a pior condição de carregamento. Como todas as partes foram dimensionadas pelo critério de rigidez o coeficiente de segurança é maior que 2 para todas as peças para a condição de carregamento 4 (Caso4).

Figura 99 - Análise de tensão no conjunto manga e cubo

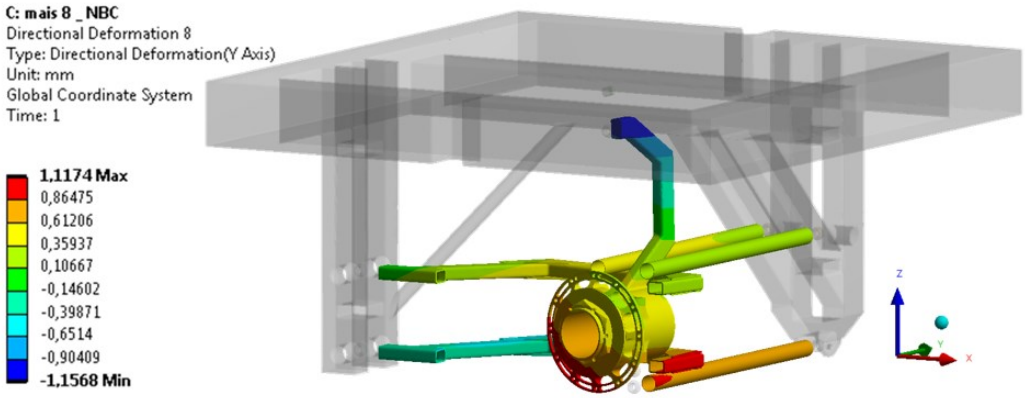


Fonte: Autor

3.4.6 Deformação total do conjunto

Com o intuito de avaliar o comportamento do sistema completo um cálculo estrutural considerando todos os componentes foi realizado para a condição de carregamento 4 (Caso 4). É possível observar na Figura 100 que o deslocamento máximo na direção Y do conjunto é inferior a 1,2mm na região do cubo.

Figura 100 - Análise de deformação do sistema completo

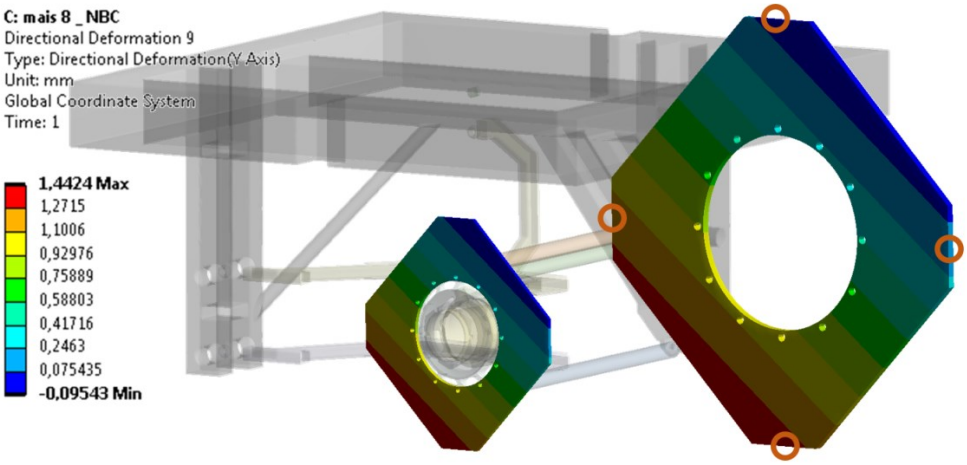


Fonte: Autor

Com o objetivo de avaliar qual seria a influência desse deslocamento nos ângulos de divergência e camber, foi adicionado no cálculo estrutural uma placa junto a roda, dessa maneira é possível avaliar a diferença do deslocamento em sua extremidade e obter os valores dos ângulos em função da deformação do sistema em resposta a uma força lateral. Uma placa de aço similar a adicionada no cálculo foi utilizada posteriormente para a validação das deformações obtidas no cálculo estrutural (seção 3.6.3.3).

Para o Caso 4 de carregamento foi encontrada uma influência de -0,17° para o ângulo de divergência e para o camber uma influência de 0,21°.

Figura 101 - Influência da deformação nos ângulos de divergência e camber



Fonte: Autor

3.4.7 Conjunto mola amortecedor

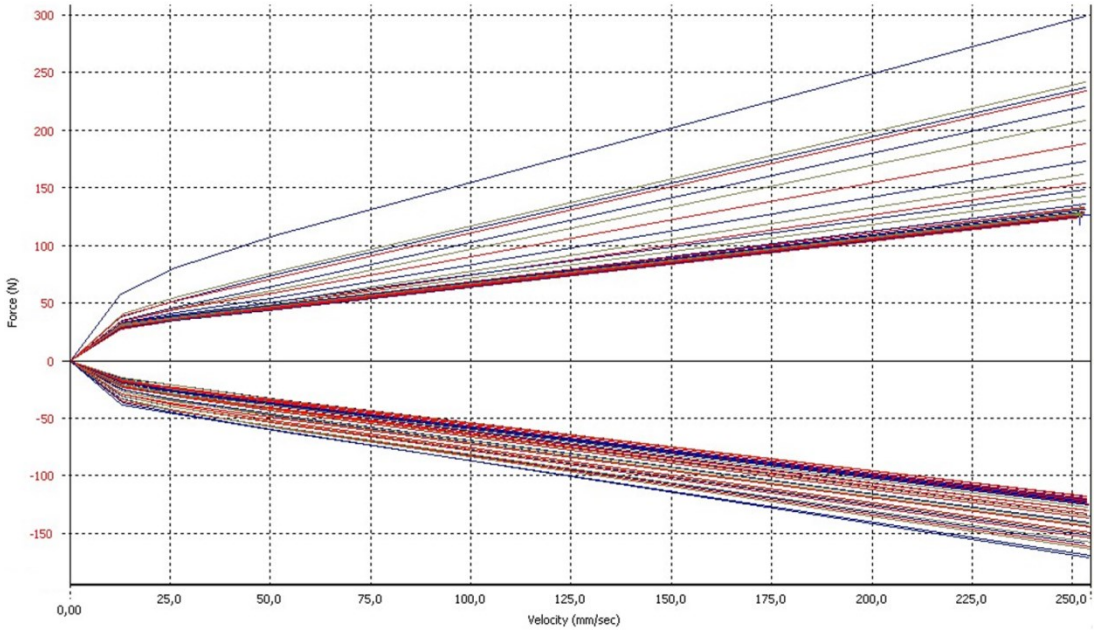
O amortecedor utilizado é do tipo Penske PS-78PB, que possui regulagens de compressão e extensão independentes dando a possibilidade de ajustes para diferentes tipos de pavimento. O amortecedor também possui uma câmara de gás e um curso útil de 75mm (Figura 102).

Figura 102 - Amortecedor Penske

Fonte: Autor

Na Figura 103 pode ser vista a curva característica do amortecedor. Cada curva representa uma regulagem do amortecedor.

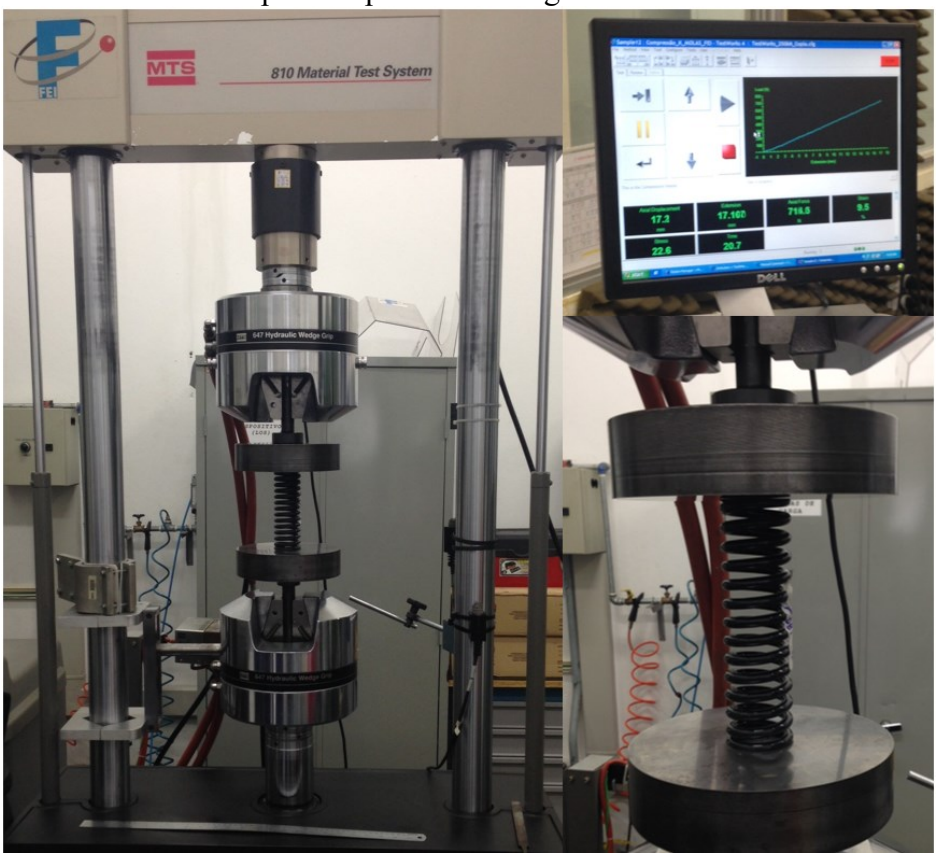
Figura 103 - Curvas características do amortecedor



Fonte: Autor

A mola usada é do tipo helicoidal com comportamento linear e com rigidez de 10 N/mm valor obtido a partir do ensaio realizado no sistema MTS S10 para teste de tração/compressão (Figura 104).

Figura 104 - Ensaio de compressão para obter a rigidez da mola



Fonte: Autor

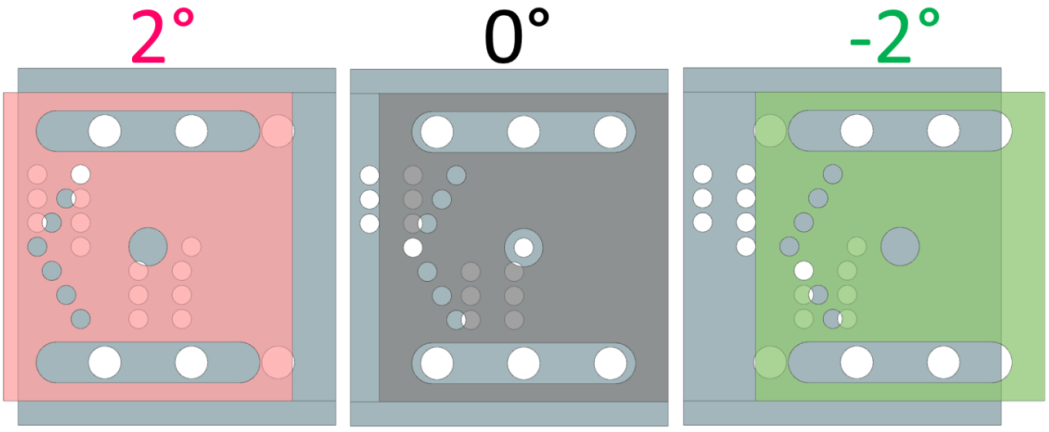
3.4.8 Ajustes

Foram desenvolvidos conjuntos que facilitem o ajuste e garantam a precisão de modo que seja possível realizar variações das inclinações da roda iguais ao ciclo ADI (seção 3.1.1).

3.4.8.1 Ajuste de Divergência

O ajuste de divergência é feito por um sistema de furos e pino onde para cada grau desejado (-12, -10, - 8, ..., 8, 10, 12) o furo da peça superior se alinha com o furo da peça de inferior (Figura 102).

Figura 105 - Sistema de furos e pino para o ajuste de divergência

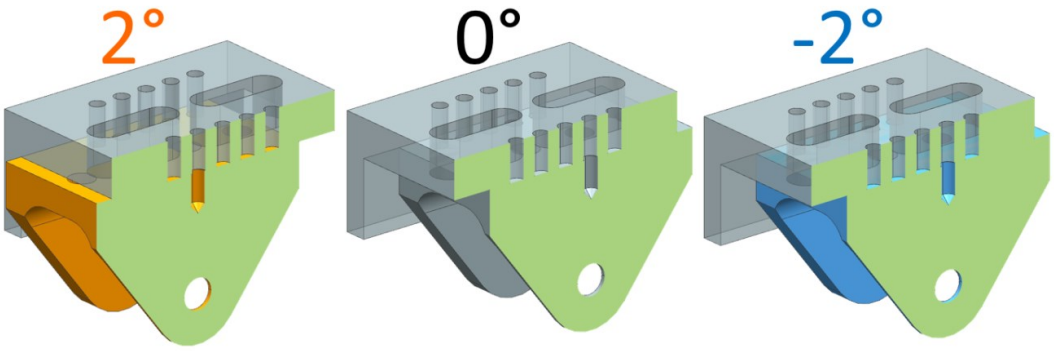


Fonte: Autor

3.4.8.2 Ajuste do Camber

Similar ao ajuste de divergência o ajuste do camber também é feito por um sistema de furos e pino (Figura 106).

Figura 106 - Sistema de furos e pino para o ajuste de camber



Fonte: Autor

3.4.8.3 Carga Vertical

A carga vertical aplicada sobre o pneu é alterada pelo aumento ou diminuição da pré-carga aplicada na mola helicoidal (Figura 107).

Figura 107 - Ajuste da carga normal sobre o pneu

Fonte: Autor

3.4.9 Obtenção da Força Lateral e do torque de auto alinhamento

A força lateral gerada pelo pneu é obtida através da somatória das forças nos braços de reação. Para ensaios com ângulos de deriva diferente de 0° esse valor deve ser dividido pelo cosseno do ângulo de deriva ensaiado, como pode ser visto na equação (3-12).

$$F_{lat} = \frac{\sum F_{bç\,lat}}{\cos(\alpha)} \tag{3-12}$$

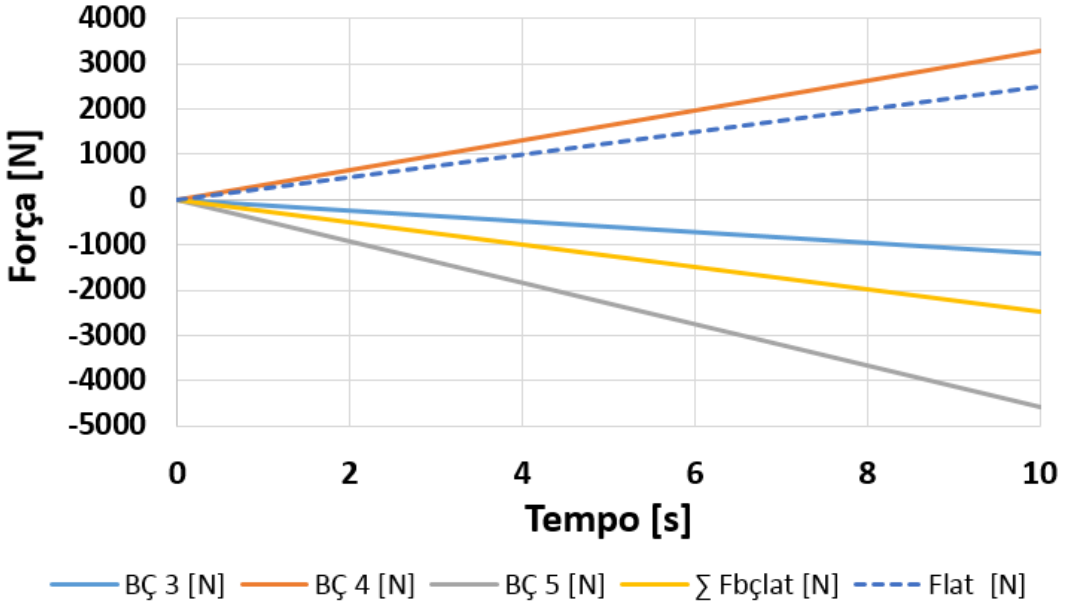
Por exemplo, considerando os valores das forças de reação dos braços laterais de um ensaio hipotético, onde o rastro pneumático é igual a 0, o ângulo de deriva é 8° e o ângulo de camber -2°, varia-se a carga normal aplicada e consequentemente a força lateral gerada pelo pneu. Os valores da Tabela 13 são obtidos, e assim é possível se chegar ao valor da força lateral gerada pelo pneu para essa condição. Na Figura 108 é possível ver graficamente o resultado.

Tabela 13 - Exemplo para a obtenção da força lateral para ângulos de deriva de 8°

Tempo [s]	BÇ 3 [N]	BÇ 4 [N]	BÇ 5 [N]	$\sum F_{bçlat}$ [N]	F_{lat} [N]
0	0	0	0	0	0
1	-119,45	328,57	-456,69	-247,57	250
2	-238,9	657,14	-913,38	-495,14	500
3	-358,35	985,71	-1370,07	-742,71	750
4	-477,8	1314,28	-1826,76	-990,28	1000
6	-716,7	1971,42	-2740,14	-1485,42	1500
8	-955,6	2628,56	-3653,52	-1980,56	2000
10	-1194,5	3285,7	-4566,9	-2475,7	2500

Fonte: Autor

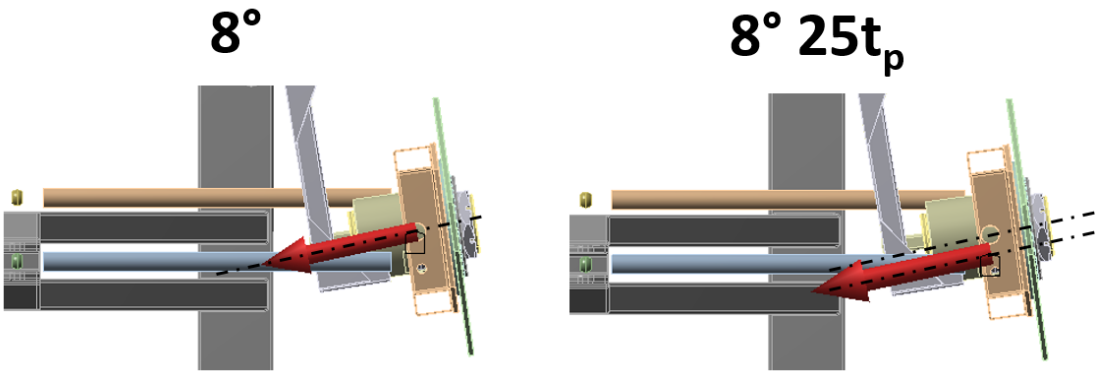
Figura 108 - Resultado gráfico para a obtenção da força lateral para ângulos de deriva diferentes de 0°



Fonte: Autor

Os valores do rastro pneumático e consequentemente do torque de auto-alinhamento são alcançados através da obtenção da variação da força de reação do braço 3 e 4, quanto maior é o rastro pneumático menor será a sua reação, uma vez que o ponto de entrada da força se distancia do braço 3 (Figura 109).

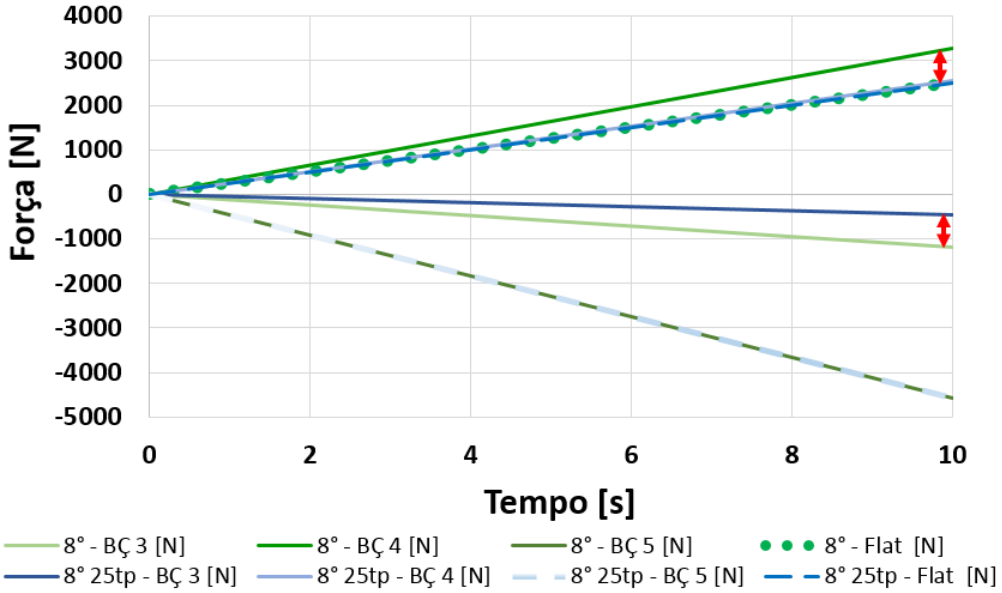
Figura 109 - Força lateral aplicada considerando 25mm de rastro pneumático (t_p)



Fonte: Autor

O gráfico da Figura 110 foi gerado considerando a mesma condição do exemplo anterior, porém com um rastro pneumático de 25mm. É possível observar que a reação dos braços 3 e 4 diminuem com o aumento do rastro pneumático, a força lateral equivalente não se altera. Dessa maneira é possível obter tanto a força lateral gerada quanto o valor do torque de auto alinhamento.

Figura 110 - Resultado da comparação entre as forças de reação para a condição de rastro pneumático igual a 0mm e para rastro pneumático igual a 25mm



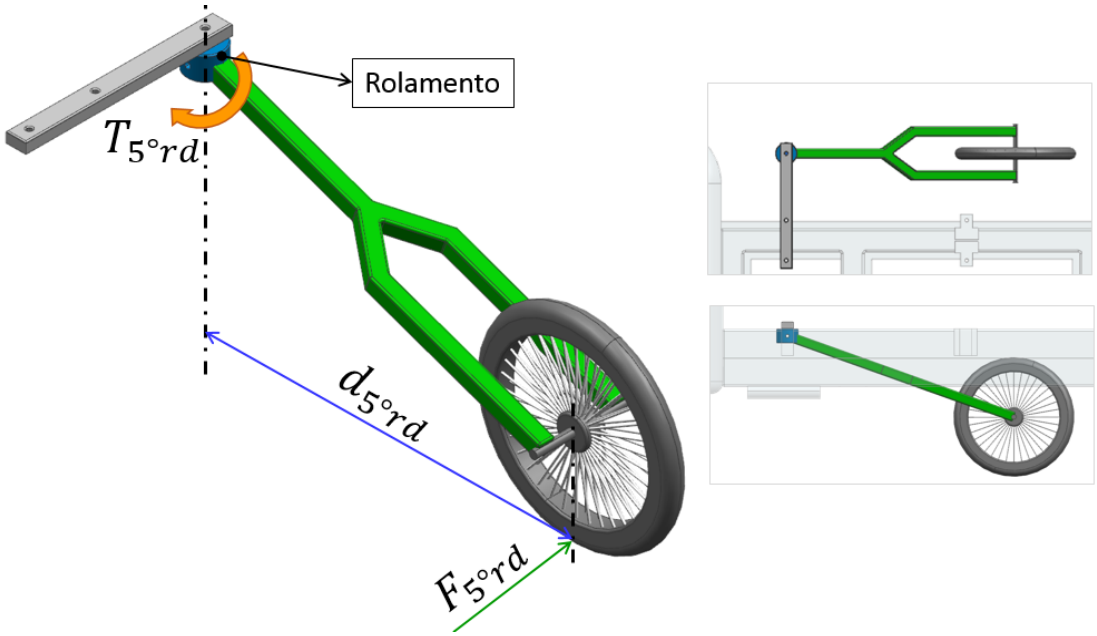
Fonte: Autor

3.4.10 5° roda

Com o objetivo de medir a trajetória que o veículo percorre durante o teste e certificar que ela seja retilínea, uma quinta roda foi desenvolvida (Figura 111). Quando o veículo percorre uma trajetória curvilínea uma força lateral tende a aparecer devido a deriva do pneu de bicicleta mas como a ancoragem no chassi é feita através de rolamentos que não oferecem resistência ao movimento ($T_{5°rd} = 0$) a tendência é que a quinta roda sempre fique alinhado ao sentido do movimento do veículo de modo a respeitando a equação (3-13). Dessa forma medindo-se o ângulo entre a quita roda e o chassi do veículo é possível avaliar a sua trajetória.

$$T_{5°rd} = F_{5°rd}.d_{5°rd} \tag{3-13}$$

Figura 111 - 5° roda



Fonte: Autor

3.5 *CONSTRUÇÃO DO DISPOSITIVO*

Toda a construção do dispositivo foi realizada utilizando os laboratórios e oficinas do Centro Universitário FEI.

3.5.1 Peças usinadas

As usinagens das peças foram realizadas utilizando centro de usinagem, fresadora coordenada, torno mecânico, corte a água e retifica plana (Figura 112).

Figura 112 - Usinagem do Componentes

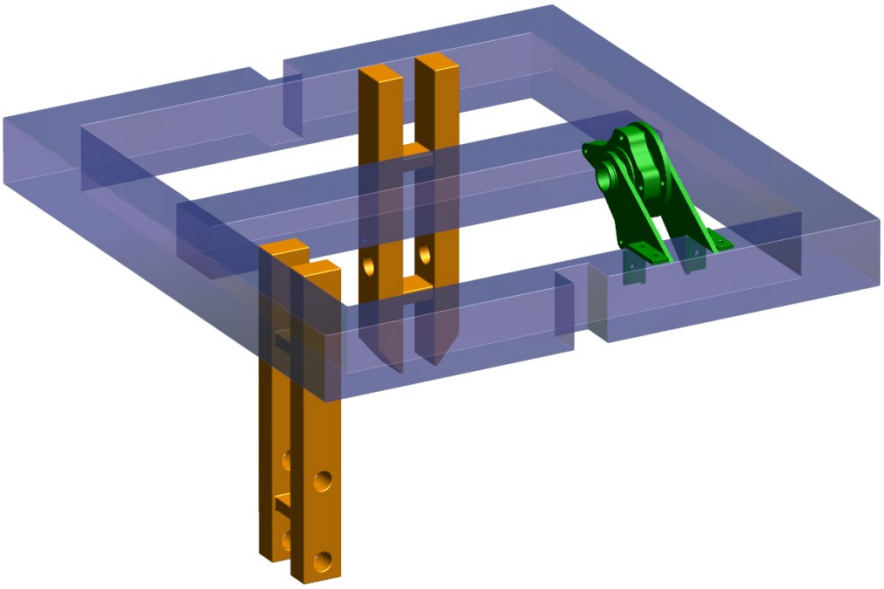
Fonte: Autor

3.5.2 Peças confeccionadas em bancada

3.5.2.1 Estrutura de Interface

Para facilitar a construção da estrutura de interface foi dividido em quatro subcomponentes: base, suporte lateral, suporte longitudinal e ancoragem do amortecedor (Figura 113).

Figura 113 - Componentes da estrutura de interface



Fonte: Autor

A base e os subcomponentes foram soldados utilizando gabaritos em uma mesa de desempeno com o objetivo de garantir as dimensões de projeto (Figura 114).

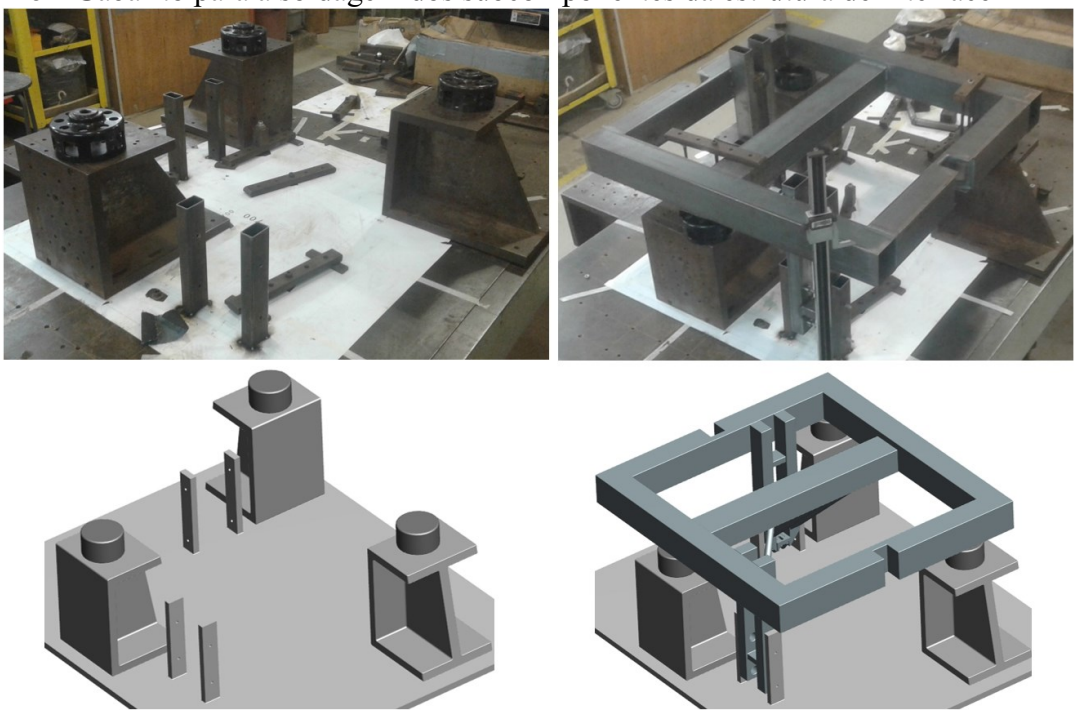
Figura 114 - Manufatura da base e dos subcomponentes da estrutura de interface

Fonte: Autor

Para garantir a precisão dimensional, os perfis do suporte lateral e do suporte longitudinal foram esquadrejados e furados utilizando uma fresadora após o procedimento de solda, corrigindo algum eventual empenamento causado pelo processo.

Com o objetivo de assegurar que as dimensões do projeto fossem atingidas, foi desenvolvido um gabarito para a união dos subcomponentes (Figura 115).

Figura 115 - Gabarito para a soldagem dos subcomponentes da estrutura de interface

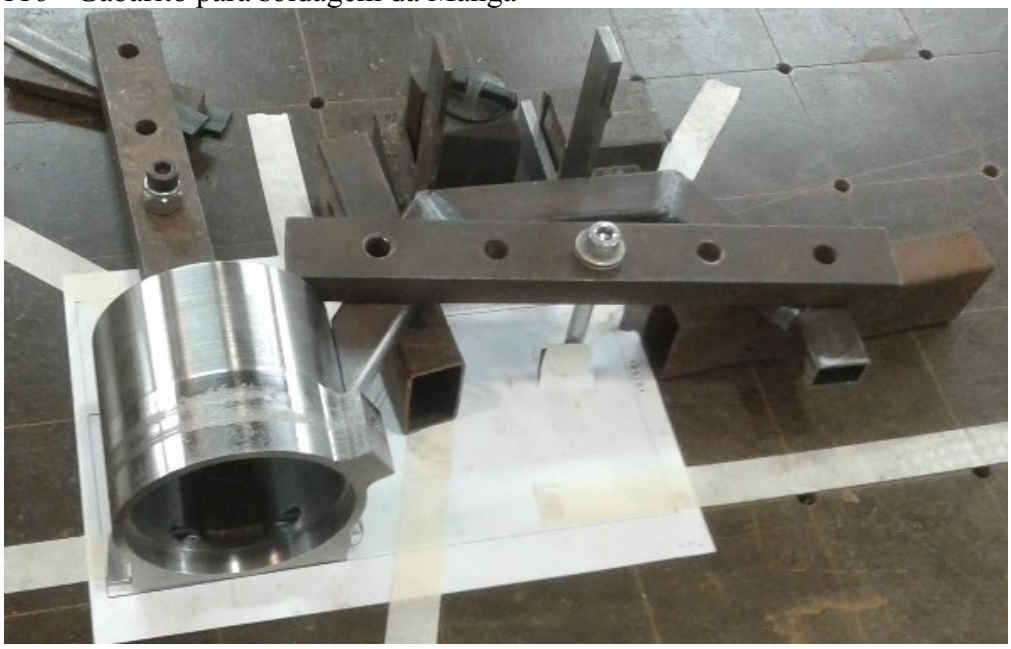


Fonte: Autor

3.5.2.2 Braços Longitudinais e Manga de eixo

Os braços longitudinais assim como a manga de eixo foram unidos utilizando gabaritos (Figura 116).

Figura 116 - Gabarito para soldagem da Manga



Fonte: Autor

3.5.2.3 Processo de solda

O processo de solda TIG foi utilizado para realizar a união dos componentes, por apresentar características como possibilitar cordões de solda de alta qualidade, sem escória e sem respingos, além de pode ser empregado em todas as posições e tipos de junta. Em razão de admitir um controle preciso de entrega térmica, a soldagem TIG é a mais adequada para unir metais de pequena espessura [46] (Figura 117).

Figura 117 - Cordão de solda realizado nos componentes

Fonte: Autor

3.6 VALIDAÇÃO DO DISPOSITIVO

A validação do dispositivo foi feita utilizando uma mesa de desempeno e com objetivo de garantir uma fixação rígida (reproduzindo as condições do cálculo estrutural), a estrutura foi fixada de “cabeça para baixo”, diretamente sobre a superfície da mesa (Figura 118). No Anexo B pode ser visto as especificações dos instrumentos utilizados para realizar as medições.

Figura 118 - Fixação do dispositivo para a realização dos testes em bancada

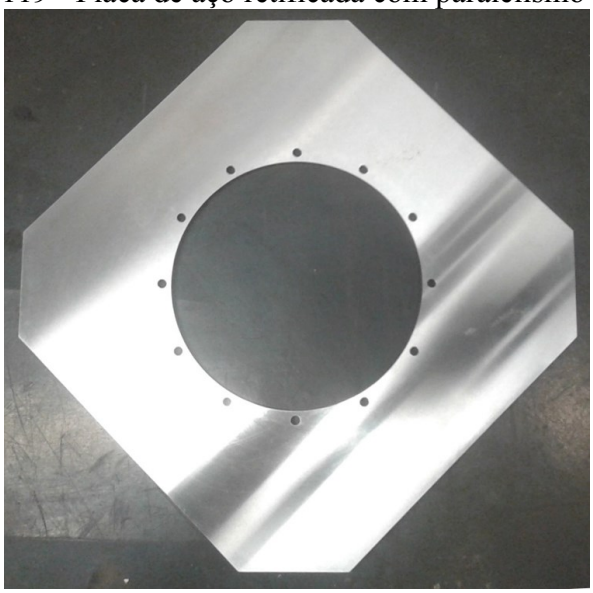
Fonte: Autor

3.6.1 Validação cinemática

3.6.1.1 Ganhos cinemáticos devido ao trabalho de roda.

As validações dos ganhos cinemático foram feitos de acordo com [7]. Para o ensaio, foi confeccionada uma placa de aço retificada com paralelismo controlado com uma geometria compatível ao miolo de roda de modo a ser fixado no flange (Figura 119).

Figura 119 - Placa de aço retificada com paralelismo controlado



Fonte: Autor

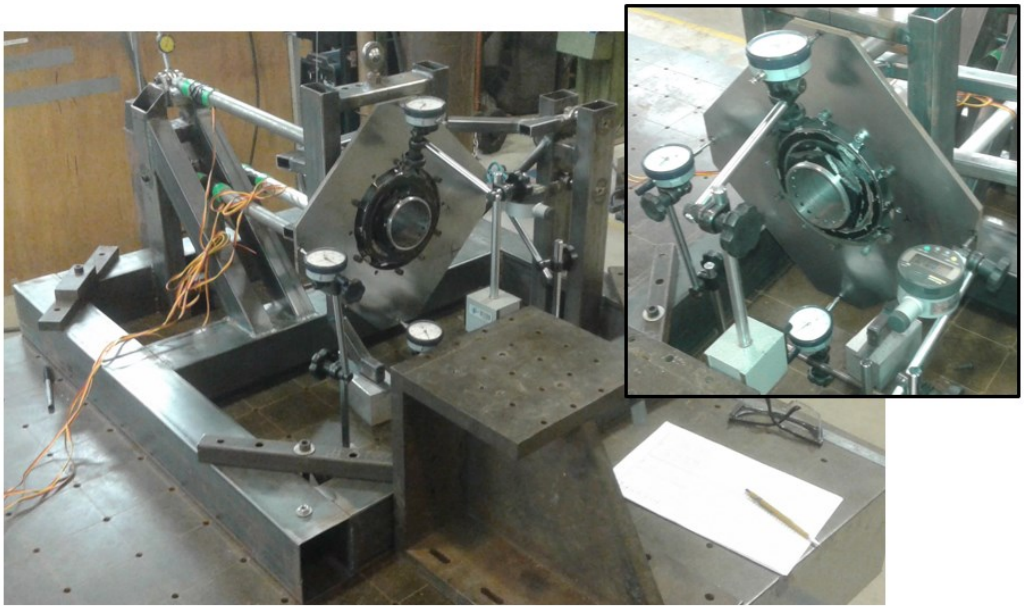
Para garantir que o comprimento dos braços longitudinais e laterais possuam o comprimento dimensionado durante o projeto de maneira que se garanta os ganhos cinemáticos esperados, gabaritos foram desenvolvidos para a montagem dos componentes. (Figura 120).

Figura 120 - Gabarito para garantir que o comprimento dos braços longitudinais e laterais

Fonte: Autor

Quatro relógios comparadores foram utilizados para mensurar a variação das medidas nas extremidades da placa retificada devido ao deslocamento vertical da suspensão, desse modo é possível obter o ganho de esterço e camber. Assim como na análise teórica os cursos de roda considerados para o ensaio foram de -50mm a 50mm (Figura 121).

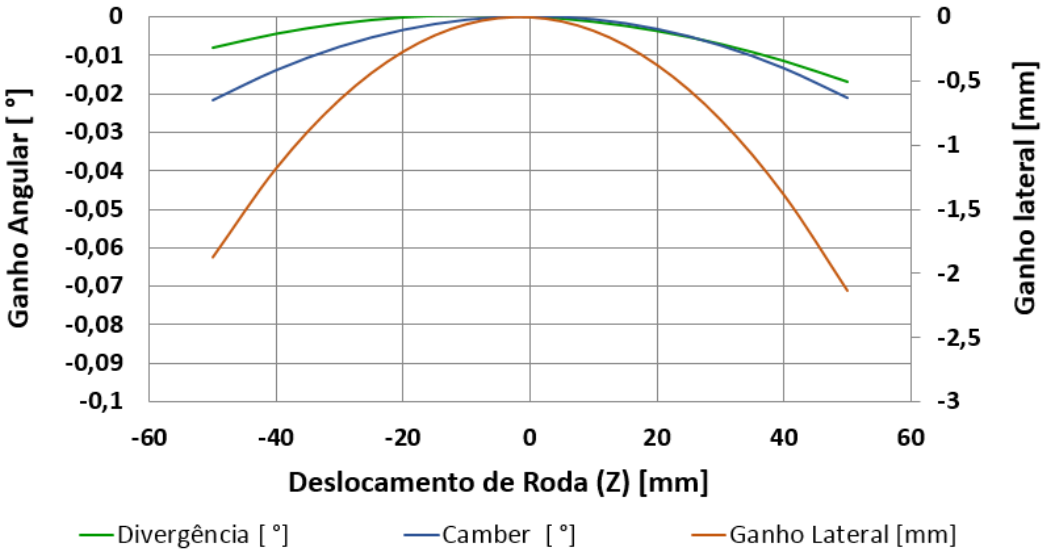
Figura 121 - Ensaio em bancada para obter o ganho de esterço e camber no curso de roda



Fonte: Autor

Na Figura 122 podem ser vistos os gráficos dos ganhos de divergência, camber e do ganho de lateral gerados a partir dos ensaios realizados. Os ganhos apresentados possuem valores similares aos apresentados na seção 3.4.1.4.

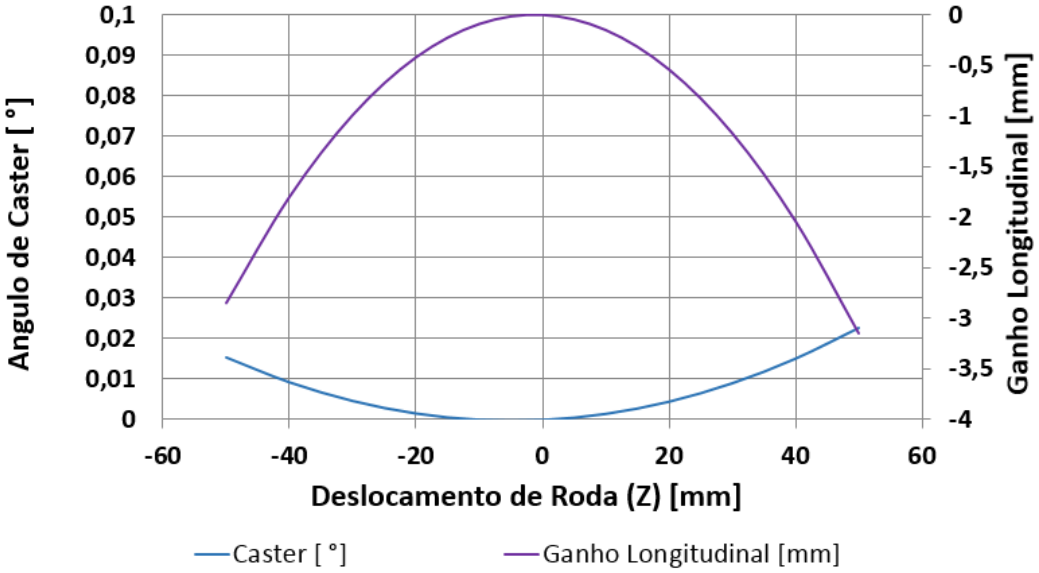
Figura 122 - Valores dos ganhos de divergência, camber e deslocamento lateral em função do deslocamento de roda gerados a partir dos ensaios em bancada



Fonte: Autor

Fixando uma cantoneira com um ângulo de 90° entre o plano da roda e 90° em relação a superfície do desempeno, foi possível obter os ganhos longitudinal e o ganho de caster no trabalho de roda (Figura 123).

Figura 123 - Ganho de caster e deslocamento longitudinal em função do trabalho de roda



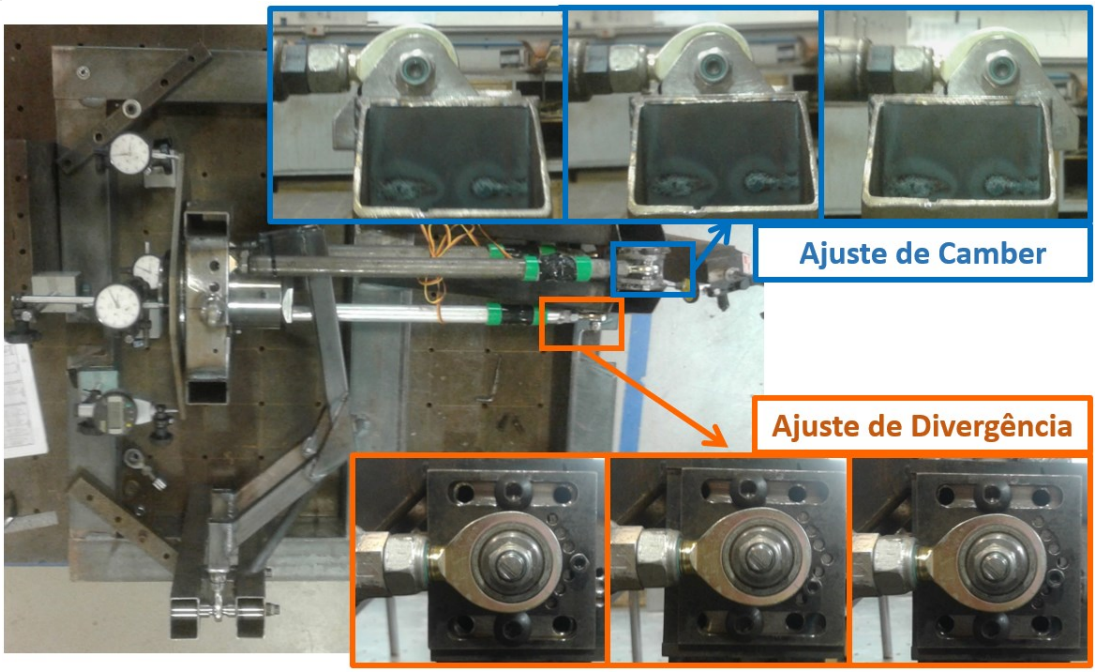
Fonte: Autor

Todos os ganhos obtidos empiricamente vão de encontro com os valores estimados no desenvolvimento (seção 3.4.1.4).

3.6.1.2 Regulagem de Divergência e Camber.

Outro ensaio (Figura 124) foi realizado utilizando a mesma distribuição dos relógios comparadores da seção anterior, tendo como objetivo validar o valor que a posição de cada furo de ajuste representa em termos de inclinação na roda, tanto para a variação de divergência quanto para a variação de camber.

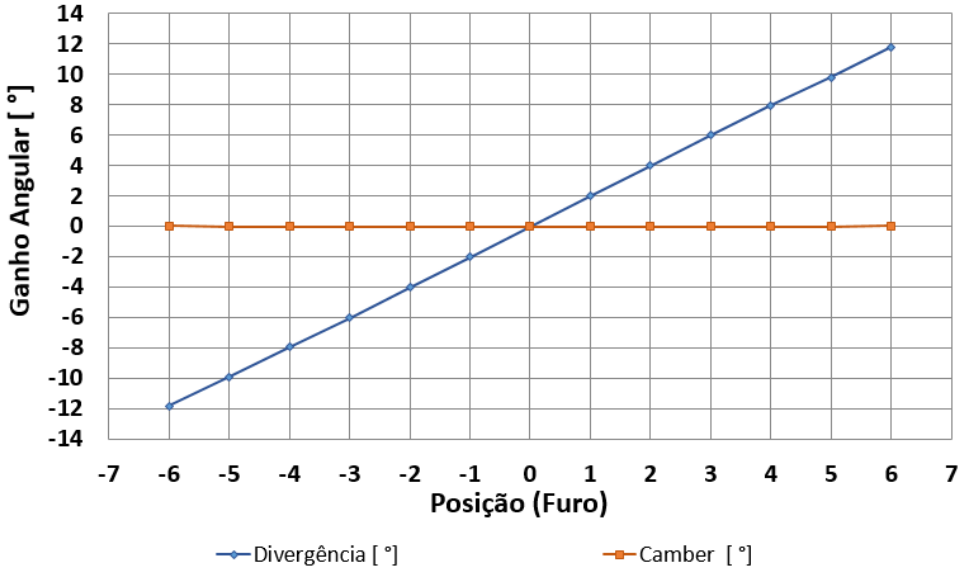
Figura 124 - Ensaio para validar o valor que a posição de cada furo representa em termos de inclinação na roda



Fonte: Autor

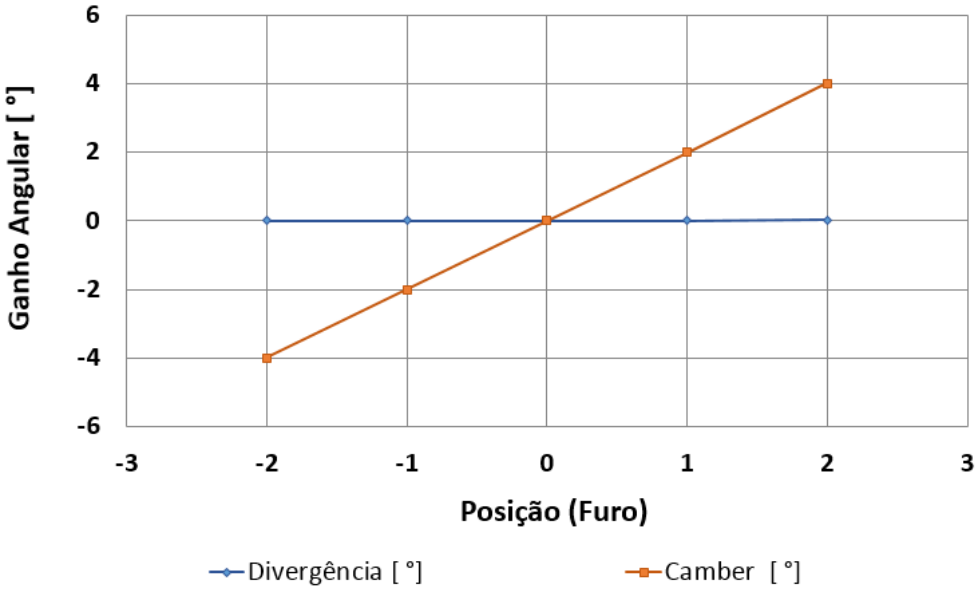
Nesse ensaio também foi verificado se quando ocorre a variação do ângulo de divergência ocorre alguma alteração do ângulo de camber e vice-versa. O resultado para a variação da divergência pode ser visto no gráfico da Figura 125 e a variação de camber é mostrado no gráfico da Figura 126.

Figura 125 - Variação da divergência para cada posição e sua influência no ângulo de camber



Fonte: Autor

Figura 126 - Variação do camber para cada posição e sua influência no ângulo de divergência



Fonte: Autor

É possível observar nos gráficos que a alteração do ângulo de divergência não afeta o ângulo de camber, assim como a alteração do ângulo de camber não influencia o ângulo de divergência, validando os conceitos apresentados na seção 3.4.1.3 (Figura 78 e Figura 79). A alteração tanto do ângulo de divergência quanto do camber em função da furação nas peças de fixação também estão de acordo com projeto.

3.6.2 Calibração e Validação das microdeformações nos braços de medição

Os extensômetros utilizados foram do tipo PA-13-062AG-350, a preparação da superfície e colagem foram feitas de acordo com [42] para um circuito de ponte completa (Figura 127).

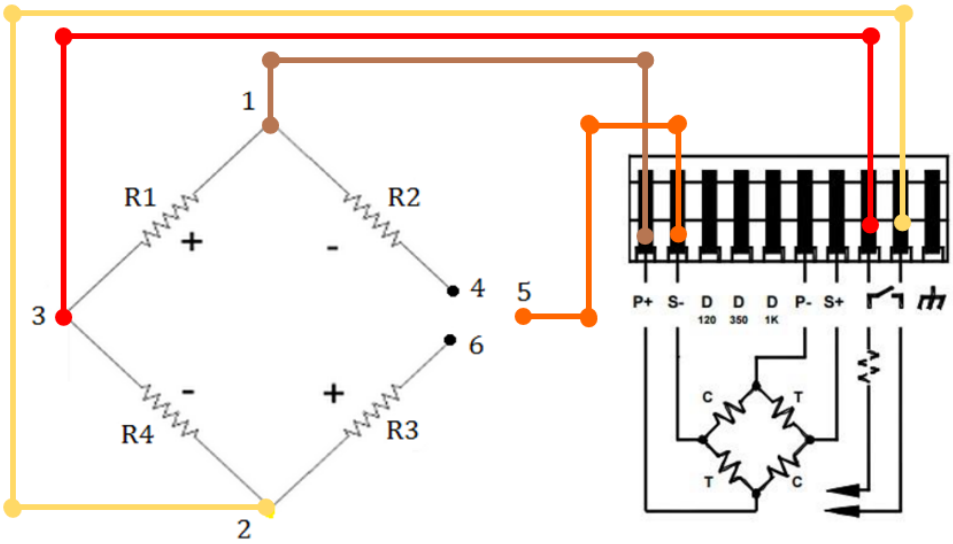
Figura 127 - Colagem dos extensômetros para ligação em ponte completa

Fonte: Autor

A calibração e as validações das microdeformações dos braços da suspensão calculados na seção 3.4.4, foram feitas em um teste de laboratório utilizando o amplificador Vishay P3 e o sistema MTS S10 para teste de tração/compressão.

A Ligação da Ponte de Wheatstone com o amplificador P3 foi realizado de acordo com [43], como pode ser observado na (Figura 128).

Figura 128 - Ligação da Ponte de completa no amplificador P3



Fonte: Autor

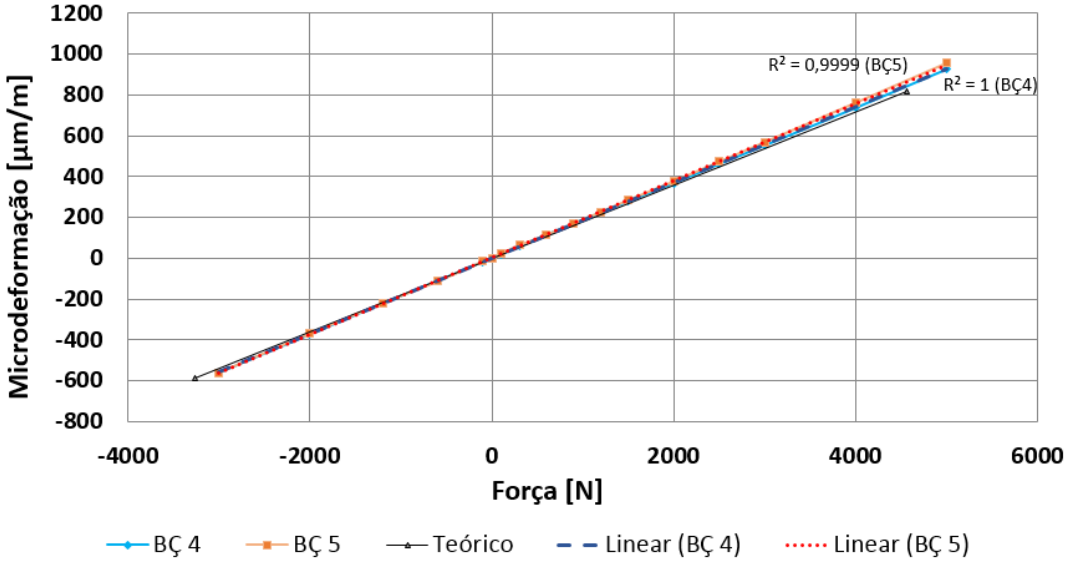
Para a fixação dos braços no sistema MTS foram confeccionados dois suportes de modo a garantir os graus de liberdade das juntas esféricas transmitindo somente forças normais aos braços (Figura 129).

Figura 129 - Calibração e validação das microdeformações dos braços da suspensão

Fonte: Autor

No gráfico da Figura 130 pode ser visto o resultado do ensaio das microdeformações em função das cargas aplicadas para os braços de aço (4 e 5), a curva teórica de deformação calculada na seção 3.4.4 também pode ser vista.

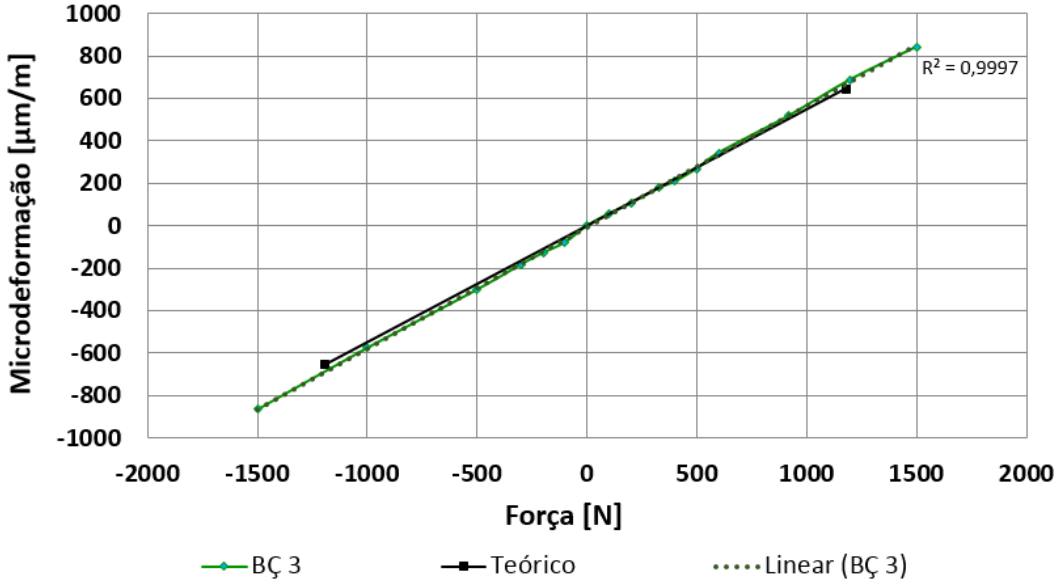
Figura 130 - Valores de microdeformação em função da carga aplicada para os braços 4 e 5.



Fonte: Autor

O resultado do ensaio para o braço de alumino (3) pode ser visto no gráfico da Figura 131.

Figura 131 - Valores de microdeformação em função da carga aplicada para o braço 3



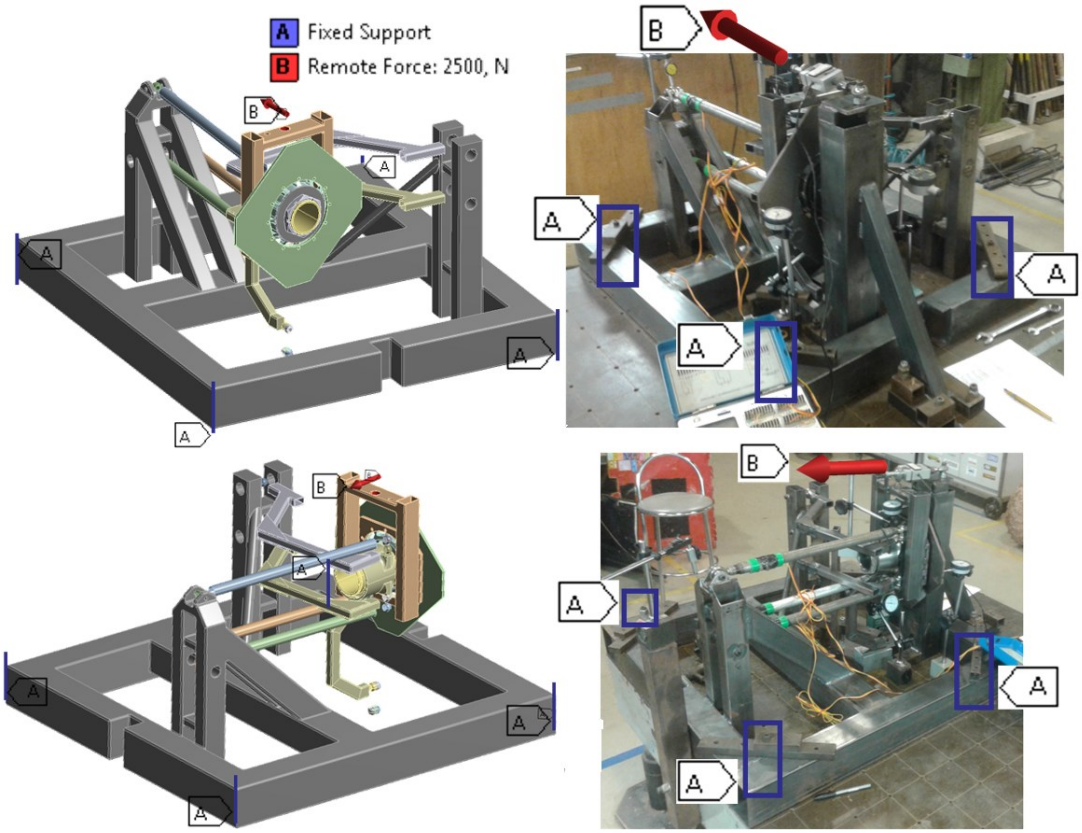
Fonte: Autor

Os resultados das microdeformações obtidas nos ensaios práticos se aproximaram dos cálculos realizados, com erro inferior a 4%. A calibração dos braços também pode ser realizada.

3.6.3 Validação das Forças de reação e dos Deslocamentos

A validação das forças de reação e dos deslocamentos do dispositivo, foram realizados ensaios com o objetivo de replicar as mesmas condições de contorno utilizadas no cálculo estrutural da seção 3.4.3 engastando-se a estrutura de maneia similar o realizado no cálculo e aplicando a força na mesma distância Rd=228mm do centro da roda (Figura 132).

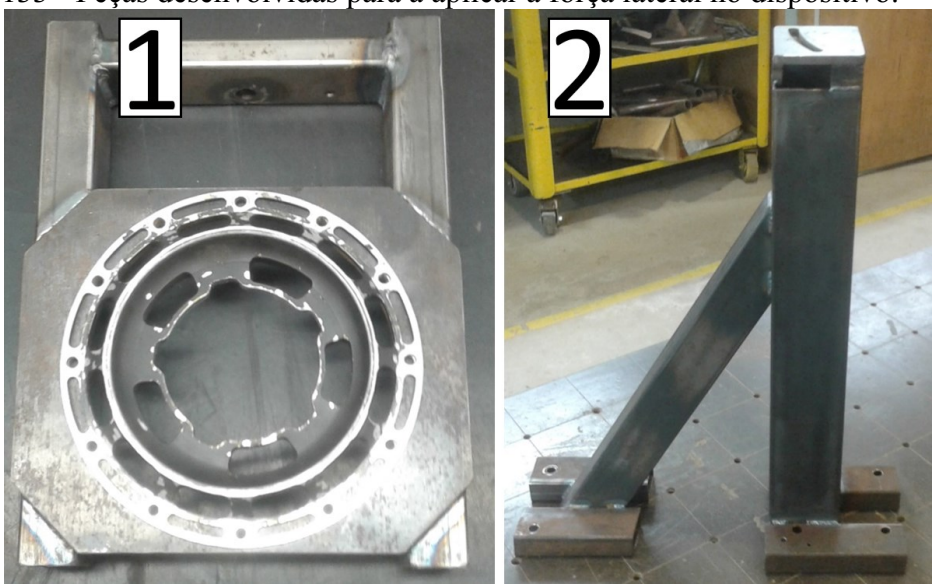
Figura 132 - Ensaio para a validação das forças de reação e dos deslocamentos do dispositivo



Fonte: Autor

Para realização do teste uma peça foi desenvolvida para que a força fosse aplicada na mesma distância do raio dinâmico do pneu e do centro da banda de rodagem (Figura 133 - 1). Uma estrutura para reagir a força aplicada também foi desenvolvida (Figura 133 - 2).

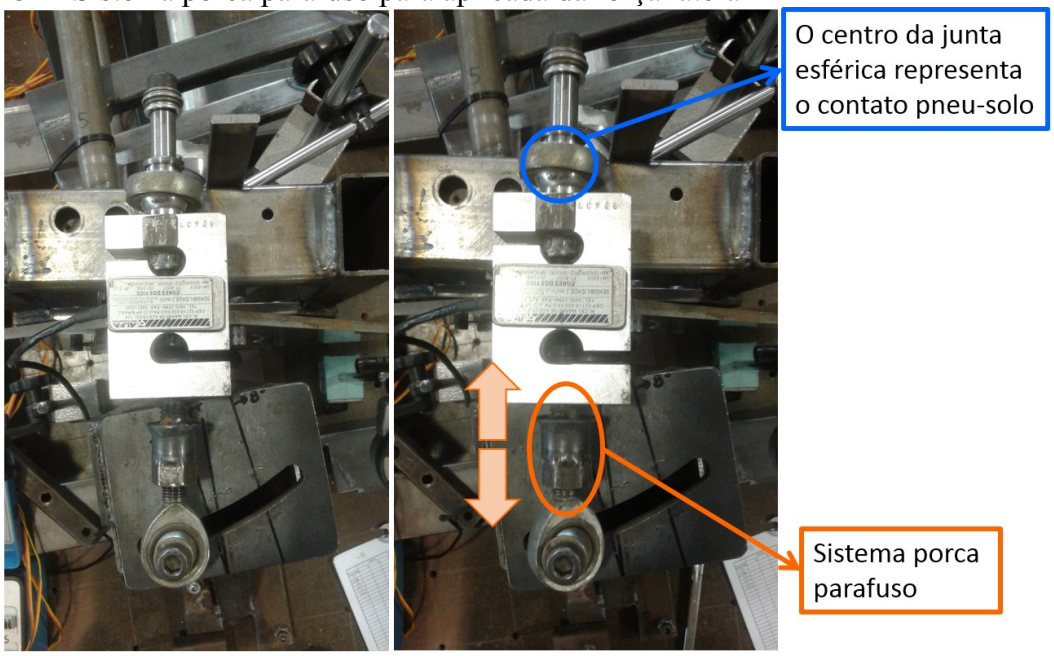
Figura 133 - Peças desenvolvidas para a aplicar a força lateral no dispositivo.



Fonte: Autor

A força foi aplicada através de um sistema porca parafuso que possui rosca direita em uma extremidade e esquerda em outra (Figura 134), de modo a ser possível impor um deslocamento e consequentemente uma força de reação que, por sua vez, é medida utilizando uma célula de carga. As fixações foram feitas através de juntas esféricas para garantir a aplicação de uma força unidirecional.

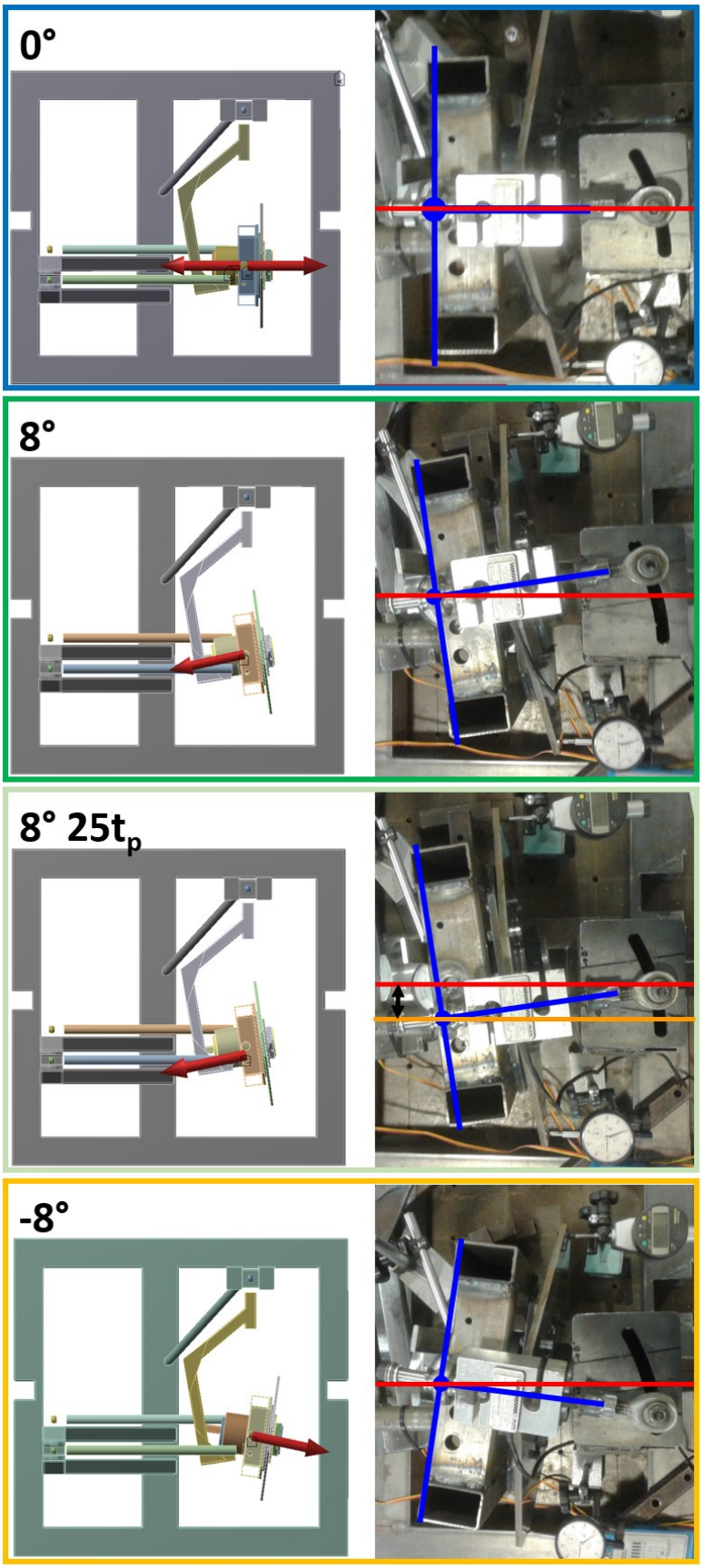
Figura 134 - Sistema porca parafuso para aplicada da força lateral



Fonte: Autor

Todos os ensaios realizados para as validações das forças de reação dos braços laterais e deformação do sistema foram feitos considerando a aplicação da força nas quatro condições da Figura 135.

Figura 135 - Condições de aplicação da força para os teste da força de reação dos braços laterais e deformação do sistema



Força aplicada a 0° de inclinação no centro da "roda"

Força aplicada a 8° de inclinação no centro da "roda"

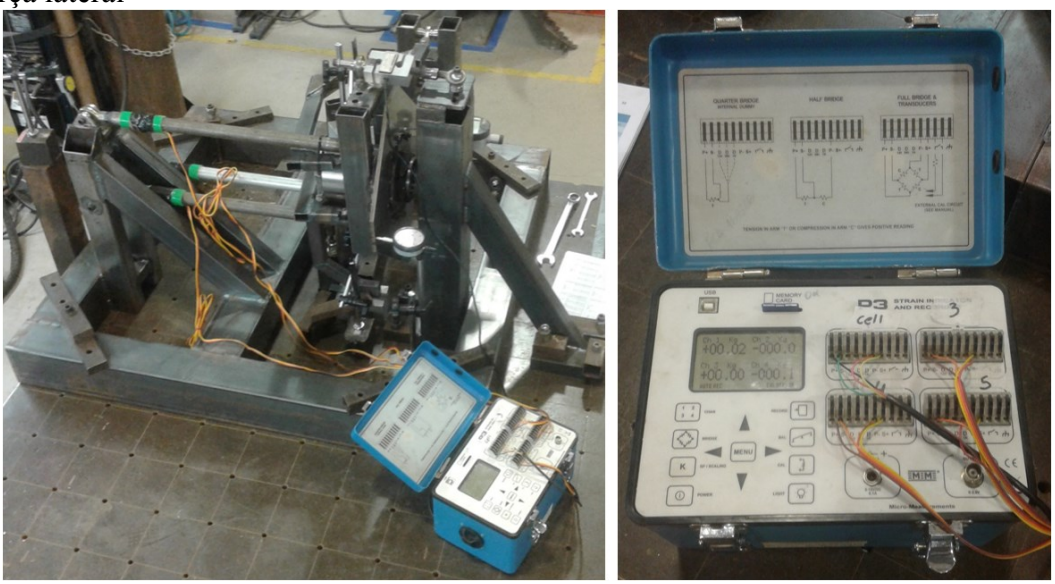
Força aplicada a 8° de inclinação a uma distancia de 25mm do centro da "roda" simulando o rastro pneumático (t_p)

Força aplicada a -8° de inclinação no centro da "roda"

Fonte: Autor

Para a aquisição dos valores das forças de reação nos braços laterais e da força aplicada no transdutor de força, foram utilizados os quatro canais do equipamento “Vishay P3” (Figura 136). O equipamento possibilita o armazenamento dos dados das medições via micro cartão de memória SD (Secure Digital) com uma taxa de aquisição máxima de 1 Hz.

Figura 136 - Ensaio em bancada para obter a força de reação dos braços laterais em resposta a uma força lateral

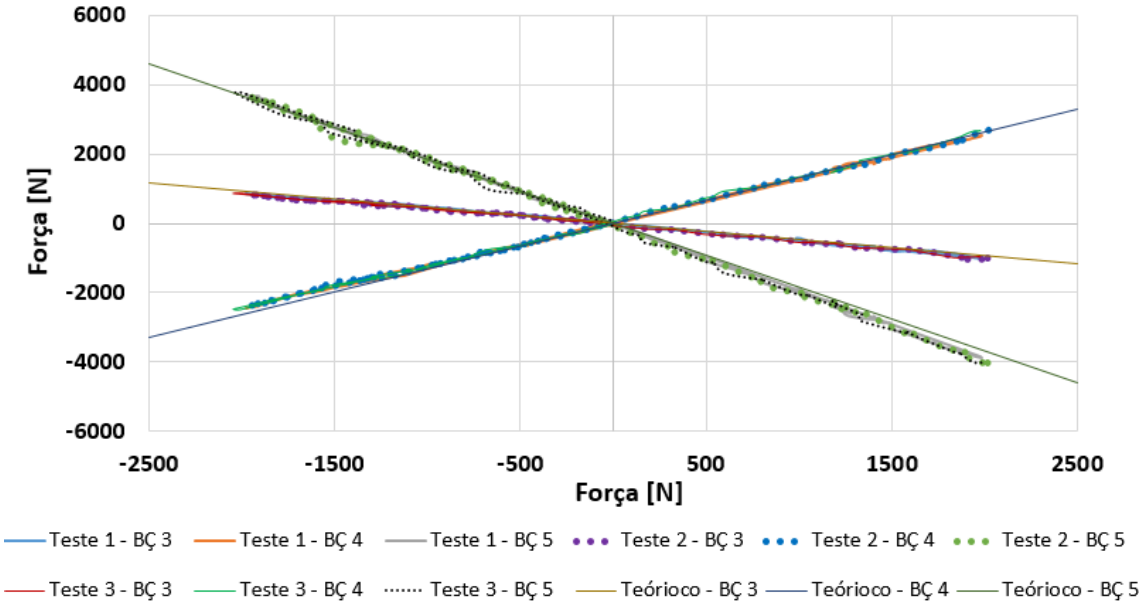


Fonte: Autor

3.6.3.1 Validação da Força de Reação nos Braços Laterais

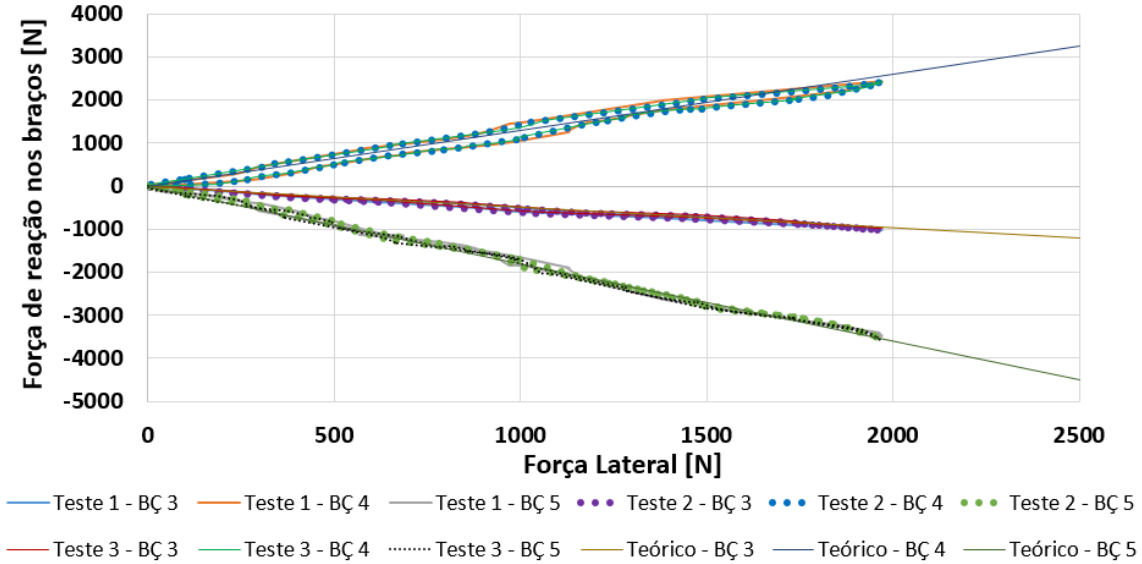
Nos gráficos da Figura 137, Figura 138, Figura 139 e Figura 140 podem ser observadas, respectivamente para inclinações de 0°, +8°, +8 $25t_p$ e -8°, as forças de reação dos braços laterais quando o sistema é submetido a uma força lateral. Os gráficos mostram os resultados obtidos empiricamente e o obtido no cálculo estrutural (seção 3.4.3.2). Para obter uma amostragem o procedimento empírico foi repetido 3 vezes.

Figura 137 - Forças de reação dos braços laterais quando o sistema é submetido a uma força lateral aplicada a uma inclinação de 0°



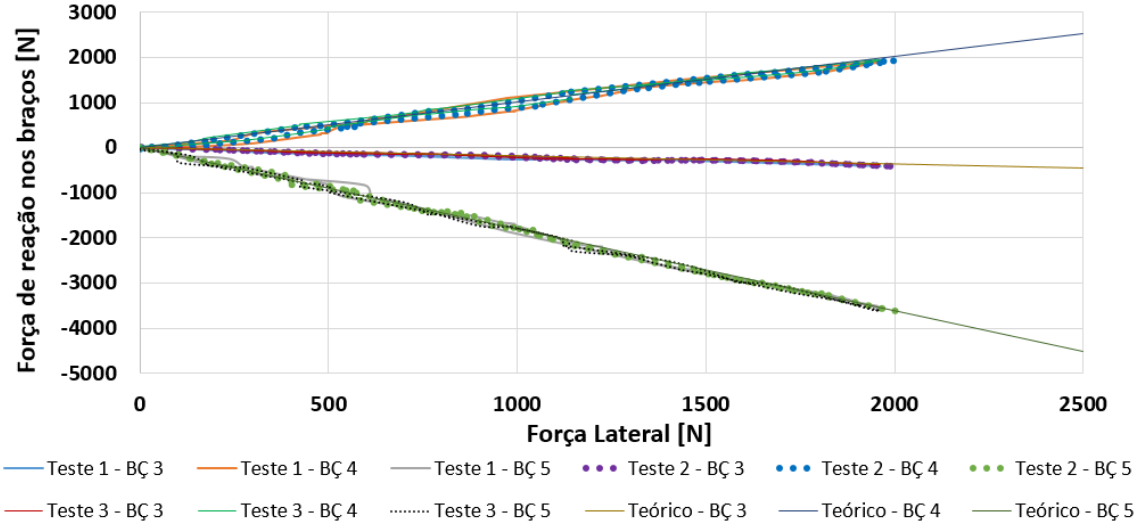
Fonte: Autor

Figura 138 - Forças de reação dos braços laterais quando o sistema é submetido a uma força lateral aplicada a uma inclinação de 8°



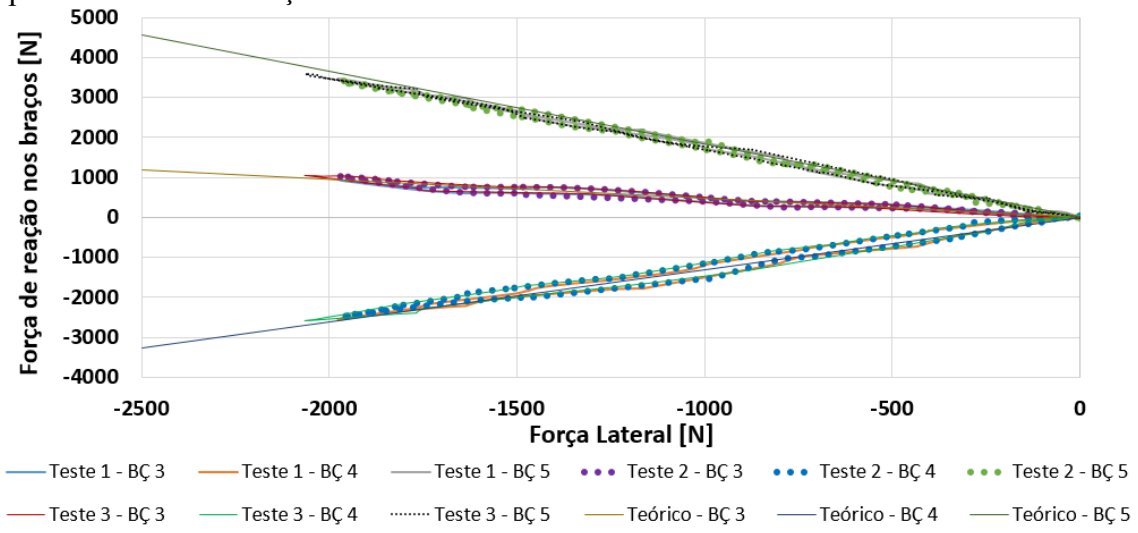
Fonte: Autor

Figura 139 - Forças de reação dos braços laterais quando o sistema é submetido a uma força lateral aplicada a uma inclinação de 8° defasado 25mm do centro da roda simulando o rastro pneumático (t_p).



Fonte: Autor

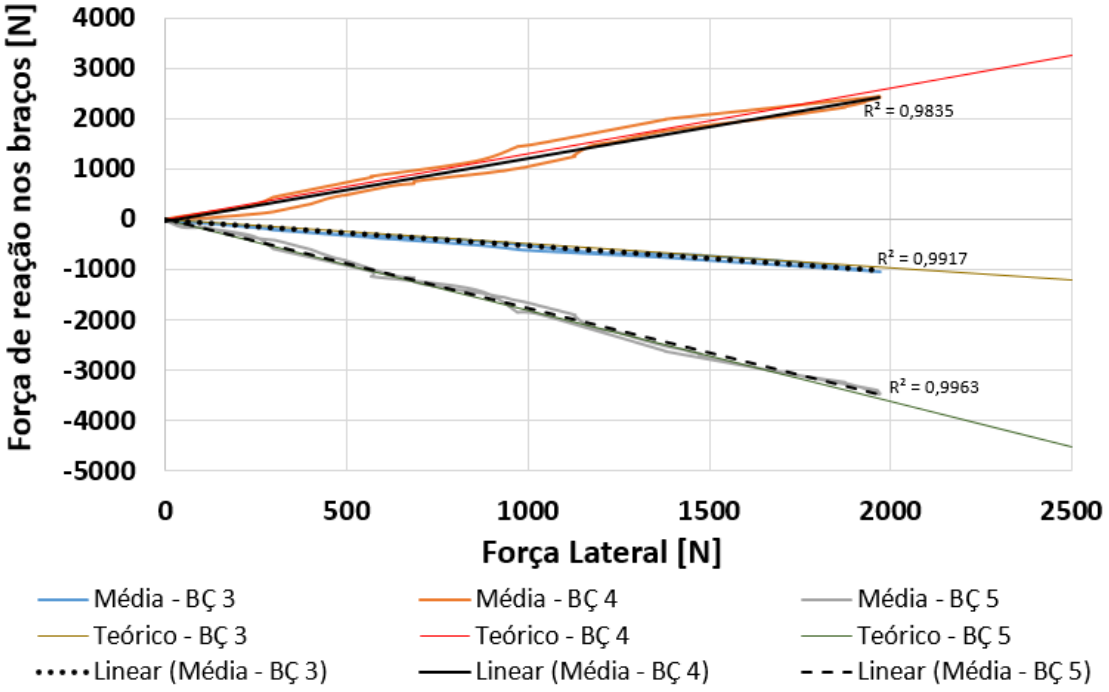
Figura 140 - Forças de reação dos braços laterais quando o sistema é submetido a uma força lateral aplicada a uma inclinação de -8°



Fonte: Autor

Para as quatro condições de ensaio as médias dos dados experimentais foram obtidas e suas linhas de tendência lineares foram criadas para cada braço de reação. Na Figura 141 é possível ver esse procedimento para o ensaio considerando uma força lateral aplicada a uma inclinação de 8° para os três braços laterais de reação, esse mesmo procedimento foi realizado para as 4 condições de ensaio.

Figura 141 - Linhas de tendência obtida a partir da média da força nos braços laterais de reação dos ensaios considerando uma força lateral aplicada a uma inclinação de 8°



Fonte: Autor

O valor do R^2 das linhas de tendência lineares obtida a partir das médias dos ensaios e o erro entre as linhas de tendência e os valores obtidos no cálculo estrutural (seção 3.4.3.2) para as 4 condições de ensaio podem ser vistos na Tabela 14

Tabela 14 - Valores de R^2 das linhas de tendência e Erro entre as linhas de tendência e os valores obtidos no cálculo estrutural

	R^2			Erro [%]		
Ensaios	**BÇ 3**	**BÇ 4**	**BÇ 5**	**BÇ 3**	**BÇ 4**	**BÇ 5**
0°	0,9964	0,9992	0,9996	1,61	0,84	0,34
+8°	0,9917	0,9835	0,9963	4,46	4,27	1,21
+8° 25tp	0,9724	0,9849	0,9972	3,57	3,69	1,76
-8°	0,9633	0,9864	0,9989	3,28	2,54	1,48

Fonte: Autor

Em vista disso, é possível considerar que o cálculo estrutural e o teste em bancada estão correlacionados.

3.6.3.2 Validação rigidez da estrutura de interface

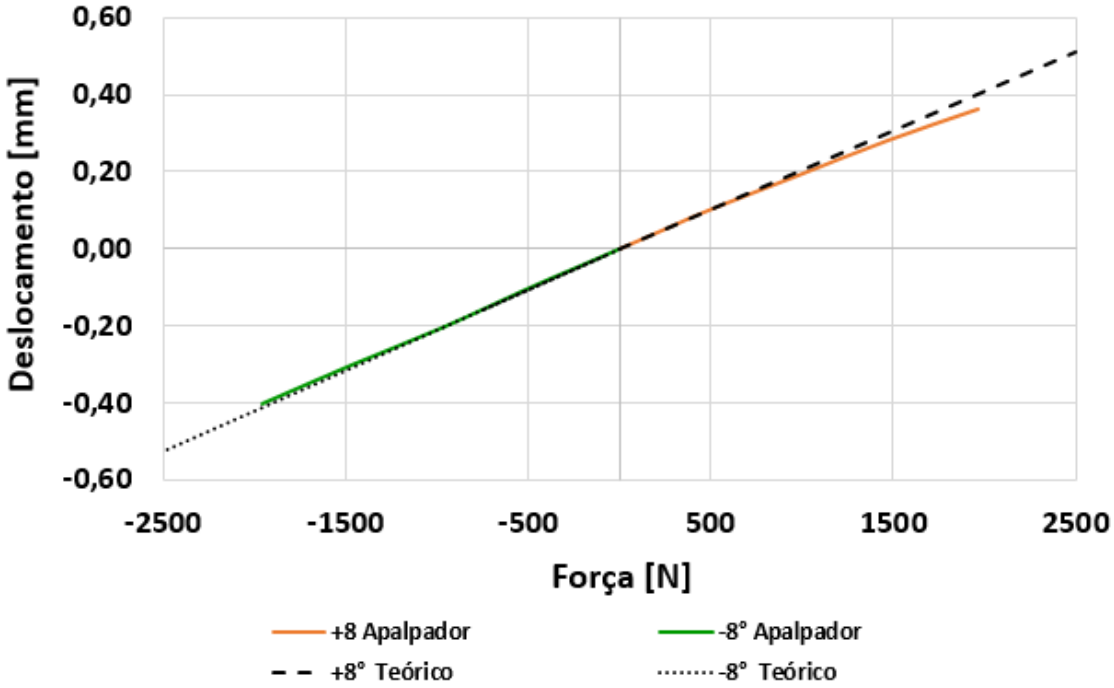
O ensaio para validar a rigidez em função da força lateral aplicada foi feito utilizando um relógio apalpador para medir o deslocamento da estrutura (Figura 142). Os valores foram comparados com os dados obtidos na seção 3.4.3.1. Os resultados de deformação para uma

força lateral aplicada a uma inclinação de -8° e +8° podem ser observados no gráfico da Figura 143.

Figura 142 - Apalpador para medir o deslocamento da estrutura em resposta a aplicação de uma força lateral.

Fonte: Autor

Figura 143 - Deslocamento da estrutura em resposta a aplicação de uma força lateral.



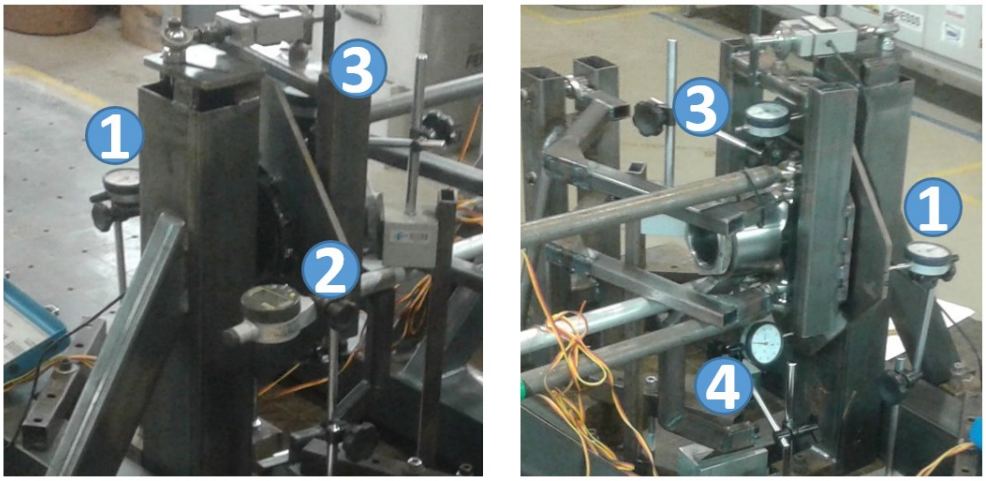
Fonte: Autor

Os valores obtidos possuem um erro inferior a 7% quando os resultados experimentais são comparados com os dados teóricos.

3.6.3.3 Validação da rigidez do sistema de suspensão

Os deslocamentos da roda em função da força lateral aplicada foram obtidos utilizando quatro relógios comparadores posicionados nas quatro extremidades da placa paralela para que se pudesse obter o ganho de divergência e camber em função de uma força lateral (Figura 144).

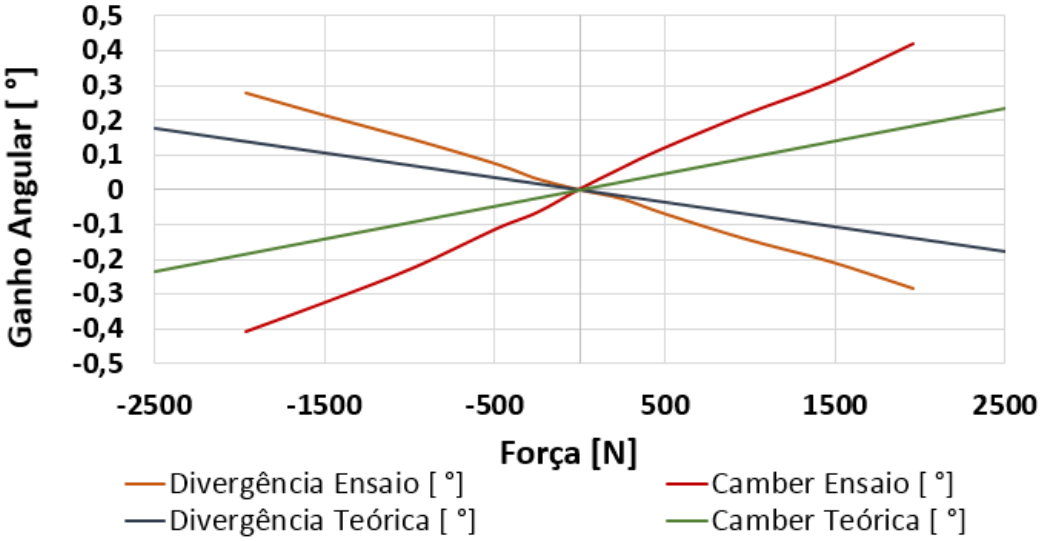
Figura 144 - Ensaio realizado em bancada para avaliar a deformação do sistema em resposta a uma força lateral.



Fonte: Autor

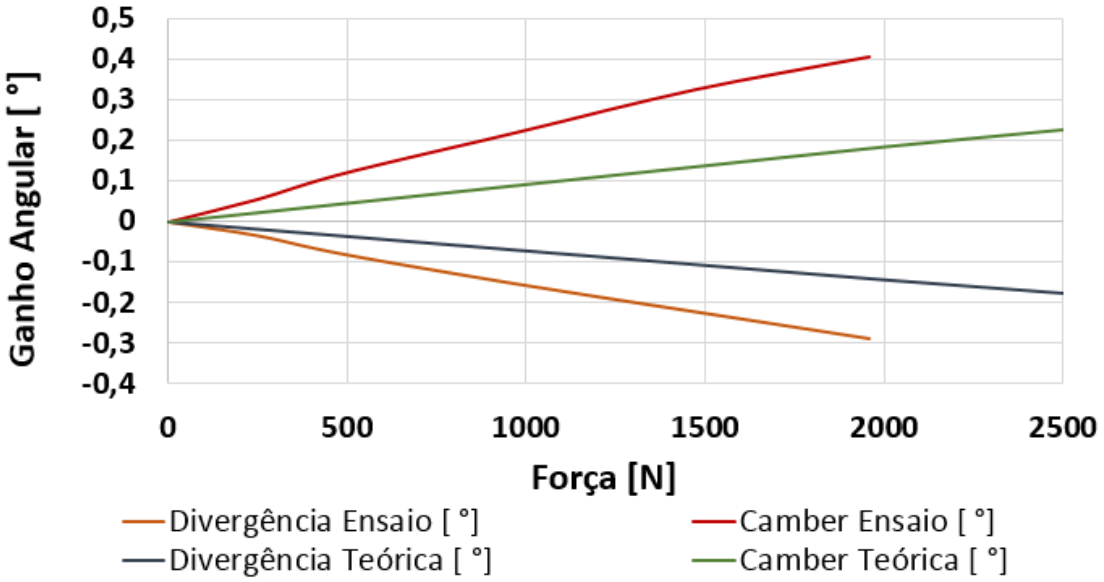
Os valores dos ganhos de divergência e camber para as condições de 0°, +8°, +8t_p 25mm e -8° em função da força lateral podem ser observadas nos gráficos da Figura 145, Figura 146, Figura 147 e Figura 148 respectivamente. Os valores teóricos obtidos na seção 3.4.3 também são mostrados nos gráficos.

Figura 145 - Ganhos de divergência e camber em função de uma força lateral aplicada a uma indicação de 0°



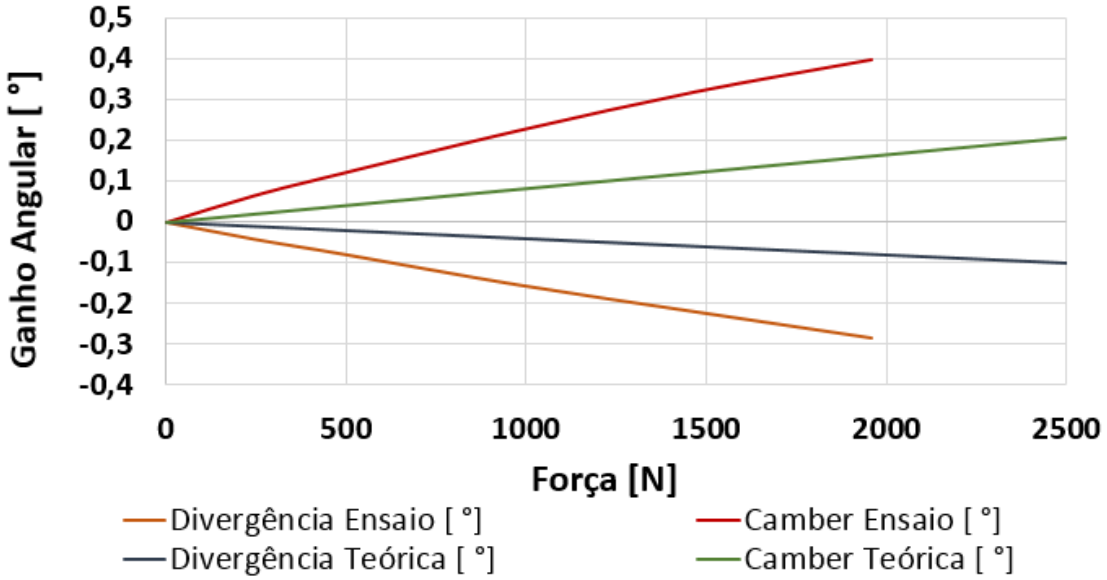
Fonte: Autor

Figura 146 - Ganhos de divergência e camber em função de uma força lateral aplicada a uma indicação de 8°



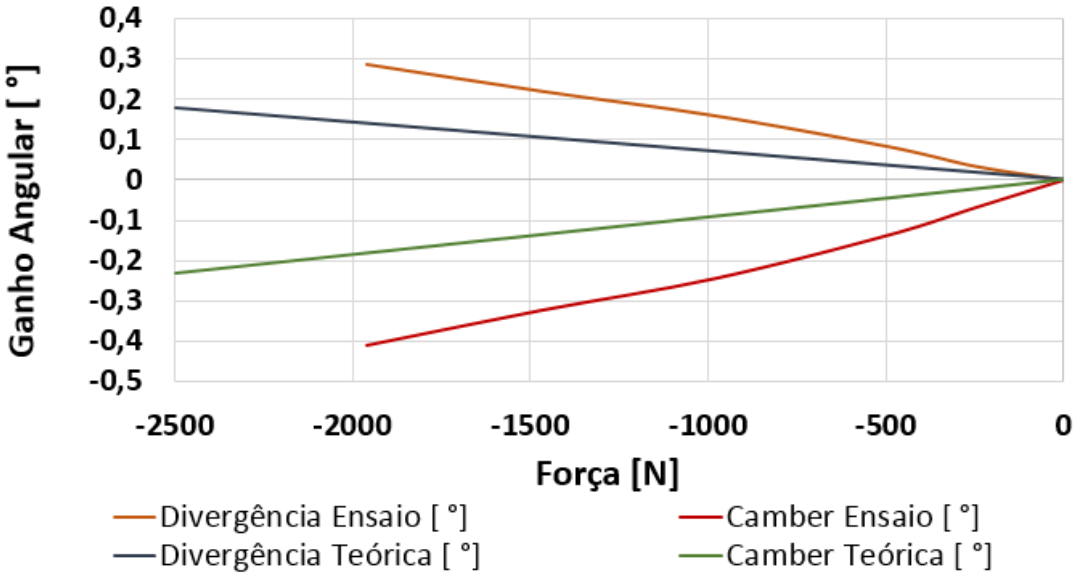
Fonte: Autor

Figura 147 - Ganhos de divergência e camber em função de uma força lateral aplicada a uma indicação de 8° mais um rastro pneumático de 25mm.



Fonte: Autor

Figura 148 - Ganhos de divergência e camber em função de uma força lateral aplicada a uma indicação de -8°



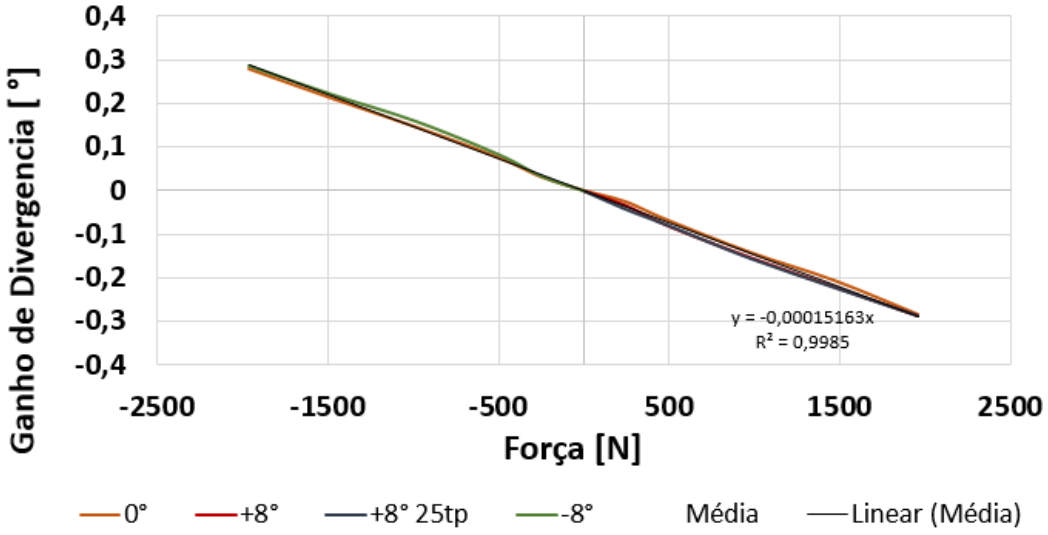
Fonte: Autor

Os valores dos ganhos obtidos nos testes são 2,5 vezes maiores para o ganho de divergência e 3 vezes maiores para o ganho de camber quando comparado com os obtidos através do cálculo estrutural seção 3.4.6. Essa diferença pode ter ocorrido por que nos cálculos estruturais as juntas esféricas e os rolamentos foram considerados elementos rígidos.

Os ganhos de divergência e camber em função da força lateral não podem ser desprezados, portanto, um fator de correção em função da força lateral deve ser aplicado para obter os valores corretos da força lateral em função do ângulo de camber e divergência e assim, utilizar os dados como entrada para criar o modelo de pneu através da “Fórmula Mágica”.

O gráfico da Figura 149 mostra o ganho de divergência para as quatro condições de testes. Através da linha de tendência linear gerada a partir dos dados experimentais obteve-se uma taxa de ganho de divergência de -0,00015163° para cada 1N de força lateral.

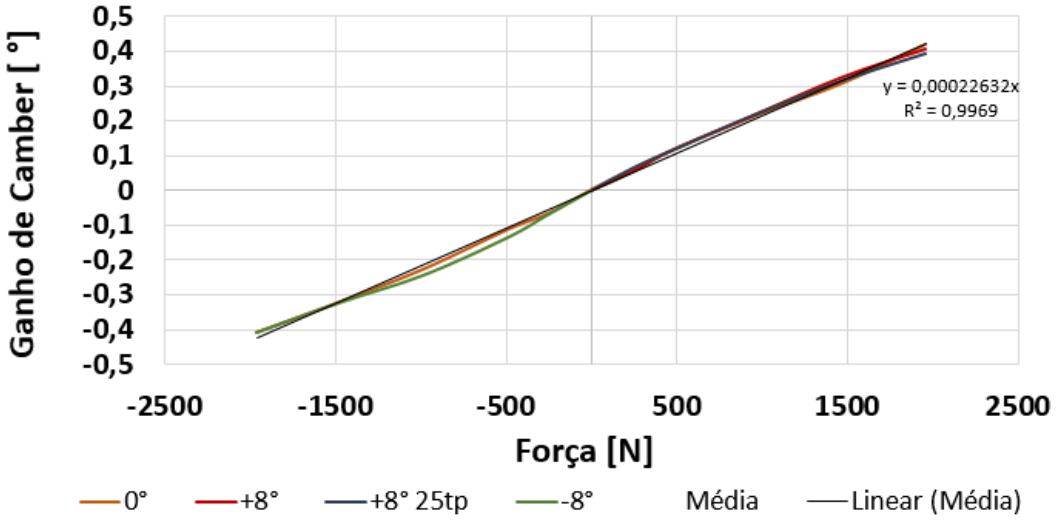
Figura 149 - Taxa de ganho de divergência em função da força lateral para as quatro condições do ensaio



Fonte: Autor

O mesmo procedimento foi realizado para a taxa de ganho de camber, onde se chegou a uma taxa de 0,00022632° para cada 1N de força lateral Figura 150.

Figura 150 - Taxa de ganho de camber em função da força lateral para as quatro condições do ensaio



Fonte: Autor

Assim para correção dos ângulos é preciso multiplicar esses valores pela força lateral e somar com o ângulo cujo teste foi realizado, consequentemente, é possível obter o valor real dos ângulos de divergência e camber para cada instante. Na Tabela 15 pode-se ver um exemplo.

$$Div_{real} = F_{lat} . -0{,}00015168 + Div_{teste} \quad (3\text{-}14)$$

$$Camb_{real} = F_{lat} . 0{,}00022632 + Camb_{teste} \quad (3\text{-}15)$$

Tabela 15 - Exemplo da utilização dos fatores de correção para obter o valor real de divergência e camber do pneu durante os ensaios.

Ângulo de Teste		**Força Lateral**	**Ângulo real**	
Deriva [°]	**Camber [°]**	[N]	Deriva [°]	Camber [°]
8	**-2**	0	8,00	-2,00
8	**-2**	250	7,96	-1,94
8	**-2**	500	7,92	-1,89
8	**-2**	750	7,89	-1,83
8	**-2**	1000	7,85	-1,77
8	**-2**	1500	7,77	-1,66
8	**-2**	2000	7,70	-1,55
8	**-2**	2500	7,62	-1,43

Fonte: Autor

3.7 *AVALIAÇÃO DINÂMICA DO EQUIPAMENTO COMPLETO*

Após a validação do equipamento em bancada o mesmo foi instalado no veículo Renault Master para realização de uma avaliação dinâmica (Figura 151), com o objetivo de avaliar se os mecanismos desenvolvidos funcionam de acordo com o esperado.

Figura 151 - Equipamento para medição de esforços laterais do pneu em condição de esterço

Fonte: Autor

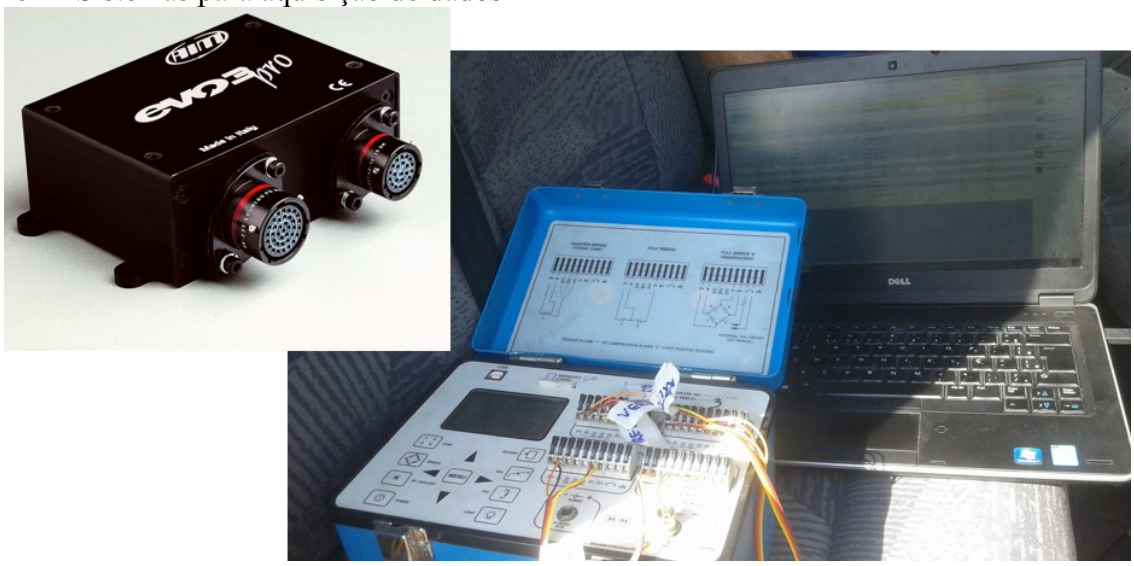
3.7.1 Instrumentação do equipamento

Para obter os dados dos sensores que medem o comportamento do equipamento foi utilizado o sistema de aquisição de dados “Aim EVO3 Pro”. O sistema possui 16Mb de memória interna e conexão com 12 sensores analógicos e 4 canais para sensores contadores (sensores indutivos; sensores tipo Hall). O módulo principal realiza interface com microcomputadores via porta USB, onde a interface para configuração do equipamento é feita pelo software “AIM Race Studio 2”. Como os testes serão realizados em condições constantes de velocidade e ângulo de deriva e camber do pneu de teste, optou-se por utilizar uma frequência de aquisição de 10 Hz para todos os sensores.

Já para adquirir os dados dos esforços atuantes tanto nos braços quanto no transdutor de força utilizado para medir a carga vertical, foi utilizado o equipamento “Vishay P3”. Como visto na seção 3.6.3 o equipamento possibilita o armazenamento dos dados das medições a uma taxa de aquisição máxima de 1 Hz que atende às condições constantes de teste aplicadas para os primeiros testes de verificação.

Os módulos principais de ambos os equipamentos e um notebook foram instalados internamente ao veículo de teste para facilitar a manutenção dos equipamentos e para o monitoramento dos dados em tempo real.

Figura 152 - Sistemas para aquisição de dados

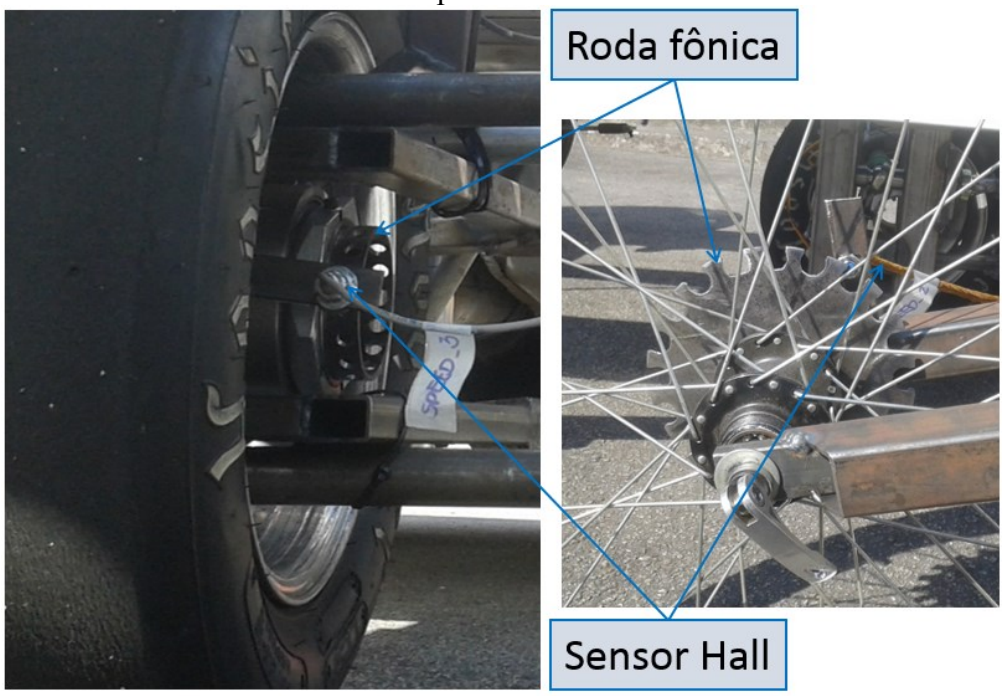


Autor "adaptado de" [48]

3.7.1.1 Sensor de velocidade

Sensores de velocidade do tipo “Hall” foram instalados de forma a medir a velocidade do pneu a ser ensaiado e a velocidade do veículo, eles foram instalados junto ao cubo de roda e na quinta roda respectivamente, conforme mostra a Figura 153.

Figura 153 - Sensores de velocidade do tipo “Hall” e rodas fônicas



Fonte: Autor

3.7.1.2 Potenciômetro linear

Um potenciômetro linear foi instalado para medir a variação da posição da quinta roda (Figura 154).

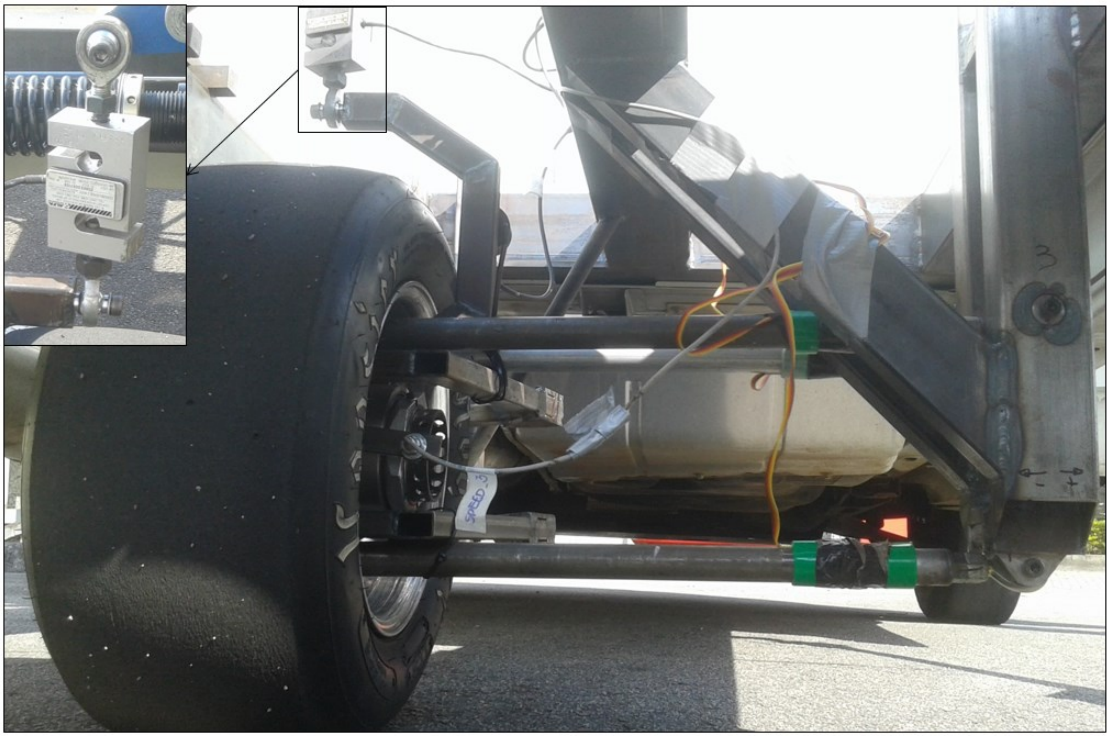
Figura 154 - Potenciômetro linear instalado na quinta roda.

Fonte: Autor

3.7.1.3 Extensômetros e transdutor de força.

Como introduzido na seção 3.6.2 extensômetros foram instalados nos braços laterais de controle (durante o ensaio a região foi devidamente protegida) e para medir a carga vertical aplicada um transdutor de força foi utilizado (Figura 155).

Figura 155 - Extensômetros nos braços laterais e transdutor de força

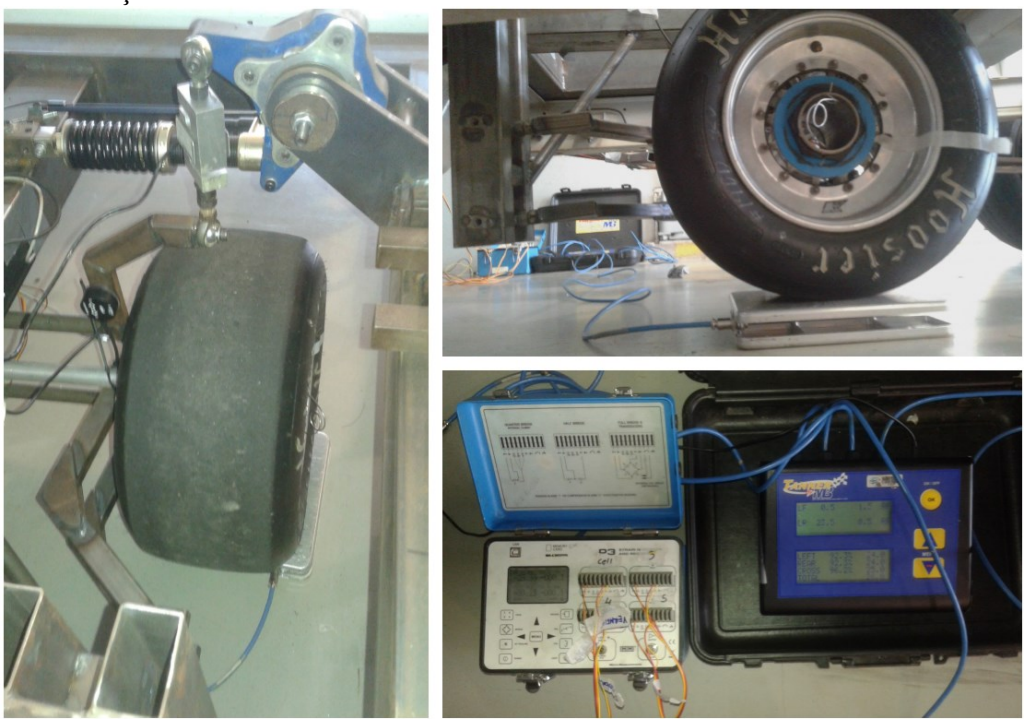


Fonte: Autor

3.7.2 Verificação da força normal aplicada

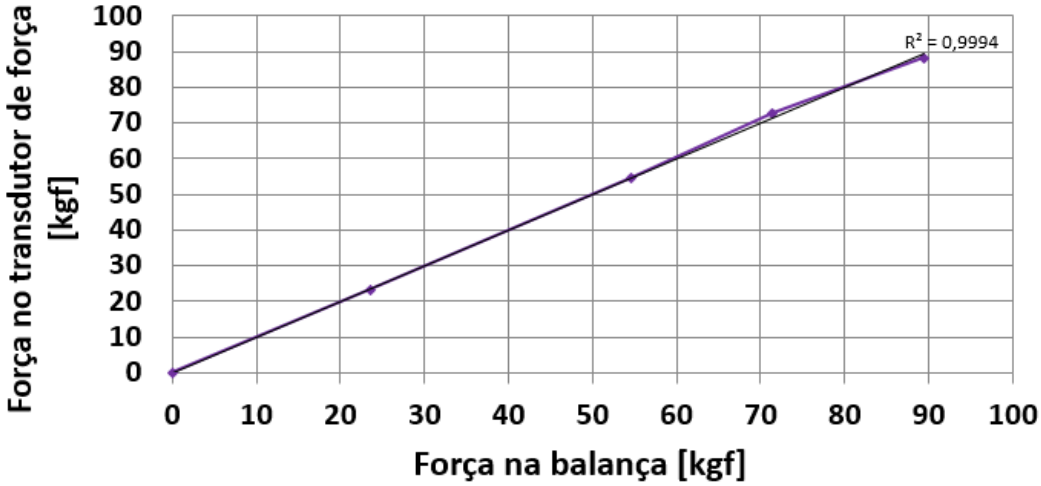
A verificação da força normal foi feita utilizando uma balança do tipo “MB 10" Race Scale”, posicionada em baixo do pneu (Figura 156). Como pode ser observado no gráfico da Figura 157 conforme há o aumento da pré-carga medida pelo transdutor de força o pneu exerce uma força com a mesma magnitude no balança, dessa maneira, é possível garantir que toda carga normal aplicada é transmitida pelo pneu para o solo.

Figura 156 - Verificação da força normal aplicado pelo pneu no solo e força medida pelo transdutor de força



Fonte: Autor

Figura 157 - Resultados da comparação entre a força normal aplicado pelo pneu no solo e a força medida pelo transdutor de força



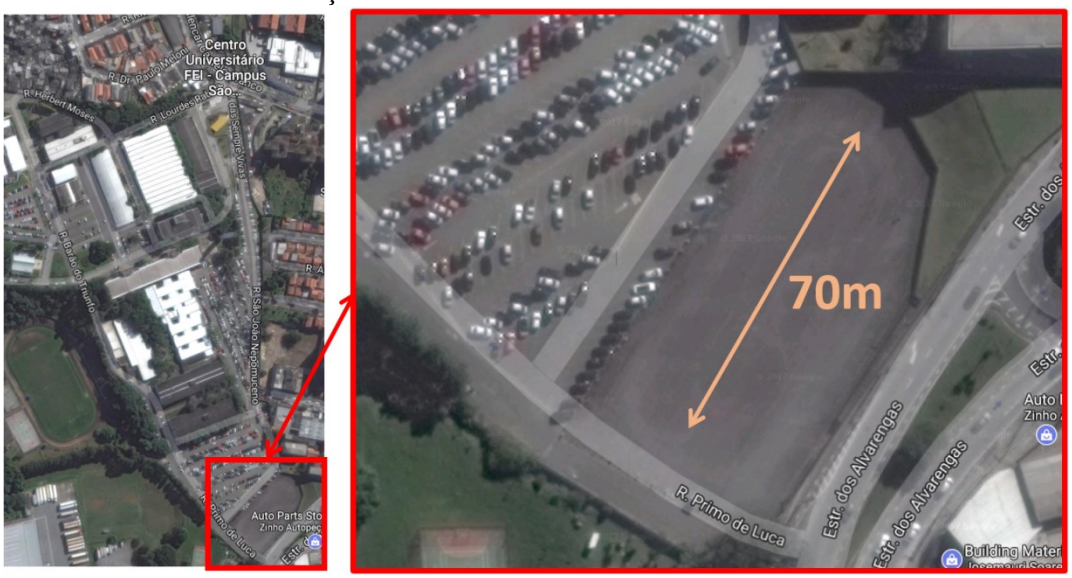
Fonte: Autor

3.7.3 Método de teste dinâmico

Para avaliar o equipamento em condições reais o pneu referência Hoosier LCO 18.0/6.0-10 R25B foi utilizado.

Os testes foram realizados nas dependências do Centro Universitário da FEI em São Bernardo do Campo. O local onde foi realizado a avaliação dinâmica é asfaltado e possui dimensões que possibilitaram a realização dos testes em trechos retilíneos de cerca de 70m (Figura 158). Na verificação dinâmica não foi possível colocar lastros no equipamento.

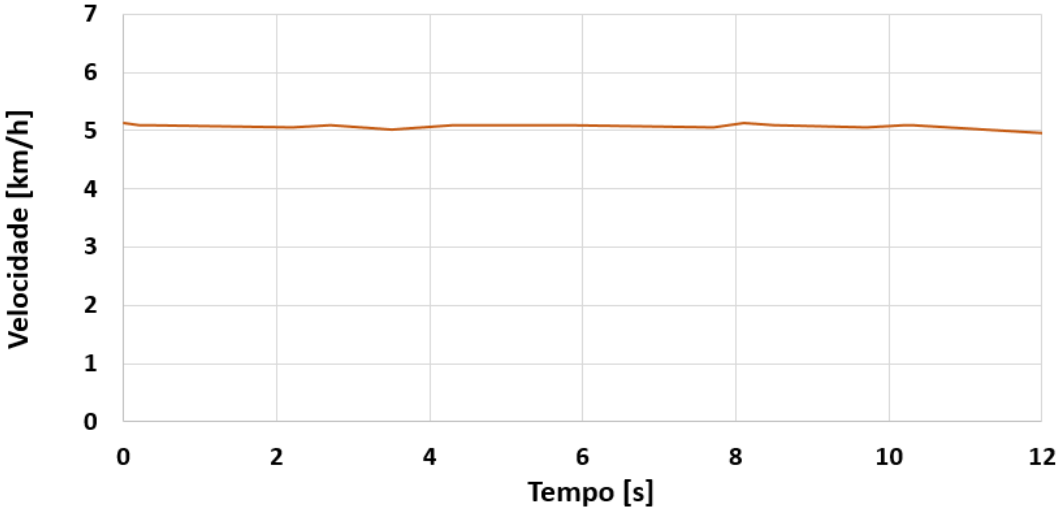
Figura 158 - Local onde a avaliação dinâmica foi realizada



Fonte: Autor

Devido às dimensões do local serem reduzidas para conseguir manter uma velocidade constate durante um período, os testes foram realizados a uma velocidade de 5km/h. Os resultados da medição de velocidade do pneu de teste podem ser vistos na Figura 159.

Figura 159 - Velocidade do pneu de teste durante a avaliação dinâmica do equipamento completo



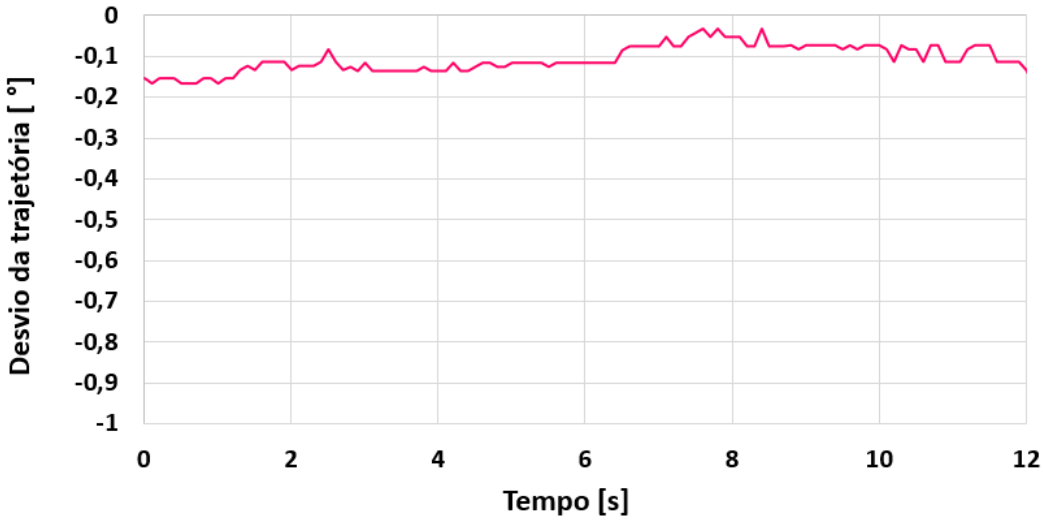
Fonte: Autor

Para a realização do teste o veículo deve percorrer uma trajetória retilínea, de maneira que o ângulo entre o chassi do veículo e a direção da trajetória percorrida seja o mais próximo de zero possível, minimizando a influência no ângulo de deriva do pneu de teste. Com base nos

dados do transdutor de deslocamento instalado na quinta roda, pode-se avaliar o ângulo de desvio em relação a trajetória retilínea desejada.

No gráfico apresentado na Figura 160 é possível observar que durante o teste houve um desvio de aproximadamente 0,15° em relação a trajetória retilínea, logo esse resultado deve ser considerado no ajuste do equipamento e nas considerações de cálculo para determinação das forças laterais atuantes.

Figura 160 - Desvio da trajetória retilínea do veículo durante a avaliação dinâmica do equipamento completo



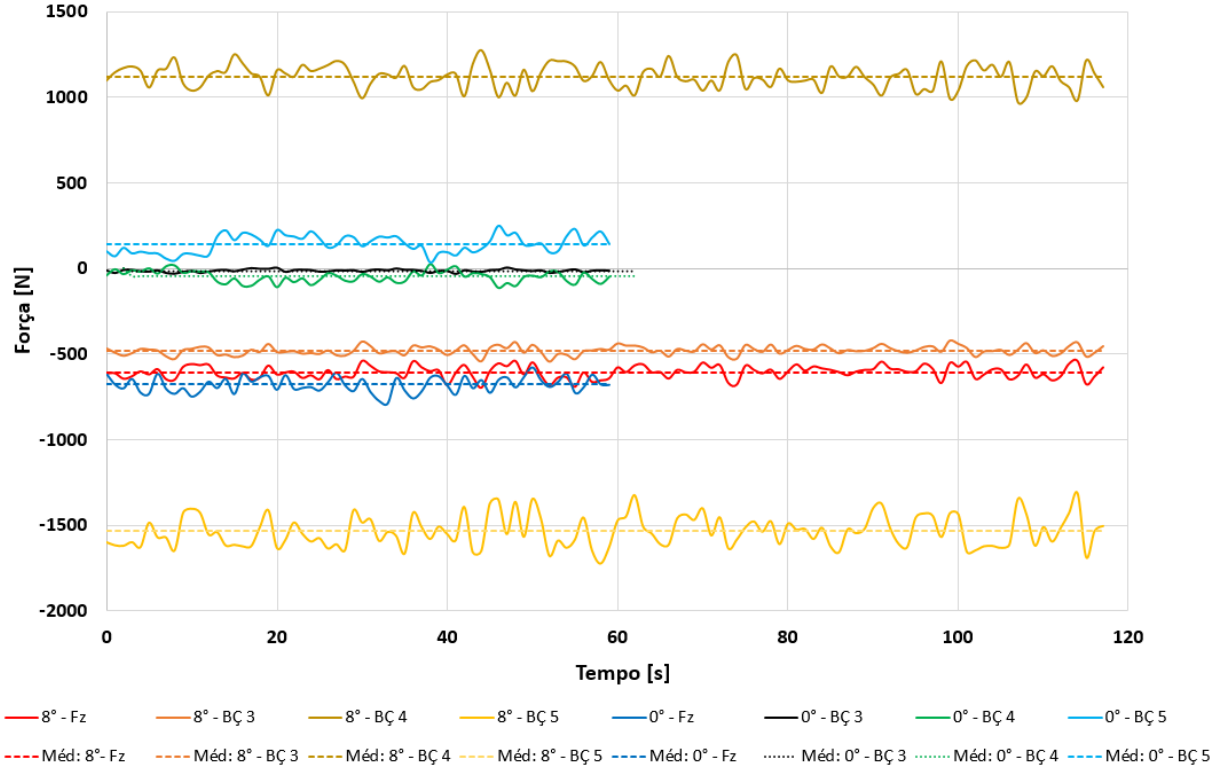
Fonte: Autor

3.7.4 Avaliação dinâmica do equipamento completo

Os testes de avaliação dinâmica foram realizados em duas etapas: a primeira etapa foi realizada com ângulo de deriva do pneu de teste igual 0° para a avaliação do comportamento do equipamento sem o acréscimo de forças laterais impostas pelo pneu. Na segunda etapa foi imposto um ângulo de deriva de 8° para a avaliar o comportamento do equipamento em reação a força gerados pelo pneu de teste.

Como mencionado o espaço para teste tem uma limitação de espaço devido a isso foram realizadas uma série de medições que foram copiladas em um mesmo gráfico (Figura 161), visando facilitar a visualização dos dados,

Figura 161 - Resultados das forças dinâmicas nos braços laterais de reação durante a avaliação dinâmica do equipamento completo.



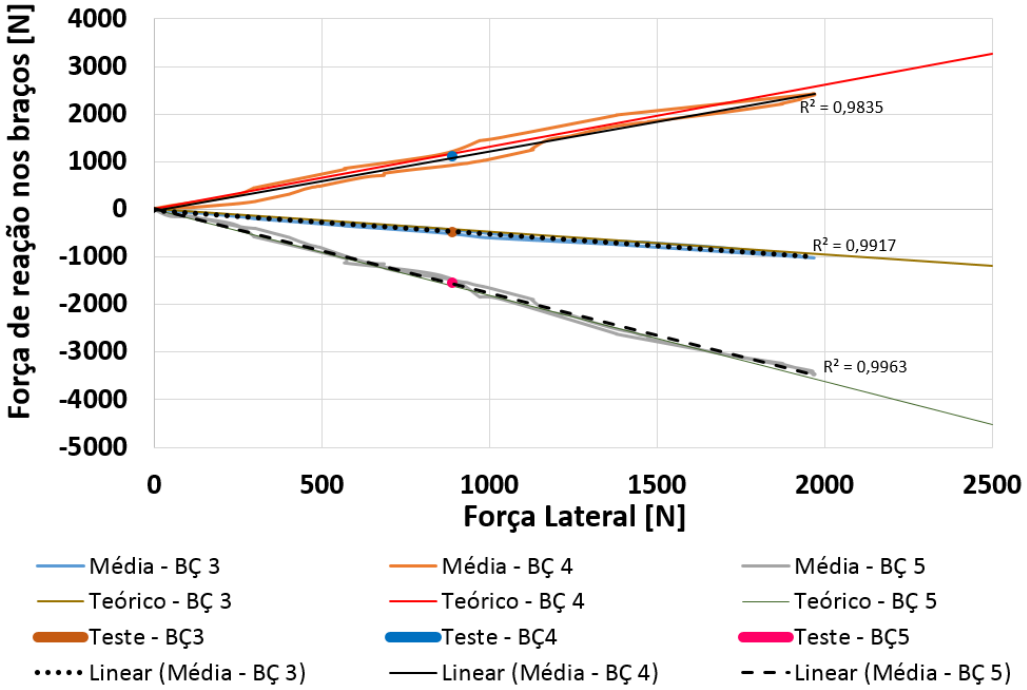
Fonte: Autor

Para uma média de força normal aplicada de 676,7N na condição de teste de 0° de deriva é possível observar que houve uma geração de esforços laterais, provavelmente causados pelo efeito de conicidade do pneu ou ainda por um eventual desvio na trajetória do veículo gerando assim deriva do pneu testado (Figura 160).

Os testes com 8° de inclinação para uma média de força normal de 605,6N resultaram no aumento nas forças atuantes nos 3 braços de controle lateral, alcançando os valores médios de -477,4N no braço 3; 1120,8N no braço 4; e -1532,55N para o braço 5. Essas três cargas médias representam uma força lateral média atuante no pneu igual -889,2N.

A pesar do espaço limitado para realizar os ensaios e a alta taxa de aquisição (1Hz), para uma força lateral de mesma intensidade a média das forças de reação em cada braço lateral obtida no teste de avaliação dinâmica do sistema foram de encontro aos valores obtidos através do ensaio estático realizado em bancada e consequentemente com os resultados do cálculo estrutural, como pode ser observado na Figura 162. Os pontos obtidos no ensaio dinâmico foram sobrepostos ao gráfico das forças de reação dos braços laterais em resposta a uma força lateral aplicada a 8° de inclinação obtido no ensaio em bancada e através do cálculo estrutural (Figura 138).

Figura 162 - Média das forças de reação nos braços laterais obtidas no teste de avaliação dinâmica sobreposto ao gráfico obtido no ensaio em bancada e através do cálculo estrutural



Fonte: Autor

Como visto na 3.4.9 o valor da força equivalente nos braços de reação deve ser dividido pelo cosseno do ângulo para de se obter a força lateral gerada pelo pneu, e de acordo com a seção 3.6.3.3 é preciso aplicar fatores de correção para obter o valor real dos ângulos de camber e deriva durante o teste. Na Tabela 16 pode ser visto os valores obtidos nos testes e os valores reais a serem considerados.

Tabela 16 - Valores reais de força lateral, deriva e camber a serem considerados

Ângulo de Teste		**Resultado do Teste**				**Valores Compensados**		
Deriva [°]	Camber [°]	BÇ 3 [N]	BÇ 4 [N]	BÇ 5 [N]	$\sum F_{bçlat}$ [N]	F_{lat} [N]	Deriva [°]	Camber [°]
8	-2	-477,7	1120,8	-1532,5	-889,45	898,2	7,86	-1,80

Fonte: Autor

4 CONCLUSÃO

A utilização de plataformas de teste para obter os valores das forças geradas pelo pneu não é limitada por recursos tecnológicos, mas sim pelo alto custo dos equipamentos. Em mercados mais desenvolvidos como Europa e EUA, existe uma demanda para esse tipo de teste para que modelos em multi-corpos de veículo completo sejam alimentado com os dados do pneu. Em mercados emergentes como o brasileiro, onde o custo é extremamente importante, o investimento em uma plataforma de teste de pneu não se torna economicamente viável.

A maior contribuição deste trabalho foi apresentar uma solução alternativa para obter as forças geradas pelo pneu em condição de esterço que não demanda um alto valor de investimento.

Ao final do estudo foi possível concluir que as premissas adotadas na concepção da geometria da suspensão do equipamento foram validadas através da utilização de softwares e por meio da realização de ensaios estáticos que apresentaram resultados extremamente satisfatórios, uma vez que foram de encontro com a teoria aplicada.

O dimensionamento dos braços laterais tendo como critério as micro-deformações em função da força de reação também apresentaram valores nos ensaios em laboratório muito próximos aos calculados realizados.

O resultado dos ensaios estáticos para obtenção das forças de reação nos braços laterais atingiram resultados adequados pois apresentaram valores similares aos encontrados nos cálculos estruturais.

Os valores de deformação apresentaram um desvio em relação aos resultados obtidos através dos cálculos estruturais. Essas deformações não podem ser desprezadas, devido a isso, fatores de correção deverão ser aplicados aos dados obtidos nos ensaios, com o objetivo de obter os valores reais para o ângulo de camber e deriva durante o teste. Dessa maneira um modelo de pneu preciso pode ser obtido a partir da utilização da “Fórmula Mágica” nos dados obtidos.

Apesar do teste de avaliação dinâmica do equipamento não ter sido realizado em um campo de provas e com o veículo sem lastros, mostrou-se que o funcionamento dos mecanismos para: aplicar a força normal, impor ao pneu os ângulos de camber e deriva desejados, monitorar a trajetória do veículo durante o ensaio e realizar as medições das forças geradas pelo pneu, operam como o esperado.

O equipamento desenvolvido apresentou resultados consistentes assim é possível dizer que o equipamento está pronto para realizar as medições dos esforços gerados pelo pneu que serão realizados no campo de prova da Pirelli.

5 TRABALHOS FUTUROS

A principal proposta para trabalhos futuros é a utilização do equipamento desenvolvido neste trabalho para a reprodução do método de teste do ciclo "ACI" em quaisquer combinações do ângulo de deriva e camber, para diferentes condições de carga normal. O pneu utilizado como referência nesse trabalho (Hoosier LCO 18.0/6.0-10 R25B) é uma boa opção visto que já existem dados de referência obtidos através do TTC, servindo assim como referência para os dados obtidos.

Após todas as medições e avaliação dos resultados de teste, será possível fazer o modelamento matemático dos pneus testados através da "Fórmula Mágica" de Pacjeka permitindo uma comparação com os dados do TTC. Dessa forma pode-se utilizar os dados experimentais para alimentar modelos de veículo completo que podem auxiliar na otimização do desempenho dinâmico de veículos.

Um dos benefícios do método de teste desenvolvido, é que o pneu pode ser estudado com a influência de diferentes tipos de pavimento, um estudo avaliando a diferença no comportamento do pneu para a condição de asfalto seco e para condição de asfalto molhado apresentaria uma grande relevância.

Para o andamento dos testes futuros é muito importante que seja implementado no sistema de aquisição de dados sensores para obter a temperatura nos pneus durante os testes, assim com sensores para medir a temperatura ambiente, possibilitando monitorar o comportamento do pneu em função desses parâmetros.

O aprimoramento no equipamento de teste atual também pode ser feito. A melhoria no sistema de variação do ângulo de deriva o tornando automático facilitará os ensaios e consequentemente irá diminuir o tempo teste. O equipamento desenvolvido possibilita somente a realização de ensaios avaliando condições de força lateral pura. O desenvolvimento de um sistema de controle do escorregamento longitudinal do pneu, possibilitaria o mapeamento de todas características do pneu.

REFERÊNCIAS

[1] PACEJKA, H. **Tire and Vehicle Dynamics**. 2ªed. Oxford: Elsevier, 2007.

[2] PACEJKA, H. B. **Tire and vehicle dynamics**. SAE, USA, 2002.

[3] RILL, G. **Road Vehicle Dynamics: Fundamentals and Modeling**. Regensburg: CRC Press, 2011.

[4] REIMPELL, J.; STOLL, H.; BETZLER, J. **The Automotive Chassis:** Engineering Principles. 2ªed. Oxford: Elsevier, 2001.

[5] GILLESPIE, T. **Fundamentals of vehicle dynamics**. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992.

[6] JAZAR, R. **Vehicle Dynamics:** Theory and Application. New York: Springer, 1995.

[7] MILLIKEN, D.; MILLIKEN, W. **Race Car Vehicle Dynamics**. Warrendale, PA, USA: Society of Automotive Engineers, 1995.

[8] LO CONTE, D. **Tyre parameter identification from road tests on a complete vehicle**. 2010. MSc Thesis - Delft University of Technology, Delft

[9] M. Mitschke and H. Wallentowitz. **Dynamik der Kraftfahrzeuge**, 4. Auflage. Springer, 2004.

[10] Kiencke, U.; Nielsen, L. **Automotive Control Systems:** For Engine, Driveline, and Vehicle. 2ª. ed. Springer, 2005

[11] PERSEGUIM, O.T. **Dinâmica Veicular Relativa ao Ride de Veículos e Métricas para sua Avaliação**. 2005. Tese de Doutorado – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Pulo, São Carlos.

[12] Hans-Hermann Braess and Ulrich Seiffert, **Handbook of Automotive Engineering. Warrendale**: SAE International, 2005.

[13] SAE. J670 - **Vehicle Dynamics Terminology**. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 2008.

[14] AL-TABEY, W. **Study of Vehicles Handling & Riding Characteristics by ADAMS Software**. Saarbrucken: Lap Lambert, 2012.

[15] DE ROON, M. **Tire modeling for car, truck, motorcycle and heavy duty industrial applications TNO Delft-Tyre**, 2006, Conference presentation, European LMS Conference, Munich. Germany.

[16] JONSON, A.; OLSSON, E. **A Methodology for Identification of Magic Formula Tire Model Parameters from In-Vehicle Measurements**. 2016. Master's Thesis, Chalmers University of Technology, Gothenburg, Sweden

[17] DOUMIATI, M.; VICTORINO, A.; CHARARA, A.; LECHNER, D. **A method to estimate the lateral tire force and the sideslip angle of a vehicle**: Experimental validation, 2010 American Control Conference, Marriott Waterfront, Baltimore, MD, USA

[18] MARTIN FOX, D. **Design of a Portable Tire Test Rig and Vehicle Roll-Over Stability Control**, 2009, Master of Science, Virginia Polytechnic Institute, Danville, VA, USA

[19] HOLPINS, B. **Adaptive Rollover Control Algorithm Based on an Off-Road Tire Model**, 2009, Master of Science, Virginia Polytechnic Institute, Danville, VA, USA

[20] DIN 7000 - **Road vehicles dynamics and road-holding ability**. Deutsches Institut für Normung, National Standard, 1994.

[21] CHICUTA, W. **Validation of 2D mathematical model applied to reach the zero bump steer**, 2014 SAE International - Paper 2014-36-0360.

[22] PORTELA, A.; SILVA, A. **Mecânica dos Materiais**, Lisboa, ed. Plátano, 1996

[23] HOFFMANN, KARL. **An Introduction to Stress Analysis and Transducer Design Using Strain Gages**. HBM. 1989.

[24] KASPRZAK, E. M. GENTZ, D. **The Formula SAE tire test consortium - tire testing and data handling** SAE paper 2006-01-3606. Michigan: Society of Automotive Engineers, 2006.

[25] KASPRZAK, E. **FSAE Tire Test Consortium - Round 5**, FSAE TTC, Buffalo, New York, USA

[26] LOTTO, R. **Dinâmica Lateral:** Construção e Validação de um Modelo de Simulação Multicorpos de um Veículo FSAE Usando Modelo Semi-Empírico de Pneu, Tese de Mestrado, 2014, Centro Universitário da FEI, São Bernardo do Campo

[27] RENAULT, **Ficha Técnica Master Chassi Cabine**, Disponível em: <https://www.renault.com.br/Veículos/conheca-nossa-gama/master-chassi/ficha-tecnica.html>, Acesso em: 04/03/2017

[28] BORESI, A.; SCHMIDT, R.; SIDEBOTTOM, O. **Advanced Mechanics of Materials**, 5ªed, John Wiley & Sons, Inc. 1993

[29] WALLENTOWITZ, H. **Automotive Engineering II Vertical Vehicle Dynamics**, 5ª ed, Editoral Staff, Aachen, Germany, 2004

[30] SKF. **Rolamentos de Esferas SKF**, Disponível em: <http://www.skf.com/binary/82-121486/10000_2-PT-BR---Rolling-bearings.pdf> Acesso em: 23/02/2017

[31] MICHELINMAN. **The Structure of a Tire,** Disponível em: <http://www.michelinman.com/US/en/help/how-is-a-tire-made.html> Acesso em: 07/04/2017

[33] ANDERSSON, J. **Vehicle dynamics - optimization of Electronic Stability Program for sports cars,** 2008, BACHELOR'S THESIS, Luleå University of Technology, Luleå, Sweden

[33] WONG, J. Y., **Theory of Ground Vehicles**, 5ª ed, John Wiley & Sons Ltd, 2001.

[34] ALPINEMETALTECH. **Tire test bench inside a drum**, Disponível em: <http://www.alpinemetaltech.com/product-detail/items/zwarp-biaxial-wheel-test.html> Acesso em: 26/02/2017

[35] GENTA, G; MORELLO, L. **The Automotive Chassis**. v.2, New York: Springer, 2009.

[36] KUZNETSOV, A; MAMMADOV, M; SULTAN, I. **Optimization of a Quarter-car suspension model coupled with the driver biomechanical effects**, Journal of Sound and Vibration. v.330, p. 2937 – 2946, 2011.

[37] TOGNOLLI, A. **Estudo da Influência Dos Parâmetros Geométricos da Redução de Esforços do Sistema de Direção de um Veículo FSAE**, Tese de Mestrado, 2015, Centro Universitário da FEI, São Bernardo do Campo

[38] OFFROADXTREME. **Off Road Suspension**, Disponível em: <http://www.offroadxtreme.com/engine-tech/brakes-suspension/off-road-suspension-101-an-inside-look/> Acesso em: 14/04/2017

[39] INVETR. **5-link independent rear suspension**, Disponível em: <http://www.invetr.com/chassis/category/axles-suspensions/3> Acesso em: 14/04/2017

[40] STALLMANN, M. **Tyre model verification over off-road terrain**, 2013, Master of Science, Univercity of Pretoria, Danville, VA, USA

[41] POYARES, T. **Análise Experimental e Simulação Computacional das Forças Atuantes na Suspensão de um Protótipo de Formula SAE**, Tese de Mestrado, 2013, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro

[42] HOFFMANN, KARL. **Practical hints for the installation of strain gages HBM**. 4ª. ed. Federal republic of Germany, 1996.

[43] ZANETIC, S.; SCHÖN, C. **Utilização de strain gage no desenvolvimento de célula de carga binocular para medição de cargas sob flexão com verificação experimental de sua capacidade**. 22º CBECiMat - Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciência dos Materiais Brasil, 2016

[44] GORYCA, J. **Force and Moment Plots from Pacejka 2002 Magic Formula Tire Model Coefficients**. U.S. Army Tank-automotive and Armaments Research, Development and Engineering Center ATTN, 2010

[45] SCHLUETER, B. **Predicting Vehicle Dynamics for Roadside Safety Using Multibody Systems Simulations**, 2012, Master of Science, University of Nebraska-Lincoln, USA

[46] AZEVEDO, A; FERRARESI, V; FARIAS, J. **Uma Revisão Sobre O Processo De Soldagem A-Tig**, 16° POSMEC. FEMEC/UFU, Uberlândia, MG, Brasil, 2006

[47] KISTLER, **RoaDyn® P530 Measuring Hub for Tire Test Stands**, Disponível em: <https://www.kistler.com/cn/en/applications/automotive-research-test/vehicle-dynamics-durability/tire-testing/> Acesso em: 20/07/2017

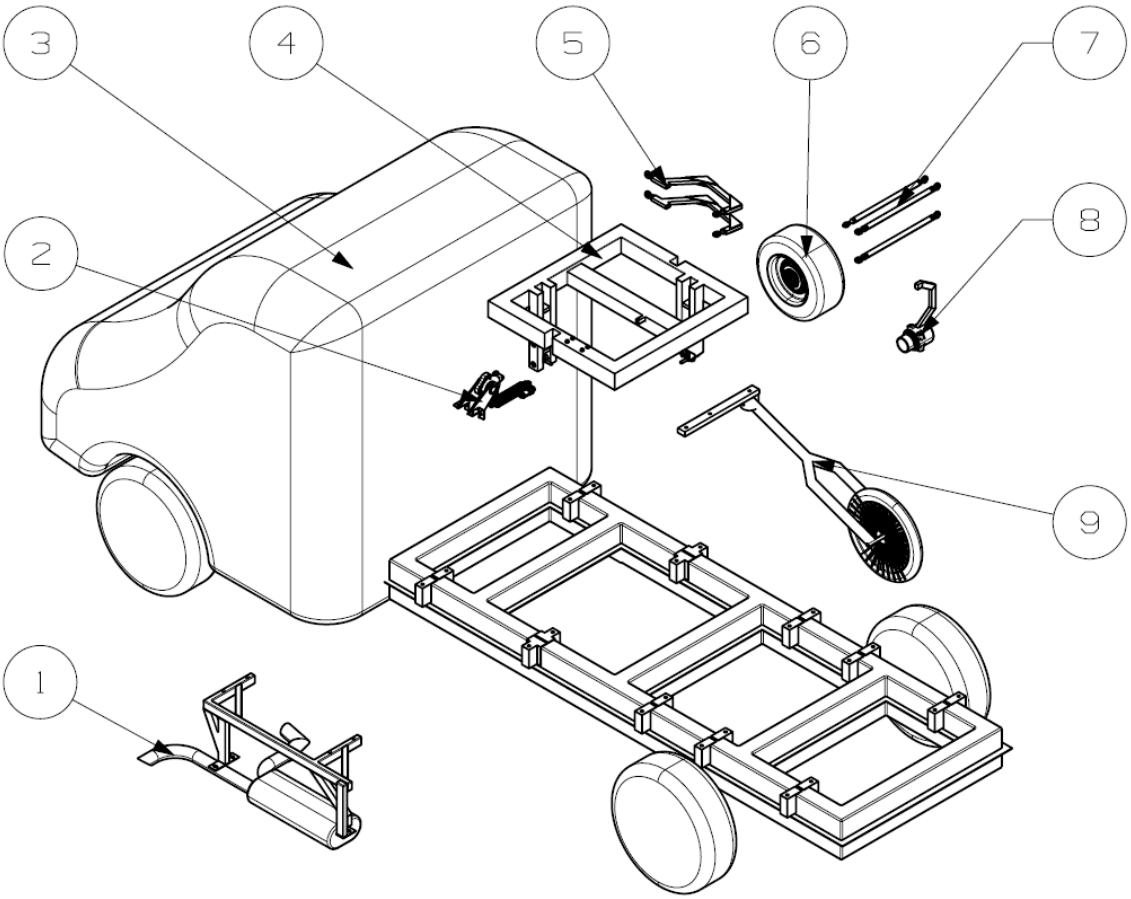
[48] AIM, **Aim EVO3 Pro**, Disponível em: <http://www.precisionautoresearch.com/ecu_data/aim/aim_data/par34.htm> Acesso em: 20/07/2017

[49] FKA. **Tyres in motion**, Disponível em: <http://www.fka.de/pdf/tyres-in-motion.pdf> Acesso em: 28/02/2017

[50] MTS. **Flat-Trac Tire Testing Systems**, Disponível em: <https://www.mts.com/cs/groups/public/documents/library/dev_003376.pdf> Acesso em: 14/04/2017

ANEXO A

Equipamento para medir as forças geradas por pneus automotivos em condições de esterço.



9	Quinta Roda
8	Conjunto Cubo Manga
7	Braco de Controle Vertical
6	Conjunto Pneu e Roda
5	Braco de Controle Longitudinal
4	Subframe
3	Carroceira
2	Conjunto Mola Amortecedor
1	Escapamento
Item	Nome

ANEXO B

Equipamentos de Medição

Relógio Apalpador Analógico Mitutoyo Resolução 0.01mm

Relógio Comparador Analógico Mitutoyo Resolução 0.01mm

Relógio Comparador Digital ABSOLUTE Mitutoyo Resolução 0.001mm

Transdutor de força

Especificações

Capacidade Nominal – kg	20 / 50 / 100 / 200
Material	Aluminio
Sensibilidade mV / V	2.0000 + / – 10%
Temperatura de Trabalho	– 5 a + 60°C
Temperatura Compensada	0 a + 50° C
Maxima Sobrecarga % capacidade nominal	150
Sobrecarga de ruptura % capacidade nominal	300
Resistência Elétrica (Ω)	E 410 + / – 10 S 350 + / – 1
Numero de Divisões	5.000
Classe de Proteção	IP 67