CENTRO UNIVERSITÁRIO FEI
BRUNO AFONSO GARCIA

MEDIÇÃO DE ESFORÇOS LATERAIS GERADOS POR PNEUS DE FÓRMULA SAE EM UM DISPOSITIVO MÓVEL

São Bernardo do Campo
2018

BRUNO AFONSO GARCIA

MEDIÇÃO DE ESFORÇOS LATERAIS GERADOS POR PNEUS DE FÓRMULA SAE EM UM DISPOSITIVO MÓVEL

Dissertação de Mestrado apresentada ao Centro Universitário FEI para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica. Orientado pelo Prof. Dr. Roberto Bortolussi.

São Bernardo do Campo

2018

Garcia, Bruno Afonso.
Medição de esforços laterais gerados por pneus de Fórmula SAE em um dispositivo móvel / Bruno Afonso Garcia. São Bernardo do Campo, 2018.
131 p. : il.

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

1. Pneu. 2. Ângulo de deriva. 3. Fórmula SAE. 4. Dispositivo móvel. 5. Fórmula mágica. 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: Bruno Afonso Garcia **Matrícula:** 216104-0

Título do Trabalho: Medição de esforços laterais gerados por pneus de fórmula SAE em um dispositivo móvel.

Área de Concentração: Sistemas Mecânicos

Orientador: Prof. Dr. Roberto Bortolussi

Data da realização da defesa: 26/02/2018

ORIGINAL ASSINADA

Avaliação da Banca Examinadora:

São Bernardo do Campo, 26 / 02 / 2018.

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

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente aos meus pais, Paulo Sérgio N. Garcia e Maria Ap. Lopes Afonso Garcia, pela minha educação e pelo exemplo de trabalho e dedicação que sempre me guiaram na busca dos meus objetivos.

A minha namorada, Patrícia Luiza Alvarenga, que vem sendo minha companheira incondicional e que sempre me motivou na realização dos meus sonhos, por mais que isso nos custasse longos períodos separados.

Ao meu professor orientador e amigo Dr. Roberto Bortolussi, que fez parte da minha formação como engenheiro e como homem.

Agradeço muito ao professor Ricardo Bock, por ser um dos meus maiores incentivadores e por me auxiliar nos momentos difíceis, sendo um dos grandes responsáveis por minhas conquistas durante a graduação.

Ao meu grande amigo e agora Mestre, Walace Chicuta, pelos longos períodos de estudo, pelo incentivo e pelo seu grande trabalho que foi a base deste trabalho.

Aos amigos e primeiros capitães na Equipe de Baja da FEI, Renato Storti Lotto e Marcio Leme Maia, pelo incentivo e pelo exemplo como Engenheiros e Mestres.

A todos os funcionários do Centro de Laboratórios Mecânicos (CLM) do Centro Universitário FEI, especialmente a Adelaide Bispo, Marcela Gomes e Cátia Cilene que sempre estiveram dispostos a ajudar.

Aos integrantes da Equipe FEI BAJA SAE e Fórmula FEI pelo auxilio, disponibilidade de recursos pessoais e materiais, por tempo e amizade, principalmente aos membros João Bruno, Breno Borges e Guilherme Satiro além dos professores orientadores, Dr. Fábio Delatore e Me. Rafael Ressalvo.

A FATEC de Santo André, representada pelo Professor Luiz Roberto Kanashiro, pelo empréstimo do veículo de teste.

A Pirelli, representada pelos Engenheiros João Bruza e Erick Batista, por dedicarem seu tempo e por permitirem a visita ao Campo de Provas da Pirelli.

Ao Professor Dr. Carlos Rodrigues Neto, por disponibilizar o sistema de aquisição de dados AIM, afetando seu cronograma de aulas, e por ser um dos incentivadores do projeto.

A todos os Professores das disciplinas do Mestrado que compreenderam o quanto seria desafiador para mim o cumprimento das atividades, além do incentivo e conselhos, em especial, aos professores Dr. Marko Ackerman, Dr. Sérgio Delijaicov e Dr. Cyro Albuquerque.

*"*No que diz respeito ao empenho, ao compromisso, ao esforço, à dedicação, não existe meio termo. Ou você faz uma coisa bem feita ou não faz*"*.

Ayrton Senna

RESUMO

As exigências das competições de Fórmula SAE e o tempo limitado disponível para testes, fizeram com que os estudantes tivessem que desenvolver modelos dinâmicos de veículos completos para prever o comportamento de seus protótipos ainda na fase de projeto. A dificuldade em obter dados confiáveis de pneus para alimentar os modelos matemáticos das equipes, motivou a criação do consórcio TTC, que realizou medições de esforços gerados por pneus destinados a Fórmula SAE no equipamento *Flat-track*, porém, os testes em laboratório não representaram as condições reais de atrito entre o pneu e o solo. Assim, um dispositivo móvel foi desenvolvido no Centro Universitário FEI para a avaliação do comportamento dinâmico de pneus em condições reais de aplicação. O presente trabalho apresentou o desenvolvimento de um método de teste para medição dos esforços gerados por pneus de FSAE utilizando o dispositivo existente. Os parâmetros de teste foram definidos com base nos ensaios de referência realizados em laboratório, assim foi necessária a instalação de um sistema de aquisição de dados, que possibilitou o monitoramento das condições de teste, como a temperatura dos pneus e velocidade de ensaio. Para a obtenção de dados confiáveis e precisos, o sistema de medição de esforços foi calibrado e um módulo de aquisição de dados mais robusto foi instalado. Medições da força lateral e do torque de auto alinhamento gerados pelo pneu de teste foram realizados para diferentes configurações de ângulo de deriva, ângulo de inclinação e cargas normais. Os dados experimentais foram organizados e processados, de maneira que puderam ser ajustados às equações da "Fórmula Mágica". Para validar a metodologia desenvolvida neste estudo, desde a instrumentação do dispositivo até o processamento dos dados experimentais, o modelo semi-empírico de pneu, resultante dos ensaios, foi comparado com o modelo obtido por meio dos dados de referência do TTC. Para que essa comparação fosse possível, o fator de atrito do modelo baseado no *Flat-track* foi corrigido através de fatores de escala. Após as comparações entre os dois modelos, constatou-se que o método desenvolvido foi capaz de gerar modelos semi-empíricos de pneu considerando condições reais de aplicação, obtendo resultados compatíveis com os dados utilizados como referência.

Palavras Chave: Pneu. Método de teste. Força lateral. Ângulo de Deriva. Modelo de pneu. Fórmula Mágica. Dispositivo móvel. Fórmula SAE

ABSTRACT

The requirements of the SAE Formula competitions and the limited time available for testing, required students to develop dynamic models of complete vehicles to predict the behavior of their prototypes in the design phase. The difficulty in obtaining reliable tire data to feed the mathematical models of the teams motivated the creation of the TTC Consortium, which carried out measurements of efforts generated by Formula SAE tires on Flat-track equipment, but the laboratory tests did not represent the conditions of friction between the tire and the ground. Thus, a mobile device was developed at the Centro Universitário FEI to evaluate the dynamic behavior of tires under real conditions of application. The present work presented the development of a test method for measuring the efforts generated by FSAE tires using the existing device. The test parameters were defined based on the reference tests carried out in the laboratory, so it was necessary to install a data acquisition system, which enabled the monitoring of the test conditions, such as tire temperature and test speed. In order to obtain reliable and accurate data, the stress measurement system was calibrated, and a more robust data acquisition module was installed. Measurements of lateral force and self-alignment torque generated by the test tire were performed for different slip angle, inclination angle, and normal loads configurations. The experimental data were organized and processed, so that they could be adjusted to the equations of the "Magic Formula". To validate the methodology developed in this study, from the device instrumentation to the experimental data processing, the semi-empirical tire model, resulted from the tests, was compared with the model obtained using the TTC reference data. To make this comparison possible, the friction factor of the model based on the Flat-track was corrected through scaling factors. After the comparisons between the two models, it was verified that the developed method was able to generate semi-empirical tire models considering real conditions of application, obtaining compatible results with the data used as reference.

Keywords: Tire. Test Method. Lateral force. Slip angle. Tire Model. Magic Formula. Portable Device. Formula SAE.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Veículos de FSAE do Centro Universitário da FEI durante a competição FSAE BRASIL 2017. 17
Figura 2 - Dispositivo desenvolvido no Centro Universitário da FEI para medição de esforços laterais gerados por pneus. 18
Figura 3 - Protótipo DUT16 da Tu-Delft em manobra de *skid-pad* em piso molhado. 19
Figura 4 - Estrutura básica do pneu. 21
Figura 5 - Diferença entre a estrutura de pneus radiais e diagonais. 24
Figura 6 - Magnitudes das forças em função da deflexão pneu. 25
Figura 7 - Sistema de coordenadas SAE J670. 26
Figura 8 - Distribuição de pressão na área de contato para um pneu parado e para um pneu girando. 26
Figura 9 – Esboço de um bloco de borracha escorregando em uma superfície rugosa para mostrar os mecanismos de geração de força do pneu. 27
Figura 10 - Vista frontal e inferior da deflexão do pneu parado. 28
Figura 11 - Vista inferior da deflexão lateral e longitudinal do pneu. 29
Figura 12 - Definição de ângulo de deriva. 29
Figura 13 - Distribuição de força lateral na área de contato do pneu. 30
Figura 14 - Curva característica da rigidez lateral do pneu. 31
Figura 15 - Decomposição das forças laterais do pneu. 31
Figura 16 – Definição do ângulo de inclinação. 32
Figura 17 - Determinação da rigidez de inclinação para diferentes tipos construtivos de pneu. 33
Figura 18 - Variação da força lateral de inclinação em função da carga vertical. 33
Figura 19 - Força lateral equivalente em função do ângulo (α) e de inclinação (γ). 34
Figura 20 - Distribuição da força lateral e o rastro pneumático. 35
Figura 21 - Curva característica do torque de auto alinhamento em função do ângulo de deriva. 35
Figura 22 - Influência da carga vertical na rigidez lateral e no coeficiente de força lateral em função da carga vertical aplicada. 36
Figura 23 - Sensibilidade do pneu a velocidade na geração da força lateral. 37
Figura 24 - Influência da pressão na rigidez lateral e no coeficiente de atrito lateral de pneus para FSAE. 38

Figura 25 - Influência da pressão de inflação e da carga normal na rigidez lateral e no coeficiente de atrito lateral para pneus de competição. 39
Figura 26 - Comportamento do pneu em diferentes condições de pressão de enchimento. 40
Figura 27 - Influência da temperatura na rigidez lateral e no módulo de elasticidade. 41
Figura 28 - Influência da temperatura no coeficiente de atrito lateral. 42
Figura 29 - Simulações do pneu em condições de curva e frenagem através do MEF. 44
Figura 30 – (01) Trailer de teste da TU-Delft e (02) Equipamento da *Tass* após a reforma realizando testes de inverno na Suécia. 45
Figura 31 - Trailer de teste da FKA. 46
Figura 32 - Trailer de teste da Virginia Tech. 47
Figura 33 - Trailer desenvolvido pela Universidade de Pretoria - África do Sul. 48
Figura 34 - Sistema de medição do dispositivo desenvolvido pela Universidade de Pretoria. 49
Figura 35 - Teste em campo utilizando medições com um veículo instrumentado 50
Figura 36 - (01) *Flat-track I* - O primeiro equipamento desenvolvido pela MTS e (02 e 03) - *Flat-track* mais atualizada e complexa (modelo LTR). 52
Figura 37 – Exemplos construtivos de plataforma de testes a tambor 53
Figura 38 - Equipamento de medição de pneus a tambor desenvolvido pela FKA. 53
Figura 39 – Nível de esforço e recursos necessários para cada atividade necessários para o modelamento matemático do pneu. 54
Figura 40 - Modelos matemáticos de pneu 56
Figura 41 - Forma gráfica da "Fórmula Mágica" 58
Figura 42 - Dados de entrada e resultados de saída do modelo de pneu. 59
Figura 43 - Etapas da metodologia utilizada durante o estudo 61
Figura 44 - Pneu Hoosier LCO 18.0/6.0-10 R25B 62
Figura 45 – Testes em laboratório utilizando o equipamento *Flat-track*. 63
Figura 46 - Ângulo de deriva e de inclinação durante o ciclo "AD1" 64
Figura 47 - Carga normal durante o ciclo "AD1" 65
Figura 48 - Pressão de inflação do pneu durante O ciclo "AD1" 66
Figura 49 - Velocidade de teste durante o ciclo "AD1" 66
Figura 50 - Comportamento da temperatura do pneu durante o ciclo "AD1" 67
Figura 51 - Imposição do ângulo de deriva ao pneu de teste. 68
Figura 52 - Dispositivo de teste para medição de esforços laterais gerados pelo pneu. 69
Figura 53 - Principais dimensões do veículo Renault Master 70
Figura 54 - Nomenclatura dos braços de controle e juntas do sistema de suspensão. 71

Figura 55 – Vista frontal e lateral dos braços de controle paralelos.....72
Figura 56 - Conjunto de manga de eixo, cubo e roda.....73
Figura 57 - Sistema de controle de carga normal 73
Figura 58 – Verificação da rigidez da mola em ensaios de tração e compressão.....74
Figura 59 - 5ª Roda instalada no chassi do veículo de teste 75
Figura 60 - Suporte do conjunto de silencioso. 75
Figura 61 - Disposição dos sensores e módulos de aquisição no dispositivo de teste 76
Figura 62 - Módulo AIM EVO3 Pro instalado no veículo de teste e direção da medição de acelerômetros internos. 77
Figura 63 - Sensor de velocidade pneu de teste (01) e do pneu da 5ª roda (02).....78
Figura 64 - Funcionamento da medição do ângulo de desvio por meio da 5ª roda.....79
Figura 65 - (01) Instalação dos sensores de temperatura. (02) Utilização de pirômetro para ..80
Figura 66 - Acelerômetro para medições das acelerações verticais. 80
Figura 67 - Sensores para medição de esforços no dispositivo de teste 81
Figura 68 - Módulo HBM Quantum X - MB840A 82
Figura 69 - Colagem dos extensômetros para ligação em ponte completa 84
Figura 70 - Posição dos extensômetros para carregamento normal em ponte completa.....84
Figura 71 - Processo de calibração dos braços de controle 86
Figura 72 - Gráfico de verificação e calibração do braço 3.....87
Figura 73 - Gráfico de verificação e calibração do braço 4.....87
Figura 74 - Gráfico de verificação e calibração do braço 5.....88
Figura 75 - Verificação da calibração da barra 3.....89
Figura 76 - Verificação da calibração da barra 4.....89
Figura 77 - Verificação da calibração da barra 5.....90
Figura 78 - Verificação da força normal aplicada pelo transdutor de força 90
Figura 79 - Verificação da força medida pelo transdutor de força.....91
Figura 80 - Local de teste - Centro Universitário da FEI (Campus em SBC).....93
Figura 81 - Aspecto do pneu antes e depois do procedimento de aquecimento para remoção da camada de cera protetiva. 94
Figura 82 - Conjunto para auxilio no controle da velocidade longitudinal 95
Figura 83 - Resultados da velocidade e aceleração longitudinal durante uma medição 95
Figura 84 - Histograma da velocidade longitudinal durantes todas as medições.....96
Figura 85 - Ajustes do ângulo de deriva e ângulo de inclinação.....96
Figura 86 – Sistema de furos para ajuste do ângulo de deriva do pneu de teste 97

Figura 87 - Sistema de furos para ajuste do ângulo de inclinação 97
Figura 88 - Ajuste da pré-carga da mola helicoidal para ajuste da carga normal..... 98
Figura 89 - Sistema de ajuste da altura do pneu de teste 98
Figura 90 - Medição da máxima temperatura alcançada pelo pneu 99
Figura 91 - Máxima temperatura alcançada pelo pneu para cada configuração de teste 100
Figura 92 - Comparação da máxima temperatura atingida pelo pneu de teste considerando diferentes temperaturas do asfalto. 101
Figura 93 - Histograma comparativo das medições de temperatura do pneu..... 102
Figura 94 - Histograma comparativo das medições de pressão de inflação do pneu 103
Figura 95 - Resultados do ângulo de desvio de trajetória e aceleração lateral 104
Figura 96 - Resultados experimentais - força lateral em função do ângulo de deriva para as diferentes condições de teste 105
Figura 97 - Resultados experimentais – torque de alinhamento em função do ângulo de deriva para as diferentes condições de teste 106
Figura 98 - Gráfico de convergência do ajuste dos dados experimentais no modelo da "Fórmula Mágica". 108
Figura 99 - Resultados de força lateral em função do ângulo de deriva para diferentes ângulos de inclinação e cargas normais 109
Figura 100 – Resultados de torque de auto alinhamento em função do ângulo deriva para diferentes cargas normais e ângulos de inclinação. 109
Figura 101 - Modelo matemático - Força lateral em função do ângulo de deriva para diferentes forças normais e ângulos de inclinação 110
Figura 102 - Modelo matemático - Torque de auto alinhamento em função do ângulo de deriva para diferentes forças normais e ângulos de inclinação 110
Figura 103 - Utilização do fator de atrito para convergência de resultados em modelos multicorpos 111
Figura 104 - Modelo matemático com a aplicação do fator de atrito - Força lateral em função do ângulo de deriva..... 112
Figura 105 - Modelo matemático com a aplicação do fator de atrito - Torque de auto alinhamento em função do ângulo de deriva 112
Figura 106 - Comparação de entre resultados de força lateral em função do ângulo de deriva para diferentes fatores de atrito 113
Figura 107 - Comparação de forças laterais geradas pelo pneu para diferentes fatores de atrito 113

Figura 108 - Comparação da rigidez lateral do pneu para diferentes fatores de atrito. 114
Figura 109 - Modelo matemático baseado nos resultados do dispositivo de teste - Força lateral em função do ângulo de deriva 115
Figura 110 - Modelo matemático baseado nos resultados do dispositivo de teste - Torque de auto alinhamento em função do ângulo de deriva 115
Figura 111 - Torque de auto alinhamento em função do rastro pneumático 116
Figura 112 - Comparação entre modelos - força lateral em função do ângulo de deriva 117
Figura 113 - Comparação entre modelos - Força lateral normalizada em função do ângulo de deriva 118
Figura 114 - Comparação entre modelos - coeficiente de atrito lateral em função do ângulo de deriva para diferentes cargas normais 118
Figura 115 - Comparação entre modelos - Rigidez lateral em função do ângulo de deriva para diferentes cargas normais 119
Figura 116 - Comparação entre modelos - torque de auto alinhamento em função do ângulo de deriva 120

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Parâmetros de Pacjeka. 59
Tabela 2 - Condições de carregamento 82
Tabela 3 - Força e micro deformação resultante em cada braço 83
Tabela 4 - Características dos tubos utilizados para construção dos braços de controle 83
Tabela 5 - Valores de calibração dos braços de controle 88
Tabela 6 - Parâmetros para ajuste durante os testes 91
Tabela 7 - Parâmetros de controle durante os testes 92
Tabela 8 - Dados experimentais obtidos por meio do dispositivo de teste 106
Tabela 9 - Nomenclatura utilizada e erro dos modelos matemáticos de pneu 108
Tabela 10 - Especificações técnicas do veículo Renault Master Cabine 131

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

BR	Borracha de butilo
FEI	Fundação Educacional Padre Sabóia de Medeiros
FSAE	Fórmula SAE
GPS	*Global Positioning System*
IA	*Inclination angle*
MEF	Método dos Elementos Finitos
MRA	*Milliken Research Association*
SAE	*Society of Automotive Engineers*
SBR	Borracha de Estireno-butadieno
TaMeTirE	*Thermal and Mechanical Tire Emulator*
TSTC	*Tire Surface Temperature at center*
TSTI	*Tire Surface Temperature inner*
TSTO	*Tire Surface Temperature outer*
TTC	*Tire Test Consortium*
SA	*Slip angle*
USB	*Universal Serial Bus*

LISTA DE SÍMBOLOS

C_α	Rigidez lateral do pneu [N/º]
C_γ	Rigidez de Inclinação do pneu [N/º]
γ	Ângulo de camber [º]
α	Ângulo de deriva [º]
α_{ensaio}	Desvio de trajetória retilínea [rad]
A	Aréa transversal [mm^2]
μ	Coeficiente de atrito pneu solo
μ_y	Coeficiente de atrito lateral
$\lambda_{\mu y}$	Fator de atrito
ε	Deformação [µm]
ε_l	Deformação nominal [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]
S_{ensaio}	Escorregamento medido durante o ensaio [%]
V	Diferença de potencial [V]
E_m	Módulo de elasticidade do material [kN/mm^2]
E	Fator de curvatura
C	Fator de formato
D	Fator de pico
B	Fator de rigidez
k	Fator do extensômetros
F	Força [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]
E	Módulo de elasticidade [kN/mm^2]
M_z	Momento em torno do eixo z [N.m]
t_p	Rastro pneumático [mm]
k_x	Rigidez longitudinal do pneu [N/mm]
k_y	Rigidez longitudinal do pneu [N/mm]
k_z	Rigidez vertical do pneu [N/mm]
v	Velocidade [m/s]
$v_{5^a roda}$	Velocidade da 5ª roda[m/s]
v_{ensaio}	Velocidade de teste [m/s]
Δ_R	Variação de resistência [Ω]
R	Resistência elétrica [Ω]
P_{fria}	Pressão do pneu antes do teste [psi]
P_{quente}	Pressão de inflação desejada [psi]
T_{fria}	Temperatura do pneu antes do teste [°C]
T_{quente}	Temperatura desejada [°C]

1 INTRODUÇÃO 17
1.1 MOTIVAÇÃO 18
1.2 OBJETIVO 19
1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO 20

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA 21
2.1 O PNEU 21
2.1.1 Composição dos pneus 22
2.1.2 Tipos construtivos 23
2.2 DINÂMICA DO PNEU 24
2.2.1 Sistemas de Coordenadas SAE 25
2.2.2 Mecanismos de geração de força do pneu 26
2.2.3 Força lateral 28
2.2.4 Torque de auto alinhamento. 34
2.2.5 Sensibilidade do pneu a carga vertical (F_z) na geração de força lateral 36
2.2.6 Influência da velocidade (v) na geração de força lateral. 37
2.2.7 Influência da pressão de inflação dos pneus na geração de força lateral. 37
2.2.8 Influência da temperatura de trabalho do pneu na geração de força lateral. 40
2.2.9 Relação entre a pressão de inflação e a temperatura dos pneus 42
2.3 MÉTODOS DE MEDIÇÃO DAS FORÇAS GERADAS PELO PNEU 43
2.3.1 Testes em campo 44
2.3.2 Testes em laboratório 50
2.4 MÉTODOS DE MODELAMENTO DE PNEUS 54
2.4.1 Modelo de pneu baseado na "Fórmula Mágica" Pacejka 56
2.4.2 Fatores de Escala para o modelo da "Fórmula Mágica" 59

3 METODOLOGIA 61
3.1 TIPO DE PNEU E MÉTODO DE TESTE UTILIZADO COMO REFERÊNCIA 62
3.1.1 Método de teste para avaliação do pneu de referência em laboratório. 62
3.2 DISPOSITIVO DE TESTE 68
3.2.1 Descrição dos conjuntos do dispositivo 68
3.2.2 Instrumentação para medição das condições de contorno de teste. 76
3.2.3 Instrumentação para medição dos esforços laterais e carga vertical. 81
3.3 MÉTODO E PARÂMETROS DE TESTE 91

3.3.1 Local de teste **93**
3.3.2 Condição dos pneus de teste **93**
3.3.3 Velocidade de teste **94**
3.3.4 Ângulo de deriva e ângulo de inclinação **96**
3.3.5 Ajuste da carga normal **97**
3.3.6 Temperatura do pneu e temperatura do asfalto **99**
3.3.7 Pressão de inflação **102**
3.3.8 Trajetória retilínea **103**
3.4 MÉTODO DE ANÁLISE DOS DADOS DE ESFORÇOS *104*
3.5 MODELOS MATEMÁTICOS BASEADOS NA "FÓRMULA MÁGICA" *107*
3.5.1 Modelo baseado nos resultados obtidos em laboratório **108**
3.5.2 Correção do fator de atrito ($\lambda\mu y$) **111**
3.5.3 Modelo baseado nos resultados obtidos pelo dispositivo de teste **114**
3.5.4 Comparação entre o modelo obtido **116**

4 CONCLUSÃO **122**

5 TRABALHOS FUTUROS **124**

REFERÊNCIAS **125**

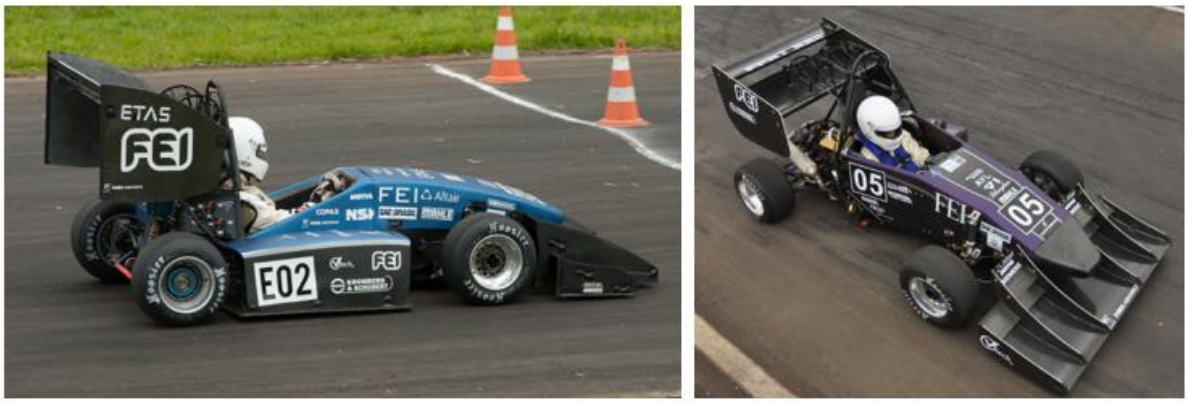
APÊNDICE A – FICHA TÉCNICA DO VEÍCULO DE TESTE **131**

1 INTRODUÇÃO

A competição de Fórmula SAE (FSAE) foi criada em 1978 pela SAE Internacional (*Society of Automotive Engineers*), e teve como objetivo proporcionar aos estudantes de graduação e pós-graduação dos cursos de Engenharia a oportunidade de aplicar seus conhecimentos no projeto, construção e validação de um veículo de competição monoposto. O projeto possui diversas restrições de motorização, dimensões do veículo e níveis de emissão de ruído, de acordo com as regras descritas pela SAE (1).

No Brasil, a competição Fórmula SAE Brasil foi criada em 2004 e desde de 2012 a competição nacional contempla também uma categoria de veículos com conjunto propulsor movido a energia elétrica. A Figura 1 mostrou os dois protótipos de FSAE do Centro Universitário FEI (Fundação Educacional Inaciana Padre Sabóia de Medeiros).

Figura 1 – Veículos de FSAE do Centro Universitário FEI durante a competição FSAE BRASIL 2017.



Fonte: Autor

As cobranças dos juízes da competição e a concorrência entre as equipes fizeram com que os estudantes tivessem que aprimorar seus conhecimentos em diferenças áreas, como o cálculo estrutural, a aerodinâmica, o desenvolvimento de sistemas de propulsão e a dinâmica veicular. Porém, o tempo limitado de testes disponível para as equipes exigiu o desenvolvimento de simulações computacionais avançadas, que auxiliassem na previsão do comportamento dinâmico do veículo ainda na fase de projeto.

Diversas variáveis necessárias para alimentar os modelos matemáticos foram obtidas por meio de ensaios em bancada ou por cálculos, porém a falta de dados sobre o comportamento dinâmico dos pneus tornou-se um fator limitante para que as equipes aprimorassem as suas simulações.

De acordo com Kasprzak (2), em 2006 a MRA (Milliken Research Association) em conjunto com a Calspan TIRF e a Universidade de Buffalo observaram essa dificuldade e criaram o SAE TTC (Tire Test Consortium), que realizou as medições de esforços gerados por pneus aplicados a FSAE e disponibilizou os dados para as equipes participantes do consórcio.

O equipamento *Flat-track* empregado nos ensaios do TTC utilizou uma cinta que simula o pavimento de contato com pneu de teste, o que não representou o coeficiente de atrito obtido em condições reais de aplicação. Esse efeito fez com que fatores de correção tivessem que ser desenvolvidos para o modelo matemático dos pneus baseados nos dados do TTC pudessem ser aplicados em modelos de veículos completos.

Baseado nessa dificuldade, Chicuta (3) construiu um dispositivo móvel que foi desenvolvido para a medição de esforços laterais gerados por pneus em condições reais de aplicação (Figura 2).

Figura 2 - Dispositivo desenvolvido no Centro Universitário FEI para medição de esforços laterais gerados por pneus.

Fonte: Autor “adaptado de” Chicuta (3)

O equipamento foi validado estaticamente, o que possibilitou verificar o funcionamento do sistema de medição e avaliar as deformações do conjunto, porém o método de utilização e as medições dinâmicas de esforços gerados por pneus ainda não foram desenvolvidos.

1.1 MOTIVAÇÃO

O consórcio TTC não disponibilizou dados dos pneus com a mesma velocidade com que as empresas fabricantes desenvolveram novos pneus específicos para as competições de FSAE, com novos compostos de borracha e com diferentes dimensões. Dessa forma, tornou-se

importante desenvolver um dispositivo que permitisse o ensaio de diferentes tipos de pneu para disponibilizar dados atualizados para as equipes.

Outro fator motivacional para este trabalho foi que nas competições de FSAE realizadas na Europa, as equipes foram desafiadas a realizar a manobra de *skid-pad* em condições de asfalto molhado, como mostrou a Figura 3. Assim, com o passar do tempo, as equipes estudantis do Brasil terão que obter conhecimentos sobre o comportamento do pneu em diferentes condições de pavimento para alimentar suas simulações.

Figura 3 - Protótipo DUT16 da Tu-Delft em manobra de *skid-pad* em piso molhado.

Autor "adaptado de" Delft (4)

A Equipe Fórmula FEI, associou-se ao consórcio TTC e adquiriu os dados dos pneus utilizados pela equipe, assim, esses dados puderam auxiliar no desenvolvimento do método de descrito neste trabalho e para validar os resultados finais obtidos pelo presente estudo.

Trabalhos realizados em parceria com a Equipe Fórmula FEI, como as dissertações de Lotto (5) e Tognolli (6), mostraram o a experiência da equipe no desenvolvimento de modelos dinâmicos de veículos completos e na validação desses modelos através de dados experimentais de protótipos instrumentados. Assim, a medição das características do de diferentes tipos de pneu pode ser muito útil para o aprimoramento dos estudos já existentes e para o desenvolvimento de novas linhas de pesquisa no Centro Universitário FEI.

1.2 OBJETIVO

O primeiro objetivo do trabalho consistiu em desenvolver um método de teste para a medição de esforços laterais gerados por pneus destinados a FSAE utilizando o dispositivo desenvolvido por Chicuta (3), de maneira que os resultados dos ensaios permitissem o

desenvolvimento de modelos semi-empíricos de pneu baseados na "Fórmula Mágica" de Pacjeka (7).

Para verificar a capacidade do dispositivo em medir os esforços laterais gerados pelo pneu de teste, o objetivo final do estudo foi a validação de todo o procedimento de teste adotado, desde a instrumentação do dispositivo, até o modelamento matemático do pneu baseado nos dados experimentais. Para isso, comparações tiveram que ser feitas com modelos matemáticos que consideraram os testes de referência realizados em laboratório no equipamento *Flat-track*.

1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO

O trabalho foi divido em quatro capítulos principais. O capítulo 2 foi destinado à fundamentação teórica, onde foram descritos os conceitos sobre o comportamento do pneu quando submetido aos esforços laterais e as principais influências que afetam a capacidade do pneu na geração de força. Também foram descritas informações sobre o desenvolvimento de equipamentos de teste e os métodos para a modelagem matemática do pneu.

O capítulo 3 tratou da metodologia utilizada para o desenvolvimento do trabalho. Primeiramente foram descritos os parâmetros de teste utilizados durante os ensaios em laboratório com o equipamento *Flat-track*, que foram utilizados como base para o desenvolvimento do método de teste. Detalhou-se o funcionamento do dispositivo e o processo de instrumentação e calibração de sensores, bem como o processo e os experimentos realizados para a definição das condições ideais de teste. Ainda na metodologia, foram demonstrados os resultados das forças laterais obtidos para todas as condições testadas e os procedimentos adotados para o modelamento matemático do pneu. Depois do modelamento do pneu, os procedimentos adotados foram validados através de comparações com o modelo de pneu baseado nos dados do *Flat-track*.

O capítulo 4 apresentou as conclusões do trabalho e discussões sobre cada etapa do procedimento adotado. O quinto e último capítulo, discutiu as melhorias observadas durante a conclusão do trabalho e demonstrou sugestões de trabalhos futuros que podem ser realizados com base nos resultados atingidos.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Este capítulo teve como objetivo apresentar e reforçar conceitos importantes para a compreensão do comportamento dinâmico do pneu, principalmente em trajetória curvilínea. Foram abordados também os métodos e equipamentos de teste utilizados para a caracterização de pneus quando submetidos a esforços laterais e os conceitos relativos ao desenvolvimento de modelos matemáticos de pneus.

2.1 O PNEU

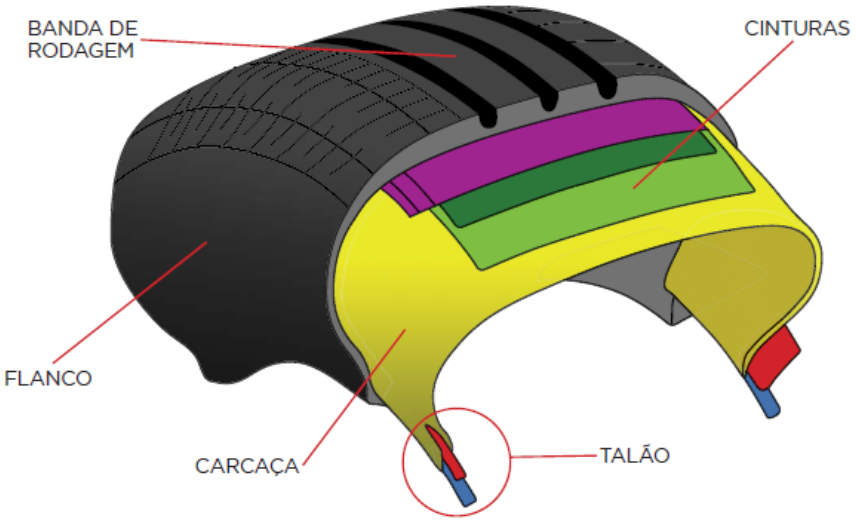
O objeto de estudo deste trabalho, o pneu, é uma estrutura flexível composta por borracha e uma série de materiais sintéticos e malhas de materiais metálicos. Ele possui o formato de toróide e é preenchido com ar comprimido (8).

As suas principais funções segundo Gillespie (9) e Jazar (10) são:

- Suportar a carga vertical do veículo e amortecer os choques do pavimento;
- Gerar forças laterais para manter o veículo em trajetória curvilínea;
- Gerar forças longitudinais para acelerar e frear o veículo.

A estrutura básica de um pneu pode ser observada na Figura 4.

Figura 4 - Estrutura básica do pneu.



Autor "adaptado de" Pirelli [11]

O componente principal do pneu é a carcaça que suporta a pressão do ar. A carcaça é feita de borracha revestida, aço e outros materiais de alta resistência que são ligadas ao talão.

A borracha une os componentes metálicos e sela o ar que está comprimido internamente ao pneu. A capacidade de força do pneu é determinada pelo número de camadas da carcaça.

Os talões são constituídos por arames de aço revestidos por borracha e são responsáveis por manter o pneu acoplado ao aro da roda auxiliando na estanqueidade do ar.

A banda de rodagem é a região do pneu que está em contato com o pavimento, ela é composta por uma cama de borracha especial com alta resistência ao desgaste. Essa região também é responsável pela resistência ao rolamento, o conforto acústico e a aderência do pneu ao pavimento (12). Os desenhos da banda de rodagem variam de acordo com a aplicação do pneu, sendo responsáveis pelo comportamento do pneu em condições de chuva ou neve (10).

O flanco, ou banda lateral, está disposto entre a banda de rodagem e os talões do pneu, conferindo a estabilidade lateral. Ele é responsável por suportar as cargas e as deflexões do pneu, auxiliando assim na estabilidade do veículo e no conforto aos passageiros (12).

As lonas são compostas por filamentos de diversos materiais revestidos de borracha. O papel deste componente é complexo, pois controla o diâmetro do pneu independente da ação da aceleração centrifuga gerada por velocidades elevadas, logo este componente está relacionado com a classificação de velocidade do pneu.

2.1.1 Composição dos pneus

Segundo Jazar (10) e Rill (13), existem dois ingredientes principais em um composto de borracha: a borracha e o enchimento.

Existem cinco principais borrachas usadas na produção de pneus: borracha natural, borracha de estireno-butadieno (SBR), borracha de polibutadieno (BR), borracha de butilo, e borracha de butilo halogenada. Os três primeiros são usados principalmente para a banda de rodagem e compostos da banda lateral, enquanto borracha de butilo e a borracha de butilo halogenada são usadas para o forro interior que contém o ar comprimido dentro do pneu.

Os enchimentos reforçam os compostos de borracha, sendo o negro de fumo o mais comum. Outros materiais, como a sílica, também são usados para atingir as propriedades do composto. Descalcificadores, como óleos de petróleo, alcatrão de pinheiro, resinas e ceras são amaciadores que são utilizados em compostos principalmente melhorar a aderência ou adesividade de compostos não vulcanizados (14).

Materiais antidegradáveis, como ceras e antioxidantes, são adicionados aos compostos de borracha para proteger os pneus contra a deterioração por ozônio, oxigênio e calor. O enxofre junto a agentes aceleradores e ativadores ajudam a alcançar as propriedades desejadas durante

o processo de vulcanização, ou cura, que é o processo onde as cadeias do polímero são ligadas, transformando os compostos viscosos em materiais fortes e elásticos (14). Os pneus modernos possuem também misturas de aço, tecido e o composto de borracha, de modo que a porcentagem dos componentes seja, de modo geral, a seguinte:

- Borracha (natural/sintética) - 38%;
- Reforços (Aço, Rayon, Nylon) -16%;
- Compostos (negro de fumo, sílica) – 30%;
- Amaciadores (óleo, resina, cera) – 10%;
- Vulcanizadores (enxofre, óxido de zinco) – 4%;
- Diversos -2%.

Um pneu típico utiliza cerca de 60 matérias-primas (14). A qualidade do pneu depende da capacidade de misturar todos os componentes, montá-los e curá-los todos juntos para obter um produto que atenda às necessidades dos consumidores e as propriedades especificadas.

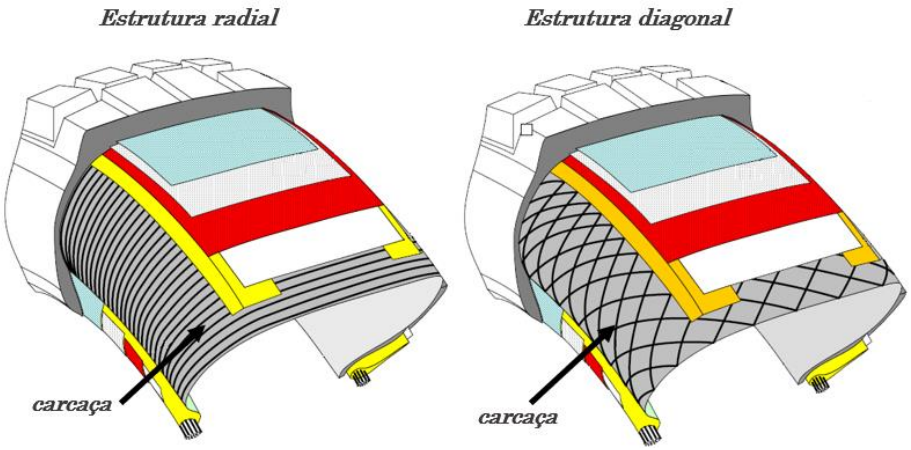
2.1.2 Tipos construtivos

Os pneus são divididos em dois tipos construtivos: os pneus radiais e pneus diagonais, sendo que a principal diferença entre eles se encontra na construção da carcaça. O pneu radial é construído com a estrutura montada em paralelo, indo de um talão a outro com ângulo de 90° em relação a linha de circunferência do pneu, tornando o pneu mais flexível radialmente, o que reduz a resistência ao rolamento (10). As principais vantagens e aplicação de pneus radiais de acordo com Reimpell (15) são:

- Maior durabilidade;
- Maior capacidade de carga;
- Menor resistência ao rolamento;
- Melhor desempenho na aquaplanagem;
- Melhor comportamento na frenagem em pista molhada;
- Maior conforto em pistas e rodovias de alta velocidade.

Os pneus diagonais são construídos em camadas que ligam um talão a outro com ângulos em cerca de 30°, embora outros ângulos possam ser aplicados. Esse tipo de construção oferece maior rigidez das paredes laterais (flancos), o que garante bom comportamento sob cargas pesadas. As diferenças construtivas dos pneus foram ilustradas pela Figura 5.

Figura 5 - Diferença entre a estrutura de pneus radiais e diagonais.



Autor "adaptado de" Jazar (10)

2.2 DINÂMICA DO PNEU

Para Jazar (10), o pneu é o principal componente do veículo, pois as características dos pneus são o principal fator que altera a sensibilidade do veículo quanto a sua condução, capacidade de tração e frenagem. Reimpell (15) também ressaltou que os pneus são a fonte primária de geração de força entre o veículo e o pavimento, assim conhecer as propriedades dinâmicas do pneu é chave para se alcançar maiores valores de aceleração.

O desempenho do pneu foi avaliado em suas três componentes de deslizamento: deslizamento longitudinal, deriva lateral e deslizamento de esterço. Segundo Jazar (10), as variáveis envolvidas nesse fenômeno foram definidas pelas equações (2-1), (2-2) e (2-3).

$$F_x = F_x(\kappa, \alpha, \gamma, Fz) \tag{2-1}$$

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

$$M_z = M_z(\kappa, \alpha, \gamma, Fz) \tag{2-3}$$

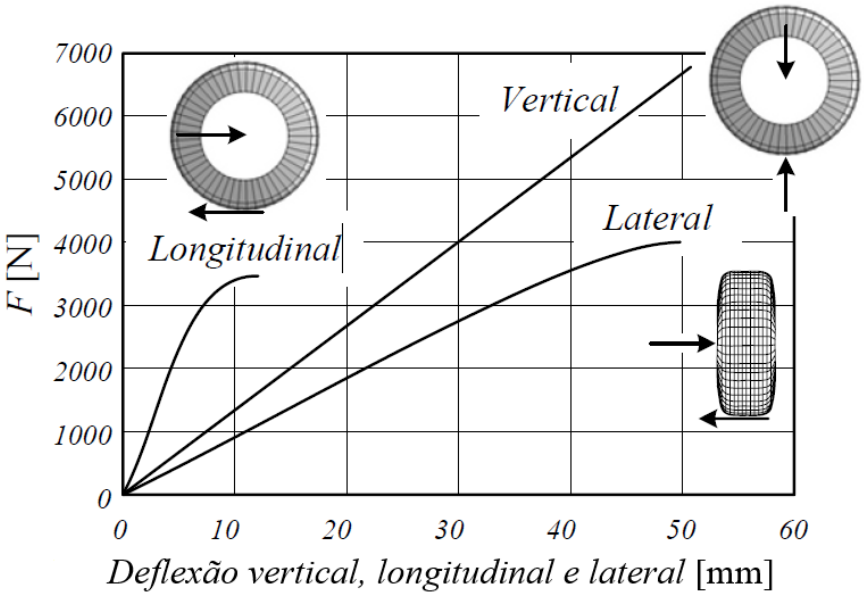
Jazar (10) correlacionou as forças geradas pelo pneu em cada uma das direções ortogonais com a sua respectiva rigidez. Observando as (2-4), (2-5) e (2-6) e a Figura 6, identificou-se que a deformação do pneu foi necessária para que ele gere força.

$$F_x = k_x \Delta_x \tag{2-4}$$

$$F_y = k_y \Delta_y \tag{2-5}$$

$$F_z = k_z \Delta_z \tag{2-6}$$

Figura 6 - Magnitudes das forças em função da deflexão pneu.



Fonte: Autor "adaptado de" Jazar (10)

Neste trabalho em específicofoi dada atenção especial ao comportamento do pneu em condições de esterço, ou seja, o comportamento do pneu quando o veículo está percorrendo uma trajetória curvilínea. Dessa maneira, os efeitos da deformação lateral do pneu e as variáveis que compreendem a equação (2-5) foram estudados.

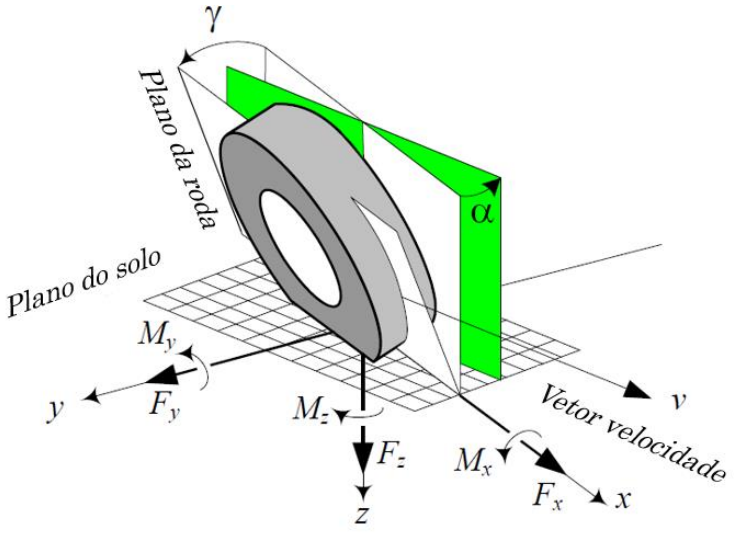
2.2.1 Sistemas de Coordenadas SAE

Para padronizar e compreender as direções das forças e momentos gerados pelos pneus, adotou-se a convenção utilizada por Chicuta (3) durante o desenvolvimento do dispositivo de teste, que seguiu o padrão descrito pela SAE (16).

O eixo X foi definido pela 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 foi posicionado perpendicularmente ao plano do solo passando pelo ponto de contato com o pneu e sua direção positiva foi definida para baixo. O eixo Y pertence ao plano do solo e sua direção foi dada em função da regra da mão direita. Os ângulos α e γ representam o ângulo de deriva e a inclinação do pneu (camber) respectivamente.

Segundo Chicuta (3), a escolha foi feita por razões práticas, uma vez que que os dados dos pneus utilizados como referência adotaram o mesmo sistema de coordenadas da Figura 7.

Figura 7 - Sistema de coordenadas SAE J670.

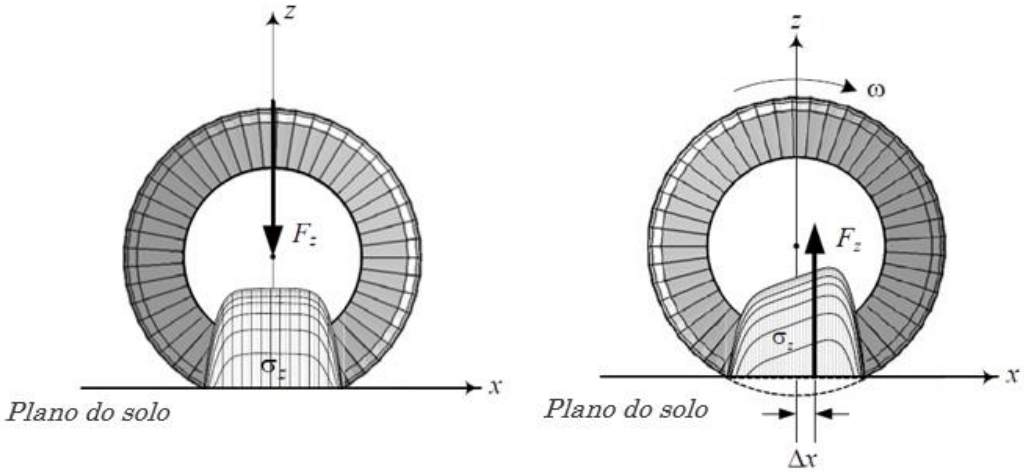


Fonte: Autor "adaptado de" Jazar (10)

2.2.2 Mecanismos de geração de força do pneu

As forças do pneu não são aplicadas em um único ponto do pavimento, mas são resultado da tensão normal e de cisalhamento gerada na região de contato. A distribuição de pressão sob o pneu, que não é uniforme, também afeta a geração de força pelo pneu (9). Quando o pneu gira, normalmente essa distribuição de força não é simétrica, sendo maior na parte da frente da região de contato, como mostrou a Figura 8.

Figura 8 - Distribuição de pressão na área de contato para um pneu parado e para um pneu girando.



Fonte: Autor "adaptado de" Jazar (10)

Os elementos da área de contato do pneu, são “ligados” ao piso por uma série de mecanismos, incluindo o acoplamento da borracha devido a textura do pavimento e adesão molecular da superfície. Estes fenômenos não são completamente compreendidos (9).

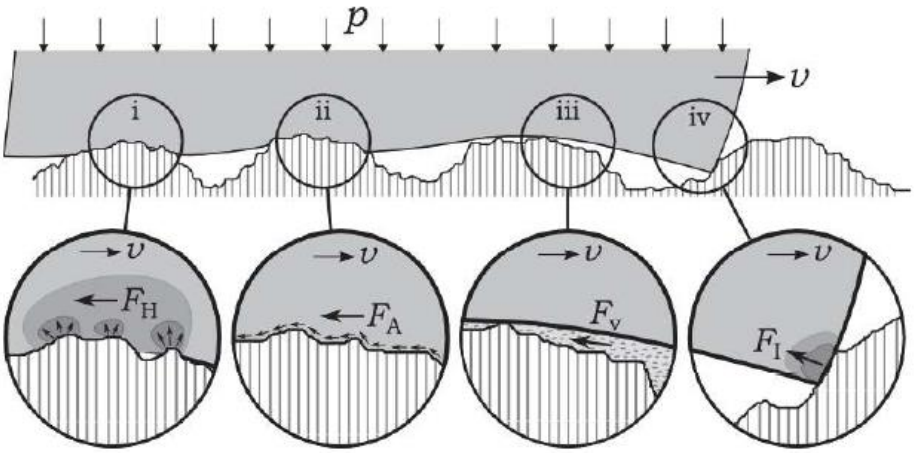
O escorregamento entre o pneu e o pavimento ocorre quando o coeficiente de atrito local é alcançado, as forças geradas por esse fenômeno também não são totalmente compreendidos e dependem de uma série de varáveis como velocidade, carga vertical aplicada, as propriedades da borracha e da superfície do pavimento.

Existem dois mecanismos básicos responsáveis pela geração de força através do atrito entre o pneu e o pavimento: a histerese e a adesão (9).

A histerese foi representada pelo item (i) na Figura 9. Ela representa a perda de energia da borracha de acordo com sua deformação quando a borracha escorrega sobre o pavimento. O atrito gerado pela histerese não é tão afetado por superfícies ou pavimentos molhados, mas uma melhor tração é alcançada quando pneus compostos por materiais com alta histerese compõem a banda de rodagem. Segundo Lang (17), a histerese é afetada pela velocidade e a carga normal aplicada, e também está ligada às asperezas da superfície do pavimento, que podem variar numa faixa de micrometros até milímetros.

A superfície de adesão foi indicada pelo item (ii) na Figura 9. Ela aumenta a partir das ligações intermoleculares entre a borracha e o pavimento. Esse mecanismo é o mais influente entre os dois citados quando o pneu está em asfalto seco, porém a geração de força pode cair substancialmente quando o pavimento foi contaminado por água, resultando na perda de aderência. Para Lang (17), os efeitos da adesão podem ser avaliados pelo comportamento viscoelástico do pneu e das tensões de cisalhamento geradas pelo escorregamento do pneu.

Figura 9 – Esboço de um bloco de borracha escorregando em uma superfície rugosa para mostrar os mecanismos de geração de força do pneu.



Fonte: Autor "adaptado de" Torbrügge (18)

Outros mecanismos de força foram descritos por Torbrügge (18), como indicado na Figura 9. O item (iii) representou as forças viscosas geradas quando pneu escorrega em um filme de água, porém esse mecanismo só é relevante em baixas velocidades (em torno de 1m/s). O item (iv) representou a interligação mecânica dos elementos da banda de rodagem com as asperezas do pavimento que podem gerar forças resistivas, mas esses efeitos não são relevantes em superfícies de certo modo “lisas”.

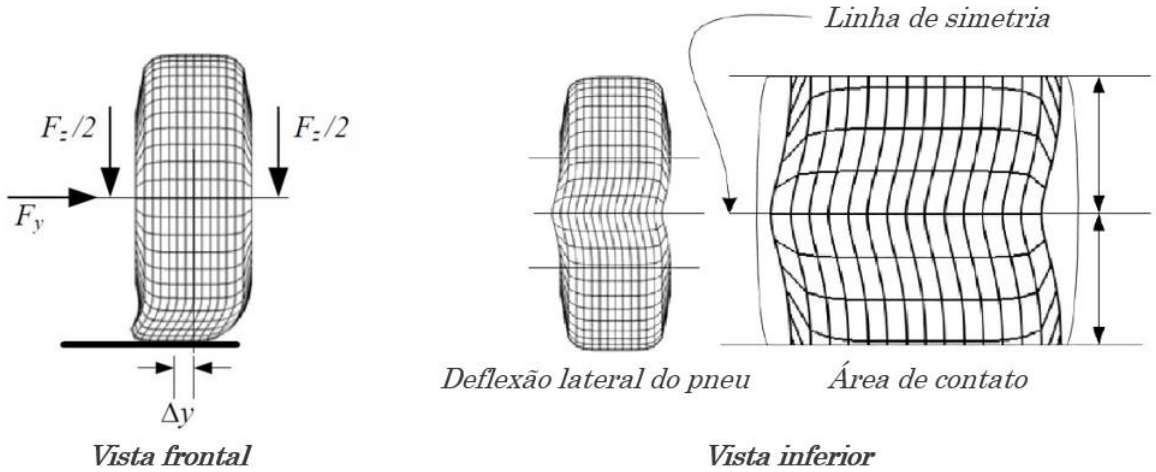
2.2.3 Força lateral

Quando o veículo se encontra em uma trajetória curvilínea, é função dos pneus gerar as forças laterais necessárias para controlar o veículo na direção desejada. A força lateral (F_y) pode ser gerada a partir do ângulo de escorregamento, conhecido como ângulo de deriva (α), e pelo ângulo de inclinação, ou camber (γ).

2.2.3.1 Força lateral devido ao ângulo de deriva

Aplicando-se uma força lateral em um pneu sem velocidade angular e carregado com uma carga normal F_z constante, a deformação da região de contato do pneu com o pavimento ocorre de maneira simétrica entre a parte dianteira e traseira da área de contato (Figura 10).

Figura 10 - Vista frontal e inferior da deflexão do pneu parado.

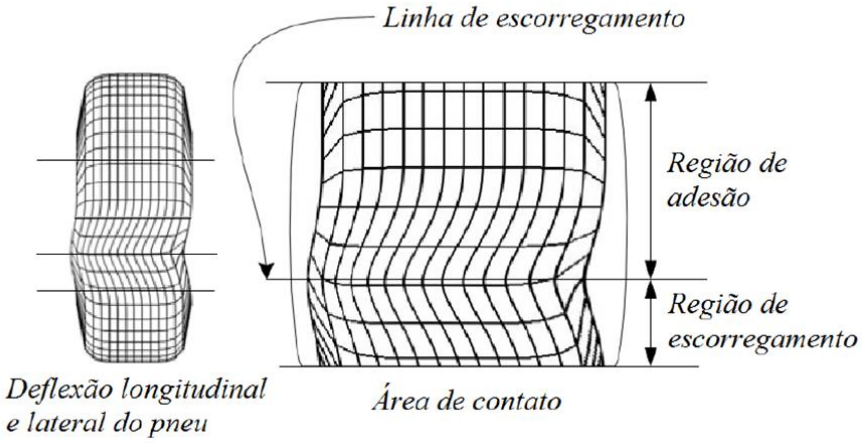


Fonte: Autor "adaptado de" Jazar (10)

Quando o pneu possui velocidade angular e há a aplicação de uma força normal (F_z), aliada a aplicação de uma força lateral (F_y), ocorre a deformação longitudinal e lateral da área

de contato, como foi indicado na Figura 11, que mostrou a vista inferior do pneu submetido ao efeito combinado dessas deformações.

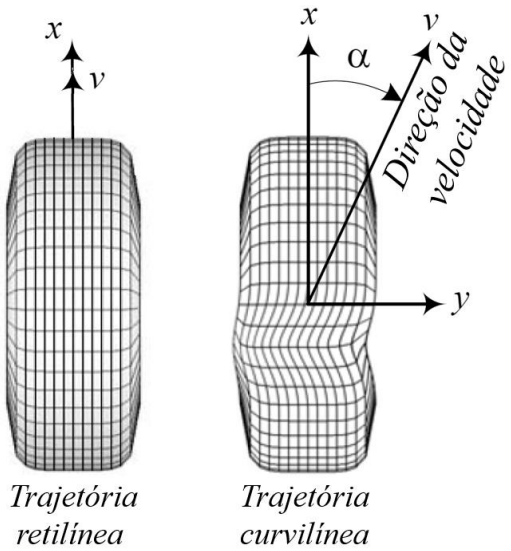
Figura 11 - Vista inferior da deflexão lateral e longitudinal do pneu.



Fonte: Autor "adaptado de" Jazar (10)

A deformação combinada divide a área de contato em duas regiões, a região de adesão e a região de escorregamento. A região de adesão, que é responsável pela geração de força lateral, é orientada para uma direção diferente da direção onde a roda está apontada. Segundo a definição de Reimpell (15), o ângulo de deriva é o ângulo entre a direção que a roda aponta e a direção do vetor velocidade, como foi indicado na Figura 12.

Figura 12 - Definição de ângulo de deriva.

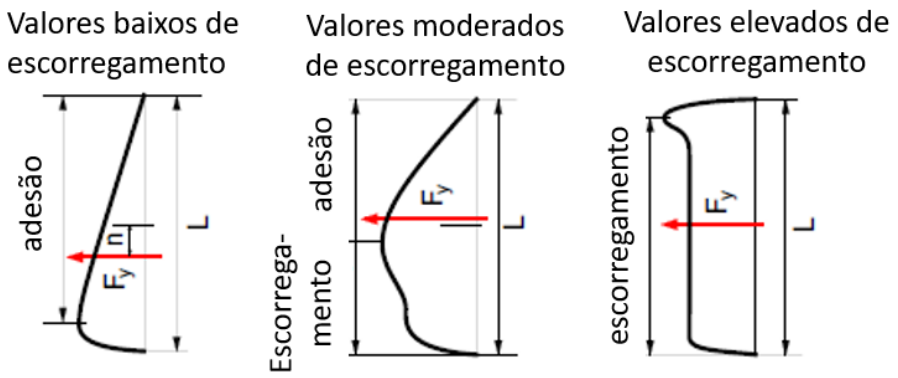


Fonte: Autor "adaptado de" Jazar (10)

O comportamento demonstrado na Figura 11 não ocorre em todos os regimes de escorregamento, pois segundo Rill (13), para baixos valores de escorregamento existe uma distribuição linear de geração de força ao longo de todo o comprimento da área de contato do pneu, enquanto para valores moderados de escorregamento as partículas da parte traseira do contato do pneu começam a escorregar.

Por fim, valores elevados de deriva resultam no escorregamento total da área de contato o que indica a saturação do pneu, o que reduz bruscamente a geração de força Jazar (10). Estes comportamentos foram ilustrados na Figura 13.

Figura 13 - Distribuição de força lateral na área de contato do pneu.



Fonte: Autor "adaptado de" Rill (13)

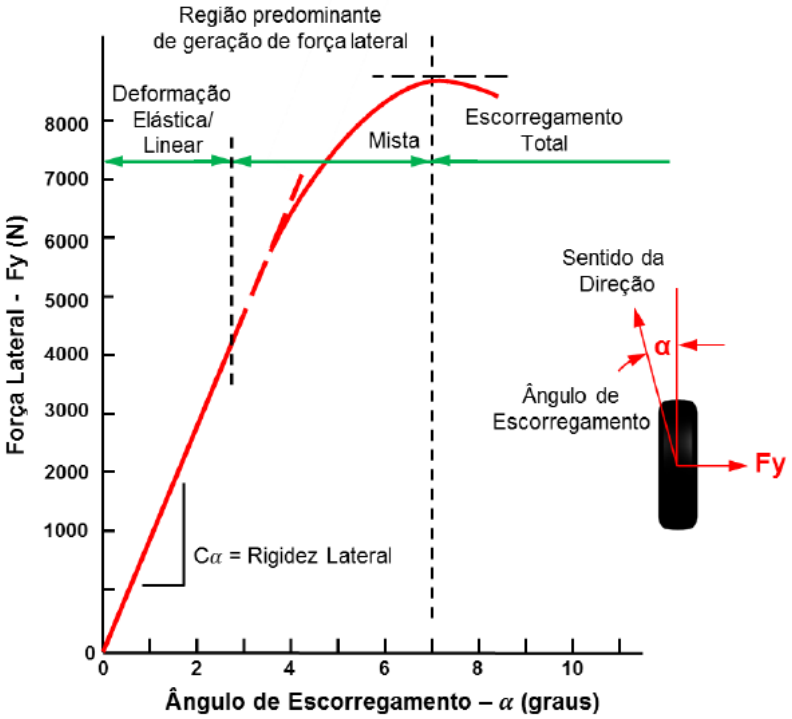
O comportamento não linear da força lateral gerada pelo pneu em função do ângulo de deriva pode ser observado na curva característica da rigidez lateral do pneu descrita por Milliken (19), que foi apresentada na Figura 14.

No regime onde o pneu possui deformações lineares, é possível determinar a força lateral F_y gerada pelo pneu através da aproximação feita pela equação (2-7), onde a rigidez lateral (C_α) é o coeficiente angular do segmento linear da curva.

$$F_{yD} = C_\alpha . \alpha \tag{2-7}$$

No entanto, de acordo com Schueter (20), para ângulos de deriva elevados, a equação (2-7) não é válida, fazendo com que modelos e simulações dinâmicas complexas sejam necessários para descrever o comportamento dinâmico do pneu nesse regime de escorregamento.

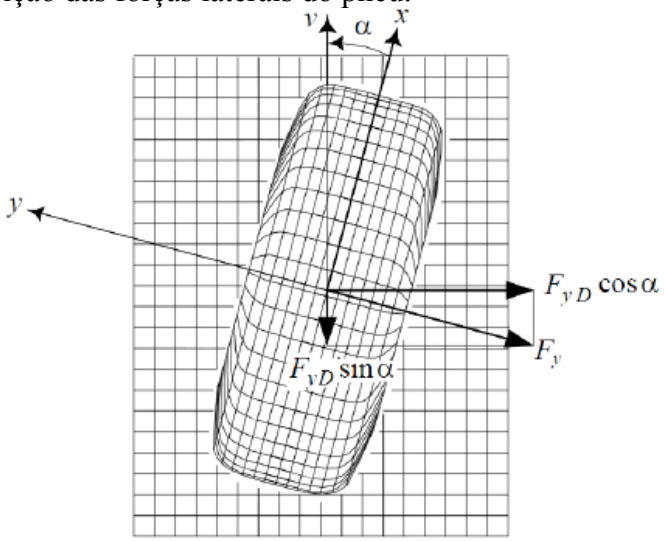
Figura 14 - Curva característica da rigidez lateral do pneu.



Fonte: Autor "adaptado de" Milliken (19)

A força F_{yD} pode ser descomposta em função do ângulo de deriva (α), de maneira que resulta uma componente na direção oposta ao vetor velocidade chamada de força de arrasto (10), como foi indicado na Figura 15.

Figura 15 - Decomposição das forças laterais do pneu.

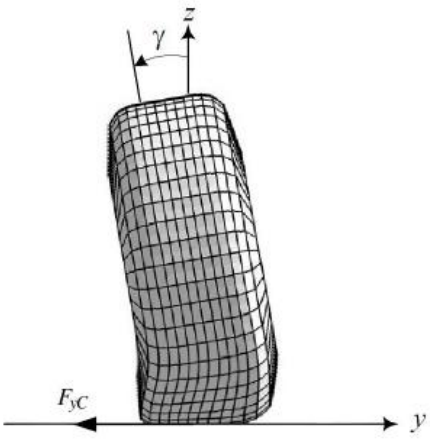


Fonte: Autor "adaptado de" Jazar (10)

2.2.3.2 Força lateral devido ao ângulo de inclinação ou camber.

O ângulo de inclinação γ é o ângulo formado entre o plano da roda (*XZ*) e o plano do solo (*XY*), como indicado na Figura 16. Segundo a definição da SAE (16), o ângulo de inclinação é positivo quando o ponto superior do pneu está mais para fora do veículo do que o ponto inferior.

Figura 16 – Definição do ângulo de inclinação.



Fonte: Autor "adaptado de" Jazar [10]

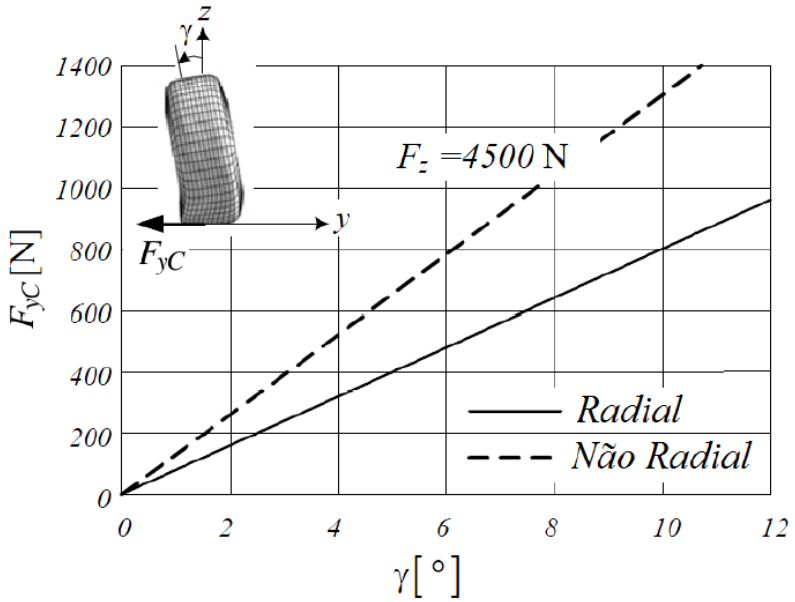
Essa inclinação ocasiona uma distribuição de força assimétrica na área de contato do pneu com o solo gerando um componente de força lateral F_{yC} (Figura 16).

A força de inclinação (F_{yC}) foi determinado pelo resultado da relação entre o ângulo de inclinação (γ) e a carga normal (F_z), expressa pela equação (2-8).

$$F_{yC} = C_{\gamma}.\gamma \tag{2-8}$$

O coeficiente de proporcionalidade C_{γ} foi denominado rigidez de inclinação e seu comportamento para diferentes tipos construtivos de pneu foi demonstrado na Figura 17.

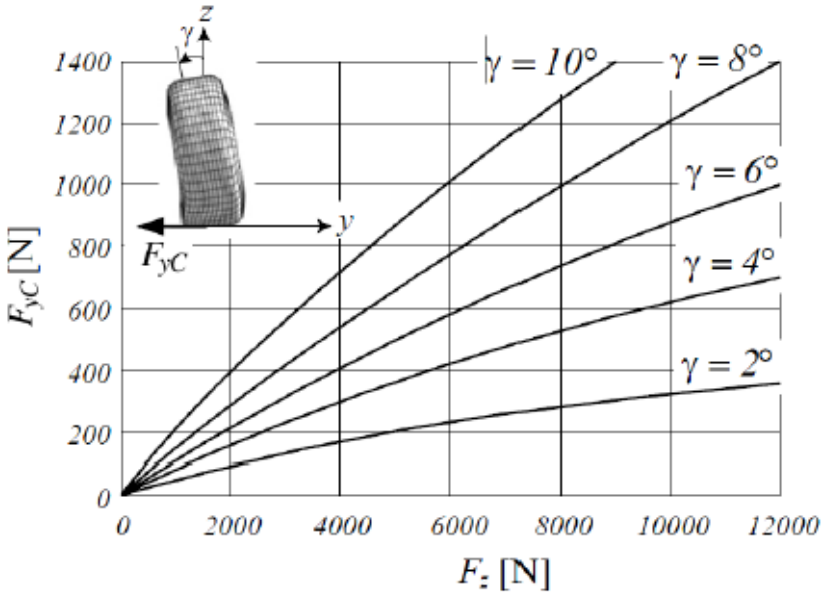
Figura 17 - Determinação da rigidez de inclinação para diferentes tipos construtivos de pneu.



Fonte: Autor "adaptado de" Jazar (10)

No gráfico da Figura 18 foi possível observar a influência da carga normal (F_z) e do ângulo de inclinação (γ) na força lateral de inclinação gerada pelo pneu (F_{yC}).

Figura 18 - Variação da força lateral de inclinação em função da carga vertical.



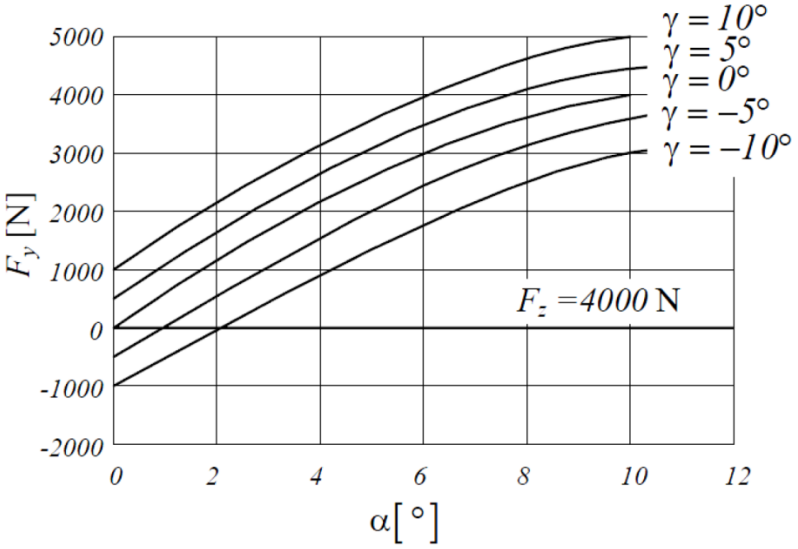
Fonte: Autor "adaptado de" Jazar (10)

Dessa forma, pôde-se avaliar a força lateral equivalente que foi composta pela somatória da força gerada pelo ângulo de deriva e a força gerada pelo ângulo de inclinação, de acordo com a equação (2-9)

$$F_y = F_{yD} + F_{yC} = C_\alpha . \alpha + C_\gamma . \gamma \quad (2\text{-}9)$$

A Figura 19 mostrou o comportamento da força lateral equivalente em função do ângulo de deriva e do ângulo de inclinação para uma carga vertical F_z constante de 4000 N.

Figura 19 - Força lateral equivalente em função do ângulo (α) e de inclinação (γ).



Fonte: Autor "adaptado de" Jazar (10)

Para avaliar a sensibilidade do pneu ensaiado com relação ângulo de inclinação, foi desenvolvido um sistema de ajuste no dispositivo de teste que permitiu a avaliação da força lateral gerada para diferentes valores de γ.

2.2.4 Torque de auto alinhamento.

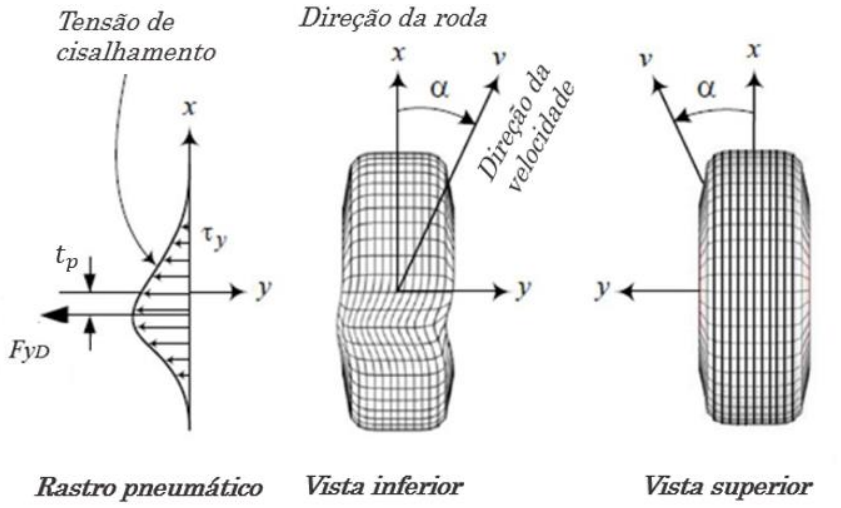
Torque de auto alinhamento (M_z) é o momento gerado em relação ao eixo Z que faz com que o pneu tente se alinhar a direção do vetor velocidade (v). Esse momento é resultado das não uniformidades na distribuição da força lateral na área de contato do pneu, que fazem com que a força lateral resultante não seja aplicada em uma direção coincidente com o plano central do pneu *YZ*.

A distância entre o plano *YZ* e a linha de ação da força lateral resultante foi denominada rastro pneumático (t_p), como foi indicado na Figura 20.

Portanto, o torque de auto alinhamento pode ser definido pela equação (2-10).

$$M_z = -t_p * F_y \quad (2\text{-}10)$$

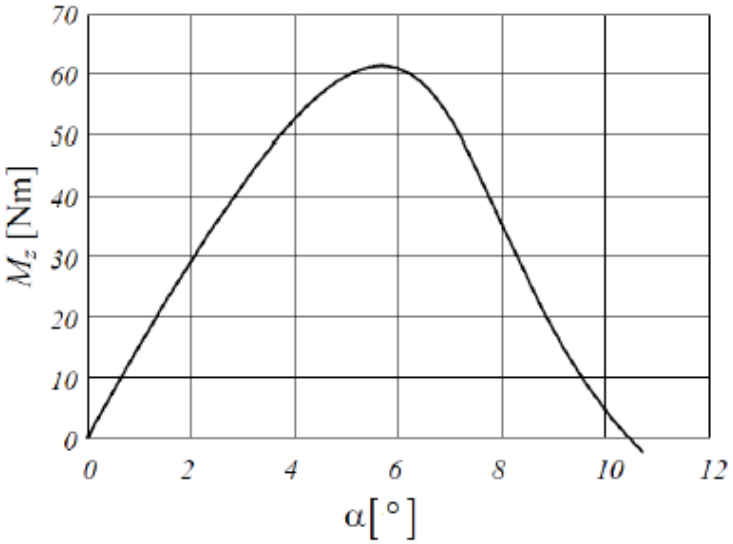
Figura 20 - Distribuição da força lateral e o rastro pneumático.



Fonte: Autor "adaptado de" Jazar (10)

A Figura 21 mostrou que o torque de auto alinhamento pôde ser definido em função do ângulo de deriva.

Figura 21 - Curva característica do torque de auto alinhamento em função do ângulo de deriva.



Fonte: Autor "adaptado de" Jazar (10)

A redução no torque de auto alinhamento para ângulos de deriva elevados foi explicado por Jazar (10) e Smith (21) pelo aumento da área da região de contato que se encontra em escorregamento, reduzindo a capacidade do pneu em se estabilizar. Isso faz com que se alcancem valores de torque de auto alinhamento próximo de zero ou até mesmo que sua direção seja invertida.

2.2.5 Sensibilidade do pneu a carga vertical (F_z) na geração de força lateral

O aumento da carga vertical F_z aumenta a aderência do pneu com o solo, consequentemente a força lateral também aumenta para o mesmo valor de ângulo de deriva (α).

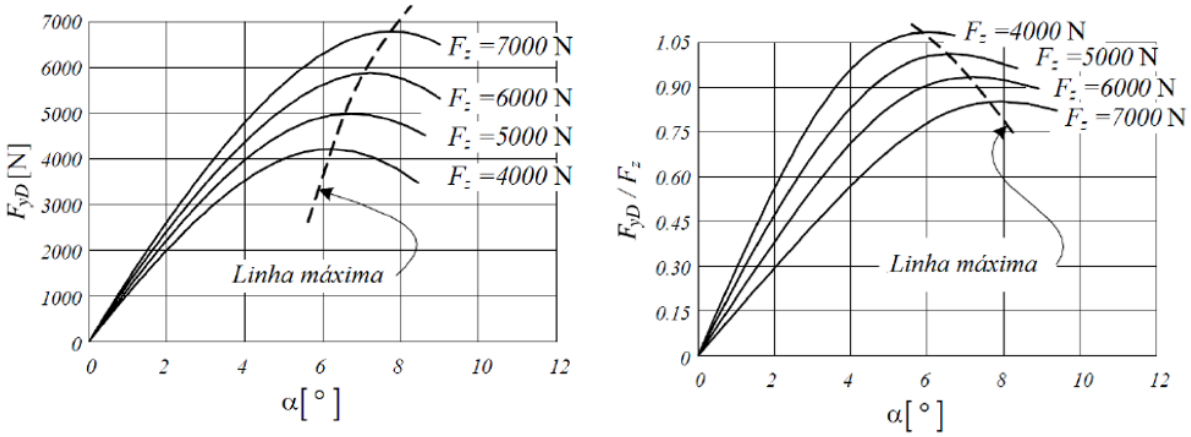
Observou-se que, segundo Jazar (10), a variação da carga vertical também contribui para que o limite de força lateral disponível ocorra em maiores valores de escorregamento.

A relação entre a capacidade do pneu em gerar força lateral e a força normal é equivalente ao conceito do coeficiente de atrito (μ), como sugeriu Milliken (19). Assim, a curva de força lateral em função do ângulo de deriva pode ser expressa em relação a um adimensional que normaliza a força lateral de acordo com a equação (2-9).

$$\mu_Y = \frac{F_{yD}}{F_Z} \tag{2-11}$$

O comportamento da força lateral gerada em função do ângulo de deriva, para diferentes condições de carga normal, pôde ser observado na Figura 22.

Figura 22 - Influência da carga vertical na rigidez lateral e no coeficiente de força lateral em função da carga vertical aplicada.



Fonte: Autor "adaptado de" Jazar (10)

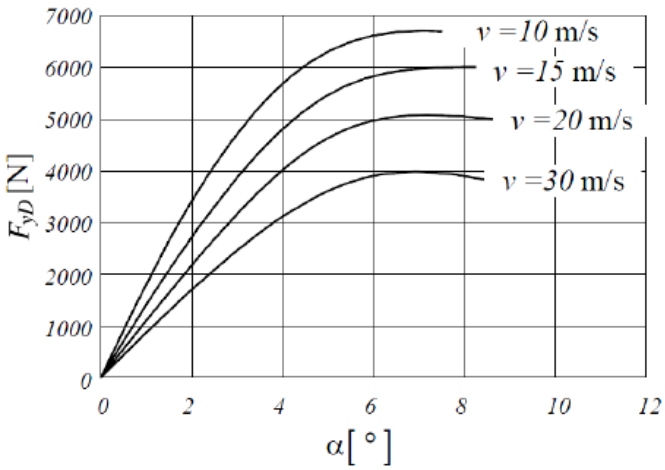
O coeficiente μ_Y foi denominado como coeficiente de força lateral ou coeficiente de atrito lateral. Verificou-se que o coeficiente de força lateral atinge seus valores máximos para

menores valores de F_Z e decresce com o aumento da carga F_Z, como visto na Figura 22. Esse efeito foi denominado por Milliken (19) como sensibilidade do pneu a carga normal.

2.2.6 Influência da velocidade (v) na geração de força lateral.

De acordo com Jazar (10), a capacidade do pneu em gerar força lateral para um mesmo ângulo de deriva é reduzida pelo aumento da velocidade (v), logo é necessário um maior ângulo de deriva em altas velocidades para gerar a mesma força lateral (Figura 23).

Figura 23 - Sensibilidade do pneu a velocidade na geração da força lateral.



Fonte: Autor "adaptado de" Jazar (10)

Testes em laboratório para avaliar a influência da velocidade devem ser separados dos efeitos da temperatura do pneu, pois para ângulos de deriva fixos e com o aumento da velocidade, a temperatura de teste aumenta. Baseando-se nisso, há dificuldades de realizar testes com temperatura constante e também não há meios de corrigir os efeitos da temperatura nas medições [19].

2.2.7 Influência da pressão de inflação dos pneus na geração de força lateral.

A pressão de inflação dos pneus é muito relevante para o comportamento dinâmicos dos pneus em condições em curva, assim, para autores como Milliken (19) e Smith (22), este parâmetro pode ser utilizado para alterar o balanço do veículo entre com comportamento sub ou sobre-esterçante.

De maneira geral, em condições de baixos valores de escorregamento e baixos valores de carga vertical o pneu trabalha em seu regime linear descrito na Figura 12. Nesta fase as

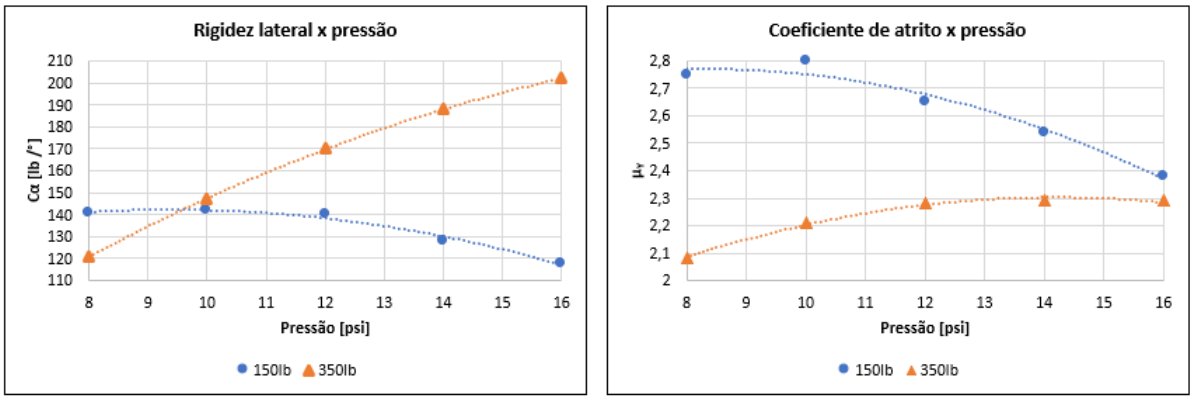
propriedades do pneu são avaliadas por sua rigidez lateral, que por sua vez, é regida pelas propriedades elásticas da carcaça (19).

Por outro lado, a redução da pressão interna do pneu aumenta a área de contato do pneu reduzindo a pressão exercida no solo. De acordo com Milliken (19) e Smith (21), esse efeito resulta no aumento capacidade do pneu em gerar força lateral.

O estudo de Kasprzak (23) se baseou em dados de pneus utilizados por equipes de FSAE obtidos pelo TTC, conforme descrito em Kasprzak (2). Foram consideradas duas condições de carga normal (150lb e 350lb) sob o efeito de cinco diferentes pressões de inflação (8 psi, 10 psi, 12 psi e 14 psi e 16 psi) e o efeito do ângulo de inclinação não foi verificado, ou seja, as medições foram realizadas com $\gamma = 0°$.

Após as medições, a rigidez lateral e o coeficiente de atrito lateral foram determinados para cada valor de pressão testada, conforme indicado na Figura 24.

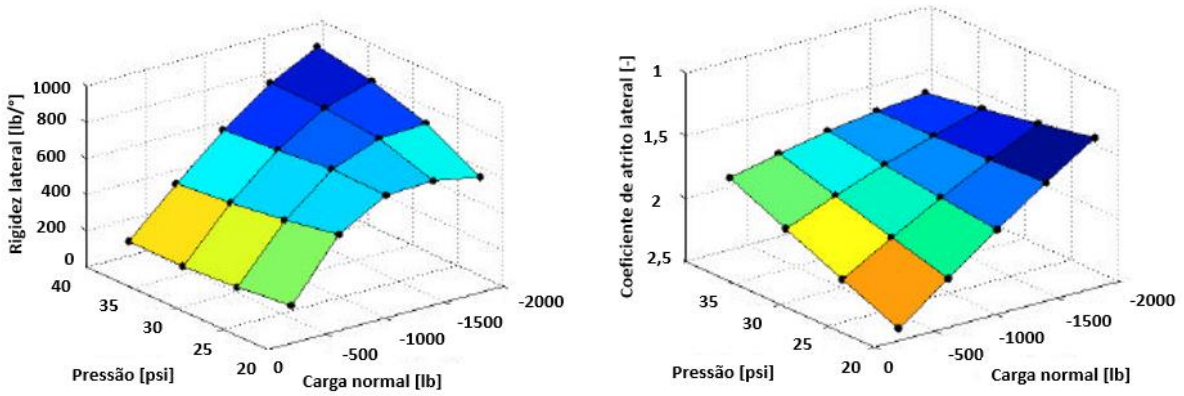
Figura 24 - Influência da pressão na rigidez lateral e no coeficiente de atrito lateral de pneus para FSAE



Fonte: Autor "adaptado de" Kasprzak (23)

Baseado nos resultados da Figura 24, Kasprzak (23) concluiu que o aumento da pressão de inflação não apresentou o mesmo efeito na rigidez lateral e no coeficiente de atrito lateral para os diferentes valores de carga normal. Para compreender melhor a relação entre a pressão de inflação e carga normal, dados de pneus de competição testados pela MRA foram disponibilizados para Kasprzak (23), que conseguiu analisar mais pontos de medição, sendo possível desenvolver os gráficos de superfície apresentados na Figura 25.

Figura 25 - Influência da pressão de inflação e da carga normal na rigidez lateral e no coeficiente de atrito lateral para pneus de competição.



Fonte: Autor "adaptado de" Kasprzak (23)

Com base nesses dados, Kasprzak (23) conclui que para os tipos de pneu ensaiados, a influência da pressão de inflação é função da carga normal. Dessa forma, as afirmações descritas por Milliken (19) e Smith (21) não podem ser tratadas como uma regra aplicada para todos os casos e aplicações.

Testes realizados por Besselink (24) e Lu (25) também consideraram o efeito da pressão de inflação em pneus de veículos leves e obtiveram tendências similares às apresentadas na Figura 24. Esse efeito foi explicado através da relação de rigidez da banda de rodagem e as dimensões da área de contato, segundo Lu (25). As relações entre a pressão e a capacidade de gerar força (coeficiente de atrito) não ficaram claras, devido à complexidade dos fenômenos, logo Besselink (24) conclui que esta relação depende, dentre outros fatores, do tipo de pneu, do pavimento e da carga normal.

O efeito da pressão interna dos pneus em relação ao torque de auto alinhamento também foi investigado por Kasprzak (23), que concluiu que maiores valores de pressão reduzem o torque de auto alinhamento devido à redução da área de contato e consequente com a redução do rastro pneumático. Milliken (19) também se baseou nesse fenômeno para explicar o aumento do torque necessário para esterçar os pneus de um veículo quando os mesmos estão com baixos valores de pressão de inflação.

A extensão do modelo da “Fórmula Mágica” com a sensibilidade à pressão de inflação obtida por Kasprzak (23) foi utilizada por Verguese (26). O comportamento dinâmico de veículos em manobras padronizadas foi avaliado através de modelos matemáticos relativos a dinâmica lateral de veículo. Além do comportamento dinâmico do veículo em situações de trajetória curvilínea, o trabalho observou os efeitos da pressão dos pneus no conforto do veículo

e principalmente o efeito do consumo de combustível que é resultado, dentre outros parâmetros, da resistência ao rolamento gerada pelos pneus.

Para Verguese (26), a maior motivação para a utilização da pressão correta no enchimento dos pneus foi que o pneu distribua os esforços na área de contato de maneira homogênea para garantir conforto aos ocupantes do veículo, bom comportamento em curvas e desgaste uniforme.

Ainda segundo Verguese (26), na condição onde foi utilizado pressão inferior ao especificado pelo fabricante, a vida do pneu foi reduzida em torno de 30%. Condições onde foram utilizadas pressões superiores às determinadas pelo fabricante afetaram conforto dos ocupantes devido ao aumento da rigidez vertical e também geraram a perda da capacidade de tração e frenagem devido a redução da área de contato. O comportamento da região de contato do pneu com diferentes condições de pressão de inflação foi demonstrado na Figura 26.

Figura 26 - Comportamento do pneu em diferentes condições de pressão de enchimento.

Fonte: Autor "adaptado de" Pirelli (11)

2.2.8 Influência da temperatura de trabalho do pneu na geração de força lateral.

Segundo Milliken (19), a temperatura dos pneus afeta a capacidade do pneu na geração de força e também a sua vida útil, logo seus efeitos devem ser estudados e considerados nas medições e no modelamento do pneu.

No inicio dos anos 2000 quando a Michelin atuava na Fórmula 1 (F1), relatos da equipe McLaren, indicaram que os modelos baseados na Fórmula Mágica não eram suficientes para availiar o comportamento do pneu durante as competições, principalmente sob o efeito do aumento da temperatura. Assim a Michelin elaborou seu próprio modelo de pneu que considerava os efeitos de pressão, temperatura do pneu, temperatura do pavimento e velocidade, modelo que foi denomidado TaMeTirE (*Themal and Mechanical Tire Emulator*) (27).

Um modelo que relaciona a geração de calor (q) pelo contato do pneu com o solo e a força lateral atráves da equação (2-12) foi elaborado por Mizuno (28). No modelo

termonidâmico proposto por ele, identificou-se também uma relação linear entre a velocidade e o aumento de temperatura do pneu, assim como explicado por Shuhua (29). Através de modelos termodinâmicos e suas derivadas, foi possível incluir os parâmetros de variação de temperatura no comportamento do pneu, sendo possível incluir os efeitos da temperatura do pneu no modelo matemático baseado na "Fórmula mágica".

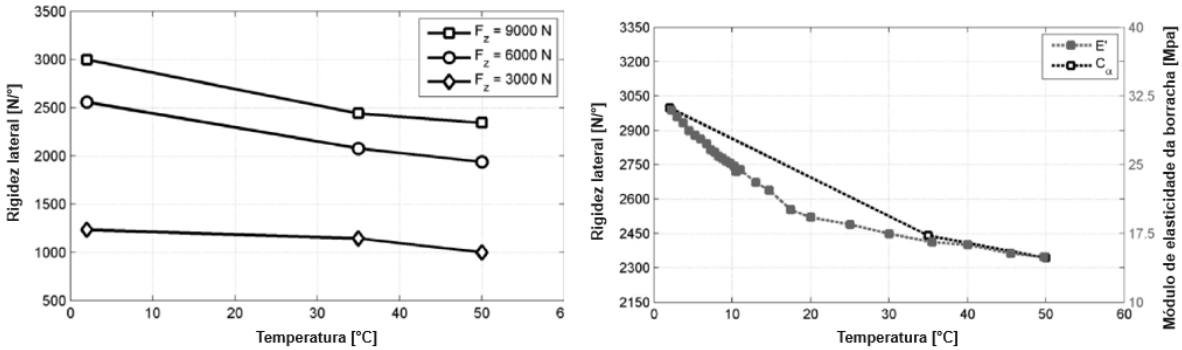
$$q = F_y . V . \alpha \tag{2-12}$$

O modelo da "Fórmula mágica" com efeitos de temperatura de Mizuno (28) foi empregado por Bibin (30), que elaborou também um modelo através do MEF, onde a variação do atrito com efeitos da temperatura foi considerado de acordo com os experimentos realizados por Person (31).

A carcaça é um componente elástico composto por borracha, logo, a temperatura altera o módulo de elasticidade da borracha e consequentemente afeta a rigidez lateral do pneu. Dessa forma, Bibin (30) utilizou valores de módulo de elasticidade da borracha sob o efeito de temperatura em seu modelo. O modelo baseado na "Fórmula Mágica" foi correlacionado com o modelo desenvolvido pelo MF e verificou-se que o principal efeito do aumento de temperatura dos pneus foi a redução da capacidade de geração de força.

Através de testes em laboratório com equipamento a tambor e com a instalação de uma câmera termográfica, Angrick (32) avaliou experimentalmente os efeitos da temperatura no comportamento do pneu. Experimentos com amostras da borracha do pneu avaliaram o comportamento do material para correlacioná-lo com a de rigidez lateral do pneu (Figura 27).

Figura 27 - Influência da temperatura na rigidez lateral e no módulo de elasticidade.

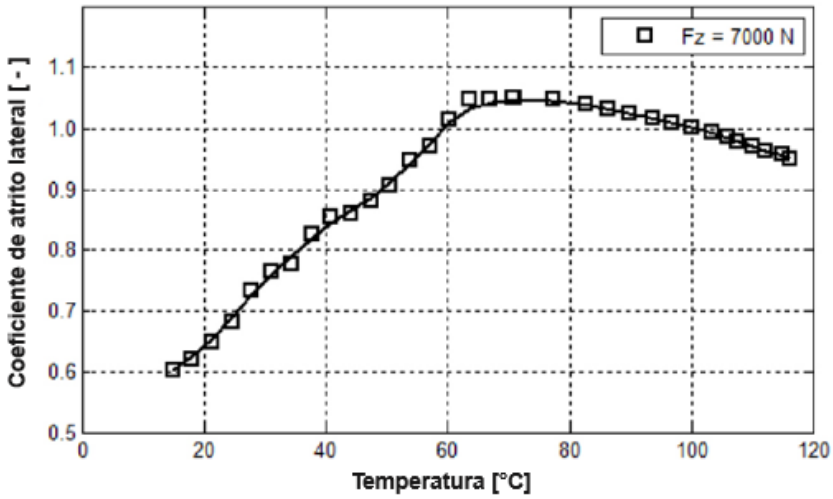


Fonte: Autor "adaptado de" Angrick (32)

Verificou-se uma redução entre 3% e 4% na rigidez lateral para cada 10°C de aumento na temperatura da superfície do pneu, sendo que este comportamento foi diretamente relacionado com a redução da rigidez da borracha, ou seja, com seu módulo de elasticidade

Avaliações indicaram que ocorreu o aumento do coeficiente de atrito lateral com uma taxa de 5% para cada 10°C de aumento na temperatura na superfície do pneu, até que μ_Y atingiu um valor máximo e começou a decrescer (Figura 28).

Figura 28 - Influência da temperatura no coeficiente de atrito lateral.



Fonte: Autor "adaptado de" Angrick (32)

Esse efeito foi explicado por Angrick (32) através do comportamento do fator de dissipação do material ($\tan \delta$), que foi associado ao mecanismo de histerese. Este parâmetro do material do pneu depende da frequência de excitação (velocidade) e da rugosidade da superfície do pavimento.

Os estudos referentes a sensibilidade do pneu com relação ao aumento da temperatura foram importantes para o desenvolvimento do procedimento de teste que foi desenvolvido no presente trabalho, de maneira que uma das principais melhorias realizadas no dispositivo de Chicuta (3) foi a inclusão de sensores de temperatura da superfície do pneu de teste (Figura 65).

2.2.9 Relação entre a pressão de inflação e a temperatura dos pneus

O aumento da pressão interna do pneu pôde ser relacionado com aumento de sua temperatura, pois, segundo Rouelle (33), a temperatura e a pressão se relacionam através da

equação ideal dos gases, onde é considerado um processo com volume constante, logo a relação entre pressão e temperatura é mantida constante para diferentes condições.

$$\frac{P_1}{T_1} = \frac{P_2}{T_2} = constante \tag{2-13}$$

Baseado nessa relação, Rouelle (33) elaborou uma equação para determinar a pressão de inflação antes do início dos testes (P_{fria}) para determinar a pressão esperada (P_{quente}), para quando o pneu estiver uma em determinada condição de temperatura (T_{quente}).

$$P_{fria} = \left(P_{quente} + P_{atmosférica}\right).\left(\frac{T_{fria} - T_{tp}}{T_{quente} - T_{tp}}\right) - P_{atmosférica} \tag{2-14}$$

Sendo, T_{tp} a temperatura na condição de ponto triplo (T=217,15K e R=459,7).

O dispositivo desenvolvido por Chicuta (3) não possuiu um sistema de controle da pressão de inflação, como ocorre em equipamentos como o *Flat-track*, assim, a pressão de inflação do pneu de teste foi controlada com base na equação (2-15) e nos dados dos sensores de temperatura do pneu.

2.3 MÉTODOS DE MEDIÇÃO DAS FORÇAS GERADAS PELO PNEU

Os equipamentos para medição das forças e momentos gerados na superfície de contato com o solo se tornaram importantes ao passo que os modelos matemáticos de pneus exigiram maior precisão e uma maior quantidade de informações que auxiliassem na compreensão dos fenômenos envolvidos.

As características de cada pneu são únicas e, como discutido na seção 2.2, vários fatores devem ser considerados para avaliar essas características, fazendo com que os equipamentos evoluíssem constantemente para processar uma enorme quantidade de dados. Atualmente a qualidade dos dados obtidos pelos equipamentos também está relacionada a sistemas de controle e consequentemente aos custos envolvidos para o seu desenvolvimento.

A complexidade e os custos envolvidos para o desenvolvimento de métodos experimentais de medição auxiliados pela evolução dos computadores, fizeram com que o método dos elementos finitos (MEF) fosse empregado para determinar o comportamento dinâmico dos pneus (Figura 29), porém os dados destes modelos precisam ser validados através

de testes em veículos instrumentados, ou através de comparações com dados experimentais do pneu, como mostrado no trabalho de Bastiaan (34) e Mashadi (35).

Figura 29 - Simulações do pneu em condições de curva e frenagem através do MEF.

Fonte: Autor "adaptado de" Bastiaan (34)

Dessa forma, os métodos experimentais de medição de pneus ainda são muito utilizados tanto por fabricantes de pneus como em centros de pesquisa. Atualmente existem dois tipos de teste, sendo que ambos podem ser subdivididos em outros dois segmentos:

- Testes em campo;
    - Equipamento montado em plataforma (“trailer”).
    - Estimativa de parâmetros a partir de medição em veículo.
- Testes em laboratório;
    - *Flat-track;*
    - Tambor;

2.3.1 Testes em campo

As medições do comportamento dinâmico dos pneus iniciaram na década de 60 através de pneus montados em caminhões ou trailers. Os parâmetros de ângulo de deriva e ângulo de inclinação eram determinados manualmente, as cargas verticais eram impostas através de lastros, e os dados de forças e momentos eram medidos através de células de carga. Esse tipo de dispositivo evoluiu e hoje possui sistemas de controle e ferramentas computacionais para armazenar e tratar os dados das medições em tempo real.

Com a evolução dos sistemas de medição e das ferramentas computacionais, os parâmetros de desempenho do pneu passaram a ser estimados através de medições dos esforços gerados pelos pneus de veículos instrumentados que realizam manobras pré-determinadas.

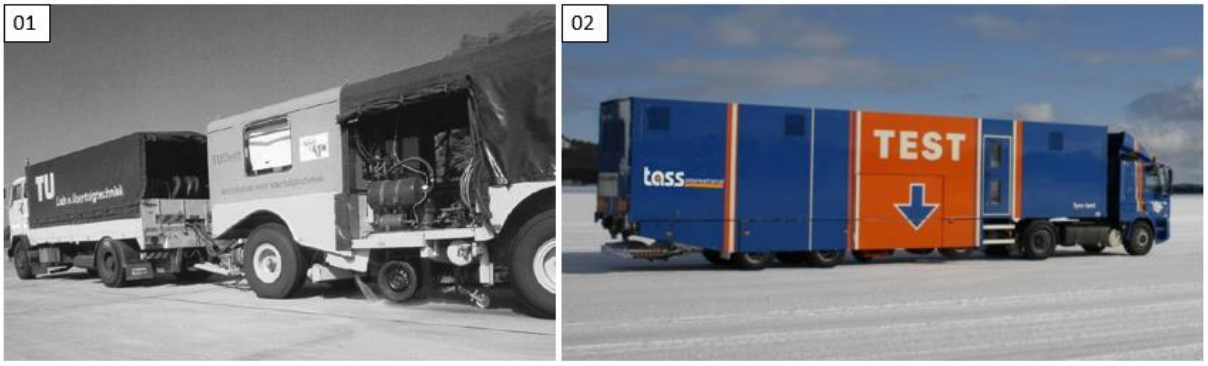
Os dois métodos de medição em campo possuem a vantagem de avaliar o pneu em condições reais de operação. De acordo com Rill (13), testes em superfícies de estradas arbitrárias como asfalto, concreto, gelo ou até mesmo terra, são possíveis, assim, como testes em diferentes condições ambientais, incluindo a neve ou a chuva.

Estes benefícios também geraram desafios, pois há grande dificuldade de controlar os parâmetros de teste, como temperatura ambiente, temperatura do pavimento e a preparação adequada da pista quando se trata de testes em solos como terra e neve. A desvantagem destes métodos é a dificuldade na repetibilidade de resultados, logo são necessários o monitoramento e o registro das condições de ensaio ao decorrer das medições (3).

2.3.1.1 Equipamento montado em plataforma (“trailer”).

O primeiro dispositivo para medição de pneus foi construído pela TU-Delft Tire Research Facility na década de 1960. O veículo foi vendido em 2005 para a TNO-Automotive que o reformou e atualmente pertence a Tass International (Figura 30).

Figura 30 – (01) Trailer de teste da TU-Delft e (02) Equipamento da *Tass* após a reforma realizando testes de inverno na Suécia.



Autor "adaptado de" Besselink (23) e Wiessalla (36)

O equipamento da Figura 30 foi utilizado para testar pneus de automóveis de passageiros, pneus de motocicleta e pneus de veículos comerciais leves com velocidade máxima de 150 km/h e carga normal máxima de até 10 kN (37). O dispositivo também foi empregado por Besselink (23) para avaliar o comportamento de pneus para veículos com diferentes pressões de inflação, assim o autor conseguiu elaborar correlações para incluir o efeito desse parâmetro nos modelos matemáticos baseados na “Fórmula Mágica”.

O efeito do baixo atrito de superfícies com neve e gelo para pneus de veículos leves foi avaliado através do mesmo dispositivo em um campo de provas na Suécia 36. Foram

comparados pneus comerciais para as condições normais de operação e pneus específicos para a aplicação, os chamados “pneus de inverno”. Os testes mostraram os benefícios deste tipo de pneu no aumento da capacidade de geração de força lateral quando aplicados em pavimentos com baixo atrito.

Segundo Wiessalla (36), para representar os efeitos do baixo atrito em modelos matemáticos baseados em medições feitas em laboratório, usualmente utiliza-se uma correção do fator de atrito. Um veículo instrumentado com acelerômetros e GPS realizou manobras pré-estabelecidas e os dados foram comparados com simulações que consideram dois modelos matemáticos de pneu, um baseado nas medições realizadas no baixo atrito e outro gerado a partir dos dados do *Flat-track*, considerando o fator de atrito corrigido. As comparações mostraram que o veículo se comporta de maneira mais próxima quando foi considerado o dado do pneu medido na superfície de baixo atrito, mostrando a importância desse tipo medição.

Outro dispositivo, similar ao da Figura 31, foi construído pela FKA em conjunto com a RWTH Aachen University na Alemanha.

Figura 31 - Trailer de teste da FKA.

Autor "adaptado de" FKA (38)

O dispositivo foi capaz de executar testes com velocidades de até 90 km/h, o ângulo de deriva pôde variar de -45° a +45°, o ângulo de inclinação máximo foi de 10°. Ensaios puderam ser feitos com cargas normais de até 40 kN, o que indicou a capacidade do dispositivo para a aplicação em testes de pneus de veículos comerciais pesados.

A Virginia Polytechnic Institute desenvolveu um trailer para a realização de testes de pneus em diferentes condições de pavimento. Para realizar testes em asfalto molhado, durante o desenvolvimento do dispositivo, Martin (39) instalou um sistema de pulverização de água, que foi instalado na região traseira do veículo que reboca o dispositivo da Figura 32. Este tipo de aparato poderia ser inserido ao dispositivo de Chicuta (3), assim, medições em condições de asfalto molhado poderiam ser executadas sem a influência das condições climáticas.

Figura 32 - Trailer de teste da Virginia Tech.

Fonte: Autor "adaptado de" Martin (39) e Holpins (40)

Diferentemente do dispositivo construído pelo Centro Universitário FEI, onde os ajustes de ângulo de deriva são feitos manualmente, no dispositivo de Martin (39), servo motores atuam sob o braço de controle superior, garantindo a imposição de ângulos de deriva em uma faixa de ±20°,

O dispositivo foi validado através da comparação de dados de pneus comerciais obtidos pelo dispositivo *Flat-track*, conforme foi descrito por Martin (39). Esse procedimento foi utilizado como base para validar o dispositivo de Chicuta (3).

Holpins (40) também utilizou o dispositivo para medições de pneus para modelar veículos em situações fora de estrada. Além da medição de esforços laterais, esse tipo de dispositivo pôde ser utilizado para caracterização de outros parâmetros relacionados ao desempenho do pneu, como no trabalho de Umsrithong (41), que empregou o dispositivo para validar modelos transientes de pneu através da transposição do pneu por obstáculos discretos.

Para realizar as medições de esforços do pneu, o dispositivo foi equipado com um cubo de força do tipo piezoeléctrico Kistler RoaDyn® P530 (42). Esse tipo de equipamento permitiu a medição das forças e torques atuantes no pneu nas três direções, assim, o dispositivo desenvolvido por Martin (39) foi capaz de avaliar o desempenho do pneu sob o efeito de "cargas combinadas".

A Universidade de Pretoria na África do Sul foi responsável pelo desenvolvimento de um trailer para caracterizar pneus utilizados pelas Forças Armadas de Defesa Sul-Africanas (Figura 33). Simulações dinâmicas foram feitas para determinar o comportamento do trailer, de acordo com Sharma (43). Stallmann (44) foi o responsável por desenvolver métodos de teste para a caracterização e modelamento de pneus utilizando o dispositivo.

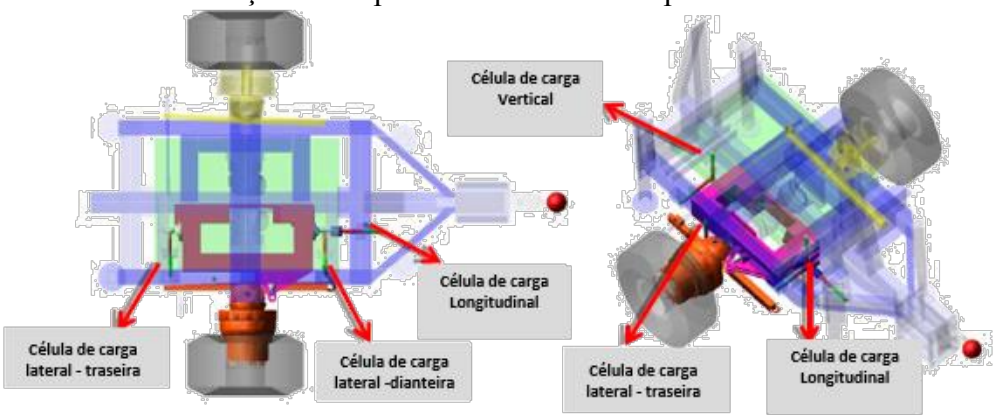
Figura 33 - Trailer desenvolvido pela Universidade de Pretoria - África do Sul.

Fonte: Autor "adaptado de" Stallman (44)

O trailer consistiu em um dispositivo onde dois pneus foram montados em uma estrutura que foi puxada por um caminhão. O sistema de suspensão permitiu que os ângulos de inclinação e de deriva fossem ajustados manualmente, assim como ocorreu no dispositivo desenvolvido por Chicuta (3).

Diferentemente do sistema de aquisição de dados utilizado por Chicuta (3) e que foi aprimorado neste estudo, o dispositivo da Universidade de Pretoria não contemplou a avaliação de diferentes parâmetros de controle de teste, como a temperatura do pneu e variação de trajetória retilínea gerada pela ação de forças atuantes no dispositivo. Os únicos sensores utilizados no dispositivo foram células de carga instaladas no sistema de suspensão do pneu a ser ensaiado. Os sensores foram posicionados à direita do trailer, de maneira que foi possível medir as cargas verticais e os esforços laterais atuantes no pneu de teste (Figura 34).

Figura 34 - Sistema de medição do dispositivo desenvolvido pela Universidade de Pretoria.



Fonte: Autor "adaptado de" Sharma (43) e Stallman (44)

2.3.1.2 Estimativa de parâmetros a partir de medição em veículo

Para Jonson (45), utilizar o veículo como um equipamento de medição dos pneus possui grandes desafios, principalmente as considerações que devem ser realizadas quanto a transferência de carga lateral durante as manobras e a alteração da geometria de suspensão durante a rolagem do veículo. Outro fator limitante deste tipo de medição foi que o pneu só pôde ser avaliado com a carga normal própria do veículo de teste, enquanto o principal benefício foi a possibilidade de medir os esforços gerados pelo pneu em condições reais de aplicação.

As medições de Jonson (45) foram feitas utilizando um automóvel modificado para permitir os ajustes do sistema de suspensão e para suportar os instrumentos de medição. As forças e momentos gerados no pneu foram medidos por um cubo Kistler RoaDyn S660, a velocidade longitudinal e de guinada foram avaliadas por uma unidade de medição inercial RT-3002 IMU associada a um sistema receptor de sinais de GPS. O ângulo de deriva dos quatro pneus foi avaliado através de sistemas de câmeras de ultra velocidade (Figura 35).

Testes foram realizados durante manobras pré-determinadas, assim, as forças laterais e momentos gerados pelo pneu foram avaliados para correlação com os dados disponibilizados pelo fabricante do pneu ensaiado.

Figura 35 - Teste em campo utilizando medições com um veículo instrumentado

Fonte: Autor "adaptado de" Jonson (45)

Resultados similares aos obtidos por Jonson (45) foram alcançados por Doumiati (46), que utilizou o modelo de bicicleta e dados de um veículo instrumentado com acelerômetros, giroscópio e um sensor de ângulo de volante. Os valores de força lateral foram calculados a partir da carga vertical e da aceleração de cada eixo, logo, o sistema de instrumentação não necessitou de resultados esforços a partir das rodas dinamométricas.

Através do modelo de bicicleta e das relações geométricas das dimensões do veículo, Tuononem (47) estimou a rigidez lateral de três tipos diferentes de pneu com base nos dados de um sensor óptico, que avaliou o ângulo de escorregamento do veículo durante manobras de regime permanente.

2.3.2 Testes em laboratório

Os testes dinâmicos de pneus realizados em laboratório foram importantes para o desenvolvimento da metodologia deste trabalho, uma vez que o procedimento experimental e a validação final do estudo foram baseados em ensaios realizados com o pneu de referência no equipamento *Flat-track*, como foi descrito na seção 3.1.1.

Para Holpins (40), as medições feitas em laboratório apresentam maior precisão e maior grau de repetitividade, quando comparado aos testes em campo, principalmente pelo melhor controle das condições do ambiente.

O teste de pneu em laboratório pode ser feito em dispositivos onde o pneu tem contato com uma superfície plana, mais popularmente conhecidos pelo seu nome em inglês, *Flat-track*, e também por dispositivos a tambor. Dados e comparações citados por Holpins [41] indicaram que a geometria do tambor afeta o perfil da superfície em que o pneu foi testado. Os dados apresentados mostraram que houve pequenas diferenças na força lateral entre ambos os métodos, assim fatores de correção tiveram que ser desenvolvidos para a correlacionar os valores obtidos através de dispositivos a tambor com os valores tomados como referência, que foram medidos no *Flat-track*.

2.3.2.1 Plataforma de teste *Flat Track*

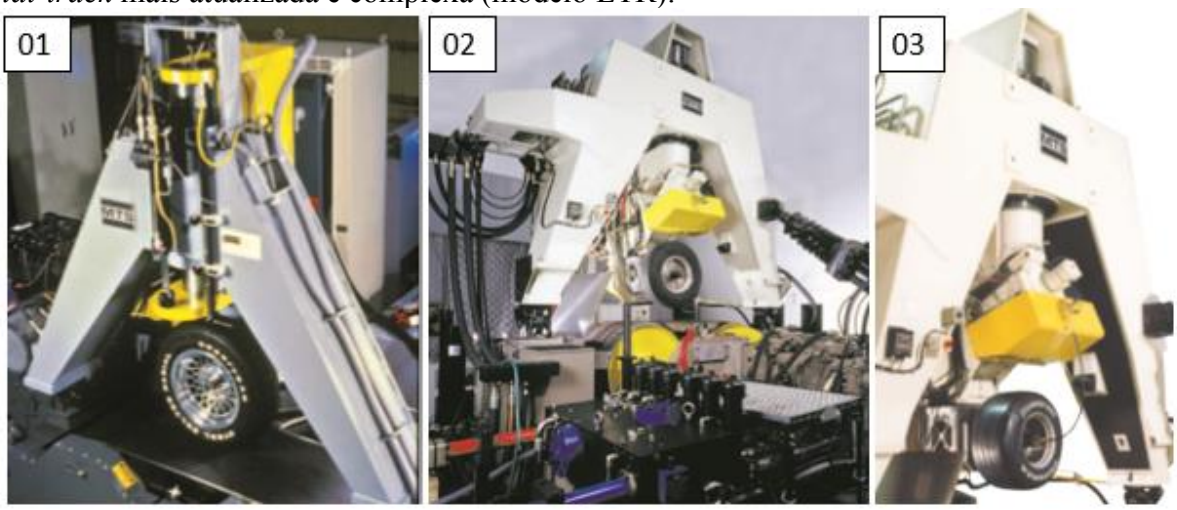
Um dos primeiros equipamentos próximos ao conceito existente atualmente foram apresentados em 1972 por Ritter (48), com um equipamento que realizava medições das forças do pneu em um cinto plano. O ângulo de deriva era alterado manualmente e a carga vertical era aplicada por atuadores hidráulicos.

Em 1973, a instalação da Calspan Tire Research foi desenvolvida por Bird (49). Este equipamento passou a utilizar cintas de aço para simular diferentes tipos de pavimento, e o sistema de controle dos ângulos do pneu foi feito por atuadores hidráulicos.

Aparatos mais modernos foram construídos na década de 1980 pela MTS, que denominou sua máquina como *Flat-track* (50). Os equipamentos evoluíram nas últimas décadas, e a MTS (51) passou a oferecer seis tipos de equipamentos para diferentes capacidades e aplicações, sendo que seu sistema mais aprimorado pôde variar o ângulo de deriva em até 30° e a esteira foi capaz de atingir 320 km/h (Figura 36).

Nos equipamentos atuais, um cabeçote controla o deslocamento vertical e os ângulos de deriva e de inclinação. Um motor instalado no cabeçote garante a rotação do pneu em relação a lixa. As forças e momentos são avaliados nas três direções ortogonais através de cubos instrumentados. O sistema também contempla um controle da pressão interna dos pneus e sistemas para avaliação dos resultados em tempo real.

Figura 36 - (01) *Flat-track I* - O primeiro equipamento desenvolvido pela MTS e (02 e 03) - *Flat-track* mais atualizada e complexa (modelo LTR).



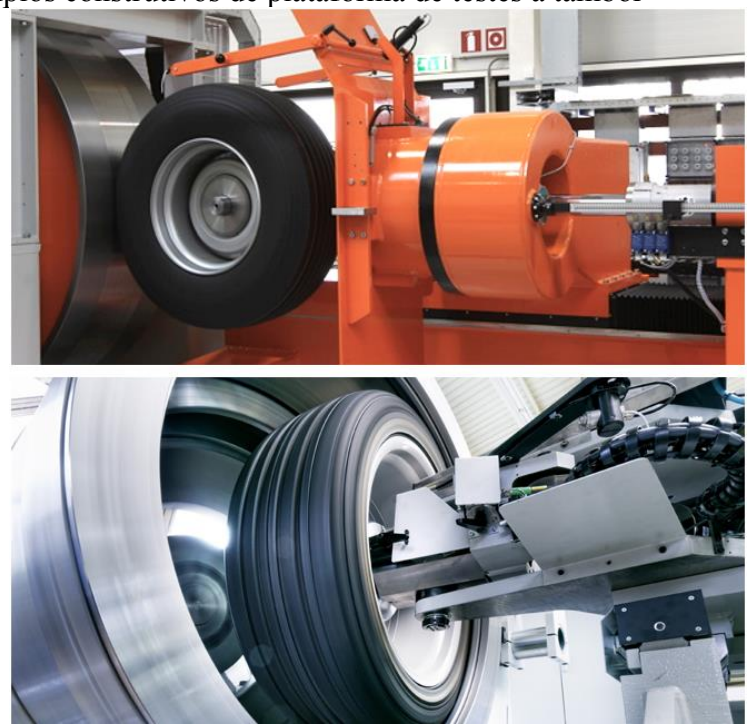
Autor "adaptado de" MTS (51)

Este tipo de equipamento pôde realizar basicamente dois tipos de procedimento de teste: o primeiro foi conhecido como “lateral puro” onde foram avaliadas as forças geradas pelo ângulo de deriva para diferentes cargas verticais e ângulos de inclinação, sem a ação de forças longitudinais de tração ou frenagem. No segundo procedimento, a medição foi chamada “combinada”, assim também foram avaliadas as relações de escorregamento longitudinal somadas aos esforços laterais gerados pelo pneu de teste (5).

2.3.2.2 Plataforma de teste a tambor

Medições de pneus em plataforma a tambor foram apresentadas inicialmente na década de 1930 e, assim como o equipamento *Flat-track*, continuou evoluindo e hoje opera com complexos sistemas de medição e controle. Segundo Rill (13), no teste a tambor a alteração da zona de contato do pneu, resultante da curvatura do tambor, afeta o comportamento do pneu. Conforme já discutido, Holpins (40) também mencionou que as alterações nas medições de torque e momentos gerados pelo pneu devem ser corrigidas para correlações com testes em *Flat-track*. Para reduzir este efeito indesejável, a razão entre o diâmetro do tambor de ensaio e o do pneu de ensaio deve ser a maior possível. O desenvolvimento dos equipamentos a tambor permitiu que o pneu fosse montado sobre ou dentro do tambor, como mostrou a Figura 37.

Figura 37 – Exemplos construtivos de plataforma de testes a tambor



Fonte: Autor "adaptado de" Alpine Metal Tech (52)

A FKA (38) também desenvolveu equipamentos de medição a tambor com capacidade de variar o ângulo de deriva entre ±12° e entre -20 e +50° de inclinação, com uma velocidade de tambor de até 180 km/h (Figura 38).

Figura 38 - Equipamento de medição de pneus a tambor desenvolvido pela FKA.

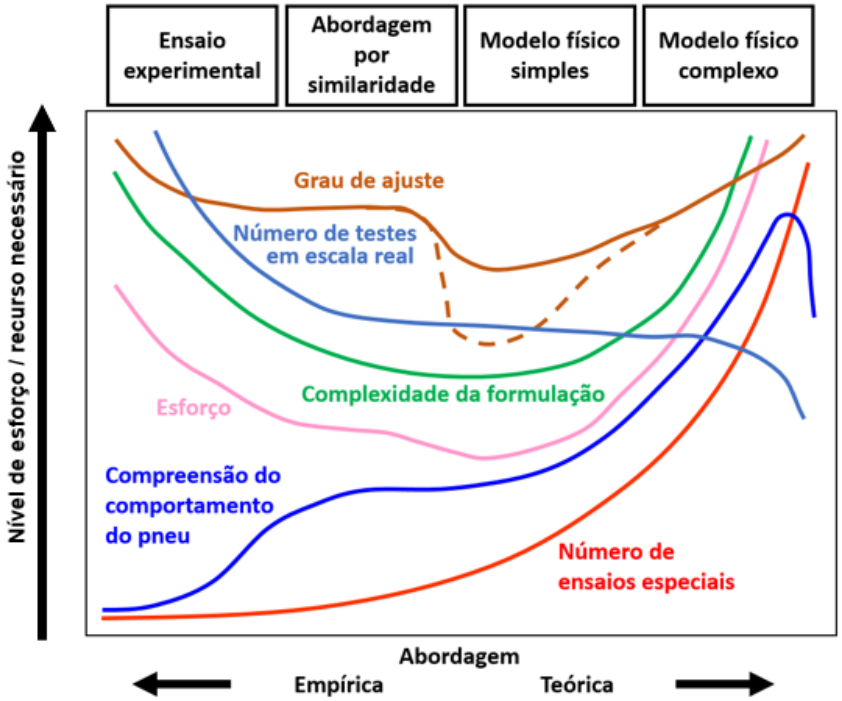
Fonte: Autor "adaptado de" FKA (38)

2.4 MÉTODOS DE MODELAMENTO DE PNEUS

Um modelo de pneu pode ser definido como um sistema capaz de reproduzir virtualmente o seu comportamento (5). Diversos modelos foram desenvolvidos para descrever a interação pneu-solo para diferentes tipos de aplicação e, consequentemente, com diferentes abordagens e níveis de precisão.

Os métodos de modelagem foram divididos basicamente em quatro categorias, segundo Pacjeka (7): ensaios experimentais, abordagem por similaridade, modelos físicos simplificados e modelos físicos complexos. A Figura 39 ilustrou o nível de esforço e recursos exigidos por cada atividade necessária para o modelamento matemático de acordo com as diferentes categorias. Com o auxílio da Figura 39, foi possível observar, por exemplo, que o modelamento do pneu de acordo com a abordagem experimental necessita de um número maior de testes em escala real, enquanto modelos físicos complexos exigem a maior compreensão do comportamento do pneu e também necessitam de um maior número de ensaios especiais.

Figura 39 – Nível de esforço e recursos necessários para cada atividade necessários para o modelamento matemático do pneu.



Fonte: Autor "adaptado de" Pacjeka (7)

A análise dos modelos foi feita da esquerda para a direita, onde primeiramente encontram-se os modelos matemáticos baseados em dados empíricos. Os dados experimentais são coletados em ensaios do pneu por meio dos equipamentos descritos na seção 2.3.

Esse tipo de modelo descreve o comportamento do pneu através de métodos de ajuste e extrapolação dos dados das medições em curvas e fórmulas conhecidas. Estas fórmulas possuem parâmetros que são normalmente avaliados para proporcionar um melhor ajuste aos dados medidos.

O modelo empírico mais utilizado é da "Fórmula Mágica" que foi estudado e introduzindo inicialmente por Bakker (53) nos anos 80. Maiores detalhes sobre a "Fórmula Mágica" foram discutidos na seção 2.4.1.

A segunda categoria foi a abordagem de similaridade. Ela foi baseada em algumas características básicas do pneu tipicamente obtidas a partir de medições, como descrito na primeira categoria. Através de fatores de escala, distorção e interpolações, novas relações foram definidas para descrever todas as condições possíveis de trabalho do pneu. O cálculo rápido feito por este modelo foi uma vantagem para o seu uso em simulações dinâmicas de veículo. O modelo de Dugoff (54), que representa essa categoria, foi baseado em dados empíricos e possui equacionamento próximo ao linear, logo, possui um número reduzido de parâmetros.

O terceiro tipo de modelagem utilizado para descrever as características do pneu faz uso de um modelo físico simplificado, como o modelo de Escova *(Brush model*) desenvolvido por Svendenius (55). O modelo representou o pneu através de um anel rígido ligado ao centro da roda e a interação entre o anel e o pavimento foi realizada através de cerdas que se deformam para a geração de força. Esse modelo utilizou fórmulas matemáticas relativamente simples, e por esse motivo é um modelo bem limitado, utilizado principalmente para análises básicas do comportamento do pneu.

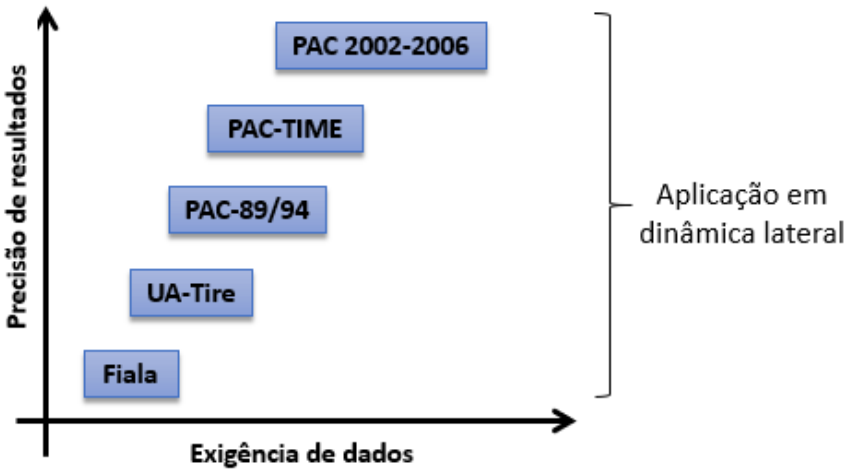
Outro modelo analítico, que pertencente a terceira categoria, é o modelo Fiala (56). Este modelo foi desenvolvido principalmente para a utilização em ferramentas computacionais, como o ADAMS, ainda na fase preliminar de projeto para avaliar o comportamento do veículo. A vantagem desse modelo é o seu número reduzido de parâmetros (rigidez lateral, rigidez vertical, rigidez longitudinal e coeficientes de atrito) que foram relacionados diretamente com as propriedades físicas do pneu. O modelo proposto por Fiala (56), considerou a deformação da banda de rodagem como a deformação de uma viga ligada a molas e a área de contato foi considerada retangular com pressão constante.

A quarta categoria descreve o pneu por meio de um modelo físico complexo, dessa maneira, as características do pneu foram descritas com maior precisão. Um exemplo conhecido desta categoria é o modelo Ftire (*Flexible Ring Tire Model*), que foi descrito por Gisper (57). O modelo representou o pneu através de massas concentradas, que substituíram os elementos do pneu. As massas foram ligadas ao aro e entre si através de vários elementos não lineares que

dependem da pressão interna, da rigidez e do amortecimento dos pneus. O modelo foi desenvolvido para simulações de dinâmica vertical e foi capaz de simular efeitos térmicos, efeitos das ranhuras do pneu, a deformação do solo e o próprio desgaste do pneu. Devido à sua complexidade, análises e simulações desta categoria foram realizadas pelo MEF.

Para Lotto (5), existem compromissos entre a necessidade de dados e a precisão de cada modelo de pneu. O compromisso considerado para diferentes aplicações dos modelos mais utilizados pôde ser observado na Figura 40.

Figura 40 - Modelos matemáticos de pneu



Fonte: Autor "adaptado de" Lotto (5)

2.4.1 Modelo de pneu baseado na “Fórmula Mágica” Pacejka

A “Fórmula Mágica” foi utilizada para modelar as forças de interação entre o pneu e o solo para aplicações em simulações dinâmicas. O modelo descreve o comportamento do pneu através de equações algébricas que são ajustadas aos dados de medição.

O modelo foi desenvolvido em uma parceria entre a Volvo e TU-Delft no início dos anos 80 e passou por diversas atualizações, sendo que a última versão disponível é a PAC2006, que foi publicado em 2007 (7). Besselink (23) e Mizuno (28) desenvolveram em seus trabalhos extensões dos modelos baseados na “fórmula Mágica” considerando os efeitos de pressão de inflação e temperatura dos pneus. Atualmente o centro de pesquisas da Delft TYRE possui os modelos atualizados, que foram denominados como MF-Tyre e MF-Swift.

Esse modelo foi capaz de descrever o comportamento do pneu em superfícies planas com frequências de até aproximadamente 8 Hz. Isso fez com que o modelo fosse utilizado em

muitas manobras, tornando-se aplicável praticamente a qualquer veículo submetido a uma simulação de dirigibilidade, manobrabilidade ou estabilidade (7).

A equação (2-17) representa a forma matemática da "Fórmula Mágica", que foi definida por Bakker (53), onde as curvas que descrevem o comportamento do pneu foram baseadas em uma função $y(x) = \text{sen}\{\arctan(x)\}$.

$$y(x) = D\ \text{sen}\{C \arctan[Bx - E(\ Bx - \arctan(Bx))]\} \tag{2-16}$$

Na condição de força lateral pura, $y(x)$ foi definido como a força lateral (F_y) e x como o ângulo de deriva (α), sendo que a equação é válida para uma carga vertical e um ângulo de inclinação específico.

O torque de auto alinhamento (M_z) foi calculado como produto entre a força lateral e o rastro pneumático. A variação do rastro pneumático em função do ângulo de deriva foi definida com um formato cossenoidal. A versão contendo o cosseno na "Fórmula Mágica" foi usada para descrever essa relação (equação (2-17)), onde $y(x)$ foi definido como o rastro pneumático e x como o ângulo de deriva.

$$y(x) = D\ \cos\{C \arctan[Bx - E(\ Bx - \arctan(Bx))]\} \tag{2-17}$$

Os fatores B, C, D e E são coeficientes da função que determinam as características das curvas, sendo eles:

- B – Fator de rigidez que controla a inclinação da curva;
- C – Fator de formato que descreve o formato da curva;
- D – Fator de pico que representa o valor máximo alcançado pela função;
- E – Fator de curvatura que controla a forma e a posição horizontal do pico.

O produto dos fatores B, C e D é o coeficiente angular da zona linear do pneu. Com a variação do coeficiente E, o modelo é capaz de descrever o comportamento não simétrico do pneu através da inclusão dos fatores S_v e S_H (desvios verticais e horizontais).

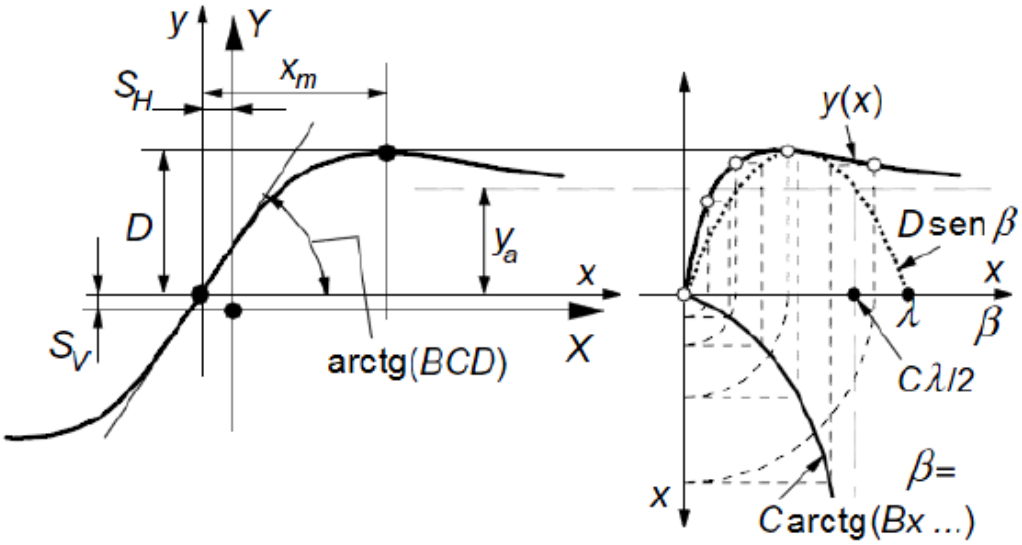
Esses fatores são constantes que permitem corrigir a curva movendo-a na direção X (equação (2-18)) e na direção Y (equação (2-19)), quando há presença de conicidade, ângulo de inclinação e forças de resistência ao rolamento. Nessas situações, as curvas de Fx e Fy não passam pela origem do plano cartesiano.

$$Y(X) = y(x) + S_v \tag{2-18}$$

$$x = X + S_H \tag{2-19}$$

A forma gráfica da “Fórmula Mágica” pôde ser observada na Figura 41 para identificação dos parâmetros envolvidos na elaboração do modelo.

Figura 41 - Forma gráfica da "Fórmula Mágica"



Fonte: Autor "adaptado de" Pacjeka (7)

Para quantificar a influência da força normal e o do ângulo de inclinação, as equações precisaram ser ampliadas de forma significativa. Foram incluídas novas equações para os parâmetros $B, C, D\ e\ E$, onde os fatores relacionados a influência do ângulo de inclinação e a sensibilidade ao carregamento normal foram incorporados (3).

Na abordagem que considerou apenas as “forças laterais puras”, existem dois grupos mais importantes de equações do modelo, a equações de rigidez lateral e as equações de forças máximas de atrito. Existem doze equações referentes a força lateral e dezenove equações para descrever os momentos de auto alinhamento. Para operar estas equações, o modelo atual PAC2006, opera com 97 coeficientes que definem o comportamento do pneu. A nomenclatura do coeficiente a_{ijk} foi dada pela lógica apresentada na Tabela 1.

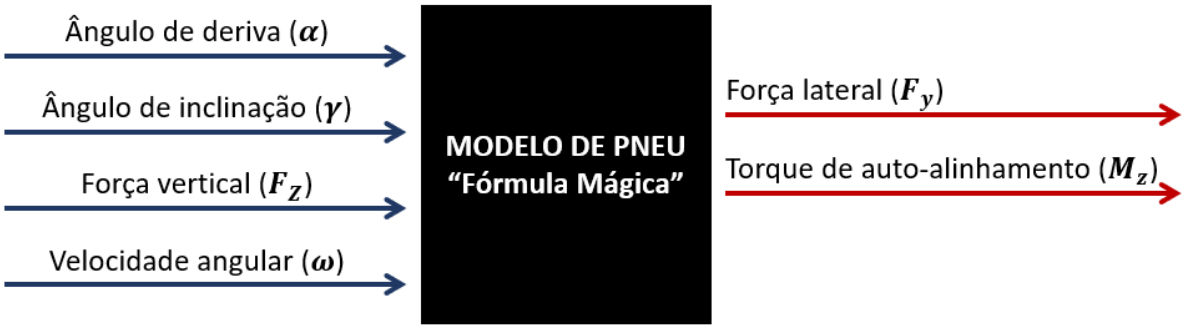
Tabela 1 - Parâmetros de Pacjeka.

Coeficiente	Parâmetro	
$\boldsymbol{a}$	p	Força de escorregamento puro
	q	Momento com escorregamento puro
$\boldsymbol{i}$	B	Fator de rigidez
	C	Fator de formato
	D	Fator de pico
	E	Fator de curvatura
	K	Fator de rigidez = $B.C.D$
	H	Fator de defasagem horizontal
	V	Fator de defasagem vertical
	s	Fator de momento combinado
	t	Fator de comportamento transiente
j	x	Na direção longitudinal
	y	Na direção lateral
	z	Na direção vertical
$\boldsymbol{k}$	1,2,3 ...	

Fonte: Autor "adaptado de" MSC software (59)

Dessa forma a “Fórmula Mágica” pôde ser compreendida como um conjunto de coeficientes que quando aplicados na equação, geram relações de forças, deslocamentos, momentos e ângulos de escorregamento atuantes no pneu (5). Considerando a forma mais simples do modelo, onde apenas as condições de forças laterais puras foram avaliadas, os dados de entrada do modelo e os resultados de saída podem ser observados na Figura 42.

Figura 42 - Dados de entrada e resultados de saída do modelo de pneu.



Fonte: Autor "adaptado de" Chicuta (3)

2.4.2 Fatores de Escala para o modelo da “Fórmula Mágica”

Conforme já discutido, o modelo “Fórmula Mágica” foi baseado em dados experimentais, obtidos muitas vezes em testes em laboratório no equipamento *Flat-track*, que

proporciona um coeficiente de atrito maior do que os coeficientes encontrados em pavimentos característicos da aplicação dos veículos. Assim, Pacjeka (7) propôs a extensão do modelo com o auxílio de fatores de escala que foram avaliados na obra de Braghin (60). Conclui-se que o fator de escala do coeficiente de atrito não é dependente apenas do pneu, mas é afetado pelo pavimento. Logo, qualquer modelo já existente pôde ser alterado para representar a interação do pneu com a superfície desejada.

Um grupo de fatores de escala que podem ser utilizados para o modelamento do pneu foram apresentados no manual da ferramenta Adams Tire, descrito pela MSC software (59). O fator de escala referente ao coeficiente de atrito lateral foi representado pelo coeficiente $\lambda_{\mu y}$, que foi denominado fator de atrito. Os dados das medições da *Flat-track,* que foram inseridos no modelo recebem inicialmente o coeficiente $\lambda_{\mu y}$ igual a 1.

O trabalho de Wiessalla (36), citado na seção 2.3.1.1, trabalhou com fatores de atrito para correlacionar os dados de pneus obtidos em laboratório com as medições feitas no gelo/neve.

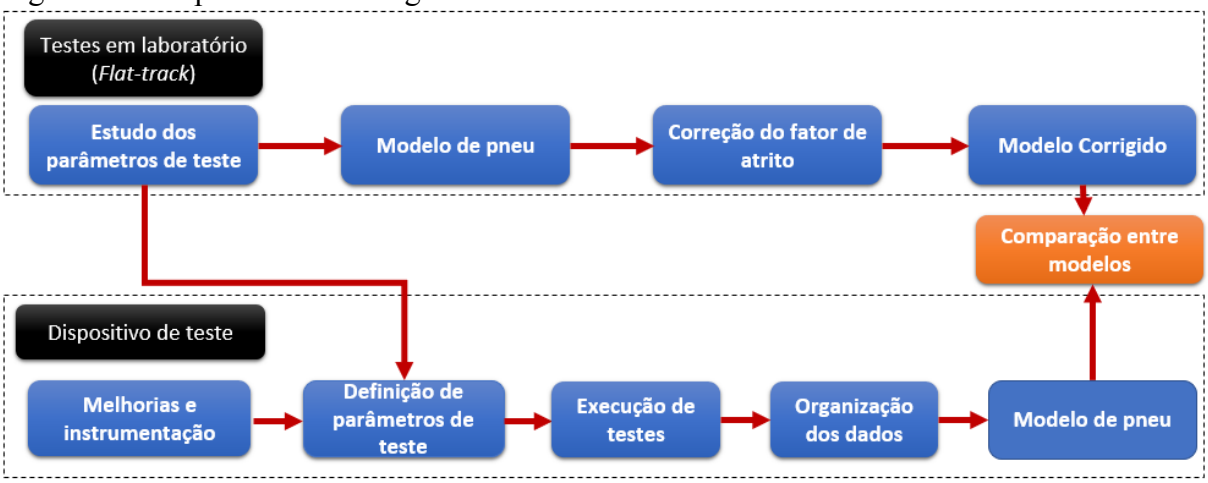
Conforme discutido na seção 3.5.2, o pneu de referência (Hoosier LCO 18.0/6.0-10 R25B) foi modelado por Lotto (5), que aplicou o modelo de pneu em modelo multicorpos de veículo completo. O uso do fator de escala foi necessário para que o os resultados convergissem, visto que o pavimento da pista de testes utilizada foi diferente do valor de atrito encontrado na cinta da *Flat-track*.

Esses resultados ressaltam a proposta de Fernandes (61), que indicou que o modelo de multicorpos e seus componentes sejam validados, e por último os fatores de atrito sejam variados até que os resultados da simulação se ajustem aos resultados experimentais do veículo de referência.

3 METODOLOGIA

A metodologia deste trabalho foi baseada nos testes dinâmicos preliminares realizados por Chicuta (3) e nos procedimentos adotados por Lotto (5) para o modelamento matemático do pneu. As etapas adotadas para o desenvolvimento da metodologia podem ser observadas no diagrama da Figura 43.

Figura 43 - Etapas da metodologia utilizada durante o estudo



Fonte: Autor

A primeira etapa foi o estudo dos parâmetros de teste utilizados por Kasprzak (2) para a medição do pneu de referência (Hoosier LCO 18.0/6.0-10 R25B) em laboratório através do equipamento *Flat-track*.

O dispositivo desenvolvido por Chicuta (3) foi projetado considerando os limites de força lateral, força vertical, ângulos de deriva e ângulos de inclinação resultantes das medições do pneu obtidos nos testes em laboratório. Melhorias foram realizadas na construção do sistema de aplicação de força normal e no sistema de aquisição de dados.

Com base nas capacidades do dispositivo e nos parâmetros adotados durante os ensaios em *Flat-track*, testes preliminares foram feitos para determinar os procedimentos necessários para a medição de esforços gerados pelo pneu a partir do dispositivo desenvolvido por Chicuta (3).

Após a definição dos parâmetros de teste, foram feitas medições dos esforços laterais gerados pelo pneu para diferentes ângulos de deriva, ângulos de inclinação e forças normais, procurando replicar os parâmetros utilizados em laboratório. Os dados das medições foram corrigidos e aplicados à ferramenta computacional responsável pelo ajuste dos dados à "Fórmula Mágica".

O pneu foi modelado a partir da "Fórmula Mágica" baseando-se nos dados obtidos em laboratório, onde verificou-se a necessidade da correção do fator de atrito. Assim, modelo de

pneu obtido pelos dados do *Flat-track* pôde ser aproximado para valores de atrito que representem condições reais do asfalto. O pneu também foi modelado com base nos dados obtidos pelo dispositivo de teste. Dessa forma, foi possível comparar os modelos para validar os procedimentos adotados, sendo possível verificar possíveis fontes de desvio.

3.1 ESTUDO DOS PARÂMETROS DE TESTE

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 (Figura 44).

Figura 44 - Pneu Hoosier LCO 18.0/6.0-10 R25B

Fonte: Autor

O método de teste adotado neste trabalho foi baseado nos procedimentos experimentais utilizados durante as medições realizadas em laboratório descritas no trabalho de Kasprzak (2).

3.1.1 Método de teste para avaliação do pneu de referência em laboratório.

Os testes foram realizados por um consórcio criado pela MRA em conjunto com a Calspan TIRF e a Universidade de Buffalo, chamado de SAE *Tire Test Consortium* (TTC). O intuito do consórcio foi avaliar o comportamento dos pneus mais comuns usados nas competições de FSAE em todo o mundo e disponibilizar seus resultados para as equipes que integram o consórcio.

Os dados foram organizados e disponibilizados para as equipes em um Fórum mantido pela Washington State University no diretório FSAE TTC (62).

Para obter os dados dos ensaios, os testes foram realizados em um equipamento *Flat Track*, conforme foi indicado na Figura 45.

O pneu Hoosier LCO 18.0/6.0-10 R25B foi submetido a dois tipos de teste, o método que avaliou a" Força lateral Pura" e o que avaliou "Força combinada". Baseando-se nas limitações do dispositivo de teste desenvolvido por Chicuta (3), que não ainda não foi capaz de controlar o escorregamento longitudinal do pneu, foram discutidos apenas os dados obtidos pelo método de medição que avaliou a "força lateral pura".

Figura 45 – Testes em laboratório utilizando o equipamento *Flat-track*.

Fonte: Autor "adaptado de" Lotto (5)

As medições tiveram o objetivo de avaliar as seguintes relações:

- Força lateral em função do ângulo de deriva;
- Força lateral em função da força normal;
- Torque de auto alinhamento em função do ângulo de deriva;
- Torque de auto alinhamento em função da força normal.

Para obtenção dessas "Forças Laterais Puras", um ciclo conhecido como "AD1 " foi realizado. O ciclo possui variações do ângulo de deriva com velocidade de esterçamento constante de 4°/s, seguindo a sequência apresentada por Kasprzak (63):

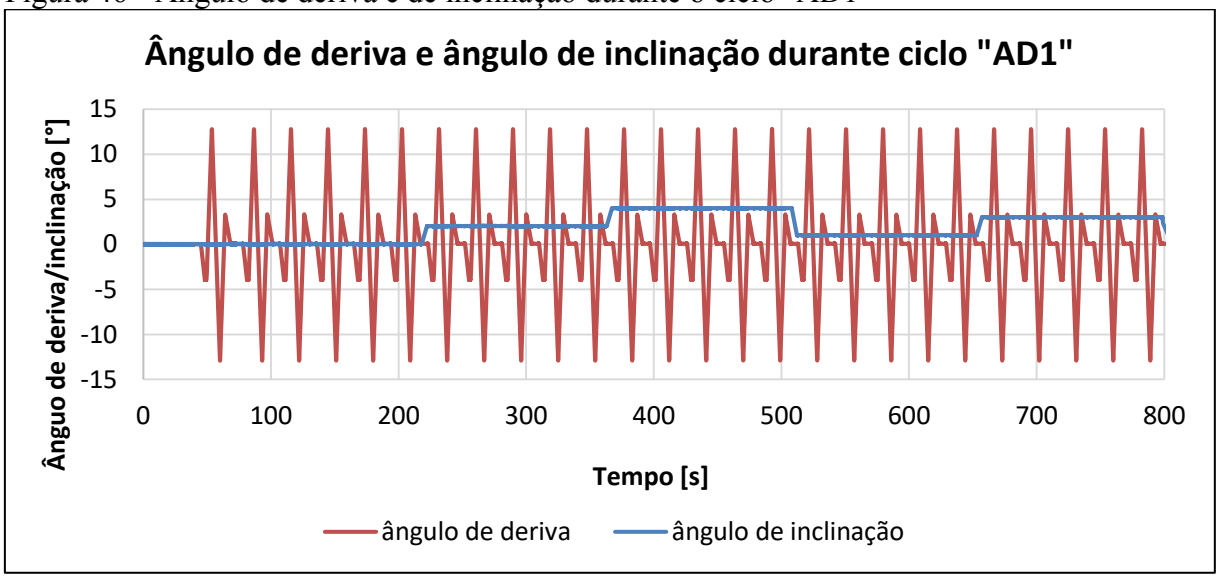
- 0° até -4°;
- -4° até +12°;
- +12 até -12°;
- -12 até +3°;
- +3 até 0°.

Para cobrir todas as configurações de ângulo de inclinação e carga vertical, o procedimento de teste seguiu a seguinte lógica, que foi descrita por Kasprzak (63) e Lotto (5):

a) Para ângulo de inclinação [°] = 0, 2, 4, 1, 3
b) Para força vertical [N] = 890, 686, 222, 1112, 445
c) Realizar ciclo “AD1”
d) Próxima força vertical
e) Próximo ângulo de inclinação.

As variações do ângulo de deriva e do ângulo de inclinação durante as medições podem ser observadas na Figura 46, que também ilustra a lógica do ciclo “AD1”.

Figura 46 - Ângulo de deriva e de inclinação durante o ciclo "AD1"



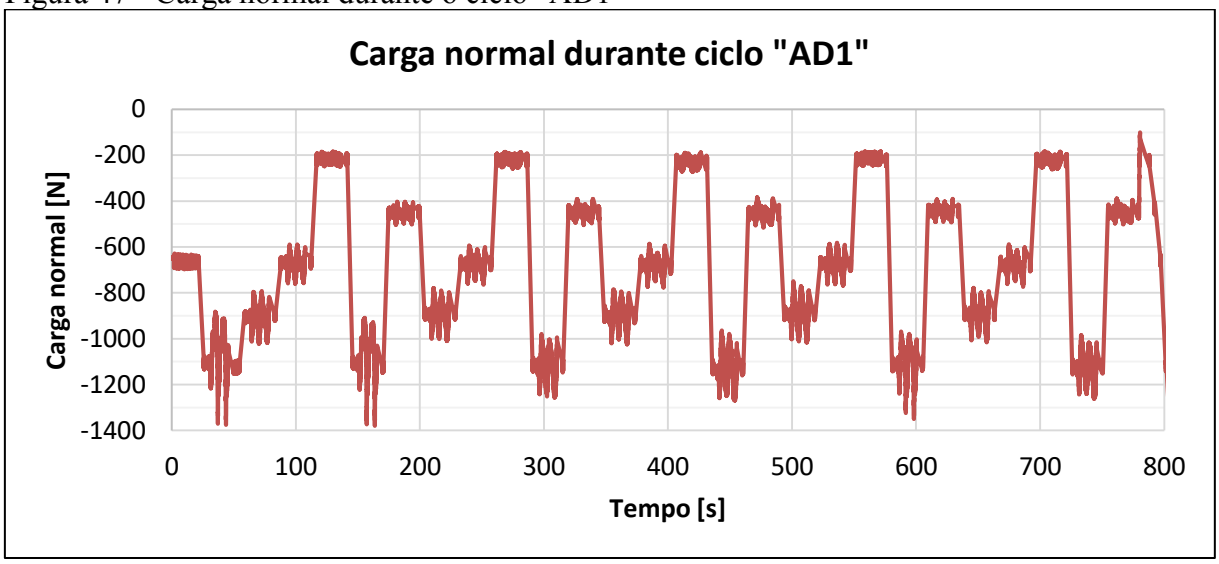
Fonte: Autor

Os valores de ângulos de inclinação utilizados nos ensaios foram baseados em pesquisas realizadas com equipes FSAE, que indicaram a utilização de baixos valores de ângulo de inclinação estático e que os ganhos cinemáticos obtidos pelos veículos não proporcionavam grandes alterações no ângulo de inclinação. Assim, o ângulo máximo de inclinação foi definido

em 4°. Os valores de ângulo de deriva, de -12° a +12°, foram determinados para cobrir as condições extremas de aceleração lateral encontradas pelas equipes.

O valor máximo de carga vertical utilizado nas medições foi baseado em pesquisas de Kasprzak (2), que consideraram a distribuição estática de carga normal de protótipos FSAE e os efeitos dinâmicos usuais para este tipo de veículo, como cargas aerodinâmicas e os valores de transferência de carga durante a aceleração, a frenagem e sob a aceleração lateral em curvas. A variação de carga normal durante o ciclo “AD1” pôde ser observada na Figura 47.

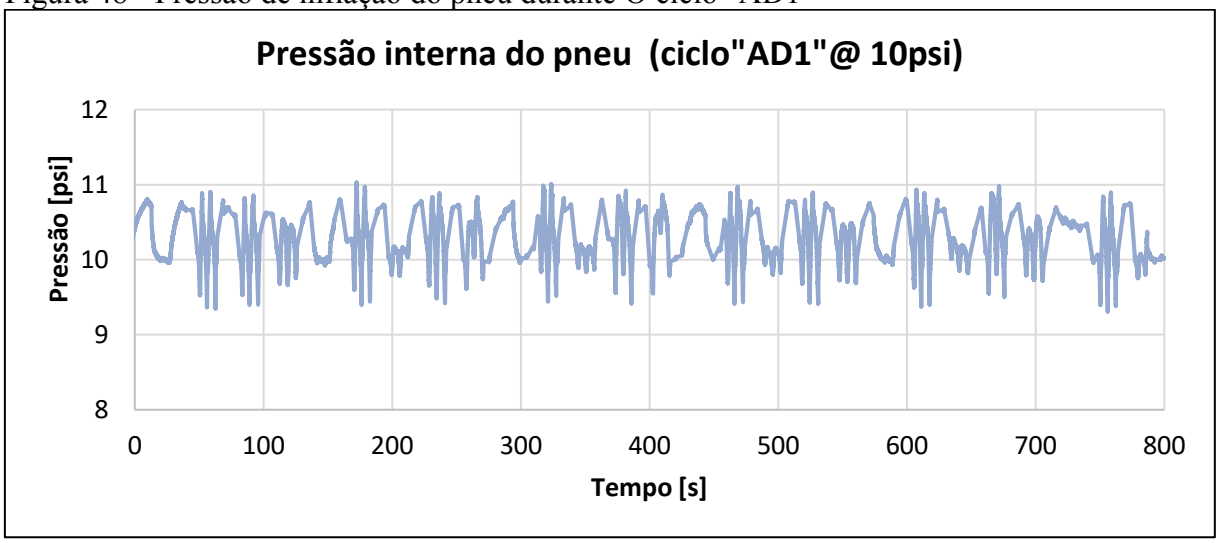
Figura 47 - Carga normal durante o ciclo "AD1"



Fonte: Autor

Pesquisas informais feitas pelo consórcio indicaram que as equipes utilizam pressões de inflação dos pneus entre 10 e 15 psi (69 a 103 kPa). Assim, foi decidido que as medições seriam feitas para a faixa entre 8 e 16 psi (55 a 110 kPa). Durante os testes, a pressão de inflação dos pneus foi controlada por uma válvula reguladora. Baseando-se nas informações de utilização do pneu pela equipe Fórmula FEI, considerou-se apenas os dados obtidos durante as medições que utilizaram a pressão de inflação de 10 psi. Os valores de pressão de inflação durante o ciclo “AD1” podem ser observados na Figura 48.

Figura 48 - Pressão de inflação do pneu durante O ciclo "AD1"

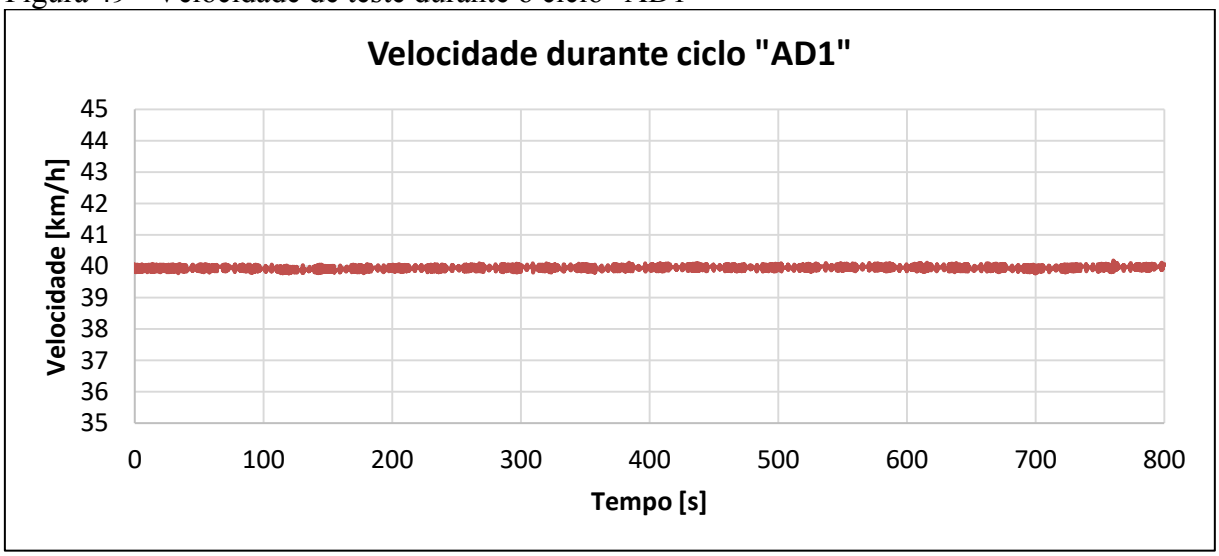


Fonte: Autor

Verificou-se que mesmo com a utilização de uma válvula reguladora, a pressão de inflação varia entre 11,0 psi e 9,3 psi, e a pressão média durante as medições foi 10,2 psi. Estes resultados foram considerados para determinar a tolerância dos valores de pressão de inflação durante as medições realizadas com o dispositivo de teste.

Conforme descrito nas seções 2.2.6 e 2.2.8, a velocidade afeta a capacidade dos pneus na geração de força lateral e no comportamento de sua temperatura. Estes parâmetros foram avaliados por Kasprzak (2), que identificou a velocidade média atingida por veículos FSAE na prova de *skid-pad*, definindo-se então a velocidade dos testes em 40.2 km/h, como foi indicado na Figura 49.

Figura 49 - Velocidade de teste durante o ciclo "AD1"



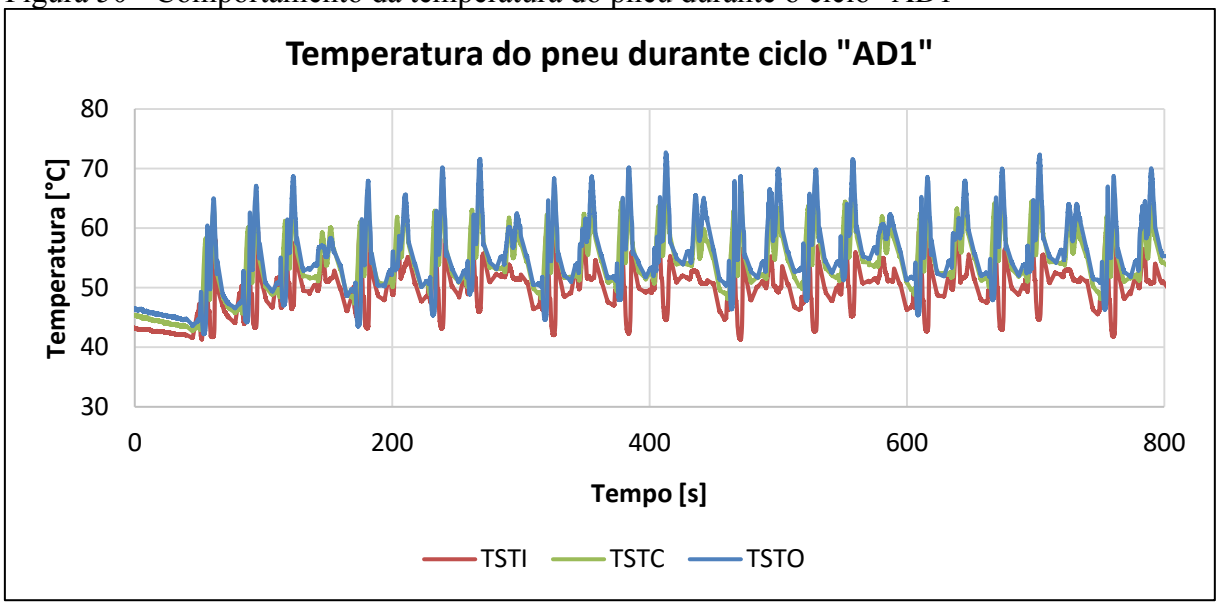
Fonte: Autor

Medições com um pirômetro após as provas de *skid-pad* apontaram que a temperatura da superfície dos pneus atingia entre 42,2°C e 72,7°C. A temperatura do pneu não pôde ser controlada durante os testes por meios diretos, então a velocidade de esterçamento de 4°/s e períodos com ângulos de deriva iguais a 0° foram utilizados para manter a temperatura dentro dos limites estipulados. A lógica utilizada para a realização do ciclo "AD1" também foi desenvolvida para manter os valores esperados de temperatura.

O comportamento da temperatura do pneu durante o ciclo "AD1" pode ser analisado na Figura 50, onde foram mostrados os resultados de três sensores de temperatura:

- TSTI: temperatura na região interna da banda de rodagem;
- TSTC: temperatura na região central da banda de rodagem;
- TSTO: temperatura na região externa da banda de rodagem;

Figura 50 - Comportamento da temperatura do pneu durante o ciclo "AD1"



Fonte: Autor

A temperatura da superfície do pneu durante as medições variou entre 42,2°C e 72,7°C e o valor médio dos três sensores foi igual a 56,2°C. Assim como os valores de pressão de inflação, os limites de temperatura obtidos em laboratório foram considerados para determinar os limites de temperatura durante as medições com o dispositivo de teste.

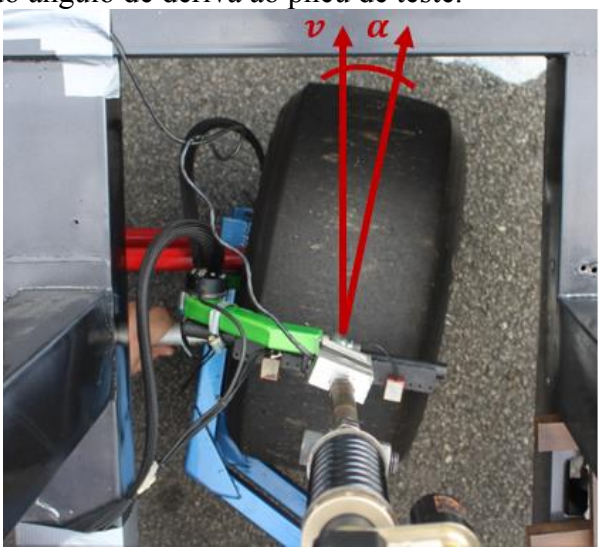
As posições dos sensores utilizados nas medições em laboratório também foram consideradas durante o processo de instrumentação do dispositivo de teste, como foi mostrado na Figura 65.

3.2 DISPOSITIVO DE TESTE E MELHORIAS

O dispositivo móvel desenvolvido por Chicuta (3) teve como objetivo possibilitar a medição dos esforços laterais gerados pelo pneu de teste em condições reais de pavimento.

O funcionamento do dispositivo consistiu na aplicação de um ângulo de esterçamento no pneu de teste em relação a velocidade longitudinal do veículo de teste (v), logo foi possível concluir, baseado na definição de Rill (13) e na Figura 12, que o dispositivo aplicou um ângulo de deriva (α) no pneu de teste (Figura 51). Para cada condição de ângulo de deriva, as forças laterais geradas pelo pneu foram medidas para diferentes condições de força normal e ângulo de inclinação.

Figura 51 - Imposição do ângulo de deriva ao pneu de teste.

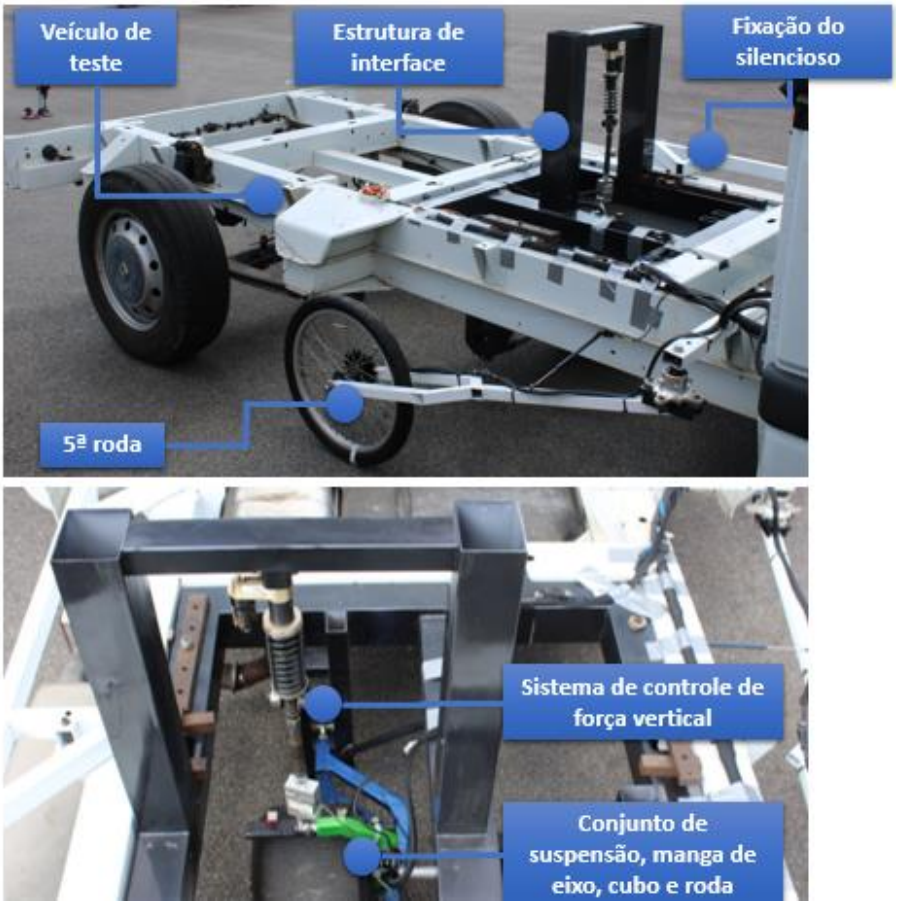


Fonte: Autor

3.2.1 Descrição dos conjuntos do dispositivo

Os subconjuntos do dispositivo foram identificados na Figura 52.

Figura 52 - Dispositivo de teste para medição de esforços laterais gerados pelo pneu.



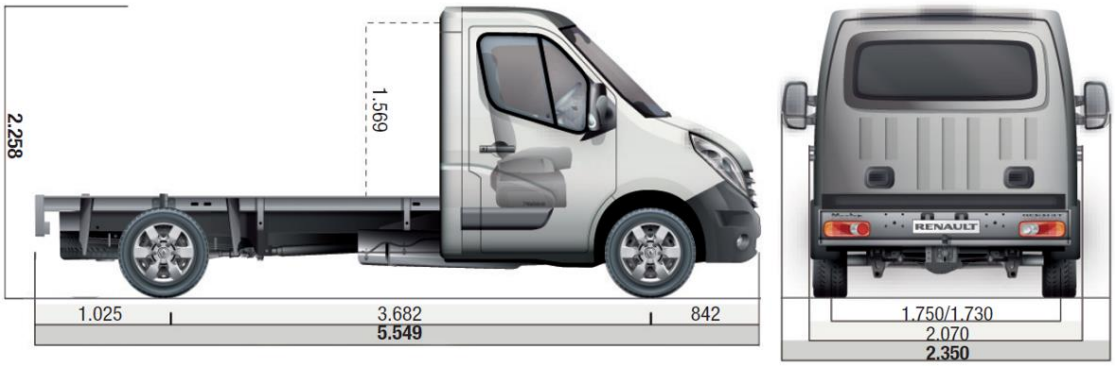
Fonte: Autor

3.2.1.1 Veículo de teste.

O dispositivo foi instalado em veículo Renault Master 2012 do tipo chassis devido às suas características construtivas que possibilitaram a montagem do equipamento e por apresentar comportamento dinâmico apropriado para os testes efetuados, de maneira que seu comportamento não influenciou os testes dinâmicos preliminares realizados por Chicuta (3).

As principais dimensões do veículo Renault Master do tipo chassis foram dispostas na Figura 53. As principais especificações do veículo Renault Master do tipo chassis podem ser vistas no Apêndice B.

Figura 53 - Principais dimensões do veículo Renault Master



Fonte: Autor "adaptado de" Renault (64)

3.2.1.2 Estrutura de interface entre chassi e suspensão

A estrutura de interface foi desenvolvida para integrar o sistema de suspensão do dispositivo ao chassi do veículo de teste. Durante a concepção da estrutura, a montagem e mobilidade do dispositivo foram consideradas, de maneira que o dispositivo pôde ser removido totalmente do chassi para a realização de testes em bancada e procedimentos de calibração.

Como a principal função do componente foi prover a ancoragem do sistema de suspensão, avaliou-se a rigidez da estrutura para que as forças geradas pelo pneu de teste não resultassem em deformações que alterassem o comportamento cinemático do sistema. A estrutura de interface precisou ser modificada para a montagem do sistema de controle da carga normal, conforme discutido na seção 3.2.1.5.

3.2.1.3 Sistema de suspensão (braços de controle).

De acordo com Chicuta (3), a suspensão foi o sistema que possuiu maior relevância nesse trabalho, uma vez que todas as medições foram realizadas através de extensômetros instalados em seus braços de controle, além de prover o controle cinemático do pneu de teste. O sistema foi concebido com geometria do tipo Multi-link, que segundo Reimplell (15), possui grande flexibilidade para o controle cinemático. Este tipo de geometria também proporciona vantagens no controle do ângulo de divergência, do ângulo de inclinação e da variação da bitola com o trabalho de suspensão (3).

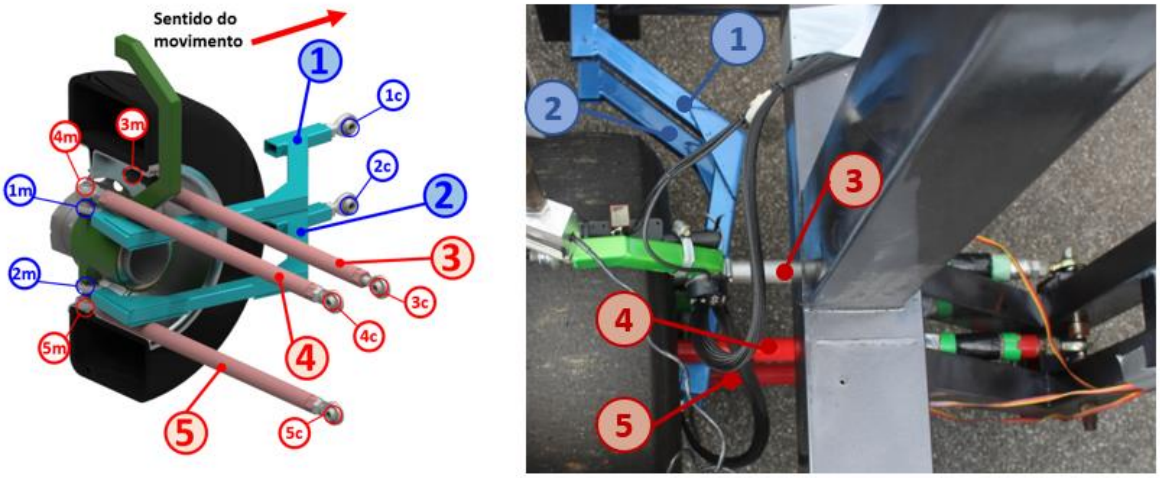
O conjunto foi composto por cinco braços de controle que possuem justam esféricas em suas extremidades, de maneira que somente forças normais de tração e compressão atuem nos

componentes, o que auxiliará no dimensionamento das barras e em sua instrumentação, conforme seção 3.2.2.2.

Neste tipo de geometria os braços forma interligados por uma manga de eixo que recebe os esforços do pneu através dos rolamentos montados sob o conjunto de cubo e roda. A manga de eixo também realizou a interface entre as forças atuantes com o sistema de controle de carga vertical e o conjunto de roda.

Conforme as indicações na Figura 54, os braços de controle e as juntas do conjunto de suspensão foram numerados mantendo-se o método utilizado por Chicuta (3) para padronizar a continuidade do trabalho e otimizar a comparação de resultados.

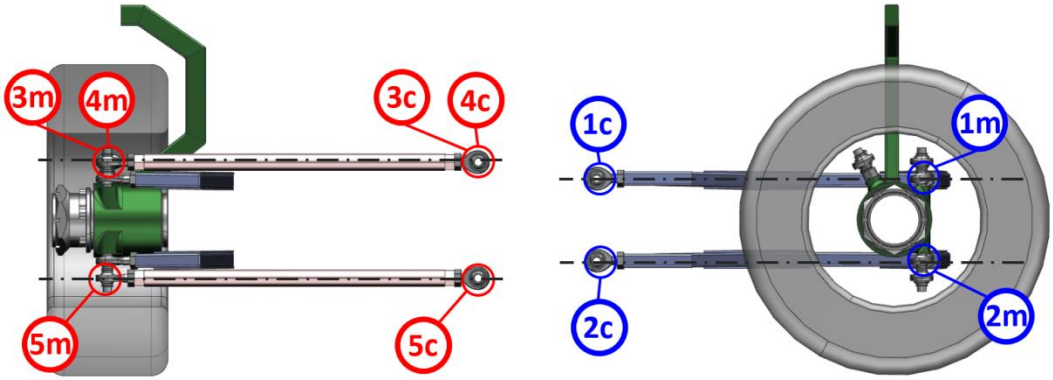
Figura 54 - Nomenclatura dos braços de controle e juntas do sistema de suspensão.



Fonte: Autor "adaptado de" Chicuta (3)

Os braços 1 e 2 são os braços de controle longitudinal superior e inferior, respectivamente. Esses braços foram posicionados para suportem apenas esforços longitudinais, logo, todas as cargas referentes aos esforços laterais foram suportadas pelos braços 3,4 e 5, que foram posicionados perpendicularmente a trajetória do veículo (Figura 55).

Figura 55 – Vista frontal e lateral dos braços de controle paralelos.



Fonte: Autor "adaptado de" Chicuta (3)

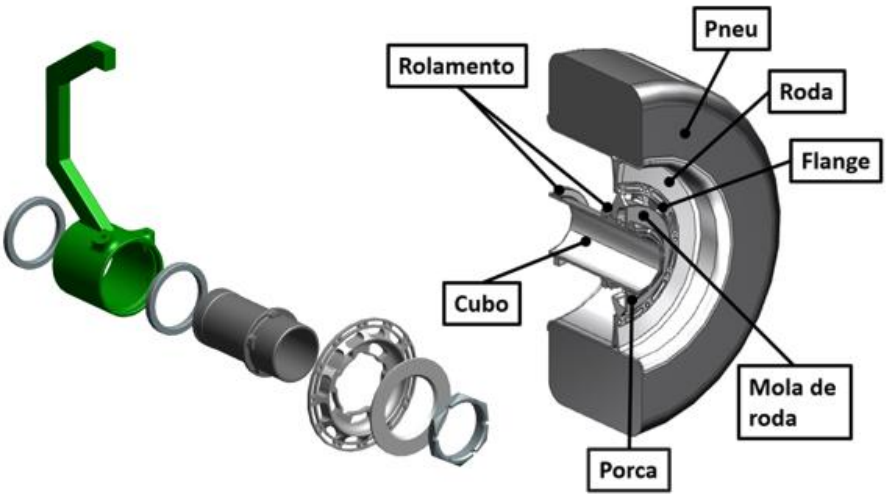
O projeto cinemático da suspensão foi feito para garantir que não ocorresse o ganho do ângulo de inclinação devido ao esterço, para isso, foi utilizado um ângulo de caster igual a zero. Assim não houve interferência entre os ajustes de divergência e de inclinação (3).

A utilização de braços paralelos e de mesmo comprimento também auxiliou para que não ocorressem alterações do ângulo de inclinação durante o trabalho de suspensão, bem como eliminou os ganhos lateral e longitudinal (3). Com o posicionamento da suspensão baseando-se no modelo proposto por Reimpell (15), não houve ganho de esterço com o deslocamento vertical da suspensão.

3.2.1.4 Conjunto de cubo e roda.

O conjunto manga e cubo foi projetado utilizando critérios de rigidez para garantir que a deformação do conjunto não afete os resultados de teste (3). O cubo de roda foi desenhado para que a roda utilizada seja a mesma empregada pela equipe de Fórmula da FEI, modelo 10 Formula Shell em alumínio da fabricante Keizer (Figura 56). O modelo também foi similar ao utilizado no ensaio de pneu realizado em laboratório.

Figura 56 - Conjunto de manga de eixo, cubo e roda.



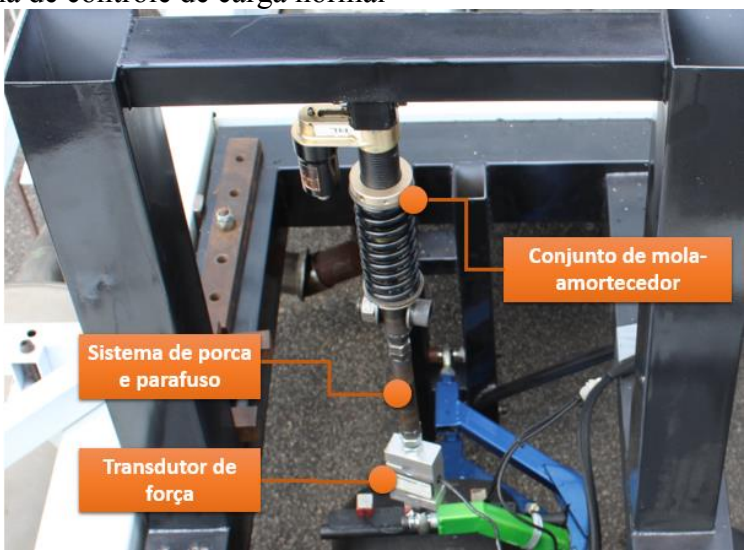
Fonte: Autor "adaptado de" Chicuta (3)

3.2.1.5 Sistema de controle da carga normal

Durante as medições realizadas por Chicuta (3), foram identificadas dificuldades no manuseio do sistema de controle e ajuste da carga normal, principalmente quando o equipamento foi operado por uma única pessoa. Dessa forma, um novo sistema foi desenvolvido, fazendo com que a estrutura de interface precisasse ser redesenhada.

O conjunto foi posicionado exatamente na mesma linha de centro do pneu para garantir que a força aplicada fosse a mesma força de reação do pneu. Um sistema de porca e parafuso foi associado em série ao conjunto de mola/amortecedor e ao transdutor de força (Figura 57).

Figura 57 - Sistema de controle de carga normal



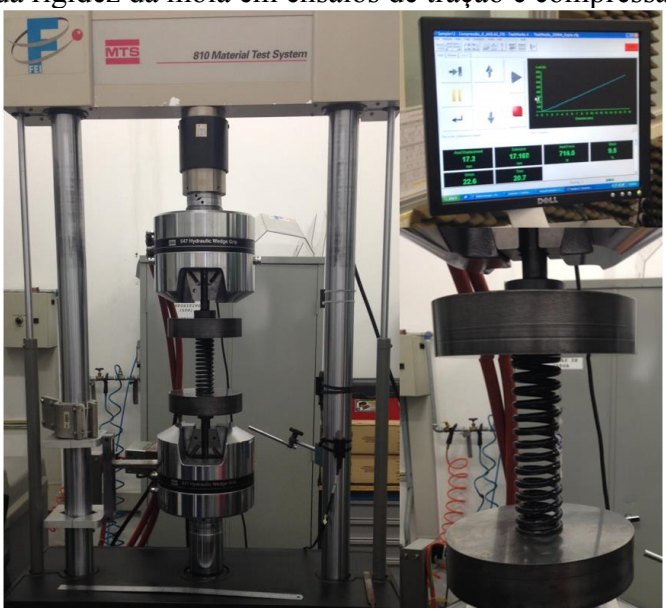
Fonte: Autor

Além de poder ser manuseado por um único operador, este sistema apresentou como benefício o melhor manuseio do equipamento, já que o comprimento útil do sistema de parafuso permitiu que o pneu perca contato com o solo, reduzindo os esforços necessários para a realização de ajustes do ângulo de inclinação e ângulo de deriva.

O amortecedor empregado foi do tipo Penske PS-78PB, que possui regulagens de compressão e extensão independentes, câmara de gás e um curso útil de 75mm.

De acordo com os estudos dinâmicos de Chicuta (3), foi utilizada uma mola helicoidal com comportamento linear e rigidez de 10 N/mm. A rigidez foi verificada em testes de tração e compressão realizados no equipamento MTS 810 (Figura 58).

Figura 58 – Verificação da rigidez da mola em ensaios de tração e compressão

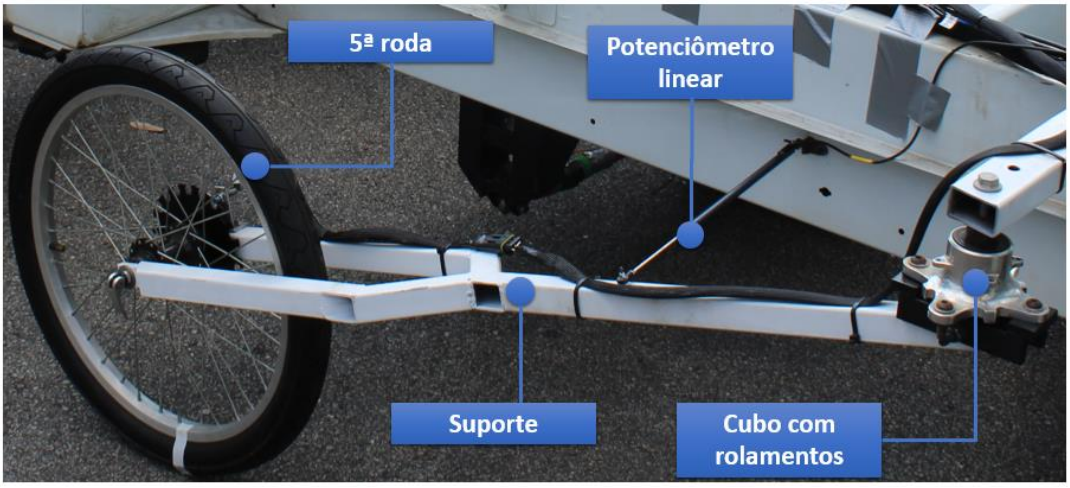


Fonte: Autor “adaptado” de Chicuta (3)

3.2.1.6 5ª roda

Para medir a trajetória que o veículo percorreu durante o teste, uma 5° roda foi instalada (Figura 59). Conforme descrito por Chicuta (3), mesmo em trajetória retilínea, a força lateral gerada pelo pneu ensaiado atua no chassi do veículo de teste. Como a ancoragem da 5ª roda no chassi foi feita através de rolamentos, que não ofereceram resistência ao movimento, a 5ª roda pôde se alinhar ao sentido do movimento realizado pelo chassi. Dessa forma, através da instalação de um potenciômetro linear, foi possível medir o ângulo entre a 5ª roda e o chassi do veículo para avaliar a sua trajetória.

Figura 59 - 5ª Roda instalada no chassi do veículo de teste



Fonte: Autor

3.2.1.7 Suporte do conjunto de silencioso/escapamento.

Para que o dispositivo fosse instalado no chassi do veículo de teste, o silenciador e a saída do tubo do escapamento foram reposicionados. Para isso, uma estrutura construída com perfis de aço foi desenvolvida e montada ao chassi do veículo de teste (Figura 60).

Figura 60 - Suporte do conjunto de silencioso.

Fonte: Autor

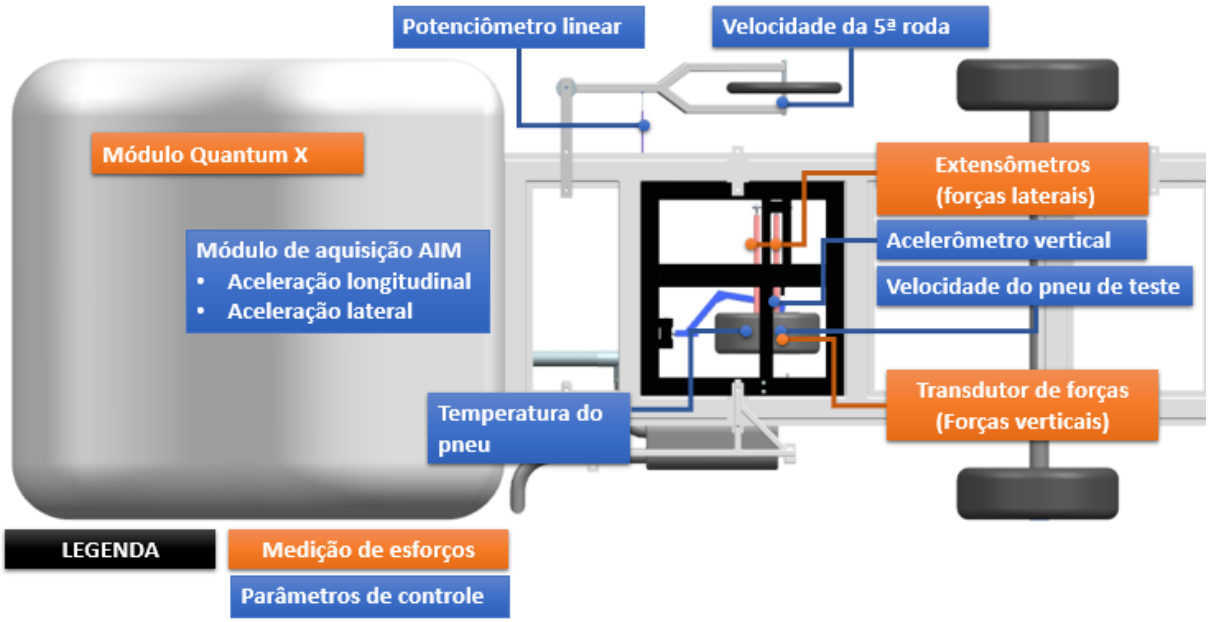
3.2.2 Instrumentação

A instrumentação do dispositivo de teste foi dividida em duas etapas: parte da instrumentação necessária para o monitoramento das condições de contorno de teste foi descrita na seção 3.2.2.1 e a etapa que realizou a medição dos esforços foi descrita na seção 3.2.2.2.

3.2.2.1 Instrumentação para medição das condições de contorno de teste.

Os sinais dos sensores utilizados para a medição do comportamento do dispositivo e das condições de contorno dos testes foram condicionados pelo 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. Os sensores foram dispostos de acordo com a Figura 61.

Figura 61 - Disposição dos sensores e módulos de aquisição no dispositivo de teste



Fonte: Autor

Além das portas para utilização de sensores externos, o módulo principal possui dois acelerômetros internos, logo o módulo foi instalado internamente a cabine do veículo de teste em uma posição que permitisse o monitoramento da aceleração lateral e da aceleração longitudinal do veículo de teste (Figura 62).

Figura 62 - Módulo AIM EVO3 Pro instalado no veículo de teste e direção da medição de acelerômetros internos.

Fonte: Autor

O sistema pôde ser configurado através de microcomputadores via porta USB, onde os ajustes do equipamento foram feitos com o auxílio da ferramenta computacional AIM Race Studio 2. O AIM Race Studio possui uma interface gráfica que permitiu a visualização dos dados em tempo real, o que auxiliou para o monitoramento das condições de testes.

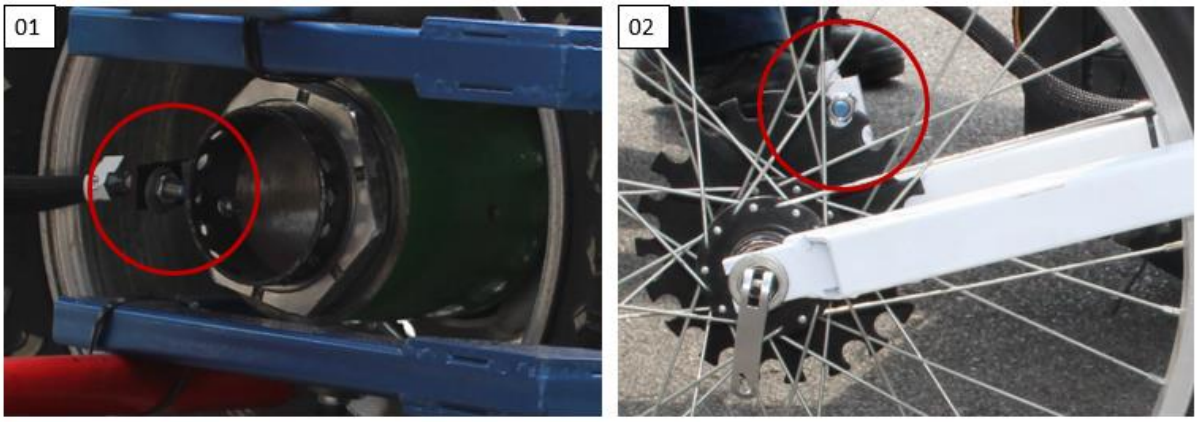
Os resultados das medições foram analisados posteriormente pelo programa Race Studio Analysis.

Seguindo os parâmetros de Chicuta (3) e também as indicações de Segers (65), utilizou-se uma frequência de aquisição 10 Hz para todos os sensores, visto que as condições de velocidade e ângulo de deriva foram constantes.

3.2.2.1.1 Sensor de velocidade

Para medir a velocidade do pneu de ensaio uma roda fônica foi montada no cubo de roda e um sensor tipo “Hall” foi instalado. A velocidade do veículo foi feita através da medição de uma roda fônica instalada no pneu da 5ª roda. Foram utilizados sensores do modelo Texense RS-M10WS (Figura 63).

Figura 63 - Sensor de velocidade pneu de teste (01) e do pneu da 5ª roda (02).



Fonte: Autor

Com a leitura das duas velocidades foi possível avaliar o escorregamento longitudinal do pneu ensaiado quando ele foi submetido a ângulos de deriva. A equação (3-1) foi adicionada na configuração das medições através de um canal matemático, assim, o escorregamento pôde ser avaliado em tempo real durante as medições.

$$S_{ensaio} = \left(\frac{v_{5^a\,roda} - v_{ensaio}}{v_{5^a\,roda}}\right).100\% \tag{3-1}$$

3.2.2.1.2 Potenciômetro linear

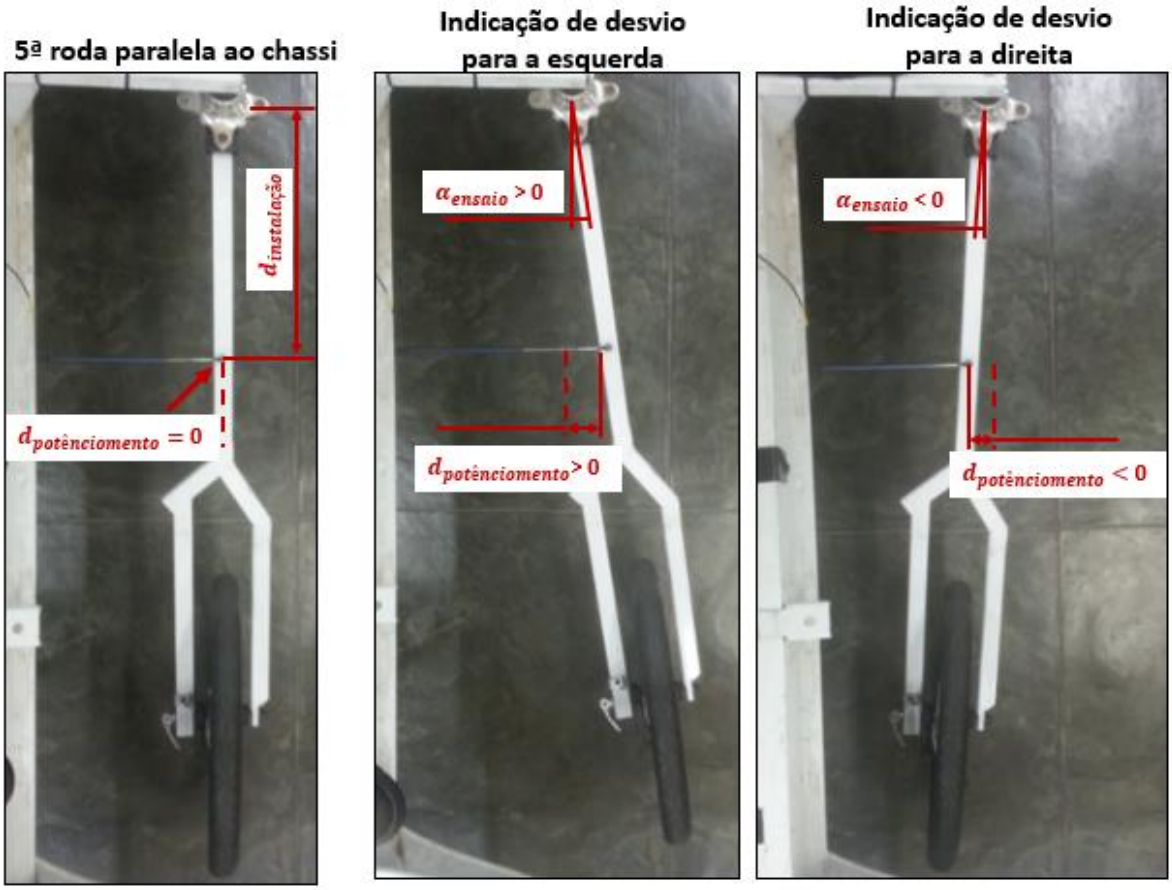
Um potenciômetro linear AIM com comprimento de trabalho máximo de 150 mm foi instalado entre o suporte da 5ª roda e o chassi do veículo de teste para medir a variação da posição da quinta roda, indicando se houve desvio da trajetória durante os ensaios.

Através da posição de instalação do potenciômetro foi possível determinar o ângulo de desvio de trajetória através da equação (3-2), que também foi adicionada a um canal matemático no programa Race Studio Analysis.

$$\alpha_{ensaio} = arcsen\left(\frac{d_{potênciomento}}{d_{instalação}}\right) \tag{3-2}$$

O transdutor foi calibrado quando a 5ª roda estava na posição paralela ao chassi do veículo de teste, logo α_{ensaio} foi igual a 0°. Dessa forma, foi possível determinar a direção do desvio da trajetória durante os testes, conforme as indicações da Figura 64.

Figura 64 - Funcionamento da medição do ângulo de desvio por meio da 5ª roda



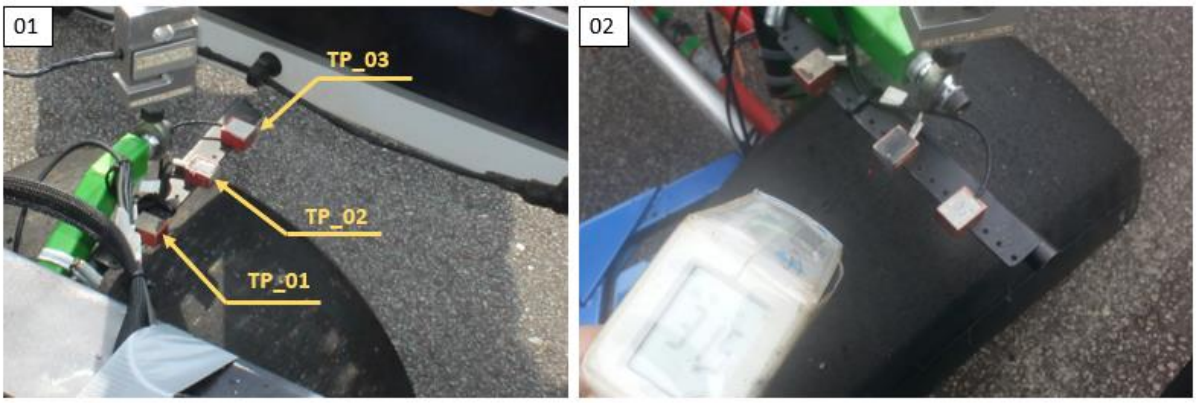
Fonte: Autor

3.2.2.1.3 Temperatura dos pneus

Três sensores infravermelhos modelo INFKL-150 da Texense com capacidade de medição de até 150°C foram instalados em um suporte que montado na manga de eixo. Segundo indicação da fabricante a distância ideal entre o sensor e a superfície de medição foi de 50mm, fator que foi respeitado durante a instrumentação (Figura 65).

O processo de calibração dos sensores ocorreu durante a etapa de testes preliminares, onde a temperatura do pneu foi medida através de um pirômetro Minipa modelo MT-350 que opera entre -30C e 550°C. O sinal de tensão do sensor para diferentes temperaturas do pneu foi medido através do módulo AIM, que operou como um multímetro. Assim, foi possível determinar o valor de calibração para cada sensor, que foi adicionado na biblioteca de sensores do programa AIM Race Studio 2.

Figura 65 - (01) Instalação dos sensores de temperatura. (02) Utilização de pirômetro para calibração.



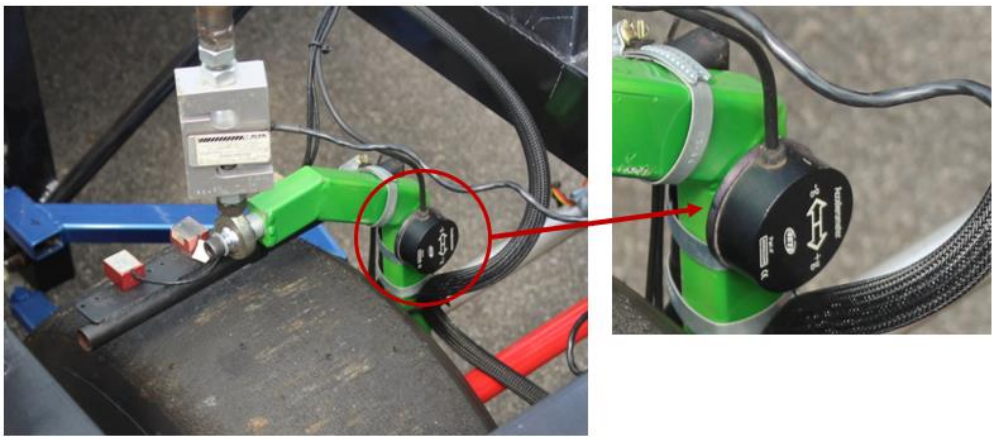
Fonte: Autor

Os valores de temperatura foram utilizados para verificar se o pneu estava na condição ideal de trabalho para as medições, para a avaliar a distribuição de temperatura na banda de rodagem e também para auxiliar no ajuste da pressão de inflação dos pneus.

3.2.2.1.4 Acelerômetro vertical

Um acelerômetro AIM com capacidade de medição entre ±5g, foi montado na manga de eixo para a medição das acelerações verticais atuantes no conjunto de suspensão durantes as medições (Figura 66). Esses dados foram utilizados para auxiliar no tratamento dos dados das forças atuantes no pneu de teste, através do apontamento de picos de aceleração devido a imperfeições da pista.

Figura 66 - Acelerômetro para medições das acelerações verticais.



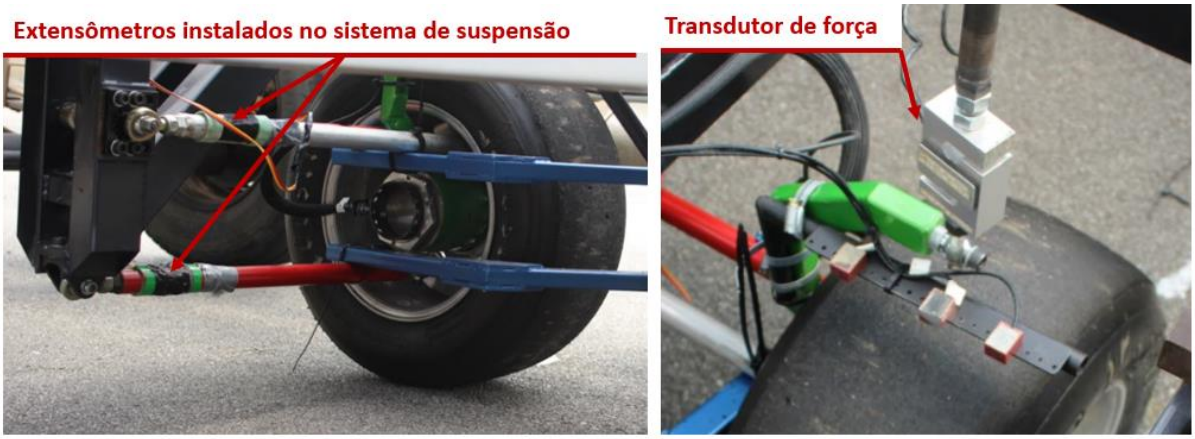
Fonte: Autor

Devido à essa função específica dos dados do acelerômetro, os sinais foram aquisitados com uma frequência de 100 Hz, de acordo com recomendações de Segers (65).

3.2.2.2 Instrumentação para medição dos esforços laterais e carga vertical.

Os resultados das forças geradas pelo pneu foram medidos através de extensômetros instalados nos braços de controle do sistema de suspensão. As forças verticais aplicadas no pneu de teste foram medidas por meio de um transdutor de força (Figura 67).

Figura 67 - Sensores para medição de esforços no dispositivo de teste



Fonte: Autor

Esses sinais foram condicionados pelo sistema de aquisição de dados HBM Quantum X MB840 (Figura 68). De acordo com a HBM (66), o sistema possui 8 portas para sinais de analógicos para utilização de transdutores, sensores de corrente e termopares. Um benefício deste equipamento é que ele também possui amplificadores internos que possibilitam a medição de extensômetros montados em meia ponte e ponte completa.

A taxa de aquisição máxima para cada canal é de 40 kHz. O equipamento comunicou-se com microcomputadores via cabo de rede (*Ethernet*) e foi configurado através do programa Quantum X Assistant.

A possibilidade de visualização dos dados em tempo real, a utilização de maiores taxas de aquisição de dados e também a possibilidade de aplicação de filtros foram benefícios que motivaram o aprimoramento do sistema de condicionamento de dados em relação ao sistema utilizado por Chicuta (3), que consistiu na utilização do equipamento Vishay P3, que armazenou os dados em um cartão micro-SD com taxa máxima de 1Hz.

Figura 68 - Módulo HBM Quantum X - MB840A

Fonte: Autor

3.2.2.2.1 Dimensionamento das barras laterais

As barras laterais que foram responsáveis pela medição dos esforços gerados pelo pneu foram dimensionadas durante os cálculos estruturais realizados por Chicuta (3) durante o desenvolvimento do dispositivo. Foram considerados diferentes cenários de teste para avaliar as forças máximas e mínimas que cada braço controle estaria submetido, permitindo assim, que todas as configurações de teste resultassem em valores de microdeformação mensuráveis através de extensômetros. Os cálculos foram feitos considerando os valores da Tabela 2, que utilizou os valores obtidos nos testes do pneu de referência mostrados seção 2.4.1

Tabela 2 - Condições de carregamento

Parâmetro	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4	Caso 5	Caso 6
Ângulo de 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 “adaptado” de Chicuta (3)

Os cálculos estruturais possibilitaram o cálculo das forças atuantes em cada junta como mostrou a Tabela 3.

Tabela 3 - Força e micro deformação resultante em cada braço

	Forças normais [N]			Tensão normal [Mpa]			Deformação medida pela ponte [µm/m]		
	BÇ3	**BÇ4**	**BÇ5**	**BÇ3**	**BÇ4**	**BÇ5**	**BÇ3**	**BÇ4**	**BÇ5**
Caso 1	-234	656	-922	-3	9	-13	-128	117	-165
Caso 2	-717	1971	-2740	-9	28	-40	-393	352	-490
Caso 3	-702	1969	-2767	-9	28	-40	-384	352	-495
Caso 4	-1195	3286	-4567	-16	47	-66	-654	587	-816
Caso 5	236	-654	913	3	-9	13	129	-117	163
Caso 6	1179	-3271	4567	15	-47	66	646	-585	816

Fonte: Autor “adaptado” de Chicuta (3)

Após o cálculo estrutural, optou-se por utilizar a mesma dimensão e material do tubo para os braços 4 e 5. Devido aos baixos valores das forças atuantes no braço 3, este foi construído em alumínio. As dimensões e materiais utilizados foram organizados na Tabela 4.

Tabela 4 - Características dos tubos utilizados para construção dos braços de controle

	Material	Diâmetro [mm]	Espessura [mm]	Área [mm^2]	E [GPa]	Poisson [ν]	σ esc. [Mpa]
Braço 3	Alumínio SAE 6160	23,4	1,00	70,4	69	0,33	200
Braço 4	Aço SAE 1020	25,4	0,9	69,3	210	0,3	210
Braço 5	Aço SAE 1020	25,4	0,9	69,3	210	0,3	210

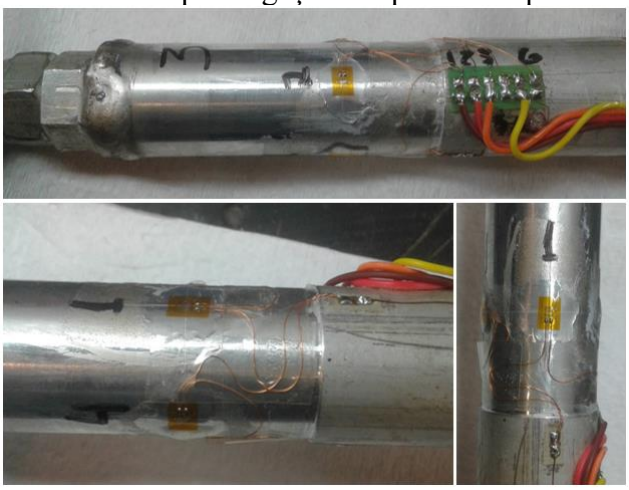
Fonte: Autor “adaptado” de Chicuta (3)

Para a utilização de um tubo com dimensão padronizada, o braço de controle 3 foi obtido a partir de um tubo de 25,4x2mm, e a seção instrumentada foi usinada para atingir o diâmetro obtido no cálculo (3).

3.2.2.2.2 Instrumentação dos braços laterais.

Os braços laterais foram instrumentados com extensômetros lineares da Excel Sensor modelo PA-13-062AG-350. A preparação da superfície e a colagem do extensômetros foram feitas de acordo com Hoffmann (67), como verificou-se na Figura 69.

Figura 69 - Colagem dos extensômetros para ligação em ponte completa



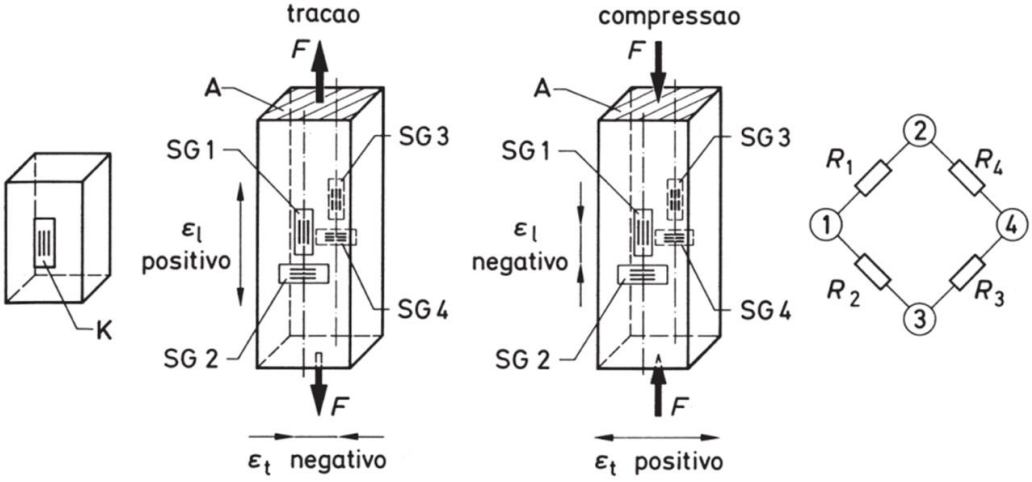
Fonte: Autor "adaptado de" Chicuta (3)

Os extensômetros foram montados em ponte completa, formando uma ponte de *Wheatstone*, que foi utilizada para a medição de pequenas variações de resistência elétrica. Esse conceito foi válido para a medição por meio de extensômetros, visto que a deformação medida pelo extensômetro (ε) foi resultado da relação da variação de sua resistência e o fator k, chamado de fator do extensômetro ou fator de *gage*, como mostra a equação (3-3).

$$\frac{\Delta R}{R_0} = k.\varepsilon \tag{3-3}$$

A disposição dos extensômetros e o circuito que representa a ponte de *Wheatstone* puderam ser observados na Figura 70.

Figura 70 - Posição dos extensômetros para carregamento normal em ponte completa



Fonte: Autor "adaptado de" Hoffman (68)

Para Hoffmann (68), o arranjo da Figura 70 foi o mais indicado para medição de tração e compressão, sendo que quatro extensômetros foram utilizados, dois com sensibilidade transversal e dois com sensibilidade longitudinal.

A ponte foi alimentada por uma fonte de energia com tensão conhecida (V_E), que garantiu o equilíbrio da ponte quando não houve variação da resistência do circuito. A variação da resistência elétrica do extensômetro devido a sua deformação provocou o desequilíbrio da ponte, variando o sinal da tensão de saída (V_A). A variação da tensão foi condicionada e processada pelo amplificador, de maneira que o valor de calibração da ponte em mV/V pôde ser relacionado com uma grandeza de força.

Assim, cada barra instrumentada foi considerada como um transdutor de força. O sinal de saída da ponte foi determinado através da equação (3-4), indicada por Vieira (69).

.

$$\frac{V_A}{V_E} = \frac{k}{4}(\varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \varepsilon_3 - \varepsilon_4) \tag{3-4}$$

Baseando-se na equação (3-4), estudou-se os valores de deformação que resultariam em um valor de calibração de 0,5 mV/V, de acordo com o projeto de célula de carga apresentado por Vieira (69).

3.2.2.2.3 Verificação da instrumentação e calibração das barras instrumentadas.

Antes da etapa de identificação dos valores de calibração das barras, o funcionamento da instrumentação foi verificado através da comparação dos resultados experimentais com valores de deformação determinados analiticamente.

Os testes de tração e compressão dos braços foram feitos por auxílio de uma máquina de deslocamento linear MTS 810. O equipamento foi configurado de maneira manual, onde a carga normal foi aplicada na barra com incrementos de 500 N em 500 N para os braços 4 e 5, e com incrementos de 200 N em 200 N para o braço 3.

Os braços foram fixados nas garras do sistema MTS 810 por meio suportes que garantiram a montagem das rótulas esféricas, garantindo que somente forças normais fossem transmitidas para os braços (3). A disposição dos equipamentos durante o processo de calibração foi mostrada na Figura 71.

Figura 71 - Processo de calibração dos braços de controle

Fonte: Autor

O valor de deformação teórica de cada extensômetro (ε) para cada valor de força aplicado foi determinado através da equação (3-5). As propriedades geométricas e do material de cada tubo foram obtidos através dos dados da Tabela 4.

$$\varepsilon = \frac{F}{A.E} \tag{3-5}$$

O sinal de deformação medido pela ponte completa pode ser obtido através da soma das deformações dos quatro extensômetros que compõe a ponte, como mostra a equação (3-6).

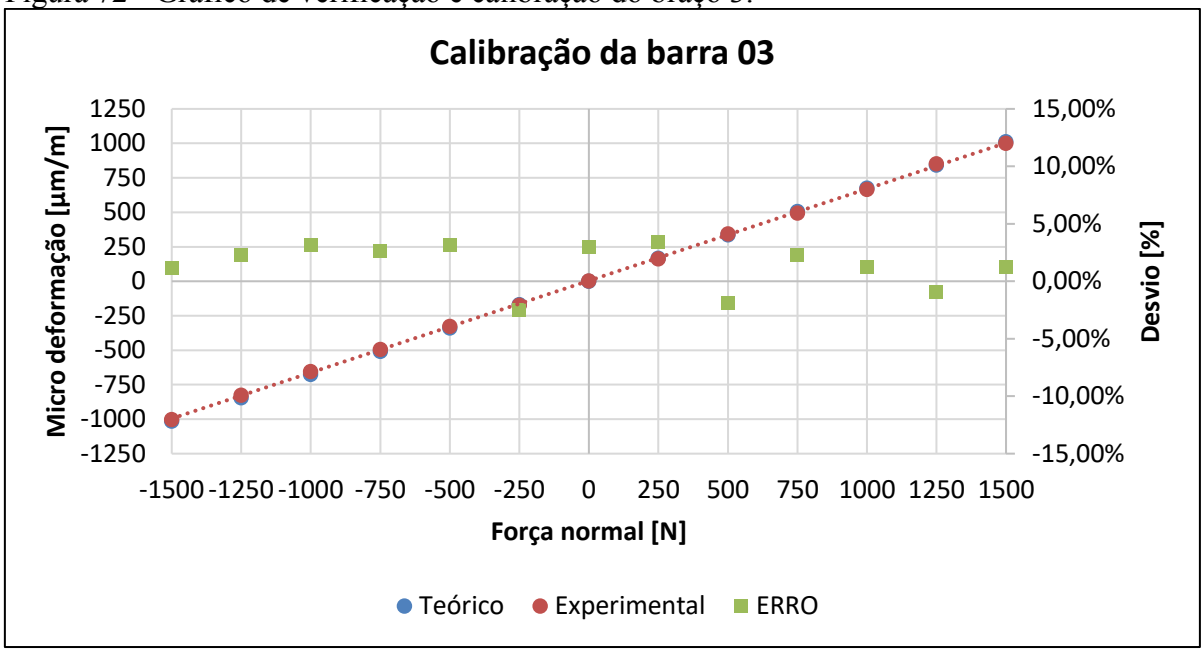
$$\varepsilon_i = \varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \varepsilon_3 - \varepsilon_4 \tag{3-6}$$

Os valores experimentais foram obtidos através dos dados de deformação obtidos pelo módulo Quantum X. Para cada ponto de medição o erro experimental também foi avaliado seguindo a equação (3-7).

$$Erro_{ensaio} = \left(\frac{\varepsilon_{teórico} - \varepsilon_{experimento}}{\varepsilon_{teórico}}\right).100\% \tag{3-7}$$

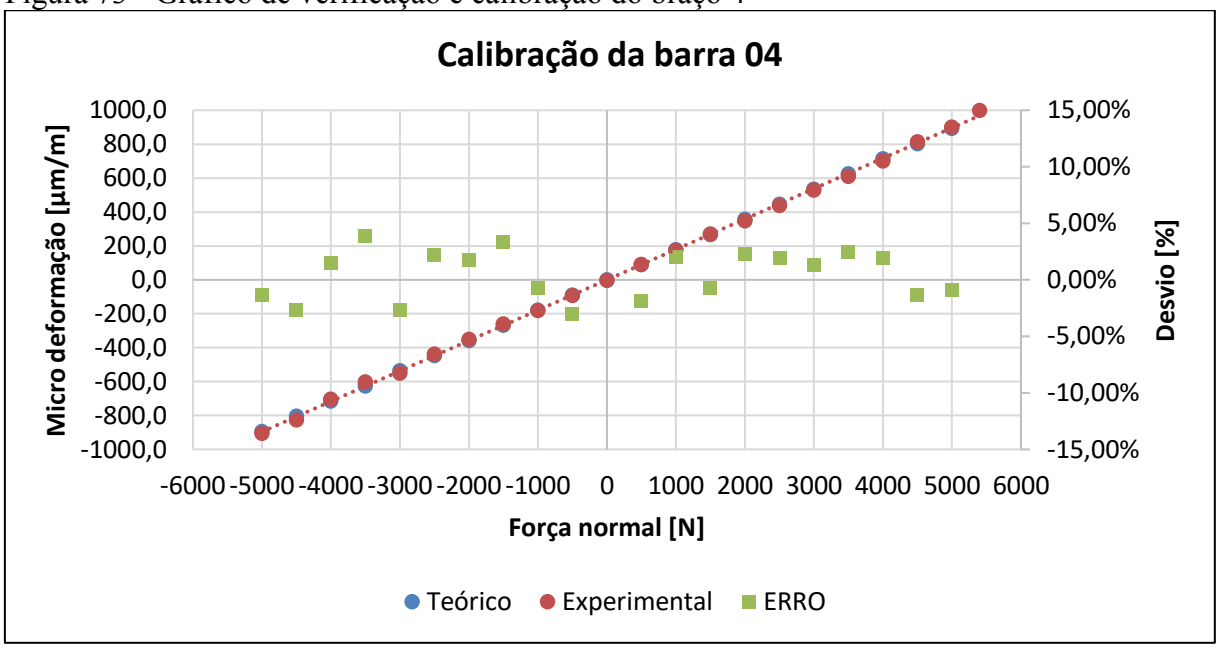
Os gráficos apresentados na Figura 72, na Figura 73 e na Figura 74 referem-se as curvas de calibração do braço 3, braço 4 e braço 5, respectivamente.

Figura 72 - Gráfico de verificação e calibração do braço 3.



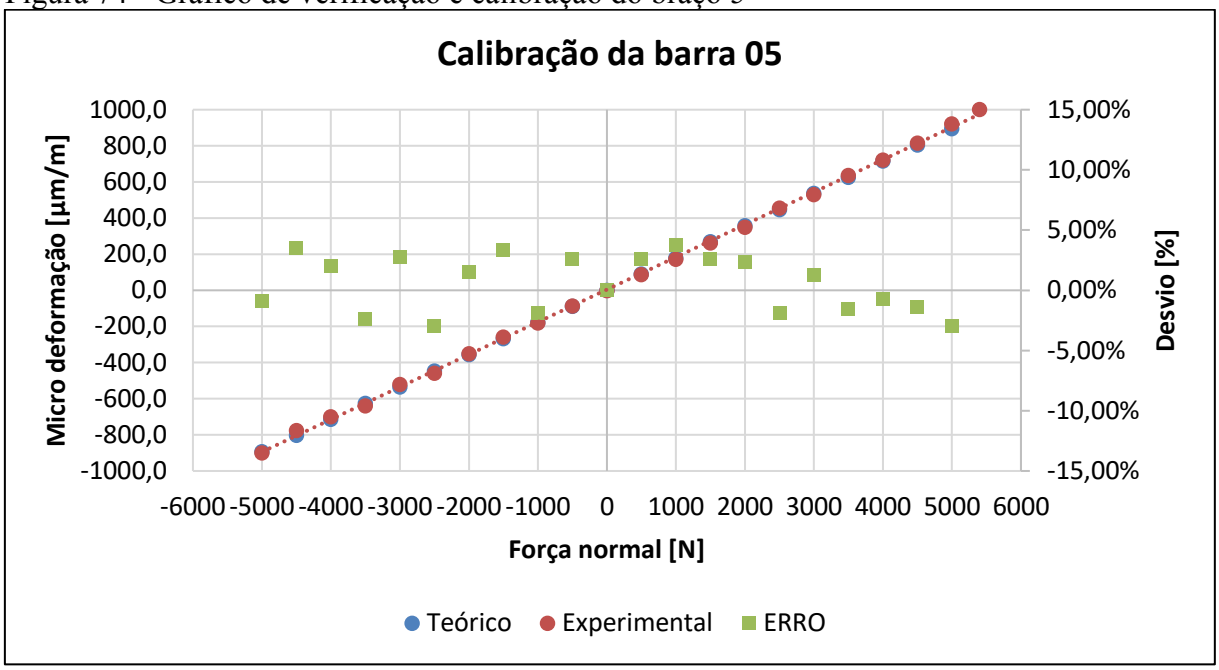
Fonte: Autor

Figura 73 - Gráfico de verificação e calibração do braço 4



Fonte: Autor

Figura 74 - Gráfico de verificação e calibração do braço 5



Fonte: Autor

Foi possível observar nos gráficos de verificação da instrumentação dos braços que houve um erro inferior a 5% em todas as medições, indicando que não houve problema durante a instrumentação e na ligação das pontes através do módulo Quantum X.

Sabendo que a instrumentação não apresentou problemas, o processo de calibração também foi realizado durante os ensaios. Através do ajuste fino do sistema de controle do equipamento MTS 810, identificou-se o valor de força que resultaria em uma deformação de 1000µm/m para cada braço. Com esse valor de deformação e utilizando a equação (3-4) foi possível determinar o fundo de escala para um transdutor de força com sensibilidade de 0,5mV/V. Os valores obtidos podem ser observados na Figura 72, Figura 73 e Figura 74, e de forma mais clara, na Tabela 5.

Tabela 5 - Valores de calibração dos braços de controle

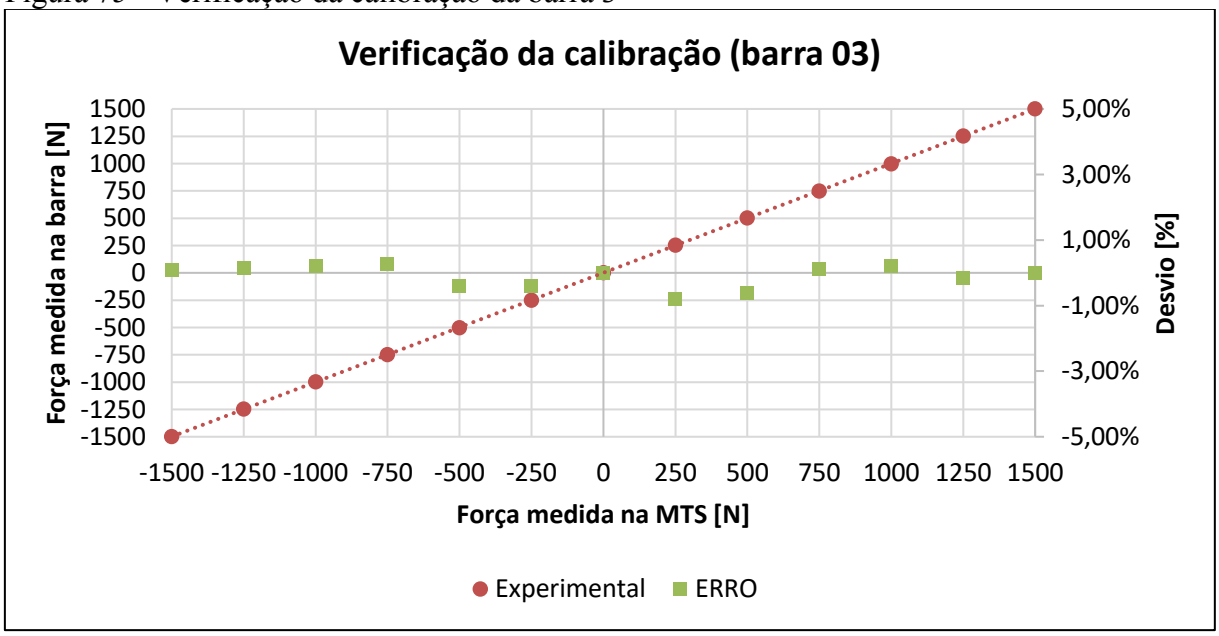
	Sensibilidade	**Fundo de escala**
Braço 3	0,5 mV/V	1500 N
Braço 4	0,5 mV/V	5400 N
Braço 5	0,5 mV/V	5250 N

Fonte: Autor

Os valores de calibração foram adicionados na biblioteca de sensores do programa Quantum X Assistant e foram relacionados ao canal de cada barra. Para se certificar que os

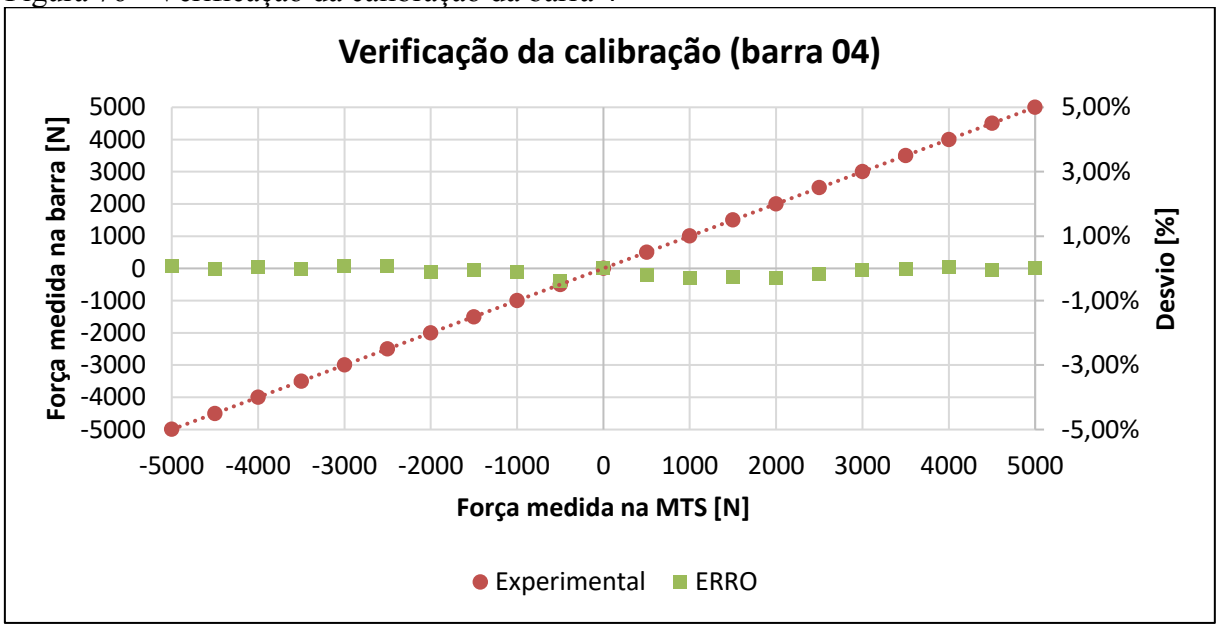
valores de calibração encontrados foram satisfatórios, novos testes de tração e compressão foram realizados considerando os braços de controle como transdutores de força. Logo, o objetivo desse novo teste foi comparar diretamente o valor em força medido por cada barra e o valor de força configurado no equipamento MTS 810. Os gráficos de verificação da calibração foram apresentados na Figura 75, na Figura 76 e na Figura 77.

Figura 75 - Verificação da calibração da barra 3



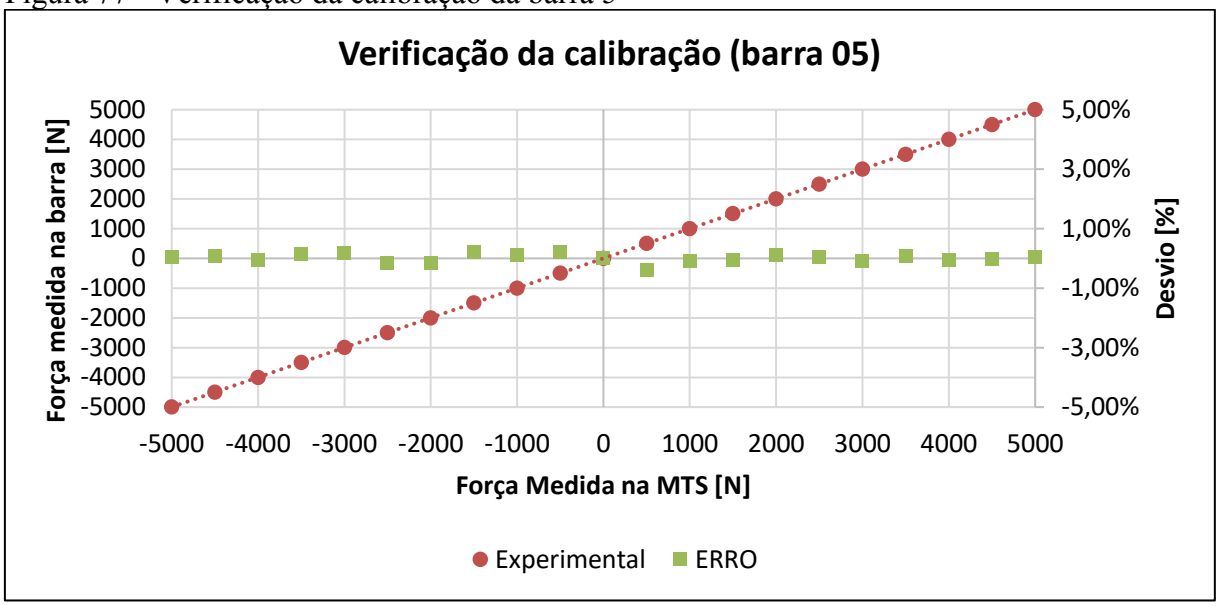
Fonte: Autor

Figura 76 - Verificação da calibração da barra 4



Fonte: Autor

Figura 77 - Verificação da calibração da barra 5



Fonte: Autor

Verificou-se que os parâmetros de calibração e a configuração do módulo de aquisição de dados foram feitos de maneira correta, apresentando desvio menor que 1% quando comparados as medições de força feitas pelo equipamento MTS 810.

3.2.2.2.4 Transdutor de força e verificação da carga vertical aplicada ao solo

Um transdutor de força fabricado em alumínio com sensibilidade de 2 mV/V e capacidade de medição de 213 kg foi utilizado para monitorar as forças verticais (Figura 67).

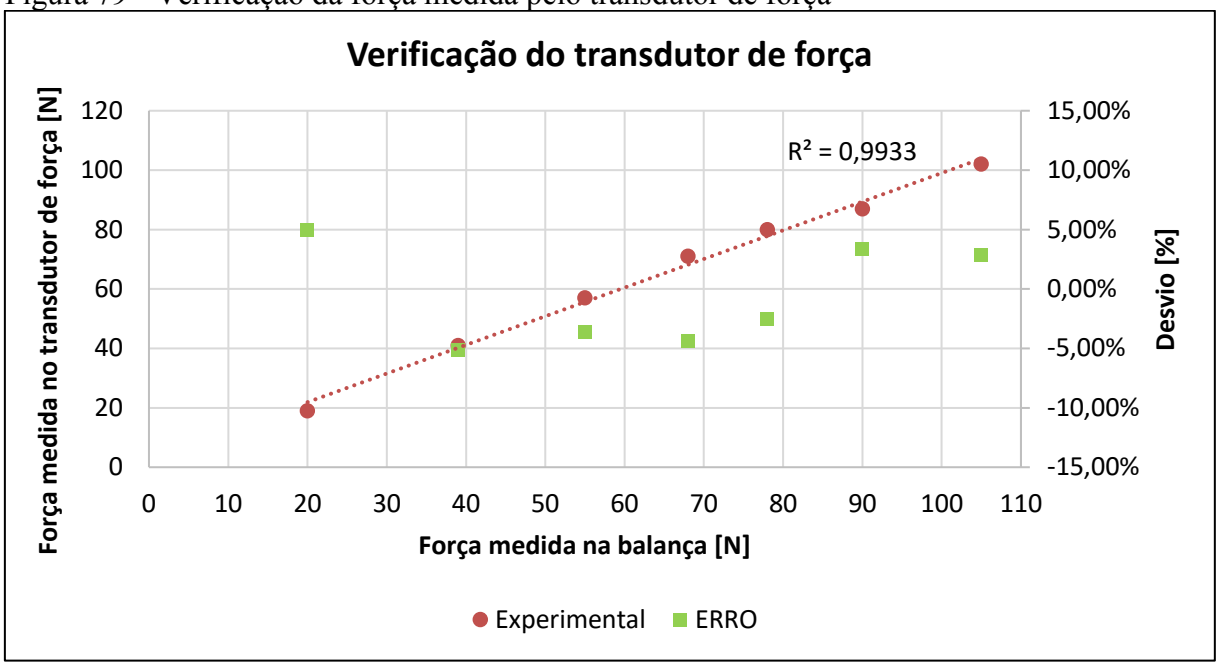
Para verificar o funcionamento do transdutor de força e a instalação do sistema de transmissão de força normal, testes de verificação foram feitos utilizando uma balança do tipo MB 10 Race Scale, posicionada embaixo do pneu (Figura 78).

Figura 78 - Verificação da força normal aplicada pelo transdutor de força

Fonte: Autor

A força aplicada foi alterada a partir do sistema de porca e parafuso e pela pré-carga aplicada na mola do conjunto. Verificou-se no gráfico da Figura 79 que a força medida pelo transdutor atingiu a mesma magnitude da medição da balança, logo, verificou-se que a carga normal aplicada ao pneu foi avaliada corretamente durante as medições.

Figura 79 - Verificação da força medida pelo transdutor de força



Fonte: Autor

3.3 DEFINIÇÃO DOS PARÂMETROS DE TESTE

Os parâmetros de ângulo de deriva, ângulo de inclinação e carga normal foram definidos de acordo com os valores testados no equipamento *Flat-track*. Os parâmetros de ajuste e os parâmetros de controle de teste foram relacionados na Tabela 6 e Tabela 7, respectivamente.

Tabela 6 - Parâmetros para ajuste durante os testes

Parâmetro de ajuste	Valor do ajuste
Ângulos de deriva	-12°, -10°, -8°... 8°, 10° e 12°
Ângulo de inclinação	0°, 2° e 4°
Carga normal	222 N, 445 N, 686 N, 890 N e 1112 N

Fonte: Autor

Tabela 7 - Parâmetros de controle durante os testes

Parâmetro de controle	Valor de referência
Velocidade de teste	30 km/h
Pressão de inflação no início da medição	10,00 psi
Pressão de inflação no final da medição	< 10,75 psi
Temperatura do pneu no início da medição	>45°C
Temperatura do pneu no final da medição	< 70°C
Temperatura do asfalto	> 45°C

Fonte: Autor

Baseando-se nesses parâmetros, a sequência de teste foi definida, de maneira que foi considerado o melhor manuseio do equipamento e o menor tempo necessário para ajuste de parâmetros entre cada medição.

Os ensaios foram feitos na seguinte sequência:

a) Ajustou-se o ângulo de deriva e de inclinação desejados;
b) Ajustou-se a pressão de inflação;
c) Calibrou-se o transdutor de força e aplicou-se a carga normal de 222 N;
d) Realizou-se o procedimento de pré-aquecimento dos pneus até que a temperatura de início de teste foi atingida;
e) O veículo de teste foi conduzido até a posição indicada por A e foi parado, alinhando-se com a reta indicada na Figura 80.
f) Com o veículo parado, os extensômetros das barras laterais foram balanceados;
g) Realizou-se a medição entres os pontos A e B (Figura 80);
h) Com o veículo parado no ponto B (Figura 80), conferiu-se o valor pressão de inflação;
i) Aplicou-se a próxima carga normal;
j) Retornou-se ao item “e” até que todas as cargas normais tenham sido avaliadas;
k) Após a medição de todas as cargas verticais, retornou-se ao item “a” até que todas as configurações de teste tenham sido avaliadas.

Para cobrir todas as configurações de teste apresentadas na Tabela 6, foi necessária a realização de 195 medições para cada amostra de pneu. Para obter mais dados e para considerar diferentes amostras de pneus, as medições foram feitas para três pneu novos, sendo que cada um deles foi submetido a todas as configurações de teste. Dessa maneira, foram realizadas ao todo 585 medições para a obtenção de dados que foram utilizados para o modelamento matemático do pneu de teste.

Detalhes sobre cada parâmetro foram relacionados entre as seções 3.3.1 e 3.3.8.

3.3.1 Local de teste

Os testes foram realizados nas dependências do Centro Universitário FEI no Campus de São Bernardo do Campo. O local é asfaltado e possui dimensões que permitiram a realização de medições preliminares para determinar as condições de teste, além de oferecer uma região retilínea com aproximadamente 70 m de comprimento, que foi utilizada para as medições de esforços laterais gerados pelo pneu de teste (Figura 80).

Figura 80 - Local de teste - Centro Universitário FEI (Campus em SBC)

Fonte: Autor

3.3.2 Condição dos pneus de teste

Foram utilizados sempre pneus novos para as medições de esforços laterais. Informações fornecidas por Kasprzak (2) e recomendações do fabricante feitas aos integrantes da Equipe Fórmula FEI indicaram que o comportamento do pneu novo não representaria a condição ótima de utilização, principalmente pela existência de uma camada de cera protetiva que foi aplicada aos pneus para evitar seu ressecamento, o que pode reduzir a aderência do pneu ao pavimento.

Dessa forma, a execução de um procedimento para a remoção dessa camada de cera antes do início dos ensaios foi necessária. O procedimento consistiu na aplicação de um ângulo de deriva de 8° com uma carga normal de 1112 N para que o pneu atingisse uma temperatura de aproximadamente 80°C (valor baseado na Figura 91). Baseando-se em informações da equipe Fórmula FEI, o veículo de teste foi conduzido por aproximadamente 5 minutos

mantendo o pneu nessa temperatura. O aspecto do pneu, antes e depois do procedimento de pré-aquecimento do pneu, pôde ser observado na Figura 81.

Figura 81 - Aspecto do pneu antes e depois do procedimento de aquecimento para remoção da camada de cera protetiva.

Fonte: Autor

3.3.3 Velocidade de teste

Devido à limitação do espaço disponível para teste, a velocidade de teste mais próxima a velocidade utilizada nos ensaios em laboratório (40,2 km/h) foi definida em 30 km/h. Esse valor de velocidade permitiu que os testes fossem realizados com segurança e garantiram 6 s de medições em regime constante.

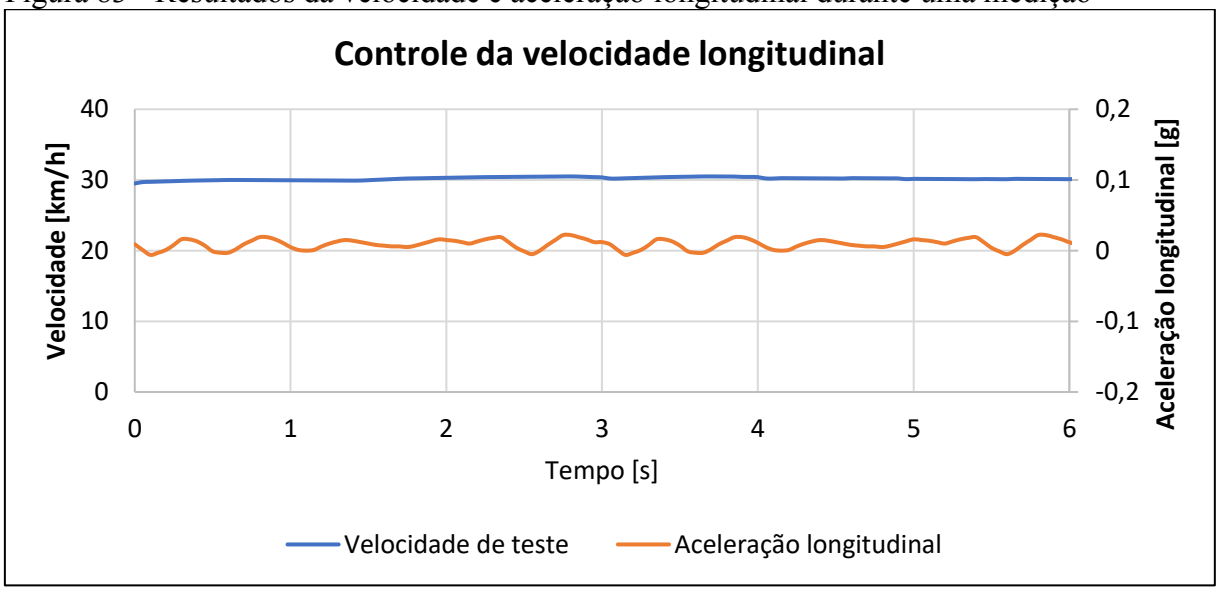
Para auxiliar a execução dos testes e para garantir que as medições fossem realizadas com a velocidade desejada, um batente e um conjunto de porca e parafuso foram utilizados para limitar o pedal de acelerador, como indicou a Figura 82.

Figura 82 - Conjunto para auxilio no controle da velocidade longitudinal

Fonte: Autor

A Figura 83 indicou que a velocidade foi mantida no valor esperado durante os 6 s de medições. O valor de aceleração longitudinal obtido através do acelerômetro interno do módulo AIM também indicou o regime constante de velocidade, com valores de aceleração longitudinal próximos a 0g.

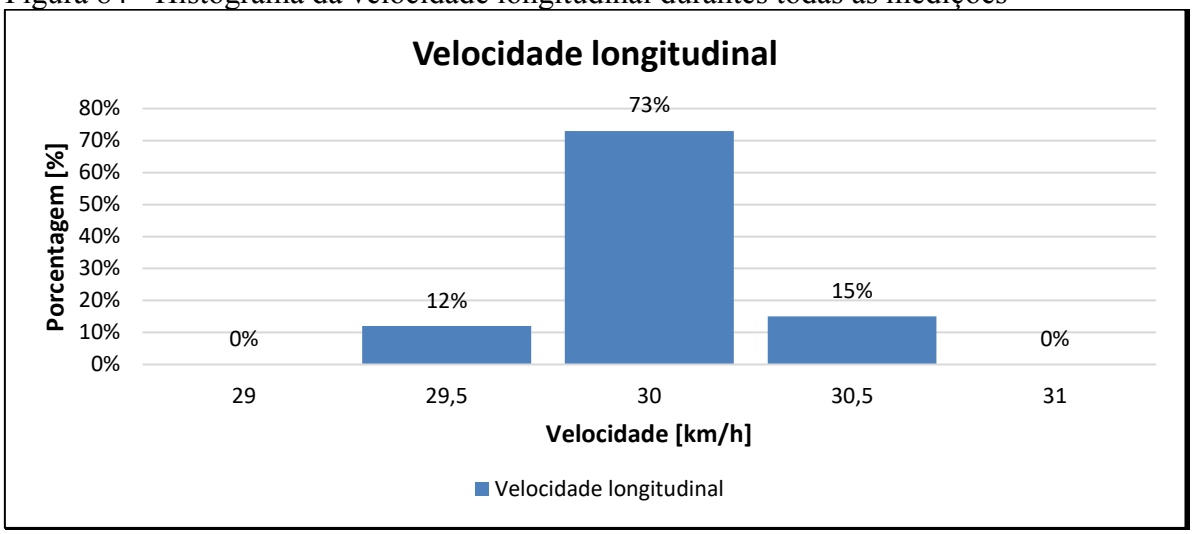
Figura 83 - Resultados da velocidade e aceleração longitudinal durante uma medição



Fonte: Autor

O histograma apresentado na Figura 84 mostrou a distribuição dos dados de velocidade longitudinal ao longo de todos os ensaios realizados. Verificou-se que o controle de velocidade longitudinal funcionou de maneira satisfatória, de maneira que 73% do tempo a velocidade de teste foi mantida na faixa desejada e os valores fora da faixa esperada (entre 29,5 e 30,5 km/h) apresentaram um desvio máximo de 1,7% do esperado.

Figura 84 - Histograma da velocidade longitudinal durantes todas as medições

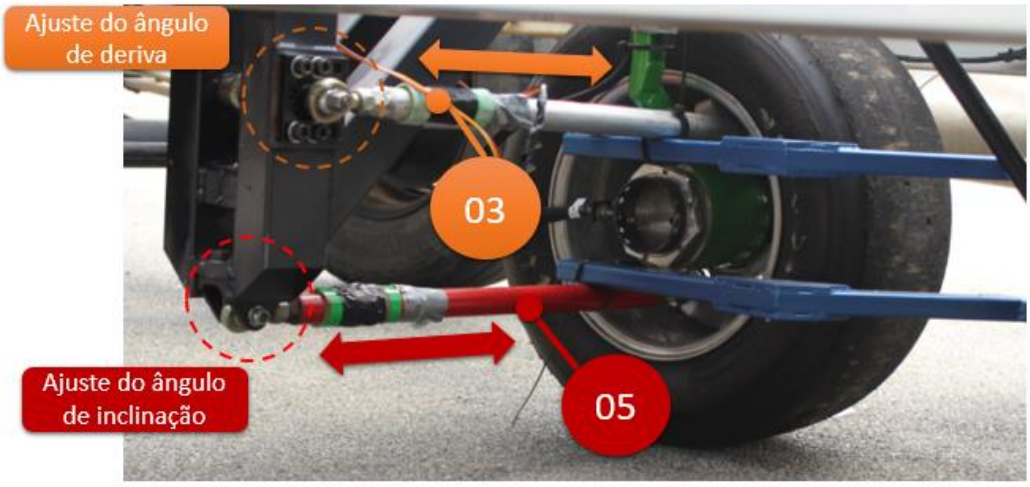


Fonte: Autor

3.3.4 Ângulo de deriva e ângulo de inclinação

O ajuste do ângulo de deriva foi feito através do deslocamento do braço de controle 3, enquanto o ajuste do ângulo de inclinação foi realizado através do deslocamento do braço de controle 5. A Figura 85 destacou os braços de controle e a região onde o sistema de ajuste dos dois parâmetros foi posicionada.

Figura 85 - Ajustes do ângulo de deriva e ângulo de inclinação

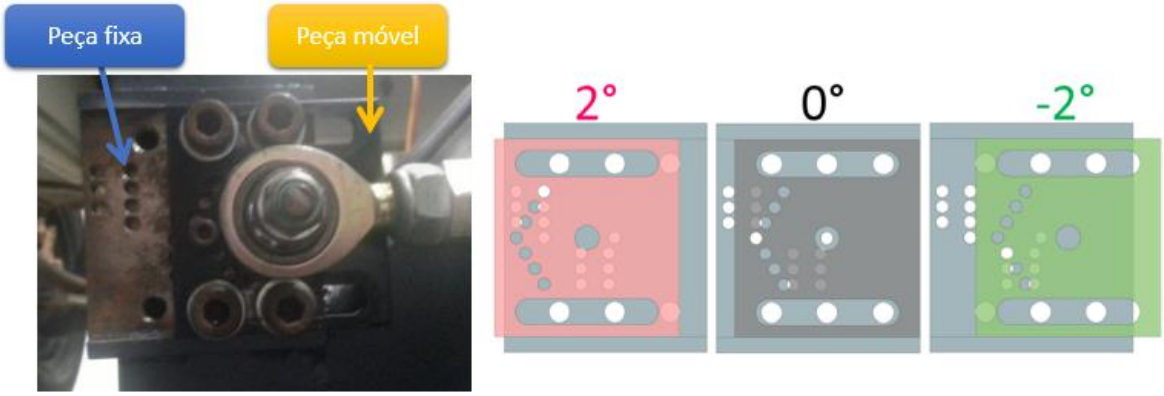


Fonte: Autor

Os valores de ângulo de deriva apresentados na Tabela 6 (-12° a +12°) puderam ser ajustados através de um sistema onde a peça móvel, que está acoplada ao braço de controle 3, pôde ser deslocada em relação à uma peça fixa a estrutura de interface. As peças foram

alinhadas por meio de furos, que quando estavam alinhados, resultaram na imposição do ângulo de deriva esperado para o pneu de teste (Figura 86).

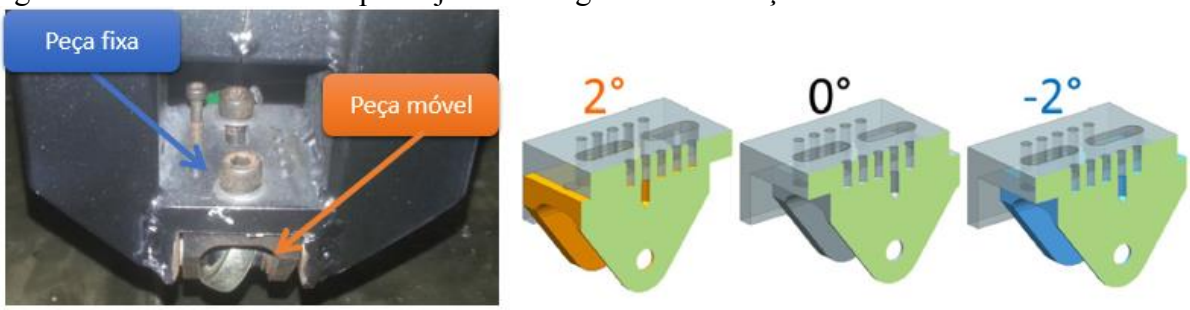
Figura 86 – Sistema de furos para ajuste do ângulo de deriva do pneu de teste



Fonte: Autor

Os valores de ângulo de inclinação apresentados na Tabela 6 (0°, 2° e 4°) também foram ajustados através de um sistema onde a peça móvel, que foi acoplada ao braço de controle 5, pôde ser deslocada em relação a uma peça fixa na estrutura de interface. Assim como o sistema de ajuste do ângulo de deriva, o alinhamento das peças consistiu em um conjunto de furos que foram alinhados por meio de pinos e parafusos (Figura 87).

Figura 87 - Sistema de furos para ajuste do ângulo de inclinação



Fonte: Autor

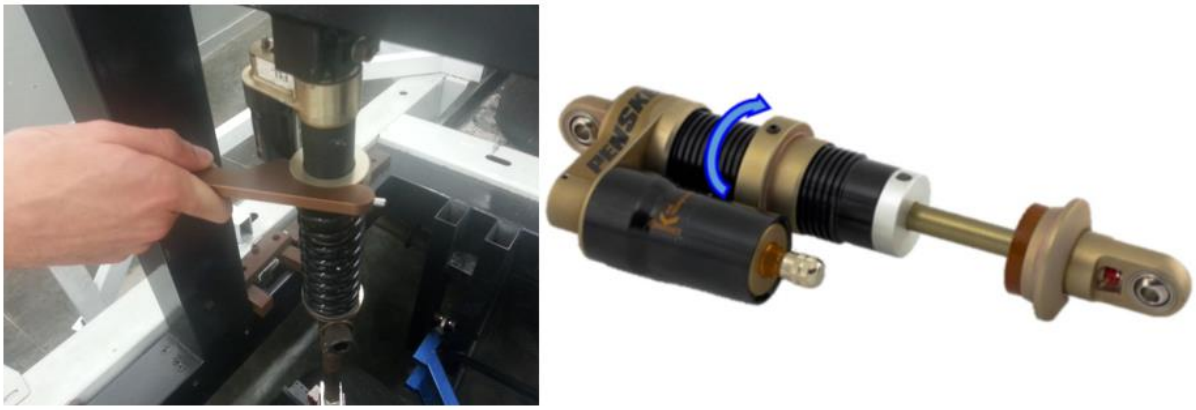
3.3.5 Ajuste da carga normal

Os valores de carga normal durante as medições foram parametrizados de acordo com o método utilizado em laboratório, como indicado na Tabela 6.

A carga normal aplicada sobre o pneu foi ajustada através da pré-carga da mola helicoidal, como indicou a Figura 88. O fornecedor do conjunto de amortecedor (Penske)

disponibilizou uma chave especial que permitiu a rotação do assento da mola, o que facilitou o manuseio do dispositivo.

Figura 88 - Ajuste da pré-carga da mola helicoidal para ajuste da carga normal



Fonte: Autor

Para calibrar o transdutor de força, a pré-carga da mola helicoidal foi reduzida e o sistema de ajuste de altura do pneu foi utilizado até que o pneu estivesse na eminência de perda contato com o solo (Figura 89). Assim, o valor medido pelo transdutor foi balanceado e a pré-carga da mola foi ajustada até que a carga desejada fosse alcançada.

Este mesmo procedimento foi utilizado também entre as alterações do ângulo de deriva e de inclinação, visto que o fato do pneu não estar em contato com o solo reduziu o esforço necessário pelo operador para o esterçamento do pneu de teste.

Figura 89 - Sistema de ajuste da altura do pneu de teste

Fonte: Autor

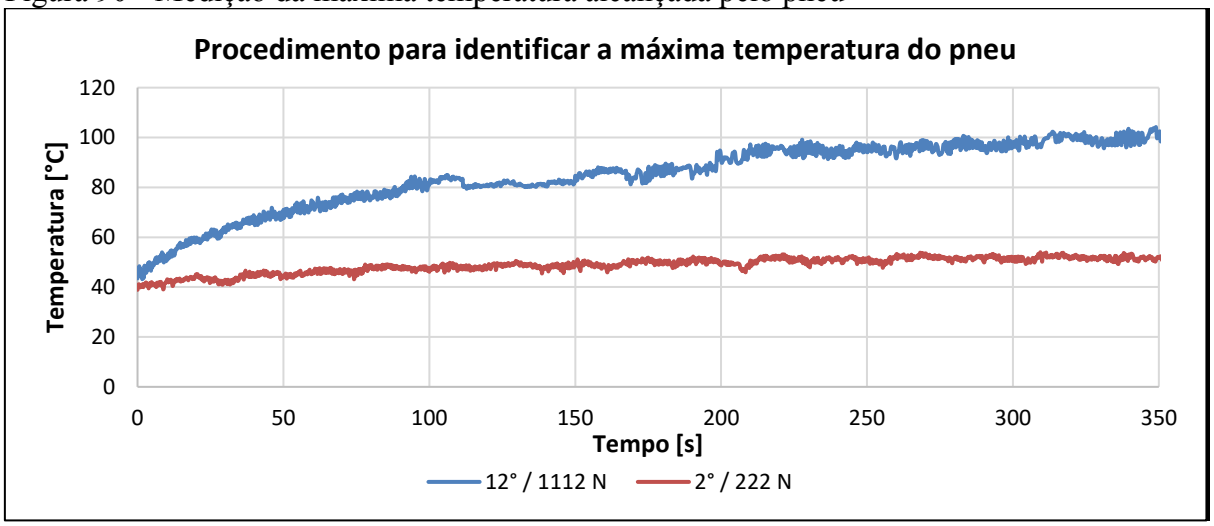
3.3.6 Temperatura do pneu e temperatura do asfalto

Para a temperatura do pneu, foi utilizado como base o valor de temperatura obtido nos testes em *Flat-track,* logo foi definido que a temperatura de teste pudesse variar entre 45°C e 70°C, já considerando uma margem de segurança com relação aos dados extremos identificados em laboratório (42,2°C e 72,7°C).

Para compreensão do comportamento da temperatura da superfície da banda de rodagem do pneu frente às condições de teste, foi feito um estudo para avaliar a máxima temperatura que o pneu poderia atingir para cada condição de teste. Foi imposto um ângulo de deriva e aplicou-se uma carga normal ao pneu e o veículo de teste foi conduzido com velocidade constante, até que a temperatura do pneu fosse estabilizada, assim, essa temperatura foi considerada como a máxima atingida pelo pneu.

O gráfico da Figura 90 mostrou os resultados desse procedimento para os testes com resultados extremos, o valor mínimo (2° de deriva e 220 N de carga normal) e o valor máximo (12° de deriva e 1112 N de carga normal), lembrando que foi considerada a temperatura média entre os três sensores de temperatura instalados no dispositivo.

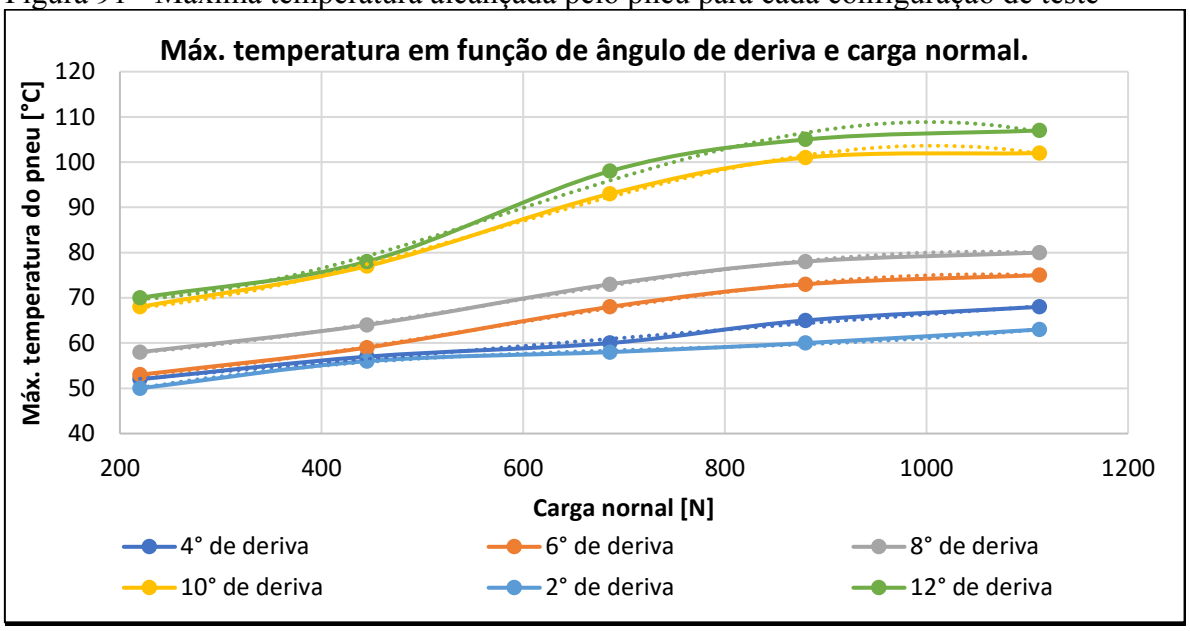
Figura 90 - Medição da máxima temperatura alcançada pelo pneu



Fonte: Autor

Os dados das máximas temperaturas encontradas para cada condição de teste foram analisados no gráfico da Figura 91.

Figura 91 - Máxima temperatura alcançada pelo pneu para cada configuração de teste

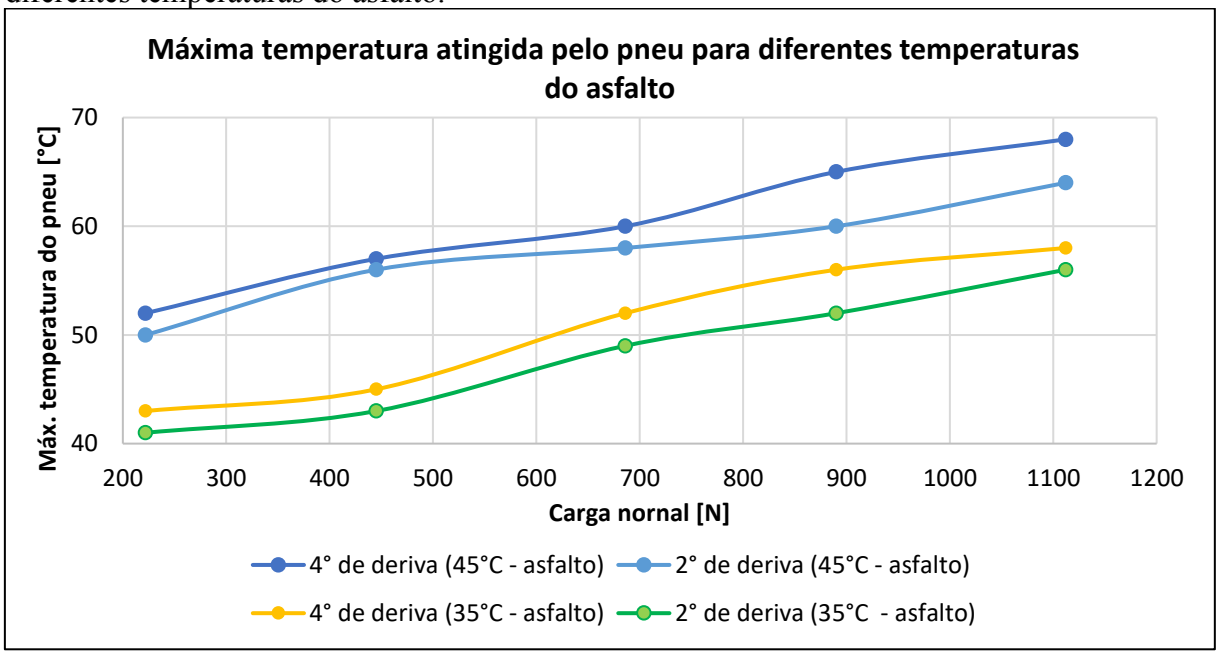


Fonte: Autor

Todos os testes que resultaram no gráfico da Figura 91 foram realizados em condições de temperatura ambiente em média de 28°C. A temperatura do asfalto foi medida com o auxílio de um pirômetro e as medições apontaram uma média de 51°C e nenhuma medição foi inferior a 45°C.

Para avaliar os efeitos da temperatura do pavimento no aumento de temperatura do pneu, principalmente para as condições onde a temperatura máxima encontrada foi próxima ao limite inferior estipulado pelo procedimento de teste (45°C), medições foram realizadas em um dia com menor incidência de sol, onde a temperatura do asfalto não ultrapassou os 35°C. Os valores da temperatura do pneu para as diferentes temperaturas do asfalto encontram-se na Figura 92.

Figura 92 - Comparação da máxima temperatura atingida pelo pneu de teste considerando diferentes temperaturas do asfalto.



Fonte: Autor

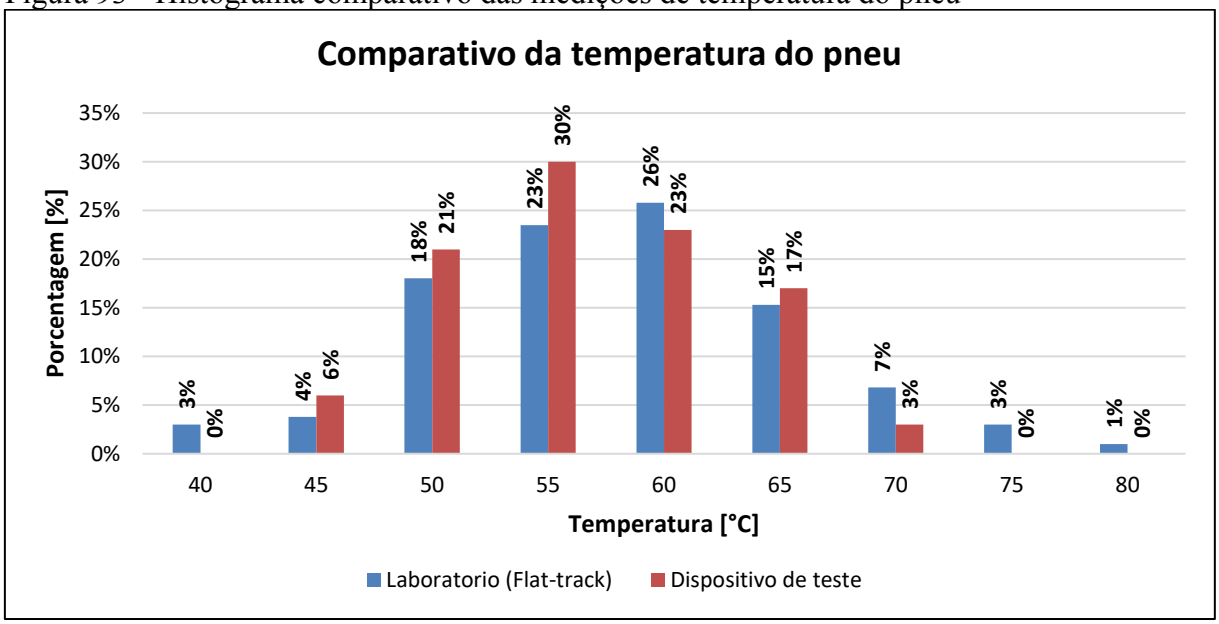
Observou-se que a temperatura máxima alcançada pelo pneu foi reduzida em função da temperatura do pavimento, de maneira que para algumas condições de teste não seria possível alcançar estipulados pelo procedimento adotado. Assim, foi definido que todas as medições deveriam ser realizadas apenas quando a temperatura do asfalto fosse maior que 45°C.

Esses resultados mostraram a necessidade de se adicionar a etapa de pré-aquecimento dos pneus antes das medições quando o mesmo não se encontrar na temperatura ideal de teste.

A taxa de aumento da temperatura do pneu também foi observada durante os ensaios, sendo possível definir a temperatura de início do teste igual a 45°C. Dessa maneira, mesmo para as condições com maiores taxas de crescimento de temperatura, a temperatura máxima estipulada de 70°C não foi excedida dentro do trajeto definido para as medições.

Considerou-se a média dos valores de temperatura dos três sensores instalados no dispositivo para todas as medições realizadas e os resultados foram comparados com os valores obtidos em laboratório. O histograma comparativo foi apresentado na Figura 93.

Figura 93 - Histograma comparativo das medições de temperatura do pneu



Fonte: Autor

Verificou-se que nenhuma medição foi feita fora dos parâmetros estipulados (inferior a 45°C e superior a 70°C) e que a distribuição de temperatura foi próxima aos valores obtidos em laboratório.

3.3.7 Pressão de inflação

A pressão de inflação para os ensaios foi definida em 10 psi, primeiramente porque este valor de pressão foi utilizado durante as medições em laboratório e também devido ao fato que esta é a pressão de referência utilizada pela Equipe Fórmula FEI.

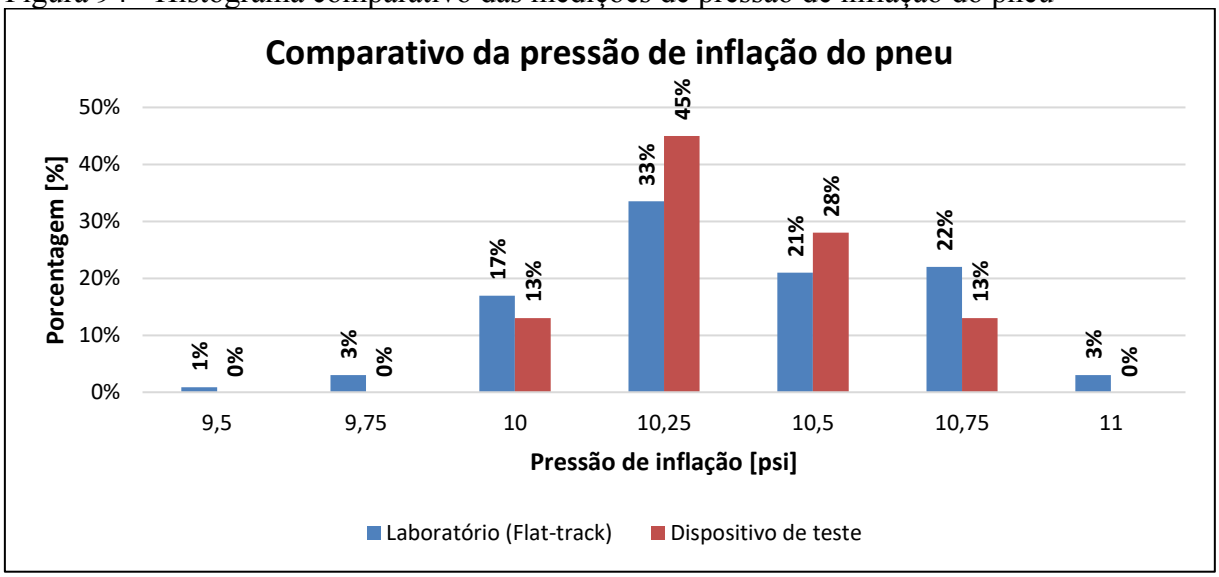
Diferentemente dos ensaios em laboratório no equipamento *Flat-track*, o dispositivo não foi equipado com um sistema direto de controle da pressão de inflação do pneu, como uma válvula reguladora por exemplo.

Dessa forma, a pressão de inflação foi ajustada baseando-se na equação (2-14), considerando a temperatura ambiente, a temperatura dos pneus no momento da medição e a pressão atual do pneu. A pressão de inflação foi verificada após cada medição através de um manômetro Longacre Racing com resolução de 0,25 psi e pressão máxima de 60 psi.

Devido à resolução do equipamento de medição, determinou-se que a máxima pressão aceita para as medições fosse de 10,75 psi, garantindo que o valor não excedesse o valor máximo medido na *Flat-track* (11,0 psi).

Os dados de pressão de inflação avaliados ao final de todas as medições foram comparados aos valores medidos em laboratório (Figura 48) com o auxílio do histograma apresentado na Figura 94.

Figura 94 - Histograma comparativo das medições de pressão de inflação do pneu



Fonte: Autor

O ajuste da pressão no início de cada medição e a previsão do aumento da pressão baseada na temperatura do pneu funcionaram como meio de controle. O histograma apresentado na Figura 94 mostrou que nenhuma medição apresentou resultado fora dos limites estipulados para o teste (entre 10,00 psi e 10,75 psi). O controle da pressão baseado na temperatura resultou também em uma maior concentração dos dados na região de 10,25 psi e 10,50 psi.

A diferença da porcentagem de dados na faixa de 10,75 psi e 11,00 psi pôde ser justificada pelos parâmetros de temperatura estipulados para o teste, que não permitiram o aumento da temperatura do pneu em regiões superiores a 70°C, como foi verificado na Figura 93.

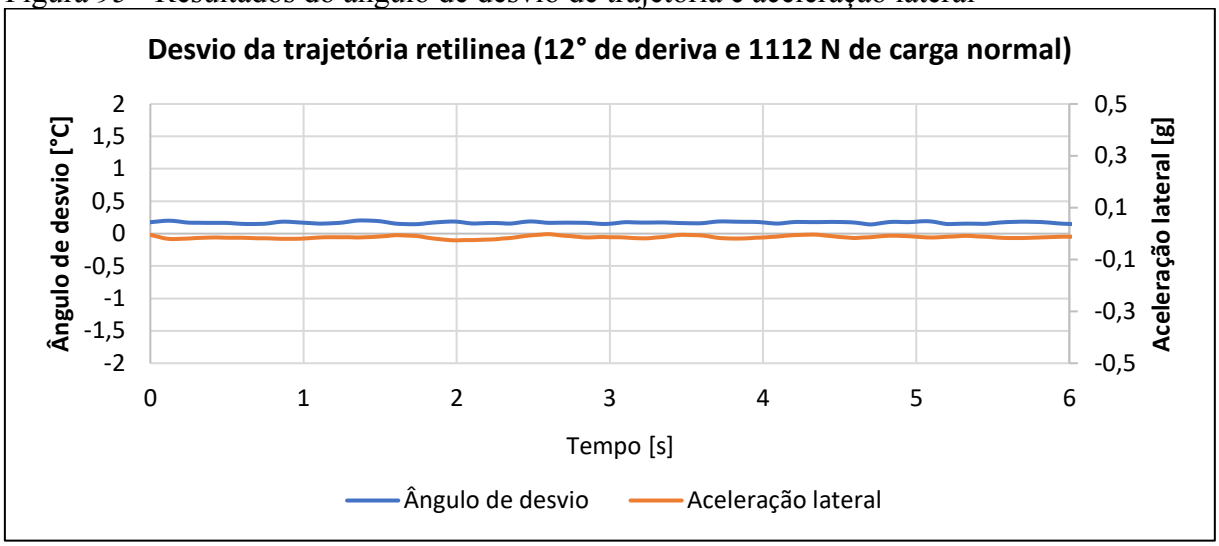
3.3.8 Trajetória retilínea

O controle da trajetória foi feito pelo acionamento do volante do veículo de teste, e dados de aceleração lateral e do ângulo de desvio medido pela 5ª roda foram utilizados para determinar se ações corretivas foram necessárias.

Os dados de aceleração lateral e ângulo da 5ª roda foram utilizados também para monitorar se as forças geradas pelo pneu de teste resultaram na deriva do chassi do veículo de teste, assim, os ângulos de deriva impostos durante as medições puderam ser corrigidos.

A Figura 95 mostrou resultados de aceleração lateral e desvio da trajetória retilínea durante as medições na condição de geração de força lateral máxima, 12° de deriva e carga normal de 1112 N.

Figura 95 - Resultados do ângulo de desvio de trajetória e aceleração lateral



Fonte: Autor

Os resultados indicaram que a aceleração lateral foi próxima a 0 g e que o desvio de trajetória máximo foi de 0,2° para um ângulo de deriva de 12°, ou seja, um desvio de aproximadamente 1,2%. Esses resultados mostraram também que a força lateral exercida pelo pneu de teste apresenta baixa influência na dinâmica do veículo de teste, validando os estudos dinâmicos e o dimensionamento do dispositivo realizado por Chicuta (3).

3.4 ANÁLISE E ORGANIZAÇÃO DOS DADOS

A força lateral gerada pelo pneu de teste foi calculada através da somatória das reações medidas nos braços de controle. Baseando-se nos experimentos de Chicuta (3), para ensaios com ângulos de deriva diferentes de 0°, esse valor foi dividido pelo cosseno do ângulo de deriva ensaiado, como pôde ser visto na equação (3-8).

$$F_{lat} = \frac{\sum F_{bç\,lat}}{\cos(\alpha)} \tag{3-8}$$

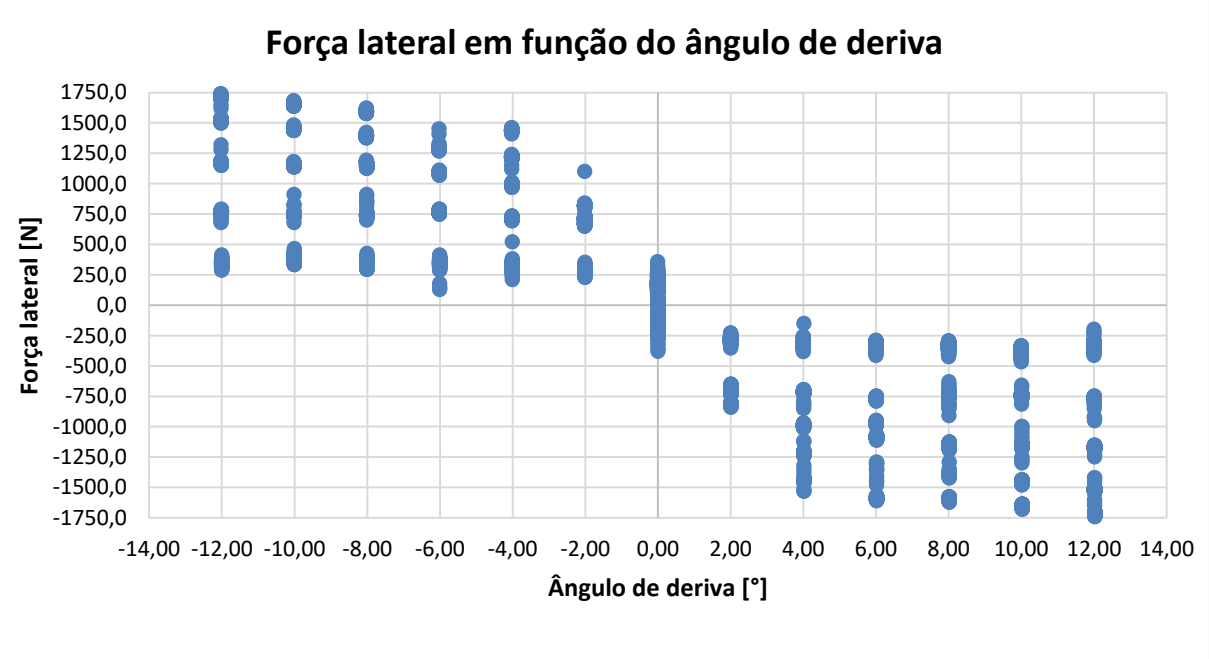
Cálculos estruturais e ensaios em bancada realizados durante o desenvolvimento do dispositivo indicaram que o sistema se deforma em função das forças laterais atuantes no pneu de teste. Assim, fatores de correção foram desenvolvidos por Chicuta (3) para o cálculo do valor real de ângulo de deriva e ângulo de inclinação, como indicado nas as equações (3-9) e (3-10).

$$Deriva_{real} = F_{lat} \cdot -0{,}00015168 + Deriva_{teste} \quad (3\text{-}9)$$

$$Inclinação_{real} = F_{lat} \cdot 0{,}00022632 + Inclinação_{teste} \quad (3\text{-}10)$$

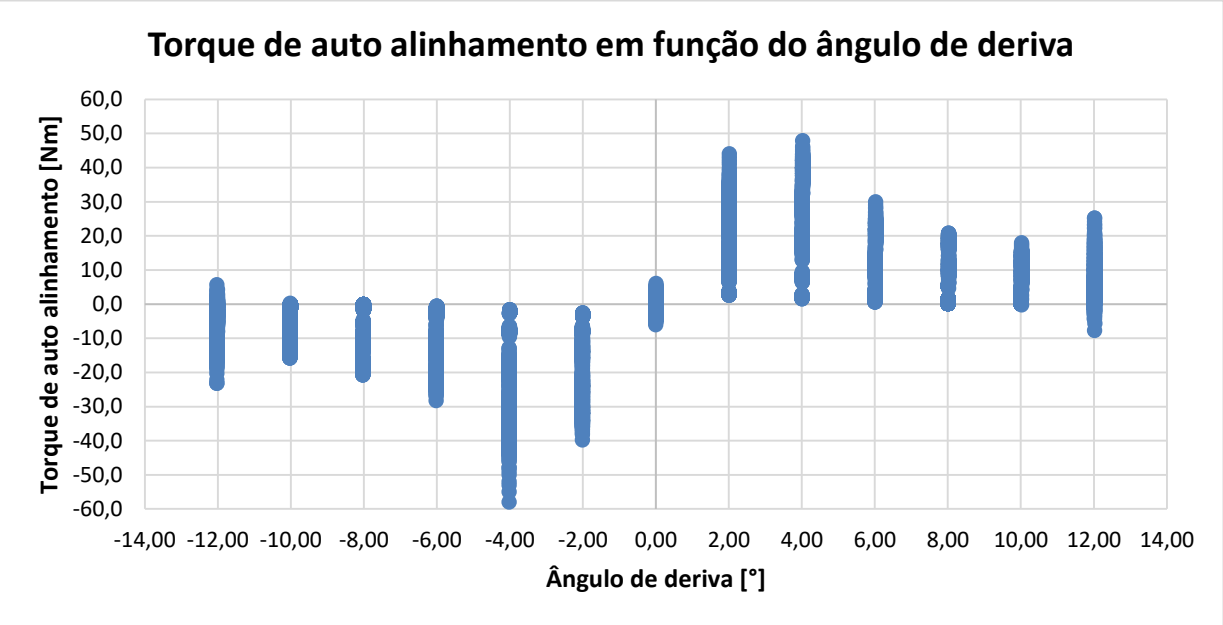
A força lateral e o torque de auto alinhamento para cada medição foram calculados e os ângulos de deriva e inclinação foram corrigidos. Os resultados experimentais, de todas as configurações de ângulo de deriva e carga normal, puderam ser observados nos gráficos da Figura 96 e da Figura 97

Figura 96 - Resultados experimentais - força lateral em função do ângulo de deriva para as diferentes condições de teste



Fonte: Autor

Figura 97 - Resultados experimentais – torque de alinhamento em função do ângulo de deriva para as diferentes condições de teste



Fonte: Autor

Os dados obtidos por meio do dispositivo de teste concentraram-se sob o valor de ângulo de deriva imposto para o teste, enquanto o comportamento dos dados ao longo do eixo Y demonstraram as variações de força lateral e torque de auto alinhamento durante as medições.

Os resultados de todos os testes, considerando os diferentes ângulos de inclinação e carga vertical, foram organizados em uma única tabela utilizando o padrão necessário para a aplicação dos dados na ferramenta computacional Optimum Tire (70).

Para exemplificar a aplicação dos dados no Optimum Tire, a Tabela 8 mostrou apenas as primeiras 10 linhas de um total de mais de 80.000 linhas de dados que foram inseridos na ferramenta.

Tabela 8 - Dados experimentais obtidos por meio do dispositivo de teste

SA	Fz	IA	Fy	Mz
[°]	N	[°]	N	Nm
-12,03	-1063,1	0,394	1740,9	5,7
-12,03	-1059,8	0,393	1736,4	2,3
-12,03	-1093,6	0,393	1735,5	1,6
-12,03	-1057,3	0,392	1734,1	0,6
-12,03	-1068,4	0,392	1732,9	-0,3
-12,03	-1099,9	0,392	1732,2	-0,9
-12,03	-1092,3	0,392	1730,9	-1,8
-12,03	-1095,5	0,392	1730,7	-2,0
-12,03	-1092,6	0,392	1730,5	-2,1
-12,03	-1067,3	0,392	1730,1	-2,4

Fonte: Autor

A nomenclatura dos ângulos de deriva e de inclinação foram relacionados através de siglas baseadas na língua inglesa:

- SA (*Slip Angle*) = ângulo de deriva;
- IA (*Inclination Angle*) = ângulo de inclinação.

Devido ao número de dados e variáveis envolvidas no teste, optou-se por não desenvolver a análise de dados por meio de valores médios ou através de um determinado planejamento experimental. Dessa maneira, o modelamento do pneu foi realizado considerando todas as medições e todas as variações inerentes ao método de teste, como aumento da temperatura do pneu, a variação da pressão de inflação, alterações da carga vertical devido a imperfeições da pista de teste e as deformações do sistema.

Os dados das medições foram todos organizados em uma única tabela e ferramentas de análise foram utilizadas para pré-processar os dados experimentais através de rotinas do Optimum Tire, que agrupou automaticamente os dados, de acordo com cada configuração de carga normal e ângulo de inclinação.

Após a separação e organização dos dados, o processo de modelamento foi iniciado. O mesmo tipo de análise, considerando todos os dados e as variações das medições, também foi utilizado para modelar o pneu com base nos dados obtidos em *Flat-track*.

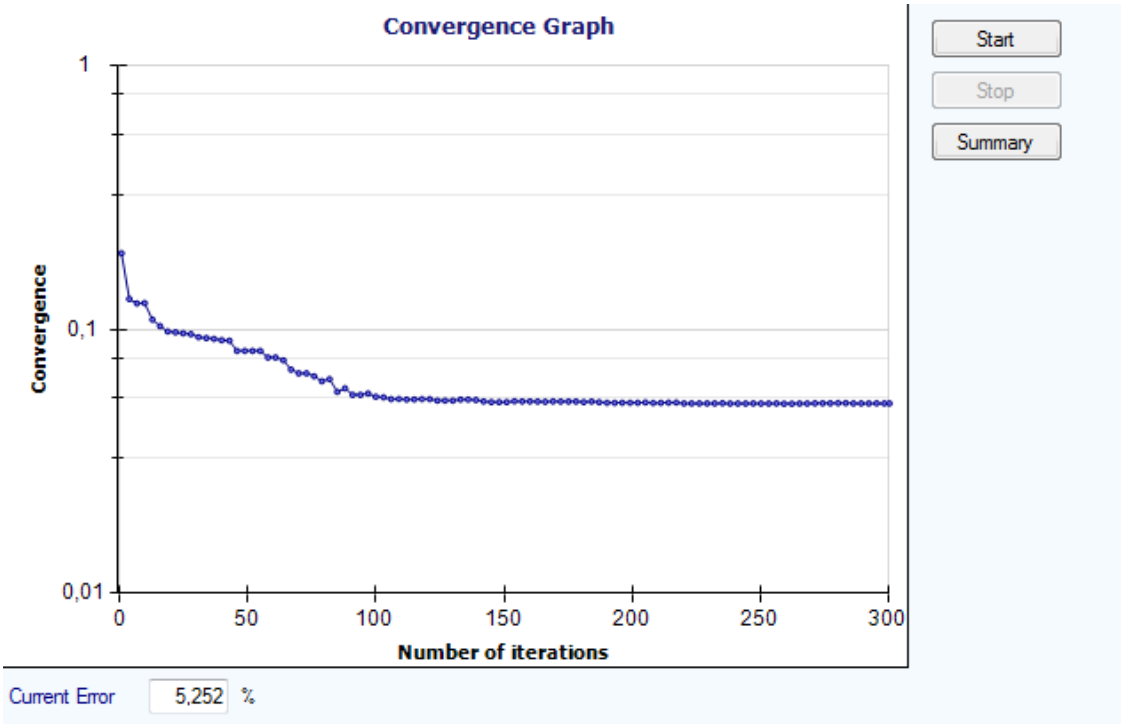
3.5 MODELOS MATEMÁTICOS BASEADOS NA "FÓRMULA MÁGICA"

Além de rotinas para pré-processar os dados experimentais, a ferramenta Optimum Tire (70) foi utilizada para modelar o pneu baseando-se na "Fórmula Mágica" em sua versão PAC2006.

Os dados de força lateral em função do ângulo de deriva foram avaliados através do modelo de "Força Lateral Pura", enquanto os dados de torque de auto alinhamento foram ajustados ao modelo de "Mz Puro", que representa a forma cossenoidal da "Fórmula Mágica".

Baseando-se nas recomendações do fabricante da ferramenta Optimum Tire, o erro entre os dados experimentais e o valor do modelo da "Fórmula Mágica" foi calculado por 300 interações. A Figura 98 representou a interface gráfica da ferramenta, que mostrou a convergência dos erros durante o ajuste do modelo.

Figura 98 - Gráfico de convergência do ajuste dos dados experimentais no modelo da "Fórmula Mágica".



Fonte: Autor

Os erros atingidos para cada modelo foram relacionados na Tabela 9, onde foram adicionadas também informações sobre a nomenclatura utilizada para cada modelo.

Tabela 9 - Nomenclatura utilizada e erro dos modelos matemáticos de pneu

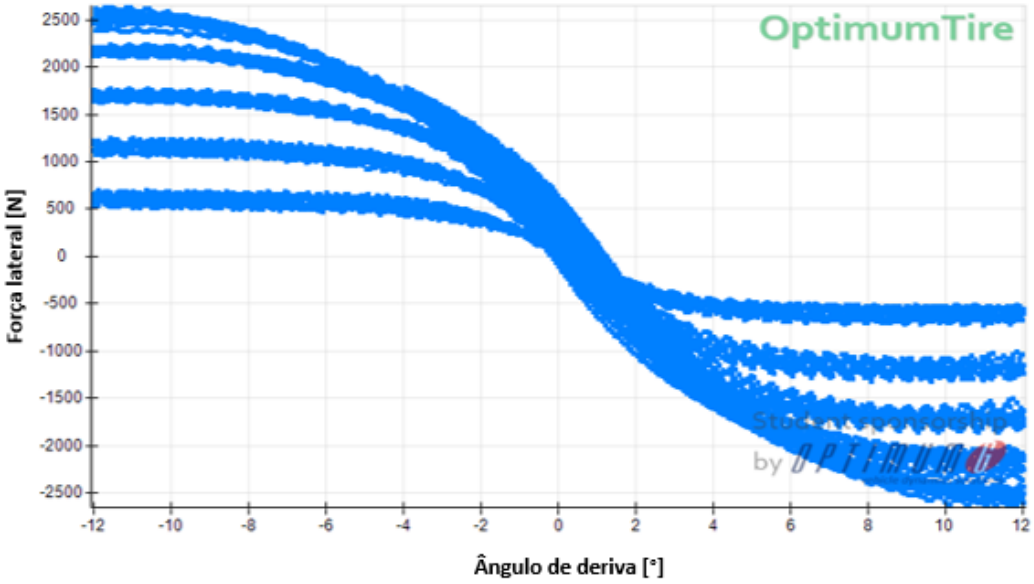
Fonte dos dados experimentais	Nome do modelo	Parâmetro de saída	Erro
TTC / Laboratório (*Flat-track*)	PAC2006_TTC	Fy	5,25%
		Mz	8,32%
TTC / Laboratório (*Flat-track*) com correção do fator de atrito.	PAC2006_TTC_Corrigido	Fy	5,25%
		Mz	8,32%
Dispositivo de teste	PAC2006_Dispositivo	Fy	6,38%
		Mz	17,50%

Fonte: Autor

3.5.1 Modelo baseado nos resultados obtidos em laboratório (*Flat-track*)

Os dados do pneu de referência (LCO 18.0/6.0-10 R25B) considerando a pressão de inflação de 10 psi foram obtidos pela equipe de equipe Fórmula FEI e disponibilizados para análise. A Figura 99 mostrou os resultados das medições da força lateral em função do ângulo de deriva para as diferentes condições de carga normal e ângulo de inclinação.

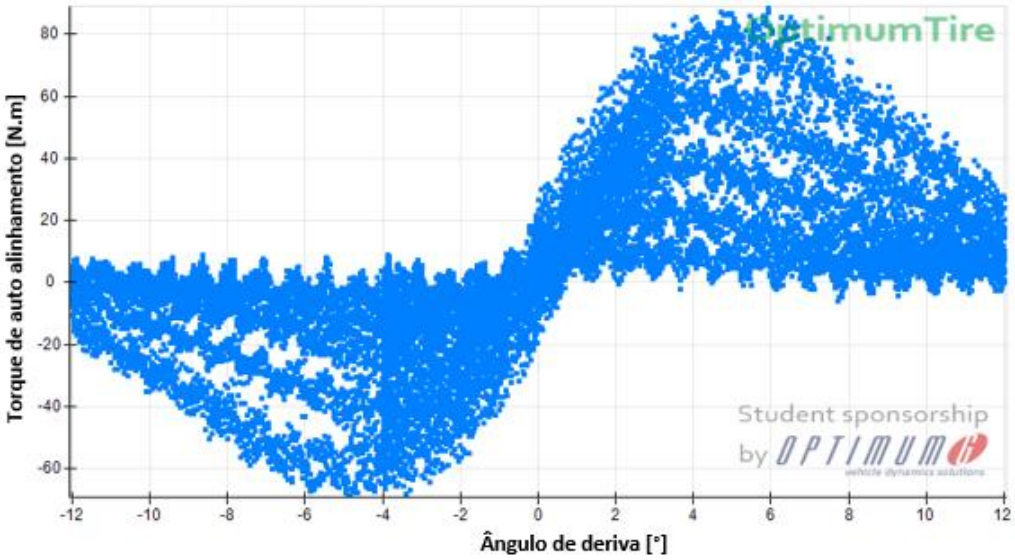
Figura 99 - Resultados de força lateral em função do ângulo de deriva para diferentes ângulos de inclinação e cargas normais



Fonte: Autor

Segundo Lotto (3), a densidade dos pontos foi justificada pela variação do ângulo de inclinação avaliado para cada condição de carga vertical. Kasprzak (2) também explicou essa variação das medições através da histerese do pneu e pelo próprio erro de medição do equipamento. A Figura 100 mostrou os valores de torque de auto alinhamento em função do ângulo de deriva para as diferentes configurações de carga normal e ângulo de inclinação.

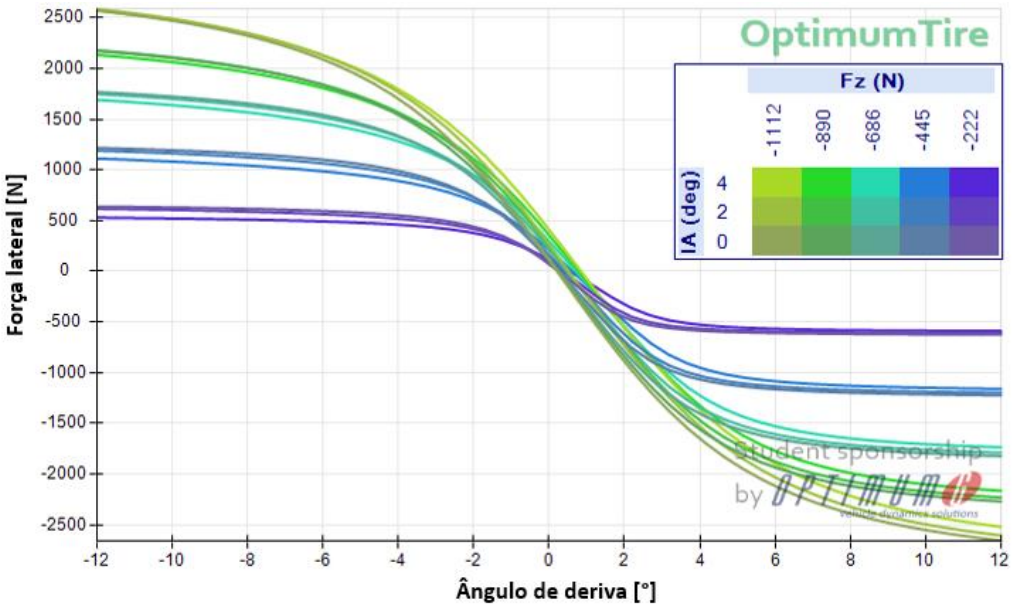
Figura 100 – Resultados de torque de auto alinhamento em função do ângulo deriva para diferentes cargas normais e ângulos de inclinação.



Fonte: Autor

A Figura 101 mostrou as curvas de força lateral em função do ângulo de deriva geradas a partir do modelo da “Fórmula Mágica”.

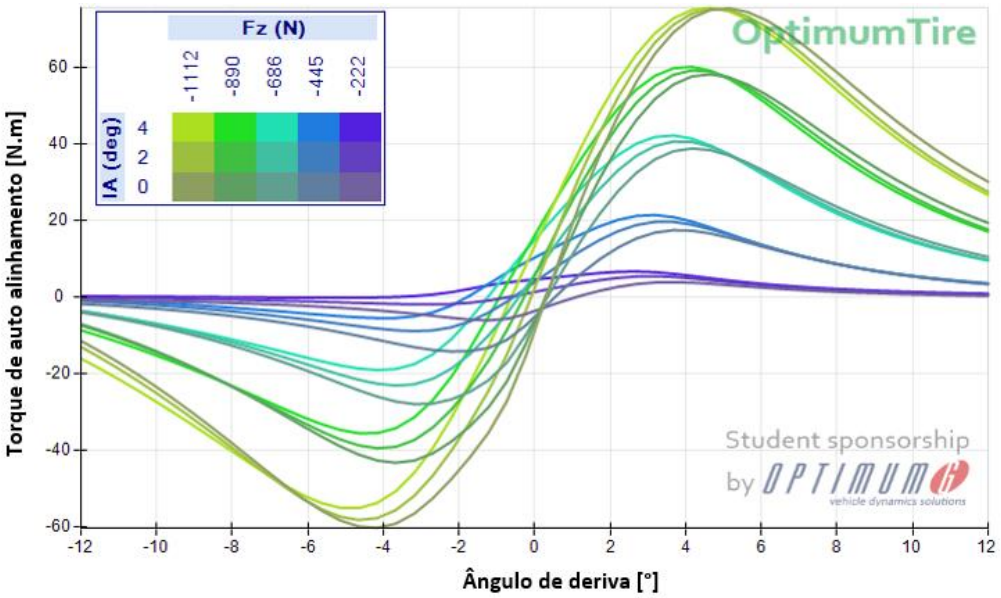
Figura 101 - Modelo matemático - Força lateral em função do ângulo de deriva para diferentes forças normais e ângulos de inclinação



Fonte: Autor

A “Fórmula Mágica” também foi utilizada ajustar as curvas de torque de auto alinhamento em função do ângulo de deriva para as diferentes condições de teste (Figura 102).

Figura 102 - Modelo matemático - Torque de auto alinhamento em função do ângulo de deriva para diferentes forças normais e ângulos de inclinação



Fonte: Autor

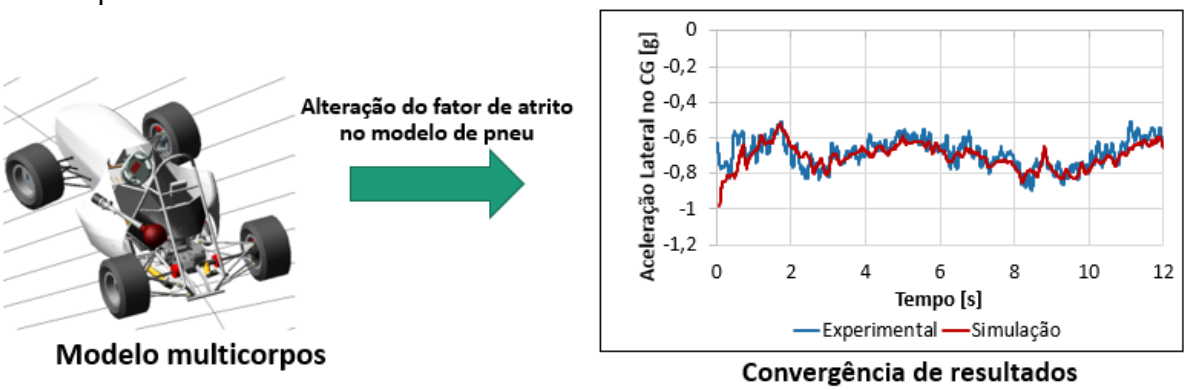
3.5.2 Correção do fator de atrito ($\lambda_{\mu y}$).

Conforme discutido na seção 2.4.2, o fator de atrito ($\lambda_{\mu y}$) pôde ser aplicado ao modelo da "Fórmula Mágica" para corrigir os efeitos do alto valor de atrito utilizado no equipamento *Flat-track*. Dessa forma, foi possível prever o comportamento do pneu em condições de atrito que representam o pavimento no qual o pneu foi aplicado.

Um exemplo importante da aplicação do fator de atrito que foi utilizado como base deste estudo, foi a obra de Lotto (5). Nela, os dados experimentais do pneu Hoosier LCO 18.0/6.0-10 R25B obtidos em *Flat-track* foram ajustados através da "Fórmula Mágica" e o modelo matemático de pneu foi aplicado em um modelo multicorpos de veículo completo. O modelo desenvolvido por Lotto (5) foi validado por meio da realização de manobras no mesmo local de teste apresentado na Figura 80 com um protótipo FSAE instrumentado. Assim, os dados experimentais foram comparados com os dados de suas simulações. Para convergência entre os resultados de simulação e os dados experimentais, foi necessário o ajuste do fator de atrito no modelo de pneu.

A Figura 103 mostrou como exemplo os resultados de aceleração lateral durante a manobra de *skid-pad*. Os dados indicaram a validação do modelo multicorpos após a alteração do fator de atrito no modelo de pneu.

Figura 103 - Utilização do fator de atrito para convergência de resultados em modelos multicorpos

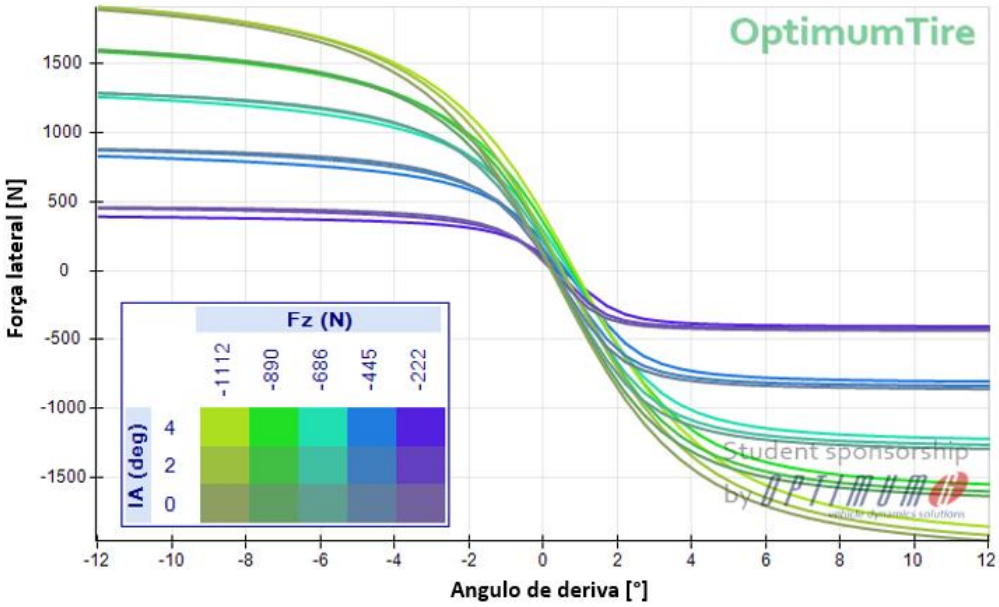


Fonte: Autor "adaptado" de Lotto (5)

Como o local de teste e o pneu empregado neste trabalho foram os mesmos avaliados por Lotto (5), o fator de atrito definido em seu trabalho foi utilizado para corrigir as curvas apresentadas na Figura 101 e na Figura 102. Dessa forma, os dados do pneu obtidos em laboratório puderam ser utilizados para prever o comportamento do pneu considerando sua interação com o pavimento do local de teste.

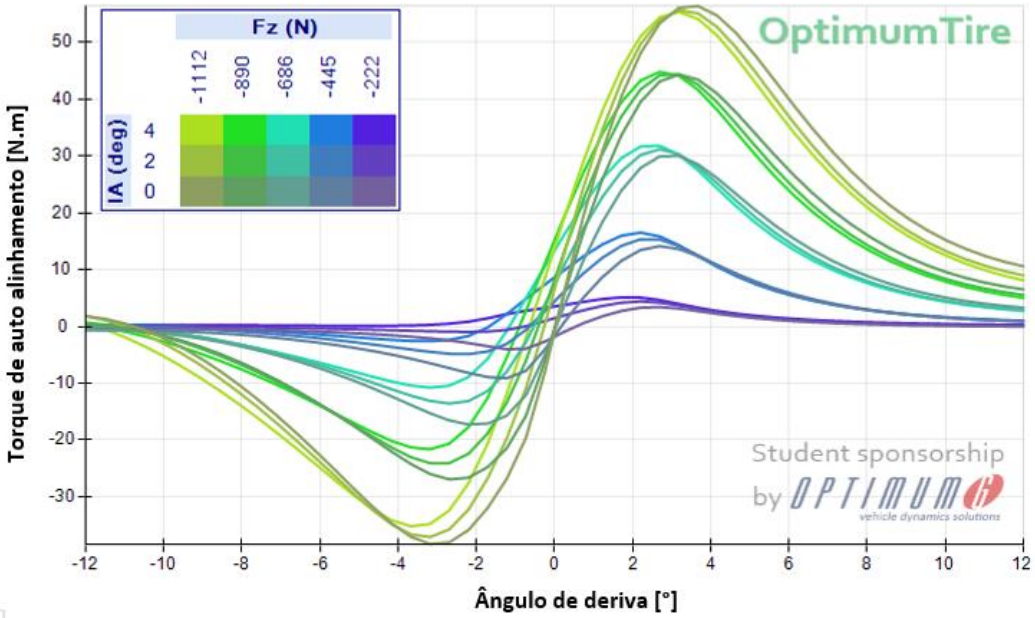
A Figura 104 e a Figura 105 mostraram, respectivamente, as curvas de força lateral e torque de auto alinhamento em função do ângulo de deriva pós a aplicação do fator de atrito no modelo da “Fórmula Mágica”.

Figura 104 - Modelo matemático com a aplicação do fator de atrito - Força lateral em função do ângulo de deriva



Fonte: Autor

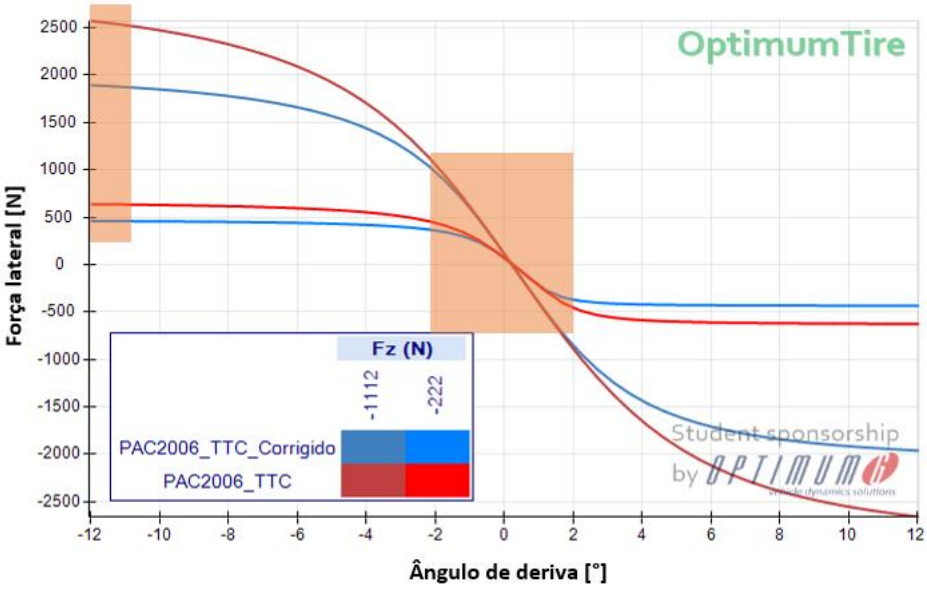
Figura 105 - Modelo matemático com a aplicação do fator de atrito - Torque de auto alinhamento em função do ângulo de deriva



Fonte: Autor

Para a compreensão dos efeitos da correção do fator de atrito, a curva de força lateral em função do ângulo de deriva do modelo baseado nos dados da *Flat-track* foi comparada com a curva corrigida. Como indicado na Figura 106, foram avaliados dois valores de carga normal.

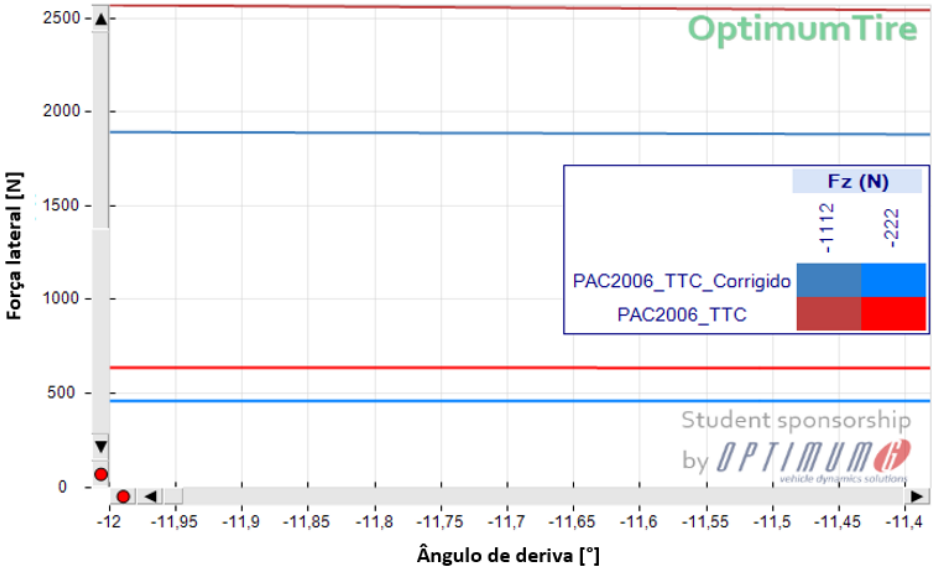
Figura 106 - Comparação de entre resultados de força lateral em função do ângulo de deriva para diferentes fatores de atrito



Fonte: Autor

A região entre -12° e -11° de ângulo de deriva, destacada na Figura 106, foi apresentada na Figura 107 para comparação das forças laterais alcançadas pelo pneu considerando diferentes fatores de atrito.

Figura 107 - Comparação de forças laterais geradas pelo pneu para diferentes fatores de atrito

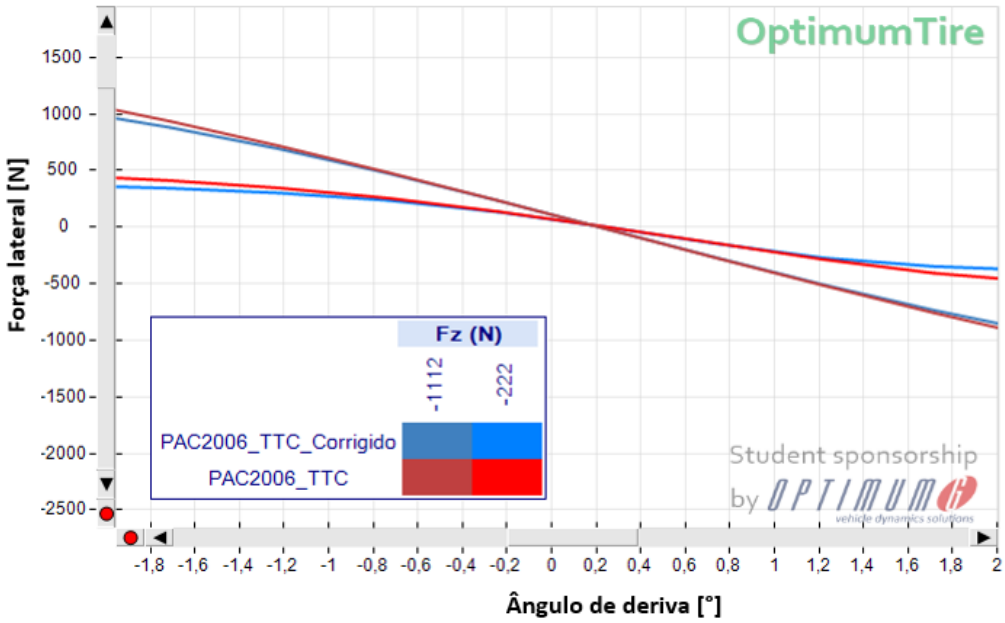


Fonte: Autor

Observou-se que, conforme descrito na seção 2.4.2, o principal resultado da correção do fator de atrito foi a redução dos esforços alcançados pelo pneu, o que pode ser representado no modelo da "Fórmula Mágica" como a redução do Fator de Pico (D).

A região onde o pneu apresentou comportamento linear, entre -1,5° e +1,5° de ângulo de deriva, que também foi destacada na Figura 106, foi apresentada na Figura 108. Assim, foi possível comparar a rigidez lateral do pneu através da inclinação das curvas de força lateral em função do ângulo de deriva.

Figura 108 - Comparação da rigidez lateral do pneu para diferentes fatores de atrito.



Fonte: Autor

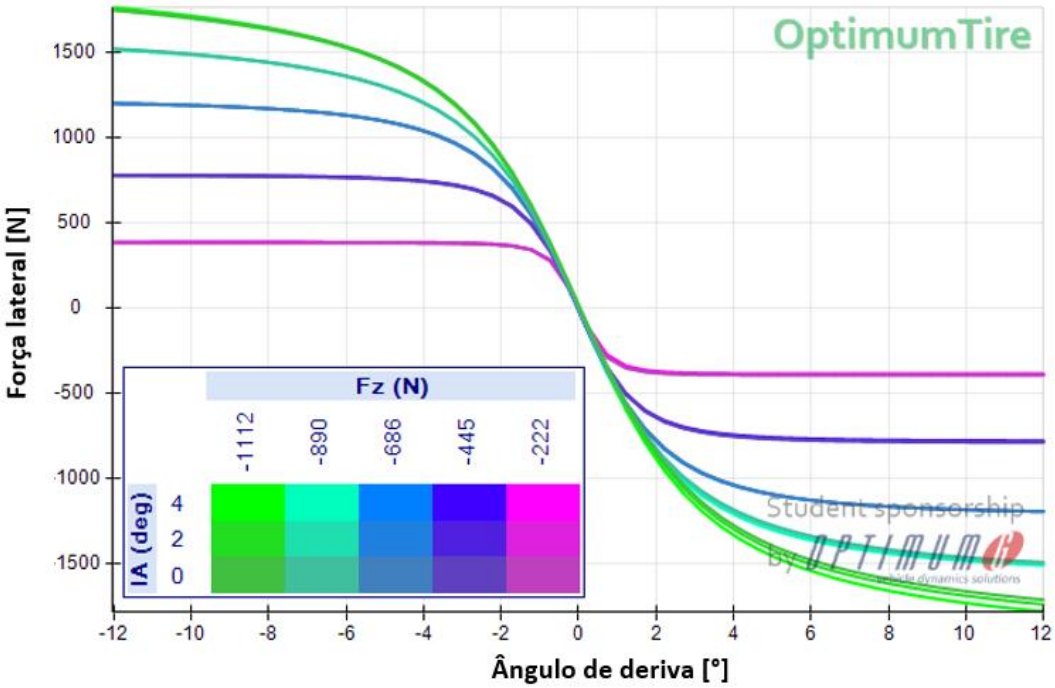
Observou-se que a redução do fator de atrito diminui a rigidez lateral do pneu, o que pôde ser explicado pela redução do Fator de Rigidez (*K*) na formulação da "Fórmula Mágica".

A correção do fator de atrito foi importante para a obtenção de um modelo matemático que considerou a interação do pneu de referência com o pavimento do local de ensaio, dessa forma, o modelo PAC_TTC_Corrigido foi utilizado para comparações com o modelo de pneu resultante dos ensaios realizados pelo dispositivo de teste, como foi descrito na seção 3.5.4.

3.5.3 Modelo de pneu baseado nos resultados obtidos pelo dispositivo de teste

Os dados de força lateral e torque de auto alinhamento, apresentados na Figura 96 e Figura 97, foram ajustados com base nas equações da "Fórmula Mágica". As curvas de força lateral em função do ângulo de deriva foram apresentadas na Figura 109.

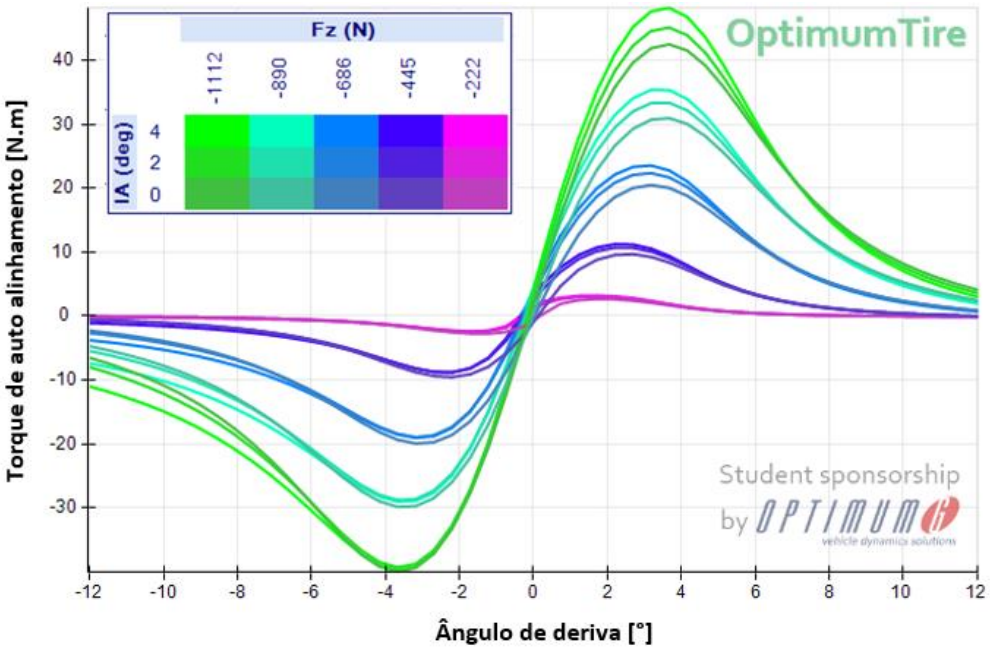
Figura 109 - Modelo matemático baseado nos resultados do dispositivo de teste - Força lateral em função do ângulo de deriva



Fonte: Autor

As curvas de torque de auto alinhamento em função do ângulo de deriva foram apresentadas na Figura 110.

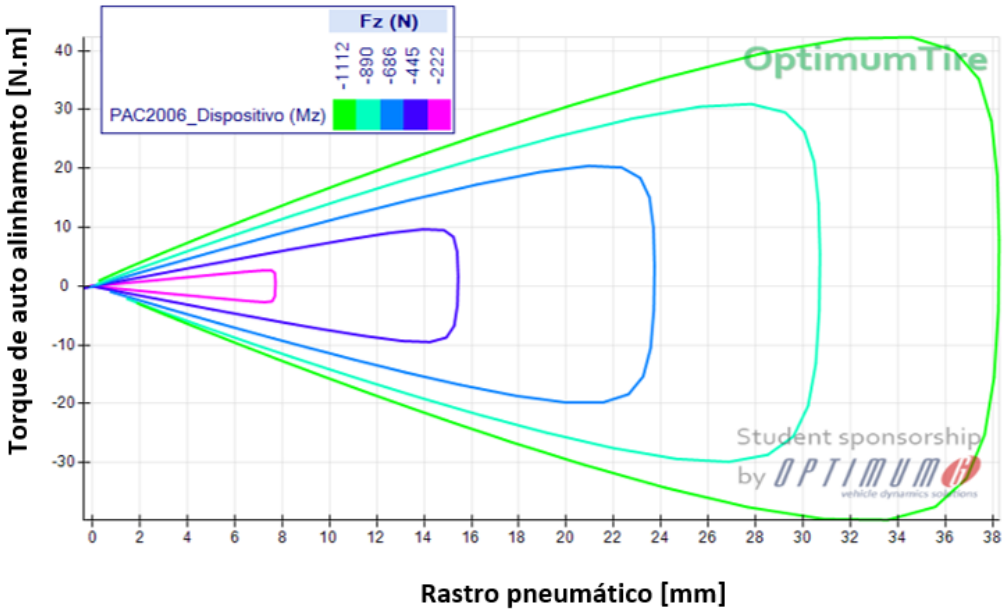
Figura 110 - Modelo matemático baseado nos resultados do dispositivo de teste - Torque de auto alinhamento em função do ângulo de deriva



Fonte: Autor

Dentre os diversos resultados que puderam ser estudados após o desenvolvimento do modelo matemático do pneu, um exemplo foi o comportamento do rastro pneumático (t_p), que pôde ser relacionado com torque de auto alinhamento considerando diferentes cargas normais (Figura 111).

Figura 111 - Torque de auto alinhamento em função do rastro pneumático



Fonte: Autor

Assim como verificado por Lotto (5), observou-se que os valores de rastro pneumático dependem da força normal, sendo que o máximo valor de rastro pneumático foi de 38 mm considerando uma carga normal de 1112 N.

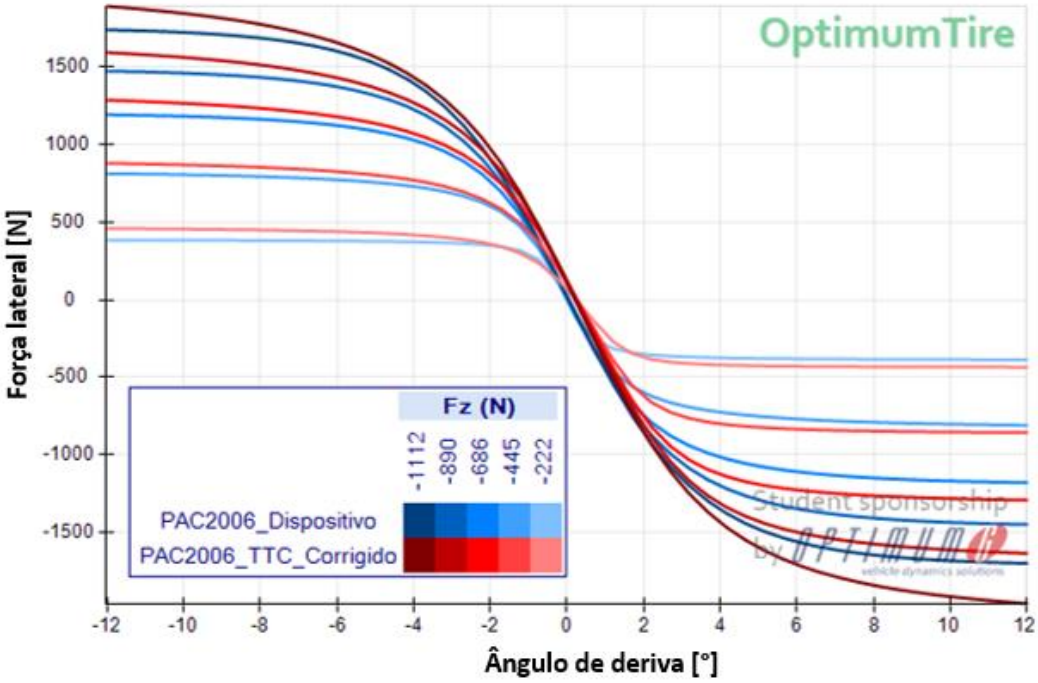
Os resultados apresentados na Figura 109 e na Figura 110 indicaram que o principal objetivo do trabalho foi alcançado, pois através da metodologia utilizada, desenvolveu-se um modelo matemático semi-empírico de pneu, que foi baseado em dados obtidos por meio do dispositivo de teste construído por Chicuta (3).

3.5.4 Comparação entre modelos

Para validar todos os métodos utilizados neste estudo, desde o processo de instrumentação do dispositivo até o modelamento matemático do pneu, comparações foram feitas entre o modelo baseado nos dados medidos pelo dispositivo de teste (PAC2006_Dispositivo) e o modelo realizado com os dados obtidos em laboratório, considerando as correções do fator de atrito (PAC2006_TTC_Corrigido).

As curvas de força lateral em função do ângulo de deriva, considerando diferentes cargas normais, foram sobrepostas para a comparação entre os modelos (Figura 112).

Figura 112 - Comparação entre modelos - força lateral em função do ângulo de deriva



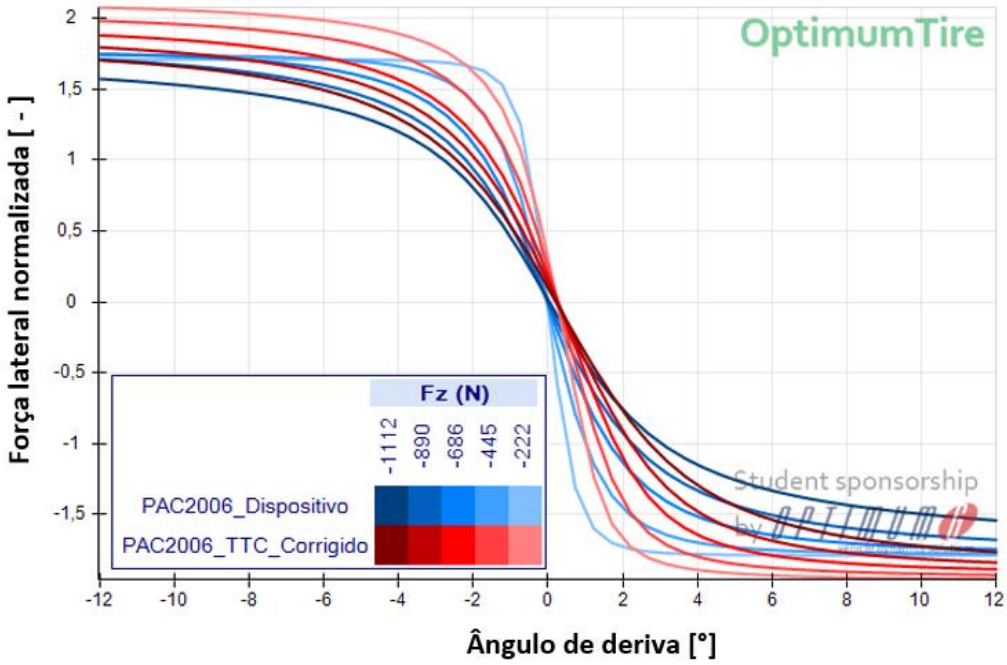
Fonte: Autor

Verificou-se que as forças máximas medidas pelo dispositivo foram menores que as forças laterais alcançadas pelo modelo que considerou os ensaios em *Flat-track*.

O aumento da força lateral para o mesmo incremento de força normal também apresentou diferentes comportamentos entre os dois modelos. Este comportamento foi avaliado com o auxílio do gráfico de força lateral normalizada (F_y/F_Z) em função do ângulo de deriva (Figura 113). Foi verificado que modelo de pneu baseado nos dados do dispositivo apresentou menor sensibilidade ao carregamento normal, quando comparado ao modelo baseado nos dados da *Flat-track*.

Para ambos os modelos, a sensibilidade ao carregamento vertical foi reduzida em função do aumento da carga normal, assim como indicado por Milliken (19) na Figura 22.

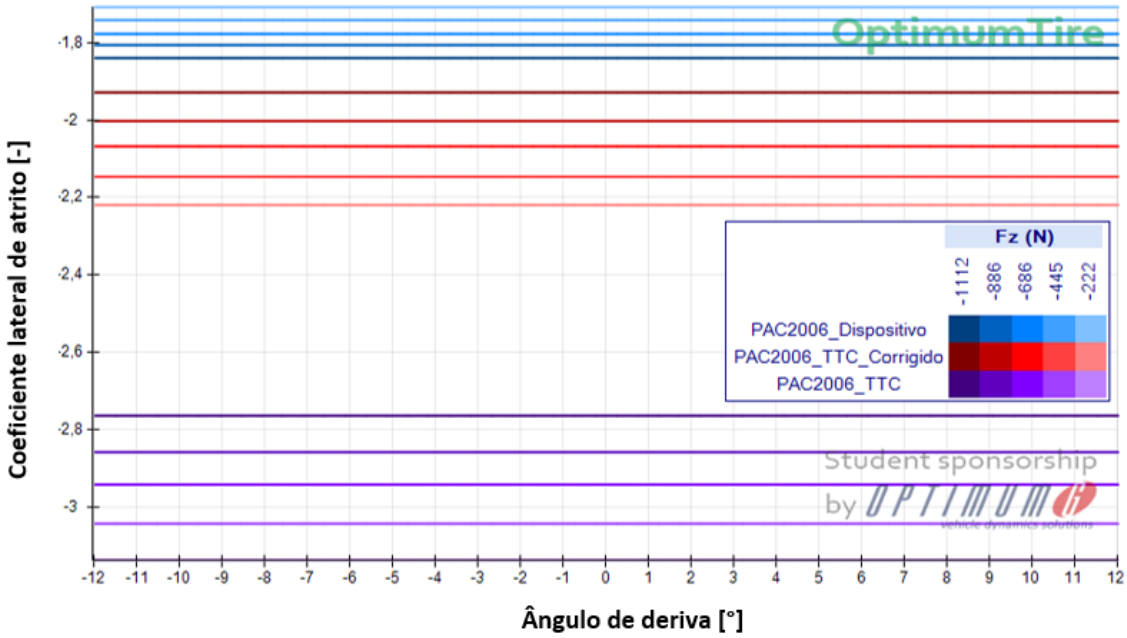
Figura 113 - Comparação entre modelos - Força lateral normalizada em função do ângulo de deriva



Fonte: Autor

De acordo com a equação (2-11), foi possível assumir que o valor máximo de força lateral normalizada foi equivalente ao coeficiente de atrito lateral (μ_y) . Assim, desenvolveu-se o gráfico da Figura 114, que relacionou o coeficiente de atrito lateral em função do ângulo de deriva para diferentes carregamentos normais.

Figura 114 - Comparação entre modelos - coeficiente de atrito lateral em função do ângulo de deriva para diferentes cargas normais



Fonte: Autor

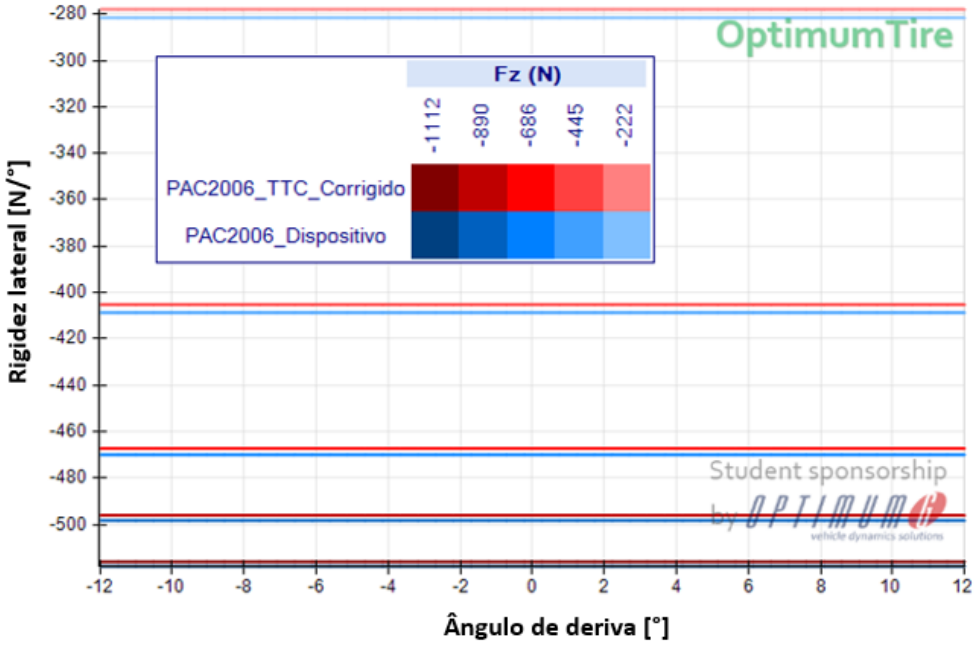
O coeficiente de atrito lateral foi calculado por uma rotina inserida no Optimum Tire, que calcula μ_y como sendo um valor negativo. Este parâmetro não pôde ser alterado no gráfico apresentado na Figura 114.

A Figura 114 mostrou que o máximo coeficiente de atrito lateral para o modelo baseado no dispositivo de teste foi igual a 1,82, enquanto o modelo baseado nos ensaios em laboratório, considerando o fator de atrito, foi igual a 2,22.

Para mostrar o efeito do fator $\lambda_{\mu y}$ na alteração do coeficiente de atrito lateral, a Figura 114 relacionou também os dados referentes ao modelo baseado nos dados da *Flat-track* sem a influência de $\lambda_{\mu y}$. Observou-se que o modelo de pneu, sem a influência do fator $\lambda_{\mu y}$, alcançou um valor de atrito igual a 3,20.

Considerando a região onde o pneu apresentou comportamento linear, foi possível calcular a rigidez lateral para diferentes carregamentos normais (Figura 115).

Figura 115 - Comparação entre modelos - Rigidez lateral em função do ângulo de deriva para diferentes cargas normais



Fonte: Autor

A Figura 115 indicou que o modelo baseado nos dados de dispositivo de teste apresentou rigidez lateral similar ao modelo de pneu obtido através de dados da *Flat-track*, resultando em diferenças inferiores a 2%.

Comparando a Figura 104 com a Figura 109, foi possível observar que os modelos apresentaram diferentes comportamentos em relação ao aumento de força lateral gerada pelo aumento do ângulo de inclinação.

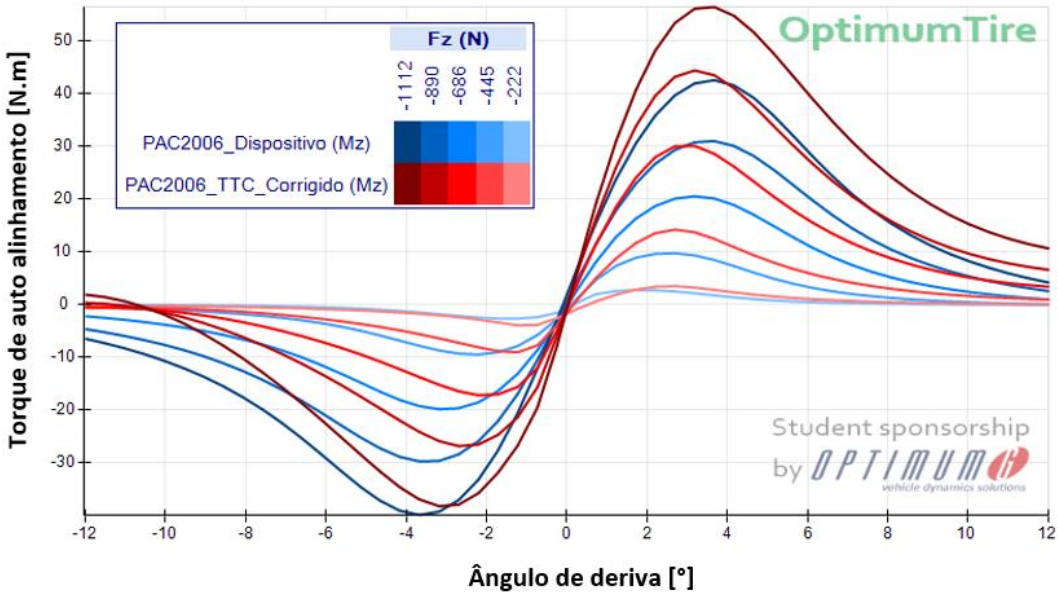
O modelo de pneu baseado no dispositivo apresentou menor sensibilidade ao ângulo de inclinação, quando comparado ao modelo de pneu baseado nos dados do TTC. O menor coeficiente de atrito considerado pelo modelo PAC2006_Dispositivo pode ser considerado como uma das causas desse comportamento.

A análise das curvas apresentadas na Figura 104, indicaram que mesmo para o modelo baseado no TTC, o ângulo de inclinação não resultou em alterações significativas de força lateral, assim como também foi verificado por Schommer (71), que confirmou a baixa sensibilidade a inclinação para os pneus utilizados em veículos de FSAE.

Além do menor valor de atrito e da baixa sensibilidade do pneu em relação ao ângulo de inclinação, a sensibilidade do sistema de medição e as variáveis inerentes ao método de teste, podem ter influenciado os resultados de força, de maneira que o sistema não foi capaz de avaliar as pequenas variações de força esperadas para o aumento do ângulo de inclinação.

Por fim, as curvas de torque de auto alinhamento em função do ângulo de deriva foram comparadas, como verificou-se na Figura 116.

Figura 116 - Comparação entre modelos - torque de auto alinhamento em função do ângulo de deriva



Fonte: Autor

Observa-se que os modelos comportamentos próximos dentro da faixa onde o pneu possui comportamento linear, ou seja, entre -1,5° e +1,5° de ângulo de deriva. As diferenças apresentadas na região não linear podem ser explicadas, primeiramente, pelo menor coeficiente

de atrito atingido durante os testes realizados com o dispositivo, o que resultou na redução do torque de auto alinhamento.

As medições de torque de auto alinhamento apresentaram maior dispersão dos dados, o que foi concluído através do erro de 17,61% encontrado no ajuste dos dados experimentais (Tabela 9). Esse comportamento pode ser explicado pelo fato de que os resultados de torque auto alinhamento foram muito influenciadas pelas forças medidas pelo braço de controle 3, que foi fabricado em alumínio, tornando-o mais suscetível aos efeitos de vibração gerada pelas perturbações da pista. Esses fatores de desvio também puderam ser relacionados como fontes das discrepâncias encontradas entre os modelos de pneu apresentados na Figura 116.

4 CONCLUSÃO

Ao final do trabalho, concluiu-se que o dispositivo e os parâmetros de teste utilizados foram capazes de avaliar as forças laterais e o torque de auto alinhamento gerados pelo pneu de teste. Foram consideradas diferentes condições de ângulo de deriva, ângulo de inclinação e cargas normais, sendo possível desenvolver um modelo semi-empírico de pneu baseado na "Fórmula Mágica".

Concluiu-se também que a metodologia utilizada foi validada, pois foi verificada a coerência de resultados, entre o modelo de pneu baseado nos dados obtidos por meio do dispositivo e o modelo matemático de pneu baseado nos resultados da *Flat-track*. Dessa forma, o dispositivo pode ser utilizado para medição de outros tipos de pneus considerando diferentes parâmetros de teste, como alterações da pressão de inflação, compostos de borracha ou até mesmo para diferentes condições de pavimento.

O aprimoramento do sistema de monitoramento dos parâmetros de controle, principalmente a inclusão de sensores de temperatura dos pneus, foi importante para a compreensão do comportamento do pneu e para a definição do método de teste. A existência do transdutor de deslocamento que avaliou o desvio de trajetória a partir do ângulo da 5ª roda, indicou o desempenho esperado durante a concepção do dispositivo, sendo que o máximo desvio medido foi de apenas 1,2%.

O processo de dimensionamento, instrumentação e calibração dos braços laterais foi o principal fator para que o objetivo principal do trabalho fosse alcançado, porém estudos para melhoria da barra 3, responsável pela avaliação do torque de auto alinhamento, devem ser realizados para que os desvios encontrados sejam reduzidos.

A substituição do equipamento de medição dos sinais de esforços, que foi utilizado por Chicuta (3), pelo módulo HBM Quantum X - MB840A, foi imprescindível para a qualidade das medições, pois o equipamento permitiu que os dados fossem observados em tempo real e disponibilizou uma maior taxa de aquisição de dados, sendo possível coletar os valores de força considerando todas a variações inerentes ao método de teste, como a variação de carga normal gerada por imperfeições da pista e também as variações de temperatura e pressão de inflação apresentadas durante as medições.

O procedimento de comparação dos modelos matemáticos de pneu para validar o dispositivo, foi possível devido ao monitoramento de parâmetros dos testes, que buscaram replicar as condições dos ensaios realizados em laboratório.

A velocidade de teste (30 km/h) foi o único parâmetro que não pôde ser baseado nos parâmetros utilizados em laboratório (40,2 km/h), devido a questões de espaço e segurança. A influência desse fator não foi considerada ou ajustada durante a realização do modelo matemático de pneu, logo, parte dos desvios encontrados durante a etapa de validação do método de teste podem também ter sido influenciadas por esse parâmetro.

A comparação entre os modelos matemáticos de pneu só foi possível devido à utilização do fator de atrito ($\lambda_{\mu y}$), que ajustou o modelo baseado nos dados do TTC, para simular a interação do pneu com o pavimento onde os ensaios foram feitos. Sem a utilização do fator $\lambda_{\mu y}$, seria impossível comparar resultados que consideraram um coeficiente de atrito lateral superior a 3,0, com dados medidos em uma condição que apresentou coeficiente de atrito igual a 1,8.

Por fim, foi possível concluir que o modelo de pneu resultante das medições realizadas com o dispositivo de teste pode alimentar modelos matemáticos de veículo completo, o que possibilitou às equipes de FSAE a oportunidade de avaliar o comportamento dinâmico de seus protótipos, considerando as condições reais de aplicação do pneu.

5 TRABALHOS FUTUROS

A construção e validação do dispositivo e o desenvolvimento do método de utilização do equipamento abriram diversas oportunidades de trabalhos futuros. A primeira recomendação realizada foi que modelos dinâmicos de veículos completos sejam desenvolvidos considerando os modelos de pneu desenvolvidos neste trabalho. Assim como foi feito por Lotto (5), a validação do modelo através de comparações com veículo físico instrumentado pode oferecer informações adicionais sobre a precisão dados de pneu, possibilitando a análise de possíveis melhorias no método de medição.

Outra área de estudo que pôde ser abordada com a utilização do dispositivo já existente, foi a possibilidade de ensaios de outros tipos pneus. Como o método de medição foi validado, pode-se ensaiar também pneus que não têm seus dados oferecidos pelo TTC, o que pode ser um diferencial dos projetos estudantis, que tiverem acesso ao dispositivo.

Diversos fatores de teste foram fixados para que a validação do dispositivo fosse possível, mas novas medições poderiam ser realizadas para o estudo de parâmetros específicos, como por exemplo, a sensibilidade do pneu relativa a diferentes pressões de inflação.

O benefício do dispositivo deste foi a possibilidade de medição das forças geradas pelo pneu em condições reais de pavimento. Logo, a partir da validação do equipamento, novos métodos de teste poderiam ser desenvolvidos para avaliar a diferença do comportamento do pneu em diferentes tipos de asfalto ou em condições de asfalto molhado. Partindo desse princípio, a capacidade de medição do dispositivo de teste também poderia ser verificada para a realização de ensaios para condições fora de estrada.

Algumas recomendações para a melhoria do dispositivo foram relacionadas, de maneira que, não só os estudantes ligados a engenharia automotiva poderiam usufruir do dispositivo de teste. Diferentes áreas de conhecimento como a engenharia de automação ou a engenharia elétrica poderiam trabalhar na melhoria do sistema de variação do ângulo de deriva, automatizando-o, assim como foi feito no dispositivo de Martin (39). O controle de carga normal também poderia ser automatizado através do controle da pressão de bolsões pneumáticos, o que resultaria na redução do tempo de teste.

Outra proposta de melhoria foi a instalação de um sistema de controle de escorregamento longitudinal, como um freio, por exemplo. Esse sistema seria importante para a variação das forças longitudinais geradas pelo pneu, o que possibilitaria o modelamento do pneu considerando o modelo de “forças combinadas”.

REFERÊNCIAS

1. FSAE Online. **FSAE Rules 2017-2018**.
   Disponível em:<http://www.fsaeonline.com/content> Acesso em: 20/11/2017.

2. 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.

3. CHICUTA, W. **Desenvolvimento de um equipamento e metodologia para medir as forças geradas por pneus automotivos em condições de esterço**, Tese de Mestrado, Centro Universitário da FEI, São Bernardo do Campo, 2017.

4. FORMULA STUDENT TEAM DELFT. **Protótipo DUT16 em manobra de skid-pad,** Disponível em <https://www.fsteamdelft.nl/the-cars>. Acesso em 20/11/2017.

5. 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, Centro Universitário da FEI, São Bernardo do Campo, 2014.

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

7. PACEJKA, H. **Tire and Vehicle Dynamics**. 2ªed. Oxford: Elsevier, 2007.

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

9. GILLESPIE, T. **Fundamentals of vehicle dynamics**. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992.

10. JAZAR, R. **Vehicle Dynamics:** Theory and Application. New York: Springer, 1995.

11. PIRELLI. **Conceitos básicos de pneus**. São Paulo, 2017.

12. LINHARES, L. **Dinâmica de pneus**. Universidade de Porto, Porto, 2015.

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

14. GENT, A, Walter, **The pneumatic Tire,** University of Akron, National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA), 2005.

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

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

17. LANG, A e KLÜPPEL, M. **Modelling predictions and experimental investigations of rubber friction and tire traction,** Department of material concepts and Modeling, Deutches Institut für Kautschuktechnologie**,** University of Surrey, Surrey, 2015.

18. TORBRÜGGE S. **Friction of tyre tread compounds on rough surfaces: combined experimental and theoretical study,** Continental Reifen Deutschland GmbH, 4th International Tyre Colloquium, University of Surrey, Surrey, 2015.

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

20. SCHLUETER, B. **Predicting Vehicle Dynamics for Roadside Safety Using Multibody Systems Simulations**, Tese de Mestrado, University of Nebraska-Lincoln, USA, 2012.

21. SMITH, N. D. **Understanding parameters influencing tire modeling**, Colorado, Colorado State University, 2004.

22. SMITH, Carroll. **Tune to win.** Fallbrook: Society of automotive engineers, 1978.

23. KASPRZAK, E. M. GENTZ, D. **Inflation pressure effects in the nondimensional tire model**, SAE paper 2006-01-3607. Michigan: Society of Automotive Engineers, 2006

24. BESSELINK, I.J.M. **Extending the Magic Formula and SWIFT tyre models for inflation pressure changes**, TU Eindhoven, TNO Automotive, Helmond, Holanda, 2005.

25. LU, D e WANG, C. **Study on the influence of tire pressure to tire mechanical properties**. Jilin University, ICV, Chongqing, 2016.

26. VARGUESE.A**. Influence of tyre inflation pressure on fuel consumption, vehicle handling and ride quality**. Tese de Mestrado, Chalmers University of Technology, Göteborg, 2013.

27. GROD.M, e HAGUE.O, **Tametire´s testing procedure outside Michelin**, Michelin, 4th International Tyre Colloquium, University of Surrey, Surrey, 2015.

28. MIZUNO, Masahiko. **Development of tire side force model based on "Magic Formula" with the influence of tire surface temperature**. Toyota CRDL volume 38, 2003.

29. SHUHUA.C. **The study of vehicle tire´s temperature rising mechanism,** Northeast Forestry University**,** International Conference of Transportation, Changchun, 2011.

30. BIBIN, S e PANDEY, A.K, **A Hybrid approach to model the temperature effect in tire forces and moments**, SAE paper 2017-01-9676, SAE International. Warrendale, 2017.

31. PERSON, B.N.J., **Rubber friction: role of the flash temperature**, Journal of Physics: Condensed Matter. 18, 7789-7823, 2006.

32. ANGRICK, C., VAN PUTTEN, S., and Prokop, G., **Influence of Tire Core and Surface Temperature on Lateral Tire Characteristics**, SAE paper 2014-01-0074, SAE International, Warrendale, 2014.

33. ROUELLE. C. "**Advanced Vehicle Dynamics Applied to Race car design and Development**, Advanced Vehicle Dynamics Training Seminar, Optimum G, Denver, 2017.

34. BASTIAAN, J. **Design of a smart tire sensor system,** Tese de Doutorado, University of Waterloo, Ontario, 2015.

35. MASHADI, B. e MOUSAVI, H. **Obtaining relations between the Magic Formula coefficients and tire physical properties**, International Journal of Automotive Engineering Vol.5, 2015.

36. WIESSALLA, J, MAO, Y. MASHADI, B. e ESSES, F. **From tyre measurements on low μ surface to full vehicle ESC simulation under winter conditions,** Ford research & Advanced Engineering Europe**,** 4th International Tyre Colloquium, University of Surrey, Surrey, 2015.

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

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

39. MARTIN FOX, D. **Design of a Portable Tire Test Rig and Vehicle Roll-Over Stability Control**, Tese de Mestrado, Virginia Polytechnic Institute, Danville, VA, USA, 2009.

40. HOLPINS, B. **Adaptive Rollover Control Algorithm Based on an Off-Road Tire Model**, Tese de Mestrado, Virginia Polytechnic Institute, Danville, VA, USA, 2009.

41. UMSRITHONG, A. **Deterministic and Stochastic Semi-Empirical Transient Tire Models**, Tese de Doutorado, Virginia Polytechnic Institute, Blacksburg, VA, USA, 2012.

42. [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: 15/10/2017.

43. SHARMA, S, BERMAN, R e KUDUNTWANE, P. **Computational analysis of a South African mobile trailer-type medium sized tyre test rig.** 4th International Tyre Colloquium, University of Surrey, Surrey, 2015.

44. STALLMANN, M. **Tyre model verification over off-road terrain**, Tese de Mestrado, University of Pretoria, 2014.

45. JONSON, A.; OLSSON, E. **A Methodology for Identification of Magic Formula Tire Model Parameters from In-Vehicle Measurements**. Tese de Mestrado, Chalmers University of Technology, Gothenburg, Suécia, 2016

46. 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

47. TUONONEM, Ari, LEHTONEN, T e JUHALA, M. **Estimation of tyre cornering stiffness from vehicle measurements**, Helsinki University of Technology, Helsinki, 2006.

48. RITTER, T. **Design of Laboratory Equipment for Routine Tire Force and Moment Testing**, SAE paper 720472, SAE International, 1972.

49. BIRD. D. **The Calspan Tire Research Facility: Design, Development, and Initial Test Results**, SAE paper 730582, SAE International, 1973.

50. LANGER, W. J; POTTS. G. R. **Development of a Flat Surface Tire Testing Machine**, SAE paper 800245, SAE International, 1980.

51. MTS. **Flat-Trac Tire Testing Systems**, Disponível em: <https:// https://www.mts.com/cs/groups/public/documents/library/dev_002227.pdf > Acesso em: 15/10/2017.

52. 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.

53. BAKKER, E., NYBORG, L., PACJEKA, H., B. **Tire Modeling for Use in Vehicle Dynamics Studies**, SAE Paper 870421, SAE International, 1987.

54. DUGOFF, H; FANCHER, P.S. **An analysis of tire traction properties and their influence on vehicle dynamics performance,** Proceedings FISITA Int. Auto, Safety Conference, SAE Paper 700377, SAE International, 1970.

55. SVENDENIUS, J; GAFYET, M. **A Brush-Model Based Semi-Empirical Tire-Model for Combined Slips**, SAE Paper 2004-01-1064, 2004 SAE World Congress, Detroit, Michigan, 2004.

56. FIALA, E. **Seitenkraefte am rollenden Luftreifen [Lateral Forces Acting on Pneumatic Tire]**, Verein Deutscher Ingenieure – VDI Zeitschrift, **96**(29), pp. 973–979, 1954.

57. GIPSER, M. **The FTire Tire Model Family,** Esslingen University of Applied Sciences, Automotive Engineering Department, Esslingen, 2003.

58. GIPSER, M. **FTire - the tire simulation model for all applications related to vehicle dynamics**, International Journal of Vehicle System Dynamics, 45(Suppl.),139-151, 2007.

59. MSC Software, **ADAMS Tire Documentation**, 2014.

60. BRAGHIN, F; CHELI, F. **Environmental effects on Pacejka´s scaling factors**, Vehicle System Dynamics. Vol.44, 2006.

61. FERNANDES, C.G; PERES, E. **Tire Modeling for model validation**, SAE paper 2004-01-3332, SAE Brasil, São Paulo, 2004.

62. FSAE TTC. **FSAE Tire Test Consortium Forum**. Disponível em: <http://www.fsaettc.org> Acesso em: 20/11/2017.

63. KASPRZAK, E. **FSAE Tire Test Consortium – Run 5 Guide**, FSAE TTC, Buffalo, New York, USA.

64. 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

65. SEGERS. J. **Analysis techniques for racecar data acquisition**, 2ª edição. SAE International, Warrendale, **2014**.

66. HBM. **Quantum X Operating Manual**, Disponível em: <https://www.hbm.com/en/2129/quantumx-mx840b-8-channel-universal-amplifier>, acesso em 28/08/2017.

67. HOFFMANN, KARL. **Practical hints for the installation of strain gages HBM**. 4ª. ed. Alemanha, 1996.

68. HOFFMANN, KARL. **An Introduction to Stress Analysis and Transducer Design Using Strain Gages**. HBM, Alemanha. 1989.

69. VIEIRA. M; ZARPELLON.S. L. **Desenvolvimento, construção e calibração de uma célula de carga extensométrica, utilizando o Método de Elementos Finitos.** Revista de Ciência e tecnologia V.19, UNISAL, ISSN:2236-6733, Campinas, 2016.

70. OPTIMUM G. **Optimum Tire documentation**. Disponível em: <http://www.optimumg.com/software/optimumtire> Acesso em: 20/11/2017.

71. SCHOMMER. A; MARTINS. M. E; SOLIMAN.P; **Analysis of Formula SAE vehicle suspension: Chassis tuning.** SAE Paper 2015-36-0275, Congresso SAE Brasil 2015, São Paulo, 2015.

APÊNDICE A – FICHA TÉCNICA DO VEÍCULO DE TESTE

Tabela 10 - Especificações técnicas do veículo Renault Master Cabine

Ficha Técnica Renault Master tipo Chassis	
Arquitetura	Tração dianteira, tipo chassi cabine sem implemento
Estrutura	Carroceria monobloco construída em aço
Grupo propulsor	Posição transversal, motor de 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 de aço e amortecedores hidráulicos telescópicos.
Cilindrada [cm^3]	2.299
Número de cilindros/válvulas	4/16
Potência máxima [cv(kW)@rpm]	130 (95) @3.500
Torque máx. [kgf.m(Nm)@rpm]	31,7(310) @1500
Tipo de alimentação	Common-rail com turbo intercooler
Tipo de combustível	Diesel S50/S10
Caixa de câmbio	PF6 (manual)
Transmissão	Juntas homocinéticas
Freios	A disco
Rodas	Aço 6,5 J x 16 H2 5 66
Pneus	225/65 R16
Capacidade de combustível [l]	100
Velocidade máxima [km/h]	145
Aceleração de 0 a 100km/h [s]	17.1
Peso Bruto Total[kg]	3.500
Carga útil [kg]	1.759

Fonte: Autor "adaptado de" Renault (64)