

UFMG - UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
Faculdade de Engenharia
Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica

Felipe Menezes Barbosa

Desenvolvimento de uma metodologia para avaliação objetiva dos parâmetros do sistema de direção elétrica a partir da avaliação subjetiva do piloto em um simulador de dinâmica veicular.

Belo Horizonte

2022

Felipe Menezes Barbosa

Desenvolvimento de uma metodologia para avaliação objetiva dos parâmetros do sistema de direção elétrica a partir da avaliação subjetiva do piloto em um simulador de dinâmica veicular.

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais como requisito para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Dr. Juan Carlos Horta Gutiérrez

Coordenador: Prof. Dr. Alexandre Mendes Abrão

Belo Horizonte

Julho, 2022

B238d

Barbosa, Felipe Menezes.

Desenvolvimento de uma metodologia para avaliação objetiva dos parâmetros do sistema de direção elétrica a partir da avaliação subjetiva do piloto em um simulador de dinâmica veicular [recurso eletrônico] / Felipe Menezes Barbosa. - 2022.

1 recurso online (162 f. : il., color.) : pdf.

Orientador: Juan Carlos Horta Gutierrez.

Coordenador: Alexandre Mendes Abrão.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.

Bibliografia: f. 159-162.

Exigências do sistema: Adobe Acrobat Reader.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Veículos elétricos - Teses. 3. Metodologia - Teses. I. Gutierrez, Juan Carlos Horta. II. Abrão, Alexandre Mendes. III. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. IV. Título.

CDU: 621 (043)



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
ESCOLA DE ENGENHARIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

FOLHA DE APROVAÇÃO

DESENVOLVIMENTO DE UMA METODOLOGIA PARA AVALIAÇÃO OBJETIVA DOS PARÂMETROS DO SISTEMA DE DIREÇÃO ELÉTRICA A PARTIR DA AVALIAÇÃO SUBJETIVA DO PILOTO EM UM SIMULADOR DE DINÂMICA VEICULAR

FELIPE MENEZES BARBOSA

Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, constituída pelos Professores: Dr. Juan Carlos Horta Gutierrez (Orientador – Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), Dr. Ernani Sales Palma (Professor aposentado do Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), Dr. Claysson Bruno Santos Vimieiro (Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG) e Dr. Guilherme Costa Carneiro (Stellantis), como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "Mestre em Engenharia Mecânica", na área de concentração de "Projeto e Sistemas".

Dissertação aprovada no dia 01 de julho de 2022.



Documento assinado eletronicamente por Juan Carlos Horta Gutierrez, Subcoordenador(a), em 04/07/2022, às 15:15, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por Claysson Bruno Santos Vimieiro, Professor do Magistério Superior, em 04/07/2022, às 17:55, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por Guilherme Costa Carneiro, Usuário Externo, em 07/07/2022, às 09:23, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por Ernani Sales Palma, Servidor(a), em 07/07/2022, às 12:06, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site https://sei.ufmg.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador 1568205 e o código CRC DF26CEA6.

*A todos aqueles que, de alguma forma,
colaboraram com mais esse objetivo.*

AGRADECIMENTOS

Agradeço à Marcela e a minha família pela paciência e apoio durante esse percurso.

Agradeço ao time de *Vehicle Dynamics* e engenharia chassi da Stellantis pelo suporte para o desenvolvimento desse trabalho.

Agradeço ao time do programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica (PPGMEC) da UFMG – Universidade Federal de Minas Gerais, em especial aos Prof. Dr. Juan Carlos Horta Gutiérrez e ao Prof. Dr. Marco Tulio Faria, pelo suporte e auxílio no desenvolvimento desse trabalho.

*"I am just a child who has never grown up.
I still keep asking these 'how' and 'why' questions. Occasionally, I find an answer."*

Stephen W. Hawking

RESUMO

Esse trabalho de pesquisa busca desenvolver uma metodologia para avaliação de parâmetros de direção de maneira objetiva, correlacionando-os com avaliações subjetivas, através do uso de um simulador de dinâmica veicular. A avaliação subjetiva dos parâmetros do sistema de direção eram até então avaliados apenas durante as fases físicas de validação, quando ajustes são onerosos e demandam de tempo nem sempre disponível. A demanda por análises virtuais robustas cresce a cada projeto desenvolvido, devido ao seu menor custo e tempo de realização, somados a assertividade dos modelos virtuais atualmente. Com o auxílio de um simulador de dinâmica veicular, análises subjetivas podem ser antecipadas e direcionam o desenvolvimento de análises objetivas, tornando o processo mais dinâmico e focado em problemas percebidos antes da fase de ensaios físicos. Para tornar o estudo robusto, foi criada uma linha de desenvolvimento dos modelos de múltiplos corpos, passando pela correlação numérico experimental de K&C, *handling* e análises de direção, convertendo então o modelo de múltiplos corpos para *real-time* e para o uso no simulador validando-o subjetivamente. Através de uma análise de sensibilidade dos parâmetros de direção, relação de direção, Ackermann e variação de convergência, foram escolhidos quais modelos seriam avaliados subjetivamente no simulador, então correlacionando os resultados objetivos com subjetivos, criando e validando uma metodologia onde é possível estimar os impactos de modificações na avaliação subjetiva do veículo.

Palavras-Chave: direção elétrica, avaliação subjetiva, avaliação objetiva, múltiplos corpos, elastocinematismo, K&C, correlação numérico experimental, dinâmica veicular, engenharia do produto, simulador de dinâmica veicular.

ABSTRACT

This research work aims to develop a method for objectively evaluating steering parameters, correlating them with subjective assessments, through the usage of a vehicle dynamics simulator. The subjective evaluation of the steering parameters was only assessed during the physical phases of validation when adjustments are expensive and require timing that is not always available. The demand for robust virtual analyzes grows with each project developed, due to its lower cost and execution time, which added to the assertiveness of virtual models nowadays. With the support of a vehicle dynamics simulator, subjective assessments can be predicted and guide the development of objective analyses, making the process more dynamic and focused on problems perceived before they exist in physical vehicles. By making a robust study, a process of development of a multibody model was created, going through correlation using experimental data, K&C, handling, and steering analysis, for then converting the model to the simulator and subjectively validating it. Through a sensitivity analysis of the steering parameters, steering ratio, Ackermann, and bump steer, it was chosen which models would be exported and subjectively assessed in the simulator, then correlating objective with subjective results, creating, and validating a methodology where it is possible to estimate the impact of modifications on the subjective assessment of the vehicle.

Keywords: electric steering, subjective evaluation, objective evaluation, multibody, Kinematics and Compliance, K&C, experimental numerical correlation, vehicle dynamics, product engineering, vehicle dynamics simulator.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 - CICLO DE DESENVOLVIMENTO – <i>V-CYCLE</i>	26
FIGURA 2 - DEFINIÇÃO DO SISTEMA DE COORDENADAS.	30
FIGURA 3 – COMPONENTES DA SUSPENSÃO DIANTEIRA <i>MCPHERSON</i>	33
FIGURA 4 – COMPONENTES DA SUSPENSÃO TRASEIRA <i>MCPHERSON</i>	33
FIGURA 5 - MOLA HELICOIDAL.	34
FIGURA 6 - AMORTECEDOR.	35
FIGURA 7 - MANGA DE EIXO.	36
FIGURA 8 - BRAÇO OSCILANTE.....	37
FIGURA 9 – BATENTE DE SUSPENSÃO - COMPRESSÃO.	38
FIGURA 10 – <i>SUBFRAME</i> OU TRAVESSA.....	39
FIGURA 11 - BARRA ESTABILIZADORA.....	40
FIGURA 12 - COMPONENTES DO SISTEMA DE DIREÇÃO PINHÃO- CREMALHEIRA.	41
FIGURA 13 - DIÂMETRO DE GIRO.....	42
FIGURA 14 - CAIXA DE DIREÇÃO HIDRÁULICA.....	43
FIGURA 15 - COLUNA DE DIREÇÃO ELÉTRICA, EM DESTAQUE.	44
FIGURA 16 - CAIXA DE DIREÇÃO MECÂNICA.....	45
FIGURA 17 – DETALHES DA CAIXA DE DIREÇÃO HIDRÁULICA.	45
FIGURA 18 – DETALHES DA CAIXA DE DIREÇÃO HIDRÁULICA, VERSO.....	46
FIGURA 19 - LOCAL DE INSTALAÇÃO DA BOMBA DE DIREÇÃO HIDRÁULICA..	46
FIGURA 20 - DETALHES CAIXA DE DIREÇÃO MECÂNICA.....	47
FIGURA 21 - CENTRAL DE DIREÇÃO ELÉTRICA.	48
FIGURA 22 – DETALHES DO SISTEMA DE DIREÇÃO RACK-EPS.	49
FIGURA 23 - NÍVEIS DE AUTOMAÇÃO.....	49
FIGURA 24 - SUSPENSÃO COM ALINHAMENTO DIVERGENTE.	52
FIGURA 25 - SUSPENSÃO COM ALINHAMENTO CONVERGENTE.....	52
FIGURA 26 – ÂNGULO DE CAMBER NEGATIVO.....	53
FIGURA 27 – ÂNGULO DE CAMBER POSITIVO.....	53
FIGURA 28 - KPI (<i>KINGPIN INCLINATION</i>).....	54
FIGURA 29 – ÂNGULO DE CASTER.	55
FIGURA 30 - <i>CASTER TRAIL</i>	56
FIGURA 31 - <i>SCRUB RADIUS</i>	57

FIGURA 32 - <i>ROLL CENTER HEIGHT</i>	57
FIGURA 33 - <i>ROLL AXIS</i>	58
FIGURA 34 - EFEITOS DA GEOMETRIA DE ACKERMANN.....	58
FIGURA 35 – TIRANTES DE DIREÇÃO - TRAJETÓRIA RETILÍNEA.....	59
FIGURA 36 – TIRANTES DE DIREÇÃO - CURVA A ESQUERDA.....	60
FIGURA 37 – TIRANTES DE DIREÇÃO - CURVA A DIREITA.....	60
FIGURA 38 - SPMM - <i>SUSPENSION PARAMETERS MEASURING MACHINE</i>	63
FIGURA 39 - SPMM 5000 EM DETALHES.....	63
FIGURA 40 - SENSOR DE MEDIÇÃO DE RODA.....	64
FIGURA 41 - ENSAIO VERTICAL SIMÉTRICO - K&C.....	65
FIGURA 42 - ENSAIO VERTICAL ASSIMÉTRICO - K&C.....	65
FIGURA 43 - ENSAIO <i>COMPLIANCE</i> LATERAL - K&C.....	66
FIGURA 44 - ENSAIO <i>COMPLIANCE</i> LONGITUDINAL - K&C.....	67
FIGURA 45 - ENSAIO DE ESTERÇAMENTO COMPLETO K&C.....	67
FIGURA 46 - <i>SLIP ANGLE</i>	71
FIGURA 47 - <i>YAW MOMENT</i>	73
FIGURA 48 - FLAT-TRAC – MÁQUINA DE CARACTERIZAÇÃO DE PNEUS.....	74
FIGURA 49 - MODELO DE PNEU - COEFICIENTES.....	75
FIGURA 50 - ÂNGULO DE VOLANTE - <i>STEP STEER</i>	76
FIGURA 51 - ÂNGULO DE VOLANTE - RAMPA DE ESTERÇAMENTO LENTO. ...	77
FIGURA 52 - ÂNGULO DE VOLANTE - FREQUENCY SWEEP.....	77
FIGURA 53 - ÂNGULO DE VOLANTE - SINUSOIDAL.....	78
FIGURA 54 – SAPG – SOUTH AMERICA PROVING GROUND.....	78
FIGURA 55 - ROBÔ DE CONTROLE.....	79
FIGURA 56 - SIMULADOR DINÂMICO.....	80
FIGURA 57 - BASE SIMULADOR.....	82
FIGURA 58 - HOCKENHEIMRING.....	84
FIGURA 59 - <i>BALLOCCO PROVING GROUND</i>	85
FIGURA 60 - PISTA 3 LANES.....	85
FIGURA 61 - PISTA DE <i>RIDE</i>	86
FIGURA 62 - <i>PROVING GROUND</i> - VDA.....	86
FIGURA 63 - ADAMS CAR.....	88
FIGURA 64 - <i>TWISTBEAM</i> - MNF.....	89
FIGURA 65 - CRT.....	90

FIGURA 66 - MODULO MECÂNICO CRT.	91
FIGURA 67 - EXEMPLO DE CURVA DE ASSISTÊNCIA DE EPS.	92
FIGURA 68 - WINTAX.....	93
FIGURA 69 - W.HANDS+.....	94
FIGURA 70 - DEFINIÇÃO DOS TRECHOS LINEAR E NÃO LINEAR.	94
FIGURA 71 - PROCESSO DE DESENVOLVIMENTO - VEÍCULO DE REFERÊNCIA.	103
FIGURA 72 - FLUXO CORRELAÇÃO KNC.	103
FIGURA 73 - FLUXO DE CORRELAÇÃO DE HANDLING.	104
FIGURA 74 - FLUXO DE ANÁLISE MODELO CRT.....	105
FIGURA 75 - ALTERAÇÃO DA RELAÇÃO DE DIREÇÃO - TAU.	106
FIGURA 76 - ALTERAÇÃO DA GEOMETRIA DE ACKERMAN.	106
FIGURA 77 - ALTERAÇÃO DA VARIAÇÃO DE CONVERGÊNCIA.....	107
FIGURA 78 - ESCALA SAE.	109
FIGURA 79 - HOCKENHEIM RING - AVALIAÇÃO SENSAÇÃO DE CENTRO.	111
FIGURA 80 - HOCKEMHEIN RING - AVALIÇÃO CONTINUIDADE DE TORQUE.	111
FIGURA 81 - HOCKENHEIM RING - AVALIAÇÃO DO PARÂMETRO DE RETORNO DE VOLANTE.	112
FIGURA 82 - FLUXO DE ATIVIDADES.	113
FIGURA 83 - ATIVIDADES REALIZADAS.	114

LISTA DE GRÁFICOS

GRÁFICO 1 - FASES E ANÁLISES DO DESENVOLVIMENTO DO SISTEMA DE DIREÇÃO.....	27
GRÁFICO 2 - FASES E ANÁLISES DO DESENVOLVIMENTO DO SISTEMA DE DIREÇÃO PROPOSTA.....	28
GRÁFICO 3 - VARIAÇÃO DE CONVERGÊNCIA.....	61
GRÁFICO 4 - RAZÃO DE DIREÇÃO X ÂNGULO DE VOLANTE.....	62
GRÁFICO 5 - GRADIENTE DE SUBESTERÇO.....	69
GRÁFICO 6 - SWT - MANOBRA DE RAMPA DE ESTERÇAMENTO LENTO.....	95
GRÁFICO 7 - SWT - DEFINIÇÃO DE TRECHO LINEAR E NÃO LINEAR.....	96
GRÁFICO 8 - ON CENTER FEEL - SWT X AY.....	97
GRÁFICO 9 – DESCRIÇÃO MANOBRA DE SENSAÇÃO DE CENTRO.....	97
GRÁFICO 10 - ON CENTER FEEL. SWT X SWA.....	98
GRÁFICO 11 - CONTINUIDADE DE TORQUE - SWT X AY.....	99
GRÁFICO 12 - AVALIAÇÃO CRESCIMENTO DE TORQUE.....	99
GRÁFICO 13 - AVALIAÇÃO RETORNO DE VOLANTE.....	100
GRÁFICO 14 - STEERING RATIO X ÂNGULO DE VOLANTE.....	115
GRÁFICO 15 - KPI DIREITA X ÂNGULO DE VOLANTE.....	115
GRÁFICO 16 - ÂNGULO DE CASTER DIREITO X ÂNGULO DE VOLANTE.....	116
GRÁFICO 17 - CASTER TRAIL X ÂNGULO DE VOLANTE.....	116
GRÁFICO 18 - SCRUB RADIUS X ÂNGULO DE VOLANTE.....	117
GRÁFICO 19 - VARIAÇÃO DE CAMBER X ÂNGULO DE VOLANTE.....	117
GRÁFICO 20 - VARIAÇÃO DE CONVERGÊNCIA X ÂNGULO DE VOLANTE.....	118
GRÁFICO 21 - RIGIDEZ DIANTEIRA A TERRA DIANTEIRA – ENSAIO SIMÉTRICO.....	119
GRÁFICO 22 - VARIAÇÃO DE CONVERGÊNCIA DIANTEIRA - ENSAIO SIMÉTRICO.....	119
GRÁFICO 23 - VARIAÇÃO DE CAMBER DIANTEIRO - ENSAIO SIMÉTRICO.....	120
GRÁFICO 24 – DESLOCAMENTO LONGITUDINAL DIANTEIRO - ENSAIO SIMÉTRICO.....	120
GRÁFICO 25 - RIGIDEZ A TERRA DIANTEIRA - ENSAIO ASSIMÉTRICO.....	121
GRÁFICO 26 - VARIAÇÃO DE CONVERGÊNCIA DIANTEIRA - ENSAIO ASSIMÉTRICO.....	121

GRÁFICO 27 - VARIAÇÃO DE CAMBER DIANTEIRA - ENSAIO ASSIMÉTRICO.	122
GRÁFICO 28 - VARIAÇÃO DE CONVERGÊNCIA DIANTEIRA - ENSAIO DE CARREGAMENTO LATERAL.....	122
GRÁFICO 29 - VARIAÇÃO DE CAMBER DIANTEIRO - ENSAIO DE CARREGAMENTO LATERAL.....	123
GRÁFICO 30 - VARIAÇÃO DE CONVERGÊNCIA - ENSAIO DE CARREGAMENTO LONGITUDINAL.....	124
GRÁFICO 31 - VARIAÇÃO DE CAMBER - ENSAIO DE CARREGAMENTO LONGITUDINAL.....	124
GRÁFICO 32 - RIGIDEZ A TERRA TRASEIRA - ENSAIO SIMÉTRICO.	125
GRÁFICO 33 - VARIAÇÃO DE CONVERGÊNCIA TRASEIRA - ENSAIO SIMÉTRICO.	125
GRÁFICO 34 - VARIAÇÃO DE CAMBER TRASEIRA - ENSAIO SIMÉTRICO.....	126
GRÁFICO 35 – DESLOCAMENTO LONGITUDINAL X VERTICAL TRASEIRA - ENSAIO SIMÉTRICO.....	126
GRÁFICO 36 - RIGIDEZ A TERRA - ENSAIO ASSIMÉTRICO.....	127
GRÁFICO 37 - VARIAÇÃO DE CONVERGÊNCIA - ENSAIO ASSIMÉTRICO.	127
GRÁFICO 38 - VARIAÇÃO DE CAMBER TRASEIRA - ENSAIO ASSIMÉTRICO. .	128
GRÁFICO 39 - VARIAÇÃO DE CONVERGÊNCIA TRASEIRA - ENSAIO DE CARREGAMENTO LATERAL.....	128
GRÁFICO 40 - VARIAÇÃO DE CAMBER TRASEIRA - ENSAIO DE CARREGAMENTO LATERAL.....	129
GRÁFICO 41 - VARIAÇÃO DE CONVERGÊNCIA TRASEIRA - ENSAIO DE CARREGAMENTO LONGITUDINAL.	129
GRÁFICO 42 - VARIAÇÃO DE CAMBER TRASEIRA - ENSAIO DE CARREGAMENTO LONGITUDINAL.	130
GRÁFICO 43 - GRADIENTE DE SUBESTERÇO - KUS.....	131
GRÁFICO 44 - GRADIENTE DE SSA.....	132
GRÁFICO 45 - <i>SLIP ANGLE</i> DIANTEIRO.....	132
GRÁFICO 46 - <i>SLIP ANGLE</i> TRASEIRO.....	133
GRÁFICO 47 - ÂNGULO DE ROLAGEM DA CARROCERIA/SWA X FREQUÊNCIA.	134
GRÁFICO 48 - VELOCIDADE DE ROLL X FREQUÊNCIA.....	135
GRÁFICO 49 - GANHO DE ACELERAÇÃO LATERAL/SWA X FREQUÊNCIA.....	136

GRÁFICO 50 - DELAY DE ACELERAÇÃO LATERAL/SWA X FREQUÊNCIA.	136
GRÁFICO 51 - CARGA NO TIRANTE - SINUSOIDAL.....	138
GRÁFICO 52 - SWA X YAWRATE.....	138
GRÁFICO 53 - ANÁLISE DE SENSIBILIDADE – GRADIENTE DE SUBESTERÇO REGIME PERMANENTE.	139
GRÁFICO 54 - ANÁLISE DE SENSIBILIDADE – GRADIENTE DE SUBESTERÇO REGIME PERMANENTE 0,7G.	140
GRÁFICO 55 - ANÁLISE DE SENSIBILIDADE - TOQUE MÁXIMO NO VOLANTE	141
GRÁFICO 56 - ANÁLISE DE SENSIBILIDADE - GRADIENTE DE SUBESTERÇO TRANSIENTE.	142
GRÁFICO 57 - GANHO INICIAL DE YAWRATE/ÂNGULO DE VOLANTE.....	143
GRÁFICO 58 - GANHO DE YAWRATE/ÂNGULO DE VOLANTE [1/S].	143
GRÁFICO 59 - ON CENTER FEEL - SWT X AY.....	148
GRÁFICO 60 - ON CENTER FEEL - SWT X SWA.	148
GRÁFICO 61 - RESULTADO CONTINUIDADE DO TORQUE - SWT X AY.....	149
GRÁFICO 62 - RESULTADO CONTINUIDADE DO TORQUE - SWT X AY - RAZÃO DE CRESCIMENTO.....	150
GRÁFICO 63 - SWT X AY - RAMPA DE ESTERÇAMENTO LENTO.	150
GRÁFICO 64 - RESULTADO RETORNO DE VOLANTE - SWT X AY.	151

LISTA DE TABELAS

TABELA 1 - DADOS SIMULADOR DIM 150.....	81
TABELA 2 - MOVIMENTAÇÃO ATUADORES SIMULADOR.....	81
TABELA 3 - DADOS DO VEÍCULO CARACTERIZADO.....	102
TABELA 4 - ANÁLISE DE SENSIBILIDADE.....	108
TABELA 5 - AVALIAÇÃO SUBJETIVA - PROPOSTA.....	109
TABELA 6 - TABELA RESUMO DOS PARÂMETROS OBJETIVOS DE <i>HANDLING</i>	137
TABELA 7 - RESUMO DA ANÁLISE DE SENSIBILIDADE REGIME PERMANENTE.	141
TABELA 8 - RESULTADO ANÁLISE DE SENSIBILIDADE - TRANSIENTE.....	144
TABELA 9 - MODELOS - AVALIAÇÃO SUBJETIVA.....	144
TABELA 10 - AVALIAÇÃO SUBJETIVA - <i>ON CENTER FEEL</i>	145
TABELA 11 - AVALIAÇÃO SUBJETIVA - CONTINUIDADE DE TORQUE NO VOLANTE.....	146
TABELA 12 - AVALIAÇÃO SUBJETIVA - RETORNO DO VOLANTE.....	146
TABELA 13 - RESULTADOS OBJETIVOS <i>ON CENTER FEEL</i>	147
TABELA 14 - RESULTADOS OBJETIVOS CONTINUIDADE DE SWT.....	149
TABELA 15 - RESULTADOS OBJETIVOS RETORNO DE VOLANTE.....	151
TABELA 16 - COMPARATIVO OBJETIVO X SUBJETIVO - <i>ON CENTER FEEL</i> ...	152
TABELA 17 - COMPARATIVO OBJETIVO X SUBJETIVO - CONTINUIDADE DE TORQUE.....	153
TABELA 18 - COMPARATIVO OBJETIVO X SUBJETIVO - RETORNO DO VOLANTE.....	154

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AEB - Autonomous Emergency Braking - Frenagem autônoma de emergência

CAE - Computer Aided Engineering - Engenharia assistida por computador

CAD - Computer Aided Design - Design assistido por computador

CAM - Computer Aided Manufacturing - Manufatura assistida por computador

CG - Centro de gravidade

CRF - Centro Ricerche Fiat

CRT - CarRealTime.

C-EPS - Column Electric Power Steering – Direção elétrica com assistência de coluna

EHPS - Electric Hydraulic Power Steering – Direção com assistência elétrico-hidráulica

EPS - Electric Power Steering – Direção com assistência elétrica

HPS - Hydraulic Power Steering – Direção com assistência hidráulica

K&C - Kinematics and Compliance - elastocinematismo

MNF - Modal Neutral File

NVH - Noise vibration and harshness - Ruídos, vibrações e asperezas

SAPG - South America Proving Ground

SSA - SideSlip Angle – Ângulo de deriva do eixo traseiro

SPMM - Suspension Parameters Measurement Machine – Máquina de medição de parâmetros de suspensão

VDA - Vehicle Dynamics Area - área de dinâmica veicular

LISTA DE SÍMBOLOS

X - Eixo longitudinal

Y - Eixo lateral

Z - Eixo Vertical

Roll - Rotação em torno do eixo X

Pitch - Rotação em torno do eixo Y

Yaw - Rotação em torno do eixo Z

CG - Centro de gravidade do veículo

δ_i - Esterço roda interna [°]

δ_e - Esterço roda externa [°]

E - Entre eixos [m]

Bt - Bitola traseira [m]

RG - Raio de giro [m]

Kus - Gradiente de subesterço [°/g]

P_d - Carregamento sob o eixo dianteiro [N]

P_t - Carregamento sob o eixo traseiro [N]

C_{α_d} - Rigidez de deriva dos pneus dianteiros [N/°]

C_{α_t} - Rigidez de deriva dos pneus traseiros [N°]

SSA - *Sideslip Angle* [°/g]

R - Raio da curva percorrida [m]

V - Velocidade [m/s]

g - Aceleração da gravidade [m/s²]

$V_{SSA=0}$ - Velocidade onde o SSA é igual a 0 [m/s]

g - Aceleração da gravidade [m/s^2]

P_t - Carregamento sob o eixo traseiro [N]

B_d - Bitola dianteira [m]

B_t - Bitola traseira [m]

H_{crd} - Altura do centro de rolagem dianteiro [mm]

H_{crt} - Altura do centro de rolagem traseiro [mm]

H_{CG} - Altura do centro de gravidade [mm]

RAI - Inclinação do eixo de rolagem [$^\circ$]

RA - Distância do HCG ao eixo de rolagem [mm]

a - Cota da distância do CG ao eixo dianteiro [mm]

b - Cota da distância do CG ao eixo traseiro [mm]

\ddot{A} - Aceleração lateral [m/s^2]

M_s - Massa suspensa [kg]

RA - Distância do HCG ao eixo de rolagem [m]

B_d - Bitola dianteira [m]

B_t - Bitola traseira [m]

H_{crd} - Altura do centro de rolagem dianteiro [m]

H_{crt} - Altura do centro de rolagem traseiro [m]

a - Cota da distância do CG ao eixo dianteiro [m]

b - Cota da distância do CG ao eixo traseiro [m]

Sumário

1. INTRODUÇÃO	25
1.1 OBJETIVO GERAL	28
1.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS.....	29
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	30
2.1 DEFINIÇÃO DO SISTEMA DE COORDENADAS.....	30
2.2 SISTEMA DE SUSPENSÃO E DIREÇÃO	31
2.2.1 Sistema de suspensão - Definições	31
2.2.1.1 Suspensão <i>McPherson</i>	32
2.2.1.1.1 Componentes da suspensão <i>McPherson</i>	34
2.2.2 Sistema de direção pinhão cremalheira	40
2.2.2.1 Componentes do sistema de direção pinhão-cremalheira	42
2.2.2.1.1 Caixa de direção	43
2.2.2.1.2 Coluna de direção	43
2.2.2.2 Sistemas de assistência de direção.....	44
2.2.2.2.1 Sistemas de direção sem assistência - Mecânica.....	44
2.2.2.2.2 Sistemas de direção com assistência hidráulica ou elétrico-hidráulica	45
2.2.2.2.3 Sistemas de direção com assistência elétrica.....	47
2.2.2.2.4 Automação do sistema de direção	49
2.2.3 Parâmetros de K&C	51
2.2.3.1 Alinhamento Estático	51
2.2.3.2 Ângulo de camber.....	53
2.2.3.3 Ângulo de caster e Kingpin	54
2.2.3.4 Caster Trail ou Mechanical Trail	55
2.2.3.5 Scrub radius.....	56
2.2.3.6 Roll Center Height	57

2.2.3.7 Geometria de Ackermann.....	58
2.2.3.8 Variação de convergência	60
2.2.3.9 Relação de direção - Tau	61
2.2.4 Análises de K&C	64
2.2.4.1 Análises de K&C - Vertical Simétrico.....	64
2.2.4.2 Análises de K&C - Vertical Assimétrico	65
2.2.4.3 Análises de K&C - Compliance Lateral.....	66
2.2.4.4 Análises de K&C - Compliance Longitudinal	66
2.2.4.5 Análises de K&C - Análise de esterçamento	67
2.3 Dinâmica Veicular.....	68
2.3.1 Dinâmica Lateral	69
2.3.1.1 Gradiente de subesterço	69
2.3.1.2 <i>Slip Angle</i>	71
2.3.1.3 <i>SideSlip Angle (SSA)</i>	71
2.3.1.4 <i>Yaw, Yaw rate e Yaw Moment</i>	72
2.3.1.5 Atrasos de resposta (<i>Delays</i>).....	73
2.3.1.6 Pneus e seu modelo virtual	73
2.4 Análises de Dinâmica veicular	75
2.4.1 Pistas e aquisições de dados.....	78
2.4.2 Análises em tempo real.....	79
2.4.3 O Simulador Dinâmico	80
2.4.3.1 Plataforma	80
2.4.3.2 <i>Cockpit</i> e multimídia	82
2.4.3.3 Pistas.....	83
2.4.3.4 <i>Motion Cueing</i>	86
2.4.3.5 Modelos de <i>Real-Time</i>	87
2.4.4 Ferramentas e Softwares	88

2.4.4.1 Adams Car - MSC Software.....	88
2.4.4.2 CarRealTime (CRT).....	89
2.4.4.3 Modelo de <i>Real-Time</i>	90
2.4.4.3.1 Sistema de direção <i>Rack-Pinion</i>	90
2.4.4.3.2 Módulo de direção – Parte Mecânica.....	90
2.4.4.3.3 Módulo de direção – Parte Eletroeletrônica (E/E)	91
2.4.4.5 Wintax.....	92
2.4.4.6 W. Hands+.....	93
2.5 Avaliação objetiva.....	94
2.6 Avaliação Subjetiva	96
2.6.1 Parâmetros de avaliação - Subjetiva.....	96
2.6.1.1 Sensação de centro - <i>On center feel</i>	97
2.6.1.2 Continuidade de torque no volante	98
2.6.1.3 Retorno de volante ao centro.....	100
3 METODOLOGIA.....	101
3.1 O desenvolvimento	101
3.1.1 Veículo de referência	101
3.1.2 Modelo de referência.....	102
3.1.3 Correlação de KnC.....	103
3.1.4 Correlação de handling e direção.....	104
3.1.5 Conversão do modelo de múltiplos corpos para o tempo real	104
3.2 Análise de sensibilidade – parâmetros de KnC	105
3.2.1 Análise de sensibilidade – Ensaios	108
3.3 Análise da performance do sistema de direção	108
3.3.1 Métricas de avaliação.....	108
3.3.2 Sensação de centro	110
3.3.3 Continuidade de torque	111

3.3.4 Retorno de volante	112
3.4 Fluxo de atividades	112
4. RESULTADOS	114
4.1 Resultados de K&C - Correlação.....	114
4.1.1 Correlação K&C - Sistema de direção.....	114
4.1.2 Correlação K&C - Ensaio Vertical Simétrico - Dianteiro	118
4.1.3 Correlação K&C - Ensaio Vertical Assimétrico - Dianteiro	120
4.1.4 Correlação K&C - Ensaio Compliance Lateral - Dianteiro	122
4.1.5 Correlação K&C - Ensaio Compliance Longitudinal - Dianteiro.....	123
4.1.6 Correlação K&C - Ensaio Vertical Simétrico - Traseiro	125
4.1.7 Correlação K&C - Ensaio Vertical Assimétrico - Traseiro.....	127
4.1.8 Correlação K&C - Ensaio Compliance Lateral - Traseiro	128
4.1.9 Correlação K&C - Ensaio Compliance Longitudinal - Traseiro	129
4.2 Resultados de Dinâmica veicular - Correlação	130
4.2.1 Resultados de Dinâmica veicular - Gradiente de subesterço.....	130
4.2.2 Resultados de Dinâmica veicular - Gradiente de SideSlip angle	131
4.2.3 Resultados de Dinâmica veicular - Slip Angle Dianteiro.....	132
4.2.4 Resultados de Dinâmica veicular - Slip Angle Traseiro.....	133
4.2.5 Resultados de Dinâmica veicular - Ângulo de rolagem da carroceria	133
4.2.6 Resultados de Dinâmica veicular - Velocidade de rolagem da carroceria	134
4.2.7 Resultados de Dinâmica veicular - Ganho de aceleração lateral por SWA	135
4.2.8 Resultados de Dinâmica veicular - Ganho de aceleração lateral por SWA	136
4.2.9 Resultados de Dinâmica veicular - Resultados objetivos	137
4.2.10 Resultados de Dinâmica veicular - Carga no tirante	137
4.2.11 Resultados de Dinâmica veicular - SWA x Yawrate.....	138

4.3 Resultados de Dinâmica veicular – Análise de sensibilidade	139
4.3.1 Análise de sensibilidade – Regime permanente	139
4.3.2 Análise de sensibilidade – Regime transiente	142
4.3.3 Modelos - Avaliação subjetiva	144
4.4 Resultados avaliação subjetiva.....	145
4.4.1 On Center Feel.....	145
4.4.2 Continuidade de torque no volante.....	145
4.4.3 Retorno do volante ao centro	146
4.4.4 Outros comentários sobre o comportamento dos modelos	146
4.5 Resultados da avaliação objetiva	147
4.5.1 On Center Feel.....	147
4.5.2 Continuidade de torque no volante.....	149
4.5.3 Retorno do volante ao centro	151
4.6 Comparativo Subjetivo x Objetivo.....	152
4.6.1 On Center Feel.....	152
4.6.2 Continuidade de torque no volante.....	153
4.6.3 Retorno do volante ao centro	154
5 CONCLUSÕES E CONSIDERAÇÕES FINAIS	156
6 PROPOSTAS DE NOVOS TRABALHOS	158
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	159

1. INTRODUÇÃO

Entender o que o mercado anseia é a melhor forma de lançar um produto de sucesso, e entregá-lo de maneira competitiva também. Para atingir esse objetivo é necessário compreender que os custos do desenvolvimento serão repassados ao produto final, afetando o seu posicionamento em um mercado cada dia mais competitivo.

Afim de otimizar a entrega do produto, no que se refere a custos e prazo, a utilização de ferramentas de desenvolvimento virtuais tais como CAE – *Computer Aided Engineering* (Engenharia assistida por computador), CAD – *Computer Aided Design* (Design assistido por computador) e CAM – *Computer Aided Manufacturing* (Manufatura assistida por computador), estão se tornando essenciais para a indústria e seus desenvolvimentos, ganhando notoriedade também nos laboratórios acadêmicos (LORENZO-YUSTOS et al, 2008).

A história da utilização de CAE na indústria automobilística vem de meados dos anos 70 e desde então é parte integrante do desenvolvimento de novos produtos. Com a sua evolução em assertividade e usabilidade, a partir da década de 90 tais ferramentas têm sido empregadas em diversos setores da engenharia, por exemplo dinâmica veicular, análise de elementos finitos, análises de *crash-test*, NVH – *Noise vibration and harshness* (Ruídos, vibrações e asperezas), (KOCHHAR et al, 2003).

Desde o início, o sistema de direção de um automóvel passou por inúmeras evoluções, desde o projeto mecânico ao sistema de assistência, por exemplo antigamente a maioria dos veículos utilizava sistemas de assistência hidráulica, que atualmente estão sendo substituídos por sistemas de assistência elétrica, que como vantagens pode-se citar o menor gasto energético, menor janela de desenvolvimento, maiores opções de ajustes e menor complexidade de montagem, (KWON, PARK, 2011).

Os primeiros sistemas de direção com assistência elétrica, remetem ao final da década de 80, e sua principal função era reduzir o torque realizado pelo motorista, os sistemas presentes nos automóveis atuais, entregam, além de torque de assistência, diversas funções de assistência a condução, (MIYAZAKI, 2012). A presença de componentes eletroeletrônicos embarcados em um automóvel tem crescido e com

eles a complexidade das funções eletroeletrônicas. Dessa forma, novas formas e ferramentas de desenvolvimento vem sendo aplicadas pela indústria buscando garantir os prazos do projeto, (SILVA, 2017).

O processo de desenvolvimento de produtos pela engenharia segue o ciclo V, podendo ser visualizado na Figura 1, adaptado para o desenvolvimento do sistema de direção. Na parte descendente do V, concentram-se as fases iniciais, como estabelecimento dos objetivos, desenvolvimento virtual, simulações e validações. Na parte ascendente do V, concentram-se as provas de validação física e ajustes mais refinados no veículo, onde são verificados e validados os processos virtuais até a saída do automóvel na linha de montagem (WEBER, 2009).

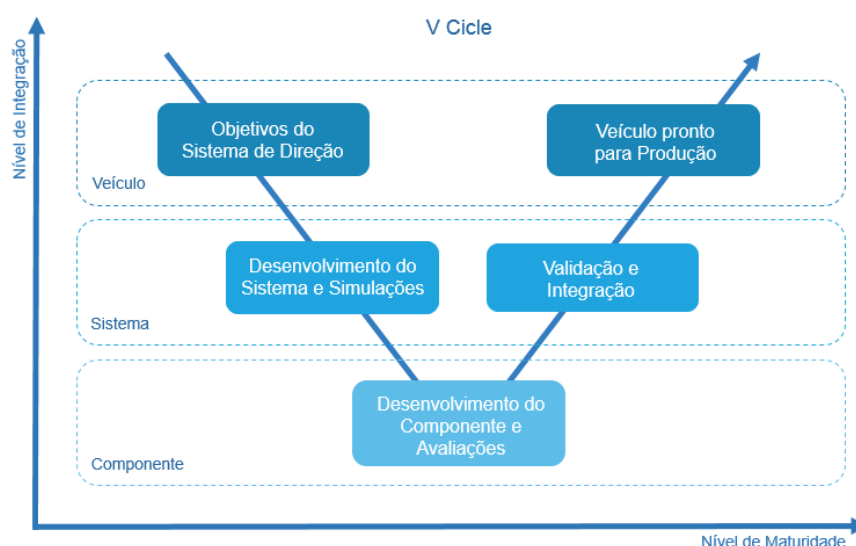


Figura 1 - Ciclo de desenvolvimento – V-Cycle.

Fonte: Adaptado de WEBER, 2009

Buscando atender as demandas supramencionadas, novas ferramentas foram desenvolvidas, por exemplo, os simuladores que hoje são utilizados em outras indústrias além da automotiva. A indústria da construção civil, por exemplo, aplica os simuladores na construção de estradas e posicionamento das placas, aumentando a segurança dos usuários da via, (KEMANY *et al*, 2003).

O simulador atua desde as fases iniciais do projeto buscando auxiliar nas questões ligadas a performance e objetivos, por exemplo, verificando o comportamento de diferentes soluções e propostas para uma tomada de decisão mais assertiva.

Com os prazos e custos de desenvolvimento sendo revistos na indústria a cada novo projeto, a exigência por uma fase de desenvolvimento virtual mais robusta e completa é necessária, criando assim um hiato nos processos atuais. Somado a isso, existe ainda um acréscimo de complexidade nos componentes eletroeletrônicos, com funções extras que requerem calibrações e análises específicas, em sua grande maioria realizadas nas fases físicas, atualmente.

O Gráfico 1 ilustra as atividades ligadas aos sistemas de suspensão e direção realizados atualmente.

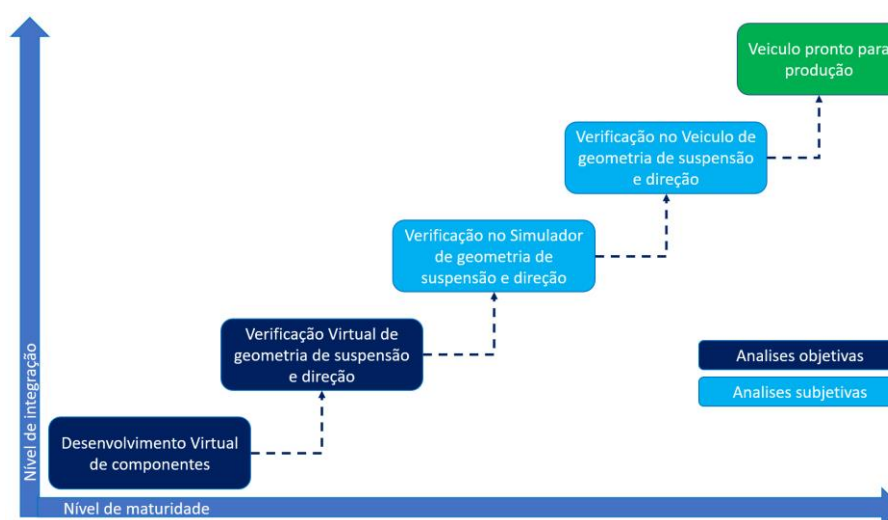


Gráfico 1 - Fases e análises do desenvolvimento do sistema de direção.

Fonte: Autor.

A expertise das análises e validações virtuais, proporciona atualmente um sistema robusto de criação, verificação e validação de diversos componentes do automóvel e a sua utilização, reduz custos, tempo e o principal, evita retrabalhos em fases mais avançadas do projeto, onde seriam necessárias modificações e ajustes em componentes, muitas vezes com ferramental em fase de construção.

Esse trabalho de pesquisa vislumbra desenvolver uma metodologia para análise de parâmetros de performance do sistema de direção elétrica automotivo, a partir de uma correlação entre avaliações subjetiva e objetiva, através do uso de um simulador dinâmico de dinâmica veicular.

A proposta, ilustrada pelo Gráfico 2, indica em laranja as atividades a serem incluídas, aumentando a cobertura de avaliações realizadas ainda virtualmente.

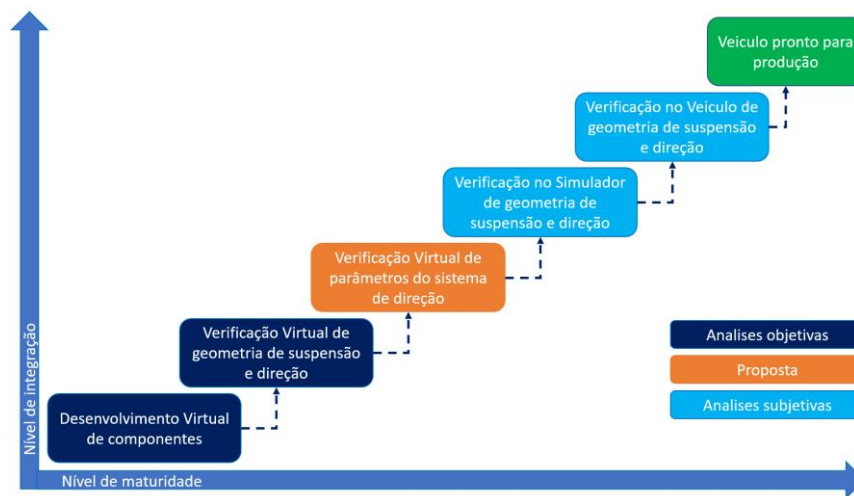


Gráfico 2 - Fases e análises do desenvolvimento do sistema de direção proposta.

Fonte: Autor.

Com a inclusão das análises mencionadas estima-se ser possível avaliar em parte, a performance do sistema de direção, auxiliando no desenvolvimento de componentes e geometrias de suspensão e direção de maneira mais eficiente e alinhadas com os objetivos do projeto, ainda nas fases virtuais.

1.1 OBJETIVO GERAL

Apresentar uma metodologia de análise de parâmetros objetivos do sistema de direção, embasada na atual metodologia de análise subjetiva realizada pelo time de experimentação, utilizando para isso um simulador de dinâmica veicular e auxiliando assim o desenvolvimento mais robusto das etapas de design e avaliação do sistema de direção.

1.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS

Nesse trabalho de pesquisa, definem-se os seguintes objetivos específicos:

- a) Correlacionar o modelo virtual de múltiplos corpos, em referência ao comportamento elastocinemático dos sistemas de suspensão e direção (K&C) e de *handling*, gerando um modelo de base robusto para o desenvolvimento desse trabalho;
- b) Estudar e estabelecer parâmetros objetivos passíveis de avaliação do sistema de direção, em métricas de avaliação subjetiva e
- c) Correlacionar avaliações objetivas e subjetivas dos parâmetros supramencionados.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O sistema de direção de um automóvel é totalmente dependente do sistema de suspensão e do pneu, visto não ser possível uma análise isolada entre eles, uma introdução aos sistemas de suspensão e direção será apresentada a fim de complementar a teoria por trás da resposta elástocinématica (K&C) e por consequência de *handling* (manobrabilidade) do veículo.

2.1 DEFINIÇÃO DO SISTEMA DE COORDENADAS

A definição do sistema de coordenadas é necessária para ilustrar os pontos a serem discutidos no decorrer do trabalho, mais detalhes podem ser obtidos na Figura 2.

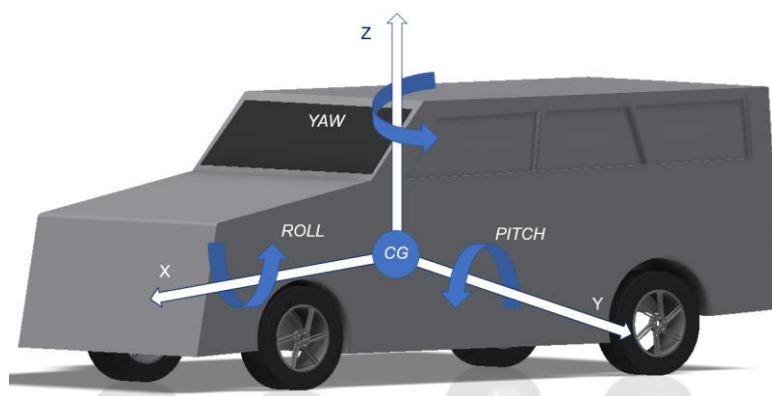


Figura 2 - Definição do sistema de coordenadas.

Fonte: Autor.

Onde:

X = Eixo longitudinal

Y = Eixo lateral

Z = Eixo Vertical

Roll = Rotação em torno do eixo X

Pitch = Rotação em torno do eixo Y

Yaw = Rotação em torno do eixo Z

CG = Centro de gravidade do veículo

2.2 SISTEMA DE SUSPENSÃO E DIREÇÃO

Nessa seção serão abordados os temas relativos aos sistemas de suspensão e direção e sua resposta elastocinemática, do inglês – K&C – *Kinematics and Compliance* e suas influências na dinâmica veicular.

2.2.1 Sistema de suspensão - Definições

Suspensão é todo o mecanismo que conecta o conjunto roda e pneu ao chassi, e tem como principal função garantir o contato do pneu com o solo nas mais adversas situações, para isso é necessário que a suspensão possua flexibilidade e deslocamentos suficientes, GENTA (2009). A suspensão deve também, garantir controle direcional e suportar as cargas provenientes do contato pneu-solo, JAZAR (2008). REIMPELL (2001) acrescenta ainda a necessidade de curso vertical e deformações elásticas de buchas suficiente para garantir o conforto dos ocupantes mantendo, a capacidade de gerar força lateral quando necessário e assegurando a manobrabilidade ao veículo em diversas situações. Segundo GILLESPIE (1992), podemos dividir as suspensões em três grupos distintos, dependentes, semi-independentes e independentes. Suspensões dependentes são aquelas que ao realizar uma manobra assimétrica, os dois lados esterçam e alteram o camber de maneira dependentes, por exemplo o eixo rígido. As suspensões dependentes de eixo rígido atualmente são utilizadas em veículos utilitários e caminhões, pois possuem robustez e durabilidade para atividades com altos carregamentos. As semi-independentes, são utilizadas nos veículos de passeio e alguns utilitários leves ela é empregada amplamente no eixo traseiro como *twist beam* ou eixo de torção, devido ao seu custo-benefício, assegurando performance adequada ao veículo.

As suspensões independentes, são utilizadas quase em sua totalidade na dianteira dos veículos de passeio e utilitários leves, sendo empregadas também na traseira em veículos de maior valor agregado, visto sua superioridade em performance, apresentando por exemplo, variações de K&C independentes da movimentação da

roda do lado oposto, permitindo assim um maior controle elastocinemático, como por exemplo, variação de convergência, camber e deslocamentos laterais e longitudinais. Como exemplo de suspensões independentes, *McPherson*, duplo A (*Short Long Arm* – SLA) e multi-link.

Além dos parâmetros ligados a *handling* mencionados, a suspensão deve filtrar imperfeições do asfalto, evitando a transmissibilidade para a carroceria e conseqüentemente aos ocupantes do veículo.

2.2.1.1 Suspensão *McPherson*

A suspensão do tipo *McPherson* é amplamente difundida e utilizada pela indústria automobilística devido a alguns fatores chaves, GENTA (2009):

- Custo-benefício
- Maior curso de roda vertical (*McPherson* x Duplo A)
- Design otimizado lateralmente (maior espaço para instalação de motores transversais)
- *Compliance* longitudinal
- Razão de instalação do amortecedor (reduz o aquecimento e desgaste interno)

A suspensão *McPherson*, Figura 3, é composta por um braço oscilante, a manga de eixo, o amortecedor estrutural, mola, batente, guarda-pó e coxim superior.

Nessa tipologia de suspensão, as solicitações de carregamento vertical são absorvidas pelos componentes de mola e batente, descarregando as cargas na carroceria através do coxim superior. As solicitações de cargas laterais e longitudinais são absorvidas pelo braço oscilante e amortecedor, descarregando as cargas na travessa e no coxim superior.

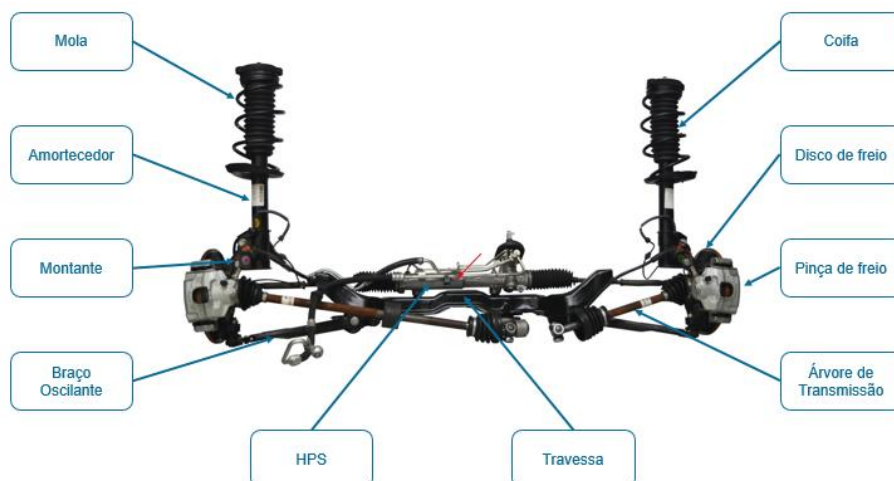


Figura 3 – Componentes da suspensão dianteira *McPherson*.

Fonte: Adaptado de Acervo Stellantis, 2021.

A Figura 4 ilustra a montagem do sistema de suspensão traseira, também *McPherson*, de funcionamento similar, a ausência de necessidade de rotacionar as rodas em torno de Z, ajusta o projeto da suspensão substituindo o braço oscilante por três braços, dois transversais e um longitudinal, para cargas laterais e longitudinais, respectivamente. A utilização dessa topologia de suspensão traseira permite um controle refinado dos parâmetros de K&C, mais adequados a proposta de um produto com maior valor agregado, onde esperasse uma melhor performance.

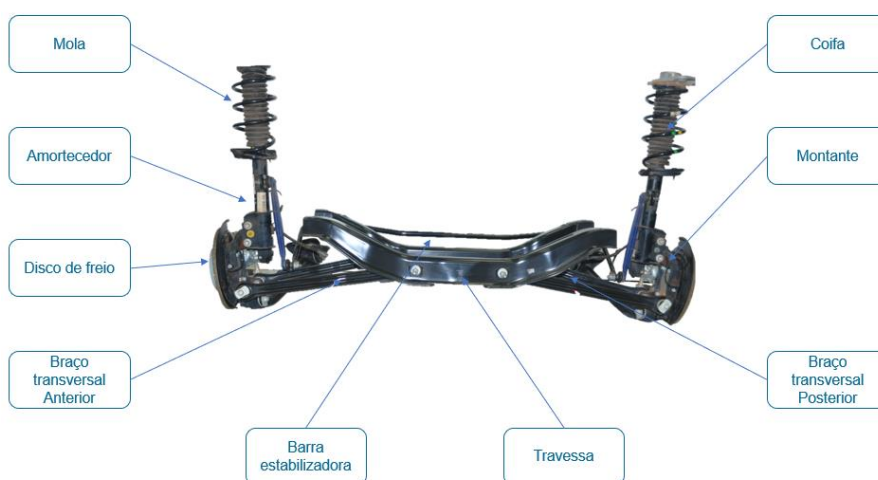


Figura 4 – Componentes da suspensão traseira *McPherson*.

Fonte: Adaptado de Acervo Stellantis, 2021.

Uma vez apresentado a tipologia da suspensão, hora de abordar os componentes e suas determinadas funções de maneira isolada.

2.2.1.1.1 Componentes da suspensão *McPherson*

2.2.1.1.1.1 Mola Helicoidal

Os veículos de passeio modernos podem utilizar em suas suspensões, um dos quatro principais tipos de molas, sendo elas molas helicoidais, feixe de molas, molas de torção e molas a ar e gás. A tipologia de suspensão *McPherson* pode utilizar molas helicoidais ou a gás, porém a maioria dos veículos são equipados com molas helicoidais, ilustrada pela Figura 5 **Erro! Fonte de referência não encontrada.**, que em essência são molas de torção conformadas para o formato de bobinas, necessitando de espaço limitado para instalação. As limitações das molas helicoidais são ausência de amortecimento e dificuldades de receber carregamentos fora do seu eixo de atuação, (STONE 2004).

O eixo de ação da força da mola é deslocado do eixo do amortecedor, esse efeito é conhecido como *side load* geométrico, ele somado ao *side load* gerado pelo projeto da mola criam uma linha de ação da mola que estaria o mais próximo possível do eixo Kingpin (KPI), ou eixo mestre. Seu principal objetivo é reduzir a carga lateral que chega aos amortecedores, reduzindo o aquecimento e o desgaste interno.



Figura 5 - Mola helicoidal.

Fonte: Acervo Stellantis, 2021.

2.2.1.1.1.2 Amortecedores

Os amortecedores, exemplo ilustrado pela Figura 6, são responsáveis por dissipar a energia proveniente da movimentação vertical da suspensão, dificultando que a roda perca contato com o solo durante transposições de obstáculos e ou movimentações provenientes do contato pneu-solo. Atualmente eles são produzidos com fluido específico para essa atividade e produzem força de amortecimento, contrária ao movimento, por forçar a passagem fluído por válvulas e orifícios internos, (STONE 2004).

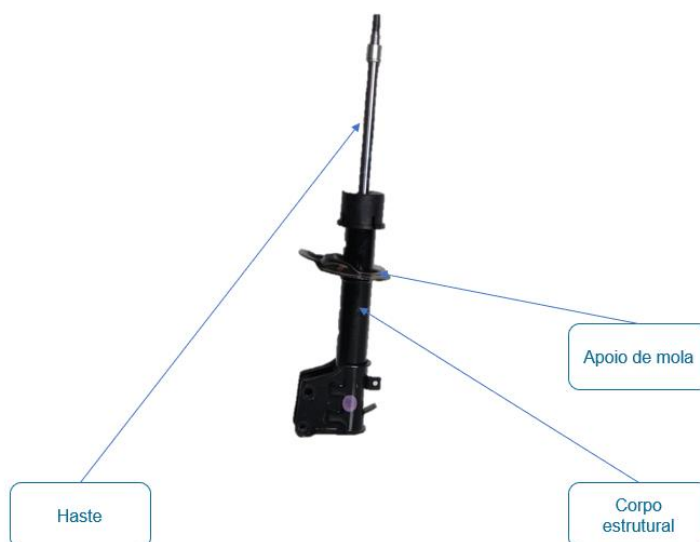


Figura 6 - Amortecedor.

Fonte: Adaptado de Acervo Stellantis, 2021.

Além de auxiliar na dissipação de energia da suspensão, os amortecedores da suspensão *McPherson* são do tipo estrutural, ou seja, fazem parte da estrutura da suspensão recebendo cargas e sofrendo deformações. Sua rigidez a flexão apresenta influência direta no resultado de K&C. Caso o amortecedor seja pressurizado, ainda há influência na altura do veículo.

2.2.1.1.1.3 Manga de eixo

A manga de eixo ou *knuckle*, ilustrado pela Figura 7 **Erro! Fonte de referência não encontrada.**, conecta quatro sistemas de chassi em um único elemento, conectando-os com o conjunto roda pneu, são eles, suspensão, direção, freio e transmissão. A manga de eixo pode conter diversos layouts e ser fabricada em ferro fundido nodular ou alumínio na tipologia de suspensão *McPherson*, porém sempre com a mesma função, (KLAVA 2003).

A geometria da manga de eixo tem papel fundamental no resultado do K&C da suspensão, onde a posição da conexão do tirante do sistema de direção é utilizada para definir os parâmetros, *steering ratio* (relação de direção), ajustes na geometria de Ackermann e variação de convergência, pontos a serem abordados posteriormente. A geometria da manga de eixo, define também parte do *camber* estático da suspensão.



Figura 7 - Manga de eixo.

Fonte: Acervo Stellantis, 2021.

2.2.1.1.1.4 Braço oscilante

O braço oscilante, ilustrado pela Figura 8, conecta a manga de eixo ao *subframe* conhecido popularmente como agregado. Responsável por receber parte significativa da carga proveniente do contato do pneu com solo durante manobras longitudinais e laterais, o braço oscilante tem seu formato e características otimizados, visando reduzir a massa não suspensa e manter suas características geométricas durante marcha. A posição das buchas, são calculadas para otimizar a distribuição de carga durante manobras específicas, cargas longitudinais são recebidas pela bucha traseira do braço e cargas laterais são absorvidas pela bucha dianteira, (GENTA 2009).



Figura 8 - Braço oscilante.

Fonte: Acervo Stellantis, 2021.

2.2.1.1.1.5 Batentes

Responsáveis por adicionar rigidez a suspensão nos momentos de finais de curso, evitando que ele seja excedido e ocorra contato entre os componentes móveis com estáticos. Segundo FREITAS (2005), os batentes têm como função adicionar uma rigidez não linear ao sistema, sendo essa rigidez o resultado da sua geometria e densidade do material de fabricação, geralmente fabricado em PU (Poliuretano), um exemplo pode ser visualizado na Figura 9.

O dimensionamento varia de montadora para montadora, sendo que o objetivo é atingir de 2 a 3.5 g de aceleração vertical da roda no curso máximo da suspensão. É importante salientar que os valores são apenas referências, uma vez que cada projeto

e cada mercado tem suas especificidades, o que significa que os valores podem se distanciar dos valores de referência.

Os batentes geralmente não trabalham a contato, isso significa que em condições de veículo vazio (1 pessoa) ou média carga (3 pessoas) eles ainda não estão atuando, então pequenas oscilações devido a curvas ou pequenas imperfeições de asfalto, são absorvidas em totalidade pela mola, garantindo assim uma melhor percepção de conforto pelos passageiros. Quando o veículo for totalmente carregado, podem auxiliar no trabalho de suspensão, adicionando rigidez e evitando impactos verticais mais rípidos.



Figura 9 – Batente de suspensão - Compressão.

Fonte: Acervo Stellantis, 2021.

2.2.1.1.1.6 Travessa (*Subframe*)

Responsável pela conexão do braço oscilante com a carroceria, serve também de suporte para a montagem da caixa de direção, barra estabilizadora e coxim restritor de torque do motor, a Figura 10 ilustra um exemplo de *subframe* de suspensão.

Outro ponto importante sobre a travessa é sua influência direta nos testes de impacto ou *crash-test*, segundo HONG *et al* (2001), ao atingir uma barreira de impacto parcial, isto é, não cobrindo a frente completa do veículo, a travessa deve distribuir parte da energia recebida em meio veículo para o restante da estrutura, minimizando os danos aos ocupantes.



Figura 10 – *Subframe* ou Travessa.

Fonte: Acervo Stellantis, 2021.

2.2.1.1.1.7 Barra estabilizadora

A função da barra estabilizadora é adicionar rigidez de *roll* (rolagem) a suspensão, trabalhando assim para auxiliar no controle de rolagem da carroceria, atuando também para melhorar o comportamento de *handling* (manobrabilidade) e a percepção do motorista, um exemplo pode ser visualizado na Figura 11. Adicionando rigidez de rolagem a dianteira através da barra estabilizadora, ocorre o efeito do aumento do substerço e na traseira o contrário, (BHARANE *et al* 2014).

Os veículos atuais possuem barra estabilizadora com dois tipos possíveis de conexão, a primeira e mais comum utilizada em conjunto com a suspensão *McPherson*, a conexão entre a barra e o amortecedor é realizada com auxílio de bieletas. O segundo modo de conexão seria barra conectada ao braço oscilante, com ou sem utilização de bieletas, algo em desuso atualmente, já que existe uma perda de *ride comfort* (conforto) ao transpor obstáculos pois a barra atua adicionando rigidez longitudinal a suspensão. O método mais atual é a utilização de barra acopladas ao amortecedor com a utilização de bieletas, que são hastes com duas juntas esféricas nas extremidades. Essa solução reduz o trabalho da barra em deslocamentos longitudinais e aumenta sua eficiência de rigidez a rolagem.



Figura 11 - Barra estabilizadora.

Fonte: Acervo Stellantis, 2021.

O layout da barra é criado a partir do estudo de *packaging*, isto é, posicionamento entre os espaços possíveis e dentro das normas de movimentação de cada montadora, é importante salientar que a barra se move durante o seu trabalho e fica próxima a componente fixos, o que exige cuidado em seu desenvolvimento.

O diâmetro da barra é definido pela performance de rigidez requerida, sendo calculado para obter os valores de rolagem da carroceria objetivos, caso o diâmetro solicitado não seja factível de utilização, pode-se estudar outras soluções de barra com maior eficiência, por exemplo barras tubulares, porém de maior custo.

2.2.2 Sistema de direção pinhão cremalheira

O sistema de direção é o maior responsável por fornecer o feedback ao motorista sobre o que ocorre entre o pneu e a pista onde ele trafega, (CAMUFFO *et al.*, 2002).

O sistema de direção pinhão e cremalheira é utilizado mundialmente pela indústria automobilística devido aos seguintes fatores:

- Custo-benefício;
- Performance e
- Durabilidade.

Esse sistema equipa quase todos os veículos de passeio e utilitários leves atualmente.

A Figura 12 ilustra o sistema de direção pinhão cremalheira, composto por:

- Caixa de direção
- Tirantes de direção
- Pinhão
- Coluna de direção, dividida em parte mecânica e elétrica (C-EPS)

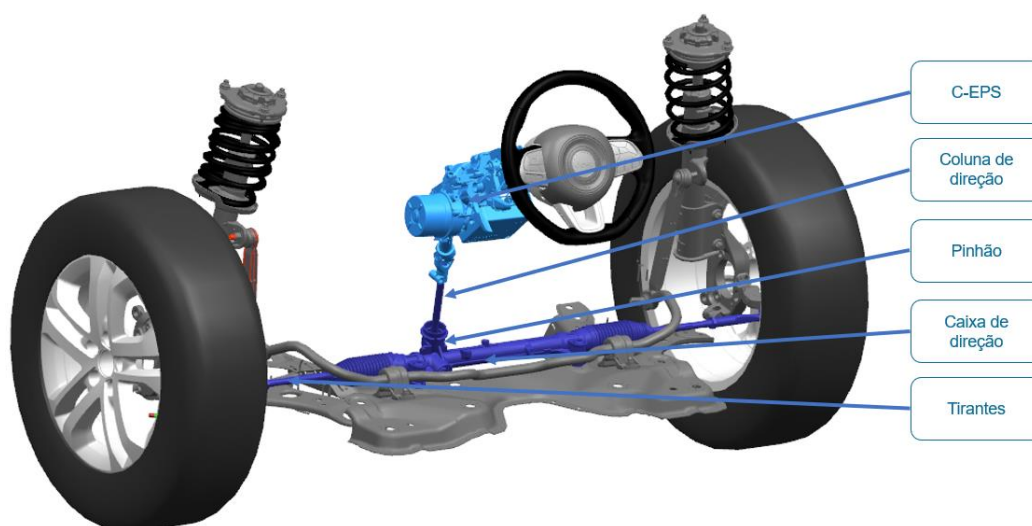


Figura 12 - Componentes do sistema de direção pinhão-cremalheira.

Fonte: Autor

O funcionamento do sistema consiste em transformar o movimento de rotação realizado pelo motorista através do volante em movimento translacional, isso é, o deslocamento linear da cremalheira, movimentando as mangas de eixo que realizam a rotação em torno do eixo de esterçamento de cada roda.

O sistema de direção por pinhão cremalheira tem uma característica importantíssima que, influência de maneira determinante a dinâmica veicular, a relação pinhão cremalheira, ou *C-Factor*. O *C-Factor* é parte do parâmetro conhecido como relação de direção ou *Steering Ratio*. Segundo JAZAR (2008), o *Steering Ratio* para veículos de passeio é próximo de 10:1, indicando que para cada 10 graus de volante, temos 1 grau de esterço na roda. Para veículos de competição, temos uma variação de 5:1 até

20:1. Segundo FERNANDES (2005), os valores de C-Factor para veículos sem assistência, são em média de 34 mm/revolução, acarretando um esforço para o motorista parado de até 16 Nm de torque aplicado no volante, e veículos assistidos hidraulicamente na ordem de 48 mm/revolução, com um esforço de até 7 Nm de torque no volante. Atualmente na indústria, com a utilização de sistemas assistidos eletricamente, o torque máximo exigido do motorista é de aproximadamente 3 Nm, variando é claro por condições do veículo e calibração do componente aplicado.

Continuando a abordagem sobre caixa de direção, o curso da cremalheira determina o quanto a roda irá esterçar, limitando também o ângulo do volante e o diâmetro de giro do veículo, esse ilustrado pelas setas verdes na Figura 13, podendo ser definido como a distância necessária para o veículo realizar um retorno em uma rua. O dimensionamento do esterço máximo da roda é uma somatória de fatores, por exemplo carregamento no sistema de direção, análise de interferências do pneu com a caixa de roda (*packaging*) e performances dinâmicas como o diâmetro de giro. Veículos que possuem valores de diâmetro de giro altos, acabam gerando incômodos aos motoristas ao manobrar em ruas mais estreitas e em manobras de estacionamento, uma vez que a manobra deve ser realizada em várias etapas.

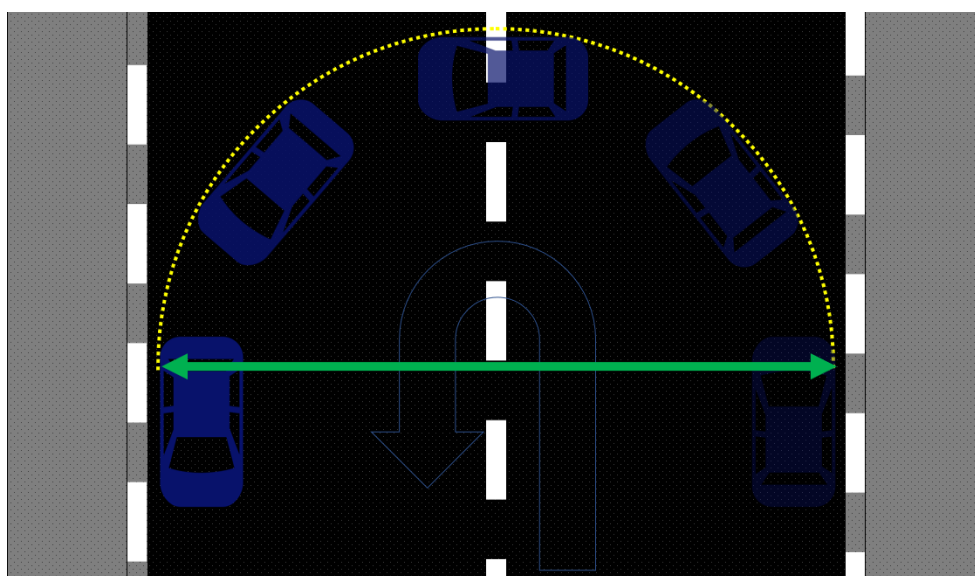


Figura 13 - Diâmetro de giro

Fonte: Autor.

2.2.2.1 Componentes do sistema de direção pinhão-cremalheira

2.2.2.1.1 Caixa de direção

A caixa de direção conecta a coluna de direção aos tirantes, geralmente instalada no *subframe* de suspensão dianteira, ela é responsável por converter o movimento de rotação da coluna em movimento translacional, movendo os tirantes e por consequência rotacionando a manga de eixo em torno do eixo de esterçamento. A caixa de direção pode ser utilizada para aplicar o sistema de assistência, por exemplo hidráulica, detalhes podem ser observados na Figura 14.

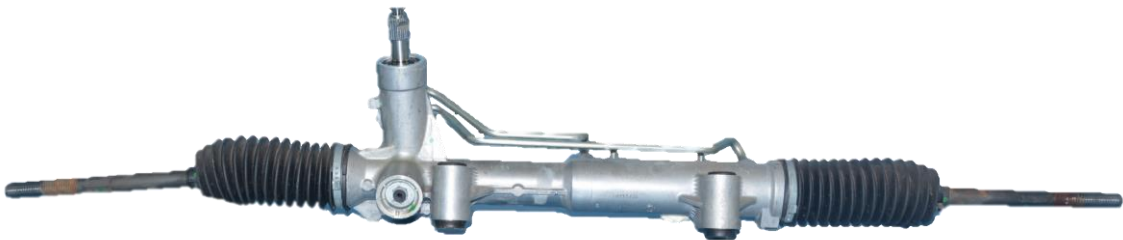


Figura 14 - Caixa de direção hidráulica.

Fonte: Acervo, Stellantis, 2021.

2.2.2.1.2 Coluna de direção

A coluna de direção é responsável por transferir o comando do motorista até a caixa de direção e pode também ser utilizada para aplicar a assistência, caso da *C-EPS*. A coluna de direção também pode ser articulada, de forma a permitir a movimentação da posição do volante, auxiliando o motorista a encontrar uma posição mais adequada a condução.

A coluna de direção, ilustrada pelo componente em azul claro na Figura 15 **Erro! Fonte de referência não encontrada.**, pode ser dividida em várias partes, sendo suas conexões realizadas através de juntas universais, o que causa uma oscilação no cinematismo durante sua movimentação, mais detalhes serão discutidos posteriormente.

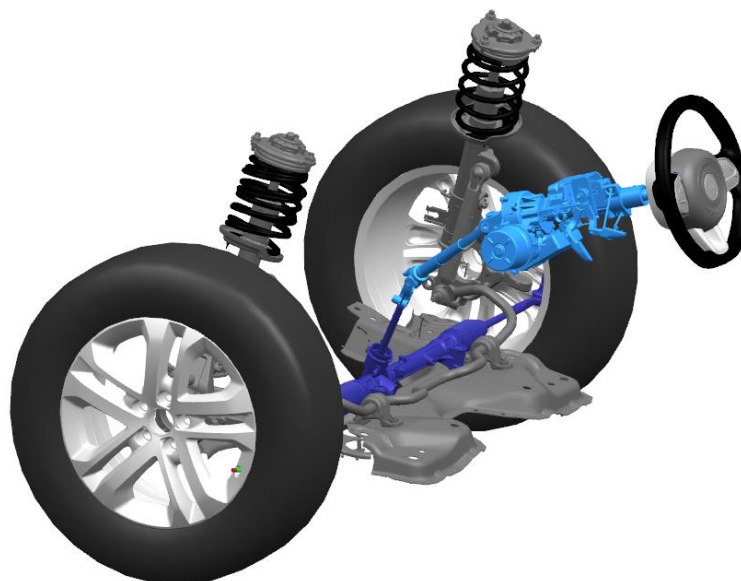


Figura 15 - Coluna de direção elétrica, em destaque.

Fonte: Autor

2.2.2.2 Sistemas de assistência de direção

O sistema de direção pinhão e cremalheira pode possuir ou não assistência, que atua para reduzir o esforço do motorista. Quando disposto de assistência, a mesma pode ser realizada por três tipos, hidráulica (HPS), elétrica (EPS) ou eletro-hidráulica (EHPS), NACIF (2014).

2.2.2.2.1 Sistemas de direção sem assistência - Mecânica

O sistema de direção mecânica não possui assistência, devendo todo o esforço ser realizado pelo motorista através do volante. A fim de reduzir o esforço realizado faz-se a compensação no *C-Factor*, reduzindo o valor para algo em torno de 34 mm/revolução. Quanto menor o valor, mais indireta é a direção, devendo-se girar mais o volante para se obter um equivalente esterço nas rodas quando comparado a um veículo assistido. Não apenas é possível reduzir o esforço no volante pelo *C-Factor*, existe também a possibilidade de alterar o esforço pela alteração no braço de alavanca da manga de eixo. A Figura 16 ilustra uma caixa de direção mecânica.



Figura 16 - Caixa de direção mecânica.

Fonte: Acervo Stellantis, 2021.

2.2.2.2.2 Sistemas de direção com assistência hidráulica ou elétrico-hidráulica

O sistema de direção com assistência hidráulica ou eletro hidráulica, auxilia o motorista realizando parte da força necessária para esterçar as rodas. O funcionamento dos dois sistemas é baseado na utilização de um fluido que, ao ser recalçado por uma bomba, pressuriza um dos lados da caixa de direção e realiza um trabalho auxiliando no deslocamento do pistão presente dentro da caixa. Todo o sistema é comandado por uma válvula instalada junto ao pinhão da coluna de direção, que ao ser esterçada direciona o fluido para a câmara correspondente. A Figura 17, ilustra os principais componentes de uma caixa de direção com assistência hidráulica.

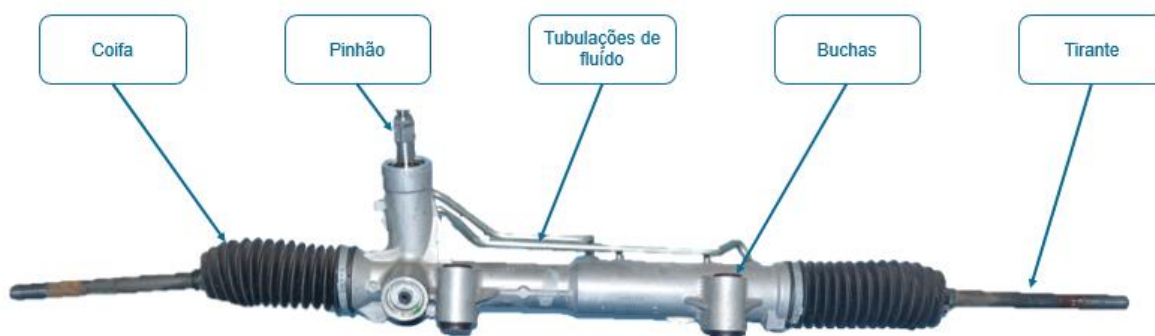


Figura 17 – Detalhes da caixa de direção hidráulica.

Fonte: Adaptado de Acervo Stellantis, 2021.

A Figura 18 ilustra o verso da caixa de direção hidráulica. Ao esterçar o volante, a válvula direciona o fluido para a câmara correspondente através das tubulações.

A Figura 19 ilustra a instalação da bomba hidráulica junto ao motor, comandada por uma correia que aciona ainda, alternador e compressor do ar-condicionado. O fluido então pressurizado, é levado até a válvula de direcionamento presente na Figura 18, atuando para auxiliar na movimentação do pistão dentro da caixa de direção, conforme a rotação do volante pelo motorista.

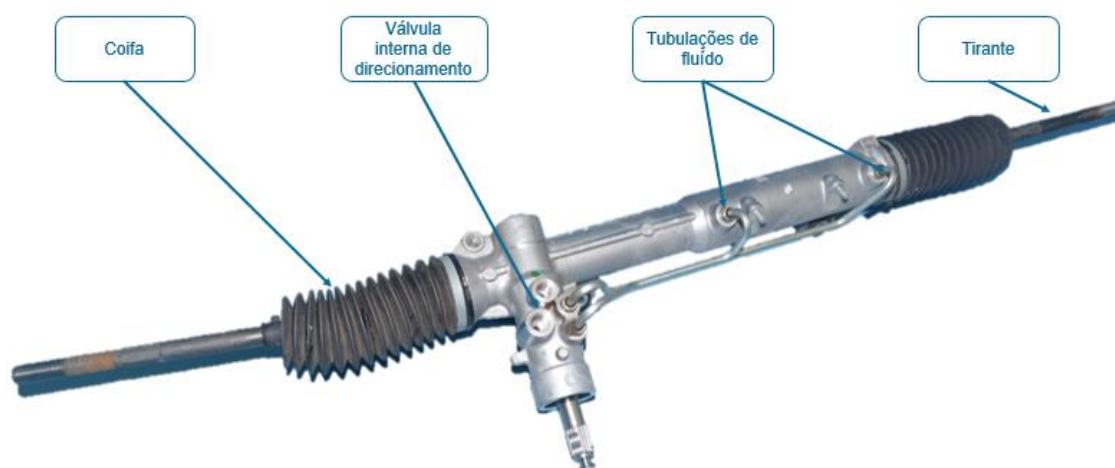


Figura 18 – Detalhes da caixa de direção hidráulica, verso.

Fonte: Adaptado de Acervo Stellantis, 2021.

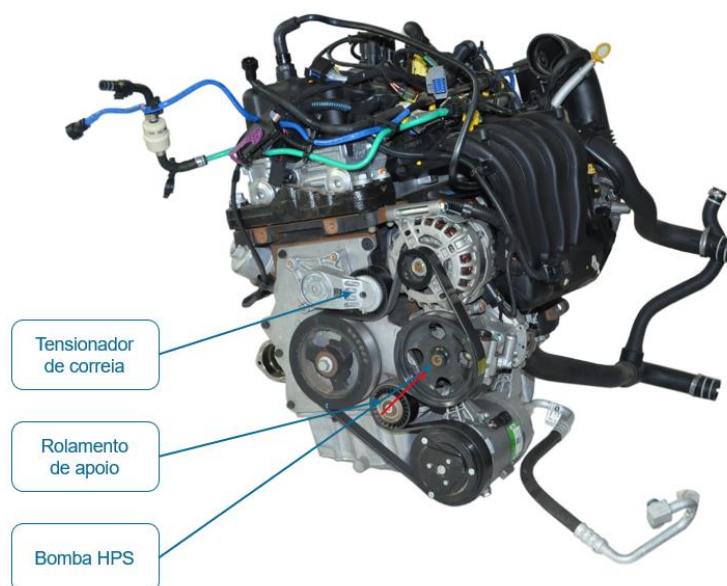


Figura 19 - Local de instalação da bomba de direção hidráulica.

Fonte: Adaptado de Acervo Stellantis, 2021.

O sistema eletro hidráulico apresenta um motor elétrico que impulsiona a bomba, podendo ser desativado conforme a conveniência, aumentando as possibilidades de *tuning* (ajustes) da assistência, será discursado mais sobre esse tema em um ponto posterior. Atualmente na indústria, ambos os sistemas estão sendo substituídos pelos de assistência elétrica, uma vez que há redução de sua complexidade, redução dos custos produtivos e de manutenção, além do ganho de performance e de integração com outros sistemas do veículo, permitindo a sua utilização para ADAS – *Advanced Driver Assistance Systems*, algo como sistema de assistência avançada ao motorista.

2.2.2.2.3 Sistemas de direção com assistência elétrica

O sistema de direção elétrica este cada dia mais presente nos veículos de passeio disponíveis no mercado, parte disso está ligado a eficiência energética e parte a integração possível do sistema de direção com outros sistemas do veículo.

A Figura 20, ilustra os componentes da caixa de direção mecânica, utilizada em veículos que possuem sistema de assistência elétrica instalados na coluna de direção, C-EPS. A principal diferença entre a caixa de direção mecânica utilizada em veículos com assistência elétrica e os sem assistência, é o *C-Factor*, em torno de 50 mm/revolução, quando assistido.

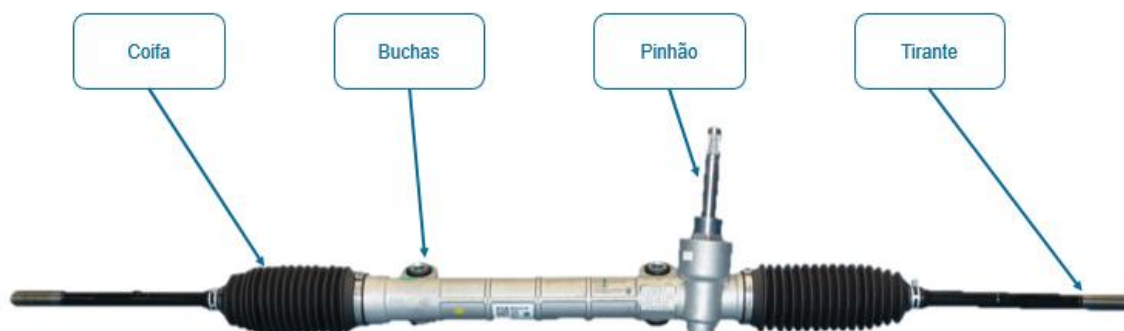


Figura 20 - Detalhes caixa de direção mecânica.

Fonte: Adaptado de Acervo Stellantis, 2021.

A Figura 21 ilustra o sistema de direção elétrica (C-EPS) de *column electric power steering*, apresentando o motor e central lógica de comando instalados na coluna de direção.

Além do *C-EPS*, existem outros modos de instalar o atuador que fornece a assistência, por exemplo na caixa de direção, chamados de *rack EPS*. A Figura 22 ilustra o sistema de *rack EPS* onde a atuação do sistema é direta na cremalheira. O sistema de *rack-EPS* nasceu para atuar nos segmentos onde o *C-EPS* não atenderia as demandas de torque devido às limitações intrínsecas do seu sistema, por exemplo local para instalação de um motor com maior capacidade.

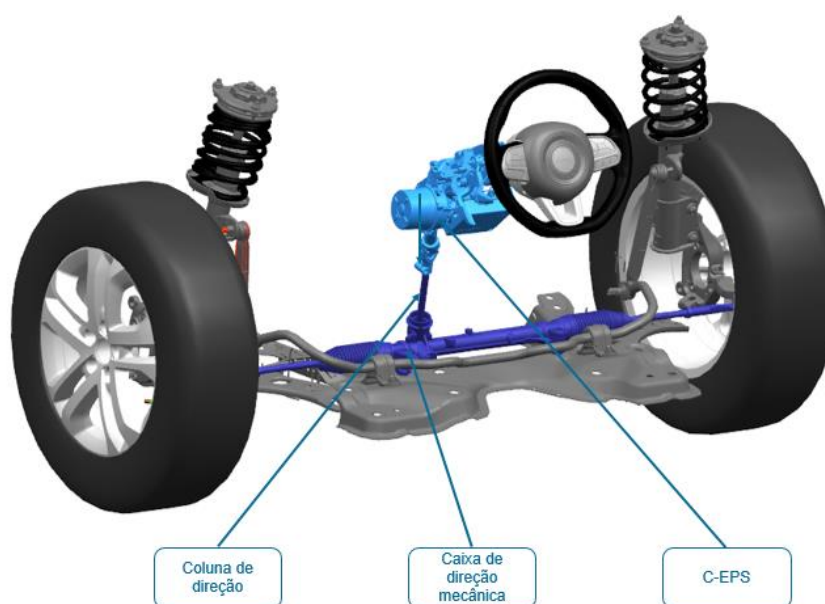


Figura 21 - Central de direção elétrica.

Fonte: Autor, 2021.

Segundo a ZF – fabricante de sistemas de direção elétricos, a *C-EPS* pode ser empregada em veículos de segmento A até D, cuja carga nos tirantes não exceda os 12 kN. Para valores acima, é necessário adotar a solução de *rack EPS*, que suporta cargas de até 18 kN no tirante.

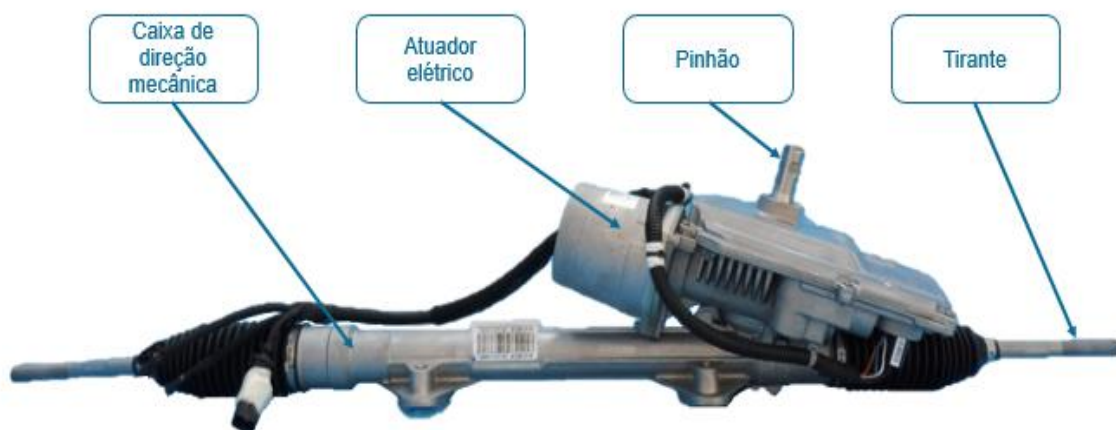


Figura 22 – Detalhes do sistema de direção Rack-EPF.

Fonte: Adaptado de Acervo Stellantis, 2021.

2.2.2.2.4 Automação do sistema de direção

Conforme citado na seção anterior, os veículos atuais estão cada vez mais empregando sistemas de *ADAS*, e segundo a norma SAE J3016 de 04/2021, existem 6 níveis de automação para os veículos de passageiros, a Figura 23 apresenta as definições principais acerca do assunto e os tópicos são apresentados no detalhe a seguir.



Figura 23 - Níveis de automação.

Fonte: Autor.

Nível 0:

Maioria dos veículos comercializados na atualidade, não possuem nenhuma assistência ao motorista.

Nível 1:

No primeiro nível de direção autônoma, estão presentes os veículos dotados de *cruise control* não adaptativo, conhecido popularmente como piloto automático, exigindo o motorista para ações como frear e alterações de trajetória.

Nível 2:

No segundo nível, já existe automação suficiente para o veículo tomar decisões, por exemplo com *cruise control* adaptativo, mantendo uma distância predeterminada do veículo trafegando a frente.

Nível 3:

No nível de automação condicional, já é possível existir movimentação completa do veículo sem a necessidade de atenção de um motorista, porém ainda se faz necessário a presença do mesmo para emergências.

Nível 4:

No nível de automação alta, será possível a movimentação completa do veículo, sem a presença de um motorista, ou quando a bordo, realizar atividades não ligadas a condução.

Nível 5:

No último nível de automação, não será necessário existir sistemas de comando do veículo para o motorista, todo e qualquer comando poderá ser executado pelo sistema a bordo.

Segundo os níveis de automação, a partir do terceiro, os sistemas do veículo podem comandar a sua trajetória sem intervenção do motorista, nesse ponto a direção com assistência elétrica se destaca das demais, uma vez que seu comando pode ser realizado por um sistema direto no atuador, enquanto a hidráulica ou elétrico-hidráulica não seria possível a movimentação do volante, com velocidade e precisão necessários. A adoção de sistemas autônomos nos veículos, pode ser considerada

uma realidade em diversos países ao redor do mundo, visto que sistemas autônomos integram as notas de avaliação de órgãos ligados a segurança viária, Euro NCAP, por exemplo, que apresenta em um de seus protocolos a avaliação dos sistemas de frenagem autônoma, ou AEB do inglês *Autonomous Emergency Braking*, EURO NCAP (2022).

Após uma introdução das características e componentes dos sistemas de suspensão e direção, é necessário entender o resultado no K&C da suspensão e direção do automóvel.

2.2.3 Parâmetros de K&C

O K&C é o resultado do cinematismo da geometria da suspensão e direção somado as características elásticas dos componentes, por exemplo as buchas. O projeto e a escolha de um determinado tipo de suspensão devem levar em consideração diversos fatores, dentre eles o posicionamento do produto no mercado e o seu objetivo, dessa forma o desenvolvimento é direcionado a atender aos anseios dos clientes de maneira assertiva. Um equívoco na escolha do tipo de suspensão, em sua geometria ou no seu comportamento de K&C, trará efeitos indesejados ao comportamento do veículo, sendo dificultado sua correção, uma vez que nessa fase é provável que os ferramentais de produção dos componentes estejam prontos e com tempo de ajustes não disponíveis. Sobre os parâmetros de K&C, vamos transcorrer um pouco sobre alguns de maior relevância.

2.2.3.1 Alinhamento Estático

A convergência é definida entre o ângulo formado pela linha de simetria do pneu e as linhas azuis tracejadas, encontradas na Figura 24, indicando também uma suspensão com alinhamento divergente, ou seja, as linhas de simetria do pneu, apontam para a região externa ao veículo. A Figura 25, indica um ajuste convergente, ou seja, a linha de simetria dos pneus aponta para um ponto no prolongamento da linha de simetria do veículo.

No eixo dianteiro, temos um valor divergente e convergente no eixo traseiro. Segundo JAZAR (2008), ao adotar um valor de convergência estática negativa, ou seja, *toe-out*, espera-se um ganho na velocidade de resposta da direção e uma redução da estabilidade em manter a linha de direção reta. Ao utilizar o *toe* estático positivo o efeito é contrário.

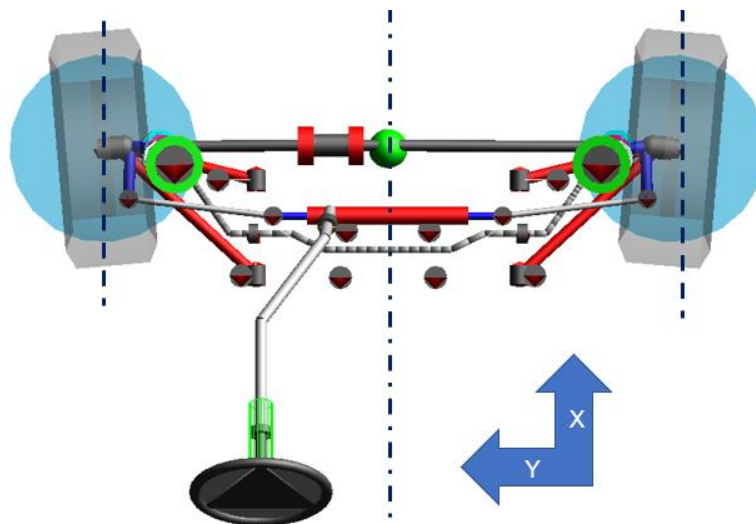


Figura 24 - Suspensão com alinhamento divergente.

Fonte: Autor.

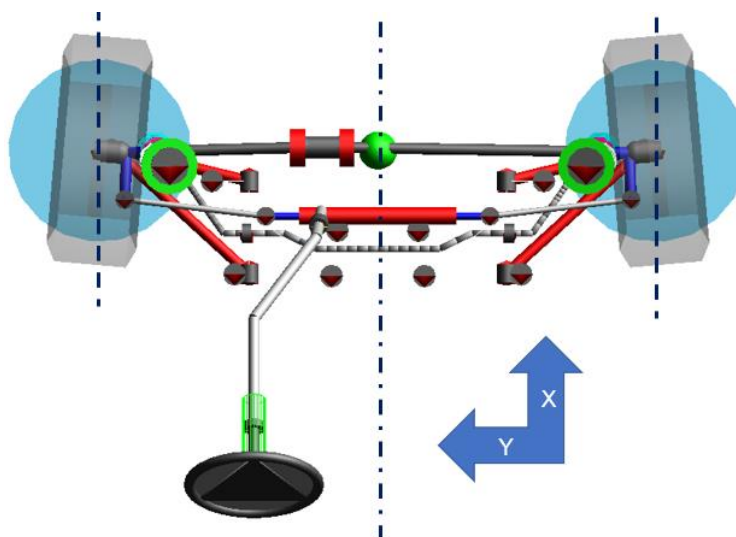


Figura 25 - Suspensão com alinhamento convergente.

Fonte: Autor.

2.2.3.2 Ângulo de camber

O ângulo de camber define-se pela inclinação do eixo vertical da roda em relação ao eixo vertical do veículo, sendo negativo quando o topo aponta para dentro do carro, mais detalhes podem ser visualizados na Figura 26. A utilização de camber negativo favorece a capacidade de realizar carga lateral pelo pneu.

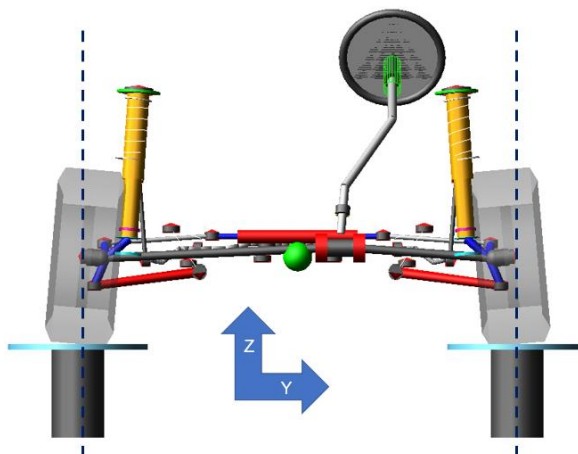


Figura 26 – Ângulo de camber negativo.

Fonte: Autor.

A Figura 27 apresenta um camber positivo, ou seja, a linha de simetria vertical do pneu aponta em direção externa ao veículo.

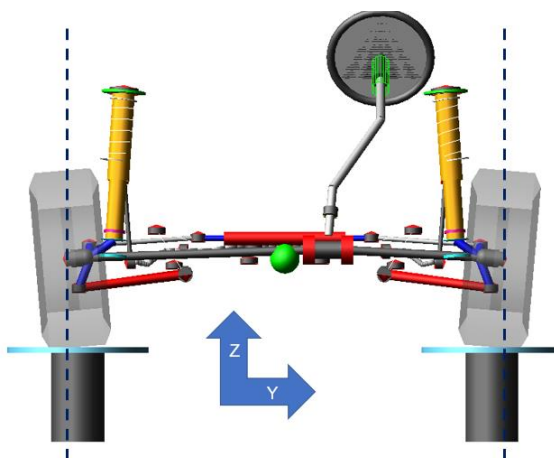


Figura 27 – Ângulo de camber positivo.

Fonte: Autor.

2.2.3.3 Ângulo de caster e Kingpin

Os ângulos de caster e *Kingpin* são os ângulos de inclinação do eixo mestre. O ângulo de caster é a projeção do ângulo no plano longitudinal do veículo e o KPI no plano transversal. Mais detalhes podem ser obtidos nas Figura 28 e Figura 29.

A utilização de um ângulo de KPI positivo, conforme ilustrado pela Figura 28, ajusta o camber conforme esterça-se a direção do veículo, de maneira que a roda externa tende a ganhar um camber positivo, porém com a utilização de caster positivo, tende-se a recuperar o camber negativo na mesma movimentação, DIXON (2008).

O ângulo de caster e sua projeção ao solo, conhecida com *caster trail*, atuam diretamente no feedback do sistema de direção ao motorista, valores de caster variam geralmente entre 0 e 5 graus, ajustes no *caster trail* podem ser realizados alterando a passagem do eixo do caster sobre o centro da roda, tornando o ajuste entre eles independente, DIXON (2008). A Figura 29 indica um ângulo de caster positivo.

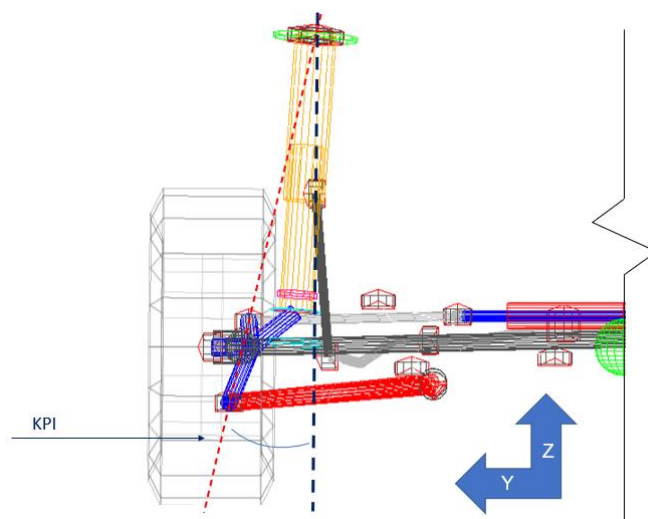


Figura 28 - KPI (*Kingpin Inclination*).

Fonte: Autor.

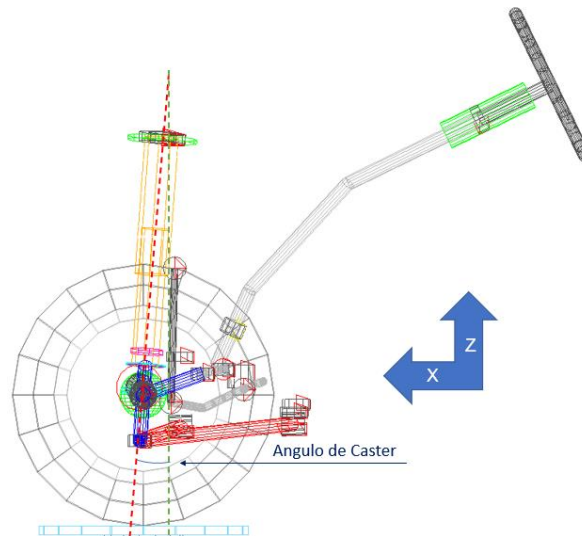


Figura 29 – Ângulo de caster.

Fonte: Autor.

2.2.3.4 Caster Trail ou Mechanical Trail

O *caster trail* pode ser definido como a distância entre a intersecção do caster ao solo e a projeção ao solo do centro de roda. A principal influência do *caster trail* é no torque autoalinhante suspensão, percepção de centro pelo motorista e carga no volante devido ao torque autoalinhante da suspensão.

Outro ponto de grande relevância em relação ao *caster trail* é, devido a inclinação das vias urbanas para escoamento de água por exemplo, existe uma relação direta entre valor de *caster trail* e torque no volante necessário para manter o veículo em trajetória retilínea. A fim de evitar que o motorista seja penalizado com esse esforço, existem sistemas de controle dentro dos sistemas de direção elétrica que detectam tal condição e auxiliam o motorista mantendo um torque constante. Mais detalhes sobre o *caster trail* podem ser obtidos na Figura 30.

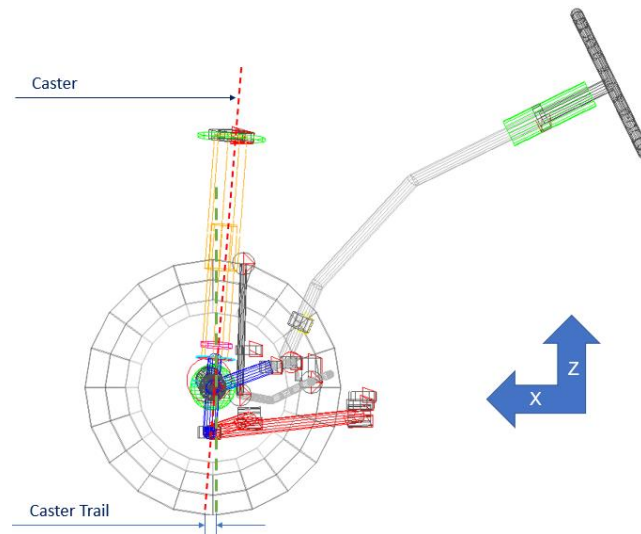


Figura 30 - *Caster Trail*.

Fonte: Autor.

2.2.3.5 *Scrub radius*

O *scrub radius* pode ser definido como a distância da intersecção do KPI ao solo e a projeção do centro da roda também ao solo, em uma vista transversal, mais detalhes podem ser obtidos na Figura 31.

Os valores de *scrub radius* tendem a ser negativos em veículos com tração dianteira, conforme demonstrado pela Figura 31 **Erro! Fonte de referência não encontrada.**, e quando negativos auxiliam na redução da sensibilidade do desvio direcional durante a aplicação de torque de aceleração ou de frenagens, e em situações de frenagem com uma das rodas em diferentes tipos de piso e atrito. Valores positivos, foram utilizados em veículos de tração dianteira mais antigos, implicando em maior torque no volante durante manobras de estacionamento e aumento de sensibilidade durante as frenagens.

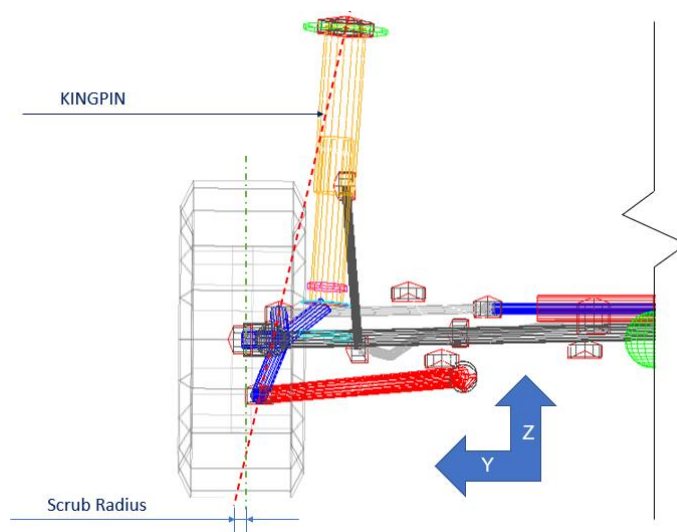


Figura 31 - *Scrub Radius*.

Fonte: Autor.

2.2.3.6 *Roll Center Height*

O parâmetro do *roll center height* (altura do centro de rolagem) faz parte da concepção da suspensão e pode ser definido como o ponto onde a massa suspensa irá rolar devido a aplicação da força centrífuga no centro de gravidade do veículo. Valores de centro de rolagem são positivos quando acima do solo. A altura do centro de rolagem das suspensões dianteiras e traseiras, formam um eixo de rolagem do veículo, *roll axis*, cuja inclinação varia entre 1 e 3 graus a depender da posição em que se encontra a suspensão do automóvel. O cálculo do *roll center height* pode ser visualizado na Figura 32.

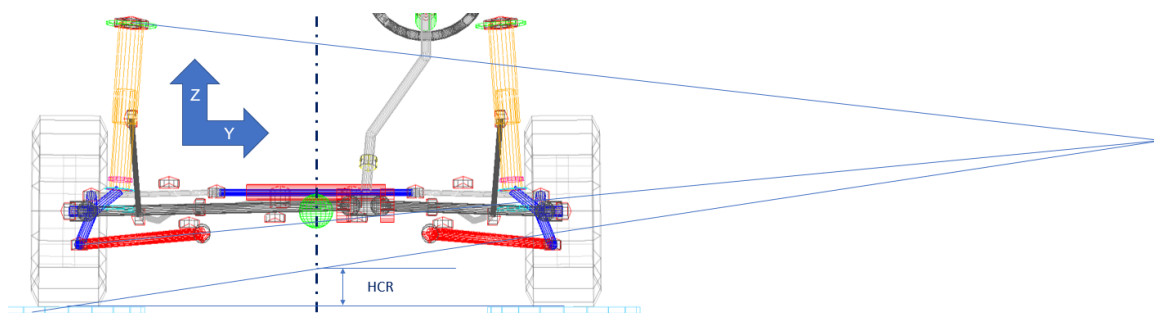


Figura 32 - *Roll Center Height*.

Fonte: Autor.

Mais detalhes sobre o *roll axis*, podem ser visualizados na Figura 33.

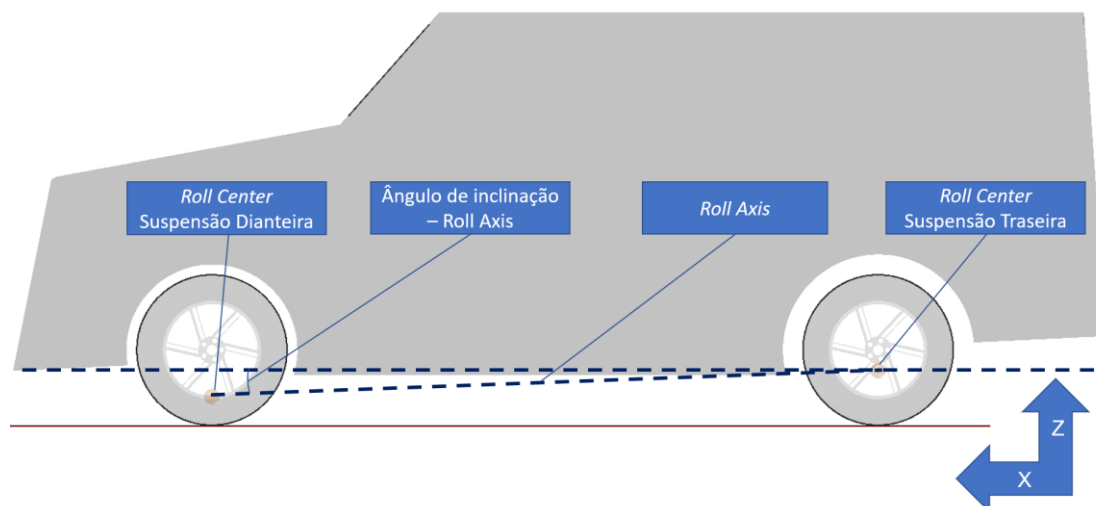


Figura 33 - Roll Axis.

Fonte: Autor.

2.2.3.7 Geometria de Ackermann

A geometria de Ackermann está ligada a diferença de esterço entre as rodas interna e externa durante uma manobra, detalhes exibidos na Figura 34.

A diferença de esterço entre a roda interna e externa é consequência da geometria da suspensão dianteira, e visa ajustar a diferença de trajetória percorrida por cada pneu durante uma curva.

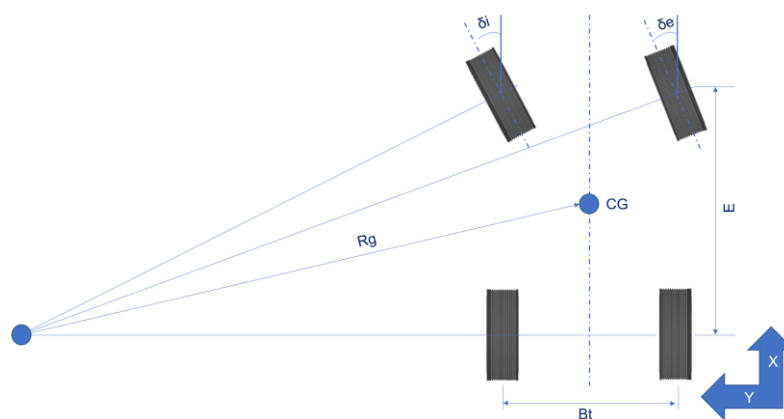


Figura 34 - Efeitos da geometria de Ackermann.

Fonte: Autor.

Onde:

δ_i = Esterço roda interna [°]

δ_e = Esterço roda externa [°]

E = Entre eixos [m]

CG = Centro de gravidade

B_t = Bitola traseira [m]

RG = Raio [m]

As equações 1 e 2 apresentam as fórmulas para calcular o esterço das rodas de acordo com a geometria de Ackerman.

$$\delta_i = \tan^{-1} \frac{E}{\left(RG - \frac{B_t}{2}\right)} \quad (1)$$

$$\delta_o = \tan^{-1} \frac{E}{\left(RG + \frac{B_t}{2}\right)} \quad (2)$$

A Figura 35 apresenta o veículo em trajetória retilínea, desconsiderando o alinhamento estático, ilustrando o formato trapezoidal da geometria do tirante de direção. Alguns componentes foram suprimidos da figura com o intuito de facilitar o entendimento por parte do leitor.

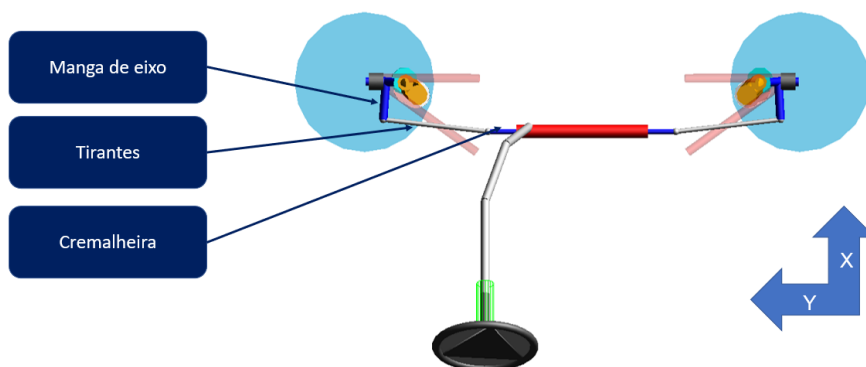


Figura 35 – Tirantes de direção - Trajetória Retilínea.

Fonte: Autor.

A Figura 36 ilustra uma curva para esquerda.

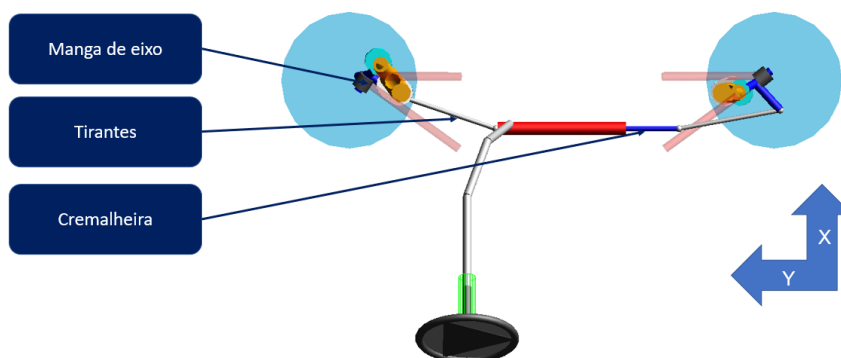


Figura 36 – Tirantes de direção - Curva a esquerda.

Fonte: Autor.

A Figura 37 ilustra a situação dos tirantes de direção, quando o veículo faz uma curva a direita.

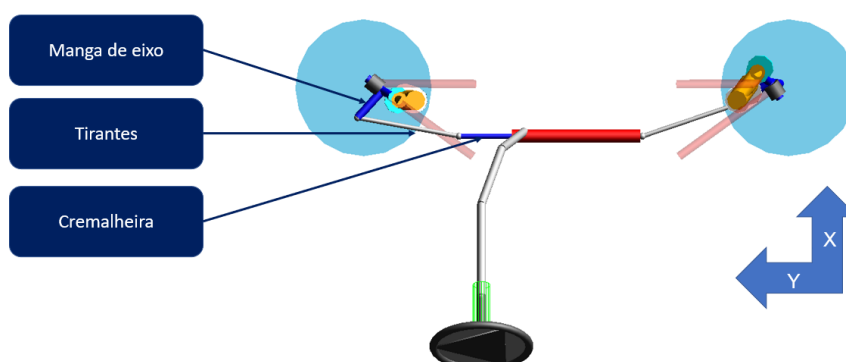


Figura 37 – Tirantes de direção - Curva a direita.

Fonte: Autor.

2.2.3.8 Variação de convergência

O parâmetro de variação de convergência representa a variação de *toe* pela movimentação vertical da suspensão, DIXON (1996), sendo avaliado em pontos específicos de curso de suspensão ou em trechos próximos a posição de 0 deslocamento da roda. Por exemplo, durante um deslocamento simétrico da suspensão dianteira, verticalmente, uma alteração no valor de convergência ocorre,

esse efeito ocorre pela movimentação dos tirantes de direção, que não sofrem alteração no comprimento durante a manobra, percorrendo um arco e alterando a convergência. Para muitos o efeito da variação de convergência é indesejável, porém ela está presente na maioria dos veículos, pois auxilia na resposta do veículo. O Gráfico 3 ilustra três curvas de variação de convergência, modificadas na manga de eixo.

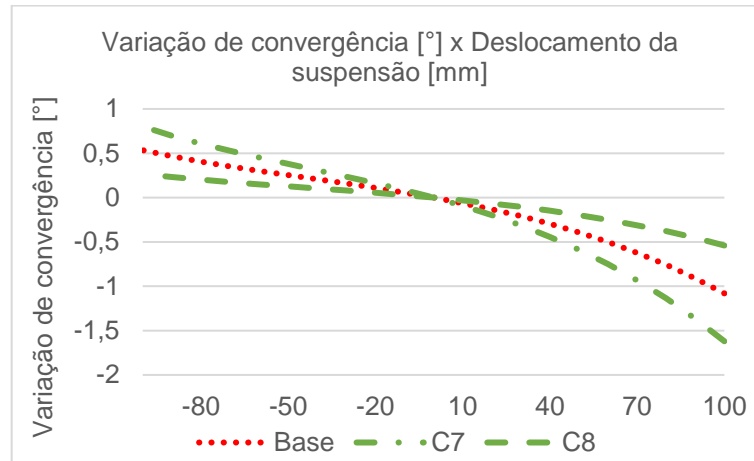


Gráfico 3 - Variação de convergência.

Fonte: Autor.

2.2.3.9 Relação de direção - Tau

Steering ratio ou relação de direção é a relação entre esterço do volante pelo motorista e esterço na roda, está diretamente ligado a resposta do veículo e ao torque no volante, a equação 3 apresenta o cálculo do TAU.

$$TAU = \frac{\text{Angulo de Volante}}{\text{Angulo de esterço das rodas}}$$

(3)

O TAU pode ser obtido experimentalmente no banco de medição de K&C, sendo o ponto onde curva atravessa o 0° de ângulo de volante, ilustrado pelo detalhe em azul, no Gráfico 4.

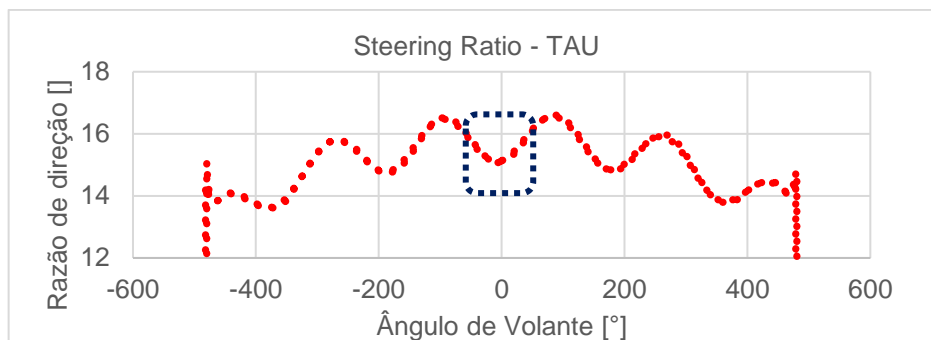


Gráfico 4 - Razão de direção x ângulo de volante.

Fonte Autor.

2.3 Análises de K&C

A construção de qualquer edificação é iniciada sempre pelo alicerce, a base ou sua fundação e tratando-se de dinâmica veicular, o mesmo princípio se aplica. Na primeira fase, composta pela definição dos parâmetros de *K&C* e dos componentes de suspensão, inicia-se a construção dos valores objetivos, tomando como base o conhecimento obtido anteriormente com outros projetos, boas práticas, medição dos veículos concorrentes e de um veículo de referência. A importância do modelo de referência na construção dos objetivos, é definida pelo conhecimento mais profundo dele, entendendo seus comportamentos desejados e indesejados, espelhando-os para o novo desenvolvimento.

A medição dos parâmetros elastocinemáticos, do inglês – *K&C*, ocorre na máquina conhecida por SPMM – *Suspension Parameters Measurement Machine*, ou Máquina de medição dos parâmetros de suspensão. O modelo utilizado nesse trabalho trata-se de uma AB-Dynamics SPMM 5000, instalada no centro de desenvolvimento de Betim do grupo Stellantis, mais detalhes podem ser obtidos na Figura 38.



Figura 38 - SPMM - *Suspension Parameters Measuring Machine*.

Fonte: Abdynamics.

Do SPMM, são extraídos dados relacionados a suspensão e direção, altura do centro de gravidade (CG) e tensor de inércias do veículo completo, dados estes que serão utilizados para alimentar os bancos de dados e como referência para a criação da primeira versão do projeto de suspensão.

As análises de suspensão e direção são constituídas de diversos testes, dentre os quais podemos elencar, vertical simétrico, vertical assimétrico, carregamentos lateral e longitudinal, torque autoalinhante e análise do sistema de direção.

A Figura 39 apresenta alguns detalhes do SPMM.

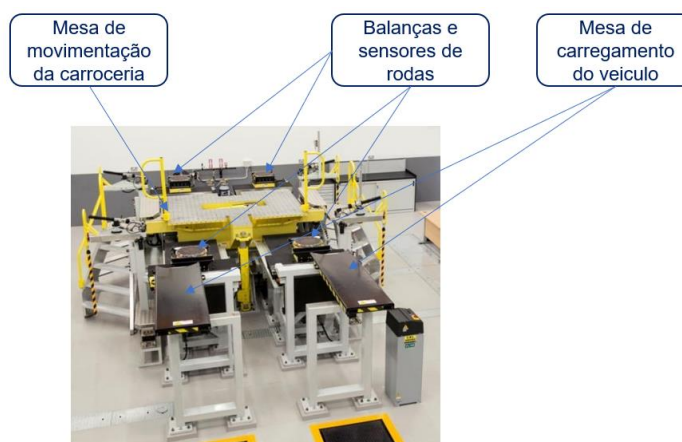


Figura 39 - SPMM 5000 em detalhes.

Fonte: Adaptado de ABDYNAMICS, 2021.

A carroceria do veículo é presa a mesa de movimentação central, e as rodas recebem um sensor conectado ao centro da roda, cujo objetivo é medir as angulações da roda em torno de X, Y e Z, e a célula de carga instalada na mesa abaixo dos pneus, mais detalhes podem ser observados na Figura 40.

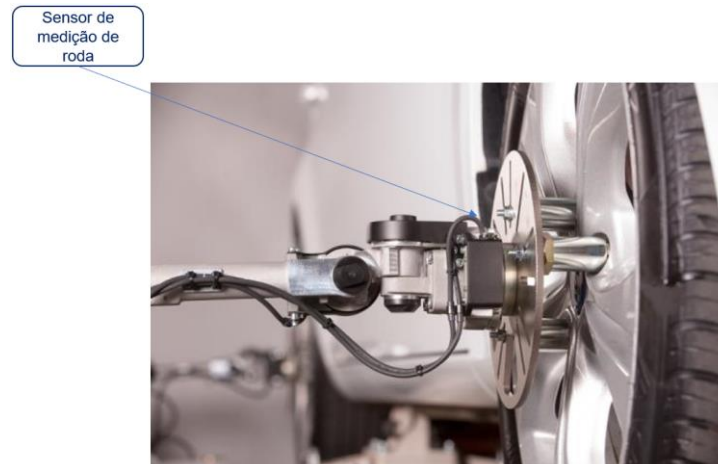


Figura 40 - Sensor de medição de roda.

Fonte: Adaptado de Abdynamics, 2021.

2.2.4 Análises de K&C

Nessa seção serão apresentadas as análises de K&C em detalhes.

2.2.4.1 Análises de K&C - Vertical Simétrico

A Figura 41 apresenta o ensaio de vertical simétrico, onde as cargas verticais são aplicadas simultaneamente em ambas as rodas, desde a carga 0 até a máxima prevista. Nesse cenário são analisados a rigidez vertical da suspensão, entrada dos batentes limitadores de curso, variação de convergência (*bump steer*), variação de camber e deslocamentos laterais e longitudinais.

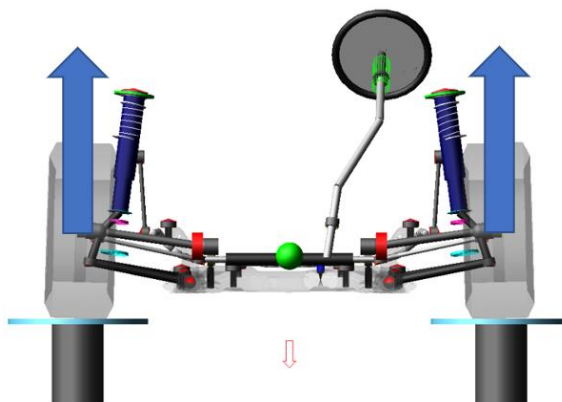


Figura 41 - Ensaio vertical simétrico - K&C.

Fonte: Autor.

2.2.4.2 Análises de K&C - Vertical Assimétrico

A Figura 42 apresenta o ensaio de vertical assimétrico, as cargas são aplicadas em sentidos opostos, nesse cenário são analisados a rigidez da suspensão completa e a eficiência de componentes como a barra estabilizadora. Assim como no paralelo, são observados parâmetros de variação de convergência (*roll steer*), variação de camber, deslocamentos laterais e longitudinais.

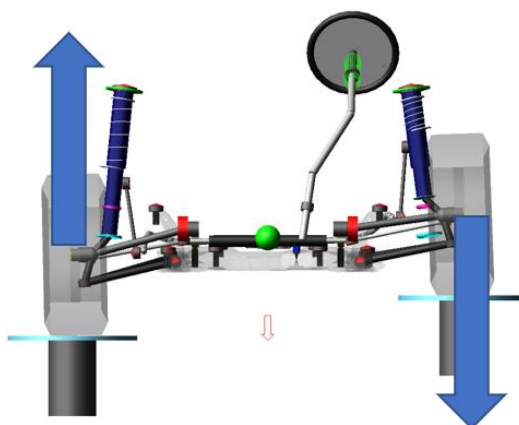


Figura 42 - Ensaio vertical assimétrico - K&C.

Fonte: Autor.

2.2.4.3 Análises de K&C - Compliance Lateral

A Figura 43 apresenta o ensaio de carregamento lateral as cargas são aplicadas no contato do pneu com o solo e são observadas as variações de convergência e camber, rigidez da suspensão e variação de bitola.

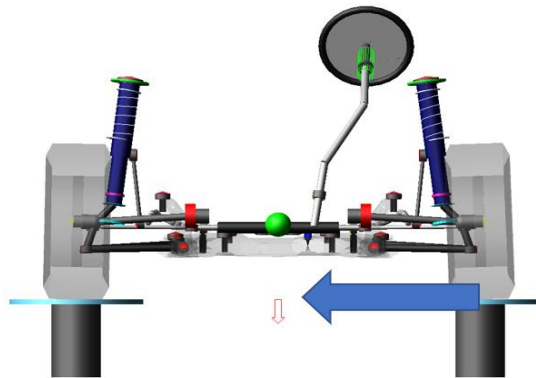


Figura 43 - Ensaio *Compliance* Lateral - K&C.

Fonte: Autor.

2.2.4.4 Análises de K&C - Compliance Longitudinal

A Figura 44 apresenta o ensaio de carregamento longitudinal onde são verificados parâmetros como rigidez da suspensão, variações de convergência e camber e deslocamentos longitudinais. As cargas com sentido (X+), ou seja, à frente do automóvel, representam as cargas de aceleração, transmitidas pelo conjunto motopropulsor. As cargas com sentido oposto representam as cargas causadas pelo sistema de freio do veículo.

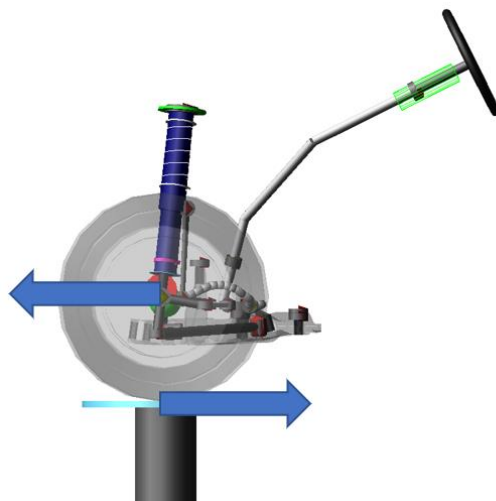


Figura 44 - Ensaio *Compliance* Longitudinal - K&C.

Fonte: Autor.

2.2.4.5 Análises de K&C - Análise de esterçamento

A Figura 45 apresenta o ensaio de esterçamento da suspensão dianteira, onde o sistema de direção aplica um deslocamento da cremalheira em curso máximo para ambos os lados. Desse ensaio, são extraídos dados como relação de direção (TAU), porcentagem de Ackermann, variação de camber, cinematismo da coluna de direção e projeções dos ângulos da suspensão ao solo.

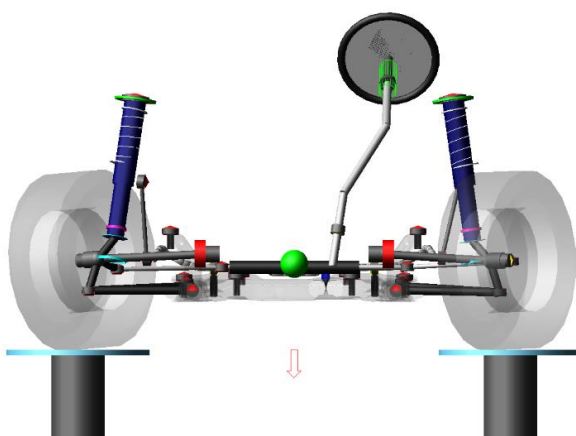


Figura 45 - Ensaio de esterçamento completo K&C.

Fonte: Autor.

Os dados provenientes das medições de K&C pelo SPMM, são utilizados também para a correlação do modelo virtual de referência. Para isso é executado um trabalho de pós processamento em Matlab dos dados extraídos das medições, exportando-os em formato de texto. As análises então feitas no SPMM são reproduzidas virtualmente, com mesmo deslocamentos e carregamentos, os resultados são então analisados e comparados, para entendermos a confiabilidade da resposta do modelo virtual. É importante ressaltar a importância da interpretação dos dados provenientes do SPMM, visto que as peças montadas no veículo podem apresentar divergências das especificações, desse modo é apresentado um tema de grande relevância para a utilização do SPMM, o auxílio nos casos de diagnose, onde é necessário compreender algum comportamento incoerente apresentado pelo veículo em testes. O SPMM auxilia também durante a validação física de mulas e protótipos, visto que nem todas as peças ainda estão em último nível de significatividade, uma vez que os últimos ajustes podem ainda estar sendo implementados nas linhas de produção dos fornecedores.

2.3 Dinâmica Veicular

A dinâmica veicular pode ser descrita como consequência de parâmetros intrínsecos do veículo e do K&C. Dessa forma, os objetivos de cada projeto devem ser avaliados tendo como ciência das limitações da tipologia de suspensão ou características como distribuição de peso por eixo e altura de CG, ou Centro de Gravidade. Segundo LEAL (2007), *handling* pode ser descrito como a capacidade em executar manobras, simples ou de emergência, e como o motorista percebe a sua realização, um exemplo seria a rolagem do veículo, gradiente do ângulo de rolagem e a sua velocidade, segundo DATA (2002) parte dos efeitos são percebidos de maneiras diferentes pelo motorista, sendo que em pilotos profissionais, com sentidos mais aguçados, as percepções vão além do trivial, chegando a analisar o comportamento durante manobras de emergência .

A dinâmica veicular, pode ser dividida em quatro partes, dinâmica lateral, longitudinal, combinada que seria a combinação de ambas e a vertical, DATA (2002). Como escopo do trabalho seria obter mais dados acerca do sistema de direção, dessa forma será focado na dinâmica lateral.

2.3.1 Dinâmica Lateral

Dinâmica lateral é caracterizada pela produção de aceleração lateral, avaliando parâmetros como subesterço, *side slip angle*, rolagem da carroceria, atrasos de resposta, velocidade de guinada (*yawrate*) entre outros, CRF (2007). A dinâmica de um veículo ao realizar uma curva, pode ser dividida em três partes, a entrada, o contorno e a saída, sendo caracterizadas como transiente, regime permanente e transiente, respectivamente, MILLIKEN (1995). A seguir serão abordados parâmetros de avaliação da dinâmica veicular de maneira isolada, com uma breve introdução a respeito do assunto.

2.3.1.1 Gradiente de subesterço

Gradiente de subesterço é o parâmetro que indica a quantidade de incremento de graus de volante necessário para manter o veículo em uma trajetória ao se aumentar a aceleração lateral, expresso em %/g. No veículo podem existir três cenários, subesterçante, neutro e sobreesterçante, mais detalhes no Gráfico 5.

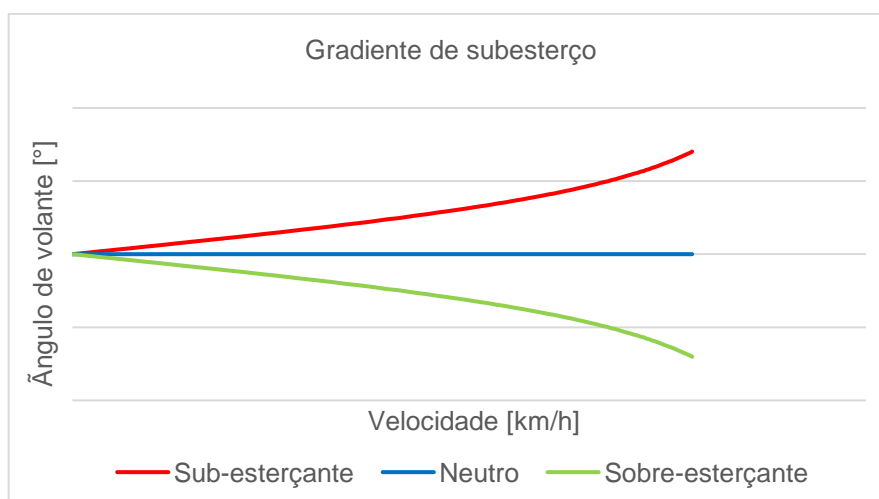


Gráfico 5 - Gradiente de subesterço.

Fonte: Autor.

O resultado do comportamento do veículo, no que se refere ao subesterço, consiste em dividir o peso do eixo pela rigidez de deriva dos pneus do mesmo eixo, conforme a equação 4 e compará-los com o outro eixo.

$$K_{us} = \left(\frac{P_d}{C_{\alpha_d}} - \frac{P_t}{C_{\alpha_t}} \right) * \text{TAU} \quad (4)$$

Onde:

K_{us} = Gradiente de subesterço [$^{\circ}/g$]

P_d = Carregamento sob o eixo dianteiro [N]

P_t = Carregamento sob o eixo traseiro [N]

C_{α_d} = Rigidez de deriva dos pneus dianteiros [N/ $^{\circ}$]

C_{α_t} = Rigidez de deriva dos pneus traseiros [N/ $^{\circ}$]

TAU = *Steering ratio* – Relação de direção

Caso $K_{us} = 0$, a proporcionalidade de carga por rigidez de deriva é idêntica entre os eixos, o que resulta em um balaço onde, a aceleração lateral que atua no CG aumenta o *slip* dos pneus de maneira idêntica, sendo o incremento de ângulo volante necessário igual ao da geometria de Ackerman, apresentando o comportamento neutro, GILLESPIE (1992).

Caso $K_{us} > 0$, a aceleração lateral que atua no CG, aumenta o *slip* dos pneus dianteiros mais do que o *slip* dos pneus traseiros, resultando em um incremento de volante K, a fim de manter o veículo na trajetória, apresentando um comportamento subesterçante.

Caso $K_{us} < 0$, o oposto do comportamento subesterçante, onde é necessário um gradiente de ângulo de volante inferior ao da geometria de Ackerman, MILLIKEN (1995).

A indústria automobilística busca o comportamento subesterçante, uma vez que ele apresenta maior previsibilidade e comunicatividade com o motorista, demonstrando que o limite de aderência dos pneus dianteiros está se aproximando, sendo necessário, reduzir a velocidade a fim de cumprir a trajetória requerida. Outro ponto

importante ligado ao comportamento subesterçante, os veículos de passeio tradicionais apresentam características intrínsecas que favorecem ao comportamento subesterçante, sua distribuição de peso por eixo, algo próximo de 60% do peso total na dianteira, devido ao *powertrain* (Conjunto motor e transmissão), instalado sobre o eixo dianteiro e as mesmas medidas de pneu para ambos os eixos.

2.3.1.2 Slip Angle

O *slip angle* ou ângulo de escorregamento é formado entre o plano de rotação da roda com o vetor de direção do deslocamento do pneu, conforme a Figura 46. O *slip angle* é necessário para que o pneu seja capaz de realizar força lateral, e esta dependente diretamente dos dados do pneu e sua carga vertical.

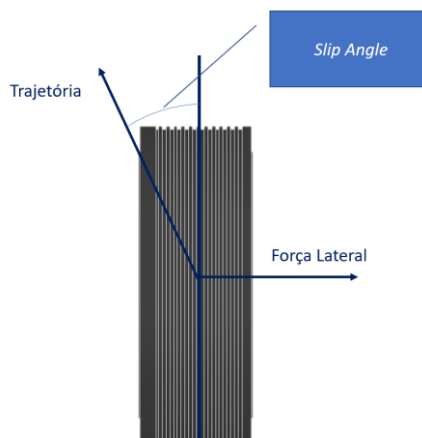


Figura 46 - Slip Angle.

Fonte: Autor.

2.3.1.3 SideSlip Angle (SSA)

O SSA ou *SideSlip Angle*, é ângulo formado entre o eixo X do veículo e o vetor velocidade, na posição do CG. Devido a sua característica, o valor de SSA se altera constantemente durante uma curva. Segundo a convenção de sinais, para baixas velocidades, o SSA é positivo e para velocidades mais altas assume valor negativo, essa mudança de comportamento acontece devido ao escorregamento dos pneus

traseiros que aumentam com a solicitação de carregamento lateral, GILLESPIE (1992).

A equação 5, demonstra o cálculo de SSA:

$$SSA = \frac{E}{R} - \frac{P_t * V^2}{(C_{\alpha_t} * g * R)} \quad (5)$$

Onde:

SSA = *Sideslip Angle* [°/g]

E = entre eixos [m]

R = Raio da curva percorrida [m]

P_t = Carregamento sob o eixo traseiro [N]

V = Velocidade [m/s]

C_{α_t} = Rigidez de deriva dos pneus traseiros [N/°]

g = Aceleração da gravidade [m/s²]

A equação 6, apresenta a velocidade onde o SSA é igual a 0:

$$V_{SSA=0} = \sqrt{g * E * \left(\frac{C_{\alpha_t}}{P_t}\right)} \quad (6)$$

Onde:

$V_{SSA=0}$ = Velocidade onde o SSA é igual a 0 [m/s]

g = Aceleração da gravidade [m/s²]

E = entre eixos [m]

C_{α_t} = Rigidez de deriva dos pneus traseiros [N/°]

P_t = Carregamento sob o eixo traseiro [N]

2.3.1.4 Yaw, Yaw rate e Yaw Moment

Yaw pode ser descrito como a rotação em torno do eixo Z localizado no centro de gravidade do veículo e *Yaw Rate* sua velocidade.

O momento de *Yaw*, ilustrado pela Figura 47 também conhecido como momento alinhante ou momento auto alinhante, é causado pela rotação dos pneus dianteiros pelo comando do motorista através do volante, JAZAR (2008).

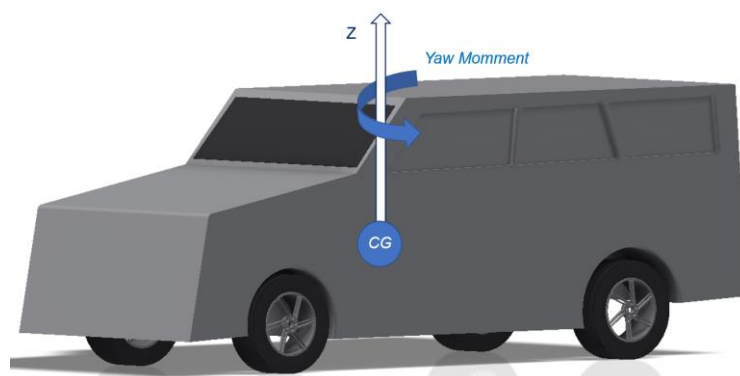


Figura 47 - *Yaw Moment*.

Fonte: Autor.

2.3.1.5 Atrasos de resposta (*Delays*)

Atrasos da resposta são parâmetros para avaliação e determinação do comportamento do veículo na fase transiente, onde analisa-se o tempo entre o comando do motorista e resposta do automóvel. Por exemplo, os atrasos entre a geração de *Yaw* versus a geração de aceleração lateral.

2.3.1.6 Pneus e seu modelo virtual

Sendo o único ente que mantem o contato do veículo com o solo, o pneu tem um papel fundamental na dinâmica veicular, afetando o comportamento dinâmico do veículo em todas as situações, desde manobras de estacionamento até as manobras de emergência, sendo submetidos ao limite com picos de aceleração lateral próximos a 1 g. As análises virtuais ligadas a dinâmica veicular seguem o mesmo raciocínio, dependendo do modelo de pneu para a sua realização e assertividade. O know-how

de construção de modelos virtuais de pneu está concentrado nos fabricantes que atuam em conjunto com os times de engenharia das montadoras para fornecer modelos assertivos, para projetos em desenvolvimento e para os veículos em produção. A caracterização de um pneu físico é realizada em uma máquina específica, como exemplo temos a *Flat-Trac* da MTS, capaz de simular condições de dinâmica lateral, longitudinal e combinada, bem como também realizar caracterizações em condições de limite de aderência, mais detalhes podem ser visualizados na Figura 48.



Figura 48 - Flat-Trac – Máquina de caracterização de pneus.

Fonte: www.mts.com

Do equipamento de medição saem uma série de dados que são analisados e processados pelo time de desenvolvimento de pneus, que gera então um arquivo de modelo de pneu representativo para ser utilizado nas análises virtuais de dinâmica veicular. Além de conter diversos coeficientes que caracterizam aquele pneu, existe uma seção no arquivo chamada *Scaling coefficients*, ou coeficientes de escala. Os coeficientes de escala são responsáveis por ajustar o comportamento do modelo de pneu para se obter a correlação numérico experimental do modelo de veículo completo, alguns detalhes podem ser obtidos na Figura 49.

[SCALING_COEFFICIENTS]		scaling
LFZO	= 1	\$Scale factor of nominal (rated) load
LCX	= 1	\$Scale factor of Fx shape factor
LMUX	= 1	\$Scale factor of Fx peak friction coefficient
LEX	= 1	\$Scale factor of Fx curvature factor
LKX	= 1	\$Scale factor of Fx slip stiffness
LHX	= 1	\$Scale factor of Fx horizontal shift
LVB	= 1	\$Scale factor of Fx vertical shift
LCY	= 1	\$Scale factor of Fy shape factor
LMUY	= 1	\$Scale factor of Fy peak friction coefficient
LEY	= 1	\$Scale factor of Fy curvature factor
LKY	= 1	\$Scale factor of Fy cornering stiffness
LKYC	= 1	\$Scale factor of Fy camber stiffness
LKZC	= 1	\$Scale factor of Mz camber stiffness
LHY	= 1	\$Scale factor of Fy horizontal shift
LVB	= 1	\$Scale factor of Fy vertical shift
LTR	= 1	\$Scale factor of Peak of pneumatic trail
LRES	= 1	\$Scale factor for offset of residual torque
LXAL	= 1	\$Scale factor of alpha influence on Fx
LVKA	= 1	\$Scale factor of kappa influence on Fx
LVYKA	= 1	\$Scale factor of kappa induced Fy
LS	= 1	\$Scale factor of Moment arm of Fx
LMD	= 1	\$Scale factor of overturning couple
LMDX	= 1	\$Scale factor of Fx vertical shift
LMDY	= 1	\$Scale factor of rolling resistance torque
LMP	= 1	\$Scale factor of Mz parking torque

Figura 49 - Modelo de pneu - Coeficientes.

Fonte: Autor.

Como pode-se observar, existem condições de ajustar o modelo de pneu conforme a necessidade para a correlação, tendo como boas práticas ajustes pequenos na casa de até 10%, podem ser realizados sem notar complicações em outros pontos. Ajustes maiores, podem ser realizados desde que não comprometa o comportamento do modelo no simulador, visto que as manobras realizadas objetivamente cobrem apenas uma faixa da utilização e o simulador amplia esses limites.

2.4 Análises de Dinâmica veicular

As avaliações de *handling* ou manobrabilidade são baseadas em dois pilares principais, o comportamento na parte de regime permanente e na parte transiente. As manobras utilizadas para as avaliações são baseadas nas normas ISO 4138 e ISO 7401, *Steady State Circular Test Procedure* e *Lateral Transient Response Test Method*, respectivamente.

A seção estabilizada ou regime permanente, isto é, onde não há variação ou elas são desprezíveis no comportamento do veículo, por exemplo velocidade, ângulo volante, ângulo de rolagem, velocidade de guinada e aceleração lateral. A avaliação de itens como subesterço, deriva do eixo posterior e ângulos de rolagem, são realizadas nessa seção de manobras. A seção transiente por sua vez, abrange todo o comportamento que contenha variações dos itens supramencionados, sendo utilizada para determinar a velocidade e atrasos de resposta do veículo, taxa de guinada e outros.

Dividindo as análises em regime permanente e transiente, a Figura 50 apresenta as manobras de *step steer*, utilizadas para as análises de regime permanente. A manobra consiste em aplicar uma rampa de ângulo volante até o valor determinado, aguardar o veículo estabilizar em regime permanente, isso ocorre quando a velocidade de rolagem ou a variação do SSA sejam aproximadamente zero e extrair os valores dos parâmetros nesse ponto. A manobra é realizada com valores crescentes de ângulo volante, incrementos de 5° e todas são realizadas a 100 km/h com acelerador constante.

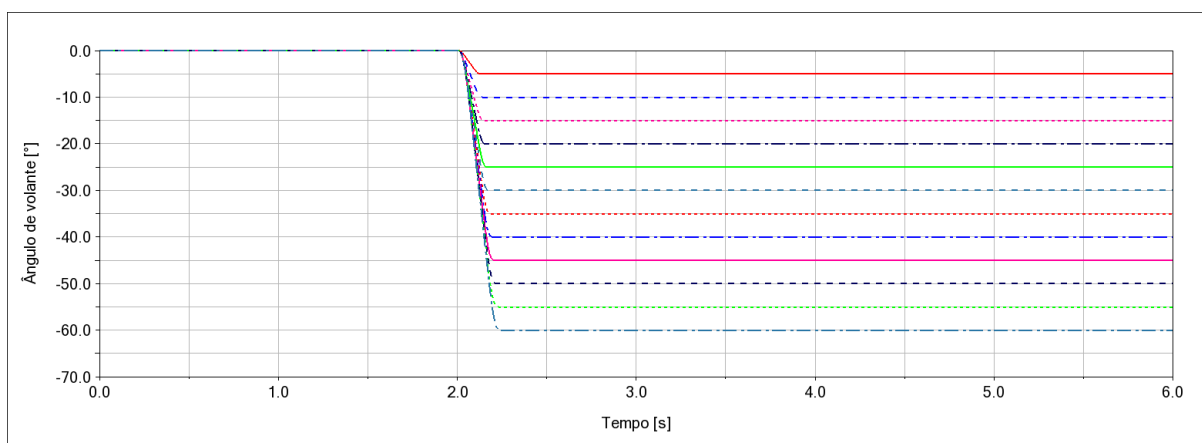


Figura 50 - Ângulo de volante - *Step Steer*.

Fonte: Autor

A Figura 51, ilustra a manobra rampa de esterçamento lento, utilizada também para a caracterização do comportamento estabilizado ou de regime permanente, a manobra consiste em aplicar uma rampa de volante de $10^\circ/\text{s}$ até 180° ou o veículo apresentar tendência de escorregamento devido ao limite de aderência dos pneus. A manobra é realizada com a acelerador constante a 80 ou 100 km/h.

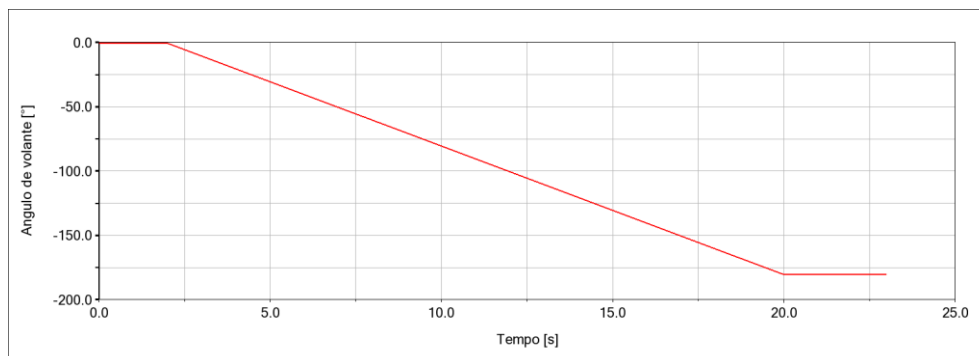


Figura 51 - Ângulo de volante - Rampa de esterçamento lento.

Fonte: Autor.

Ilustrado pela Figura 52, o ângulo volante da manobra utilizada para análise do transiente, ela consiste em uma varredura de frequência do volante, partindo de 0 Hz até 4 Hz, com acelerador mantido constante. O valor do ângulo de volante é definido a partir de um valor de aceleração lateral, geralmente entre 0.3 e 0.5 g a 80 km/h.

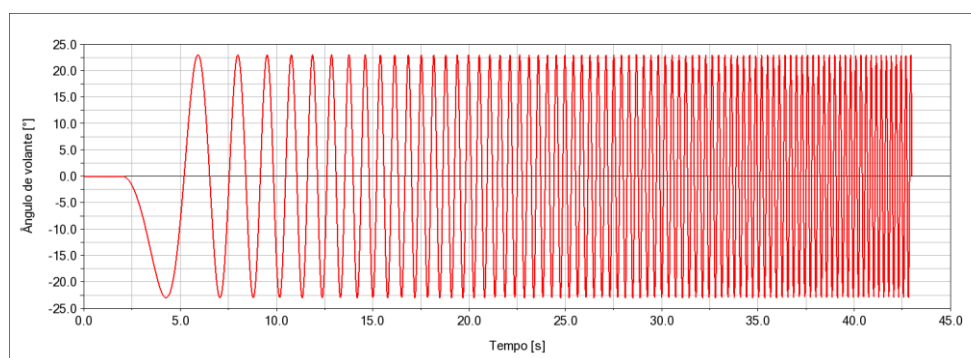


Figura 52 - Ângulo de volante - Frequency Sweep.

Fonte: Autor.

A Figura 53 apresenta a manobra sinusoidal, utilizada essencialmente para auxiliar na caracterização do sistema de direção, ao contrário do *frequency sweep*, no sinusoidal a frequência é constante ao longo do tempo, assim como a velocidade e ângulo de volante.

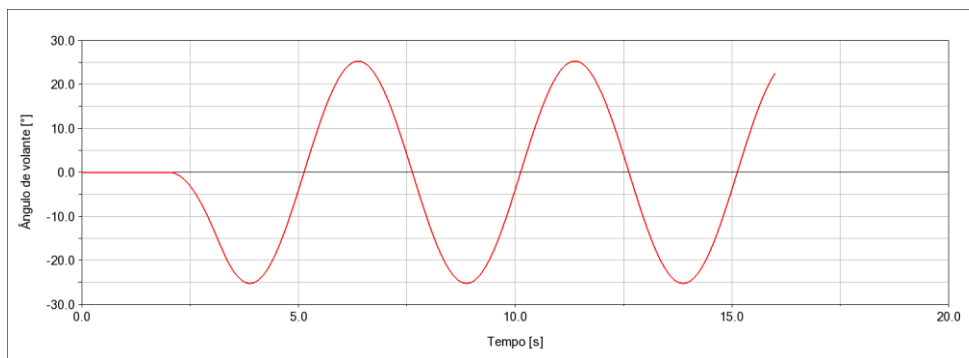


Figura 53 - Ângulo de volante - Sinusoidal.

Fonte: Autor.

2.4.1 Pistas e aquisições de dados

A realização das manobras apresentadas no item anterior ocorre em um ambiente controlado conhecido como VDA - *Vehicle Dynamics Area*, ou área de dinâmica veicular. Trata-se de uma pista com inclinação, atrito e demarcações controladas cujo principal objetivo é fornecer ao engenheiro de testes uma condição favorável e segura para a execução das manobras, a Figura 54 ilustra uma vista aérea da pista de testes da Bridgestone localizada no interior de São Paulo, onde ocorreu a aquisição de dados para esse trabalho.



Figura 54 – SAPG – South America Proving Ground.

Fonte: Google Maps, 2021

A pista conhecida como SAPG - *South America Proving Ground*, conta com áreas de escape e demarcações no asfalto que funcionam como pontos de referência, a fim de facilitar a realização das manobras.

Os comandos do volante são realizados com auxílio de um robô de controle do fabricante da ABDynamics, Figura 55.



Figura 55 - Robô de controle.

Fonte: ABDynamics, 2021.

O robô é controlado por um computador que permite personalização completa dos parâmetros de entrada da manobra, por exemplo, ângulo de volante máximo, velocidade de atuação no volante, frequência de movimentação e tudo isso é sincronizado em tempo real, permitindo visualizar algum problema na execução da manobra e abortá-la para iniciar uma nova realização. Além do robô e do computador, são instalados no veículo em medição uma cadeia que aquisita em tempo real dados de diversos sensores espalhados pelo veículo.

2.4.2 Análises em tempo real

As análises em tempo real são realizadas com auxílio do simulador dinâmico hoje abrangem definições de geometria de suspensão, definição de rigidez de barra estabilizadoras e rigidez de molas e curvas de batentes, tornando possível antecipar a as avaliações subjetivas, isto é, utilizar a percepção do piloto como direcionador na tomada de decisão. Tal antecipação é crucial uma vez que a importância da avaliação do piloto pode mudar o rumo do projeto, segundo CROLLA *et. al* (1998), a importância de um feedback do piloto sobre o comportamento do produto, determina o investimento de uma soma considerável de recursos em veículos físicos, como mulas ou protótipos. Desenvolvimentos de métricas para avaliação subjetivas são realizados

há muito tempo, BERGMAN (1973), WEIR (1978), CROLLA et al (1997) e ASH (2002), são alguns exemplos de estudos de caso.

2.4.3 O Simulador Dinâmico

O Centro de Excelência em Dinâmica e Segurança Veicular (SIMCenter - Simulation Center), criado em cooperação pelo grupo Stellantis e a Pontifícia Universidade Católica (PUC-MG) de Minas Gerais, visando o desenvolvimento de pesquisas, tecnologia e ensino, assim como atender a requisitos do programa Inovar Auto do Governo Federal, é o primeiro centro de dinâmica veicular do hemisfério sul, localizado no campus Coração Eucarístico da PUC na cidade de Belo Horizonte em Minas Gerais, o modelo DiM-150 (Driver in Motion - 150) da empresa VI-Grade, Figura 56, STELLANTIS PRESS (2017).

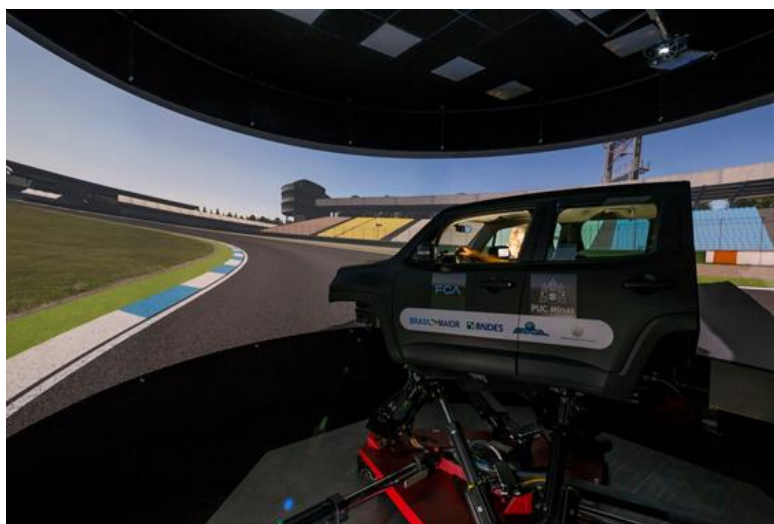


Figura 56 - Simulador Dinâmico.

Fonte: Stellantis press, 2017.

2.4.3.1 Plataforma

O simulador é composto por duas plataformas, uma fixa e uma móvel. A plataforma fixa, mede 5000 x 5000 x 400 mm após a montagem e possui rugosidade e coeficiente de atrito controlados, cujo objetivo é permitir uma movimentação livre

pela plataforma móvel. Já a plataforma móvel atua de forma suspensa em relação á fixa, devido a um sistema de colchão de ar, que permite uma movimentação relativa com atrito reduzido. A plataforma móvel, é movimentada por 3 atuadores responsáveis pela movimentação longitudinal, lateral e de *yaw*, suas características podem ser observadas na Tabela 1. (Manual DiM 150. 2017).

O suporte do *cockpit*, realizado pelo conjunto de 6 atuadores, responsáveis pelas movimentações verticais de *pitch* e *roll*, suas características podem ser observadas na Tabela 2.

Tabela 1 - Dados Simulador DiM 150.

	Deslocamento	[]	Velocidade máxima	[]	Aceleração máxima	[]
X	± 0.80	m	1.70	m/s	12.00	m/s ²
Y	± 0.75	m	1.50	m/s	10.00	m/s ²
Yaw	± 25.00	°	165.00	°/s	900.00	°/s ²

Fonte: Manual Vi-Grade, 2017.

Tabela 2 - Movimentação atuadores Simulador.

	Deslocamento	[]	Velocidade máxima	[]	Aceleração máxima	[]
X	± 0.28	m	2.00	m/s	25.00	m/s ²
Y	± 0.25	m	1.70	m/s	25.00	m/s ²
Z	± 0.22	m	1.60	m/s	35.00	m/s ²
Roll	± 20.00	°	135.00	°/s	2500.00	°/s ²
Pitch	± 20.00	°	130.00	°/s	2000.00	°/s ²
Yaw	± 20.00	°	135.00	°/s	3000.00	°/s ²

Fonte: Manual Vi-Grade, 2017.

Os atuadores são do tipo elétricos e estão conectados às plataformas com juntas lubrificadas, mais detalhes podem ser observados na Figura 57.



Figura 57 - Base simulador.

Fonte: Adaptado de Stellantis press, 2017.

2.4.3.2 Cockpit e multimídia

O *cockpit* é conectado a uma base metálica, suspensa pelos 6 atuadores, e é composto por uma carroceria de um Jeep Renegade adaptada. O interior do *cockpit* mantém os bancos dianteiros, painéis de porta e painel principal originais, vislumbrando tornar a experiência do usuário mais próxima do real. As principais diferenças são relativas à presença dos sensores de reconhecimento e rastreamento do rosto do motorista, câmeras e do sistema de áudio adaptado aos painéis do veículo. Além do sistema de áudio, que reproduz sons gravados do veículo específico, existem dois atuadores extras no *cockpit*, um para o sistema de direção e outro para o cinto de segurança. O atuador do cinto de segurança atua auxiliando a percepção do motorista durante as manobras de frenagem, visto que o curso longitudinal do simulador é limitado, não estando apto a prover uma desaceleração contínua, os parâmetros do cinto são controlados através do VI-DriveSim, software que controla os periféricos e faz a comunicação com outros sistemas. O atuador do sistema de direção atua fornecendo o feedback ao motorista, baseado na resposta do torque autoalinhante proveniente da geometria de suspensão e do modelo de pneu. O torque no volante pode ser ajustado a melhorar a percepção do piloto durante a simulação. Em um veículo real com sistema de direção elétrica, existem diversas lógicas de atuação do sistema que não estão presentes no modelo, dessa forma, alguns

pequenos ajustes se fazem necessários. O sistema de freio também é passível de ajustes, além dos ajustes via software no VI-DriveSim, é possível alterar os parâmetros de uma bomba de vácuo elétrica presente no *cockpit*, tudo em busca de melhorar a percepção por parte do piloto.

O sistema de projeção conta com três projetores de altíssima definição que trabalham em conjunto com uma tela de 230° e 7 metros de comprimento em formato cilíndrico, garantindo uma imersão do piloto no ambiente virtual, um detalhe importante é que o centro das telas e dos projetores está alinhado com o motorista, a fim de facilitar a imersão dele no ambiente virtual.

2.4.3.3 Pistas

Além do simulador e dos modelos dos veículos, são necessários dados do local onde a simulação ocorrerá, as pistas. Atualmente no simulador existem diversos tipos de pistas e circuitos disponíveis para diversos tipos de análises, como o circuito de *Hockenheim*, *Balocco Proving Ground*, uma pista fictícia chamada *3 lanes*, uma pista para *ride comfort* e um *VDA*, mais detalhes das pistas serão apresentados a seguir.

A história de Hockenheim Ring iniciou-se em 1930 com Ernst Christ e seu assistente, que teve a ideia de construir um circuito de corridas em sua cidade, Hockenheim, situada no estado de Baden-Württemberg, na Alemanha. A construção iniciou-se em março de 1932 e a primeira corrida de motos ocorreu em maio do mesmo ano. Seu traçado sofreu alterações durante os anos, sendo a primeira em 1938 e última em 2001, devido ao comprimento total do circuito que afetava o tempo de corrida e a localização dos espectadores que não tinham acesso a boa parte do circuito que adentrava áreas de mata densa, a alteração encurtou o circuito em aproximadamente 2 km e aumentou os pontos de ultrapassagem, aumentando também o número de espectadores de 83.000 para 120.000, HOCKENHEIMRING (2021).

O circuito de Hockenheim disponível no simulador, foi escaneado com o uso de lasers e câmeras de alta resolução, tornando possível sentir as menores imperfeições do asfalto do circuito, mais detalhes do traçado podem ser obtidos na Figura 58.

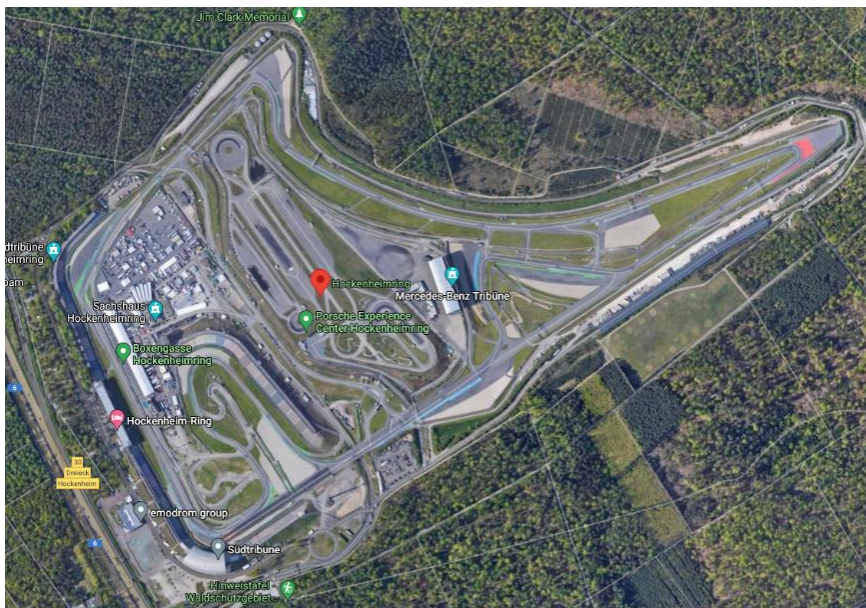


Figura 58 - Hockenheimring.

Fonte: Google Maps, 2021.

Balocco *Proving Ground*, pista localizada em Balocco, província de Vercelli região noroeste da Itália, nasceu em 1962 como pista de testes da Alfa Romeo, esta seria utilizada para o desenvolvimento de carros de rua e de corrida. A pista nasceu da necessidade de ter um local seguro para testes, próximo a Milão e com privacidade suficiente para a execução de provas sem expor os veículos ao público e imprensa, atualmente apresenta um comprimento total de aproximadamente 8 km, MUSEO STORICO ALFA ROMEO (2021).

A pista de Balocco também foi escaneada utilizando a tecnologia de lasers e câmeras de alta resolução, e faz parte dos centros de desenvolvimento e medição de veículos do grupo Stellantis, mais detalhes do traçado podem ser obtidos na Figura 59.

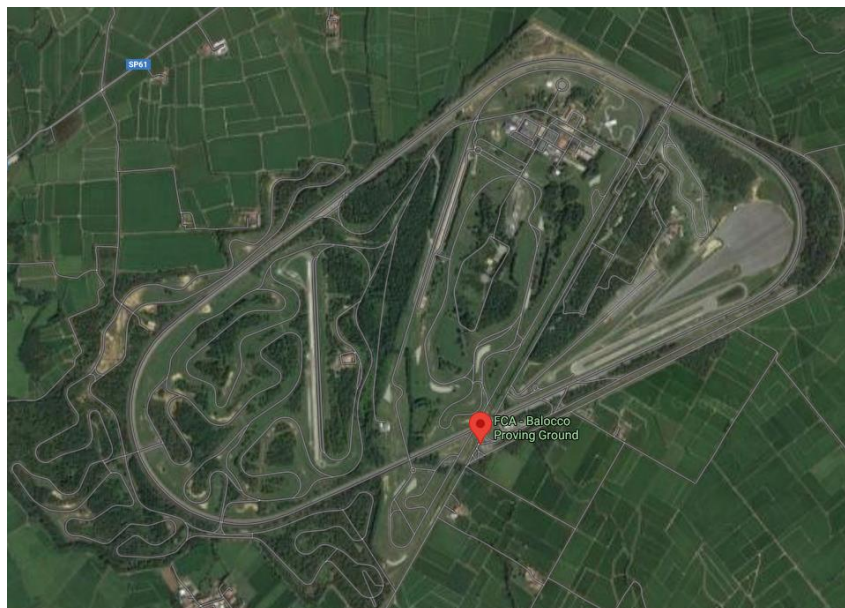


Figura 59 - *Balocco Proving Ground*.

Fonte: Google Maps, 2021.

A pista *3 lanes* é fictícia e criada a partir de CAD, sendo composta por 3 retas infinitas e é utilizada para avaliações de manobras específicas, Figura 60, Manual DiM 150 (2017).



Figura 60 - Pista *3 Lanes*.

Fonte: Manual CRT, 2021.

A pista de *ride comfort* segue o mesmo conceito, sendo criada a partir de CAD para verificar a resposta do modelo de pneu e trabalhar em avaliações de *ride comfort*, Figura 61, Manual DiM 150 (2017).



Figura 61 - Pista de *Ride*.

Fonte: Manual CRT, 2021.

O VDA também é uma pista fictícia criada a partir de CAD, onde seu comprimento permite a realização das manobras presentes nas normas ISO 4138 e 7401, manobras de testes de freios ABS, diferentes atritos por roda, regiões demarcadas por cones para auxiliar na execução da manobra, mais detalhes na Figura 62, MANUAL DiM 150 (2017).



Figura 62 - *Proving Ground* - VDA.

Fonte: Manual, CRT, 2017.

2.4.3.4 *Motion Cueing*

O algoritmo de *Motion Cueing*, tem como objetivo reproduzir com autenticidade as movimentações de carroceria presente no veículo real, dentro das limitações do simulador dinâmico, QAZANI *et al* (2021). Ele faz parte do software VI-MotionCueing, que fora desenvolvido para atuar na plataforma do simulador em conjunto com o CRT e o VI-DriveSim.

O *motion cueing* é baseado na estratégia de controle *Model Predictive Control – MPC*, ou modelo de controle preditivo, baseado nos dados atuais ele estima os passos futuros baseado em um modelo, e se retroalimenta quando o sistema receber alguma atualização dos dados. Dessa forma é assegurado a velocidade computacional e a simulação em tempo real, NAVES (2018).

A necessidade da criação de um *motion cueing* coerente é determinística no sucesso da avaliação, uma vez que ele pode interferir e mascarar o efeito alvo do estudo.

2.4.3.5 Modelos de *Real-Time*

A necessidade de um alto poder de processamento computacional dificulta a simulação em *real-time* de modelos de múltiplos corpos, demandando muito de computadores convencionais para a execução das simulações mais simples. A fim de solucionar esse impasse, são criados os modelos de *real-time*, que são exportados dos modelos de múltiplos corpos como resultado de suas características de K&C, de massa e inércia dos componentes. O procedimento reduz o número de graus de liberdade do modelo e transforma a geometria de suspensão e alguns componentes como buchas em vários mapas de curvas, que variam pelo curso vertical da roda, curso da caixa de direção, por carregamento lateral ou por carregamento longitudinal. Dessa forma, a alteração de geometria e buchas não é possível, caso alguma avaliação sobre a alteração dos parâmetros então mencionados seja necessária, o modelo de múltiplos corpos deverá ser modificado e então ser exportado novamente com as novas características. Alguns componentes como molas, curvas de amortecedores e batentes são passíveis de alteração no ambiente do CRT.

Com as simplificações mencionadas, se torna viável a simulação em ambiente *real-time*, assegurando a assertividade da resposta do modelo.

2.4.4 Ferramentas e Softwares

As ferramentas atuais de desenvolvimento são baseadas em dois softwares de pré-processamento, MSC Adams e o CarRealTime (CRT). Como ferramentas de pós processamento temos o Wintax da Magnetti Marelli e o WHands+ do CRF – *Centro Ricerche Fiat*, um dos centros de desenvolvimento do grupo Stellantis, também responsável pela versão personalizada do MSC Adams o MB-Sharc.

2.4.4.1 Adams Car - MSC Software

A simulação de múltiplos corpos vem se demonstrando muito eficaz nas análises de *handling*, garantindo resposta satisfatória. É notório uma limitação ligada a simulações de maiores frequências e/ou carregamentos, devido ao modelamento do pneu, porém não é impeditivo sua utilização, apenas é necessária uma atenção extra, MOUSSEAU *et al* (1999).

O Adams Car, permite ao usuário simulações de estudo puramente cinemático, de K&C e dinâmica de múltiplos corpos sob os aspectos de desempenho, segurança e conforto dentro de projetos automobilísticos. Com protótipos virtuais dos sistemas de chassi, *powertrain* e carroceria, modelos do veículo completo ou de suspensão isolada são montados e utilizados nas simulações.

O Adams Car, Figura 63, permite avaliações de subsistemas de maneira puramente cinemática, com elementos elásticos e com elementos flexíveis, chamados de MNF (*Modal Neutral File*).

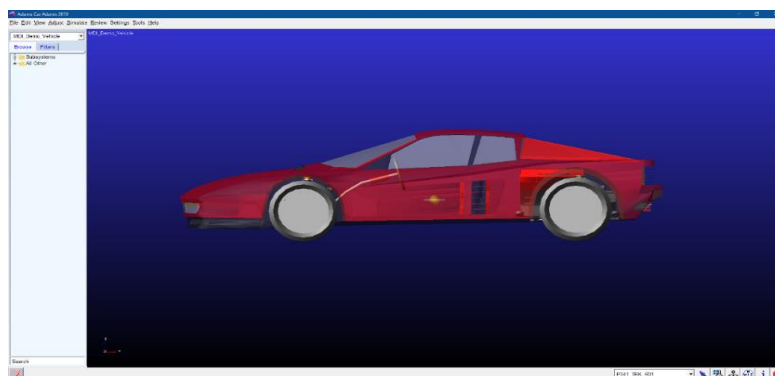


Figura 63 - Adams Car.

Fonte: Autor.

O uso do MNF é necessário quando a utilização de um componente rígido, não confere um resultado satisfatório devido à natureza das suas deformações elásticas, CARNEIRO (2019), caso do sistema de suspensão por eixo de torção, Figura 64 por exemplo. Existem outros meios de modelagem de elementos necessariamente elásticos, conhecidos como *beam*, são muito utilizados nas barras estabilizadoras e sua utilização esbarra em limitações de deformações e de modelamento.

O uso de MNF além dos eixos de torção, pode ser utilizado nas travessas de suspensão, onde são conectados os braços oscilantes, a caixa de direção e a barra estabilizadora, nas mangas de eixo, tirantes de direção e em barras estabilizadoras.

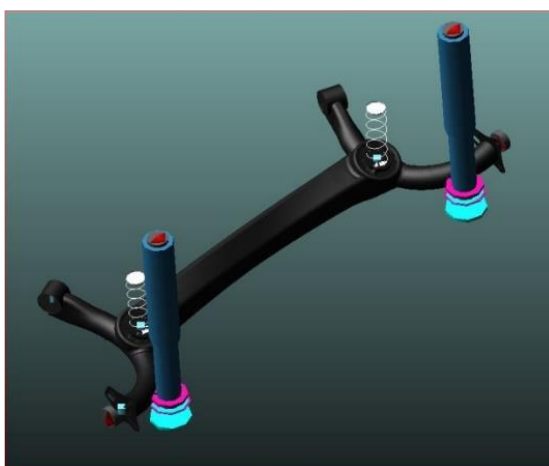


Figura 64 - *Twistbeam* - MNF.

Fonte: Autor.

2.4.4.2 CarRealTime (CRT)

O CRT é o software criado pela Vi-Grade para as simulações em *real-time* de dinâmica veicular, sua tela de pós processamento pode ser visualizada na Figura 65. Nele são realizadas análises de *handling* e *ride comfort*, sendo o pós-processamento realizado interno ou externamente no Adams Car.



Figura 65 - CRT.

Fonte: Autor.

2.4.4.3 Modelo de *Real-Time*

No modelo do *CarRealTime* (CRT) existem dois sistemas de direção, um conhecido como *basic steering*, que é o resultado da conversão do Adams para o CRT e outro o *Rack Pinion Steering*.

2.4.4.3.1 Sistema de direção *Rack-Pinion*

Existem trabalhos publicados que substituem o sistema de direção por um modelado externamente em Matlab/Simulink, o que abririam mais possibilidades de estudo e *tuning* (ajuste) do sistema de direção, caso do COSTA (2019), que baseado no sistema do *Rack Pinion Steering*, criou um sistema externo e o correlacionou com dados experimentais.

O *Rack Pinion* acrescenta ao sistema de direção um módulo da mecânica e um módulo da elétrica.

2.4.4.3.2 Módulo de direção – Parte Mecânica

O módulo da mecânica tem como objetivo descrever o comportamento mecânico dos componentes do sistema de direção, por exemplo geometria, rigidezes

das colunas, *torsion bar* (barra de torção) e da caixa de direção. VI-Grade, (2021). A Figura 66, ilustra uma das interfaces do CRT ligadas ao *Rack Pinion Steering*.

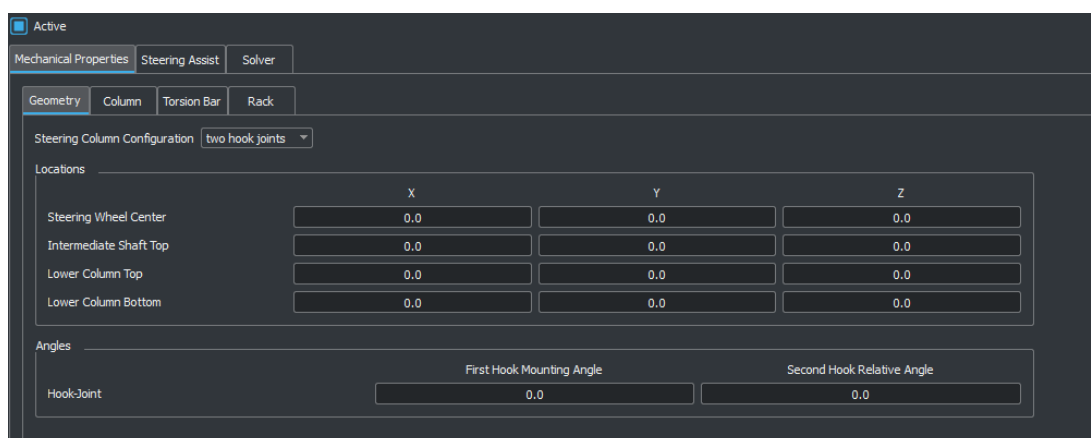


Figura 66 - Modulo mecânico CRT.

Fonte: Autor.

2.4.4.3.3 Módulo de direção – Parte Eletroeletrônica (E/E)

O modulo da parte eletroeletrônica permite inserir no CRT além dos dados da curva de assistência e características do seu motor, a configuração do sistema de direção, sendo uma C-EPS ou rack EPS, VI-Grade (2021). A Figura 67, ilustra um exemplo de curva de assistência utilizado pelo CRT. A curva de assistência é razão do ângulo da *Torsion Bar* [°] x velocidade do veículo [mm/s], resultando na corrente de assistência do motor [A].

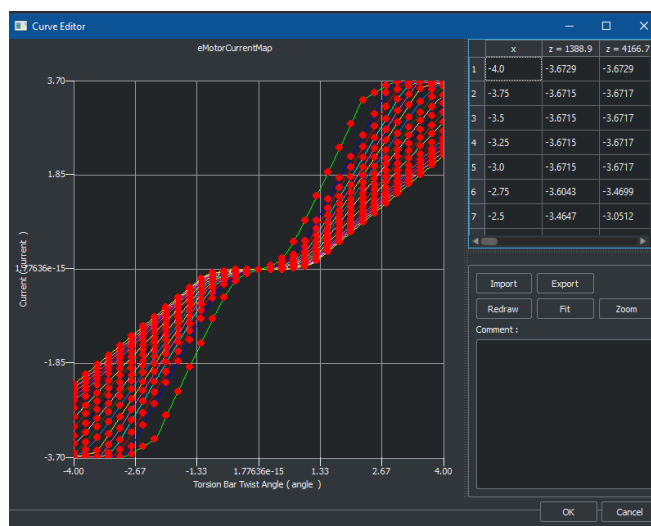


Figura 67 - Exemplo de curva de assistência de EPS.

Fonte: Autor.

A curva de assistência é calculada em tempo real e aplicada à coluna de direção simulando as condições encontradas no veículo real. Além das propriedades da curva de assistência, também são modelados os atritos e os amortecimentos do sistema, todos levados em consideração para a simulação. A criação e ajuste do modelo são realizados a partir de dados extraídos experimentalmente em bancadas ou fornecidos pelo fornecedor do sistema de direção elétrica.

2.4.4.5 Wintax

O Wintax, software da Magnetti Marelli para aquisição, transmissão e processamento de dados em *real-time*, permitindo o acompanhamento e processamento de dados específicos no instante em que ocorrem. A Figura 68 ilustra a tela do Wintax, de onde os dados são analisados, ajustados e exportados para análises externas. A telemetria atua de maneira colaborativa, auxiliando na interpretação de respostas provenientes do modelo em diversas ocasiões.



Figura 68 - Wintax.

Fonte: Autor.

2.4.4.6 W. Hands+

O W.Hands+ é um software desenvolvido pelo CRF para o grupo Stellantis, cujo objetivo é tratar e pós processar os sinais adquiridos de ensaios experimentais e virtuais ligados a análise de *handling*. A Figura 69 ilustra uma das telas de configuração do software.

Algumas funções do W.Hands+ são:

- Ajustar *offsets* nos sinais;
- Filtrar sinais;
- Alterar a frequência de aquisição dos sinais;
- Compensar desníveis de pista;
- Corrigir sinais devido a movimentações da carroceria;
- Processar sinais de manobras isoladas e
- Elaborar a síntese das manobras.

As aquisições são trabalhadas individualmente no *WHands+*, tratando os sinais com *offset*, filtros e ajustando possíveis incoerências devido aos sensores de medição. Após o tratamento individual das manobras, são então elaboradas sínteses das manobras, isto é, interpolação dos dados de várias manobras para formar um cenário global, por exemplo a manobra de *step steer*, são realizadas várias manobras

individuais e então é sintetizado um resultado a partir dos dados individuais, manual W.Hands+ (2020).

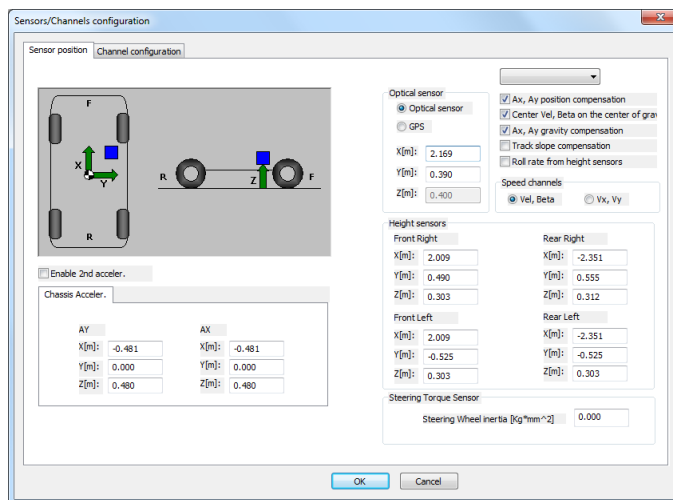


Figura 69 - W.Hands+.

Fonte: Autor.

2.5 Avaliação objetiva

O comportamento de um automóvel pode ser dividido em duas partes, linear e não linear. O comportamento linear abrange acelerações laterais de até aproximadamente 0.4g, sendo seu comportamento modificado após esse valor até atingir o limite do automóvel. A Figura 70 ilustra a divisão de maneira gráfica.

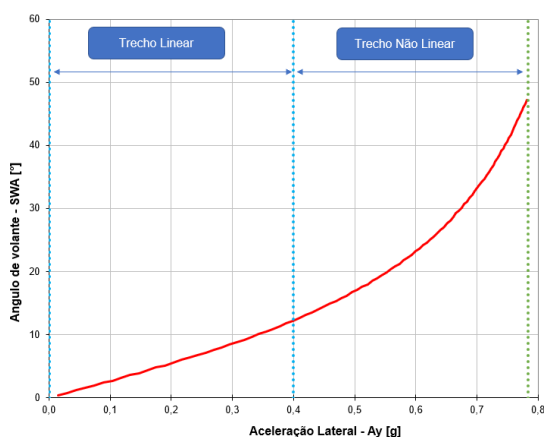


Figura 70 - Definição dos trechos linear e não linear.

Fonte: Autor.

A utilização do automóvel, em sua grande maioria mantem-se no trecho linear, com baixas acelerações laterais, acelerações laterais maiores tendem a ser utilizadas em automóveis de caráter esportivo ou em emergências. A partir desse perfil de utilização, pode-se propor pontos para a avaliação dos parâmetros do sistema de direção. O Gráfico 6 ilustra o torque no volante por aceleração lateral na manobra de rampa de esterçamento lento.

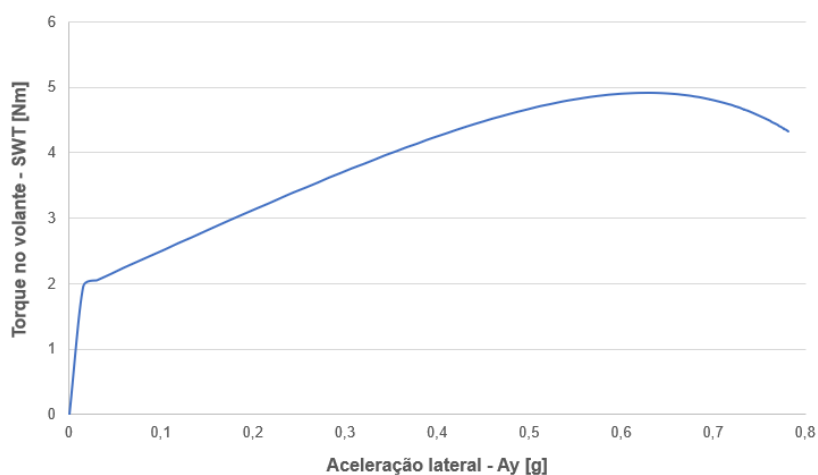


Gráfico 6 - SWT - Manobra de rampa de esterçamento lento.

Fonte: Autor.

Pode-se observar que existem três trechos distintos na curva de SWT x A_y , apresentado no Gráfico 7, o primeiro trecho estende-se entre 0 e 0,05g de aceleração lateral, o segundo de 0,06g até 0,4g e o último de 0,41g em diante. A distinção desses três trechos diz muito a respeito das fases da manobra, onde o primeiro refere-se ao incremento de esforço para retirar o veículo do centro, o segundo trecho, refere-se ao comportamento linear do automóvel e o último a parte de limite, ou não linear.

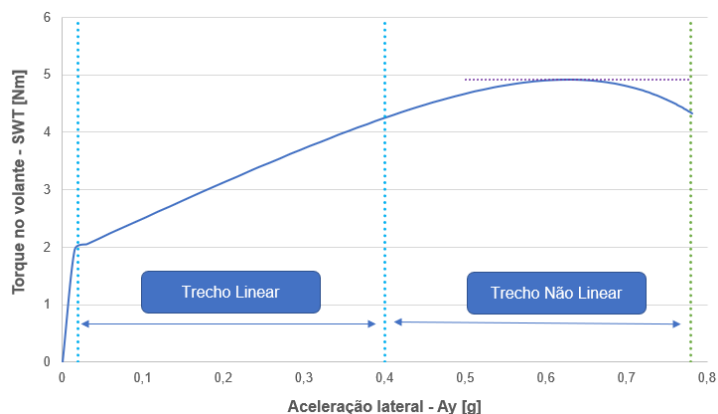


Gráfico 7 - SWT - Definição de trecho linear e não linear.

Fonte: Autor.

2.6 Avaliação Subjetiva

As avaliações subjetivas têm um papel fundamental no desenvolvimento de novos produtos e a possibilidade de antecipar esse tipo de análise traz diversos benefícios, diante da dificuldade de cobrir todos os pontos de maneira objetiva.

Novos projetos demandam de recursos e tempo de desenvolvimento, ambos cada vez mais escassos em uma indústria competitiva, dessa forma a redução de tempo e/ou recursos é muito bem-vinda. Muitos detalhes acerca do desenvolvimento do automóvel estão ligados a percepção dos passageiros, e essa percepção é mandatória para o sucesso do produto, dessa forma poder avaliar subjetivamente o produto ainda nas fases virtuais do projeto é uma vantagem competitiva, por exemplo, reduzir a quantidade de horas gastas por um projetista para criar uma geometria de suspensão, para então produzir as peças, montá-las no veículo, fazer o alinhamento da suspensão e por fim realizar o teste.

2.6.1 Parâmetros de avaliação - Subjetiva

As subseções a seguir apresentarão os parâmetros a serem avaliados subjetivamente e objetivamente, eles fazem parte de uma metodologia de análise experimental do sistema de direção automotiva.

2.6.1.1 Sensação de centro - *On center feel*

O parâmetro de avaliação conhecido como *on center feel*, está ligado ao esforço realizado para gerar pequenos ângulos de volante no veículo, avaliando a resposta percebida e o esforço necessário para a realização. O parâmetro deve ser avaliado em diversas velocidades e verificado se a resposta se mantém consistente em diversas situações, HARRER (2007). Para as análises virtuais consideramos a manobra do sinusoidal, e seus parâmetros podem ser observados no Gráfico 8.

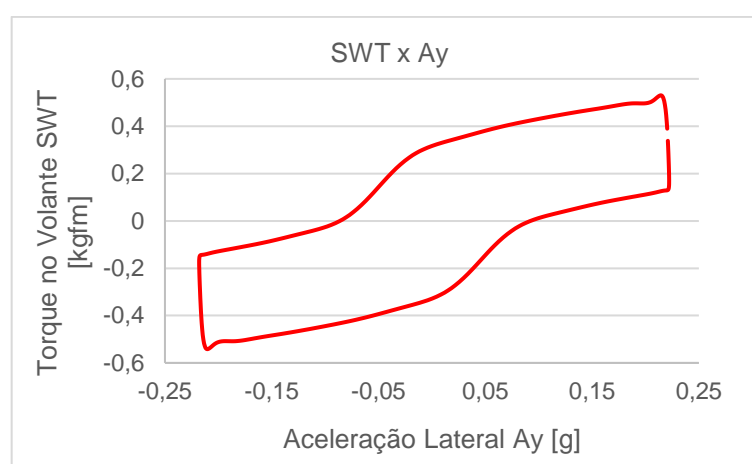


Gráfico 8 - On Center Feel - SWT x Ay.

Fonte: Autor.

A manobra pode ser dividida em avanço e retorno do volante ao centro, indicado no Gráfico 9.

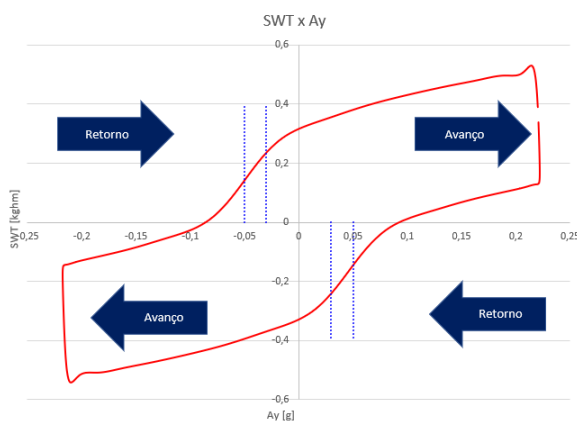


Gráfico 9 – Descrição manobra de sensação de centro.

Fonte: Autor.

A distância indicada pelas linhas azuis no Gráfico 10, apresenta um dos modos de enxergar o vazio ao centro, sendo a distância entre elas diretamente proporcional ao parâmetro.

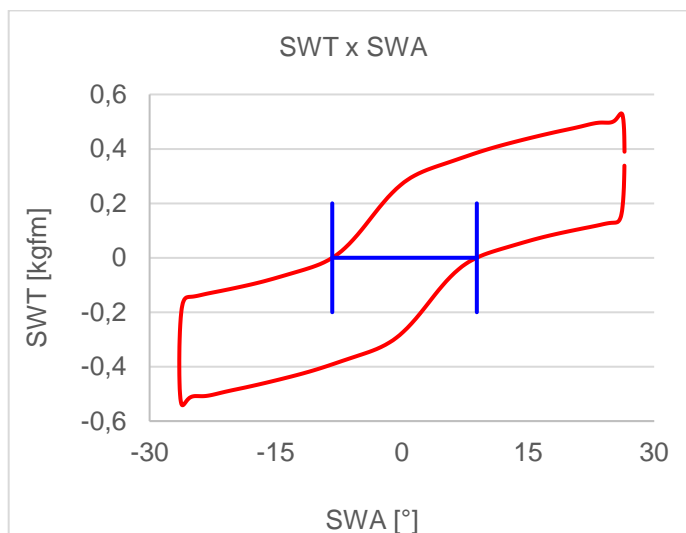


Gráfico 10 - *On Center Feel*. SWT x SWA.

Fonte: Autor.

2.6.1.2 Continuidade de torque no volante

O parâmetro de continuidade de torque no volante, é utilizado para avaliar a coerência entre esforço necessário para retirar o veículo de uma trajetória retilínea e a resposta do veículo, porém ao contrário do parâmetro de *on center feel*, que a avaliação ocorre para baixos ângulos de volante, a continuidade é avaliada para ângulos maiores, por exemplo uma curva em autoestrada ou uma conversão em uma alça de acesso. O Gráfico 11 apresenta a variação de torque por aceleração lateral, e representa a manobra rampa de esterçamento lento, que poderia ser associada a entrada em uma curva em alta velocidade, realizando um incremento do ângulo de volante, a fim de manter o veículo em trajetória.

A variação da curva de torque no volante por aceleração lateral demonstra que, o esforço necessário para fazer uma curva e se manter na mesma altera a percepção do motorista com relação a resposta do veículo.

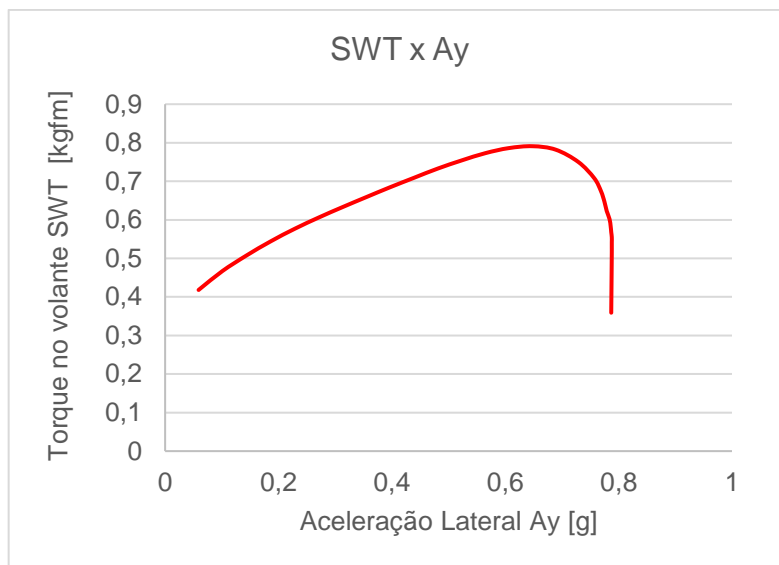


Gráfico 11 - Continuidade de torque - SWT x Ay.

Fonte: Autor.

A avaliação do parâmetro é realizada em diversas acelerações laterais, 0,2, 0,4 e 0,6g e tão importante quanto o valor do torque em determinada aceleração lateral são as suas taxas de variação nos pontos mencionados, mais detalhes podem ser observados no Gráfico 12, onde as linhas vermelha, azul e preta continua representam os pontos de 0,2, 0,4 e 0,6 g de aceleração lateral e as curvas pontilhadas representam os pontos utilizados para calcular sua variação.

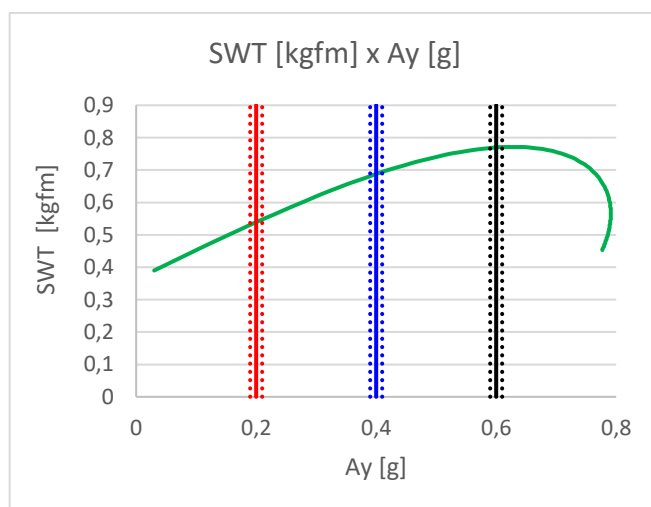


Gráfico 12 - Avaliação crescimento de torque.

Fonte: Autor.

2.6.1.3 Retorno de volante ao centro

Nesse parâmetro é avaliado a resposta do retorno do volante ao centro, de maneira livre, isto é, sem auxílio do motorista. A avaliação desse parâmetro pode ser ilustrada por uma saída de uma alça de acesso, onde tende-se a liberar o volante para retorno livre, controlando apenas o deslizar do volante, ou a saída de uma rotatória, para acessar outra via.

Para esse parâmetro avalia-se o torque necessário para o retorno do volante, demonstrando que, quanto maior a magnitude desse retorno mais rápido ele será e por consequência maior controle será necessário por parte do motorista.

A avaliação desse parâmetro está ilustrada no Gráfico 13, indicado pelas linhas pontilhadas azuis, onde serão calculados os valores bem como o coeficiente angular da curva, indicando que quanto menor o valor, maior será a velocidade de retorno do veículo. Esse parâmetro tem influência direta do torque auto alinhante da suspensão e, caso presente, função de retorno ativo da EPS.

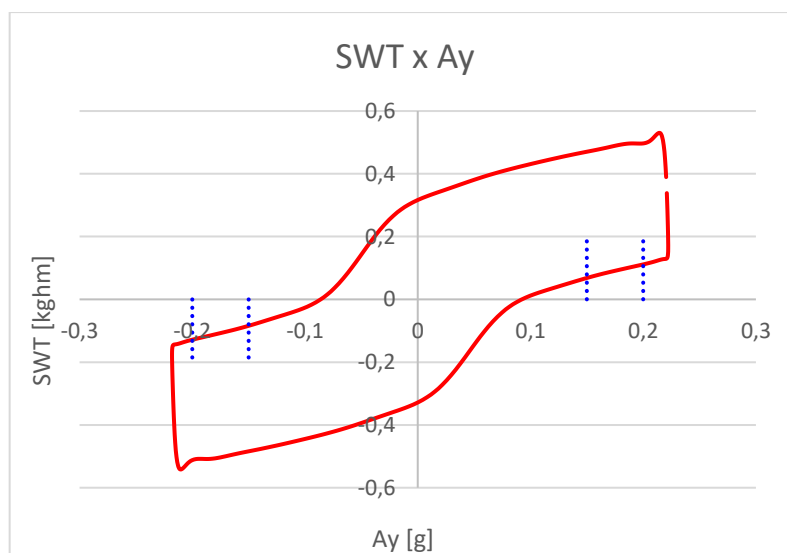


Gráfico 13 - Avaliação retorno de volante.

Fonte: Autor.

3 METODOLOGIA

Nesse capítulo será apresentado a sequência utilizada para a criação e validação dos modelos utilizados nesse trabalho. Será abordado também o procedimento de avaliação subjetiva.

3.1 O desenvolvimento

O desenvolvimento do sistema de direção está diretamente ligado aos sistemas de suspensão e outras características do veículo, por exemplo dimensão dos pneus, distribuição de peso por eixo e/ou diâmetro ou raio de giro. O dimensionamento do sistema é realizado durante a fase virtual e validado fisicamente. A performance do sistema pode ser dividida em duas partes, a relativa entre suspensão e direção e a resposta da central eletrônica e da atuação do motor elétrico. A avaliação de performance ligada a central eletrônica está diretamente conectada a configuração e a capacidade de fornecer torque do motor elétrico, ambos não considerados para a realização desse trabalho, devido à dificuldade de realizar modificações no sistema. Dessa forma a performance relativa à resposta do conjunto suspensão e direção será o caminho a ser avaliado.

O primeiro passo para a realização de uma avaliação virtual confiável é a criação de um modelo de referência, correlacionado com dados experimentais.

3.1.1 Veículo de referência

A Tabela 3 apresenta os dados do veículo caracterizado e utilizado como base para o desenvolvimento desse trabalho. A partir da caracterização do veículo de referência, ele foi recriado virtualmente com auxílio dos dados de medição física de altura, peso, elastocinematismo de suspensão, inércias do veículo completo e altura do centro de gravidade.

Tabela 3 - Dados do veículo caracterizado.

Parâmetros	Unidades	Status
Categoria	-	M1
Distribuição de massa dianteira	%	57.9
Tração	-	Dianteira
Transmissão	-	Manual – 5 Velocidades
Sistema de direção	-	Elétrica – Instalado na Coluna
Suspensão dianteira	-	<i>McPherson</i>
Suspensão traseira	-	<i>McPherson</i>
Condição de carregamento	-	Piloto + Instrumentação

Fonte: Autor.

3.1.2 Modelo de referência

As atividades atuais são realizadas utilizando dois modelos, um de múltiplos corpos para as análises objetivas e um modelo de tempo real para as subjetivas. A Figura 71 **Erro! Fonte de referência não encontrada.** apresenta o fluxo aplicado para o desenvolvimento do modelo do veículo de referência, desde o início das atividades até a avaliação subjetiva no simulador. O modelo de referência é usado como base para os novos desenvolvimentos, principalmente quando falamos dos pneus. O pneu não necessariamente apresenta um comportamento realista tanto na avaliação objetiva quanto subjetiva, por essa razão tende-se a utilizar o mesmo pneu para o modelo de referência e o do novo desenvolvimento, com objetivo de identificar as diferenças, excluindo o pneu.

Observa-se também que a criação e validação dos modelos de múltiplos corpos e de tempo real, conta com atividades dos times de análises virtuais e de experimentação que trabalham em conjunto para obter como resultado o reconhecimento do modelo subjetivamente no simulador.



Figura 71 - Processo de desenvolvimento - Veículo de referência.

Fonte: Autor.

3.1.3 Correlação de KnC

O primeiro passo na criação de um modelo de múltiplos corpos de referência robusto é a correlação do mesmo com dados experimentais, dessa forma realizam-se as análises descritas na seção 2.2.4 Análises de K&C. A sequência das manobras realizadas é apresentada na Figura 72. A análises são dependentes, ou seja, só é feita a correlação do assimétrico após obter a correlação do simétrico. Todo o trabalho realizado para a suspensão dianteira é então repetido na suspensão traseira, exceto pelas análises relativas ao sistema de direção, não presente na traseira.

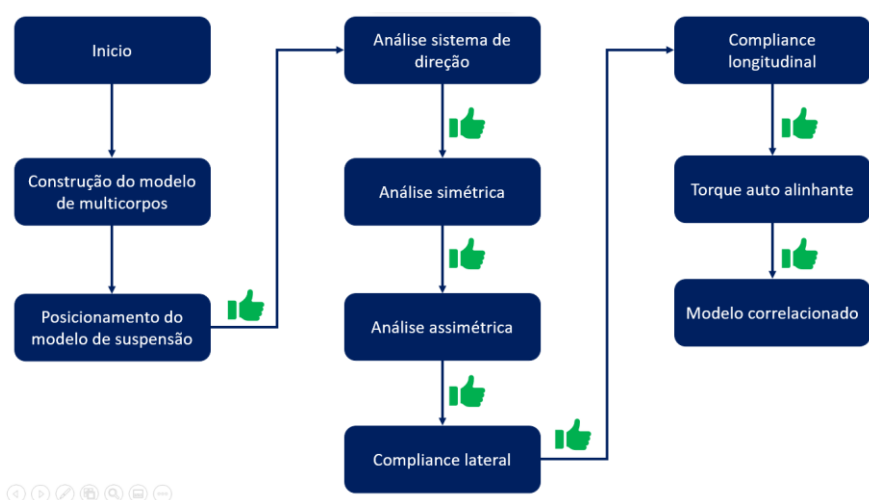


Figura 72 - Fluxo Correlação KnC.

Fonte: Autor.

3.1.4 Correlação de handling e direção

Após a correlação de KnC, o próximo passo é a correlação de *handling* e direção, para isso é utilizado o modelo de veículo completo criado com os sistemas de suspensões e direção do item anterior. A Figura 73 apresenta o fluxo de correlação. As manobras são realizadas de maneira dependente, ou seja, só é feito a correlação do transiente após a correlação do estacionário.

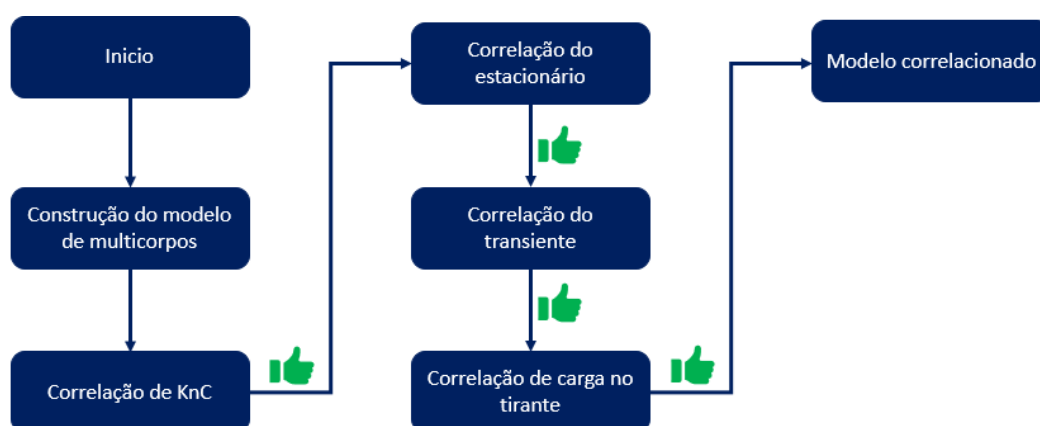


Figura 73 - Fluxo de correlação de handling.

Fonte: Autor.

As manobras de estacionário e de transiente estão descritas na seção 2.4 Análises de Dinâmica veicular. A correlação de handling do modelo de veículo completo é realizada realizando ajustes no arquivo do modelo de pneu, mais informações na seção 2.3.1.6 Pneus e seu modelo virtual.

3.1.5 Conversão do modelo de múltiplos corpos para o tempo real

Após a correlação do modelo de múltiplos corpos é realizada a conversão do mesmo para o CRT – *CarRealTime*. A conversão segue o fluxo apresentado pela Figura 74.

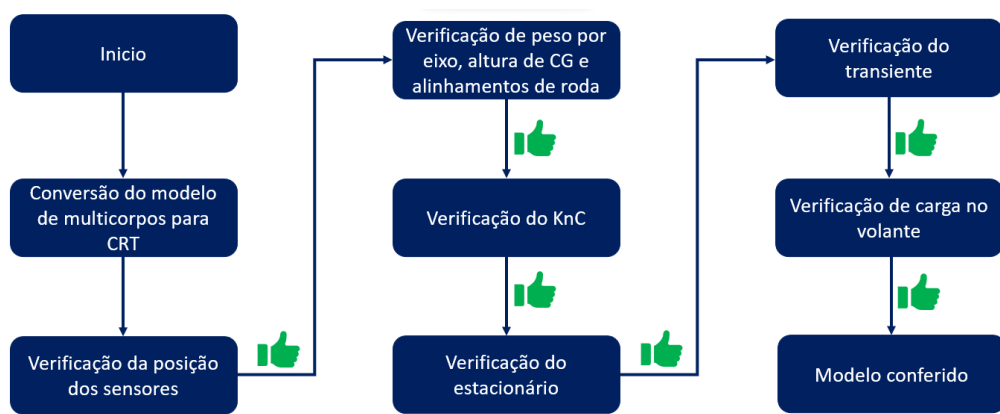


Figura 74 - Fluxo de análise modelo CRT.

Fonte: Autor.

Caso as etapas descritas nessa seção tenham sido concluídas com êxito, o próximo passo é a avaliação subjetiva no simulador, com o auxílio do piloto de testes. Nessa etapa diversas avaliações foram realizadas com o modelo de base buscando avaliar a confiabilidade de sua resposta. Após diversas rodadas de análises subjetivas e objetivas, concluímos que o modelo era representativo subjetivamente e objetivamente.

3.2 Análise de sensibilidade – parâmetros de KnC

O comportamento do sistema de direção está ligado diretamente ao sistema de suspensão, sendo inexequível a separação dos dois, por consequência existem três parâmetros de KnC da suspensão que afetam diretamente o sistema de direção, a relação de direção (TAU), geometria de Ackerman e a variação de convergência. Os três pontos são alterados na geometria da manga de eixo, onde conecta-se o tirante do sistema de direção, mais detalhes nas Figura 75, Figura 76 e Figura 77.

A alteração da relação de direção é realizada alterando a manga de eixo na direção X, quanto mais próximo do centro roda na direção longitudinal, menor é a relação de direção.

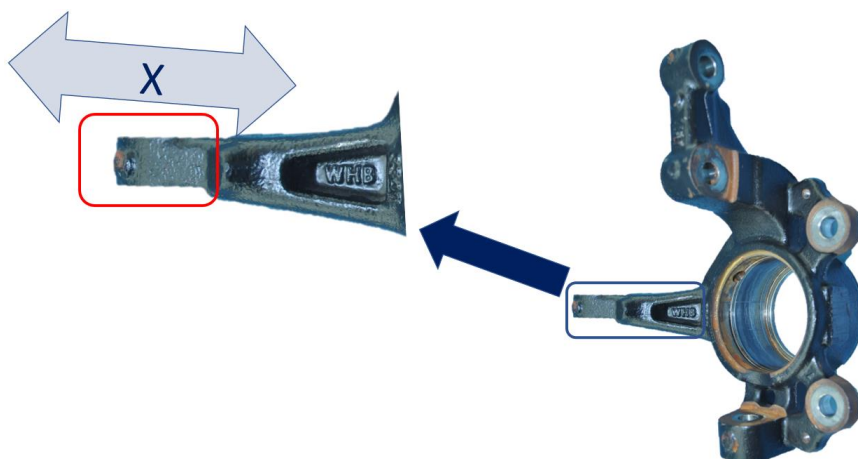


Figura 75 - Alteração da relação de direção - TAU.

Fonte: Autor

A alteração na geometria de Ackermann, ocorre alterando a manga de eixo na direção Y, ou seja, lateralmente, por consequência altera a diferença de esterço entre as rodas internas e externas a curva.

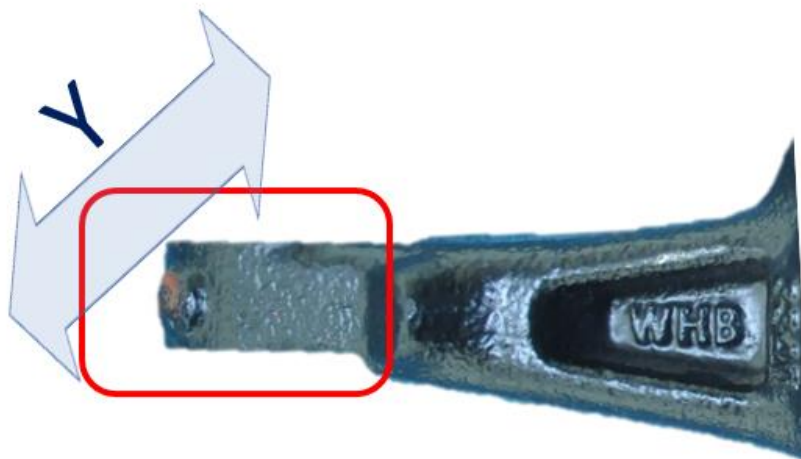


Figura 76 - Alteração da geometria de Ackerman.

Fonte: Autor

A alteração da variação de convergência ocorre alterando o ponto do engate do tirante na manga de eixo verticalmente, nesse caso o aumento ou diminuição da variação de convergência vai depender da diferença de coordenadas relativas, entre a caixa de direção e o engate na manga de eixo, verticalmente.

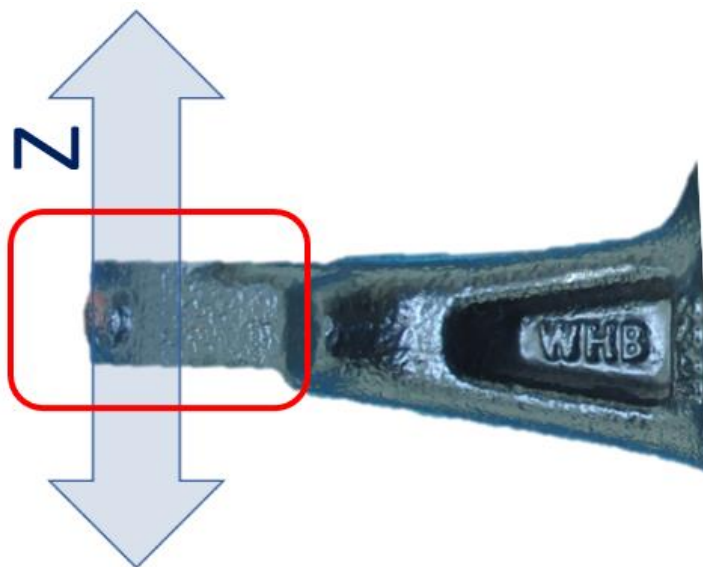


Figura 77 - Alteração da variação de convergência.

Fonte: Autor.

O parâmetro de relação de direção também pode ser ajustado alterando o C-Factor, que seria a relação pinhão-cremalheira do sistema de direção, mais detalhes na seção 2.2.2.1.1 Caixa de direção.

Com esses quatro parâmetros, foram montadas 8 geometrias distintas cujo objetivo era variar apenas um parâmetro por vez, sendo os demais recuperados através de ajustes, garantindo que o ensaio a ser realizado era exclusivo ao respectivo parâmetro. Mais detalhes podem ser visualizados na Tabela 4. As 8 geometrias foram criadas a partir da geometria de base utilizada para a construção e correlação do modelo de referência, e as alterações foram realizadas utilizando como referência valores de veículos presentes no mercado.

Tabela 4 - Análise de sensibilidade.

Modelo	TAU	C-Factor	Ackermann	Varição de convergência
BASE	-x-	-x-	-x-	-x-
C1	+ 20%			
C2	- 20%			
C3		+ 20%		
C4		- 20%		
C5			+ 50%	
C6			- 50%	
C7				+ 50%
C8				- 50%

Fonte: Autor.

Para mais detalhes pode-se consultar a seção 2.2 SISTEMA DE SUSPENSÃO E DIREÇÃO, que contém mais detalhes sobre cada um dos parâmetros.

3.2.1 Análise de sensibilidade – Ensaio

Para verificar a influência das geometrias criadas na seção anterior, foram realizadas as análises presentes nas seções 2.4 Análises de Dinâmica veicular.

3.3 Análise da performance do sistema de direção

3.3.1 Métricas de avaliação

A avaliação subjetiva é o passo final na avaliação de um projeto, sendo utilizado a escala de avaliação SAE - *Society of Automotive Engineers*, atualmente sociedade de engenheiros da mobilidade, ilustrada pela Figura 78.

		Não aceitável				Aceitável					
Escala numérica		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Significado		Muito Ruim	Ruim	Pobre	Mediocre	Limite do aceitável	Aceitável	Discreto	Bom	Muito Bom	Excelente
Atitudes subjetivas dos clientes face aos parâmetros de	Percepção	Alta			Moderada			Pequena	Muito Pequena	Nula	
	Deteção	Todos os clientes	Clientes médios			Clientes críticos		Clientes especialistas			
	Sensação	Intolerável			Incomodo		Ligeiro incomodo	Pequenas perturbações		Nenhuma perturbação	Nenhuma sensação
	Relação	Recusa		Protesta			Aceita			Nenhuma	
	Ação corretiva necessária	Exige intervenção radical e imediata		Exige intervenção rápida e de melhorias			Exige melhorias	Exige atenção		Ok	

Figura 78 - Escala SAE.

Fonte: Adaptado de CARNEIRO, 2020.

A escala SAE busca ilustrar o que pode ser percebido e relatado e por quem pode fazê-lo. A indústria trabalha sempre para manter o veículo com notas iguais ou superiores a 7 e nunca abaixo de 6, notas abaixo desse valor causam demérito ao produto em desenvolvimento e podem causar também má recepção por parte do usuário. Fato interessante é que a escala é difundida internacionalmente e utilizada pelos times de engenharia e da qualidade durante a avaliação dos produtos próprios e da própria concorrência.

Nota-se que a escala SAE não apresenta subdivisão da nota, isto é, valores fracionados e/ou decimais, dessa forma existe uma dificuldade de encaixar as diferenças sutis dentro da escala SAE e por consequência interligar a nota ao resultado objetivo, buscando suprir essa dificuldade, sugere-se a criação de uma subescala, esta apresentada pela Tabela 5.

Tabela 5 - Avaliação subjetiva - Proposta.

Nota	Comentários
++	Avaliação muito boa em relação ao comportamento do veículo de base, equivale a + 1 ponto da escala.
+	Avaliação boa do parâmetro, é notado alguma melhoria, porém não suficiente para atingir 1 ponto na escala.
0	Comportamento semelhante ao do veículo de base
-	Avaliação ruim em relação ao de base, porém não suficiente para atingir um ponto na escala.
--	Avaliação muito ruim em relação ao de base, equivale a - 1 ponto da escala.

Fonte: Autor.

Criando uma subdivisão na escala SAE é possível formatar a avaliação subjetiva em objetiva e posteriormente agregá-la a análise objetiva. Os parâmetros para avaliação de direção foram escolhidos após uma reunião com o time de avaliadores da experimentação, buscando compreender a percepção do avaliador e traduzir a avaliação subjetiva em objetiva.

Dos doze parâmetros disponíveis na norma de avaliação experimental, um está ligado ao ruído da coluna de direção elétrica, não disponível para esse trabalho. Dois parâmetros que estão ligados a resposta do pneu em baixos ângulos de volante, entendemos não ser possível sua avaliação devido a resposta do modelo de pneu nessa situação. Outros dois parâmetros estão ligados diretamente a performance do sistema elétrico da coluna direção, também não disponível nesse trabalho. Outros quatro parâmetros são relativos ao amortecimento impresso pelas lógicas e configurações da C-EPS. Diante do exposto acima, fica evidenciado que dos doze parâmetros disponíveis, três eram factíveis de avaliação. Os parâmetros que não puderam ser analisados devido às limitações do simulador atualmente, serão citados como proposta de trabalhos futuros.

3.3.2 Sensação de centro

O parâmetro de sensação de centro é avaliado acima de 50 km/h e representa a coerência entre esforço aplicado para esterçar o volante e a resposta do veículo para pequenos ângulos de volante, por exemplo o necessário para manter o veículo dentro de uma faixa em uma avenida ou rodovia. A Figura 79 ilustra onde o parâmetro foi avaliado no circuito de Hockenheim, em destaque vermelho. A reta além de possuir comprimento suficiente para a avaliação, possui também demarcações no solo que auxiliam o piloto a ter uma referência para realizar as manobras de maneira repetida.



Figura 79 - Hockenheim Ring - Avaliação sensação de centro.

Fonte: Adaptado de maps.google.com

3.3.3 Continuidade de torque

A continuidade de torque é avaliada em velocidades acima de 50 km/h, e representa a resposta entre esforço aplicado para esterçar o volante e a resposta do veículo, ao contornar uma curva. A Figura 80 apresenta os pontos onde o parâmetro pode ser avaliado.

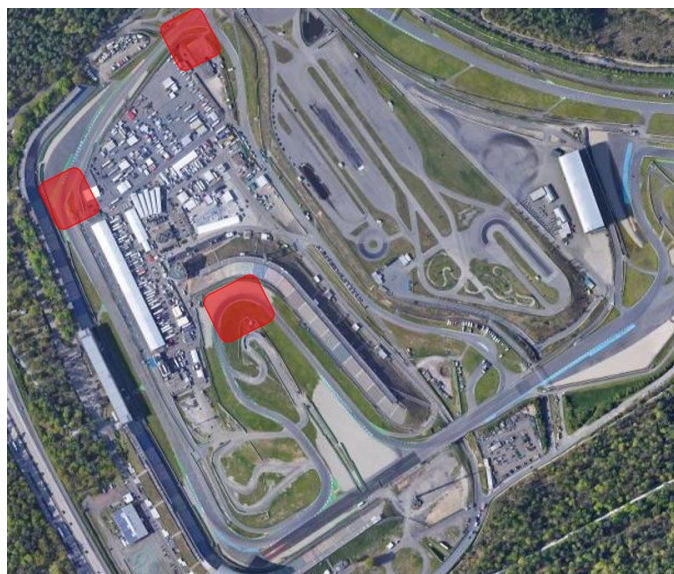


Figura 80 - Hockenheim Ring - Avaliação continuidade de torque.

Fonte Adaptado de maps.google.com

3.3.4 Retorno de volante

O parâmetro de retorno do volante avalia a resposta do volante ao retornar ao centro livremente, por exemplo ao passar por uma rotatória ou após fazer uma curva em uma avenida. A Figura 81 ilustra os pontos de avaliação do retorno de volante. Lembrando que a avaliação do parâmetro ocorre após o final da curva quando o veículo deve se realinhar, acontecendo de maneira livre, sem interferência do motorista.

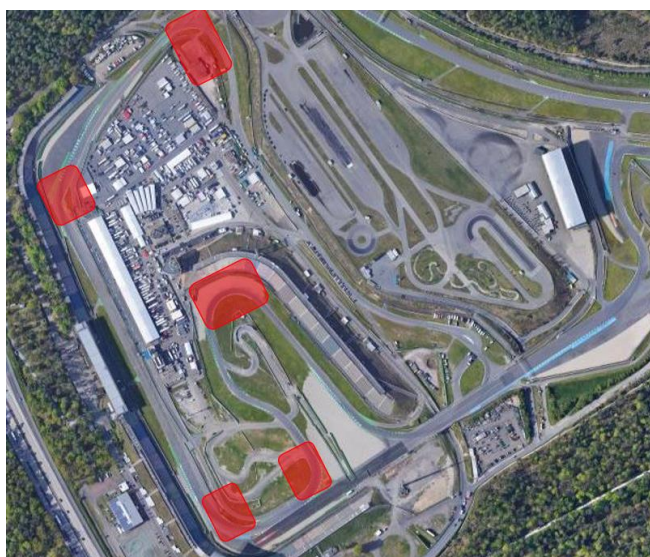


Figura 81 - Hockenheim Ring - Avaliação do parâmetro de retorno de volante.

Fonte: Adaptado de maps.google.com

3.4 Fluxo de atividades

A Figura 82 apresenta a proposta de fluxo para a realização desse trabalho e suas validações. O primeiro ponto em relação ao desenvolvimento foi o entendimento do que poderia ser avaliado objetivamente e subjetivamente no simulador. A partir dessa fase, iniciou-se o processo de criação das geometrias de suspensão cada qual com sua especificidade, buscando alterar apenas um parâmetro geométrico por vez. O próximo passo foi a análise objetiva de tais modelos e discussão dos seus resultados.

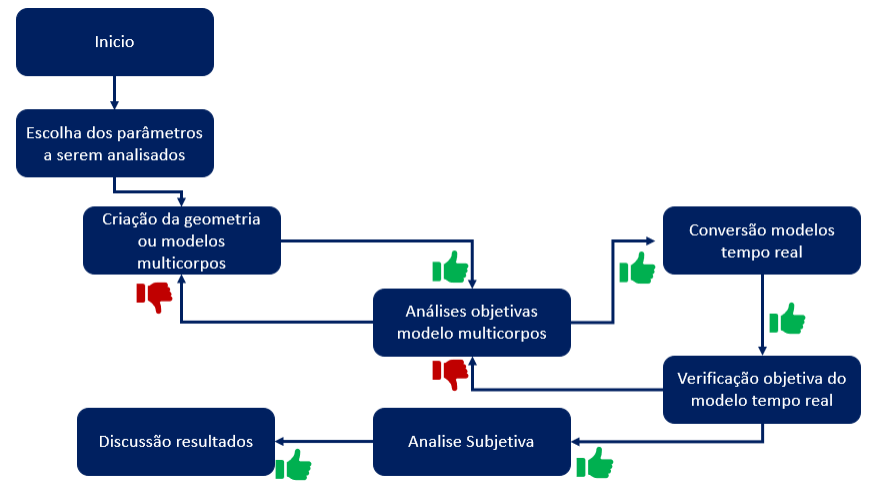


Figura 82 - Fluxo de atividades.

Fonte: Autor

4. RESULTADOS

Nessa sessão serão apresentados os resultados dos objetivos mencionados no início do trabalho. A sequência das atividades realizadas será representada pela Figura 83.



Figura 83 - Atividades realizadas.

Fonte: Autor.

O capítulo de resultados será apresentado na sequência da realização das atividades de correlação numérico experimental, isto é, *K&C*, *handling* e depois sistema de direção. Apresentação dos resultados da correlação de *K&C*, iniciará pelos resultados da correlação do sistema de direção. Mais detalhes das manobras podem ser obtidos na seção 2.2.4 Análises de *K&C*.

4.1 Resultados de *K&C* - Correlação

Nessa seção serão apresentados os resultados da correlação de *K&C* iniciando pelos parâmetros de direção, todos os gráficos apresentam o parâmetro variando pelo esterço do volante.

4.1.1 Correlação *K&C* - Sistema de direção

Dessa forma inicia-se com o Gráfico 14 ilustrando o parâmetro de *steering ratio*, em seguida o Gráfico 15 ilustra o KPI.

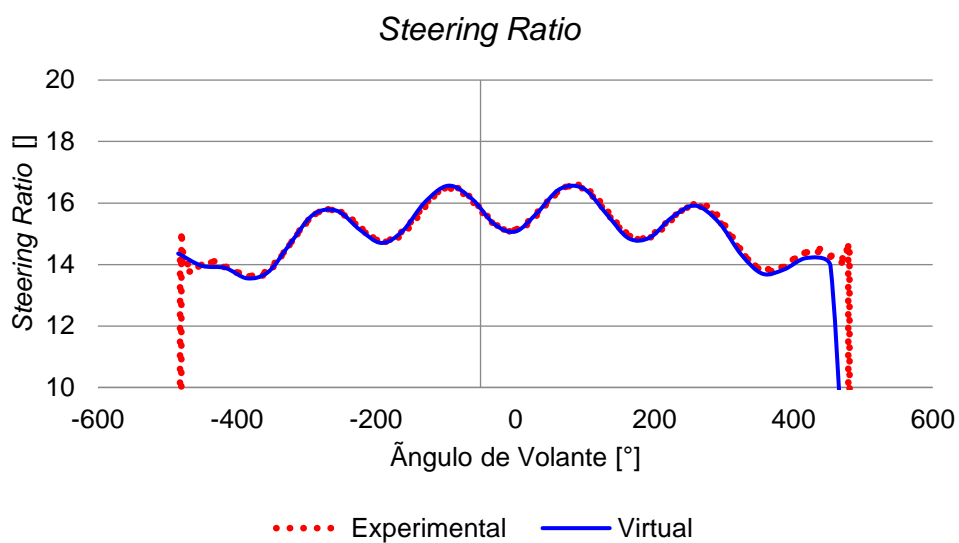


Gráfico 14 - *Steering Ratio* x Ângulo de volante.

Fonte: Autor.

Nessa seção todos os gráficos ilustram parâmetros de K&C variando pelo ângulo de volante, isso indica que a posição do modelo foi corretamente ajustada, como altura de suspensão, *pitch* ou inclinação longitudinal do veículo e a dimensão do pneu.

O Gráfico 16 apresenta o resultado da correlação do ângulo de caster x ângulo de volante e o Gráfico 17 apresenta o *caster trail* também por ângulo de volante.

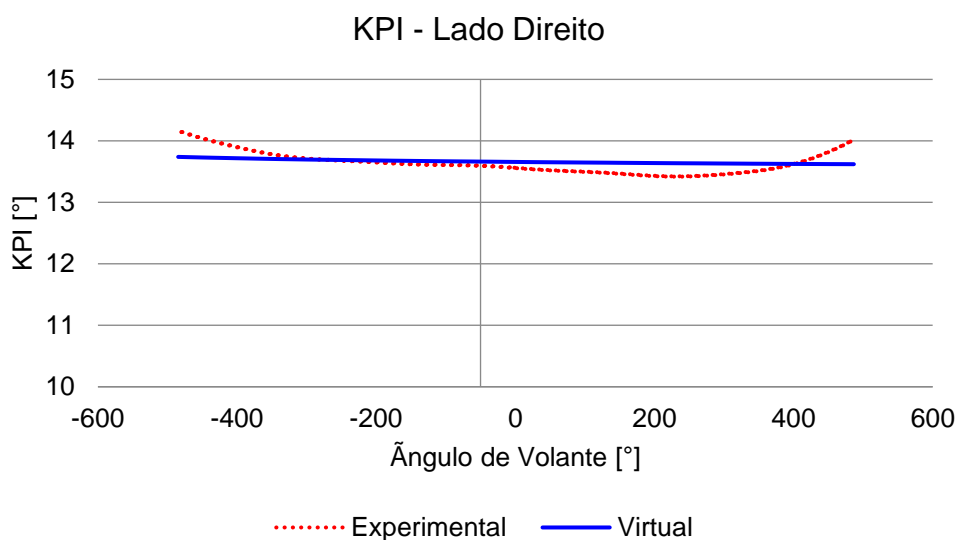


Gráfico 15 - KPI Direita x Ângulo de Volante.

Fonte: Autor.

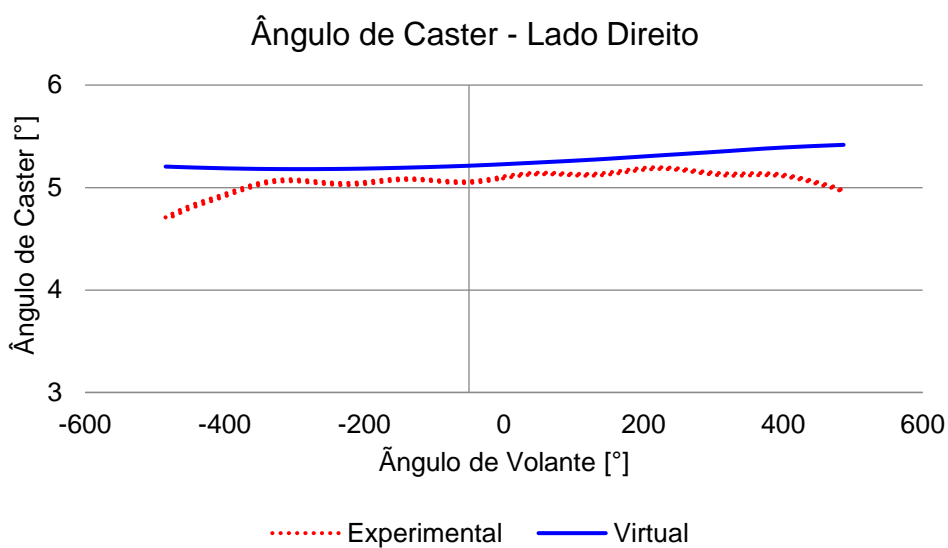


Gráfico 16 - Ângulo de Caster Direito x Ângulo de Volante.

Fonte: Autor.

Observa-se uma diferença entre o caster medido pelo SPMM e o cálculo, essa diferença é proveniente do modo de fixação da carroceria na máquina, que acaba alterando o *pitch* do veículo na medição.

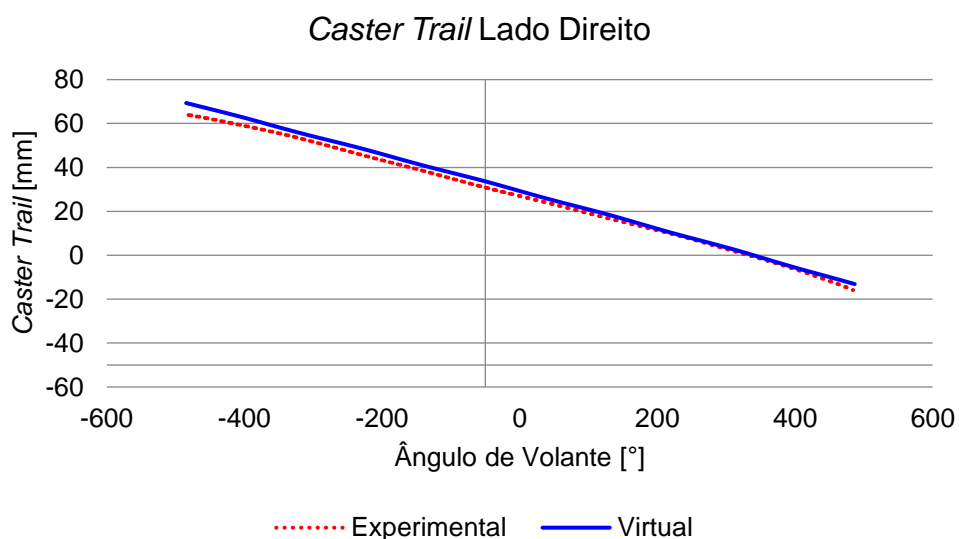


Gráfico 17 - Caster Trail x Ângulo de Volante.

Fonte: Autor.

A correlação do parâmetro *Scrub radius* é apresentada pelo Gráfico 18 e a variação de camber pelo Gráfico 19.

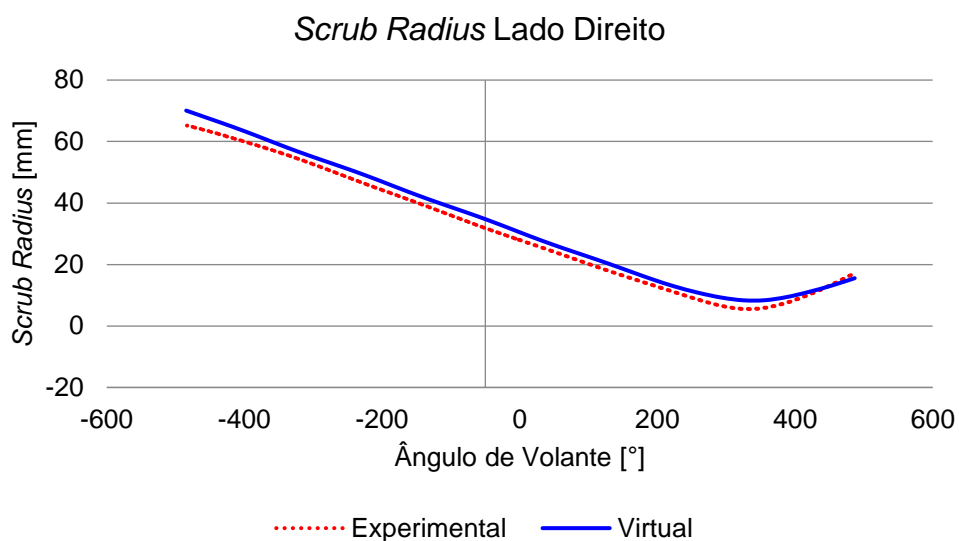


Gráfico 18 - *Scrub Radius* x Ângulo de Volante.

Fonte: Autor.

A variação do *scrub radius*, a distância entre a intersecção do Kingpin com o solo e o centro roda, apresenta uma diferença entre os valores, que é referente ao raio do pneu, que no veículo físico é diferente entre os lados e no modelo de múltiplos corpos apresenta apenas um valor, geralmente utilizado o valor médio.

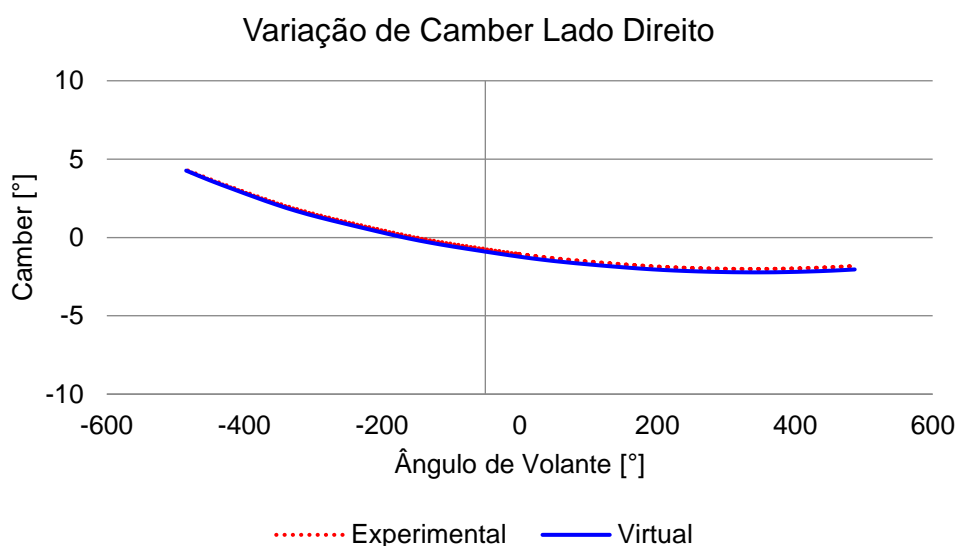


Gráfico 19 - Variação de Camber x Ângulo de Volante.

Fonte: Autor.

O último parâmetro analisado pelo sistema de direção é a variação de convergência, apresentada pelo Gráfico 20.

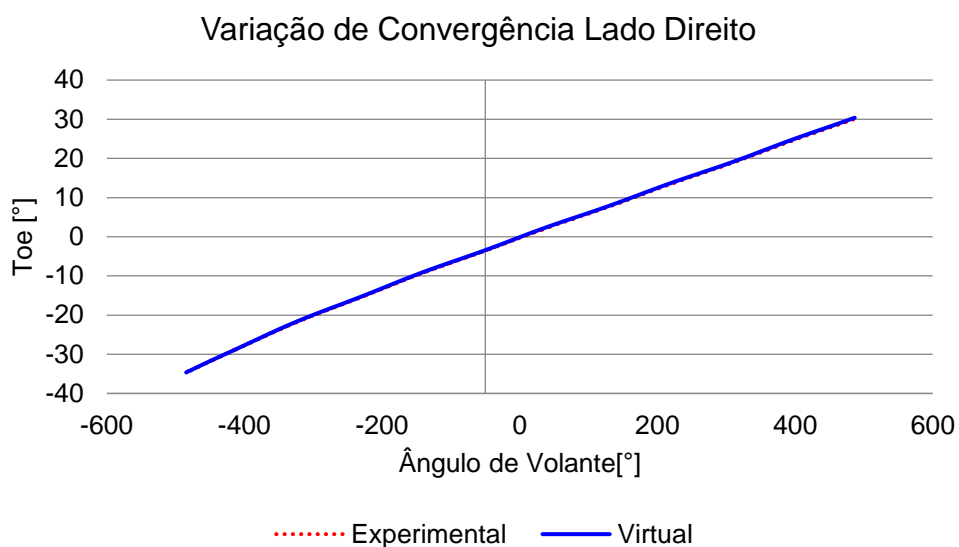


Gráfico 20 - Variação de Convergência x Ângulo de Volante.

Fonte: Autor.

4.1.2 Correlação K&C - Ensaio Vertical Simétrico - Dianteiro

Nessa seção serão exibidos os resultados do ensaio simétrico, mais detalhes podem ser visualizados na seção 2.2.4.1 Análises de K&C - Vertical Simétrico.

O Gráfico 21 ilustra a rigidez a terra, o Gráfico 22 ilustra a variação de convergência e o Gráfico 23 ilustra a variação de camber.

A curva de rigidez a terra apresenta uma correlação coerente na seção linear, com uma diferença após a inflexão da curva, essa diferença ocorre devido a tolerância do batente instalado no veículo, que não necessariamente está na nominal, a considerada para o modelo virtual.

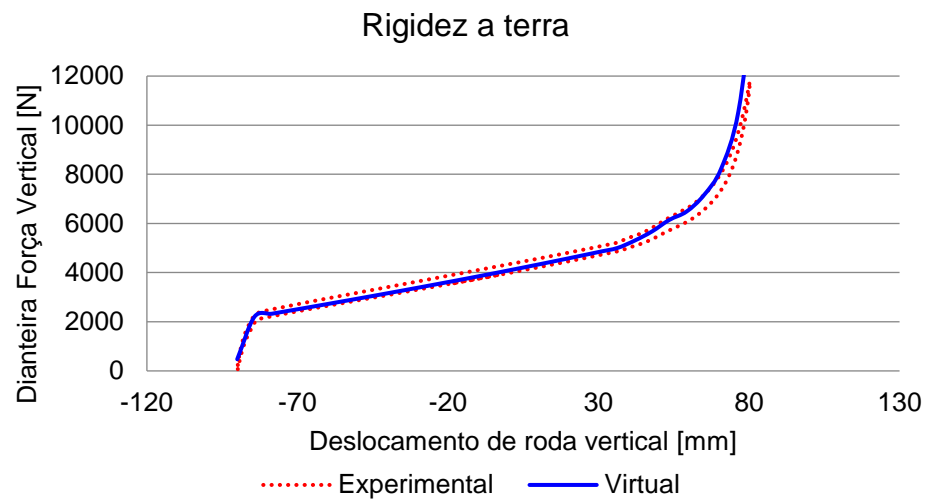


Gráfico 21 - Rigidez Dianteira a terra dianteira – Ensaio simétrico.

Fonte: Autor.

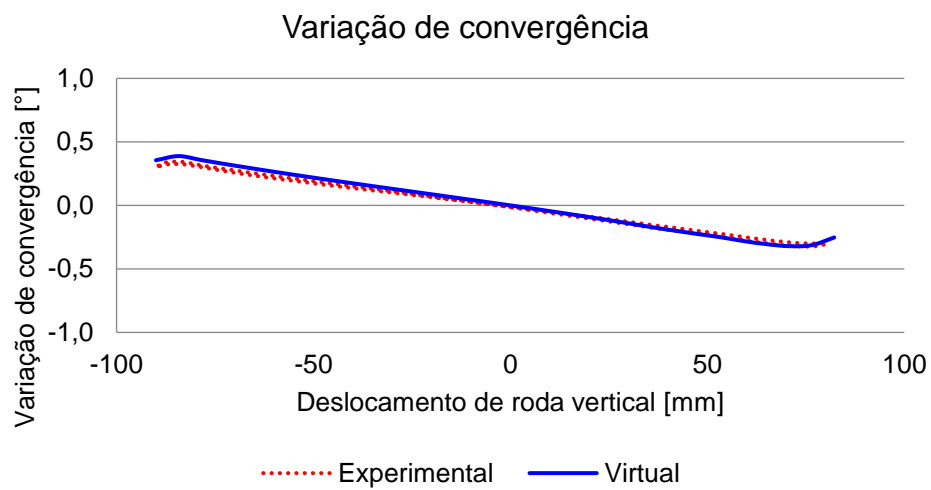


Gráfico 22 - Variação de Convergência dianteira - Ensaio simétrico.

Fonte: Autor.

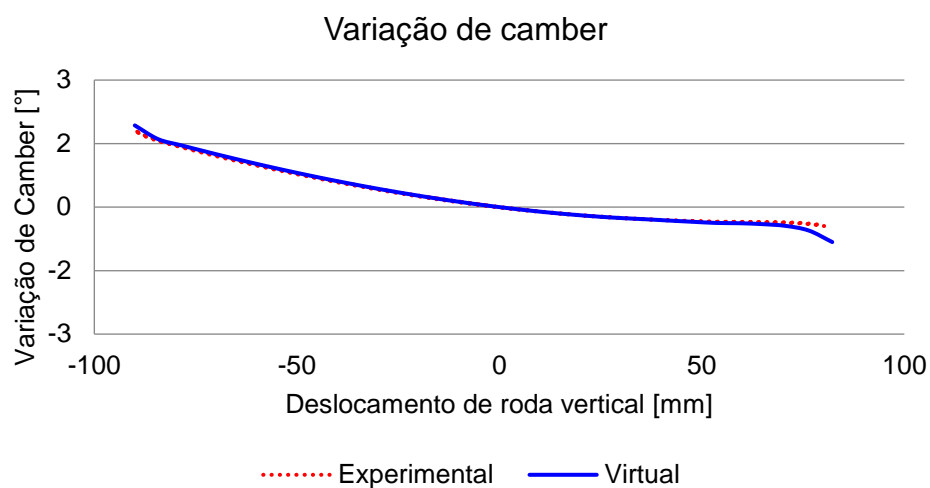


Gráfico 23 - Variação de camber dianteiro - Ensaio Simétrico.

Fonte: Autor.

O Gráfico 24 ilustra a variação longitudinal do centro roda pelo curso vertical. Essa característica da suspensão está ligada ao anti-dive e ao conforto em transposição de obstáculos.

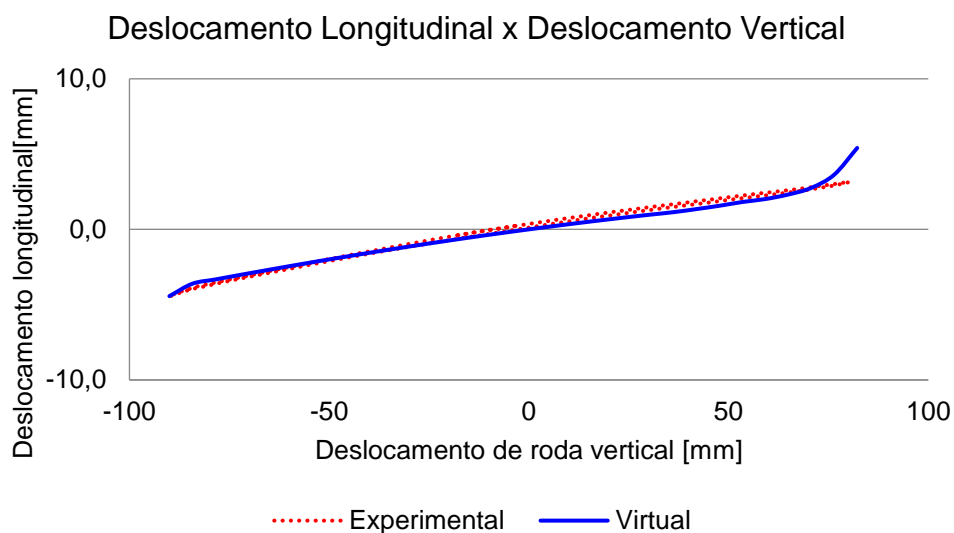


Gráfico 24 – Deslocamento longitudinal dianteiro - Ensaio simétrico.

Fonte: Autor.

4.1.3 Correlação K&C - Ensaio Vertical Assimétrico - Dianteiro

Nessa seção serão apresentados os resultados de correlação do modelo comparando os parâmetros do ensaio vertical assimétrico dianteiro, mais detalhes podem ser obtidos no tópico 2.2.4.2 Análises de K&C - Vertical Assimétrico. O Gráfico 25 ilustra a correlação da rigidez da suspensão dianteira, no ensaio assimétrico, esse parâmetro indica um correto modelamento da barra estabilizadora.

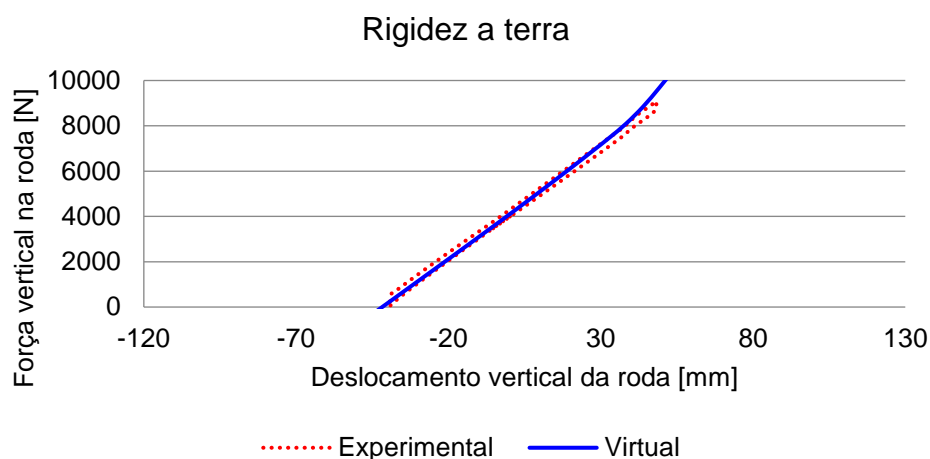


Gráfico 25 - Rigidez a terra dianteira - Ensaio assimétrico.

Fonte: Autor.

O Gráfico 26 apresenta a correlação da variação de convergência e o Gráfico 27 apresenta a variação de camber, ambos no ensaio assimétrico.

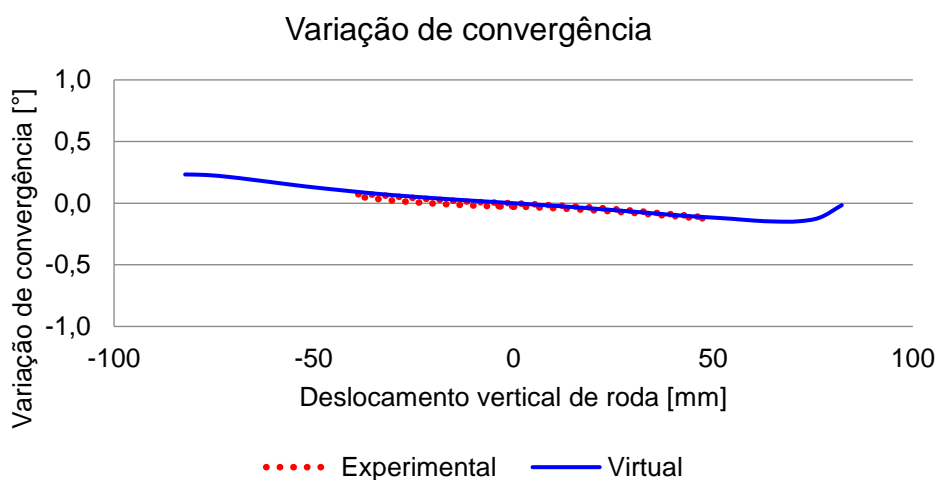


Gráfico 26 - Variação de convergência dianteira - Ensaio assimétrico.

Fonte: Autor.

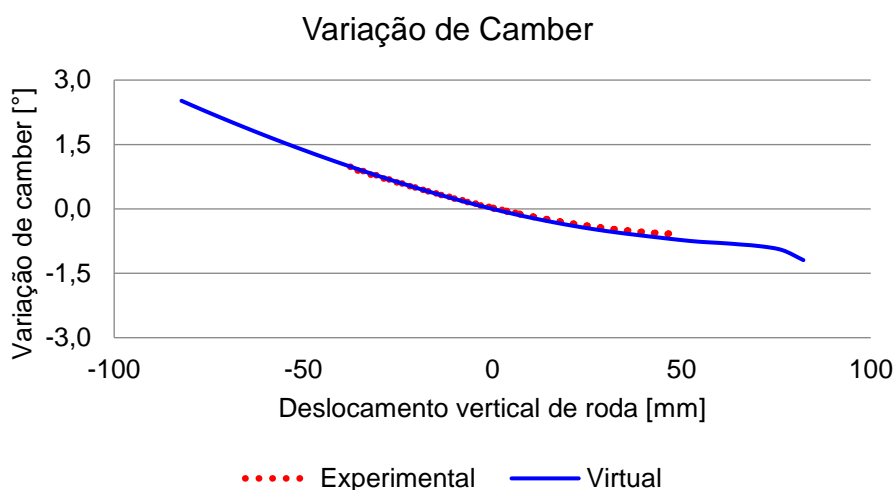


Gráfico 27 - Variação de camber dianteira - Ensaio assimétrico.

Fonte: Autor

4.1.4 Correlação K&C - Ensaio *Compliance* Lateral - Dianteiro

Nessa seção serão apresentados os resultados de *compliance* lateral dianteiro, mais detalhes podem ser obtidos na seção 2.2.4.3 Análises de K&C - *Compliance* Lateral.

O Gráfico 28 ilustra a variação de convergência com aplicação de carga lateral dianteira, a figura ilustra a variação de camber com carga lateral.

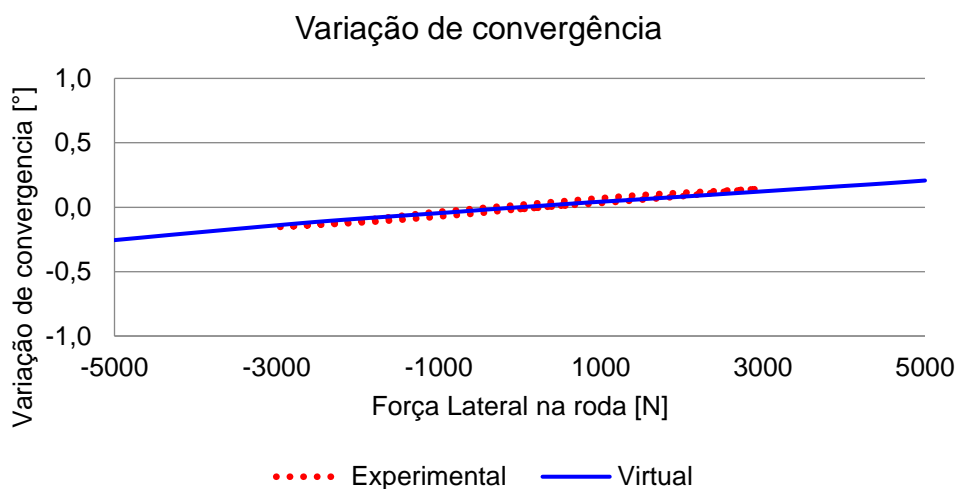


Gráfico 28 - Variação de convergência dianteira - Ensaio de carregamento lateral.

Fonte: Autor.

O Gráfico 29 apresenta a correlação da variação de camber x carregamento lateral.

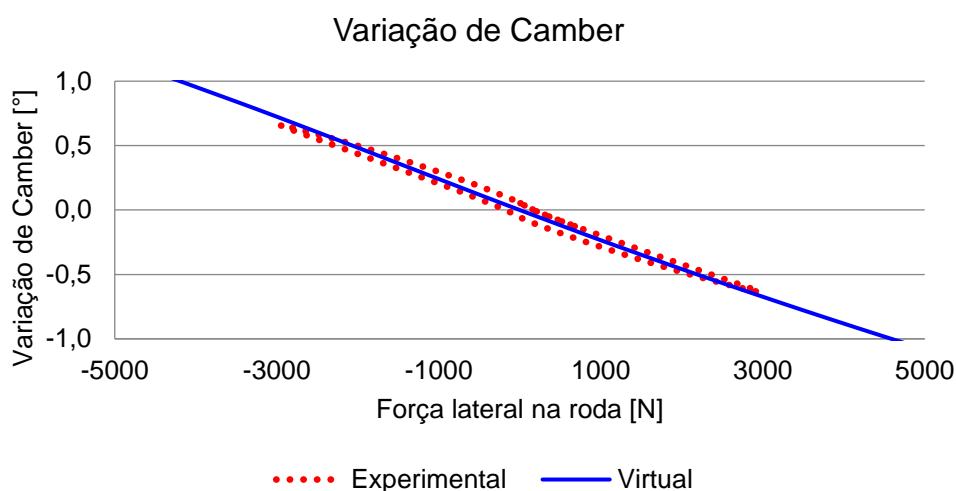


Gráfico 29 - Variação de camber dianteiro - Ensaio de carregamento lateral.

Fonte: Autor.

4.1.5 Correlação K&C - Ensaio *Compliance* Longitudinal - Dianteiro

Nessa seção serão apresentados os resultados de *compliance* longitudinal dianteiro, mais detalhes podem ser obtidos na seção 2.2.4.4 Análises de K&C - *Compliance* Longitudinal.

O Gráfico 30 ilustra a variação de convergência com aplicação de carga longitudinal dianteira e o Gráfico 31 ilustra a variação de camber com carga lateral.

Pode-se observar uma discrepância entre a curva experimental e virtual no Gráfico 30, essa diferença foi aceita pois o foco do trabalho é o estudo da dinâmica lateral e para a construção do modelo, foram utilizadas buchas de suspensão caracterizadas pelo fornecedor.

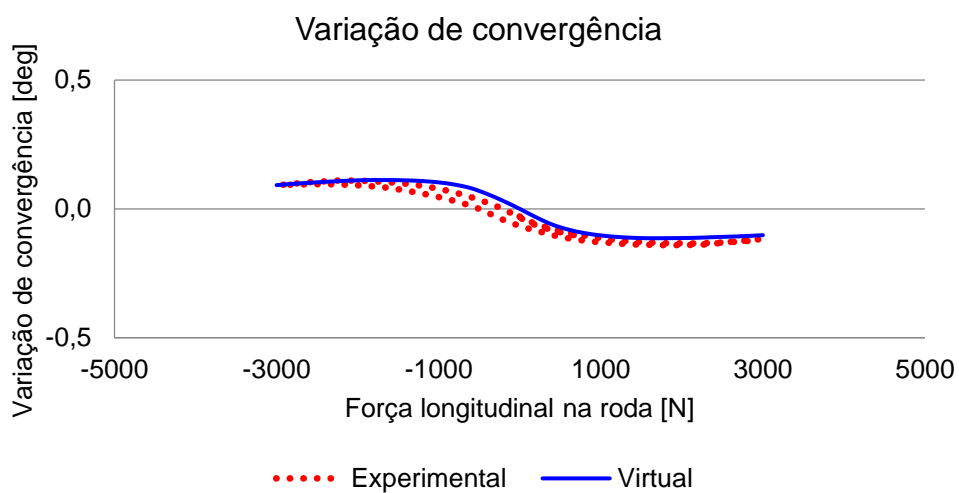


Gráfico 30 - Variação de convergência - Ensaio de carregamento longitudinal.

Fonte: Autor.

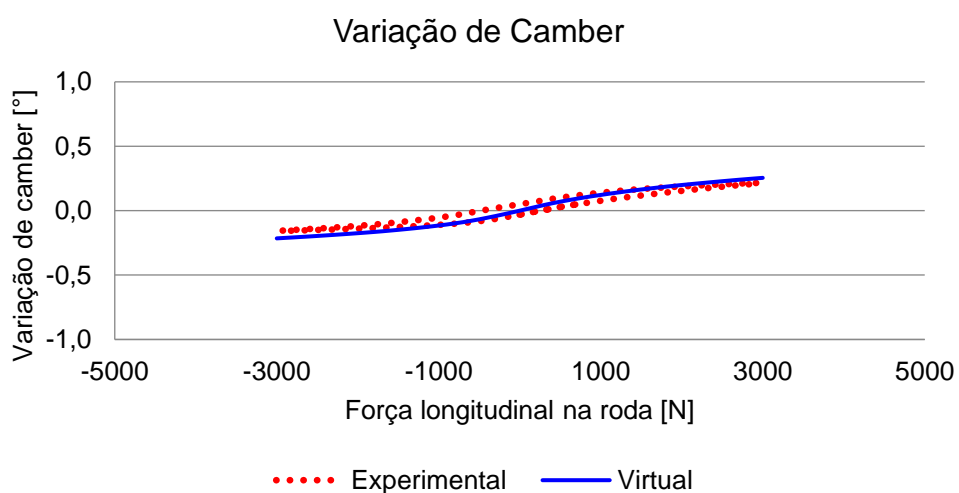


Gráfico 31 - Variação de camber - Ensaio de carregamento longitudinal.

Fonte: Autor.

Dessa forma encerra-se a correlação do K&C da suspensão dianteira, onde pode-se observar a correlação coerente entre as curvas experimentais e as virtuais.

4.1.6 Correlação K&C - Ensaio Vertical Simétrico - Traseiro

Os resultados a seguir são referentes ao ensaio simétrico do eixo traseira, iniciando pela rigidez a terra traseira, apresentada pelo Gráfico 32.

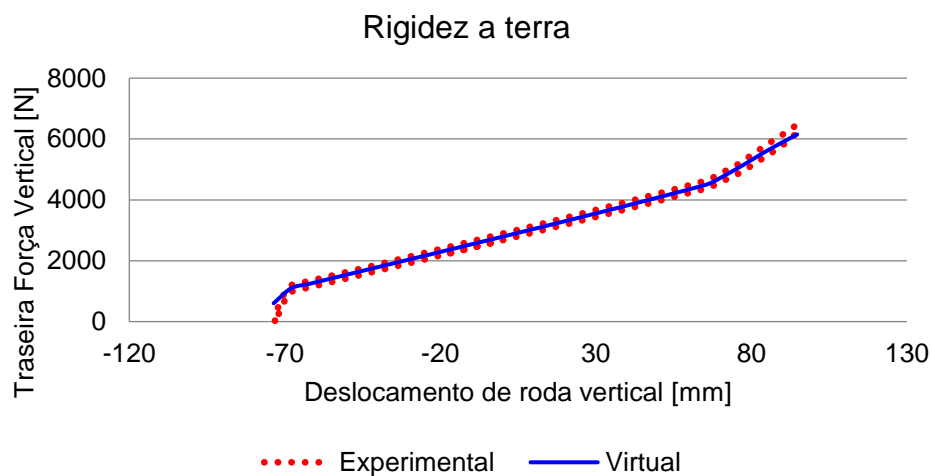


Gráfico 32 - Rigidez a terra traseira - Ensaio simétrico.

Fonte: Autor.

A correlação da variação de convergência traseira é apresentada pelo Gráfico 33.

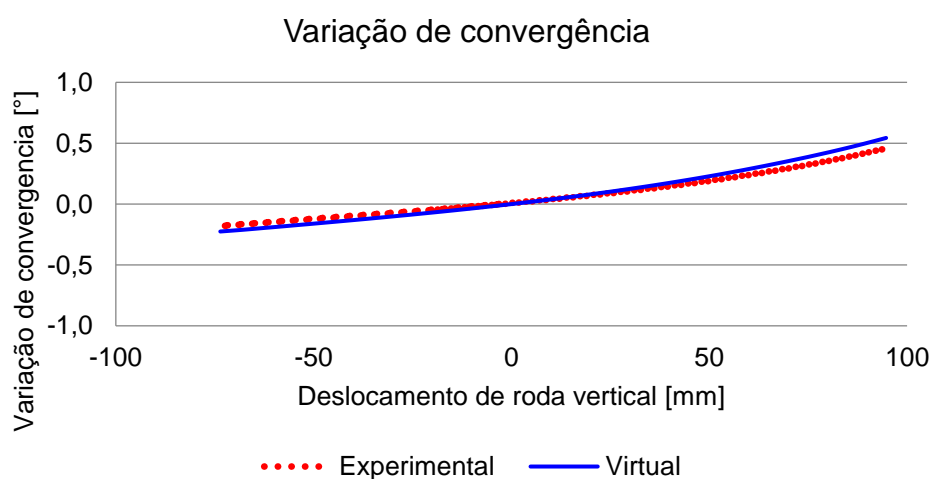


Gráfico 33 - Variação de convergência traseira - Ensaio simétrico.

Fonte: Autor.

A correlação da variação de camber traseira é apresentada pelo Gráfico 34.

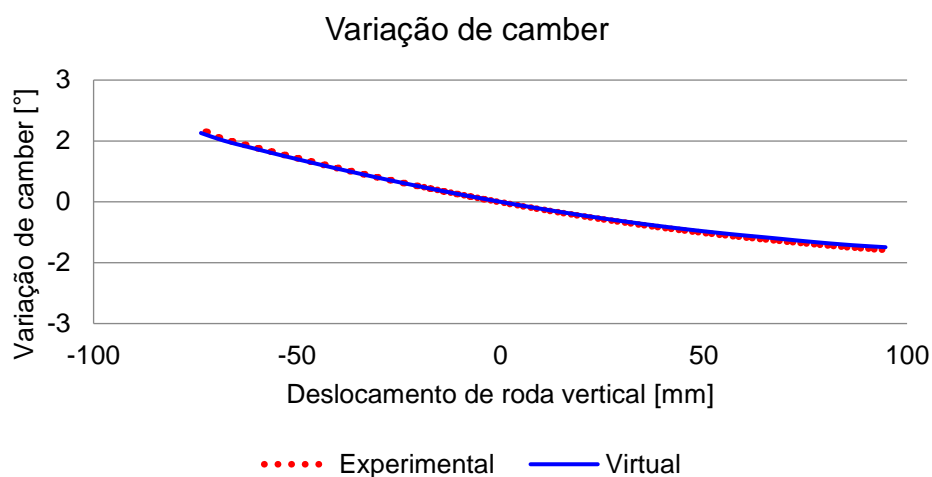


Gráfico 34 - Variação de camber traseira - Ensaio simétrico.

Fonte: Autor.

O Gráfico 35 ilustra o deslocamento longitudinal da suspensão traseira, pelo deslocamento vertical, parâmetro ligado ao conforto em transposição de obstáculos.

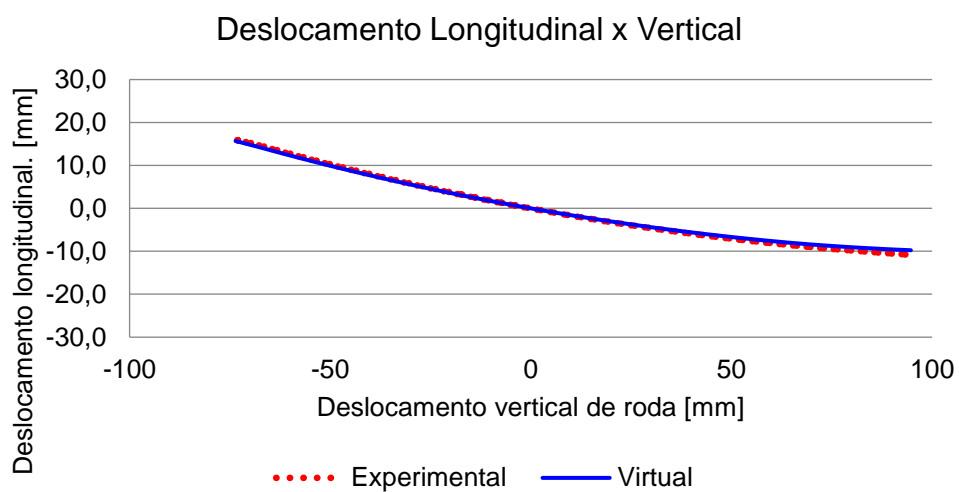


Gráfico 35 – Deslocamento longitudinal x vertical traseira - Ensaio simétrico.

Fonte: Autor.

4.1.7 Correlação K&C - Ensaio Vertical Assimétrico - Traseiro

Nessa seção serão apresentados os resultados de correlação do modelo comparando os parâmetros do ensaio vertical assimétrico traseiro, mais detalhes podem ser obtidos no tópico 2.2.4.2 Análises de K&C - Vertical Assimétrico.

O Gráfico 36 ilustra a rigidez da suspensão traseira e o Gráfico 37 ilustra a variação de convergência.

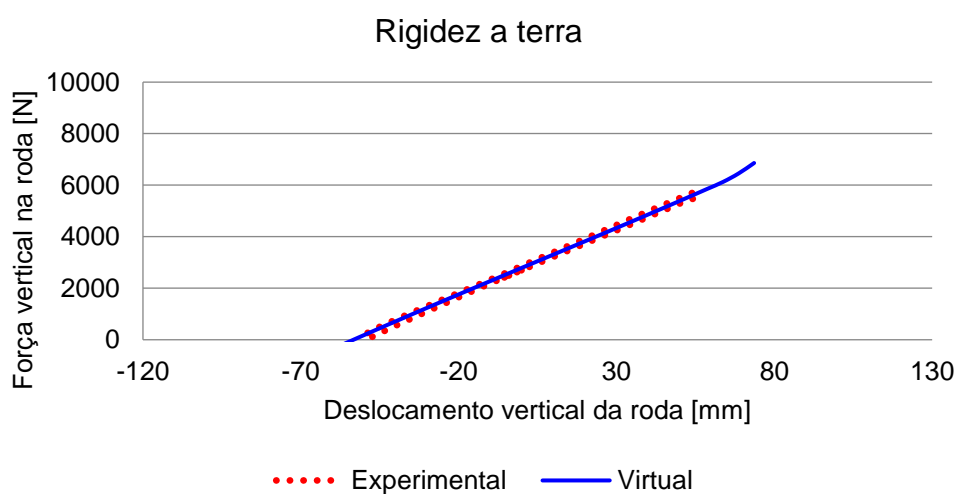


Gráfico 36 - Rigidez a terra - Ensaio assimétrico.

Fonte: Autor.

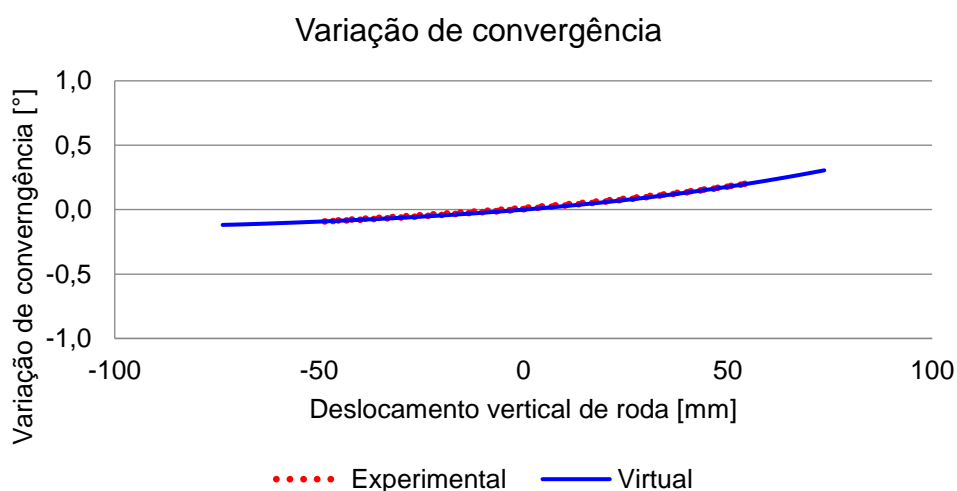


Gráfico 37 - Variação de convergência - Ensaio assimétrico.

Fonte: Autor.

O Gráfico 38 apresenta a correlação da variação de camber no ensaio assimétrico.

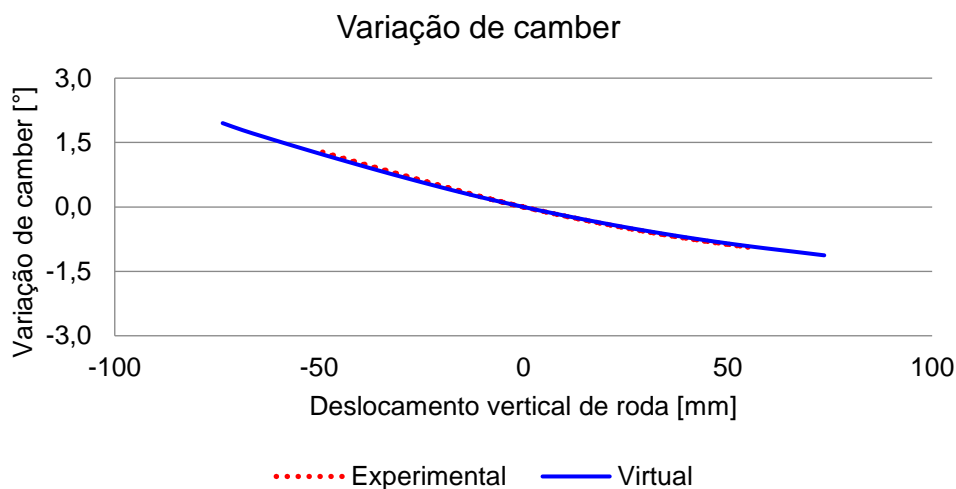


Gráfico 38 - Variação de camber traseira - Ensaio assimétrico.

Fonte: Autor.

4.1.8 Correlação K&C - Ensaio *Compliance* Lateral - Traseiro

Nessa seção serão apresentados os resultados de *compliance* lateral traseiro, mais detalhes podem ser obtidos na seção 2.2.4.3 Análises de K&C - *Compliance* Lateral. O Gráfico 39 ilustra a variação de convergência com aplicação de carga lateral traseira, a figura ilustra a variação de camber com carga lateral.

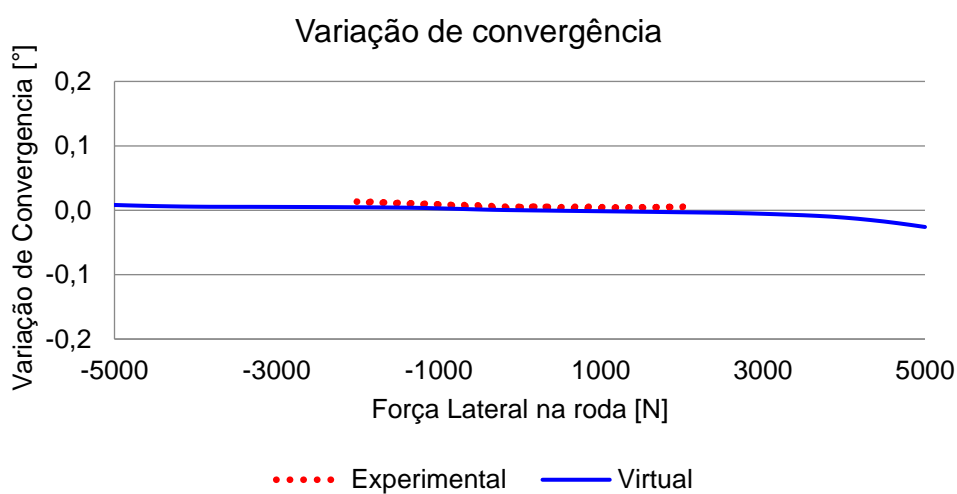


Gráfico 39 - Variação de convergência traseira - Ensaio de carregamento lateral.

Fonte: Autor.

O Gráfico 40 apresenta a correlação da variação de camber por carga lateral.

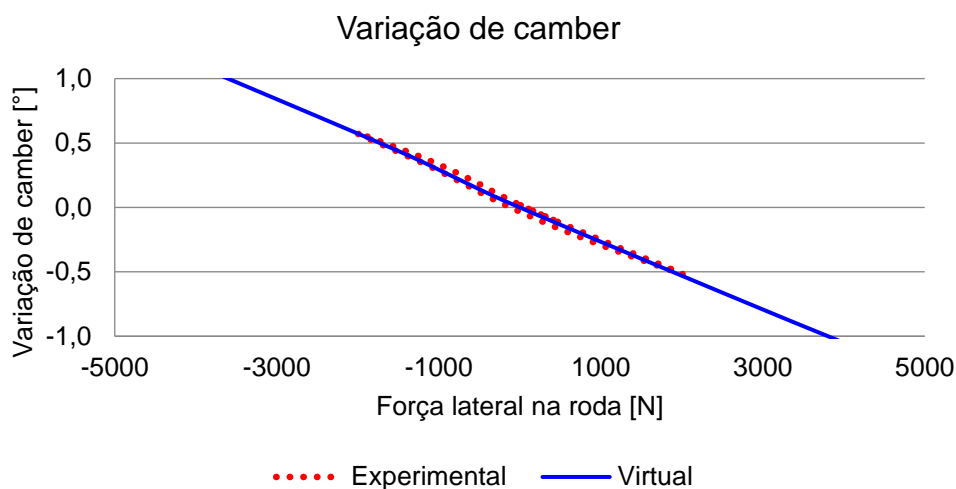


Gráfico 40 - Variação de camber traseira - Ensaio de carregamento lateral.

Fonte: Autor.

4.1.9 Correlação K&C - Ensaio *Compliance* Longitudinal - Traseiro

Nessa seção serão apresentados os resultados de *compliance* longitudinal traseiro, mais detalhes podem ser obtidos na seção 2.2.4.4 Análises de K&C - *Compliance* Longitudinal. O Gráfico 41 ilustra a variação de convergência com aplicação de carga longitudinal traseira e o Gráfico 42 ilustra a variação de camber com carga longitudinal.

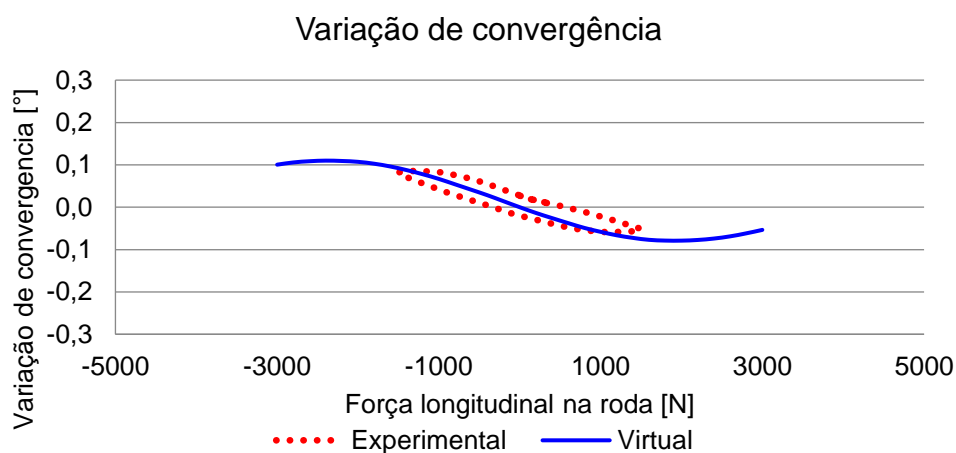


Gráfico 41 - Variação de convergência traseira - Ensaio de carregamento longitudinal.

Fonte: Autor.

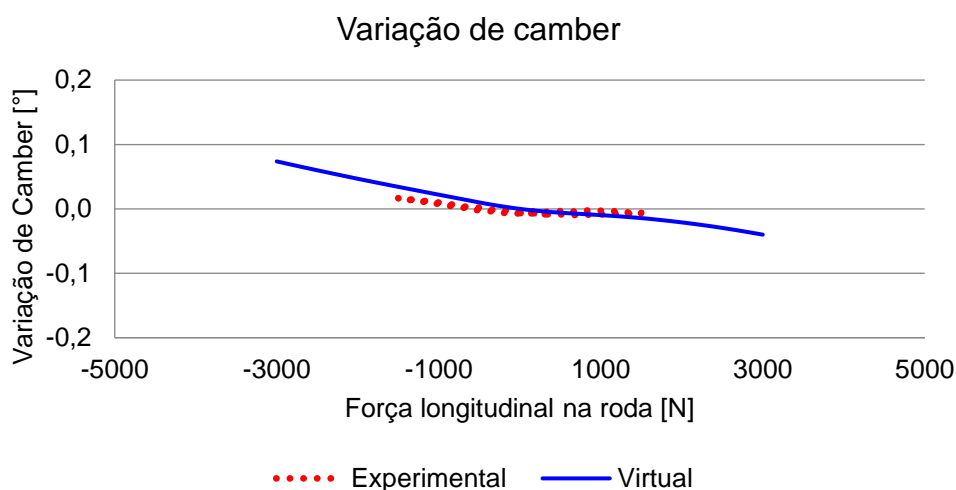


Gráfico 42 - Variação de camber traseira - Ensaio de carregamento longitudinal.

Fonte: Autor.

No Gráfico 42 nota-se uma diferença entre a curva experimental e a virtual, para a suspensão traseira foram montadas também, buchas controladas pelo fornecedor e como o escopo do trabalho está ligado a dinâmica lateral, a discrepância foi aceita.

Com os resultados da correlação de K&C do eixo traseiro, vamos analisar a correlação de *handling* do modelo de veículo completo.

4.2 Resultados de Dinâmica veicular - Correlação

Nessa seção serão apresentados os resultados ligados dinâmica veicular, mais detalhes podem ser observados no item 2.3.1 Dinâmica Lateral.

4.2.1 Resultados de Dinâmica veicular - Gradiente de subesterço

O gradiente de subesterço ou Kus, é avaliado nas manobras de regime permanente, sendo os pontos interpolados para formar a curva a seguir, ilustrado pelo Gráfico 43. A curva é avaliada objetivamente em dois pontos, um a 0.4g e outro a 0.7g, indicando o regime linear do comportamento e outro próximo ao limite do veículo.

A correlação da curva de subesterço apresenta boa coerência até aproximadamente 0,6g de aceleração lateral, então ocorre o aumento de subesterço no modelo, não presente no veículo físico, esse comportamento ocorre devido o objetivo de equilibrar a correlação entre o regime permanente e o transiente, onde as curvas são ajustadas de maneira a manter o menor delta entre os resultados objetivos. Esses ajustes foram realizados no modelo de pneu, conforme a seção 2.3.1.6 Pneus e seu modelo virtual, nos coeficientes de escala.

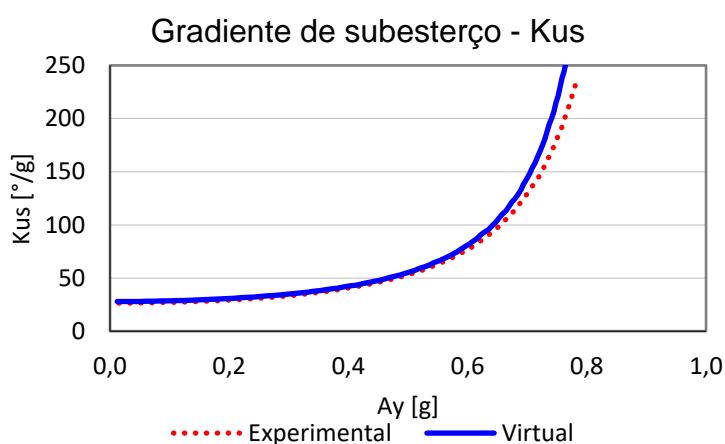
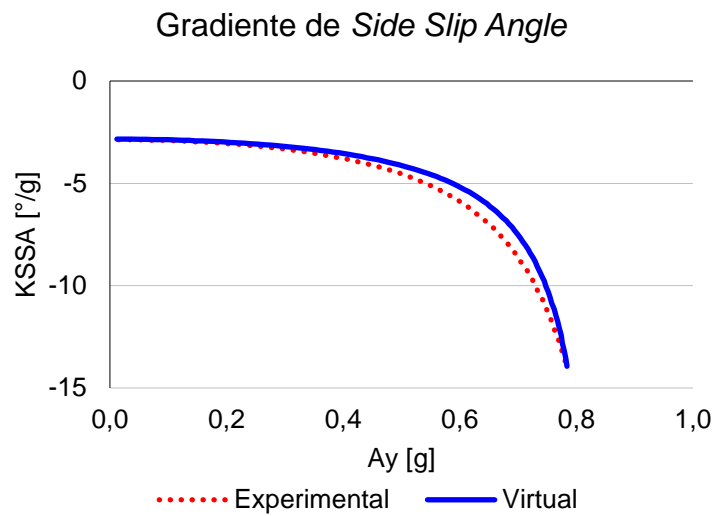


Gráfico 43 - Gradiente de subesterço - Kus.

Fonte: Autor.

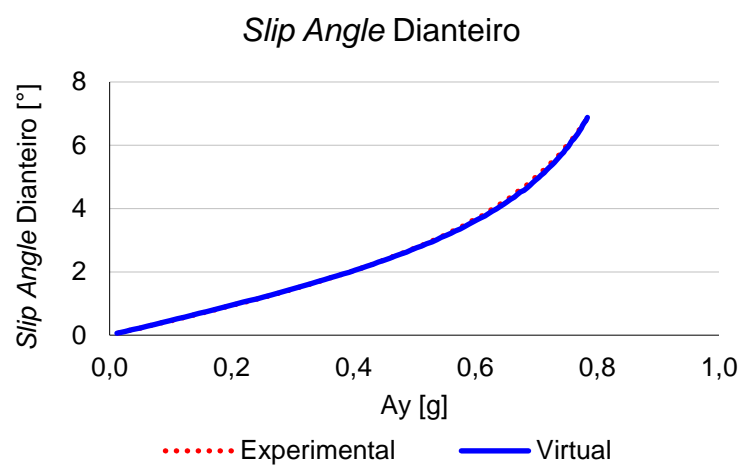
4.2.2 Resultados de Dinâmica veicular - Gradiente de *SideSlip angle*

Também avaliado nas manobras de regime permanente, o gradiente de SSA segue a lógica de avaliação do item anterior, a 0.4g e 0.7g de aceleração lateral, mais detalhes no Gráfico 44. Como resultado da correlação observa-se comportamento coerente até aproximadamente 0.5 g de aceleração lateral, quando então também ocorre o descolamento dos resultados objetivos, essa diferença também ocorreu devido ao compromisso entre os resultados objetivos do regime permanente e transiente.



4.2.3 Resultados de Dinâmica veicular - *Slip Angle* Dianteiro

O parâmetro *slip angle* indica de escorregamento é formado entre o plano de rotação da roda com o vetor de direção do deslocamento do pneu, mais detalhes no Gráfico 45.



4.2.4 Resultados de Dinâmica veicular - *Slip Angle* Traseiro

O parâmetro *slip angle* indica o escorregamento entre o plano de rotação da roda com o vetor de direção do deslocamento do pneu, mais detalhes sobre a correlação da traseira no Gráfico 46, com uma correlação coerente até 0,5g de aceleração lateral. Apesar de ocorrer o descolamento das curvas a diferença final é de apenas 3,4%.

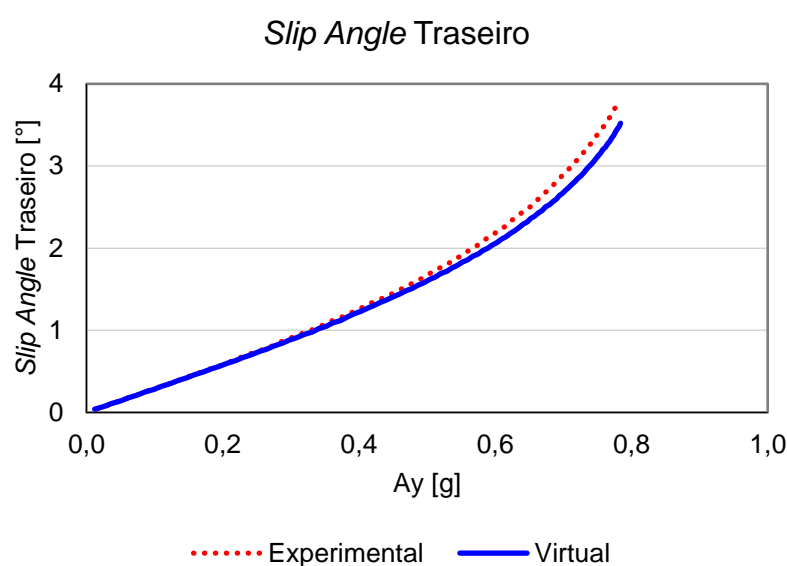


Gráfico 46 - *Slip Angle* Traseiro.

Fonte: Autor.

4.2.5 Resultados de Dinâmica veicular - Ângulo de rolagem da carroceria

O parâmetro de ângulo de rolagem da carroceria, retirado da manobra de transiente, indicando a relação de ganho de rolagem da carroceria por ângulo de volante, avaliado no domínio da frequência, mais detalhes no Gráfico 47.

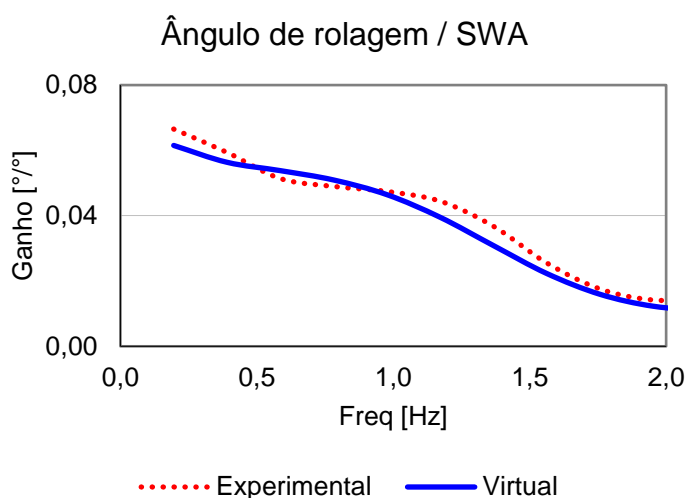


Gráfico 47 - Ângulo de rolagem da carroceria/SWA x Frequência.

Fonte: Autor.

A correlação do ganho de rolagem / ângulo de volante, apresenta uma diferença de aproximadamente 8% no ponto inicial, porém resultados abaixo de 0,5 Hz são suscetíveis a alterações significativas dependendo do processamento dos dados experimentais, desse modo, apesar de uma diferença superior a 5%, entende-se como correlacionado esse parâmetro visto que não houve comentários durante as avaliações subjetivas do modelo.

4.2.6 Resultados de Dinâmica veicular - Velocidade de rolagem da carroceria

O parâmetro de velocidade de rolagem da carroceria, retirado da manobra de transiente, indicando a relação de ganho de velocidade de rolagem da carroceria por ângulo de volante, avaliado no domínio da frequência, mais detalhes no Gráfico 48.

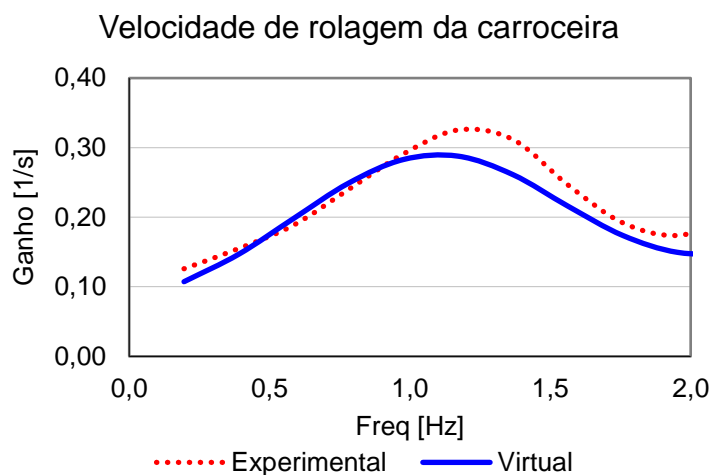


Gráfico 48 - Velocidade de roll x Frequência.

Fonte: Autor.

O pós processamento da manobra de transiente, é realizado considerando a média de três passagens, e devido a agressividade da manobra ocorrem variações das curvas de amortecimento e do próprio pneu que acabam influenciando a resposta. Nesse caso, apesar de apresentar uma diferença de aproximadamente 7,5% no valor máximo, a velocidade de rolagem da carroceria percebida pelo piloto foi coerente com a encontrada no veículo físico. A variação da correlação da velocidade de rolagem em frequência pode significar a alteração nas curvas do amortecedor devido ao aquecimento causado pela severidade da manobra, reduzindo sua atuação, não presente no modelo virtual.

4.2.7 Resultados de Dinâmica veicular - Ganho de aceleração lateral por SWA

O parâmetro de ganho de aceleração lateral por ângulo volante, está ligado diretamente ao subesterço do veículo, mais detalhes sobre a correlação podem ser obtidos no Gráfico 49.

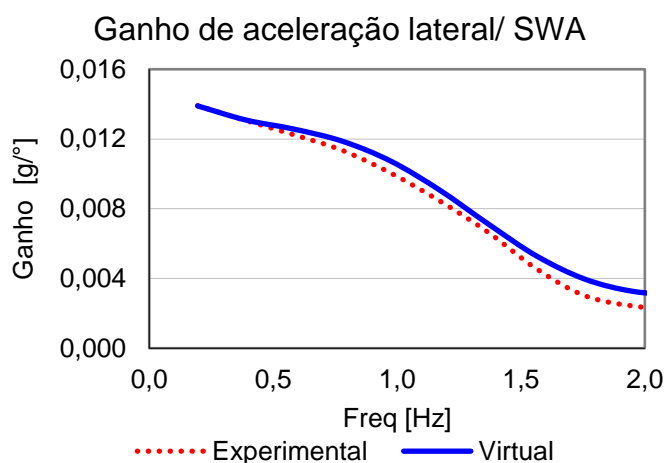


Gráfico 49 - Ganho de aceleração lateral/SWA x Frequência.

Fonte: Autor.

O gráfico acima pode, também, ser interpretado como subesterço apresentou uma correlação com casamento dos picos e vales até a frequência de aproximadamente 2 Hz e no ponto inicial da curva.

4.2.8 Resultados de Dinâmica veicular - Ganho de aceleração lateral por SWA

O parâmetro de *delay* de aceleração lateral/ângulo de volante, indicando o atraso da resposta de aceleração lateral do veículo ao receber o estímulo do ângulo volante, mais detalhes no Gráfico 50.

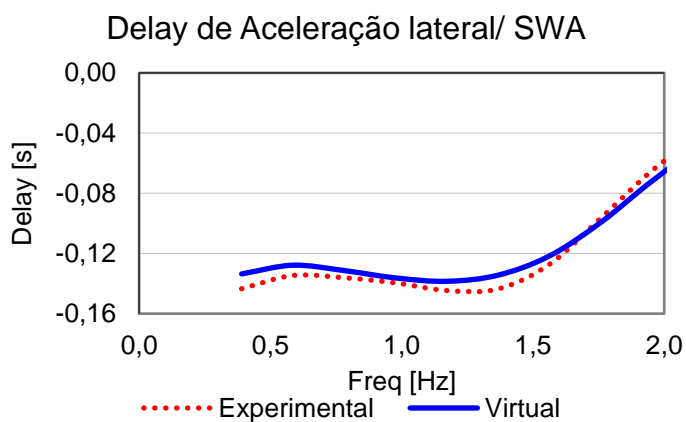


Gráfico 50 - Delay de aceleração lateral/SWA x Frequência.

Fonte: Autor.

4.2.9 Resultados de Dinâmica veicular - Resultados objetivos

A Tabela 6 apresenta os resultados objetivos das manobras de dinâmica veicular.

Tabela 6 - Tabela resumo dos parâmetros objetivos de *Handling*.

	Parâmetro	Unidades	Experimental	Virtual	Delta %
Regime Permanente	Ay max	g	0,781	0,784	0,4
	Kus – 0.4 g	°/g	30,50	32,10	5,2
	Kus – 0.7 g	°/g	47,30	50,10	5,9
	KSSA – 0.4 g	°/g	3,14	3,05	-2,9
	KSSA – 0.7g	°/g	4,14	3,92	-5,3
Regime transiente	Kus	°/g	26,35	27,03	2,6
	KSSA	°/g	3,13	3,03	-3,2
	Ganho de <i>Yawrate</i> / SWA	1/s	0,35	0,35	0,0
	Ângulo de Rolagem a 1Hz	°/g	4,75	4,39	-7,6
	<i>Delay Ay</i> /SWA a 1Hz	s	-0,140	-0,136	-2,9

Fonte: Autor.

A atividade de correlação deve levar em conta, não somente os valores das métricas de avaliação, como também o formato das curvas e o resultado do modelo como um todo, ou seja, para melhorar o comportamento do modelo em manobras do transiente, as vezes é necessário renunciar a uma correlação mais fechada do regime permanente. No modelo em questão, o maior delta na avaliação objetiva é de 7,6% e objetivo foi buscar o equilíbrio entre os regimes permanente e transiente e as manobras de direção. Desvios acima de 5% devem ser analisados criteriosamente e se possível verificar no simulador a percepção do piloto sobre o modelo. No modelo em questão apesar de 7,6% de diferença não foi relatado qualquer problema referente a rolagem do modelo.

4.2.10 Resultados de Dinâmica veicular - Carga no tirante

Nessa seção serão apresentados os resultados comparativos da correlação de carga no tirante, o parâmetro de carga no tirante é a resposta do modelo ao torque auto alinhante realizado pela geometria da suspensão e do pneu, sendo notado pelo piloto durante o uso do simulador. Para correlação foi utilizado a manobra sinusoidal, utilizada na caracterização do comportamento de direção do veículo físico, mais detalhes podem ser observados no Gráfico 51.

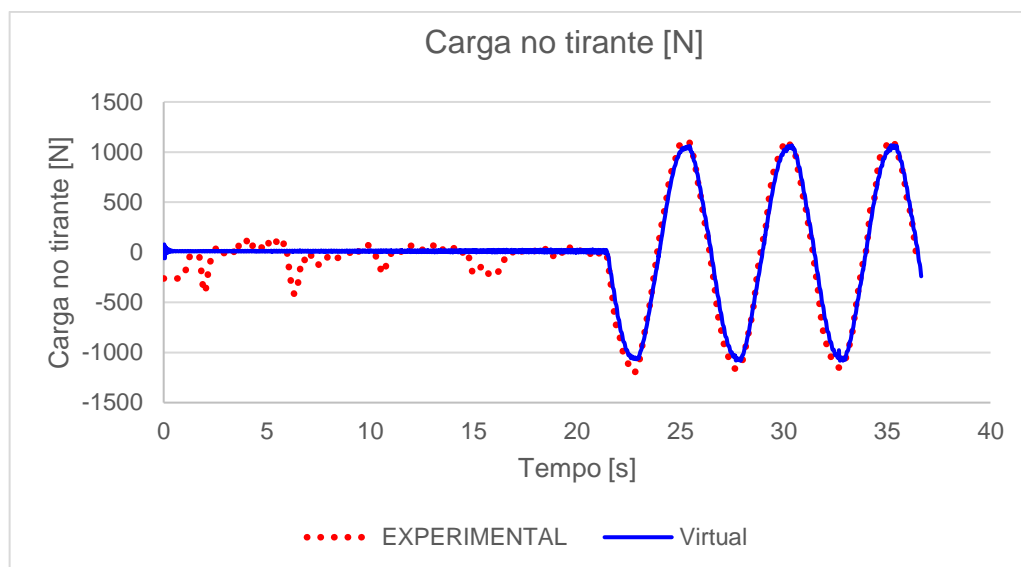


Gráfico 51 - Carga no tirante - Sinusoidal.

Fonte: Autor

4.2.11 Resultados de Dinâmica veicular - SWA x *Yawrate*

O indica a resposta do veículo ao comando do volante, sendo que quanto menos inclinada a curva, mais rápida será sua resposta, mais detalhes sobre a correlação podem ser visualizados no Gráfico 52.

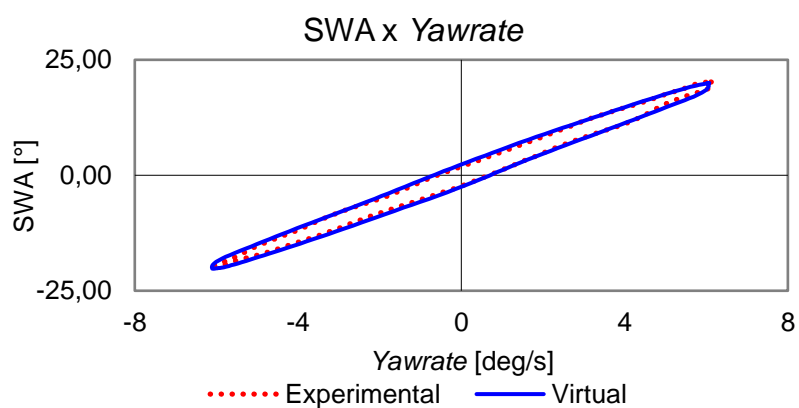


Gráfico 52 - SWA x Yawrate.

Fonte: Autor.

Os resultados apresentados nas seções anteriores desse capítulo apresentam a correlação do modelo, tanto de K&C quanto de *handling*, demonstrando uma correlação satisfatória do modelo.

4.3 Resultados de Dinâmica veicular – Análise de sensibilidade

4.3.1 Análise de sensibilidade – Regime permanente

Os resultados serão apresentados no Gráfico 53 demonstrando a diferença percentual em relação ao veículo de referência, dessa forma se o resultado for 0%, ele é idêntico ao veículo de base. As combinações de C1 a C8 são variações de Tau (C1 e C2), variações de C-Factor (C3 e C4), variações de Ackermann (C5 e C6) e variações de convergência (C7 e C8). Gráfico 53 apresenta o gradiente de subesterço na manobra rampa de esterçamento lento, para aceleração lateral de 0,4g.

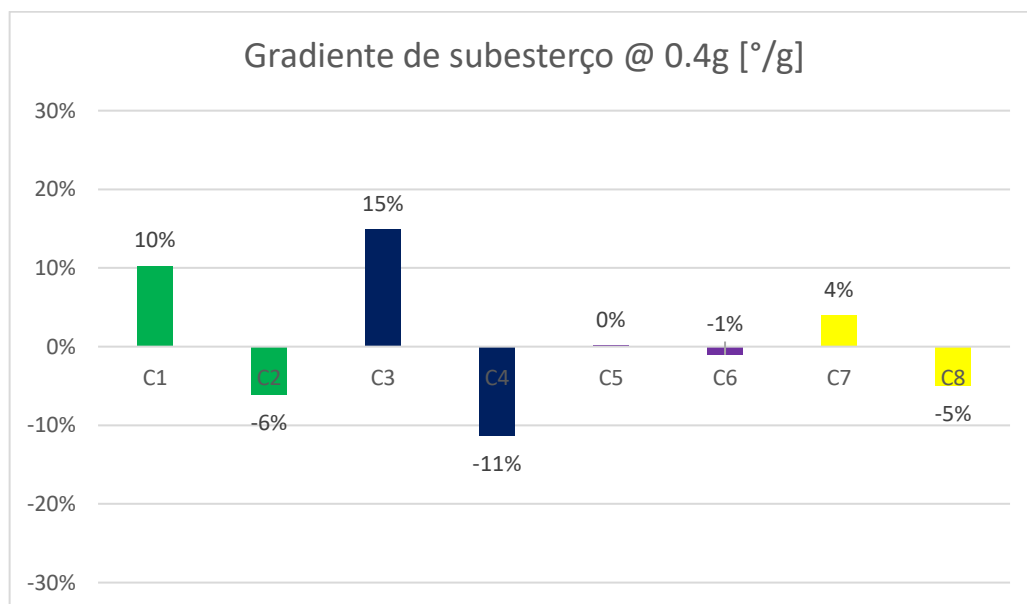


Gráfico 53 - Análise de sensibilidade – Gradiente de subesterço regime permanente.

Fonte: Autor.

O Gráfico 54 apresenta o gradiente de subesterço para a aceleração lateral de 0,7g.

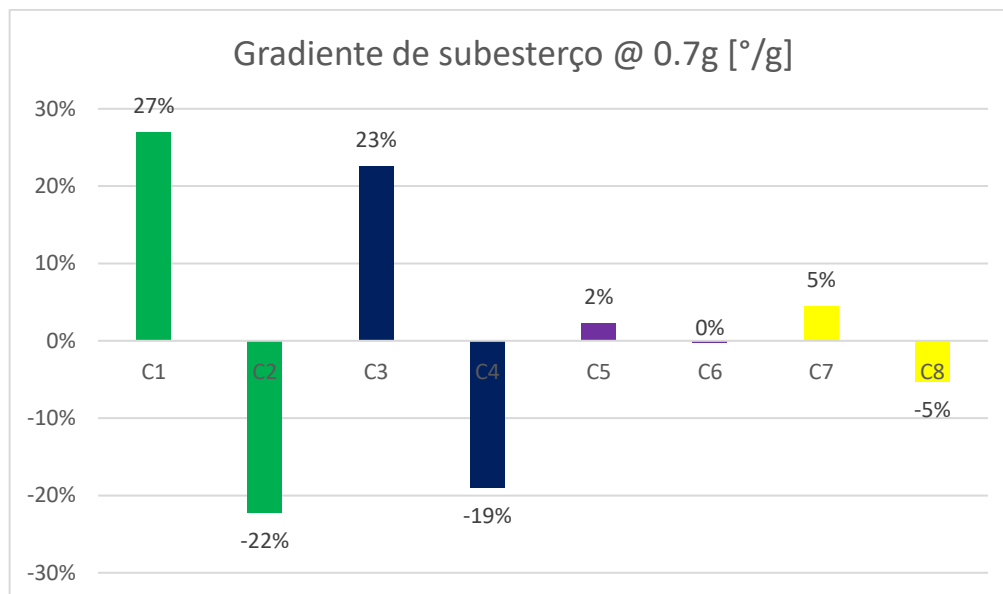


Gráfico 54 - Análise de sensibilidade – Gradiente de subesterço regime permanente 0,7g.

Fonte: Autor.

Como pode ser observado nos Gráfico 53 e Gráfico 54, o parâmetro de Ackermann apresenta baixa influência nos resultados, resultado esperado visto que sua influência dele na dinâmica é inversamente proporcional a velocidade.

Ao avaliar o Gráfico 55, podemos notar a influência dos parâmetros de estudo no torque do volante, isto é, o torque aplicado para o motorista fazer o veículo alterar sua trajetória. Nesse caso os parâmetros que mais apresentam influência são o TAU e o C-Factor, resultado também esperado, pois o Tau altera o braço de alavanca da manga de eixo, aumentando ou reduzindo a força realizada pelo tirante e por consequência o motorista para girar a roda do veículo. O C-Factor, apesar de não alterar o braço de alavanca, altera a redução da caixa, aumentando ou diminuindo também o torque necessário para esterçar o eixo dianteiro.

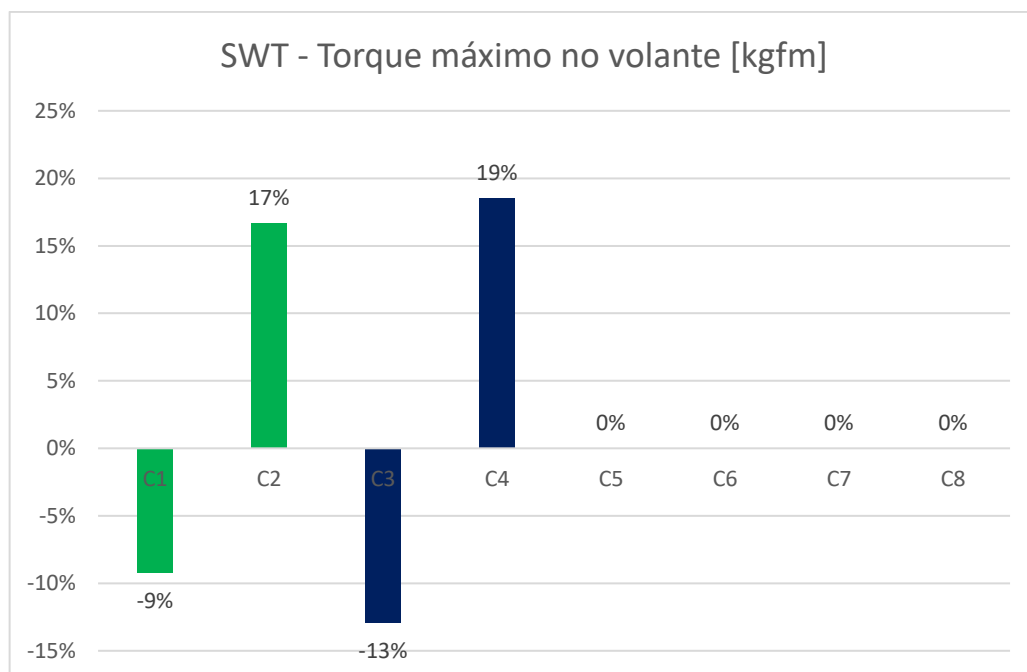


Gráfico 55 - Análise de sensibilidade - Torque máximo no volante

Fonte: Autor

Um ponto importante sobre a avaliação de torque no volante, é possível mascarar os efeitos de um TAU ou C-Factor com o *tuning* da EPS, até mesmo o subesterço pode ser ajustado com o *tuning* da EPS, possibilitando um ajuste refinado do veículo final. É importante salientar também que, apesar do *tuning* da EPS corrigir e mascarar alguns efeitos indesejados, o que mais limita a condição de projeto seria a carga que chega na caixa e por consequência na EPS, uma vez que a curva de assistência não pode exceder o valor máximo disponível pelo motor elétrico.

A Tabela 7 apresenta as variações em porcentagem, sempre em relação ao modelo de base.

Tabela 7 - Resumo da análise de sensibilidade regime permanente.

Parâmetro	[]	BASE	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8
Gradiente de subesterço sec @ 0.4g	%g	-x-	10	-6	15	-11	0	-1	4	-5
Gradiente de subesterço tan @ 0.7g		-x-	27	-22	23	-19	2	0	5	-5
Torque máximo no volante	kgfm	-x-	-9	17	-13	19	0	0	0	0

Fonte: Autor.

Observando a Tabela 7, os valores de subesterço são alterados significativamente apenas pelos parâmetros Tau, C-Factor e Variação de convergência. Já os valores de torque máximo somente pelos parâmetros Tau e C-Factor.

4.3.2 Análise de sensibilidade – Regime transiente

A análise do transiente foi realizado com a manobra *Frequency sweep* de 0.3g a 80 km/h. O Gráfico 56, ilustra o ganho de aceleração lateral dividido pelo ângulo de volante no domínio da frequência, esse parâmetro pode ser interpretado como subesterço, quanto menor o ganho maior o subesterço.

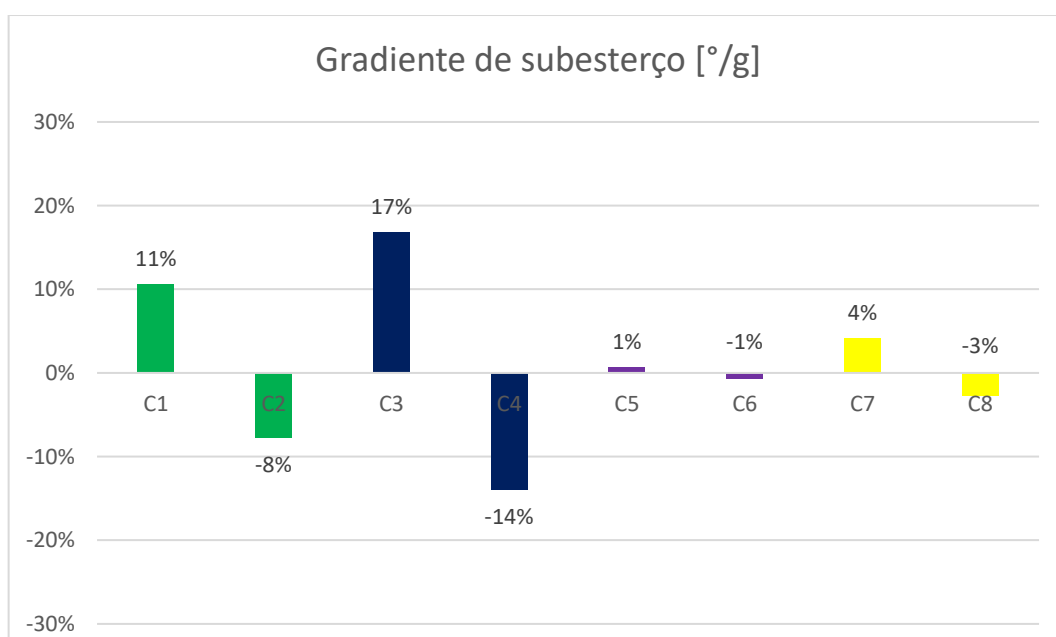


Gráfico 56 - Análise de sensibilidade - Gradiente de subesterço transiente.

Fonte: Autor.

O Gráfico 57 apresenta o ganho inicial de *yawrate* por ângulo de volante, esse parâmetro pode ser entendido como a capacidade do veículo gerar *yaw* por ângulo de volante, esse parâmetro é importante pois indica a capacidade do veículo de rotacionar em torno do eixo Z, podendo ser entendido como a capacidade de inserir em uma curva. Um veículo com menor capacidade de gerar *yaw* passa a sensação de estar subesterçando ou lentidão de resposta, o que não é agradável para a

percepção do piloto. Por outro lado, veículos com maior capacidade de gerar yaw passam a impressão de agressividade e de ser um veículo arisco. O Gráfico 58 apresenta o mesmo parâmetro, porém medido a 1 Hz na manobra de transiente.

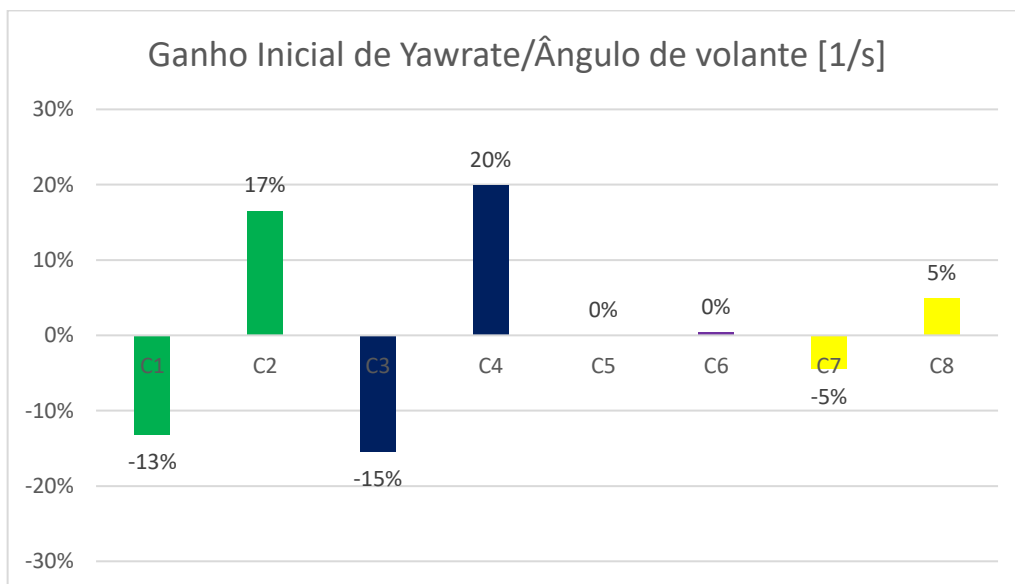


Gráfico 57 - Ganho Inicial de Yawrate/Ângulo de Volante.

Fonte: Autor.

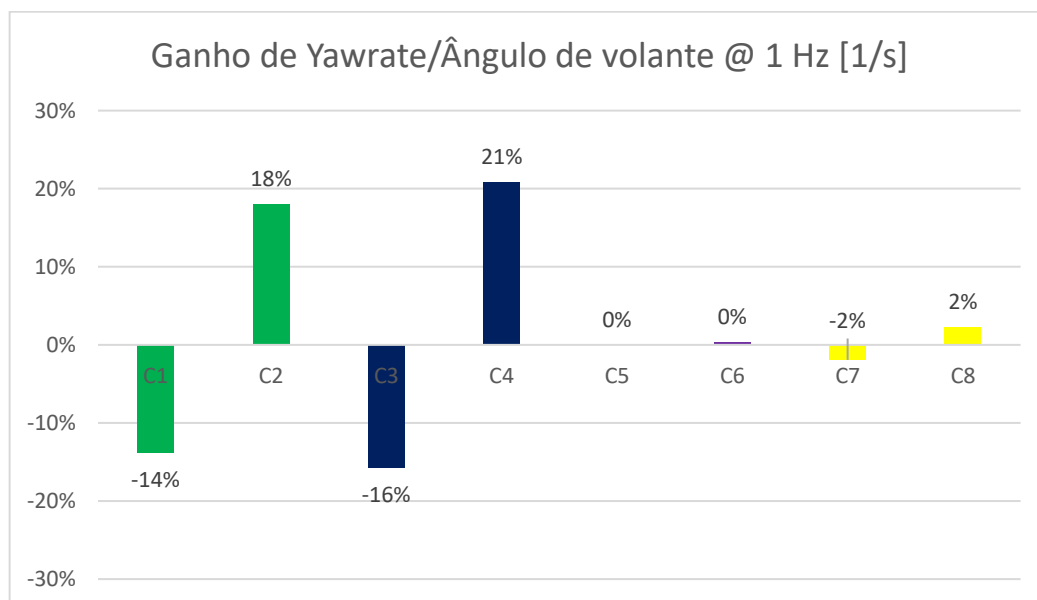


Gráfico 58 - Ganho de Yawrate/Ângulo de volante [1/s].

Fonte: Autor.

A Tabela 8 resume as avaliações dos parâmetros na manobra transiente.

Tabela 8 - Resultado análise de sensibilidade - Transiente.

Parâmetro	[]	BASE	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8
Gradiente de subesterço secante @ 0.4g	%g	-x-	11	-8	17	-14	1	-1	4	-3
Ganho inicial de Yawrate/ Ângulo de volante		-x-	-13	17	-15	20	0	0	-5	5
Ganho de Yawrate/ Ângulo de volante	1/s	-x-	-14	18	-16	21	0	0	-2	2

Fonte: Autor

4.3.3 Modelos - Avaliação subjetiva

Para a avaliação subjetiva foram criados dois modelos utilizando como base o resultado apresentado na seção anterior, utilizando a modificação no *steering ratio*. A análise de sensibilidade demonstrou menor influência dos parâmetros de geometria de Ackermann e variação de convergência nos resultados dos parâmetros avaliados, diversas vezes ficando abaixo de 5% de modificação no resultado, sendo esse valor de referência utilizado como tolerância para a correlação, dessa forma eles não foram considerados para as análises subjetivas. O modelo Base, que representa o veículo correlacionado no início do trabalho, que passou por diversas interações no simulador, buscando aprimorá-lo e aproximá-lo do veículo físico. Tabela 9 apresenta os modelos e seus respectivos parâmetros geométricos, criados para a avaliação subjetiva no simulador.

Tabela 9 - Modelos - Avaliação Subjetiva.

Modelo	TAU	Ackermann	Varição de convergência
Base	-x-	-x-	-x-
T1	+20%	-x-	-x-
T2	-20%	-x-	-x-

Fonte: Autor.

4.4 Resultados avaliação subjetiva

Nessa seção serão apresentados os resultados referentes as avaliações subjetivas realizadas no simulador de dinâmica veicular.

4.4.1 *On Center Feel*

Nessa seção serão apresentados os pontos relativos à avaliação subjetiva realizada no simulador, relativas ao parâmetro de *on center feel*. A Tabela 10 apresenta a avaliação do piloto sobre o parâmetro e seus comentários a seguir.

Tabela 10 - Avaliação subjetiva - *On center feel*.

Veículo	Avaliação	Comentários
Base	0	Centro bem-marcado de uma maneira geral, com resposta bem próxima ao do veículo real.
T1	+	Centro mais amplo, ainda adequado ao veículo, alguma alteração acima desse valor deveria ser refeito o <i>tuning</i> de direção do veículo.
T2	--	Centro muito marcado, pouco adequado ao veículo, sendo já necessário refazer o <i>tuning</i> de direção.

Fonte: Autor.

4.4.2 Continuidade de torque no volante

Nessa seção serão apresentados os pontos relativos à avaliação subjetiva realizada no simulador, relativas ao parâmetro de continuidade de torque no volante. A Tabela 11 apresenta a avaliação do piloto sobre o parâmetro e seus comentários a seguir.

Tabela 11 - Avaliação subjetiva - Continuidade de torque no volante.

Veículo	Avaliação	Comentários
Base	0	Crescimento de carga com boa resposta a partir de 50 km/h, comportamento adequado e próximo ao do veículo real.
T1	+	Crescimento da carga menor e ainda adequado, com respostas boas até 90km/h, apresentando um comportamento não desejado após os 120 km/h.
T2	-	Crescimento da carga muito agressivo, necessário rever o <i>tuning</i> da EPS, visto que a resposta do modelo é inadequada para o veículo.

Fonte: Autor.

4.4.3 Retorno do volante ao centro

Nessa seção serão apresentados os pontos relativos à avaliação subjetiva realizada no simulador, relativas ao parâmetro de retorno do volante ao centro. A Tabela 12 apresenta a avaliação do piloto sobre o parâmetro e seus comentários a seguir.

Tabela 12 - Avaliação subjetiva - Retorno do volante.

Veículo	Avaliação	Comentários
Base	0	Retorno do modelo não apresentando oscilações ao chegar ao centro, comportamento adequado, porém levemente diferente do veículo real.
T1	+	Retorno ocorre de maneira mais lenta, sendo ainda muito bem adequado ao veículo, também não apresentando oscilações;
T2	--	Retorno ocorre de maneira abrupta, sendo necessário corrigir o amortecimento do sistema e um novo <i>tuning</i> do sistema de direção, sendo o comportamento inadequado. Ocorrem diversas oscilações do volante de maneira rápida.

Fonte: Autor.

4.4.4 Outros comentários sobre o comportamento dos modelos

A avaliação do modelo de base ilustrou algumas diferenças acerca do comportamento de direção e de *handling* em relação ao veículo físico, dentre eles podemos elencar uma dificuldade de retorno da direção ao centro com ângulos acima

de 120° e em velocidades maiores, devendo esse ser o ponto com maiores ressalvas a respeito da resposta do modelo no simulador.

A dificuldade de retorno do volante, está diretamente alinhada ao baixo torque auto alinhante observado nessas condições de esterço de volante. As avaliações tentaram se manter abaixo do valor de 120° de volante a fim de evitar interferir nas análises. Até o fechamento desse trabalho, algumas evoluções em modelos de outros veículos, já apresentaram um resultado satisfatório, com retorno coerente até 470 graus de volante, ou seja, o final de curso da caixa de direção, dessa forma, fica como um possível estudo futuro a reavaliação desse modelo com uma nova métrica de criação e conversão de Adams para CRT, visando obter uma resposta mais assertiva.

4.5 Resultados da avaliação objetiva

Nessa seção serão apresentados os resultados obtidos objetivamente. Mais detalhes sobre a avaliação podem ser obtidos no capítulo 3 METODOLOGIA.

4.5.1 *On Center Feel*

Os resultados de *On Center Feel* objetivos são apresentados pela Tabela 13, sendo eles retirados do gráfico SWT x Ay, indicando que quanto maior o ângulo maior a taxa de crescimento de torque necessário para gerar Ay.

Tabela 13 - Resultados objetivos *On Center Feel*.

Modelo	Ângulo no avanço	Ângulo no retorno	Razão no avanço	Razão no retorno	Distância entre o 0 torque
[]	°	°	kgfm/g	kgfm/g	°
Base	51.1	51.0	1,24	1,23	17,2
T1	47.4	46.8	1,09	1,07	23,2
T2	54.9	54.8	1,42	1,42	12,6

Fonte: Autor

O Gráfico 59 apresenta a diferença de resposta dos três modelos, na manobra sinusoidal.

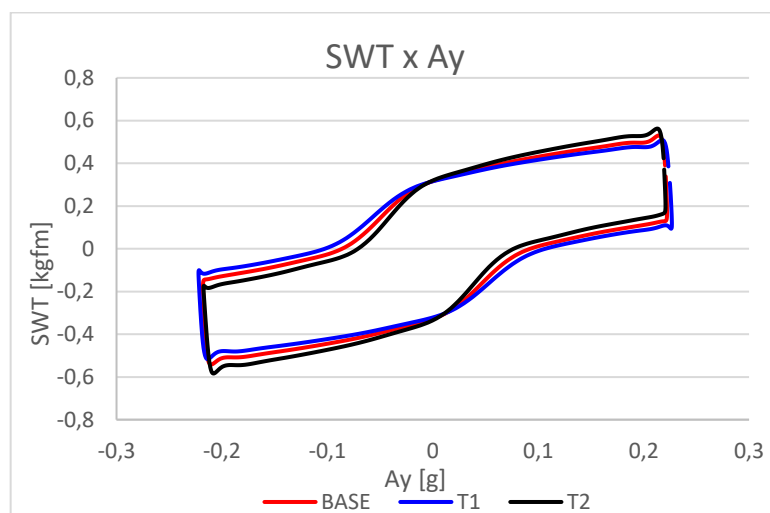


Gráfico 59 - On Center Feel - SWT x Ay.

Fonte: Autor.

Observa-se a diferença entre os modelos T1 e T2, sempre com o base intermediário, uma outra forma de observar o parâmetro seria através do Gráfico 60, SWT x SWA na mesma manobra, observa-se a diferença entre as curvas azul e preta, ao cruzarem o eixo de 0 torque de volante.

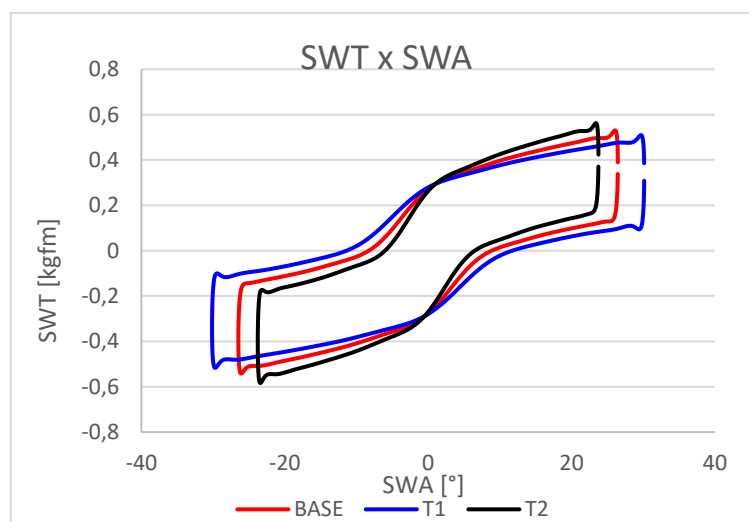


Gráfico 60 - On Center Feel - SWT x SWA.

Fonte: Autor.

Pode-se observar também que as curvas apresentam diferentes ângulos de volante máximos e mínimos, isso deve-se ao input da manobra ser uma determinada aceleração lateral, devendo então, alterar o ângulo de volante para atingi-la

4.5.2 Continuidade de torque no volante

Os resultados do parâmetro de continuidade de torque no volante objetivos são apresentados na Tabela 14.

Tabela 14 - Resultados objetivos Continuidade de SWT.

Modelos	SWT @ 0.2g	SWT @ 0.4g	SWT @ 0.6g	Razão SWT/Ay @ 0.2g	Razão SWT/Ay @ 0.4g	Razão SWT/Ay @ 0.6g
[]	Kgfm	Kgfm	Kgfm	Kgfm/g	Kgfm/g	Kgfm/g
Base	0,54	0,69	0,77	0,83	0,65	0,15
T1	0,50	0,64	0,72	0,70	0,57	0,17
T2	0,60	0,77	0,84	1,00	0,67	0,04

Fonte: Autor.

A Tabela 14, representada pelos Gráfico 61 e Gráfico 62.

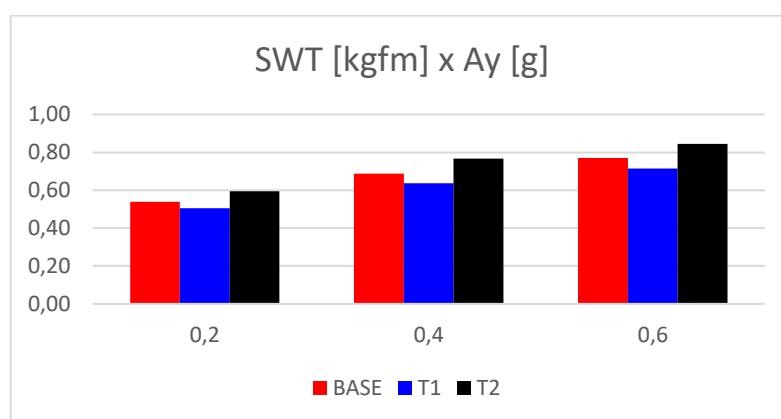


Gráfico 61 - Resultado Continuidade do torque - SWT x Ay.

Fonte: Autor.

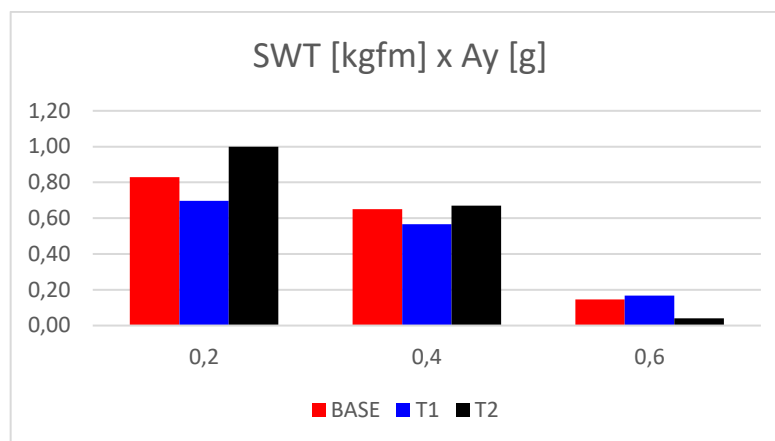


Gráfico 62 - Resultado Continuidade do torque - SWT x Ay - Razão de crescimento.

Fonte: Autor.

O Gráfico 63 apresenta a diferença de resultado entre os modelos, na manobra de rampa de esterçamento lento. A queda do torque no volante após aproximadamente 0.62g é relativo à saturação do pneu, isto é, ele atingiu o limite de realizar força lateral e ele está iniciando o processo de escorregamento, reduzindo o torque auto alinhante.

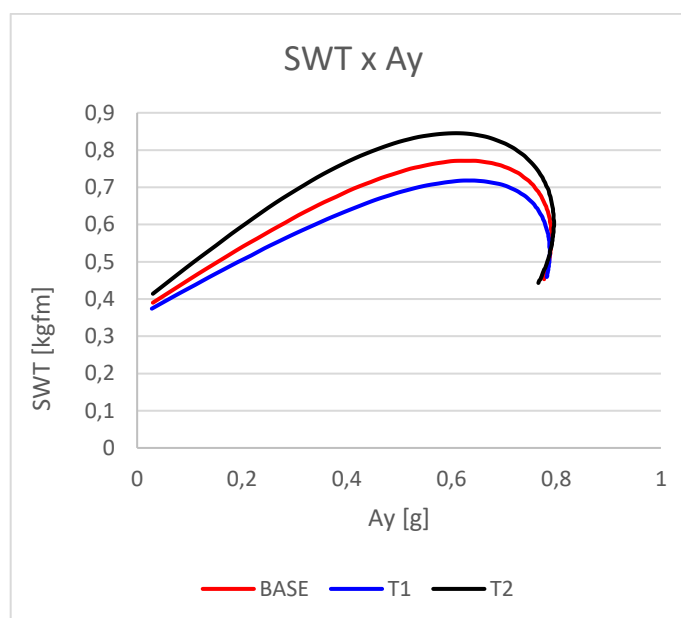


Gráfico 63 - SWT x Ay - Rampa de esterçamento lento.

Fonte: Autor.

O veículo utilizado para o estudo deve conseguir atingir acelerações laterais maiores, próximos a 0,8 ou 0,9g, porém devido a uma limitação de espaço na pista, não foi possível levar o veículo até o limite de aceleração lateral, dessa forma durante os pós processamento dos dados, a aceleração lateral reduzida pode influenciar a interpolação dos dados e por consequência o torque no volante.

4.5.3 Retorno do volante ao centro

Os resultados do parâmetro de retorno do volante ao centro objetivos são apresentados na Tabela 15.

Tabela 15 - Resultados objetivos Retorno de volante.

Modelo	Varição 0,20-> 0,15g Retorno	Varição -0,20 -> - 0,15g Retorno	Ângulo 0,20 -> 0,15g Retorno	Ângulo - 0,20 -> -0,15g Retorno
[]	kgfm/g	kgfm/g	°	°
Base	0,86	0,89	40,9	41,6
T1	0,81	0,81	38,9	39,1
T2	0,92	0,93	42,6	42,8

Fonte: Autor.

A Tabela 15 pode ser visualizada também no Gráfico 64.

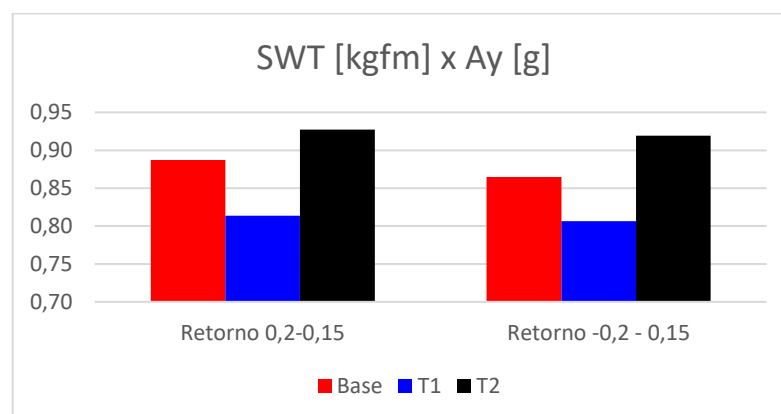


Gráfico 64 - Resultado Retorno de volante - SWT x Ay.

Fonte: Autor.

Observa-se a maior severidade do retorno do modelo T2 em relação ao modelo de base, criando uma expectativa de um veículo mais arisco e rápido no retorno do volante. Já a variante T1 demonstra se um veículo mais calmo, onde o retorno do volante deverá ser realizado sem surpresa e com velocidade mais baixa.

4.6 Comparativo Subjetivo x Objetivo

4.6.1 *On Center Feel*

A Tabela 16 demonstra comparativamente a avaliações objetiva e subjetiva. Fica dessa forma evidenciado que, os modelos utilizados no simulador apresentam uma sensibilidade a variação do parâmetro Tau, suficiente para que as avaliações subjetivas sejam efetivas em detectar a variação dos parâmetros. O parâmetro do *on center feel*, através da manobra de sinusoidal, demonstrou a efetividade da métrica de avaliação tornando possível identificar e vislumbrar um possível resultado da avaliação subjetiva, por exemplo, o modelo T2 apresentou uma distância entre os pontos onde o SWT = 0 no gráfico SWT x Ay, menor, o que foi relatado pelo piloto como centro muito marcado e o contrário também é válido.

Tabela 16 - Comparativo Objetivo x Subjetivo - *On Center Feel*.

Modelo	Distância entre o 0 torque	Avaliação Subjetiva	Nota Subjetiva
[]	°	-x-	
Base	17,2	Centro bem-marcado de uma maneira geral, com resposta bem próxima ao do veículo real.	0
T1	23,2	Centro mais amplo, ainda adequado ao veículo, alguma alteração acima desse valor deveria ser refeito o <i>tuning</i> de direção do veículo.	+
T2	12,6	Centro muito marcado, pouco adequado ao veículo, sendo já necessário refazer o <i>tuning</i> de direção.	--

Fonte: Autor.

4.6.2 Continuidade de torque no volante

A Tabela 17 apresenta comparativamente a avaliações objetiva e subjetiva para o parâmetro de continuidade de torque no volante.

A resposta da avaliação subjetiva, apresenta novamente uma correlação com a proposta de métrica, utilizando como exemplo o modelo T2, o crescimento da carga tem uma razão de 0,1 a 0,2g de aceleração lateral, e isso pode ser observado no gráfico comparativo da manobra de rampa de esterçamento lento, onde esse modelo ressalta sobre os demais com uma distância entre as demais curvas.

Foi noticiado também o problema de um crescimento de carga exacerbado, o que torna necessário uma nova calibração do sistema de direção, já que a atual não consegue corrigir a assistência de maneira correta, tornando a condução do veículo difícil.

Tabela 17 - Comparativo Objetivo x Subjetivo - Continuidade de torque.

Modelo	Razão SWT/Ay @ 0.2g kgfm/g	Razão SWT/Ay @ 0.4g kgfm/g	Razão SWT/Ay @ 0.6g kgfm/g	Avaliação Subjetiva	Nota Subjetiva
[]				-x-	-x-
Base	0,83	0,65	0,15	Crescimento de carga com boa resposta a partir de 50 km/h, comportamento adequado e próximo ao do veículo real.	0
T1	0,70	0,57	0,17	Crescimento da carga menor e ainda adequado, com respostas boas até 90km/h, apresentando um comportamento não desejado após os 120 km/h.	+
T2	1,00	0,67	0,04	Crescimento da carga muito agressivo, necessário rever o <i>tuning</i> da EPS, visto que a resposta do modelo é inadequada para o veículo.	-

Fonte: Autor.

4.6.3 Retorno do volante ao centro

A Tabela 18 demonstra comparativamente a avaliações objetiva e subjetiva para o parâmetro de retorno do volante ao centro.

Tabela 18 - Comparativo Objetivo x Subjetivo - Retorno do volante.

Modelos	Ângulo > 0,15g Retorno	0,20 -	Ângulo 0,20-> -0,15g Retorno	Avaliação Subjetiva	Nota Subjetiva
[]	°		°	-x-	-x-
Base	40,9		41,6	Retorno do modelo não apresentando oscilações ao chegar ao centro, comportamento adequado, porém levemente diferente do veículo real.	0
T1	38,9		39,1	Retorno ocorre de maneira mais lenta, sendo ainda muito bem adequado ao veículo, também não apresentando oscilações;	+
T2	42,6		42,8	Retorno ocorre de maneira abrupta, sendo necessário corrigir o amortecimento do sistema e um novo <i>tuning</i> do sistema de direção, sendo o comportamento inadequado. Ocorrem diversas oscilações do volante de maneira rápida.	--

Fonte: Autor.

A resposta do parâmetro de retorno do sistema de direção demonstrou ser bem sensível a variação da curva, onde apenas 4° modificam a percepção do piloto de um “retorno lento e adequado” para um “retorno abrupto e inadequado”, sendo também necessário rever os parâmetros de assistência e utilizar outras funções do sistema de direção para mitigar a possibilidade de o sistema de direção entrar em pêndulo, isso é, o volante retornar passar pelo zero e começar a crescer a amplitude de ângulo. Essa situação é perigosa e geralmente é mitigada pelo próprio sistema de direção elétrica que ao perceber a situação de alta velocidade do volante e nenhuma carga no mesmo, “freia” o volante e tende a alinhar o veículo novamente. Esse efeito é mais problemático em veículos com direção mecânica onde o único método de reduzir a possibilidade do pêndulo seria o atrito da caixa de direção. Em veículos com direção hidráulica, o fluido presente na caixa faz o trabalho de amortecer a movimentação e

nos veículos com direção elétrica, o módulo de controle percebe a situação e atua para corrigi-la.

Manobras mais agressivas, como um *frequency sweep*, apresentado na seção de manobras, pode também ser mitigado pelo sistema de direção elétrica, que ao perceber a intenção do motorista, pode reduzir a assistência momentaneamente para dificultar a rotação do volante em alta velocidade.

5 CONCLUSÕES E CONSIDERAÇÕES FINAIS

Com base no trabalho de pesquisa e seus resultados apresentados, conclui-se que:

As metodologias utilizadas para as medições físicas criam uma base de dados robusta o suficiente para a criação e correlação dos modelos de múltiplos corpos, e por consequência modelos de *real-time* a serem utilizados no simulador.

A correlação dos modelos de múltiplos corpos, nas análises de suspensão, leia-se KnC e *handling* permitem uma análise assertiva e posterior derivação para o projeto em desenvolvimento. É notório também que as análises de sensibilidade podem direcionar as avaliações subjetivas a serem realizadas no simulador. O desenvolvimento de modelos de múltiplos corpos, não se restringem a análises de dinâmica veicular, mas são também utilizados para a geração de carregamentos em outras áreas da engenharia do produto.

Os modelos construídos para esse estudo, apresentaram resultados de correlação consistentes e a sua avaliação subjetiva no simulador corrobora que os resultados obtidos nesse trabalho sejam robustos e correlacionáveis com os dados subjetivos.

Os parâmetros de avaliação do sistema de direção escolhidos para a avaliação nesse trabalho, são fruto de anos de experiência e desenvolvimento do time de experimentação, que até então não eram avaliados objetivamente em modelos de múltiplos corpos ou mesmo no simulador.

A métrica de avaliação dos parâmetros de *on center feel*, continuidade do torque e retorno do volante, apresentaram correlação com a avaliação subjetiva, o que dará aos próximos desenvolvimentos um novo caminho a seguir, onde sua avaliação deverá integrar a tabela de objetivos criada no início de cada desenvolvimento.

É notório também que a presença do simulador, abriu um mundo de novas possibilidades, onde testes realizados retroalimentam o time de simulações com informações de onde deve-se colocar energia.

Outro ponto evidenciado pelo simulador é, além do modelo, deve-se trabalhar com um algoritmo de *motion cueing* ajustado para o piloto, visto que sua influência pode mascarar e direcionar incorretamente a análise.

Atualmente a elaboração de análises de *handling* é difundida e robusta, sendo utilizada a anos na indústria e com resultados satisfatórios. O sistema de direção é parte integrante desse trabalho, porém até então, com papel coadjuvante, o que será ajustado conforme os novos projetos forem evoluindo e a aplicação dessa métrica seja difundida.

Os novos desenvolvimentos deverão contar com a evolução apresentada nesse trabalho, reduzindo os *loops* realizados no simulador e em veículos físicos. Atualmente a usinagem de uma manga de eixo leva cerca de 1 semana e é realizada a partir de um tarugo de metal, e geralmente são necessários horas de um projetista para realizar o desenho de uma manga de eixo modular, onde o *steering arm*, seja substituído para avaliação do sistema de direção. Com a aplicação desse trabalho estima-se a redução da usinagem de outros módulos de *steering arm*, tornando possível a redução de custo e tempo.

Os próximos passos são buscar evoluir as métricas para outros parâmetros avaliados pelo time de experimentação e criação de um database com os valores de referência dos projetos atuais já avaliados pelo time. Dessa forma comportamentos ligados ao sistema de direção se tornarão cada vez mais previsíveis e ajustáveis virtualmente.

6 PROPOSTAS DE NOVOS TRABALHOS

A partir dos resultados apresentados e discutidos pode-se propor como sugestão para trabalhos futuros:

- Expandir o número de parâmetros avaliados, usando como referência os documentos da experimentação;
- Realizar a criação de um database com valores de veículos, buscando assim criar valores de referência
- Criação de um mapa de assistência da direção elétrica virtualmente, vislumbrando entregar um mapa inicial para o time da experimentação
- Realizar a avaliação com mais pilotos para aumentar o número de detalhes subjetivos.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABDynamics, Disponível em abdynamics.com. Acesso em junho/2021.

ABE, M.; **VEHICLE HANDLING DYNAMICS: Theory and Application**, 1ª Edição, United Kingdom, Elsevier, 2009.

ASH, H.; **Correlation of subjective and objective handling of vehicle behavior**. Tese de Doutorado. Escola de Engenharia Mecânica. Universidade de Leeds, Leeds, 2002.

BERGMAN, W.. **Measurement and subjective evaluation of vehicle handling**. SAE Paper No. 730492, 1973.

BHARANE, P., TANPURE, K., PATIL, A., KERKAL, G. “**Design, analysis and optimization of anti-roll bar**,” Int. Journal of Engineering Research and Applications Vol. 4, Issue 9 (Version 4), pp.137-140, 2014.

CAMUFFO, I., CAVIASSO, G., PASCALI, L., PESCE, M., ALVIANO, E.. “**Simulation Tools and Evaluation Criteria for Steering Wheel Feel Improvement of an Electric Power Steering System**” SAE Technical Paper 2002-01-1593, 2002.

CARNEIRO, Guilherme Costa - **Desenvolvimento de metodologia para otimização dinâmica e estrutural de suspensão veicular traseira do tipo eixo de torção** - 2019. 226P. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte.

COSTA, Carlos André Lobo Cordeiro – **Modelo virtual de direção assistida eletricamente para aplicação em simulador veicular dinâmico** - 2019. 103p Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Belo Horizonte.

CRF. **Handling & Ride**. Centro Ricerche FIAT, 2007

CROLLA, D., CHEN, D., WHITEHEAD, J., ALSTEAD, C., “**Vehicle Handling Assessment Using a Combined Subjective-Objective Approach**,” SAE Technical Paper 980226, 1998.

DATA, S. FRIGERIO, F., “**Objective evaluation of handling quality**,” Proc Instn Mech Engrs Vol 216 Part D: J Automobile Engineering, 2002 <https://doi.org/10.1243/0954407021529129>

DIXON, J. C. “**Tires, Suspension and Handling, Second Edition**,” 1996

EURO NCAP PROTOCOL. Disponível em: <https://cdn.euroncap.com/media/67897/euro-ncap-assessment-protocol-sa-collision-avoidance-v100.pdf>. Acesso em Jun/22.

FERNANDES, Marcelo A.. **Estudo em sistemas de direção veicular**. 2005. 99P. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo.

FREITAS, LUIS M. **Estudo de dinâmica vertical de uma suspensão veicular tipo MacPherson**. 2005. 122p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Escola de Engenharia São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos.

GENTA, G. Morello, L. **“The automotive chassis Vol. 1”**. Springer, 2009, 627p.

GILLESPIE, T., **“Fundamentals of Vehicle Dynamics,”** Warrendale (PA): SAE International. 1992.

HARRER, M., **Characterization of Steering Feel**, 2007. Doctor of Philosophy – Department of Mechanical Engineering - University of Bath, Bath.

HOCKEMHEINRING, “History.” Disponível em:
<https://www.hockenheimring.de/en/info/hockenheimring/history/>

HONG, Chul-Kee, DONG-SEOK, Kim. **“Enhancement of offset crash performance in a short carrier front suspension vehicle.”** SAE Technical Paper 2001-01-3100, 2001.

ISO 4138. Road Vehicles—**Steady State Circular Test Procedure**

ISO 7401. Road Vehicles—Lateral Transient Response Test Method

JAZAR, Reza N. **“Vehicle Dynamics Theory and Application.”** Springer, 2008, 1022p.

KEMENY, A., PANERAI, F.. **“Evaluating perception in driving simulation experiments.”** Trends in Cognitive Sciences, Volume 7, Issue 1, Pages 31-37, 2003.
[https://doi.org/10.1016/S1364-6613\(02\)00011-6](https://doi.org/10.1016/S1364-6613(02)00011-6).

KLAVA, Behno – **“Desenvolvimento das etapas de análise e otimização estrutural de uma manga de eixo.”** – 2003. 105p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis.

KOCHHAR, Nand K.; KELKAR, Subhash G. **“The role of CAE in product development at Ford Motor Company.”** Computational Fluid and Solid Mechanics, p. 15-18, 2003.

KWON, J.; PARK, K. **“Development of the Hardware-in-the Loop Simulator for Evaluating Performance of EPS System.”** SAE Technical Paper 2011-28-0139, 2011, <https://doi.org/10.4271/2011-28-0139>.

LEAL, Vinicius - **Estudo cinemático de suspensões veiculares do tipo eixo de torção**. 2007. 170p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Belo Horizonte.

LORENZO-YUSTOS, H; LAFONT, P; LANTADA, A.D.; NAVIDAD, A.F.; SANZ, J.L.M; MUNOZ-GUIJOSA, J.M.; MUÑOZ-GARCIA, J.; OTERO, J.E.; **“Towards Complete Product Development Teaching Employing Combined CAD-CAM-CAE Technologies,”** Department of Mechanical Engineering, Universidad Politecnica de Madrid, Madrid 28003, Spain.

Manual de operação do DiM 150 – Vi-Grade.

MILLIKEN, W. MILLIKEN, D. **"Race car vehicle dynamics."** SAE, 1995, 1911p.

MIYAZAKI, H. **"Future views on EPS system Technological development"** JTEKT Engineering Journal, English Edition No. 1009E, 2012.

MOUSSEAU, C. W., LAURSEN, T. A., LIDBERG, M., & Taylor, R. L. **"Vehicle dynamics simulations with coupled multibody and finite element models,"** 31(4), 295–315, 1999.

MUSEO STORICO ALFA ROMEO, Balocco. Disponível em:
<https://www.museoalfaromeo.com/it-it/news/Pages/Backstage%202021/Balocco.aspx>

MTS Flat-Trac. Disponível em: <https://www.mts.com/en/products/automotive/tire-test-systems/flat-trac-tire-system>. Acesso em Jun/22.

NACIF, Gláucio Cardoso Laun - **Análise de sistemas de direção para veículos leves e o impacto das melhorias na eficiência.** 2014. 98p. Dissertação (mestrado) – Universidade Federal de São João del Rei. Departamento de Ciências Térmicas e dos Fluidos e Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais. Departamento de Engenharia Mecânica.

NAVES, Elyton Elias Prado - **Análise da dinâmica veicular e motion cueing para um simulador veicular dinâmico de 9 GDL.** Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Belo Horizonte. Belo Horizonte, 2018. 141 f.: il.

QAZANI, M. R. C., ASADI H., ROSTAMI M., MOHAMED, S., LIM, C. e NAVAHANDI S. **"Adaptive Motion Cueing Algorithm Based on Fuzzy Logic Using Online Dexterity and Direction Monitoring,"** in IEEE Systems Journal, doi: 10.1109/JSYST.2021.3059285.

REIMPELL, Jörn; STOLL, Helmut; BETZLER, Jürgen. **The Automotive Chassis: Engineering Principles.** 2. ed. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 2001.

SAE J3016_202104 - **Taxonomy and Definitions for Terms Related to Driving Automation Systems for On-Road Motor Vehicles.**
https://www.sae.org/standards/content/j3016_202104/

SILVA, R. **"Projeto de controladores para um sistema de direção elétrica utilizando a metodologia de projeto baseado em modelos"**. Dissertação de mestrado, UnB – Universidade de Brasília, Faculdade de tecnologia, 2017.

STELLANTIS PRESS, Disponível em Stellantispress.com.br. Acesso em março/2021.

STONE, R., BALL, J. **"Automotive Engineering Fundamentals.."** Warrendale: Society of Automotive Engineers, 2004.

VI-GRADE, *VI-CarRealTime Documentation* 20.1. Disponível em vi-grade.com.

WEBER, J. **"Automotive Development Processes."** Springer, 2009, 311p.

WEIR, D.H., DIMARCO, R.J., **"Correlation and Evaluation Of Driver/Vehicle Directional Handling Data"**, SAE paper 780010, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, 1978.

ZF, Disponível em zf.com. Acesso em junho/2021.