

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

COMPORTAMENTO ESTRUTURAL DE UM CHASSI DE SEMIRREBOQUE
SUBMETIDO A MANOBRAS RELACIONADAS ÀS DINÂMICAS LATERAL E
VERTICAL

por

Joel Boaretto

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, Dezembro de 2012.

COMPORTAMENTO ESTRUTURAL DE UM CHASSI DE SEMIRREBOQUE
SUBMETIDO A MANOBRAS RELACIONADAS ÀS DINÂMICAS LATERAL E
VERTICAL

por

Joel Boaretto
Licenciado em Matemática

Dissertação submetida ao Corpo Docente do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PROMEC, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos

Orientador: Prof. Dr. Walter Jesus Paucar Casas

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Alberto Tamagna
UFRGS/PROMEC

Prof. Dr. Sérgio Delijaicov
FEI/DEM

Prof. Dr. Rodmar Cardinali
Blauecke

Prof. Dr. Francis Henrique Ramos França
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 20 de Dezembro de 2012.

À minha esposa Danielle A. Boaretto

AGRADECIMENTOS

A Deus, pela capacitação.

Ao meu orientador Prof. Walter Jesus Paucar Casas pelos ensinamentos e horas de dedicação na orientação do trabalho.

Ao amigo Sérgio de Oliveira Corrêa, sem o qual não seria possível o início e término deste mestrado.

À VirtualCAE pelo auxílio, transferência de conhecimento e dedicação para obtenção de resultados adequados. Obrigado aos senhores Leandro Garbin, Valmir Fleischmann e Vinícius de Almeida Lima.

Ao PROMEC/UFRGS, pelo ensino de qualidade, dedicação dos docentes, pela infraestrutura e organização disponibilizadas para o desenvolvimento deste trabalho.

À minha esposa, pela paciência e compreensão.

Aos meus pais, José Agostinho Boaretto e Rosane Beatriz Martins Boaretto pelas constantes orações.

À minha irmã, Joelim Boaretto pelo apoio.

Ao amigo Edson Farias pela amizade, companheirismo e colaboração.

À Librelato S.A. pela disponibilização de tempo e equipamentos necessários para realização deste trabalho.

A todos que, direta ou indiretamente, contribuíram para a elaboração dessa dissertação.

RESUMO

A elaboração de projetos de chassi para semirreboques exige a compilação de fatores primordiais à sua aceitação, como atender a requisitos normativos, adequar-se a legislações de trânsito vigentes, conciliar anseios de transportadores e responder adequadamente às excitações das estradas por onde estes irão trafegar. A junção destes requisitos de entrada, geralmente, resulta em limitações estruturais ao semirreboque, neste trabalho destaca-se o fator da restrição geométrica oriunda do sistema de acoplamento da unidade tracionada com a unidade tratora. Esta condição de contorno gera uma região crítica na longarina do semirreboque, suscetível a falhas, que passam por deformações plásticas a trincas transversais que inutilizam o equipamento. O objetivo deste trabalho é estudar o comportamento estrutural do chassi de um semirreboque carregado, segundo legislação vigente, submetido a manobras direcionais relacionadas às dinâmicas lateral e vertical, a fim de avaliar os níveis de tensão atuante frente aos carregamentos impostos. Para isso desenvolve-se uma metodologia de avaliação baseada em acelerações e tensões em pontos específicos do chassi. A sistemática compreende uma análise dinâmica virtual, uma análise estrutural via método dos elementos finitos e uma instrumentação experimental do semirreboque, a fim de calibrar os modelos virtuais. Obtiveram-se resultados de aceleração e deslocamentos para os três tipos de manobra, *double lane change*, para velocidades de 50, 60 e 70 km/h, *costela de vaca*, para velocidades 10, 20 e 30 km/h e o *slalom* para velocidades de 30 e 40 km/h. Os resultados demonstram que, para um carregamento adequado, todas as manobras imprimem níveis de exigência compatíveis com a estrutura proposta.

Palavras-Chave: Semirreboque; Elementos finitos; Manobras direcionais; Legislação.

ABSTRACT

The project evaluation for a cargo road equipment chassis requires the compilation of key factors to its acceptance as meet regulatory requirements, as adapt to existing traffic laws, reconciling aspirations of carriers and respond adequately the roads excitations of the through where they will travel. The combination of these entry requisites usually results in structural limitations on the semi-trailer, thus this work highlights the geometric restriction which arises from the coupling between the tractor and pulled units. This boundary condition creates a critical region in the road equipment stringer, susceptible to failures, which goes though plastic deformation and transverse cracks that may disenable the equipment. This study aims to investigate the chassis's structural behavior of a loaded semi-trailer, following the current legislation, submitted to directional maneuvers related the lateral and vertical dynamic in order to evaluate the stress levels acting due to the imposed loads. Therefore, an evaluation methodology based on accelerations and stresses on specific points on the chassis has been developed. The systematic comprises a virtual dynamic analysis, a structural analysis by finite element method and an experimental instrumentation of the semi-trailer in order to calibrate the virtual models. Results were obtained for displacement and acceleration for three kind's maneuvers, double lane change to speeds of 50, 60 and 70 km/h, cow ribs to speeds 10, 20 and 30 km/h and for slalom speeds of 30 and 40 km/h. The Results shows for a proper loading, all maneuvers show stringency levels consistent with the proposed structure.

Keywords: Semi-trailer; Finite elements; Direction maneuvers; Legislation.

ÍNDICE

LISTA DE FIGURAS.....	x
LISTA DE TABELAS.....	xiv
LISTA DE SÍMBOLOS.....	xv
1 INTRODUÇÃO.....	1
1.1 Generalidades.....	1
1.2 Legislação brasileira de cargas.....	4
1.3 Definição do problema.....	8
1.4 Objetivos do trabalho.....	9
1.5 Metodologia e organização do trabalho.....	9
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	12
2.1 Generalidades.....	12
2.2 Revisão bibliográfica.....	12
2.3 Dinâmica veicular.....	15
2.3.1 A dinâmica lateral.....	17
2.3.2 A dinâmica vertical.....	22
2.3.3 Resposta dinâmica do veículo.....	27
2.4 Dinâmica para veículos combinados.....	29
2.5 Análise dinâmica da estrutura.....	30
2.6 Equação do movimento para um sistema com vários graus de liberdade.....	32
2.7 Solução das equações de equilíbrio em análises dinâmicas pelo método dos elementos finitos.....	32
3 PROJETO E MODELAGEM DE SEMIRREBOQUE GRANELEIRO.....	35
3.1 Generalidades.....	35
3.2 O programa TruckSim.....	35
3.3 O semirreboque graneleiro.....	37
3.3.1 O chassi do semirreboque.....	41
3.3.2 A caixa de carga.....	45

3.3.3	O sistema de acoplamento.....	47
3.3.4	A suspensão mecânica.....	50
3.3.5	Centro de rolagem – <i>Roll Center</i>	54
3.3.6	A NBR 1726:2003.....	58
3.3.7	Determinação da geometria da longarina.....	60
4	MATERIAIS E MÉTODOS.....	62
4.1	Generalidades.....	62
4.2	A pista de testes.....	62
4.3	Determinação das velocidades e número de repetições.....	63
4.3.1	Mudança dupla de faixa - <i>Double Lane Change</i> – DLC.....	66
4.3.2	<i>Slalom</i>	70
4.3.3	Costela de vaca.....	72
4.4	Aquisição de dados.....	76
4.4.1	Extensometria.....	77
4.4.2	Acelerometria.....	78
4.4.3	Materiais utilizados na instrumentação.....	80
4.5	Calibração do modelo do TruckSim através das acelerações.....	80
5	ANÁLISE DINÂMICA ESTRUTURAL.....	88
5.1	Generalidades.....	88
5.2	Preparação do modelo do chassi.....	88
5.3	Modelo numérico do chassi.....	91
5.4	Modelagem da suspensão.....	92
5.5	Aplicação dos carregamentos e apoios.....	94
6	ANÁLISE DE RESULTADOS.....	97
6.1	Generalidades.....	97
6.2	Avaliação das acelerações.....	97
6.2.1	Costela de vaca.....	97
6.2.2	<i>Slalom</i>	99
6.2.3	DLC.....	101
6.3	Avaliação modal.....	103
6.4	Avaliação das tensões.....	107

7	CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES.....	111
7.1	Conclusões.....	111
7.2	Trabalhos futuros.....	112
8	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	114
	APÊNDICE A – Inputs e resultados adicionais da simulação e aquisição de dados.....	122
A.1	Parâmetros do pneu utilizado no TruckSim.....	122
A.2	Acelerações e deformações da instrumentação.....	123
A.3	Imagens da carga de grãos, do ensaio de <i>slalom</i> e da montagem da pista de DLC	125

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 Composição da Matriz dos Modais de Transporte no Brasil em 2010.....	2
Figura 1.2 Extensão da malha rodoviária brasileira total.....	2
Figura 1.3 Avaliação qualitativa do pavimento da malha rodoviária brasileira 2012.....	3
Figura 1.4 Arranjo de eixos isolados segundo Resolução 12 de 1998.....	6
Figura 1.5 Arranjo de eixos em tandem segundo Resolução 12 de 1998.....	6
Figura 1.6 CVC's que compunham o anexo I da Resolução 68 de 1998.....	7
Figura 2.1 Sistema de coordenadas para veículo conforme ISO 4130:1978.....	16
Figura 2.2 Faixas de variação do SRT por tipo de veículo.....	18
Figura 2.3 Modelo multicorpo com as forças e dimensões relevantes para dinâmica lateral...	19
Figura 2.4 Subproblemas da dinâmica vertical.....	22
Figura 2.5 Modelo multicorpo para dinâmica vertical.....	23
Figura 2.6 Modelo multicorpo com forças e dimensões para dinâmica vertical lado esquerdo	23
Figura 2.7 Modelo multicorpo com forças e dimensões para dinâmica vertical lado direito...	24
Figura 2.8 Modelo quarto-de-carro.....	28
Figura 2.9 Modos de instabilidade para veículos articulados.....	30
Figura 2.10 Tipos de cargas dinâmicas.....	31
Figura 3.1 Tela de pré-processamento do TruckSim.....	36
Figura 3.2 Esquema de funcionamento do TruckSim.....	37
Figura 3.3 Emplacamentos de semirreboques – Janeiro a Outubro - 2011 e 2012.....	38
Figura 3.4 Semirreboque graneleiro de comprimento 12.400 mm.....	39
Figura 3.5 Vista lateral da CVC utilizada no trabalho.....	40
Figura 3.6 Chassi do semirreboque graneleiro.....	41
Figura 3.7 Longarina com travessa passante.....	42
Figura 3.8 Detalhe do fechamento lateral do chassi.....	42
Figura 3.9 Ligação travessas internas chassi.....	43
Figura 3.10 Determinação da rigidez torcional do chassi pelo MEF.....	44
Figura 3.11 Determinação da rigidez torcional no TruckSim.....	44
Figura 3.12 Afastamento lateral entre as tampas e o fueiro, na caixa de carga.....	45
Figura 3.13 Caixa de carga do semirreboque graneleiro.....	46
Figura 3.14 Aplicação de carga no programa TruckSim.....	47

Figura 3.15 Quinta roda de 2 polegadas	48
Figura 3.16 Sistema de acoplamento semirreboque	49
Figura 3.17 Especificação da quinta-roda no TruckSim	50
Figura 3.18 Suspensão mecânica formada por 03 eixos em tandem	51
Figura 3.19 Ensaio de flexão em molas semi-elípticas. a) Rigidez nominal, b) Histerese	52
Figura 3.20 Parâmetros da suspensão no TruckSim	53
Figura 3.21 Determinação geométrica do <i>roll center</i>	54
Figura 3.22 Figura esquemática para obtenção do ângulo de rolagem	55
Figura 3.23 <i>Roll center</i> da suspensão mecânica do semirreboque	56
Figura 3.24 .Determinação virtual de afastamento lateral do eixo	57
Figura 3.25 Dados de afastamento lateral e ângulo de rolagem referente ao <i>roll center</i>	57
Figura 3.26 Altura de acoplamento do cavalo trator	58
Figura 3.27 Raio de giro do semirreboque	59
Figura 3.28 Raio de recobrimento	59
Figura 3.29 Geometria lateral da longarina	61
Figura 4.1 Pista do Autódromo Internacional Velopark	63
Figura 4.2 Gráfico de carga dos pneus durante manobra de DLC	64
Figura 4.3 Animação da manobra de DLC	64
Figura 4.4 Treinamento para o condutor	65
Figura 4.5 Esboço da manobra de DLC	66
Figura 4.6 Trajetória para mudança simples de faixa - <i>Single Lane Change</i>	67
Figura 4.7 Tela do programa TruckSim para execução de manobras	68
Figura 4.8 Delimitação do contorno da manobra DLC	69
Figura 4.9 Determinação da linha de trajetória para o DLC	69
Figura 4.10 Pista para realização do DLC	70
Figura 4.11 Dimensões para realização do teste de <i>slalom</i>	71
Figura 4.12 Determinação da linha trajetória para o <i>slalom</i>	71
Figura 4.13 Execução do <i>slalom</i> a 40 km/h	72
Figura 4.14 Dimensional do obstáculo transversal para o teste costela de vaca	73
Figura 4.15 Gráfico 3D da representação dos obstáculos referente à costela de vaca	74
Figura 4.16 Montagem dos obstáculos transversais para o ensaio de costela de vaca	75
Figura 4.17 Disposição dos pneus passando pelos obstáculos	75
Figura 4.18 Sistema de coordenadas para instrumentação	76
Figura 4.19 Roseta de três pontas - 45°	77

Figura 4.20 Posicionamento do extensômetro no semirreboque.....	78
Figura 4.21 Base de fixação para acelerômetro.....	79
Figura 4.22 Posicionamento dos acelerômetros no chassi.....	79
Figura 4.23 Posicionamento dos acelerômetros no eixo.....	80
Figura 4.24 Aceleração vertical do chassi na manobra de costela de vaca a 10 km/h.....	81
Figura 4.25 Aceleração vertical do eixo na manobra de costela de vaca a 10 km/h.....	82
Figura 4.26 Aceleração lateral do chassi na manobra <i>slalom</i> a 30 km/h.....	83
Figura 4.27 Aceleração lateral do chassi na manobra <i>slalom</i> a 30 km/h, com filtro.....	83
Figura 4.28 Aceleração lateral do chassi na manobra DLC a 50 km/h.....	84
Figura 4.29 Aceleração lateral do chassi na manobra DLC a 50 km/h, com filtro.....	84
Figura 4.30 Aceleração lateral do chassi na manobra DLC a 60 km/h.....	85
Figura 4.31 Aceleração lateral do chassi na manobra DLC a 60 km/h, com filtro.....	85
Figura 4.32 Aceleração lateral do chassi na manobra DLC a 70 km/h.....	86
Figura 4.33 Aceleração lateral do chassi na manobra DLC a 70 km/h, com filtro.....	86
Figura 5.1 Geometria da quinta roda na chapa de sacrifício do semirreboque.....	89
Figura 5.2 Chassi nativo do CAD, com espessura e sem tratamento de superfície.....	90
Figura 5.3 Chassi em modo de casca com tratamento de superfície.....	90
Figura 5.4 Elemento de casca <i>Shell</i> 181.....	91
Figura 5.5 Malha dos elementos finitos no chassi do semirreboque.....	92
Figura 5.6 Modelo da suspensão para MEF.....	93
Figura 5.7 Representação da carga líquida pelo prisma retangular calibrado.....	94
Figura 5.8 Entrada do sinal da costela de vaca na suspensão do semirreboque.....	95
Figura 5.9 Aplicação da carga nas rodas do lado esquerdo do semirreboque.....	95
Figura 5.10 Aplicação da carga nas rodas do lado direito do semirreboque.....	96
Figura 5.11 Região de apoio do acoplamento entre quinta-roda e chapa de sacrifício.....	96
Figura 6.1 Aceleração vertical no domínio do tempo - 10 km/h.....	98
Figura 6.2 Aceleração vertical no domínio da frequência - 10 km/h.....	98
Figura 6.3 Aceleração vertical no domínio do tempo - 20 km/h.....	98
Figura 6.4 Aceleração vertical no domínio da frequência - 20 km/h.....	98
Figura 6.5 Aceleração vertical no domínio do tempo - 30 km/h.....	99
Figura 6.6 Aceleração vertical no domínio da frequência - 30 km/h.....	99
Figura 6.7 Aceleração lateral no domínio do tempo - 30 km/h.....	100
Figura 6.8 Aceleração lateral no domínio da frequência - 30 km/h.....	100
Figura 6.9 Aceleração lateral no domínio do tempo - 40 km/h.....	100

Figura 6.10 Aceleração lateral no domínio da frequência - 40 km/h	100
Figura 6.11 Teste de <i>slalom</i> a 40 km/h com levantamento do eixo traseiro do semirreboque	101
Figura 6.12 Aceleração lateral no domínio do tempo - 50 km/h	102
Figura 6.13 Aceleração lateral no domínio da frequência - 50 km/h	102
Figura 6.14 Aceleração lateral no domínio do tempo - 60 km/h	102
Figura 6.15 Aceleração lateral no domínio da frequência - 60 km/h	102
Figura 6.16 Aceleração lateral no domínio do tempo - 70 km/h	103
Figura 6.17 Aceleração lateral no domínio da frequência - 70 km/h	103
Figura 6.18 Modos flexíveis de corpo livre do chassi	104
Figura 6.19 Primeiro modo flexível de vibração do chassi do semirreboque a 1,5 Hz	105
Figura 6.20 Primeiro modo flexível de vibração do chassi do semirreboque a 2,99 Hz	106
Figura 6.21 Primeiro modo flexível de vibração do chassi do semirreboque a 4,47 Hz	106
Figura 6.22 Dados experimentais versus análise modal com semirreboque carregado	107
Figura 6.23 Metodologia para avaliação da tensão atuante	108
Figura 6.24 Dados experimentais de tensão para o teste de costela de vaca a 10 km/h	108
Figura 6.25 Dados experimentais de tensão para o teste de costela de vaca a 20 km/h	108
Figura 6.26 Dados experimentais de tensão para o teste de costela de vaca a 30 km/h	109
Figura 6.27 Tensão na região crítica do chassi por avaliação estática	109
Figura 6.28 Tensão na região crítica do chassi por avaliação transiente	110
Figura A.1 Parâmetros do pneu utilizados no TruckSim para o semirreboque e para o cavalo trator	122

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 Quadro explicativo de solicitações e respostas dinâmicas	17
Tabela 3.1 Tabela de informações sobre unidades da CVC	40
Tabela 4.1 Velocidades estimadas e repetições das manobras	65
Tabela 4.2 Velocidades experimentais e repetições das manobras	65
Tabela 4.3 Quadro de estágios da manobra DLC	67
Tabela 6.1 Modos de vibrar e frequências da estrutura	104
Tabela 6.2 Comparativo de tensões pelo método do somatório virtual e experimental	110

LISTA DE SÍMBOLOS

Lista de símbolos

$[M]$	Matriz de massa da estrutura	
$[\ddot{U}]$	Matriz de acelerações modais	
$[C]$	Matriz de amortecimento da estrutura	
$[\dot{U}]$	Matriz de velocidades nodais	
$[K]$	Matriz de rigidez da estrutura	
$[U]$	Matriz de deslocamentos nodais	
$\{F(t)\}$	Matriz de forças nodais variáveis com o tempo	
$\{U_0(t)\}$	Vetor de amplitude de oscilação	
C_s	Coefficiente de amortecimento da suspensão	[N·s/m]
C_n	Somatório das curvas de rigidez para os pneus do eixo n	[N/rad]
F_b	Força atuante na massa suspensa	[N]
F_{engage}	Força lateral no engate	[N]
F_n^{ext}	Força externa aplicada	[N]
F_n^{int}	Força interna aplicada	[N]
F_w	Força atuante na massa não suspensa	[N]
F_y	Força lateral	[N]
F_{yn}	Força lateral no eixo n	[N]
F_{yo}	Reação da força lateral na roda externa	[N]
F_{yi}	Reação da força lateral na roda interna	[N]
F_z	Força vertical	[N]
F_{zo}	Reação da força vertical na roda externa	[N]
F_{zi}	Reação da força vertical na roda interna	[N]
f_d	Frequência natural amortecida da massa M	[Hz]
f_n	Frequência natural não amortecida da massa M	[Hz]
h_{CG}	Altura do CG	[m]

h_r	Altura do <i>roll center</i>	[m]
I_1	Momento de inércia de guinada do cavalo trator	[kg·m ²]
I_2	Momento de inércia de guinada do semirreboque carregado	[kg·m ²]
K_s	Rigidez da mola principal da suspensão	[N/m]
K_t	Rigidez do pneu	[N/m]
l_1	Distância do CG do cavalo trator ao eixo direcional	[m]
l_2	Distância do CG do cavalo trator ao eixo 2	[m]
l_3	Distância do CG do cavalo trator ao eixo 3	[m]
l_4	Distância do CG do semirreboque ao eixo 4	[m]
l_5	Distância do CG do semirreboque ao eixo 5	[m]
l_6	Distância do CG do semirreboque ao eixo 6	[m]
l_7	Distância do CG do cavalo trator ao engate	[m]
l_8	Distância do CG do semirreboque ao engate	[m]
M	Massa da carroceria completa	[kg]
m	Massa não suspensa	[kg]
m_1	Massa do cavalo trator	[kg]
m_2	Massa do semirreboque	[kg]
n	Ordem da matriz de rigidez	
RR	Rigidez equivalente da suspensão	[N/m]
s	Abertura das molas	[m]
t	Tempo	[s]
t	Bitola do eixo	[m]
t_o	Tempo constante	[s]
x	Eixo longitudinal sistema de coordenadas veicular	
\dot{x}_1	Velocidade frontal do cavalo trator	[m/s]
\dot{x}_2	Velocidade frontal do semirreboque	[m/s]
y	Eixo lateral sistema de coordenadas veicular	
\dot{y}_1	Velocidade lateral do cavalo trator	[m/s]
\ddot{y}_1	Aceleração lateral do cavalo trator	[m/s ²]
\dot{y}_2	Velocidade frontal do cavalo semirreboque	[m/s]
\ddot{y}_2	Aceleração lateral do semirreboque	[m/s ²]

z	Eixo vertical sistema de coordenadas veicular	
Z	Deslocamento da massa suspensa	[m]
Z_r	Deslocamento do solo ou da pista	[m]
Z_u	Deslocamento da massa não suspensa	[m]

Símbolos gregos

α_{yn}	Ângulo de deslizamento dos pneus no eixo n	[rad]
$\dot{\alpha}_{y1}$	Derivada primeira do ângulo de deslizamento do pneu dianteiro	[rad/s]
$\ddot{\alpha}_{y1}$	Derivada segunda do ângulo de deslizamento do pneu dianteiro	[rad/s ²]
Δ	Ângulo de articulação entre o cavalo trator e o semirreboque	[rad]
Δt	Variação do tempo	[s]
δ	Ângulo de direção dos pneus dianteiros	[rad]
ε	Deformação	[m]
ζ_s	Relação de amortecimento	
ω	Frequência de vibração	[Hz]
ω_n	Frequência natural do percurso dos pneus do eixo dianteiro	[rad/m]
λ	Autovalores	
ξ	Taxa de amortecimento dos pneus no eixo dianteiro	
σ	Tensão	[MPa]
ϕ	Autovetores	
$\dot{\phi}_1$	Taxa de guinada do cavalo trator	[rad/s]
$\dot{\phi}_2$	Taxa de guinada do semirreboque	[rad/s]
$\ddot{\phi}_1$	Aceleração de guinada do cavalo trator	[rad/s ²]
$\ddot{\phi}_2$	Aceleração de guinada do semirreboque	[rad/s ²]
φ	Ângulo de rolagem do semirreboque	[rad]
Ω	Matriz diagonal	

Abreviações

AET	Autorização Especial de Trânsito
ANFIR	Associação Nacional dos Fabricantes de Implementos Rodoviários
CG	Centro de Gravidade
CNT	Confederação Nacional do Transporte
CONTRAN	Conselho Nacional de Trânsito
CTB	Código de Trânsito Brasileiro
CVC	Combinação de Veículo de Carga
DENATRAN	Departamento Nacional de Trânsito
DIN	Deutsches Institut für Normung
FRF	Função Resposta em Frequência
GDL	grau(s) de liberdade
ISO	Internacional Organization for Standardization
MEF	Método dos Elementos Finitos
NBR	Norma Brasileira
PBT	Peso Bruto Total
PBTC	Peso Bruto Total Combinado
SAE	Society of Automotive Engineers
SRT	Limite Estático de Tombamento Lateral (<i>static rollover threshold</i>)

1 INTRODUÇÃO

1.1 Generalidades

O desenvolvimento econômico de uma nação está intimamente ligado ao transporte. Assim, é natural verificar que as regiões mais desenvolvidas possuem, também, os maiores indicadores relacionados à movimentação de carga. O transporte pelo modal rodoviário é o principal sistema logístico no Brasil e conta com uma rede de 1,7 milhão de quilômetros de estradas e rodovias por onde passam 96,2% da locomoção de passageiros e 61,8% da movimentação de cargas no território nacional [CNT, 2010].

Os primeiros investimentos na infraestrutura rodoviária deram-se na década de 1920, no governo de Washington Luís, que empunhou como lema de sua campanha eleitoral a frase “Governar é abrir estradas”. Conforme relatado por Pereira et al., 2008, o modelo de investimento no modal foi adotado e disseminado nos governos de Getúlio Dorneles Vargas e Eurico Gaspar Dutra.

Na esteira da evolução do modal rodoviário no país, o presidente Juscelino Kubitschek, que concebeu e construiu a capital Brasília, seguiu o modelo das gestões anteriores, pois fora um incentivador de rodovias. Kubitschek foi responsável pela instalação de grandes fabricantes de automóveis no país, como a Volkswagen, Ford e General Motors, e um dos pontos utilizados para atraí-los era, evidentemente, o apoio à construção de rodovias [Campos, 2007].

Para Lima Neto, 2001, dois fatores foram definitivos para o desenvolvimento do modal rodoviário no país. Além da instalação da indústria automobilística, a construção de Brasília, no período de 1956 a 1960, foi fundamental, haja vista a necessidade da integração com outras regiões do país. A ampliação das rodovias foi rápida e, segundo Rodrigues, 2004, este fato se deve ao baixo custo de implantação por quilômetro e ao menor prazo de execução.

Atualmente, segundo dados da CNT, 2010, o modal rodoviário prevalece com 61,1% do total frente aos demais modais, seguido do modal ferroviário com 20,7%, o modal aquaviário respondendo por 13,6%, o modal dutoviário em seguida com 4,2% e, por fim, o aéreo com 0,4%, conforme mostra a Figura 1.1.

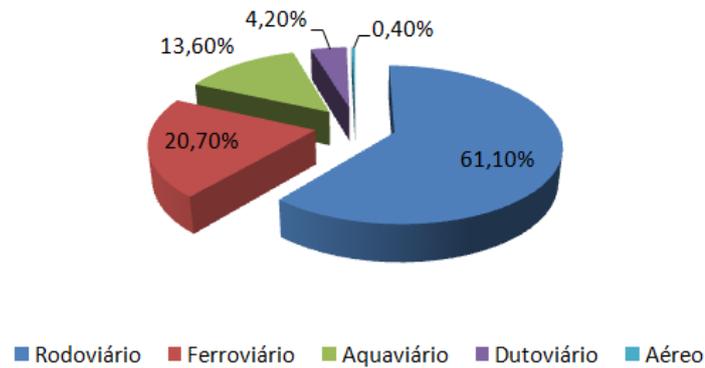


Figura 1.1 Composição da Matriz dos Modais de Transporte no Brasil em 2010

Fonte: CNT, 2010

Muitos são os argumentos partidários à *política rodoviária* adotada pelo país. Segundo Rodrigues, 2003 “o transporte rodoviário é um dos mais simples e eficientes dentro dos seus pares, sua única exigência é existir rodovias”.

Keedi, 2003, ressalta que o transporte rodoviário não se atém, em hipótese alguma, a trajetos fixos, tendo a capacidade de transitar por qualquer lugar, apresentando uma flexibilidade ímpar, proporcionando assim uma vantagem competitiva perante os outros modais.

Apesar da importância do modal na economia brasileira, a maior parte das rodovias não é asfaltada. Apenas 11,9%, cerca de 201.834 km, são pavimentadas, conforme pesquisa divulgada em 24 de outubro de 2012, pela CNT. As distribuições destas parcelas de rodovias pertencentes aos órgãos federais, estaduais e municipais são mostradas na Figura 1.2.

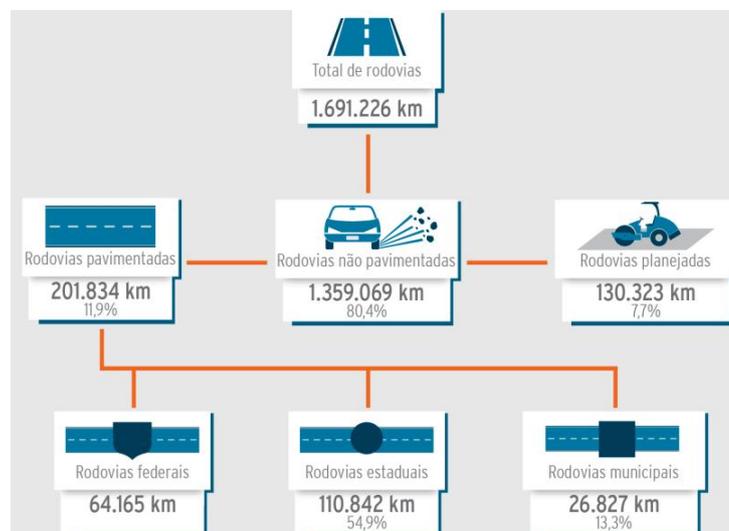


Figura 1.2 Extensão da malha rodoviária brasileira total

Fonte: CNT, 2012

A situação mostra-se preocupante, uma vez que estamos falando do principal modal do país. Porém, há outra estatística que deve ser levada em consideração nesta análise, a proporção do pavimento em boas condições para tráfego. A manutenção do pavimento é condição *sine qua non* para se manter, ou elevar os níveis desejáveis de desempenho da rodovia. Assim, defeitos no pavimento como buracos, afundamentos e ondulações, podem comprometer a segurança do usuário, aumentar o tempo e custo de viagem e causar danos aos equipamentos que por ele trafegam.

Uma avaliação qualitativa, realizada pela CNT (2012), mostra que 45,9% das rodovias asfaltadas estão com níveis baixos de aceitação, sendo assim considerados como Regular, 33,4%, Ruim (8,6%) ou Péssimo (3,9%), como mostra a Figura 1.3.

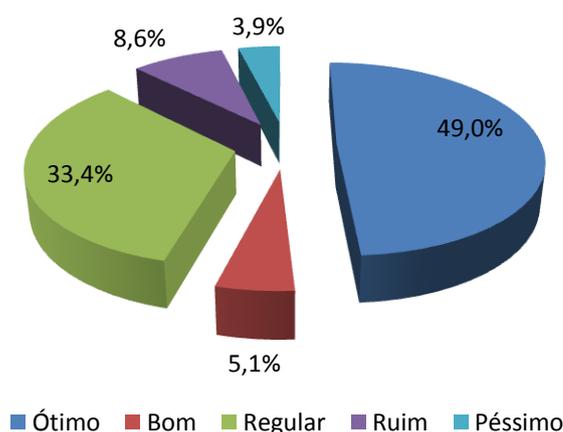


Figura 1.3 Avaliação qualitativa do pavimento da malha rodoviária brasileira 2012

Fonte: CNT, 2012

Parte destes danos ao pavimento tem origem no próprio transporte. Com a alegação do baixo valor do frete e dos altos custos de manutenção do veículo, incluindo pedágios, o transportador opta por combinações que lhe permitam transportar mais, aproveitando-se das combinações de eixos e Combinações de Veículos de Carga (CVC's) previstas na legislação vigente.

Não bastando este acréscimo, a falta de fiscalização associada à impunidade de alguns transportadores, fomentou a prática do transporte com cargas superiores aos limites legais, conhecida como excesso de carga.

Segundo Albano, 1998, o aumento de 20% na carga por eixo pode reduzir a vida útil do pavimento em até 80%. Porém, estes danos não são exclusivos ao pavimento, o excesso de carga afeta, consideravelmente, a integridade estrutural do chassi do semirreboque, uma vez que a carga excedente não faz parte das considerações iniciais do projeto.

Há uma tolerância prevista no artigo quinto da Resolução 258:2007 do CONTRAN, permitindo um acréscimo de 5% sobre os limites de pesos regulares previstos na Resolução 210:2006, também do CONTRAN, com o objetivo único de suprir a incerteza de medição do equipamento. O acréscimo de carga devido à tolerância é adotado como entrada de projeto para a análise estrutural do semirreboque, todavia o excesso de carga a ser comentado posteriormente neste trabalho refere-se a valores excedentes ao limite legal acrescido da tolerância.

1.2 Legislação brasileira de cargas

A legislação de trânsito brasileira é vasta e rica em leis, decretos, Resoluções, portarias e deliberações que, publicadas no decorrer de 102 anos, permitem compreender o dinamismo do tema e sua necessidade de revisão e atualização constantes. Isso porque, com o passar do tempo, os costumes, as pessoas e as sociedades mudam, gerando novas necessidades e demandas, as quais precisam ser atendidas.

O primeiro registro de organização legal para o trânsito no Brasil aconteceu em 27 de outubro de 1910, a partir da publicação do Decreto nº 8.324, decreto este que aprovou o regulamento para o serviço subvencionado de transporte por automóveis. Em 11 de janeiro de 1922 é publicado o Decreto Legislativo nº 4.460 que fez referência à construção de estradas, proibiu a circulação dos carros de boi e, no artigo quinto outorga ao poder executivo, a elaboração de um limite superior para cargas com base no modelo de veículo. [DENATRAN, 2010]

Durante a gestão do presidente Washington Luiz, em 05 de janeiro de 1927, criou-se o Decreto Legislativo nº 5.141, o qual estabeleceu o fundo especial para construção e conservação de estradas de rodagem federais. Neste decreto, ainda, fala-se pela primeira vez em autocaminhões. O Decreto nº 18.323, de 24 de junho de 1928, aprovou o regulamento para circulação internacional de automóveis em território brasileiro, tratava também a questão da sinalização, segurança no trânsito e o policiamento das estradas de rodagem.

Um grande avanço na história da legislação brasileira de trânsito se deu em 28 de janeiro de 1941, pelo Decreto Lei nº 2.994, que instituiu o primeiro Código Nacional de Trânsito. O texto original teve curta duração. Em 25 de setembro de 1941, o Decreto nº 3.651 revoga a primeira redação e, em sua nova publicação, dá origem ao Conselho Nacional de Trânsito (CONTRAN), subordinado ao ministério da justiça.

Após 25 anos desta publicação, movido pela urbanização e crescimento da frota de veículos, fruto da industrialização e expansão econômica da época, houve a necessidade de revisão da legislação e em 21 de setembro de 1966 foi aprovada a nova versão do Código de Trânsito Nacional, composto por 131 artigos sob a lei nº 5.108. Esta versão perdurou por 31 anos até a aprovação do atual CTB, Lei 9.503 de 23 de setembro de 1997, a qual só entrou em vigor em 22 de janeiro de 1998.

Esta nova estruturação transferia ao CONTRAN, no artigo 12, a responsabilidade de estabelecer normas regulamentares sob a tutela de câmaras temáticas, dando maior agilidade e assertividade nas decisões voltadas ao tema. Em 06 de fevereiro de 1998 é publicada a Resolução 12 do CONTRAN que estabelecia, de forma concisa, os limites legais de pesos e medidas para o transporte rodoviário, esta denominada lei da balança.

Segundo a Resolução 12, os limites dimensionais máximos das CVC's ficaram assim estabelecidos:

- a) Altura- 4.400 mm;
- b) Largura- 2.600 mm;
- c) Comprimento.
 - Veículos não articulados- 14.000 mm
 - Veículos articulados- 18.150 mm
 - Veículos com reboque- 19.800 mm

Referente às cargas, a legislação adotou como válida a transferência de carga ao solo pelo arranjo de eixos e pneus que compunham a CVC. Um detalhe da Resolução chamava a atenção pelo relacionamento com a construção de rodovias e obras de arte (pontes e viadutos), conforme o artigo segundo, o Peso Bruto Total (PBT), por unidade ou combinação de veículo, não poderia ser superior a 45 toneladas, mesmo que o somatório dos valores correspondentes aos arranjos dos eixos excedesse este valor.

Todo PBT superior a 45 toneladas deveria ser tratado como especial e necessitava de análise de tráfego por um engenheiro responsável, o qual emitia uma Autorização Especial de Trânsito (AET) com a avaliação de percurso e a administração da rodovia, sempre com o cuidado de direcionar o usuário para rotas que premiassem rodovias sem obras de arte.

As principais combinações de eixos, na formação de CVC's ficaram estabelecidas conforme Figura 1.4, para eixos individuais e, Figura 1.5 para eixos em tandem.

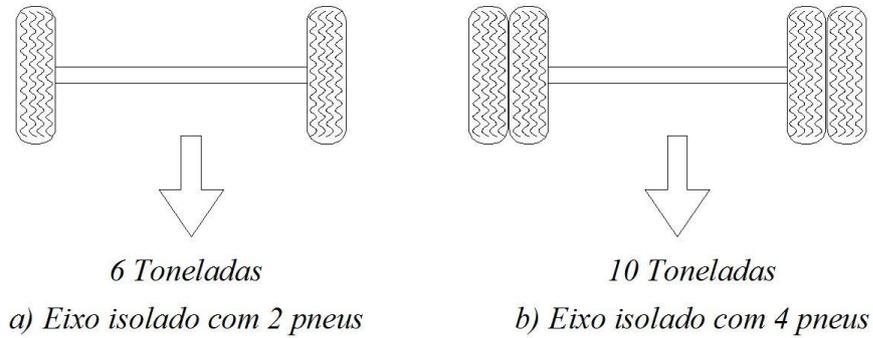


Figura 1.4 Arranjo de eixos isolados segundo Resolução 12 de 1998

Fonte: Autor

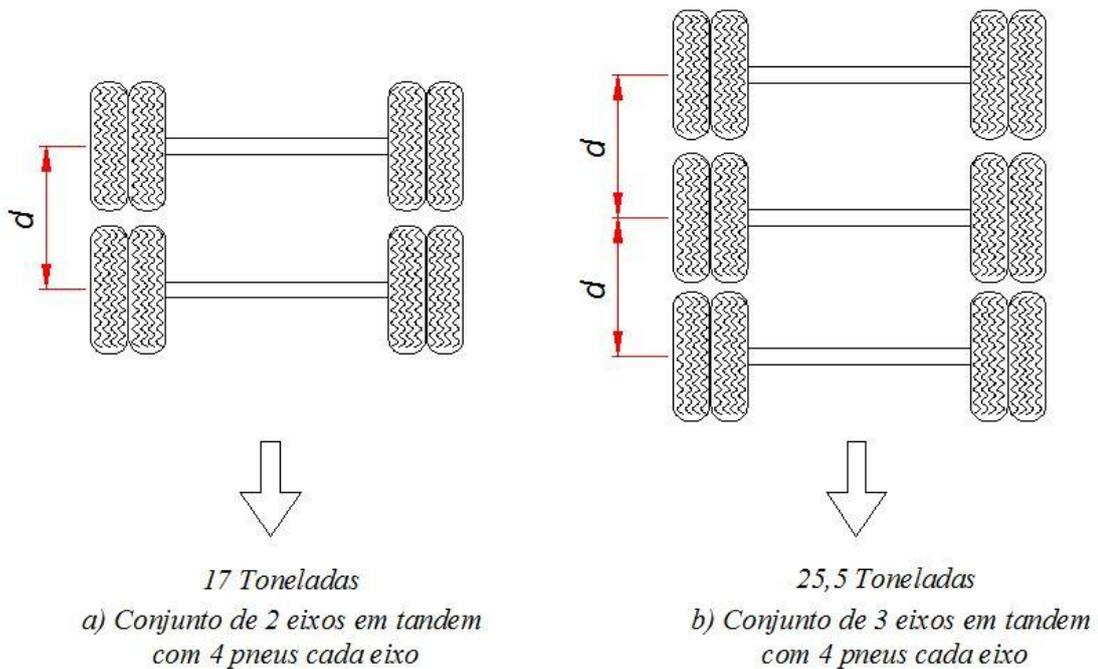


Figura 1.5 Arranjo de eixos em tandem segundo Resolução 12 de 1998

Fonte: Autor

Para serem considerados em tandem, os arranjos mostrados na Figura 1.5 devem possuir a distância entre os dois planos verticais, que contenham os centros das rodas, superior a 1.200 mm e inferior ou igual a 2.400 mm, representados pela letra *d*.

Em 25 de setembro de 1998 é publicada a Resolução 68 que trataria, especificamente, de produtos com valores excedentes, tanto em comprimentos quanto em Peso Bruto Total Combinado (PBTC). Os implementos previstos nesta Resolução, obrigatoriamente, necessitariam de AET para o tráfego.

Para facilitar o entendimento das CVC's com mais de duas unidades e evitar erros de interpretação, o CONTRAN agregou um anexo à Resolução com desenhos ilustrativos. Estes desenhos são mostrados na Figura 1.6, sendo que, no artigo sexto há um esclarecimento quanto à criação de novas combinações, dizendo que elas só seriam aceitas após comprovação com testes práticos, de manobrabilidade, distribuição de carga, estabilidade e capacidade de frenagem. Tratava-se de sete combinações com PBTC máximo de 74 toneladas e comprimento máximo de 30 metros, mostrados na Figura 1.6 e classificados como:

- a) Romeo e Julieta;
- b) Bi-trem;
- c) Treminhão;
- d) Tri-trem;
- e) Rodo-trem.

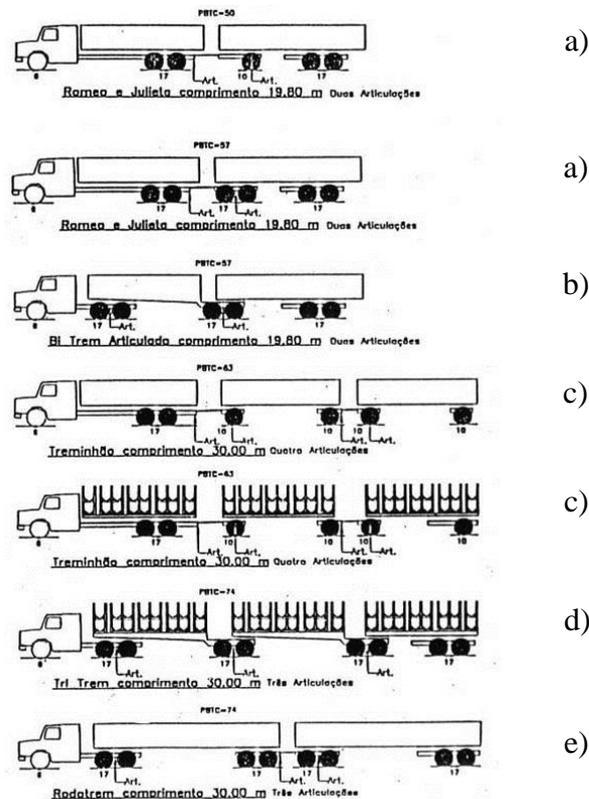


Figura 1.6 CVC's que compunham o anexo I da Resolução 68 de 1998

Quase seis anos depois da publicação da Resolução 68, em 15 de setembro de 2004, é publicada a Resolução 164 que isentou as CVC's do tipo Bitrem da utilização de AET's. Em 22 de novembro de 2006, o CONTRAN publica as Resoluções 210 e 211, as quais substituem a 12 e a 68, respectivamente. A fim de complementar estas Resoluções, o DENATRAN publicou a Portaria 86, em 20/12/2006. Tal ato mudou a forma de representar as combinações possíveis, sendo que, para acréscimo de CVC's, não era mais necessária à alteração de uma Resolução, mas sim, de uma Portaria.

A partir de 2006, as Resoluções 210 e 211 e a portaria 86 do CONTRAN passaram a valer como a nova lei da balança e juntas começaram a reger pesos, medidas e CVC's. A Resolução 210 liberou o somatório das cargas por eixo, revogando o limite superior de 45 toneladas e permitindo um PBTC de 53 toneladas após a publicação da Portaria 86. Por fim, em primeiro em abril de 2009, é publicada a portaria 63 trazendo as novas combinações homologadas para trânsito em território nacional. Bastante diferente do anexo I da Resolução 68 de 1998, a portaria 63 de 2009 conta com 44 opções de CVC's para arranjo de comprimento, disposição de eixos e combinações de unidades.

1.3 Definição do problema

O semirreboque graneleiro possui particularidades tanto no seu modo construtivo quanto pela interação entre o chassi e a caixa de carga. Além da deformação plástica que inutiliza o equipamento pela perda da integridade estrutural, a deformação elástica também pode ser responsável pela inutilização do implemento, uma vez que as tampas laterais, mostradas na Figura 3.13, acompanham os deslocamentos da estrutura do chassi, podendo causar o contato destas com os suportes metálicos laterais (fueiros), o que danifica a estrutura metálica da tampa impedindo sua abertura.

Para que os deslocamentos não atinjam níveis críticos, faz-se necessário ter um controle e tratamento rigorosos na região crítica do chassi, onde tem-se uma seção diminuta da longarina e valores consideráveis de momento fletor.

A abordagem do tratamento do problema será dividida em duas análises:

- a) Pela dinâmica de multicorpos visando definir uma proposta de ensaio normatizado que mais solicita a estrutura, de acordo com a legislação vigente;
- b) Através de uma análise estrutural a fim de verificar o nível de esforços no ponto crítico do chassi do semirreboque.

1.4 Objetivos do trabalho

O objetivo principal do trabalho é avaliar o comportamento estrutural de um chassi de semirreboque exposto a manobras direcionais a fim de reduzir sua tara do semirreboque e permitir o incremento de carga líquida aumentando a eficiência no transporte. Nesse contexto, os objetivos específicos são:

- Obter um modelo multicorpos calibrado de semirreboque no TruckSim;
- Determinar os testes necessários para avaliação estrutural;
- Desenvolver uma metodologia de simulação e análise estrutural, por meio de um software comercial, aplicada a implementos rodoviários de carga tipo graneleiro;
- Aquisitar dados de aceleração e deformação no semirreboque a partir de manobras direcionais;
- Calibrar o modelo estrutural com base nos dados da instrumentação;
- Avaliar as tensões atuantes na região crítica do chassi frente ao material empregado na sua construção.

1.5 Metodologia e organização do trabalho

Num mundo globalizado as empresas precisam ser ágeis em seus lançamentos, sem perder o foco na assertividade de suas escolhas, para assim garantir sua permanência em um mercado cada vez mais exigente e competitivo.

É preciso entender o comportamento do produto quando exposto às condições reais de trabalho para prever possíveis falhas e eliminar riscos provenientes da utilização. O grande problema desta avaliação é que o comportamento global do produto reflete o somatório das influências de comportamentos dos conjuntos, subconjuntos e peças que formam o todo.

Modificar e ajustar cada componente para descobrir qual deles está influenciando negativamente na resposta ao estímulo é uma tarefa demorada e onerosa que vai de encontro à proposta moderna para o lançamento de produtos, que prevê o ciclo de projeto, simulações e validações em curtos espaços de tempo a fim de manter a empresa competitiva.

Com a finalidade de experimentar o produto e suas partes em um ambiente virtual, impondo condições severas de carregamento, antes da criação do protótipo é que as ferramentas de simulação virtual ganham espaço nos processos de engenharia, pois elas permitem a repetição exaustiva de análises até o esgotamento de previsões possíveis.

Quando parte-se para o protótipo físico é possível obter o modelo *quase-ideal*, haja vista que todas as variações, melhorias e propostas já foram avaliadas em um modelo matemático com custo substancialmente menor.

Outra etapa importante e indispensável no desenvolvimento de produtos é a validação do modelo virtual. Uma das maneiras de se obter esta validação é a aplicação em campo, onde o equipamento é posto em operação em um cliente final, sendo utilizado na operação para o qual foi projetado. O ônus deste processo é o longo espaço de tempo necessário para avaliação de eventos.

Outro modo de validação dá-se por meio da utilização de metodologias experimentais que reproduzam condições extremas de aplicação em curtos espaços de tempo, acelerando o processo de validação. Os dados capturados dos ensaios experimentais, como deslocamentos, acelerações, etc., servem como dados de entrada para validação ou calibração do modelo matemático, o qual evolui pela retroalimentação.

O presente trabalho aduz uma sistemática de análise estrutural dedicada, explorando a utilização da interação teórico-experimental de um chassi de implemento rodoviário de carga, tendo como parâmetro de análise as tensões atuantes na região crítica, frente à exposição do semirreboque a um carregamento condizente com a legislação de carga vigente.

Esta dissertação está estruturada em sete capítulos. Também para um melhor entendimento da metodologia de pesquisa realizada e da organização do trabalho, cada capítulo está descrito nos parágrafos que seguem.

No primeiro capítulo se apresenta uma breve introdução sobre o modal rodoviário de carga, suas atuais condições e um comparativo com os demais modos, no Brasil. É apresentado, também, um sucinto histórico sobre a legislação que rege o transporte no país, sua notória evolução e as principais mudanças em cada etapa evolutiva.

No segundo capítulo apresenta-se uma revisão bibliográfica de voltada a trabalhos nacionais e uma fundamentação teórica baseada na dinâmica de veículos combinados. São tratados os conceitos de dinâmica veicular, apresentadas as formulações do movimento para avaliação da dinâmica lateral e vertical e um apanhado sobre os métodos de análise explícito e implícito.

No terceiro capítulo será apresentada uma descrição do semirreboque graneleiro e um detalhamento dos subconjuntos que formam o semirreboque. Juntamente com a apresentação dos subitens do produto se falará da sua interação com o software de avaliação dinâmica TruckSim. Serão tratadas, ainda neste capítulo, as imposições normativas previstas na NBR 1726:2003.

No quarto capítulo serão mostrados os testes experimentais, o local de execução dos testes, a metodologia utilizada para aquisição dos sinais e a comparação gráfica entre as acelerações obtidas pela instrumentação do semirreboque e as acelerações obtidas do TruckSim.

No quinto capítulo será apresentada a metodologia utilizada para preparação do modelo do chassi do implemento para utilização no programa Ansys, um software dedicado à análise estrutural pelo método dos elementos finitos. Os pontos principais a serem elucidados, envolvem a utilização de elementos de casca e a preparação da suspensão para reprodução do tandem.

No sexto capítulo serão apresentados os resultados obtidos através da aquisição de dados e as respostas estruturais advindas das condições previamente definidas, tanto do programa destinado às avaliações dinâmicas quanto do programa de elementos finitos.

No capítulo sete apresentam-se as conclusões advindas da metodologia desenvolvida e as recomendações para trabalhos futuros.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 Generalidades

Neste capítulo apresenta-se uma revisão bibliográfica recente envolvendo trabalhos nacionais relativos à dinâmica de veículos simples e acoplados. Em seguida, disserta-se sobre as definições fundamentais da dinâmica veicular, voltadas às dinâmicas lateral e vertical, e mostra-se o equacionamento de um semirreboque, tanto para a dinâmica lateral quanto vertical. Finalmente expõem-se conceitos sobre a solução de sistemas dinâmicos discretizados pelo método dos elementos finitos.

2.2 Revisão bibliográfica

É notório o avanço tecnológico experimentado pelo setor de transporte rodoviário no Brasil. Prova deste interesse é a existência de eventos específicos, como o Colloquium Internacional SAE BRASIL de Suspensões e Implementos Rodoviários & Mostra de Engenharia, que se encontra na sétima edição; e o significativo número de *papers*, dissertações e teses publicados sobre o tema.

Esta revisão bibliográfica apresentará, em ordem cronológica, alguns dos trabalhos realizados no Brasil e que foram fonte de consulta para elaboração desta dissertação. Existem diversos trabalhos referentes a semirreboques publicados no exterior e alguns deles também são referenciados ao longo do trabalho; porém, pretende-se destacar nesta revisão o avanço dos trabalhos nacionais, cada vez mais abrangentes e focados nos produtos aqui comercializados, haja vista a peculiaridade da legislação brasileira.

Schmidt e Reckziegel, 2002, analisaram o comportamento estrutural de um semirreboque utilizado para o transporte de veículos (cegonheira) durante o tráfego em diferentes tipos de estrada. Foram avaliadas condições de tensões atuantes em regiões criticamente solicitadas e foi realizada uma análise de fadiga utilizando a regra de Miner.

Melo, 2004, analisou a estabilidade lateral de conjuntos de veículos de carga focado no fenômeno da amplificação traseira durante a realização de curvas e de manobras evasivas. O estudo foi realizado com combinações de carga do tipo bitrem e rodotrem, combinações que haviam sido liberadas com a legislação do CONTRAN de número 68, publicada em 1998.

Melo conclui que o rodotrem apresenta maior amplificação traseira quando comparado com o bitrem e enfatiza a questão do treinamento específico para os condutores destas CVC's.

Pontalti, 2005, faz uma análise de fadiga em um dos componentes do sistema de acoplamento tipo engate automático entre caminhão e reboque baseado na normativa australiana AS-2213 de 1984, porém, tendo como base algumas aplicações do transporte brasileiro de carga, como o transporte de cana-de-açúcar e madeira nativa. Suas conclusões mostram que o produto estudado atende os requisitos normativos com possibilidades de otimização, contudo, para o mercado brasileiro, Pontalti salienta que existem casos em que a carga especificada pela norma é superada.

Polito, 2005, avaliou o desempenho na frenagem de um bitrem com suspensão em tandem dotado de sistema *Anti-lock Braking System* (ABS). O trabalho foi desenvolvido com o interesse de otimização do sistema de freio da CVC frente ao seu crescimento acelerado no transporte brasileiro e o risco oferecido pelas suas grandes proporções. Polito conclui que o efeito da suspensão tandem é reduzido com a adoção do sistema ABS. É importante ressaltar que Freios ABS em bitrens serão obrigatórios a partir de janeiro de 2013.

Peres, 2006, apresenta uma metodologia para simulação e análise estrutural para veículos de transporte de carga baseado na avaliação virtual e validação experimental em diferentes tipos de pavimento. Seu trabalho apresentou não só a análise estrutural do chassi, mas também a avaliação de componentes como a mola da suspensão, por exemplo, e teve como objeto de estudo um semirreboque do tipo bitrem. Peres utilizou o recurso de análise global/local, pelo método dos elementos finitos, para avaliação de pontos críticos da estrutura do chassi visando à confiabilidade do conjunto. Concluiu-se que a metodologia aplicada ao bitrem foi viável e que pode ser estendida a outros tipos de implementos.

Vianna, 2006, estudou a influência do levantamento de eixos em veículos de carga no desempenho a frenagem e estabilidade direcional. Segundo conclusões do trabalho, a prática da suspensão dos eixos para economia de pneus e economia monetária (ao passar por pedágios pagava-se apenas os eixos em contato com o solo, mas atualmente paga-se pelo número de eixos da CVC estejam eles rodando ou não), gera instabilidade direcional do veículo e fica em desacordo com a normativa de freios.

Nascimento, 2009, mostrou um desenvolvimento de semirreboques destinados ao transporte de cana de açúcar fabricados em aço de alta resistência. O trabalho focou a CVC do tipo rodotrem, sendo esta a CVC mais comum no ramo sucroalcooleiro, e a cana oriunda do corte mecanizado (cana picada). Vagner apresentou o modelo virtual, a simulação numérica e a validação da CVC através de instrumentação em campo.

Ainda em 2009, o Ministério dos Transportes, juntamente com o Departamento Nacional de Infra-Estrutura e Transporte (DNIT) publicou um relatório sobre o impacto dos bitrens sobre as rodovias federais brasileiras. Além de tratar do efeito das sobrecargas transportadas pelos semirreboques nos pavimentos, o trabalho faz uma compilação sobre legislação, normativas para construção de rodovias e obras de arte, conceitos de distância de parada, distância para ultrapassagem completa, a influência das determinações normativas da legislação de trânsito brasileira sobre a malha rodoviária, entre outros.

Veira, 2010, tratou da dirigibilidade de veículos longos combinados. A modelagem realizada em sistema multicorpos previa a avaliação do comportamento da dinâmica lateral. Para Vieira, a elevada flexibilidade do chassi do cavalo mecânico exerce grande influência no comportamento dinâmico das CVC's no âmbito de estabilidade direcional.

Brand, 2010, fez uma análise da influência do carregamento aerodinâmico na estabilidade direcional de veículos rodoviários. O objetivo foi apresentar uma metodologia para análise linear de estabilidade do veículo sob manobras de baixa severidade e com considerações de carregamentos aerodinâmicos.

Viveros, 2010, explorou o desempenho na frenagem de um cavalo mecânico acoplado a um semirreboque com suspensão mecânica e sistema ABS mediante simulações em MATLAB/SIMULINK. Sua avaliação abordou as diferentes combinações de sistemas ABS disponíveis no mercado brasileiro, fazendo associações entre sensores e moduladores.

Vargas, 2011, estudou o efeito da flexibilidade estrutural na avaliação de dinâmica lateral em implementos destinados ao transporte de carga. Vargas faz uma correlação teórico-experimental utilizando uma CVC formada por um cavalo trator 6x2 e um semirreboque com dois eixos distanciados. Para melhor avaliação da estrutura do chassi a carga foi dividida em módulos proporcionando o comportamento distinto entre as partes da caixa de carga.

Bernardi et al., 2012, apresentou uma metodologia para prever falhas por fadiga, no domínio da frequência, em semirreboques submetidos a carregamentos aleatórios. Utilizou-se no estudo um semirreboque bitrem tanque, a metodologia prevê simulações virtuais e a instrumentação do produto.

2.3 Dinâmica veicular

Gillespie, 1992, define a dinâmica veicular como sendo o estudo do movimento dos veículos de acordo com as forças atuantes sobre eles e suas respectivas respostas a estes carregamentos. Um detalhe importante para o estudo da dinâmica veicular é o estabelecimento do sistema de coordenadas uma vez que os movimentos do veículo podem ser classificados segundo a direção que se deseja estudar, sendo que esta direção é orientada pelo sistema de coordenadas.

Pode-se dividir a dinâmica veicular em três áreas:

- a) Dinâmica longitudinal;
- b) Dinâmica vertical;
- c) Dinâmica lateral.

Dentre as referências normativas publicadas para representar as convenções de coordenadas, as mais utilizadas são a norma americana SAE J670:2008 e as normas européias ISO 4130:1978 (ABNT NBR ISO 4130:2007) e DIN 70000:1994.

É possível definir os movimentos do veículo utilizando o sistema de coordenadas ortogonais fixo ao CG do veículo. Pela norma ABNT NBR ISO 4130:2007 é possível relacionar os movimentos ao sistema de eixos coordenados de acordo com a Figura 2.1 dividindo-os em translação e rotação, conforme segue:

- x - Para frente no plano de simetria longitudinal;
- y - Lateral, para o lado esquerdo do veículo;
- z - Vertical, para cima em relação do veículo;
- p - Velocidade de rolagem em torno do eixo x (*roll*);
- q - Velocidade arfagem em torno do eixo y (*pitch*);
- r - Velocidade de guinada em torno do eixo z (*yaw*).

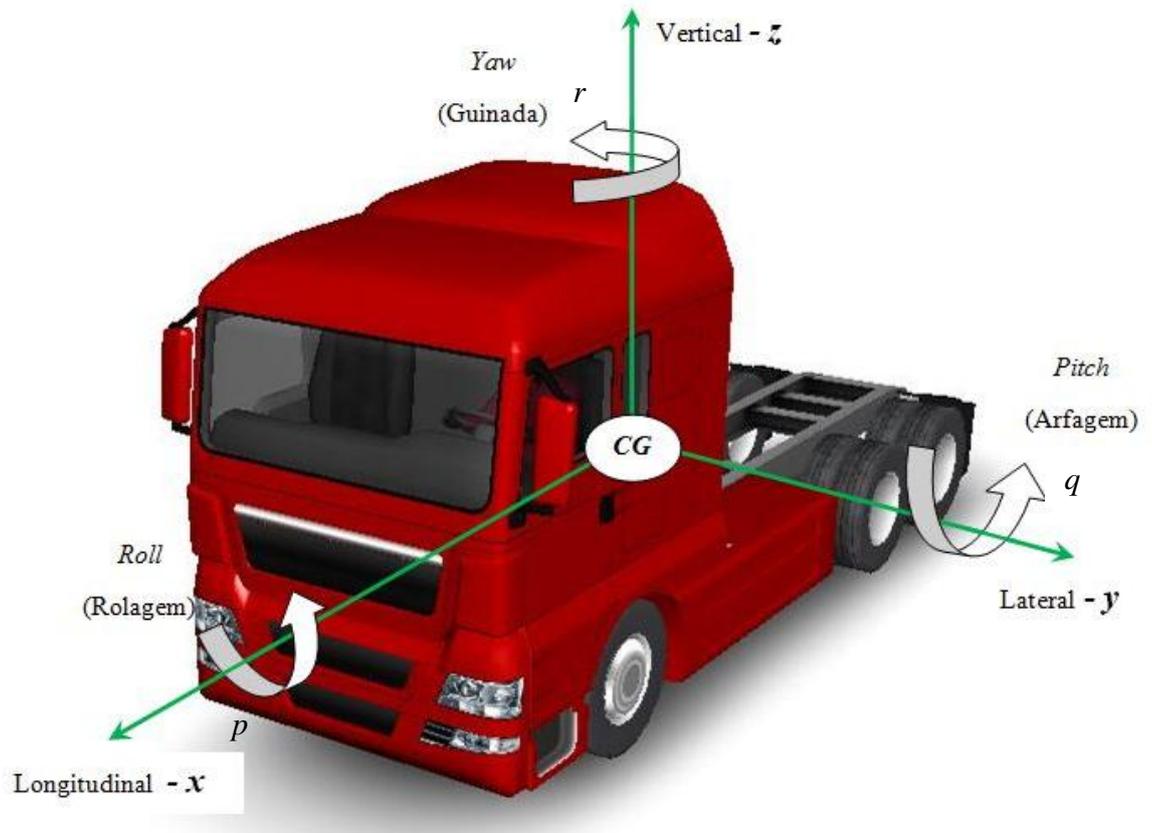


Figura 2.1 Sistema de coordenadas para veículo conforme ISO 4130:1978

Fonte: Autor

Para Bosch, 1986, há outra forma, mais ampla, de separar os tipos de estudo voltados à dinâmica veicular tomando como base o eixo de coordenadas, a primeira é relacionada ao eixo longitudinal onde se tem a relação com o desempenho, contemplando a capacidade de acelerar e desacelerar. Para o eixo transversal tem-se a parte da dirigibilidade, associando as respostas do veículo aos comandos externos e por fim a dinâmica referente ao eixo vertical onde estão contidas as respostas oriundas das irregularidades do pavimento.

Wong, 2001, apresenta um quadro explicativo, conforme mostrado na Tabela 2.1, baseado no veículo apresentado na Figura 2.1. O quadro apresenta o eixo a ser estudado, o tipo da dinâmica relacionada a este eixo, o tipo de excitação externa e a reação do veículo a estes estímulos.

Tabela 2.1 Quadro explicativo de solicitações e respostas dinâmicas

Eixo	Dinâmica	Estímulo externo	Reação do veículo
x	Longitudinal	Aceleração e desaceleração	Translação e oscilação (<i>surging</i>) ao longo do eixo x.
		Realização de curvas	Efeito de rolagem (<i>roll</i>) rotação sobre o eixo x (plano yz).
y	Transversal ou lateral	Realização de curvas	Translação e oscilação (<i>lurching</i>) ao longo do eixo y quando o veículo sai de frente ou de traseira (derrapagem)
		Aceleração e desaceleração	Efeito de arfagem (<i>pitch</i>), rotação sobre o eixo y (plano xz).
z	Vertical	Oscilação de terreno	Efeito de cavalgada ou salto (<i>bounce</i>), oscilação ao longo do eixo z, imperfeições de pavimento.
		Realização de curvas	Efeito de guinada (<i>yaw</i>), rotação sobre o eixo z (plano xy) quando o veículo sai de frente ou de traseira.

Fonte: Adaptada de Wong, 2001

Como o trabalho busca avaliar os efeitos das dinâmicas lateral e vertical sobre a estrutura do semirreboque, estas duas serão objeto de estudo na fundamentação teórica, abdicando assim da fundamentação referente à dinâmica longitudinal.

2.3.1 A dinâmica lateral

A dinâmica lateral preocupa-se em prever o comportamento do veículo em relação aos movimentos e forças que agem na direção transversal a via e seus efeitos de rolagem e deriva.

Toda inclinação lateral do veículo em curvas pode ser determinada em função da força centrífuga. Ao considerar um veículo de corpo rígido, a força centrífuga está aplicada no centro de gravidade do veículo, gerando um momento o qual será equilibrado pelas variações de cargas nas suspensões. Segundo Madureira, 1998, o veículo tenderá a girar em torno de um eixo de inclinação lateral, definido pela união dos dois centros da suspensão, dianteira e traseira.

Para Mueller et al., 1999, as influências externas como velocidade do veículo e o raio da curva aumentam as forças laterais ao quadrado do aumento da velocidade, ou seja, dobrar a velocidade implica em aumentar quatro vezes as forças laterais em trajetórias curvas. Mueller ainda classifica os veículos de acordo com o seu limite estático de tombamento lateral (*Static Rollover Threshold* (SRT)), sendo:

- a) Bom – SRT acima de 0,35 g's,
- b) Marginal – SRT entre 0,30 e 0,35 g's,
- c) Pobre – SRT abaixo de 0,3 g's.

Segundo Gillespie, 1992, os automóveis esportivos apresentam SRT de 1,7 g, os automóveis normais possuem SRT entre 1,1 a 1,5 g's, enquanto os veículos de carga apresentam valores menores de SRT geralmente na faixa de 0,8 a 1,1 g's para camionetas e caminhonetes e 0,4 e 0,6 g's para veículos pesados. A Figura 2.2 apresenta uma relação entre o SRT e os tipos de veículos.

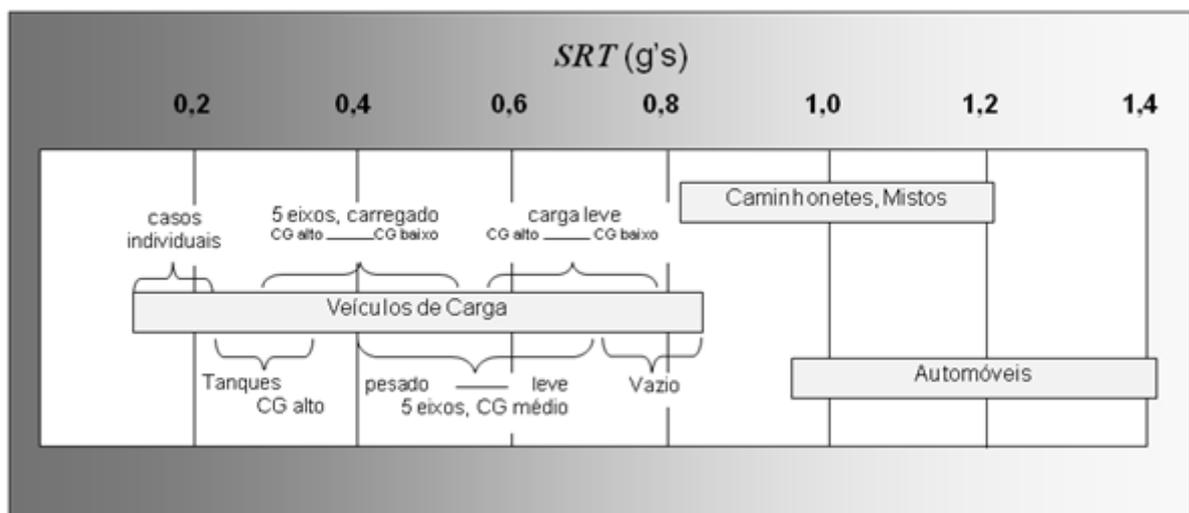


Figura 2.2 Faixas de variação do SRT por tipo de veículo

Fonte: Adaptado de Winkler e Ervin, 1999

Segundo Hasegawa et al., 1990, o controle e a estabilidade de veículos comerciais pesados apresentam diferenças na comparação com veículos de passeio tais como a razão entre a largura do veículo e a altura do CG é menor em um ângulo de rolamento maior; as distâncias de entre-eixos são consideravelmente maiores, o que resulta em menor rigidez torcional da estrutura e o momento de inércia é substancialmente maior.

Conforme Winkler e Ervin, 1999, os veículos articulados apresentam reduzido SRT e pequena estabilidade lateral em curvas horizontais. Os veículos articulados estão sujeitos também ao fenômeno da amplificação traseira, que é o aumento transitório da aceleração transversal, decorrente da manobra evasiva de esterçamento. Melo et al., 2004, indicou que certas CVC's, como o rodotrem, são ainda mais instáveis, podendo sofrer tombamento em tangentes por conta da amplificação traseira com velocidades na ordem de 60 km/h.

Para Harwood et al., 2003, a amplificação traseira pode provocar, no segundo semirreboque, aceleração lateral até quatro vezes superior à do caminhão trator, sendo que, este efeito é aumentado com referência aos parâmetros de velocidade e intensidade das manobras evasivas de esterçamento.

Com base no exposto por Alexander et al., 1996, foi construído um modelo multicorpo para o semirreboque em estudo. O esquema do modelo utilizado apresenta-se na Figura 2.3.

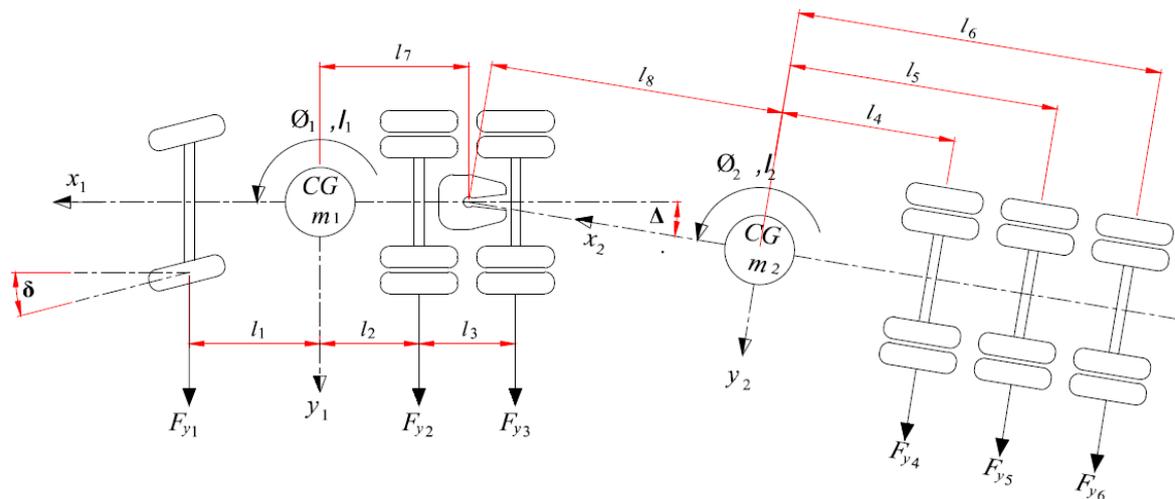


Figura 2.3 Modelo multicorpo com as forças e dimensões relevantes para dinâmica lateral

Fonte: Adaptado de Alexander, 1996

As equações do movimento para o cavalo trator são descritas na sequência.

Forças na direção lateral:

$$m_1 \ddot{y}_1 + m_1 \dot{x}_1 \dot{\phi}_1 = F_{y1} + F_{y2} + F_{y3} - F_{engate} \quad (2.1)$$

Momentos em torno do centro de massa:

$$I\ddot{\phi}_1 = l_1 F_{y1} - l_2 F_{y2} - l_3 F_{y3} + l_7 F_{engate} \quad (2.2)$$

As equações de movimento para o semirreboque são descritas a seguir.

Forças na direção lateral:

$$m_2 \ddot{y}_2 + m_2 \dot{x}_2 \dot{\phi}_2 = F_{y4} + F_{y5} + F_{y6} + F_{engate} \quad (2.3)$$

Momentos no centro de massa:

$$I_2 \ddot{\phi}_2 = -l_4 F_{y4} - l_5 F_{y5} - l_6 F_{y6} + l_8 F_{engate} \quad (2.4)$$

As equações de acoplamento do engate são expostas da seguinte forma.

$$\begin{aligned} \dot{y}_2 + l_8 \dot{\phi}_2 &= \dot{y}_1 - l_7 \dot{\phi}_1 + \dot{x}_1 \Delta \\ \ddot{y}_2 + \dot{x}_2 \dot{\phi}_2 + l_8 \ddot{\phi}_2 &= \ddot{y}_1 + \dot{x}_1 \dot{\phi}_1 - l_7 \ddot{\phi}_1 \end{aligned} \quad (2.5)$$

Os ângulos de deslizamento dos pneus para os eixos traseiro e dianteiro do cavalo trator e para os eixos do semirreboque são expressos na sequência.

Eixo dianteiro do cavalo trator – modelo básico:

$$\alpha_{y1} = \delta - \frac{\dot{y}_1 + l_2 \dot{\phi}_1}{\dot{x}_1} \quad (2.6)$$

Eixo dianteiro do trator – modelo aprimorado:

$$\ddot{\alpha}_{y1} = -2\dot{x}_1 \omega_n \dot{\alpha}_{y1} - \dot{x}_1^2 \omega_n^2 \alpha_{y1} + \dot{x}_1^2 \omega_n^2 \left(\delta - \frac{\dot{y}_1 + l_1 \dot{\phi}_1}{\dot{x}_1} \right) \quad (2.7)$$

Onde ω é um termo de frequência espacial (rad/m).

Eixos traseiros do cavalo trator:

$$\alpha_{y2} = -\frac{\dot{y}_1 - l_2\dot{\phi}_1}{\dot{x}_1} \quad (2.8)$$

$$\alpha_{y3} = -\frac{\dot{y}_1 - l_3\dot{\phi}_1}{\dot{x}_1} \quad (2.9)$$

Eixos do semirreboque:

$$\alpha_{y4} = -\frac{\dot{y}_2 - l_4\dot{\phi}_2}{\dot{x}_2} \quad (2.10)$$

$$\alpha_{y5} = -\frac{\dot{y}_2 - l_5\dot{\phi}_2}{\dot{x}_2} \quad (2.11)$$

$$\alpha_{y6} = -\frac{\dot{y}_2 - l_6\dot{\phi}_2}{\dot{x}_2} \quad (2.12)$$

As forças laterais aplicadas pela estrada em cada eixo são expostas na sequencia.

Cavalo Trator:

$$F_{y1} = C_1\alpha_{y1} \quad (2.13)$$

$$F_{y2} = C_2\alpha_{y2} \quad (2.14)$$

$$F_{y3} = C_3\alpha_{y3} \quad (2.15)$$

Semirreboque:

$$F_{y4} = C_4\alpha_{y4} \quad (2.16)$$

$$F_{y5} = C_5\alpha_{y5} \quad (2.17)$$

$$F_{y6} = C_6\alpha_{y6} \quad (2.18)$$

Rearranjando as equações do movimento para o modelo básico na forma matricial:

$$\begin{aligned} M\dot{x} &= Ax + Bu \\ z &= Cx \end{aligned} \quad (2.19)$$

2.3.2 A dinâmica vertical

A dinâmica vertical estuda o comportamento do veículo em relação aos movimentos e forças que agem na direção perpendicular a via.

Lanchester, 1907, tratava sobre a dinâmica vertical abordando aspectos da frequência natural no modo vertical, considerando aceitáveis os valores inferiores a 1,50 Hz. Em seus estudos já era abordada a questão do amortecimento de suspensão com feixes de mola pelo efeito da histerese gerada pelo atrito das lâminas.

Em 1955, Olley apresenta um trabalho sobre suspensões de veículos comerciais, no qual faz um comparativo pontuando vantagens e desvantagens das suspensões dotadas de feixes de mola, suspensões pneumáticas e suspensões com elementos de borracha. Para Gillespie, 1992, a vibração é um dos mais importantes critérios a serem avaliados em um veículo, pois é pela vibração que se julgam a qualidade de construção e do projeto do veículo.

Costa Neto, 2005, concluiu que a dinâmica vertical pode ser dividida em três partes conforme mostra a Figura 2.4:

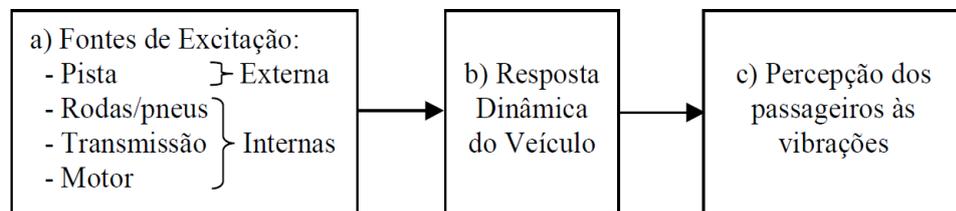


Figura 2.4 Subproblemas da dinâmica vertical

Fonte: Adaptado de Costa Neto, 2005

Com base em Eronini e Davy, 2004, foi construído um modelo multicorpo para o semirreboque em estudo. O esquema do modelo utilizado apresenta-se na Figura 2.5, Figura 2.6 e Figura 2.7. O equacionamento leva em consideração o veículo em 3 dimensões. Entende-se o índice 1 como o lado esquerdo, e o índice 2 como o lado direito da CVC. Adota-se também φ como sendo o ângulo de rolagem do conjunto.

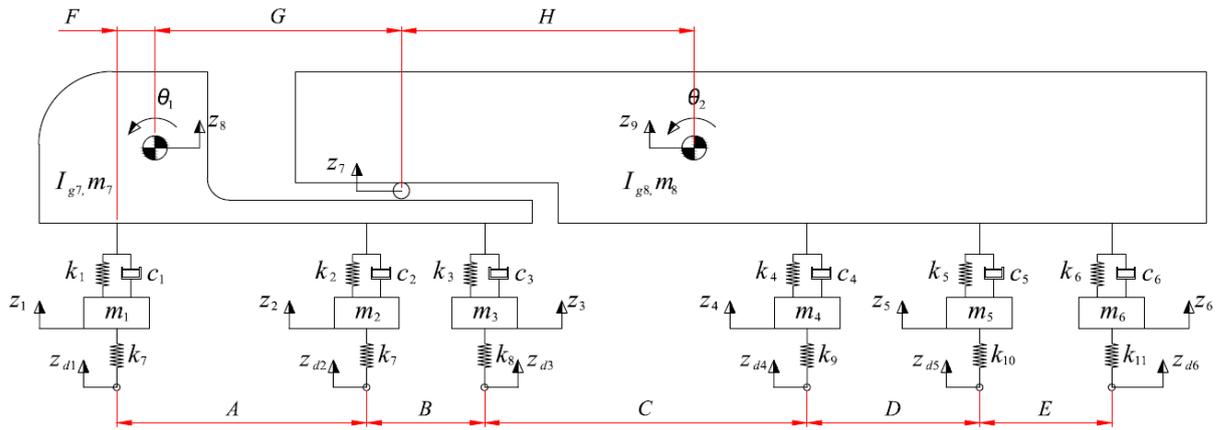


Figura 2.5 Modelo multicorpo para dinâmica vertical

Fonte: Adaptado de Eronini e Davy, 2004

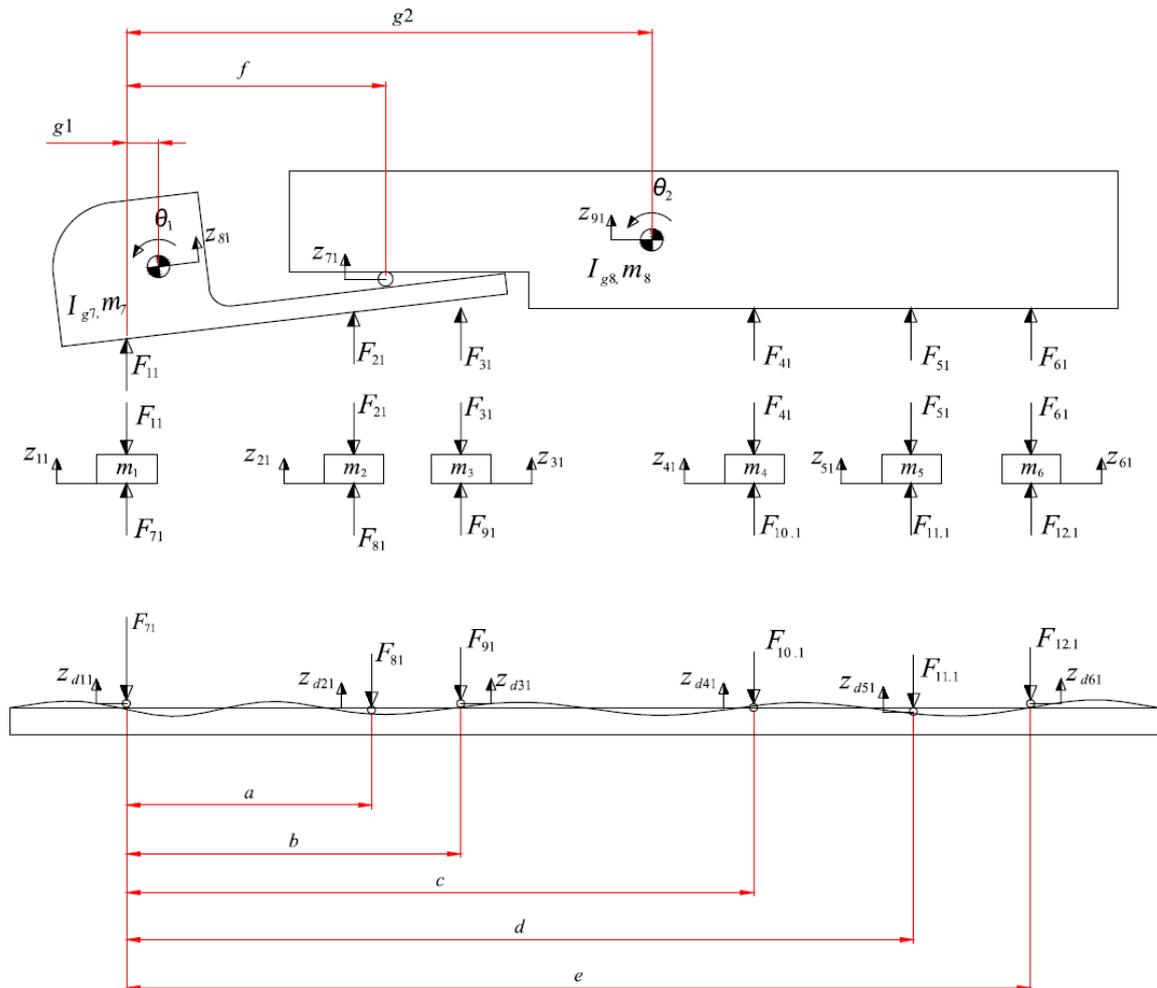


Figura 2.6 Modelo multicorpo com forças e dimensões para dinâmica vertical lado esquerdo

Fonte: Adaptado de Eronini e Davy, 2004

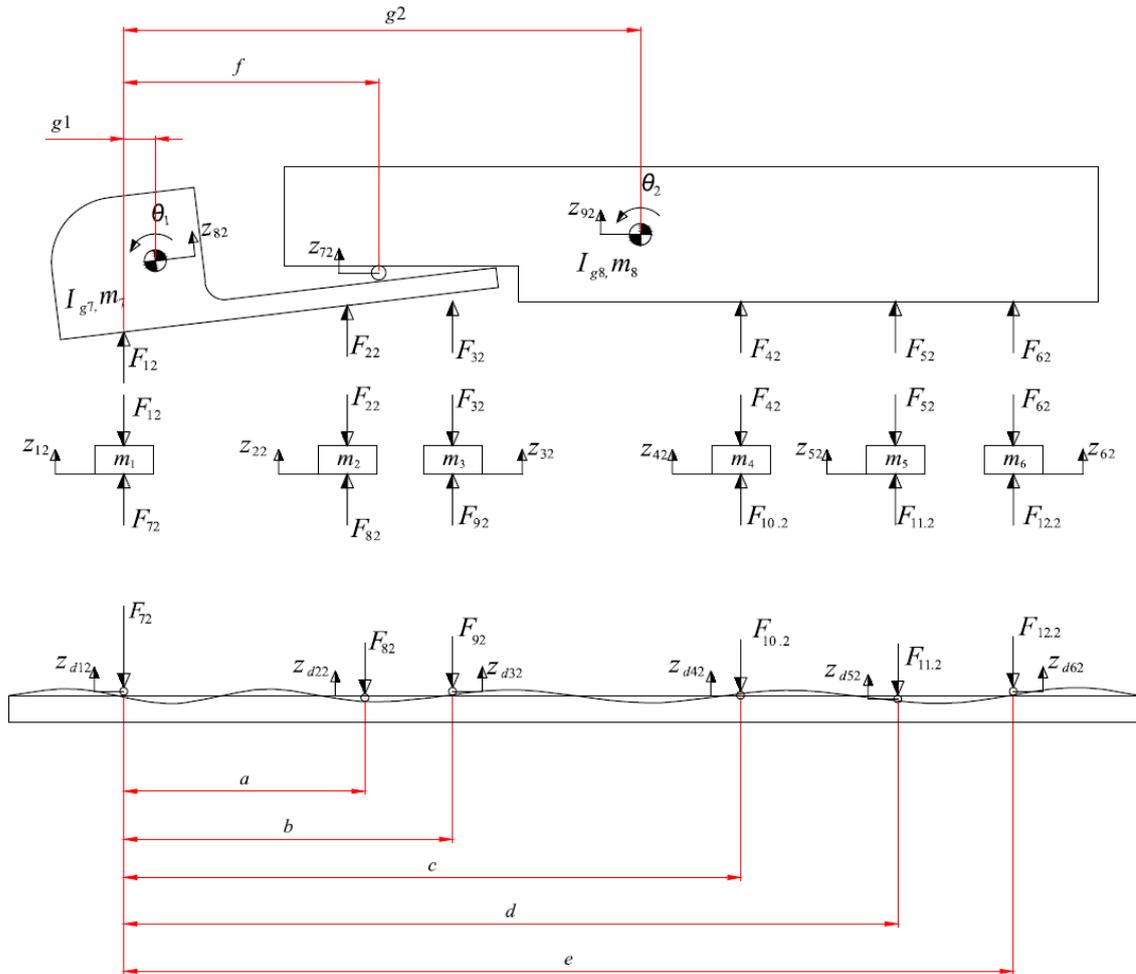


Figura 2.7 Modelo multicorpo com forças e dimensões para dinâmica vertical lado direito

Fonte: Adaptado de Eronini e Davy, 2004

Para o equacionamento do veículo é importante observar que:

- Para calcular os z 's: $z_{ij} = z_i \pm \varphi_i \frac{w}{2}$
- Sobre os subíndices: $i =$ eixo, $j =$ plano (frontal = 1, anterior = 2).

Forças atuando entre o eixo e o veículo:

$$F_{11} = k_{11}(z_{11} - z_7 + f\theta_1) + c_{11}(\dot{z}_{11} - \dot{z}_7 + f\dot{\theta}_1) \quad (2.20)$$

$$F_{12} = k_{12}(z_{12} - z_7 + f\theta_1) + c_{12}(\dot{z}_{12} - \dot{z}_7 + f\dot{\theta}_1) \quad (2.21)$$

$$F_{21} = k_{21}(z_{21} - z_7 + (f - a) \theta_1) + c_{21}(\dot{z}_{21} - \dot{z}_7 + (f - a) \dot{\theta}_1) \quad (2.22)$$

$$F_{22} = k_{22}(z_{22} - z_7 + (f - a) \theta_1) + c_{22}(\dot{z}_{22} - \dot{z}_7 + (f - a) \dot{\theta}_1) \quad (2.23)$$

$$F_{31} = k_{31}(z_{31} - z_7 - (b - f) \theta_1) + c_{31}(\dot{z}_{31} - \dot{z}_7 - (b - f) \dot{\theta}_1) \quad (2.24)$$

$$F_{32} = k_{32}(z_{32} - z_7 - (b - f) \theta_1) + c_{32}(\dot{z}_{32} - \dot{z}_7 - (b - f) \dot{\theta}_1) \quad (2.25)$$

$$F_{41} = k_{41}(z_{41} - z_7 - (c - f) \theta_2) + c_{41}(\dot{z}_{41} - \dot{z}_7 - (c - f) \dot{\theta}_2) \quad (2.26)$$

$$F_{42} = k_{42}(z_{42} - z_7 - (c - f) \theta_2) + c_{42}(\dot{z}_{42} - \dot{z}_7 - (c - f) \dot{\theta}_2) \quad (2.27)$$

$$F_{51} = k_{51}(z_{51} - z_7 - (d - f) \theta_2) + c_{51}(\dot{z}_{51} - \dot{z}_7 - (d - f) \dot{\theta}_2) \quad (2.28)$$

$$F_{52} = k_{52}(z_{52} - z_7 - (d - f) \theta_2) + c_{52}(\dot{z}_{52} - \dot{z}_7 - (d - f) \dot{\theta}_2) \quad (2.29)$$

$$F_{61} = k_{61}(z_{61} - z_7 - (e - f) \theta_2) + c_{61}(\dot{z}_{61} - \dot{z}_7 - (e - f) \dot{\theta}_2) \quad (2.30)$$

$$F_{62} = k_{62}(z_{62} - z_7 - (e - f) \theta_2) + c_{62}(\dot{z}_{62} - \dot{z}_7 - (e - f) \dot{\theta}_2) \quad (2.31)$$

Forças atuantes entre a pista e o eixo:

$$F_{71} = k_{71}(-z_{11} + z_{d11}) \quad (2.32)$$

$$F_{72} = k_{72}(-z_{12} + z_{d12}) \quad (2.33)$$

$$F_{81} = k_{81}(-z_{21} + z_{d21}) \quad (2.34)$$

$$F_{82} = k_{82}(-z_{22} + z_{d22}) \quad (2.35)$$

$$F_{91} = k_{91}(-z_{31} + z_{d31}) \quad (2.36)$$

$$F_{92} = k_{92}(-z_{32} + z_{d32}) \quad (2.37)$$

$$F_{10.1} = k_{10.1}(-z_{41} + z_{d41}) \quad (2.38)$$

$$F_{10.2} = k_{10.2}(-z_{42} + z_{d42}) \quad (2.39)$$

$$F_{11.1} = k_{11.1}(-z_{51} + z_{d51}) \quad (2.40)$$

$$F_{11.2} = k_{11.2}(-z_{52} + z_{d52}) \quad (2.41)$$

$$F_{12.1} = k_{12.1}(-z_{61} + z_{d61}) \quad (2.42)$$

$$F_{12.2} = k_{12.2}(-z_{62} + z_{d62}) \quad (2.43)$$

Somatório de forças nos eixos:

$$m_1 \ddot{z}_1 = -F_{11} - F_{12} + F_{71} + F_{72} \quad (2.44)$$

$$m_2 \ddot{z}_2 = -F_{21} - F_{22} + F_{81} + F_{82} \quad (2.45)$$

$$m_3 \ddot{z}_3 = -F_{31} - F_{32} + F_{91} + F_{92} \quad (2.46)$$

$$m_4 \ddot{z}_4 = -F_{41} - F_{42} + F_{10.1} + F_{10.2} \quad (2.47)$$

$$m_5 \ddot{z}_5 = -F_{51} - F_{52} + F_{11.1} + F_{11.2} \quad (2.48)$$

$$m_6 \ddot{z}_6 = -F_{61} - F_{62} + F_{12.1} + F_{12.2} \quad (2.49)$$

Somatório de forças e momentos no veículo

$$\begin{aligned} & (m_7 + m_8) \ddot{z}_7 - m_7(f - g_1) \ddot{\theta}_1 + m_8(g_2 - f) \ddot{\theta}_2 \\ & = F_{11} + F_{12} + F_{21} + F_{22} + F_{31} + F_{32} + F_{41} + F_{42} + F_{51} + F_{52} + F_{61} + F_{62} \end{aligned} \quad (2.50)$$

$$\begin{aligned} & (I_{g_7} + m_7(f - g_1)^2) \ddot{\theta}_1 - m_7(f - g_1) \ddot{z}_7 \\ & = -f(F_{11} + F_{12}) - (f - a)(F_{21} + F_{22}) - (f - b)(F_{31} + F_{32}) \end{aligned} \quad (2.51)$$

$$\begin{aligned} & (I_{g_8} + m_8(g_2 - f)^2) \ddot{\theta}_2 + m_8(g_2 - f) \ddot{z}_7 \\ & = (c - f)(F_{41} + F_{42}) + (d - f)(F_{51} + F_{52}) + (e - f)(F_{61} + F_{62}) \end{aligned} \quad (2.52)$$

2.3.3 Resposta dinâmica do veículo

Pode-se definir a resposta dinâmica de um veículo como sendo a relação entre as entradas e saídas de um sistema dinâmico veicular qualquer. Adota-se que as entradas são as excitações oriundas de fontes externas, mostradas na Figura 2.4. Já as saídas são as respostas do veículo a estes estímulos, geralmente a saída de maior interesse é a vibração na carroceria.

Um sistema dinâmico básico é composto por massa m , rigidez k e amortecimento c , submetidos a uma carga externa, seja ela uma função conhecida ($F(t)$) ou qualquer outro tipo de excitação.

Cada sistema dinâmico pode ser avaliado de acordo com o número de graus de liberdade que apresenta. Chamamos grau de liberdade, o número de coordenadas independentes requerido para a descrição do movimento de um sistema. Se um sistema dinâmico se movimenta em apenas uma direção (z), pode-se representá-lo através da equação, para sistemas com um grau de liberdade:

$$m\ddot{z} + c\dot{z} + kz = F(t) \quad (2.53)$$

Uma modelagem matemática muito utilizada para descrição de um sistema veicular é o modelo conhecido por “quarto-de-carro” (*quarter-car*), com dois graus de liberdade, mostrado na Figura 2.8.

O sistema consiste em uma massa M (massa da carroceria completa) também chamada de massa suspensa, a qual é suportada por uma suspensão primária conectada a uma massa m não suspensa, sendo que m equivale à massa do eixo acrescida da massa da roda e do pneu. A suspensão primária possui uma rigidez K_s e amortecimento C_s como propriedades básicas e o pneu é representado por uma mola simples de rigidez K_t .

Utiliza-se este modelo com frequência na calibração de equipamentos, na avaliação de excitações provocadas por irregularidades de pavimento.

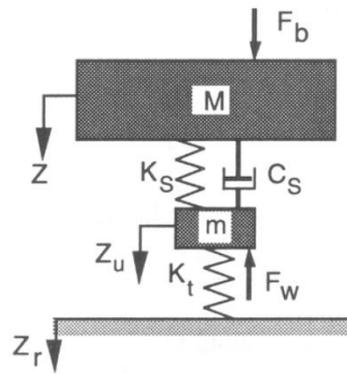


Figura 2.8 Modelo quarto-de-carro

Fonte: Gillespie, 1992

Se o sistema for linear, a primeira frequência natural não amortecida f_n e também a amortecida f_d da massa suspensa M são dadas pelas Equações (2.54) e (2.55). RR indica a rigidez equivalente da suspensão.

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{RR}{M}} \quad (2.54)$$

onde $RR = \frac{K_s \cdot K_t}{K_s + K_t}$

$$f_d = f_n \sqrt{1 - \zeta_s^2} \quad (2.55)$$

onde $\zeta_s = \frac{C_s}{\sqrt{4K_s M}}$

Conforme a segunda lei de Newton as equações do modelo simplificado do quarto de veículo, apresentado na Figura 2.8 pode ser escrito conforme segue:

a) Para a massa suspensa M

$$M\ddot{Z} = F_b - K_s(Z - Z_u) - C_s(\dot{Z} - \dot{Z}_u) \quad (2.56)$$

b) Para a massa não suspensa m

$$m\ddot{Z}_u = -F_w - K_t(Z_u - Z_r) - K_s(Z_u - Z) - C_s(\dot{Z}_u - \dot{Z}) \quad (2.57)$$

As equações permitem obter as funções de transferência entre as diversas entradas e saídas bem como a resposta no domínio da frequência correspondente do sistema. O modelo simplificado de quarto-de-carro é limitado para os estudos de dinâmica somente na direção vertical. Outra limitação diz respeito à obtenção da resposta do sistema no domínio da frequência, que só é possível com relativa simplicidade quando K_t , K_s e C_s são lineares.

2.4 Dinâmica para veículos combinados

A dinâmica de veículos articulados é bastante distinta da dinâmica de veículos simples sendo o acoplamento entre as unidades um dos principais diferenciais. A primeira pesquisa sobre a avaliação de dinâmica direcional de veículos articulados foi desenvolvida em 1937 por L. Huber e O. Dietz no Automotive Research Institute at Stuttgart, na Alemanha onde buscava-se avaliar um modelo em escada de um reboque 02 eixos. [Dugoff e Murphy, 1971].

Em 1982, VLK, 1982, concluiu que o comportamento na dinâmica lateral dos veículos combinados difere dos veículos simples devido às instabilidades dinâmicas que caracteristicamente podem apresentar, sendo elas:

- a) Acotovelamento (*jackknifing*),
- b) Movimento de guinada do reboque ou semirreboque (*trailer swing*),
- c) Oscilação lateral do reboque ou semirreboque (*flutter*).

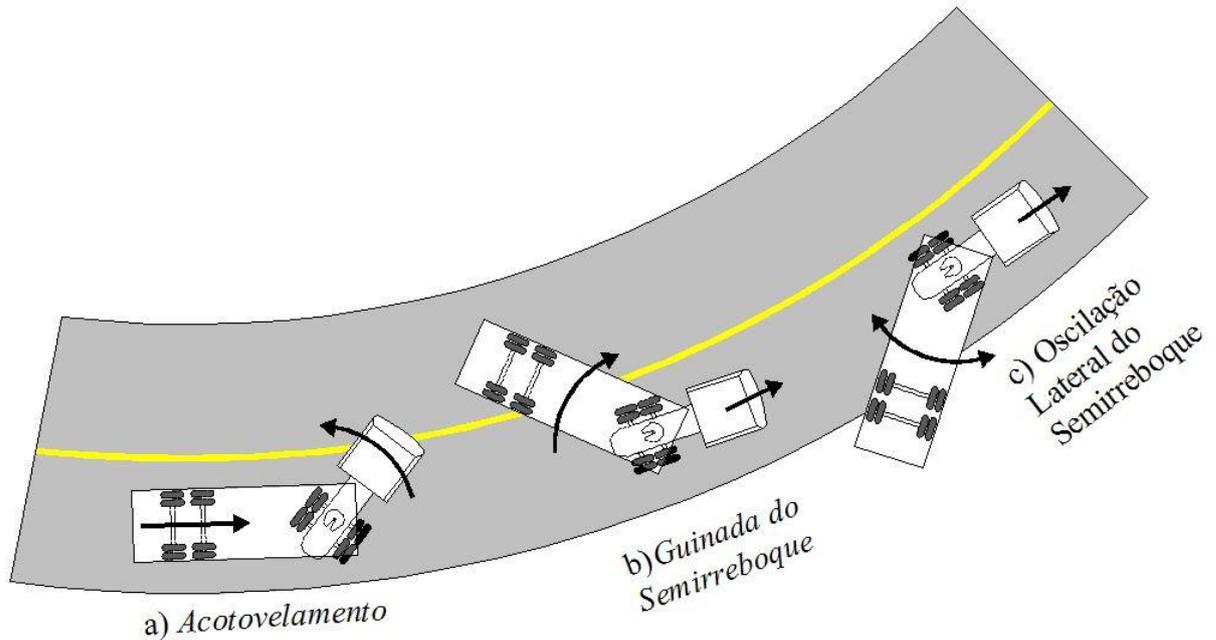


Figura 2.9 Modos de instabilidade para veículos articulados

Fonte: Adaptado de Vlk, 1982

Ellis, 1994, trata da influência da distribuição de carga no semirreboque na sensibilidade do controle da combinação. Segundo Ellis, quando a carga é posicionada na traseira do semirreboque a CVC tende a apresentar comportamento sub-esterçante e quando a carga está disposta na parte dianteira do semirreboque o veículo tende a apresentar comportamento sobre-esterçante haja vista que há um aumento da solicitação exercida pela força lateral proveniente dos pneus do cavalo tractor.

Ainda com foco no modo esterçante do cavalo, Ellis tratou sobre o posicionamento da quinta-roda do cavalo tractor. Uma de suas conclusões foi que, à medida que a quinta roda é movida para frente, em direção à cabine do cavalo, a combinação apresentava uma menor tendência ao acotovelamento (*jackknifing*) durante a frenagem.

2.5 Análise dinâmica da estrutura

Alves Filho, 2005, faz uma abordagem sobre o dimensionamento de estruturas sujeitas a cargas dinâmicas. Em suas considerações, Alves Filho diz que os carregamentos de projeto baseados em análises estáticas muitas vezes são conservadores o que acarretam em estruturas superdimensionadas com o agravante de não prever adequadamente o comportamento dinâmico da estrutura, o que pode levá-la ao colapso.

Os carregamentos dinâmicos apresentam particularidades que afetam a resposta estrutural do componente. Estas particularidades estão ligadas ao conceito de cargas cíclicas ou periódicas, cargas de impacto e carregamento dinâmico geral.

As cargas cíclicas ou periódicas repetem-se identicamente em intervalos de tempo iguais, ocasionando vibrações ou oscilações na estrutura. As cargas senoidais também são cargas periódicas, porém, mais simples uma vez que sua variação com o tempo é harmônica.

Por fim, as cargas não periódicas que podem atuar de duas maneiras, uma delas durante um intervalo de tempo pequeno, chamadas de carga de impacto, ou um carregamento de longa duração conhecido por carregamento dinâmico geral.

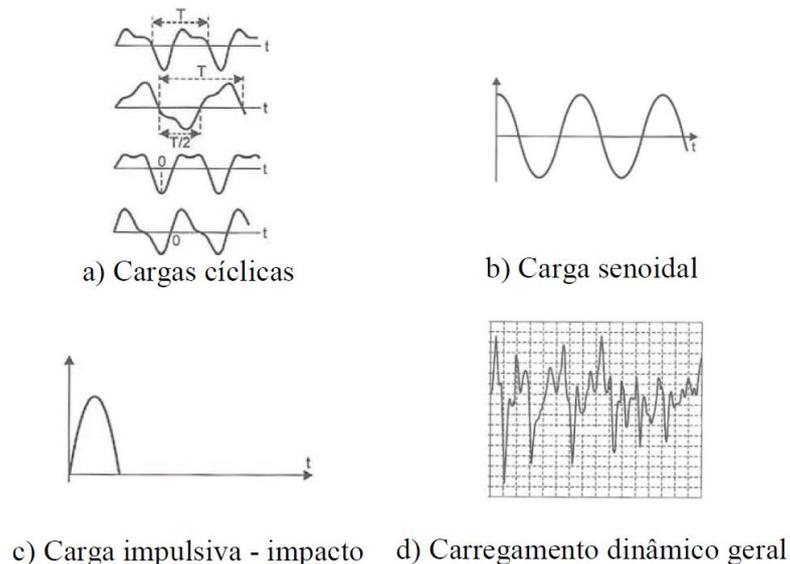


Figura 2.10 Tipos de cargas dinâmicas

Fonte: Alves Filho, 2005

Azevedo, 2003, reforça que um problema estrutural dinâmico tem como características essenciais o fato do carregamento variar com o tempo e a presença de forças de inércia de cada um dos componentes. Como consequência os deslocamentos, as deformações e as tensões variam com o tempo.

O equacionamento de carregamentos atuantes em sistemas lineares deve prever a separação das componentes estáticas e dinâmicas da carga a fim de se obter seus diferentes efeitos na estrutura. O efeito final na estrutura é obtido pela superposição dos dois efeitos.

2.6 Equação do movimento para um sistema com vários graus de liberdade

Segundo Alves Filho, 2005, a concepção do modelo matemático que representa, de forma discreta, o comportamento dinâmico da estrutura, ou seja, os seus deslocamentos dinâmicos, pode ser estabelecida com o estudo da mecânica considerando-se as equações do movimento. A solução dessas equações permite conhecer o histórico dos deslocamentos de cada nó do modelo discretizado que representa a estrutura.

Em análises de estruturas com alto grau de complexidade, torna-se inevitável a elaboração de um modelo constituído por muitos elementos e muitos componentes de deslocamento a determinar. São geradas inúmeras equações que traduzem o comportamento dinâmico dos graus de liberdade da estrutura. A equação (2.58) representa uma versão matricial para todos os graus de liberdade da estrutura, sendo a forma matricial o meio mais eficiente de armazenar e processar essas equações.

$$[M].[\ddot{U}] + [C].[\dot{U}] + [K].[U] = \{F(t)\} \quad (2.58)$$

2.7 Solução das equações de equilíbrio em análises dinâmicas pelo método dos elementos finitos

Do ponto de vista matemático, para representar a equação matricial (2.58), tem-se um sistema de equações diferenciais lineares de segunda ordem. Para resolver um sistema com várias equações, deve-se ter em mente que essas equações diferenciais não são independentes entre si, assim como os movimentos dos vários nós do modelo. Da mesma maneira que o movimento de um nó está acoplado ao movimento dos outros nós, as equações diferenciais que traduzem esses movimentos também estão. Para estabelecer soluções do sistema de equações existem dois grandes caminhos.

- Equações diferenciais não independentes entre si pode-se tentar integrar o sistema de equações diferenciais de forma direta. Neste procedimento antes de se iniciar a integração nenhuma transformação do sistema de equações é efetuada.

- Há certas situações físicas, como, por exemplo, ao se abordar sistemas lineares em que a Resolução do sistema de equações diferenciais pode ser efetuada aproveitando-se “certas facilidades” [Alves Filho, 2005]. Em vez de iniciar a integração do sistema de equações de forma simultânea, pode se transformar o sistema de forma equivalente, ou seja, desacoplando o sistema de equações, sendo possível resolver os problemas independentemente e em seguida superpor os resultados para obter respostas de interesse.

Os métodos utilizados para realizar a integração direta denominam-se métodos explícitos e implícitos. No método explícito, a solução do deslocamento em um dado instante é baseada na condição de equilíbrio dos instantes anteriores. As velocidades e acelerações nodais são determinadas no instante central t a partir dos instantes igualmente separados por Δt , ou seja, $(t+\Delta t)$ e $(t-\Delta t)$. O método explícito utiliza a equação (2.59) para obter as soluções.

$$\{\ddot{u}_n\} = [M^{-1}]\{F_n^{ext}\} - F_n^{int} \quad (2.59)$$

$$F_n^{int} = \Sigma \left(\int B^T \sigma_n d\Omega + F^{hg} \right) + F^{contact} \quad (2.60)$$

Para os métodos explícitos os pequenos incrementos de tempo são necessários para manter a estabilidade do sistema. O limite de estabilidade para uma análise explícita é que o incremento de tempo máximo deve ser inferior ao valor crítico de transição para uma onda de dilatação ou qualquer elemento da malha.

$$\Delta t \leq \Delta t^{critico} = \frac{2}{\omega_{max}} \quad (2.61)$$

Devido ao incremento de tempo muito pequeno o método explícito é útil para análises transientes. Verificação de convergência em análises explícitas não é necessária, pois as equações são desacopladas. O método explícito é adequado para análises onde envolve impactos, explosões e grandes deformações.

O método implícito considera a condição de equilíbrio no próprio instante $(t+\Delta t)$ e utiliza a equação (2.62) para obter as soluções.

$$\{u_{n+1}\} = [K]^{-1} \{F_{n+1}^a\} \quad (2.62)$$

O método de integração implícita inverte a matriz de rigidez e calcula para cada incremento do tempo um deslocamento. Para problemas dinâmicos é dividido em método de Houbolt, método Θ Wilson, método de Newmark e o método de superposição modal.

O método implícito de Newmark é um método utilizado pelo software Ansys Workbench V.14.0. Em problemas dinâmicos, as equações podem ser escritas conforme equação (2.63) [Ls_Dyna,1999]

$$M\ddot{u}^{n+1} + D\dot{u}^{n+1} + K_t(x^n)\Delta u = P(x^n)^{n+1} - F(x^n) \quad (2.63)$$

O tempo de integração é incondicionalmente estável em um passo de tempo, o método de Newmark é dado por:

$$\ddot{u}^{n+1} = \frac{\Delta u}{\beta\Delta t^2} - \frac{\dot{u}^n}{\beta\Delta t} - \frac{1}{\beta}\left(\frac{1}{2} - \beta\right)\ddot{u}^n \quad (2.64)$$

$$\dot{u}^{n+1} = \dot{u}^n + \Delta t(1 - \gamma)\ddot{u}^n + \gamma\Delta t\ddot{u}^{n+1} \quad (2.65)$$

$$x^{n+1} = x^n + \Delta u \quad (2.66)$$

Para $\gamma = \frac{1}{2}$ e $\beta = \frac{1}{4}$, o método converge para o método trapezoidal e a energia é conservada.

Se $\gamma > \frac{1}{2}$ e $\beta > \frac{1}{4}\left(\frac{1}{2} + \gamma\right)^2$, o amortecimento numérico é induzido na solução que leva a uma perda de energia.

3 PROJETO E MODELAGEM DE SEMIRREBOQUE GRANELEIRO

3.1 Generalidades

Neste capítulo faz-se uma introdução ao funcionamento do programa de sistemas multicorpos, TruckSim. Em seguida trata-se da relevância do tipo de semirreboque escolhido para o trabalho, sendo abordados os conjuntos principais que o compõem juntamente com as necessidades de *input* de cada uma destas partes no programa. Por fim é apresentada a norma NBR 1726:2003 que estabelece os princípios da intercambiabilidade para semirreboque e cavalo trator, bem como a sua influência na determinação da geometria da longarina e, conseqüentemente, a determinação do ponto estrutural crítico.

3.2 O programa TruckSim

O TruckSim é um programa de sistemas multicorpos rígidos dedicado à avaliação de dinâmica veicular para veículos pesados e de transporte. Desenvolvido pelo UMTRI (The University of Michigan Transportation Research Institute), o TruckSim apresenta modelos dos principais sistemas do veículo validados experimentalmente, com bibliotecas de suspensão, pneus, procedimentos de manobra, tipos de pavimento e outros, sendo que o modelo não permite acesso a sua formulação matemática, porém, com todos os parâmetros de *input* editáveis. O fato de o programa ser dedicado torna a velocidade de análise muito alta.

Outro diferencial do programa é a interatividade na animação, pois o recurso propicia um melhor entendimento do fenômeno físico. A interface gráfica de pré-processamento é definida de forma sequencial por sistemas, onde as principais variáveis podem apresentar esboços que facilitam a sua interpretação.

O procedimento para análise acontece, de maneira global, em quatro etapas, representadas na Figura 3.1:

- 1- Seleciona-se o tipo do veículo;
- 2- Seleciona-se o procedimento para análise;
- 3- Executa-se o modelo matemático;
- 4- Obtêm-se os dados de saída através de gráficos e animações.

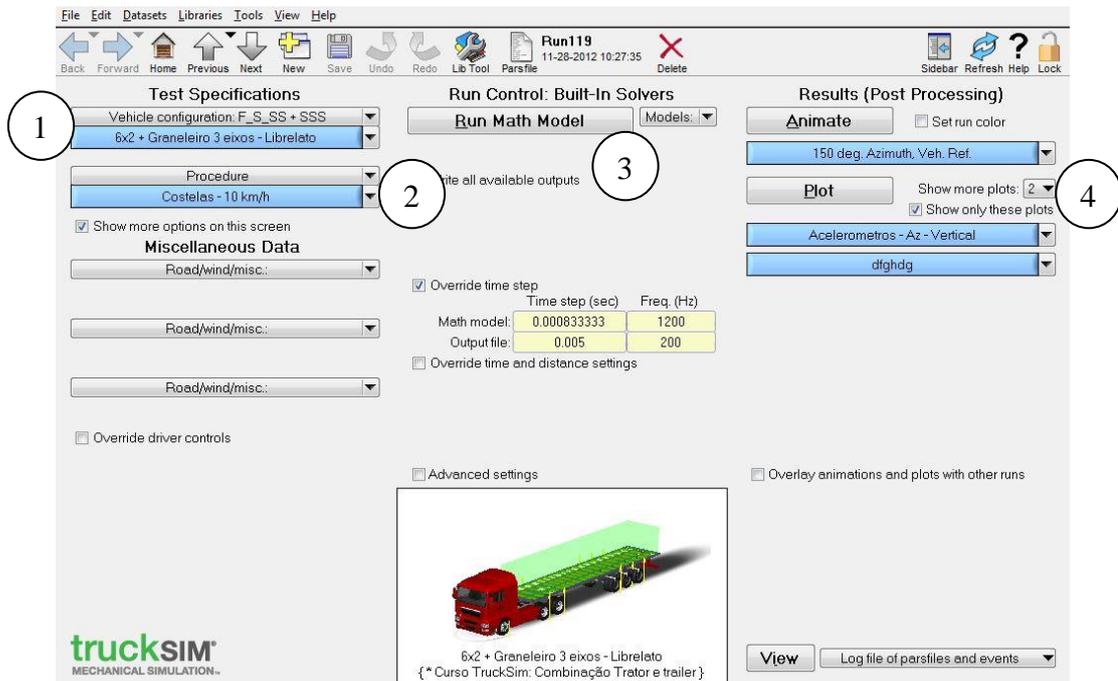


Figura 3.1 Tela de pré-processamento do TruckSim

Fonte: Autor

Após a seleção do veículo, o programa captura, na pasta de instalação, o modelo matemático correspondente ao tipo de veículo definido. Embora o programa busque o modelo matemático automaticamente, é possível escolher o método de integração numérica dentre os 05 disponíveis, que são:

- a) Adams – Moulton de segunda ordem;
- b) Adams – Moulton de terceira ordem;
- c) Adams – Moulton de quarta ordem;
- d) Runge – Kutta de segunda ordem;
- e) Adams – Bashforth de segunda ordem.

Como padrão, o programa adota o método Adams – Moulton de segunda ordem, sendo que os métodos de ordem superior são utilizados quando estão envolvidas não linearidades entre os *time-steps* estipulados para a integração, bastante comum em simulações de frenagem onde o pneu apresenta mudanças significativas em pequenos intervalos de tempo.

Após realizar a integração, o *solver* arquiva, no banco de dados, dois arquivos com extensão:

- .ERD - Entity Relationship Diagram graphic file;
- .BIN - Binary file.

Onde os arquivos ERD – armazenam o nome de todas as variáveis que foram solicitadas no modelamento e também guarda um *link* com os resultados mantidos no arquivo .BIN, enquanto o arquivo .BIN guarda os resultados matemáticos do modelo.

Após o processamento é possível animar o modelo e plotar gráficos pertinentes à análise. Para a animação dos modelos virtuais, o TruckSim utiliza o programa *Surf Animator*, e para plotagem dos gráficos, o programa WinEP. A Figura 3.2 mostra os relacionamentos entre as interfaces do TruckSim.

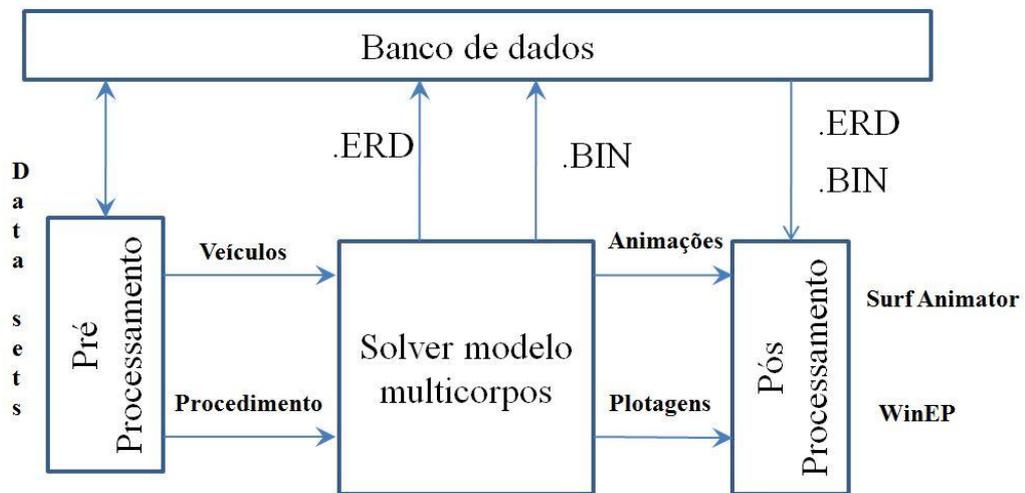


Figura 3.2 Esquema de funcionamento do TruckSim

Fonte: Autor

3.3 O semirreboque graneleiro

O implemento rodoviário do tipo semirreboque graneleiro, objeto de estudo neste trabalho, é um dos semirreboques mais comercializados do país. Muitas são as justificativas para esta situação, uma delas é o apresentado por Tavares, 2004, onde se relata que 67% da produção agrícola brasileira são escoadas pelo modal rodoviário.

Esta superioridade sobre as demais linhas de semirreboques utilizadas no Brasil pode ser percebida nos gráficos apresentados pela ANFIR, Figura 3.3, que apresenta os emplacamentos de semirreboques por tipo de família, de janeiro a outubro, desde 2009. Foram 10.776 unidades em 2009, 14.776 em 2010, 15.025 unidades em 2011 e 13.039 unidades em 2012.

Em 2012 percebe-se uma redução de 13,22 % em relação ao mesmo período de 2011, porém, a queda não se deu apenas para o semirreboque graneleiro, mas para o setor de transporte como um todo.

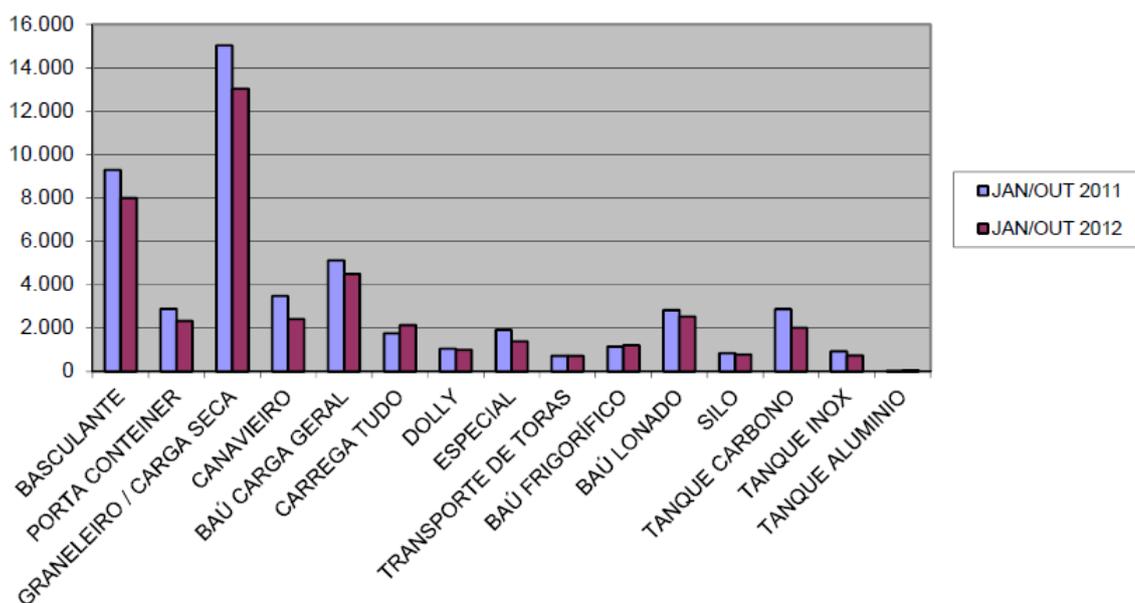


Figura 3.3 Emplacamentos de semirreboques – Janeiro a Outubro - 2011 e 2012

Fonte: ANFIR, 2012

Podemos estruturar o semirreboque graneleiro em nove partes essenciais: o chassi metálico, suspensão, sistema de acoplamento com mesa de desgaste e pino-rei flangeado, pára-choques, sistema elétrico, sistema pneumático, sistema de freios, assoalho, e a caixa de carga, esta última formada por tampas laterais, fueiros, frontal e tombador traseiro.

Pela sua representatividade no mercado, por ser um dos produtos mais antigos no Brasil e, conseqüentemente, por ser o produto mais experimentado, escolheu-se o semirreboque graneleiro de dimensões padrões para este trabalho, o mesmo que apresenta 12.400 mm de comprimento nominal, para cavalo 6x2 (seis pontos de apoio no solo com tração no eixo frontal traseiro), com 03 eixos em tandem, como se observa na Figura 3.4.



Figura 3.4 Semirreboque graneleiro de comprimento 12.400 mm

Fonte: Autor

Como precede o nome do produto, sua função principal é o transporte de cereais, o que exige uma vedação adequada da caixa de carga do implemento, evitando o espalhamento de grãos durante o trajeto da lavoura ao destino final. Alguns estudos já foram feitos buscando soluções para este tema, por exemplo, Stergios et al., 2011, tratou de uma solução com foco no sistema de enlonamento automatizado, porém o alto custo das soluções, tecnologicamente corretas, tornam-se economicamente inviáveis.

Na busca pela condição ideal de vedação, que alie baixo custo com boa eficiência, os projetos de semirreboques graneleiros incorporam soluções competitivas, sendo que, a maior garantia de sucesso fica sob-responsabilidade da precisão mecânica da montagem. As tampas laterais do semirreboque graneleiro possuem um afastamento lateral de 5,5 mm em relação ao fueiro, ou seja, o comprimento da tampa é 11 milímetros menor que a medida interna dos fueiros laterais, como se observa na Figura 3.12.

Esta folga de montagem, que aparenta ser exagerada em uma primeira análise, torna-se restrita ou até mesmo insuficiente, quando o produto é posto em operação. Durante sua exposição às condições de trabalho, a longarina do chassi permite uma flexão elástica da estrutura do semirreboque, sujeitando todas as partes do semirreboque a esta mesma condição de solicitação, inclusive a caixa de carga.

Dependendo da proporção desta flexão, as tampas laterais tocam nos fueiros e, como o produto é submetido às ações dinâmicas durante o trajeto, a constância da exposição a esta condição de funcionamento, compromete a estrutura da caixa de carga, afetando sua abertura/fechamento e danificando o sistema de vedação.

A combinação utilizada neste trabalho é composta por um cavalo tractor Scania 6x2 G420 e um semirreboque graneleiro Librelato com 03 eixos em tandem, como mostra a Figura 3.5. A Tabela 3.1 apresenta os dados das unidades que compõem a CVC.

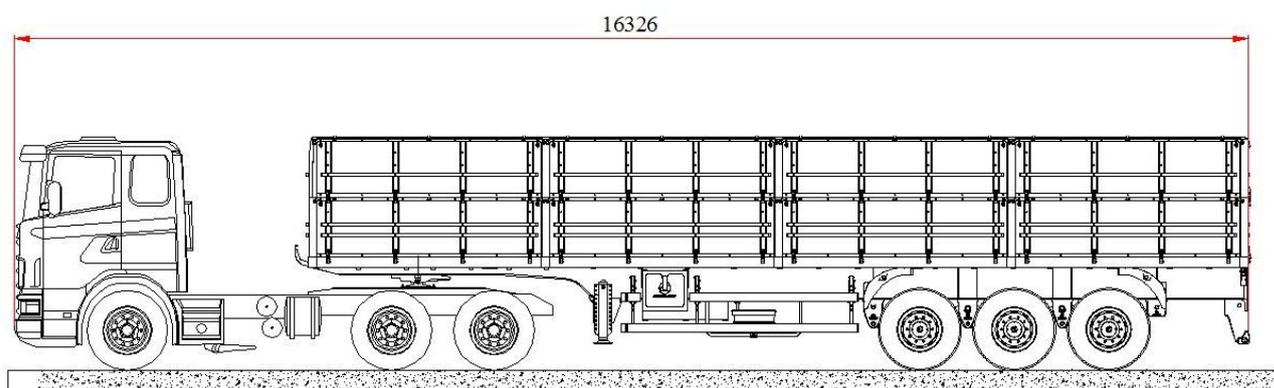


Figura 3.5 Vista lateral da CVC utilizada no trabalho

Fonte: Autor

Tabela 3.1 Tabela de informações sobre unidades da CVC

Cavalo Tractor		Semirreboque	
Tara (kg) (tanque cheio e motorista)	9066	Tara (kg)	7368
Peso no eixo dianteiro (kgf)	5418	Assoalho	compensado naval 18 mm
Peso no eixo traseiro (kgf)	3648	Bitola dos eixos (mm)	1843
Balanço dianteiro (mm)	1458	Balanço dianteiro (mm)	1420
Distância de entre-eixos (mm)	3500	Distância de entre eixos (mm)	7900
Comprimento total (mm)	7033	Comprimento total (mm)	12400
Altura (mm)	3274	Altura (mm)	3352
Largura (mm)	2500	Largura (mm)	2600
CMT (kg)	66000	Altura das tampas laterais (mm)	800 + 1000
Suspensão	a ar	Suspensão	mecânica
Pneus	295/80 R 22,5"	Pneus	295/80 R 22.5"
Eixos	A disco	Eixos	A disco
Quinta roda	2"	Pino rei	Flangeado 2"
Informações gerais			
Comprimento total da CVC (mm)		16326	
Tara da CVC (kg)		16434	
Carga transportada		Milho a granel	
Peso específico do milho (kg/m ³)		750	
Carga líquida (kg)		32066	

Fonte: Autor

3.3.1 O chassi do semirreboque

O chassi do semirreboque, Figura 3.6 é construído com longarinas em perfil tipo I soldadas. A necessidade da solda para construção do perfil se deve a não uniformidade da seção transversal da viga ao longo de sua extensão. Esta descontinuidade geométrica é fruto do acoplamento entre a unidade tratora e a unidade tracionada, sendo esta a principal diferença entre chassis destinados a semirreboques e chassis para veículos simples. O material de construção do chassi é o ASTM A-36.

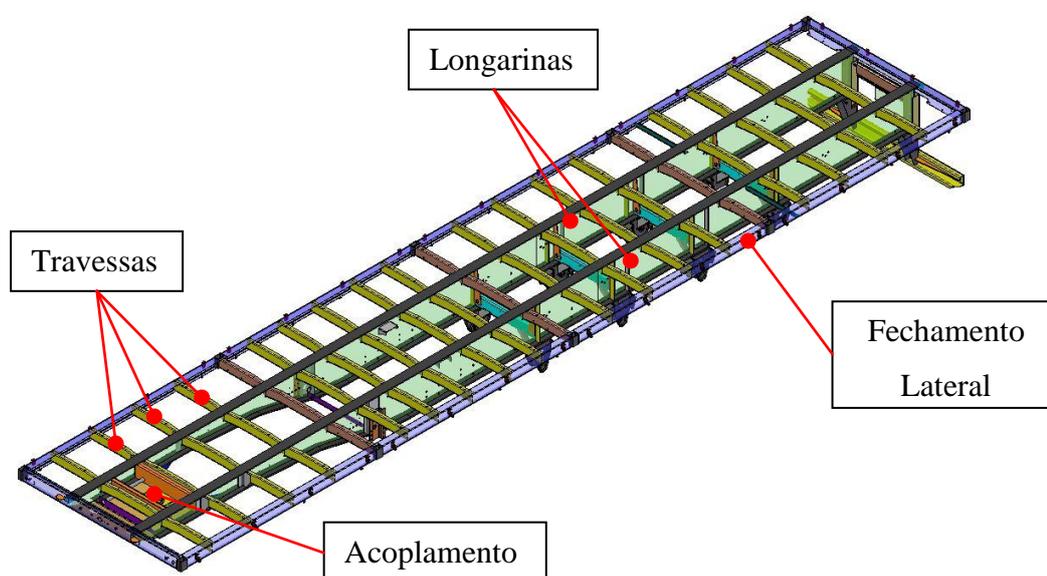


Figura 3.6 Chassi do semirreboque graneleiro

Fonte: Autor

As longarinas são as principais peças estruturais do chassi e seu dimensionamento prevê:

- Atender a legislação vigente quanto à distribuição de carga;
- Absorver necessidades geométricas do acoplamento com o cavalo trator e da junção com a suspensão.
- Responder, de forma adequada, aos carregamentos externos oriundos da suspensão e acoplamento;

Para a colocação do assoalho do produto, o chassi conta com travessas passante, conformadas mecanicamente, as quais garantem a largura do produto e, pela sua forma construtiva permitem com que haja apoio uniforme em toda a largura, uma vez que a longarina é absorvida pelo desnível oriundo da conformação mecânica da peça.

Esta conformação elimina a necessidade de apoios para o correto assentamento do assoalho, conforme representado na Figura 3.7.

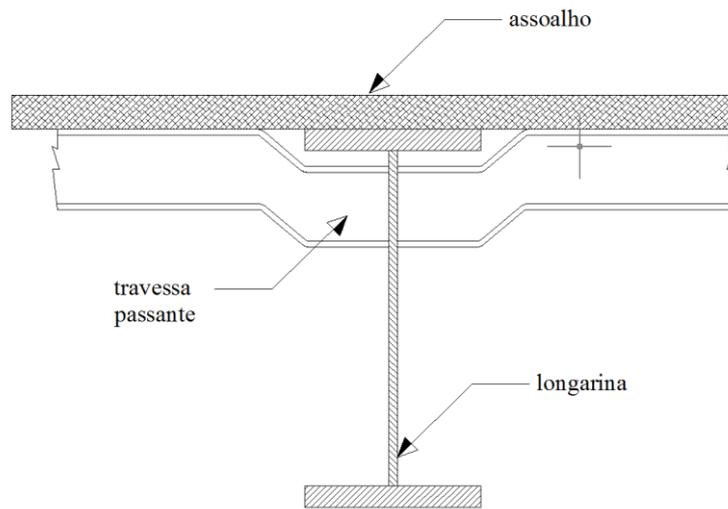


Figura 3.7 Longarina com travessa passante

Fonte: Autor

Os fechamentos laterais, frontal e traseiro do chassi são construídos em perfis tipo U, sendo que, no intervalo compreendido pelo comprimento da tampa lateral, a estrutura contempla um compartimento para encaixe do fueiro metálico, Figura 3.8, o qual tem a função de estruturar a caixa de carga. Estas descontinuidades estruturais associadas ao aquecimento oriundo da solda resultam em regiões frágeis no chassi, sendo que, em cada compartimento há a necessidade de colocação de uma travessa passante.

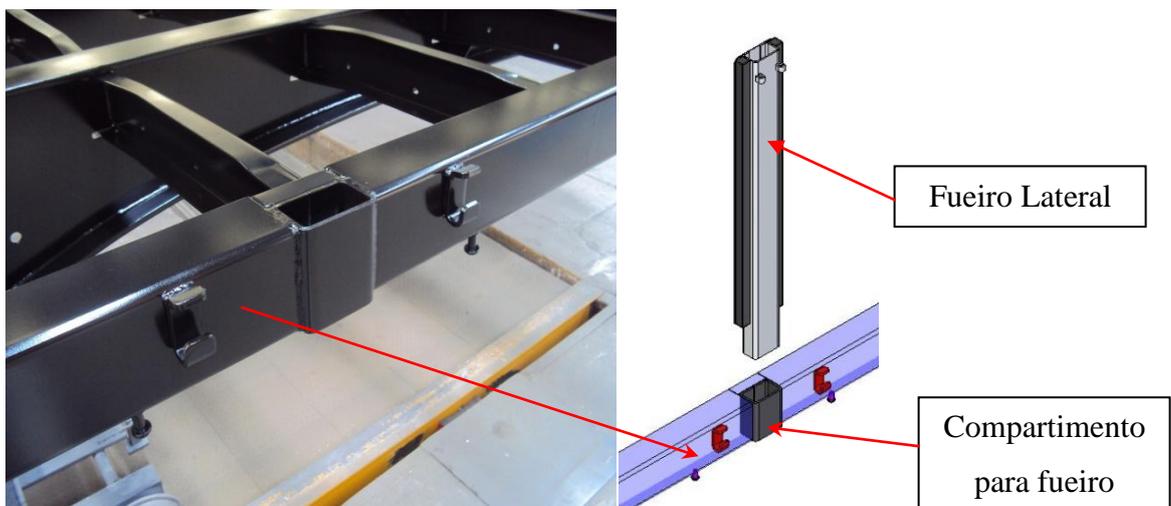


Figura 3.8 Detalhe do fechamento lateral do chassi

Fonte: Autor

Um item importante no chassi dos semirreboques graneleiros é que as travessas de ligação, chamadas de internas, não são soldadas diretamente à alma da longarina, Figura 3.9.

Para que as cargas provenientes da suspensão sejam distribuídas uniformemente em toda a seção transversal da longarina, utiliza-se uma flâmula de ligação. Esta flâmula é soldada na cinta superior, na alma e na cinta inferior da longarina; enquanto a travessa de ligação é soldada apenas na flâmula, evitando o contato com a alma da longarina e os pontos de concentração de tensão.

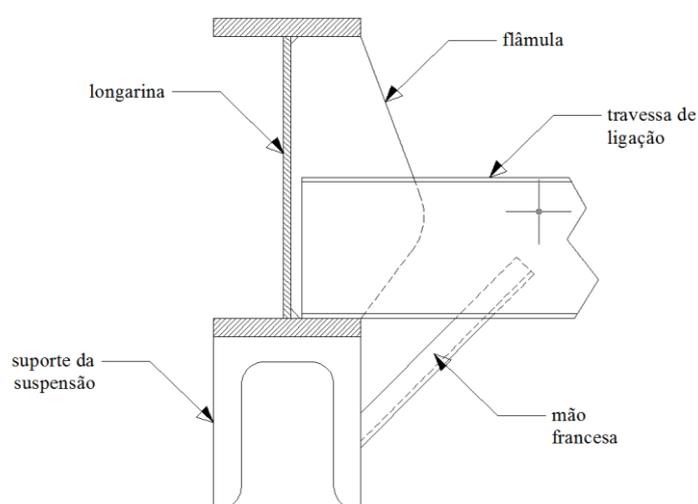


Figura 3.9 Ligação travessas internas chassi

Fonte: Autor

É possível fazer avaliações dinâmicas mais precisas das CVC's no TruckSim com o acréscimo de rigidez torcional do chassi. McNaul, 2009, estuda o comportamento de uma combinação formada por um cavalo 6x2 acoplado a um semirreboque com dois eixos utilizando o programa TruckSim, onde se pôde validar o modelo usando o parâmetro de rigidez torcional.

Vargas, 2011, conclui que a avaliação do comportamento flexível do chassi é de suma importância, uma vez que as flexibilidades de alguns componentes da estrutura influenciam no comportamento dinâmico. O método virtual para determinação da rigidez torcional, definida pela equação (3.1) e mostrado na Figura 3.11, prevê o engastamento na região do acoplamento (pino-rei) e a aplicação de um torque na região do centro da suspensão do semirreboque.

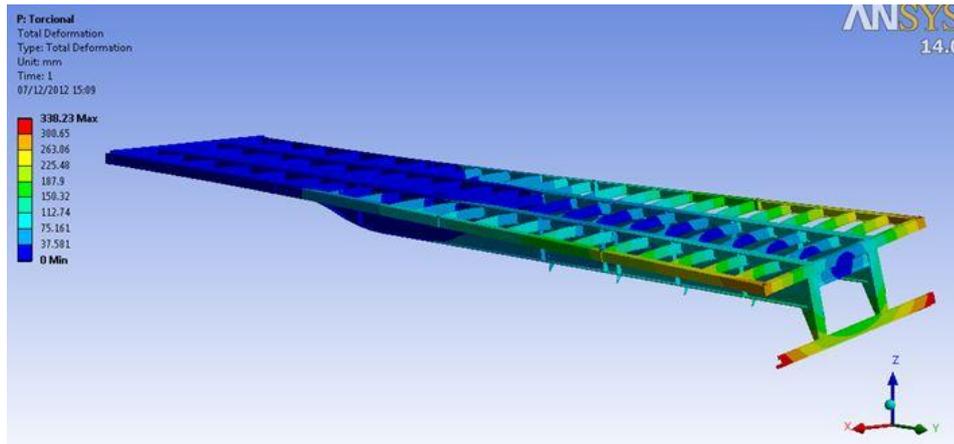


Figura 3.10 Determinação da rigidez torcional do chassi pelo MEF

Fonte: Autor

$$K_{\phi} = \frac{T_{\phi}}{\phi} \tag{3.1}$$

onde K_{ϕ} é a rigidez torcional do chassi, T_{ϕ} é o torque aplicado e ϕ é o deslocamento angular.

No TruckSim a consideração da rigidez torcional é apresentada junto aos parâmetros relacionados à massa suspensa, posicionamento do CG e inércias, conforme apresentado na Figura 3.11. A rigidez torcional do semirreboque da pesquisa é de $K_{\phi} = 1.650 \text{ Nm/grau}$.

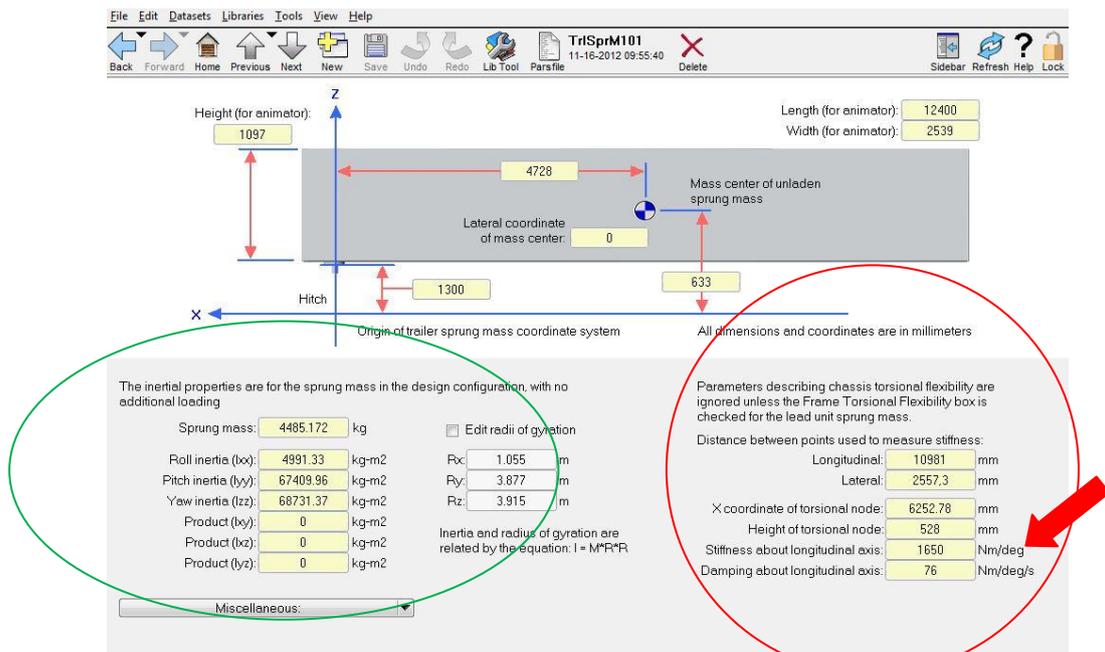


Figura 3.11 Determinação da rigidez torcional no TruckSim

Fonte: Autor

Com relação parâmetros de rigidez torcional, inscritos no círculo da direita, os dois primeiros referem-se às distancias longitudinal do centro do pino-rei ao centro do eixo intermediário da suspensão e a distância lateral de aplicação do torque medido em milímetros.

Os dois parâmetros seguintes referem-se ao posicionamento do nó de torção em relação ao sistema de origem e por fim, o penúltimo campo solicita a rigidez torcional sobre o eixo longitudinal, medido em Nm/gra e o último campo trata do amortecimento de torção do chassi sobre o eixo longitudinal, medido em Nm/gra/s .

3.3.2 A caixa de carga

A caixa de carga do semirreboque graneleiro, mostrada na Figura 3.13, não é autoportante, ou seja, não há colaboração estrutural para resistência do chassi, como acontece nos implementos do tipo baú, por exemplo. No caso do semirreboque graneleiro a caixa de carga tem a única função de reter a carga transportada garantindo a vedação. Para análise estrutural do chassi, sua tara é contada como carga vertical disposta sobre os fechamentos laterais.

Devido a sua premissa de concepção, baseada na remoção total dos itens, a forma construtiva da caixa de carga prevê afastamentos entre os fueiros e as tampas laterais, Figura 3.12, permitindo deformações no chassi sem que haja dano ao sistema de abertura das tampas.

Este modelo de construção permite que o usuário tenha facilidade no manuseio para abertura e retirada das tampas, porém, do ponto de vista estrutural, esta mobilidade transforma-se em uma carga sujeita aos mesmos carregamentos e ações dinâmicas sobre a estrutura do chassi.



Figura 3.12 Afastamento lateral entre as tampas e o fueiro, na caixa de carga

Pode-se dizer que a caixa de carga é formada por módulos laterais de estancamento da carga, porém, a estrutura das tampas e seu princípio de montagem não garantem a resistência necessária para contenção da carga. Faz-se necessário agregar um sistema de amarração interna por correntes, que interligue a lateral esquerda e a lateral direita, cuja função é evitar deformações da caixa de carga provenientes da pressão dos grãos.

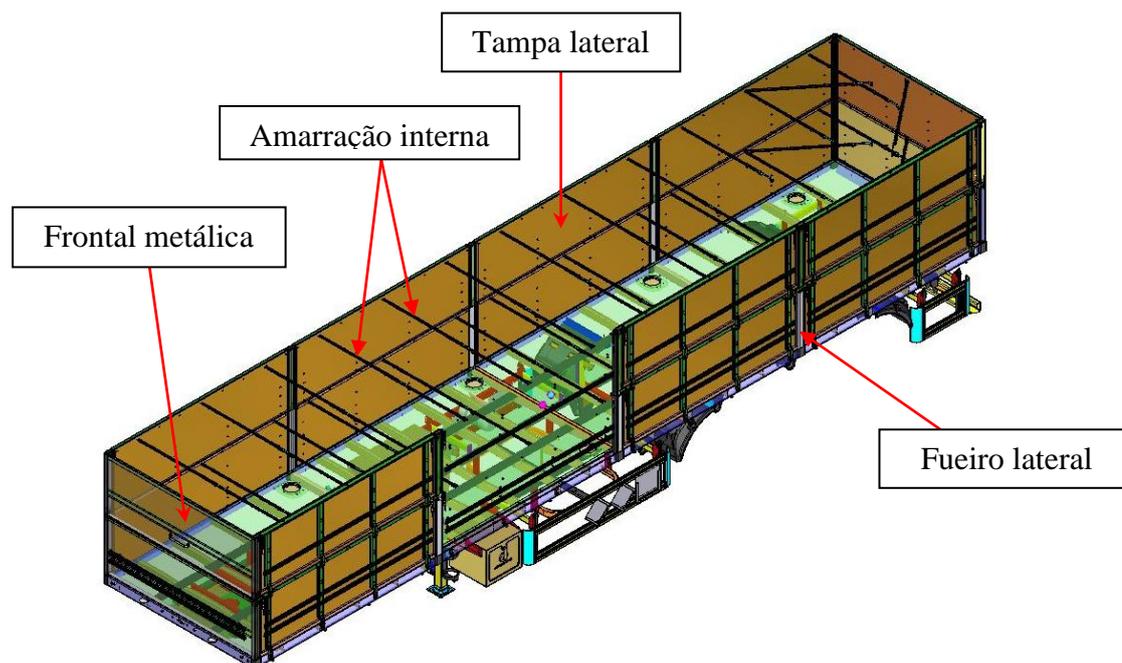


Figura 3.13 Caixa de carga do semirreboque graneleiro

Fonte: Autor

A frontal da caixa de carga é metálica. Embora não apresente articulações, a frontal pode ser removida, assim como as tampas laterais, o que permite a desmontagem completa da parte superior do semirreboque, transformando-o em uma plataforma plana. As tampas laterais são fabricadas em compensado naval de 14 mm de espessura e possuem uma moldura metálica que garante sua rigidez.

Para o *input* dos dados da carga no TruckSim, como mostra a Figura 3.14, basta posicionar a carga de acordo com sua disposição sobre o semirreboque a partir das coordenadas fixas ao pino-rei. Como no caso do graneleiro a carga é uniformemente distribuída sobre a estrutura, a caixa de carga acomoda na forma de um prisma retangular.

As informações do carregamento podem ser divididas em 06 etapas, conforme descrito na sequência, enquanto os itens referentes aos momentos de inércia de massa e a altura do CG da carga são calculados automaticamente pelo programa.

- 1) Comprimento da carga definido pela distância interna útil da caixa;
- 2) Largura da carga, medida como a largura interna da caixa;
- 3) Altura da carga, proveniente da relação da carga a ser transportada dividida pelo produto do peso específico do grão transportado vezes a área da plataforma;
- 4) Altura do solo à base da carga, definida como a altura do solo até a face superior do assoalho da plataforma;
- 5) Posicionamento do centro da carga, determinada pela distância horizontal do centro do pino-rei até o CG da carga;
- 6) Massa líquida, resultante da subtração das taras do cavalo trator e do semirreboque do PBTC.

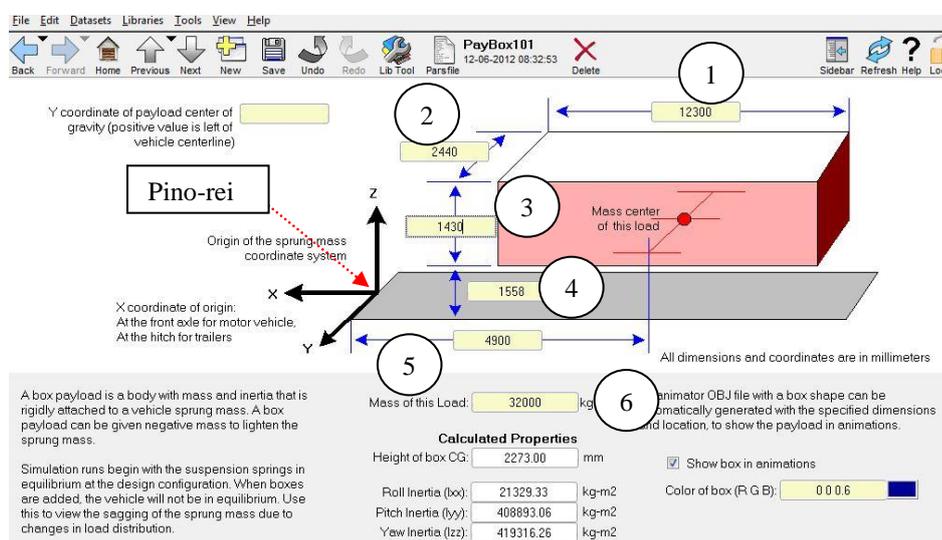


Figura 3.14 Aplicação de carga no programa TruckSim

Fonte: Autor

3.3.3 O sistema de acoplamento

O acoplamento entre cavalo trator e semirreboque já foi tema de muitas pesquisas. Atualmente é um assunto consolidado entre os fabricantes do ramo, tendo suas determinações previstas na NBR ISO 1726:2003. O CONTRAN prevê esta mesma norma na Resolução 210:2006.

Adota-se, mundialmente, o sistema composto por quinta-roda, Figura 3.15, e pino-rei, tanto pela sua funcionalidade, quanto pela viabilidade financeira. Devido a sua abrangência, estes itens são regidos por literatura normativa:

- a) NBR ISO 337:2001, prevê o dimensional do pino rei de duas polegadas, para promover sua intercambiabilidade;
- b) NBR ISO 3842:2004, prevê o dimensional da quinta-roda de duas polegadas, para promover sua intercambiabilidade;
- c) NBR ISO 8716:2001, prevê o ensaio para homologação do pino rei de duas polegadas;
- d) NBR ISO 8717:2003, prevê o ensaio para homologação da quinta-roda de duas polegadas.

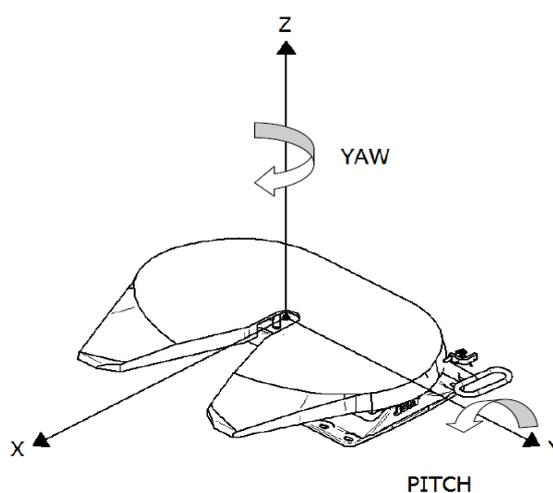


Figura 3.15 Quinta roda de 2 polegadas

Fonte: Autor

O modo de acoplamento do pino rei com a quinta roda permite dois graus de liberdade ao conjunto, como mostra a Figura 3.15. O primeiro é o giro sobre o eixo z (*yaw*), onde ocorre o escorregamento na chapa de sacrifício do semirreboque, Figura 3.16, sobre a face superior da quinta-roda. O segundo é o giro sobre o eixo y (*pitch*), onde o conjunto é guiado pelo eixo de giro da quinta-roda.

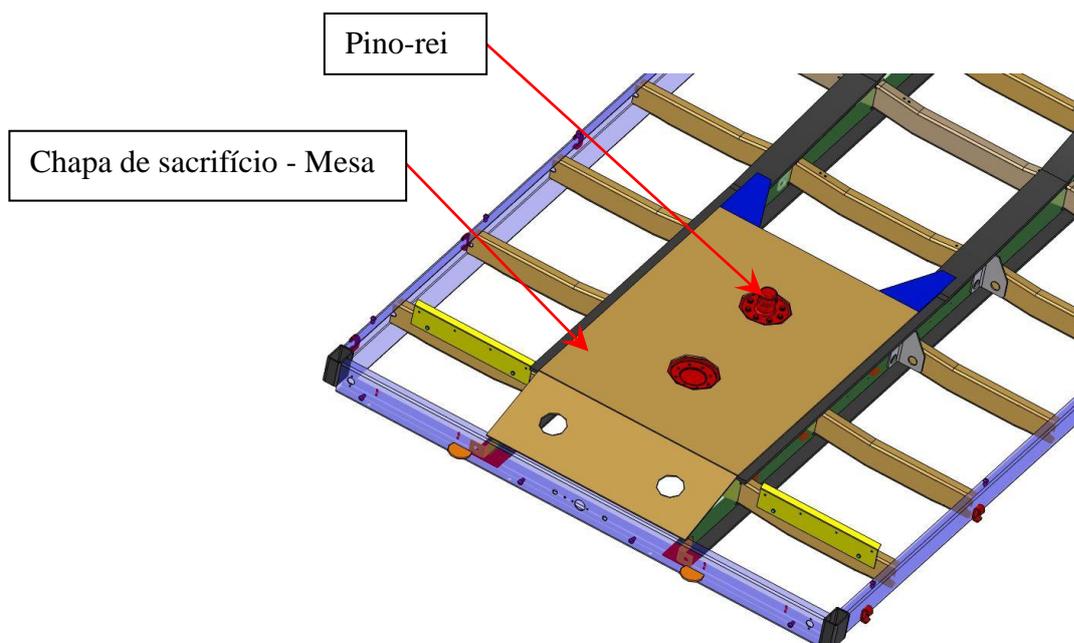


Figura 3.16 Sistema de acoplamento semirreboque

Fonte: Autor

Embora a angulação prevista na norma de construção da quinta-roda seja de 24° , sendo 12° para frente e 12° para trás, NBR ISO 3842:2004, a norma NBR ISO 1726:2003 limita esta angulação em 6° para frente e 7° para trás, buscando evitar o contato entre as estruturas acopladas, mesmo com cavalos de tração distinta, seja para contatos entre semirreboque e cabine, seja entre as estruturas do cavalo trator e do semirreboque.

Pode-se trabalhar com a quinta-roda, no TruckSim, alterando parâmetros de posicionamento, graus de liberdade (ainda possibilita oscilação em torno de x) e altura de acoplamento. As opções de alteração de quinta-roda ficam no campo de pré-processamento do cavalo trator, como mostra a Figura 3.17.

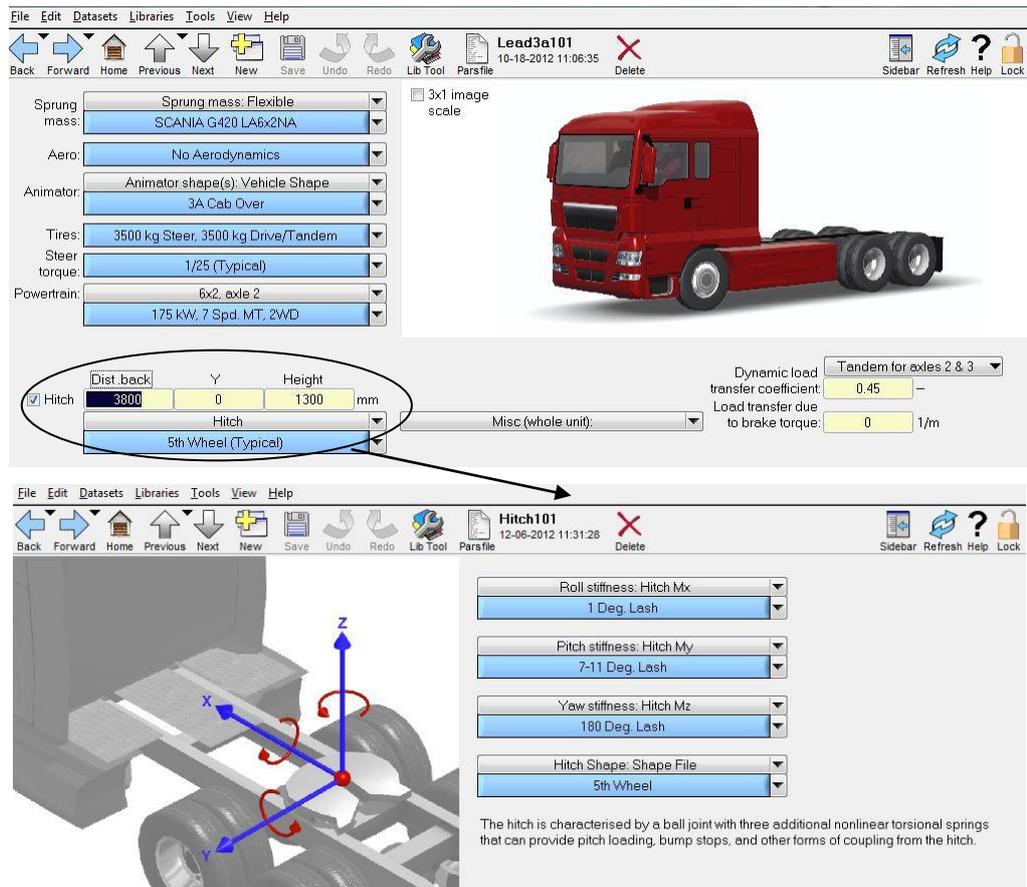


Figura 3.17 Especificação da quinta-rodinha no TruckSim

Fonte: Autor

3.3.4 A suspensão mecânica

Uma das funções primordiais de uma suspensão é isolar a estrutura suspensa e seus passageiros/cargas das perturbações geradas por irregularidades do pavimento e manobras direcionais. Do ponto de vista estrutural, a suspensão atenua a transmissão dos esforços preservando a integridade estrutural do veículo.

Do ponto de vista funcional, podemos listar as principais atribuições da suspensão:

- a) Suportar a carga do veículo e a carga transportada, permitindo um movimento relativo entre o chassi e o eixo;
- b) Vincular o movimento das rodas e eixos ao movimento do veículo e destes em relação ao pavimento;
- c) Amortecer e minimizar a transmissão de esforços ao veículo (forças e momentos) gerados pelas irregularidades do pavimento, manobras, tração, frenagem, dentre outros;

- d) Manter o distanciamento constante do chassi em relação ao solo e em relação aos pneus;
- e) Manter uma boa relação de transmissibilidade, seja com o semirreboque carregado, seja com o semirreboque vazio.

A suspensão do semirreboque graneleiro utilizado no trabalho é mecânica, Figura 3.18, dotada de feixes de mola semi-elípticos e eixo rígido. Nas posições intermediárias da suspensão, junto às molas mestras, os suportes são dotados de balancins para transferência de carga entre os eixos, os tornando tandem e atendendo assim a solicitação exigida pela Resolução 210:2006. Para Gillespie, 1992, a suspensão com feixes de molas é a mais simples e econômica de todos os sistemas de suspensão.

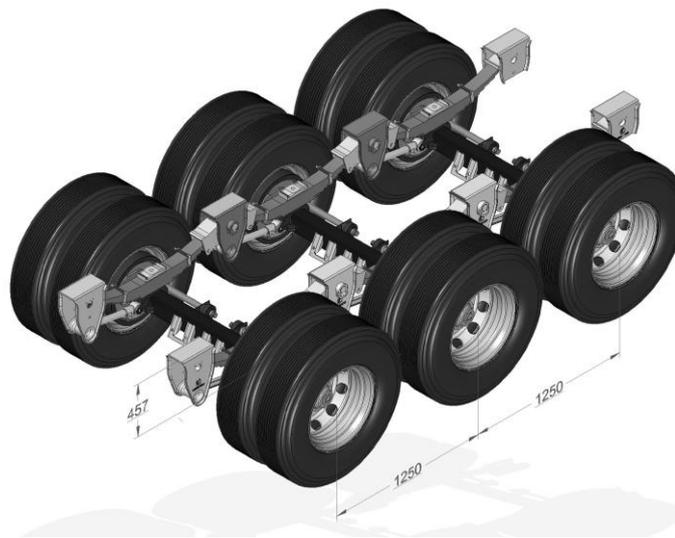


Figura 3.18 Suspensão mecânica formada por 03 eixos em tandem

Fonte: Autor

É uma particularidade das suspensões mecânicas apresentarem sua rigidez pela flexão das lâminas no regime elástico e ter o amortecimento obtido pelo atrito entre as lâminas do feixe, gerando histerese. Neto e Prado, 2006, acrescentam que suspensões dotadas de feixes de mola podem apresentar um acréscimo de 20 a 40% na rigidez ao rolamento.

Peres, 2006, mostra a metodologia de ensaio dos feixes de mola conforme especifica a norma de dimensionamento e projeto ABNT 8567: 1984. A Figura 3.19 (a) e (b) mostra a rigidez nominal média e a região de histerese, respectivamente. A relação entre o carregamento e a flexão da mola tem o nome de *rate* (K_m).

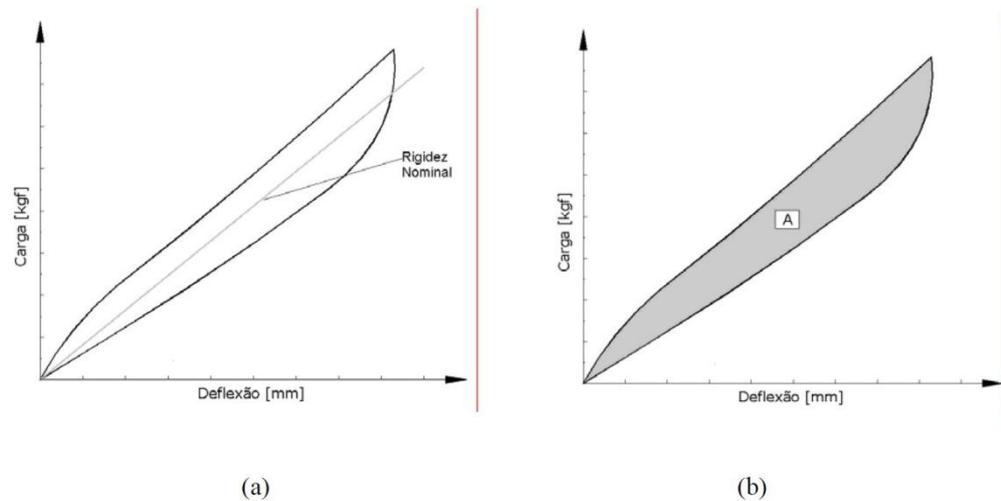


Figura 3.19 Ensaio de flexão em molas semi-elípticas. a) Rigidez nominal, b) Histerese

Fonte: Peres, 2006

Para o TruckSim, tanto o coeficiente de transferência de carga pelo sistema tandem, quanto o *rate* da mola podem ser agregados ao conjunto suspensão. No caso do feixe de molas, existem duas maneiras de inserir os dados, uma agregando diretamente o *rate* ou agregar os pontos da curva do ensaio de flexão mostrando a relação entre carga e deslocamento. Pode-se, ainda, diferenciar o *rate* para os lados do semirreboque, ou seja, acrescentar rigidezes distintas e até mesmo molas fraturadas ($K_m=0$), para simular o comportamento dinâmico.

A Figura 3.20 mostra a tela para ingresso de dados referentes ao *rate* e o coeficiente de transferência de carga. Para o semirreboque utilizado no trabalho o *rate* da mola foi $K_m = 1048,6 \text{ N/mm}$ e o coeficiente de transferência 0,45, o que significa que a transferência de carga via balancim apresenta 90% de eficiência.

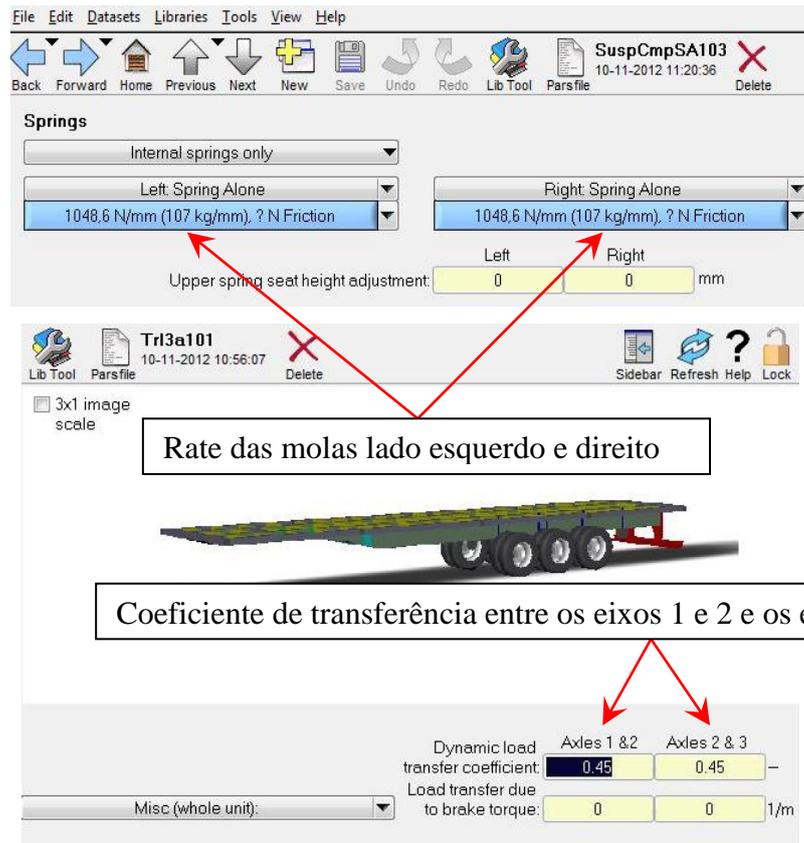


Figura 3.20 Parâmetros da suspensão no TruckSim

Fonte: Autor

Um ponto importante a ressaltar no item suspensão refere-se às dimensões correspondentes à altura do centro do eixo à face dos suportes e dos valores de entre-eixos, Figura 3.18. Segundo a Resolução 210:2006, a distância entre centro de eixos de um rodado para que ele seja considerado em tandem varia de 1.200 a 2.400 mm. Neste trabalho adota-se um valor do entre-eixos igual a 1.250 mm, valor médio adotado por todos os fabricantes do setor. O fato da semelhança dimensional entre os fabricantes de implementos também se dá na altura da suspensão, compreendida entre o centro do eixo (neste caso igual ao centro da roda) e a face superior do suporte da mola, que é de 457 mm, ou 18 polegadas.

Estas situações de similitude não são meras coincidências. Feixes de mola fraturados não são raros entre os transportadores de carga, seja pela condição das estradas, seja pelo excesso de carga ou até mesmo a combinação destes eventos. Como o território nacional possui dimensões continentais, torna-se quase impraticável a estruturação de uma rede de assistência técnica que atenda, de forma plena, a todos os clientes de determinada marca.

Buscando uma maior abrangência à distribuição de peças de reposição, os fabricantes estabeleceram medidas padrões para o dimensional da suspensão, buscando a intercambiabilidade de marcas. Em caso de emergência, o usuário final pode substituir o item danificado por peças da suspensão de outros fabricantes sem que haja perda de função ou danos á estrutura, até a substituição definitiva por um item original.

3.3.5 Centro de rolagem – *Roll Center*

Uma propriedade importante das suspensões é o local em que as forças laterais desenvolvidas pelas rodas são transmitidas para a massa suspensa. A este ponto dá-se o nome de *roll center*. Segundo Gillespie, 1992, cada suspensão tem um *roll center* que pode ser definido como o centro instantâneo de rolamento entre a massa suspensa e não suspensa, conforme mostra a Figura 3.21. A determinação do *roll center* é puramente geométrica e obtida pelo encontro das retas:

1. Vertical, que passa pelo centro do eixo;
2. Horizontal, que toca o apoio de mola, tanto no balancim quanto no suporte fixo da suspensão.

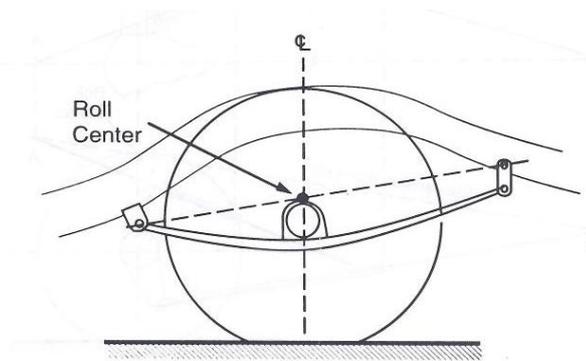


Figura 3.21 Determinação geométrica do *roll center*

Fonte: Gillespie, 1992

A distribuição do momento de rolamento é estimada tomando como base a Figura 3.22. Pode-se observar que o ângulo de rolamento depende da diferença de altura do CG da caixa de carga (altura h_{rc} da suspensão segundo a Figura 3.24) e do *roll center* sendo que, dependendo deste valor o veículo pode apresentar instabilidade lateral.

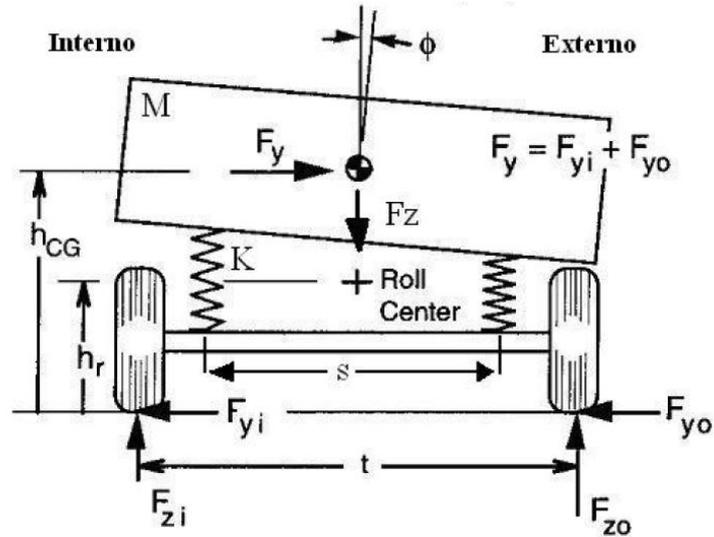


Figura 3.22 Figura esquemática para obtenção do ângulo de rolagem

Fonte: Gillespie, 1992

Pela Figura 3.22, podemos aplicar a condição de equilíbrio estático e igualar o somatório dos momentos em torno do *roll center* a zero, obtendo:

$$\sum M_{rollcenter} = 0 \quad (3.2)$$

$$(F_{yo} + F_{yi}) \cdot h_r + F_{zi} \cdot \frac{t}{2} - F_{zo} \cdot \frac{1}{2} + F_y (h_{CG} - h_r) = 0 \quad (3.3)$$

Se considerarmos

$$F_y = F_{yo} + F_{yi} \quad (3.4)$$

e,

$$F_y (h_{CG} - h_r) = K_\phi \cdot \phi \quad (3.5)$$

Podemos reescrever a equação (3.3)

$$\frac{2 \cdot F_y \cdot h_r}{t} + \frac{2 \cdot K_\phi \cdot \phi}{t} = F_{zo} - F_{zi} \quad (3.6)$$

O primeiro termo do lado esquerdo da Equação (3.6) representa a força lateral transferida pelos pneus, que não depende do ângulo de rolagem. Por sua vez o segundo termo do lado esquerdo da Equação (3.6) representa a força lateral de rolagem do veículo e esta sim depende da distribuição dos momentos de rolagem.

Para o semirreboque, dotado de suspensão mecânica, a determinação do *roll center* fica estabelecida como apresentado na Figura 3.23.

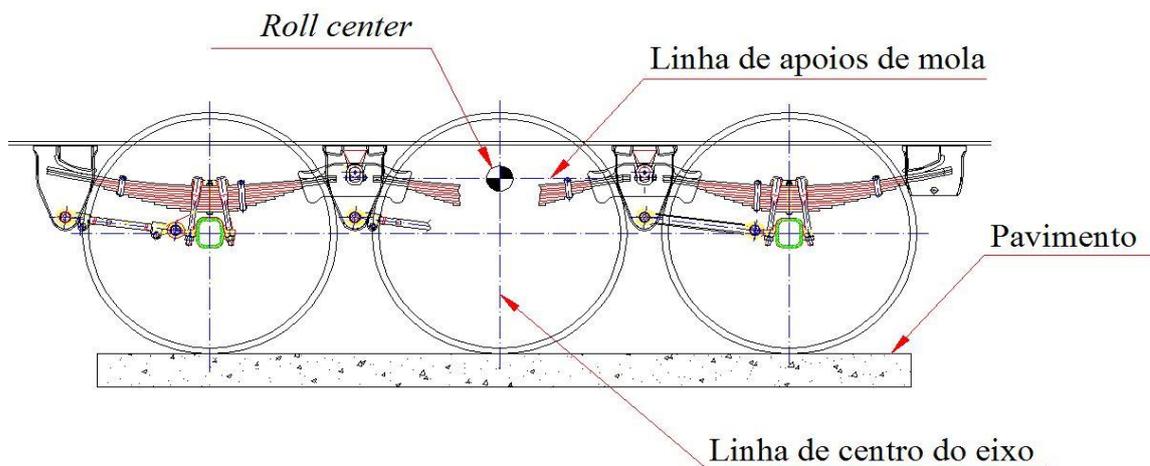


Figura 3.23 *Roll center* da suspensão mecânica do semirreboque

Fonte: Autor

Após esta determinação geométrica, pode-se montar a tabela necessária para colocação de dados no TruckSim. Para esta inserção é necessário relacionar o ângulo de rolagem com a distância equivalente de movimento lateral do eixo. O procedimento consiste em fixar a caixa de carga e movimentar, em sentido angular a massa não suspensa conforme mostrado na Figura 3.24. A Equação (3.7) permite determinar o afastamento lateral em função do ângulo de rolagem.

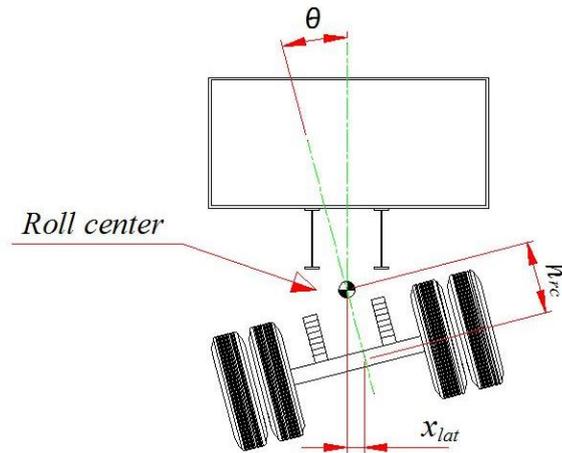


Figura 3.24 .Determinação virtual de afastamento lateral do eixo

Fonte: Autor

$$x_{lat} = h_{rc} \times \sin(\phi) \quad (3.7)$$

Onde x_{lat} representa o deslocamento lateral do eixo, h_{rc} a altura do centro do eixo ao *roll center* e ϕ o ângulo de rolagem. Foram analisadas inclinações angulares de até 10° , tanto em sentido horário quanto em sentido anti-horário. Desta avaliação é possível agregar os dados como mostrado na Figura 3.25.

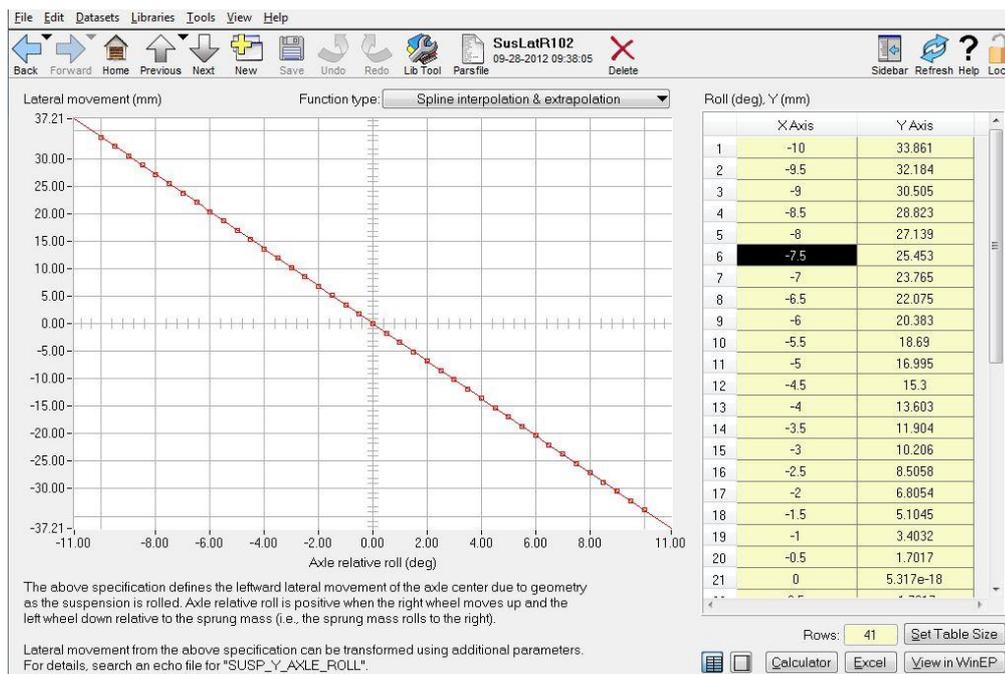


Figura 3.25 Dados de afastamento lateral e ângulo de rolagem referente ao *roll center*

Fonte: Autor

3.3.6 A NBR 1726:2003

A NBR NM ISO 1726:2003 trata sobre Veículos rodoviários - Acoplamento entre cavalo trator e semirreboque - Intercambiabilidade, estabelecendo dimensões para cavalo trator e para o semirreboque, com a finalidade de permitir o acoplamento de diferentes tipos de unidades que compõem uma frota.

Pode-se dividir a norma em três pontos críticos para o acoplamento, sendo eles: a altura de acoplamento do cavalo trator, o raio de giro frontal do semirreboque e o contorno de transição da longarina ou raio de recobrimento.

Entende-se altura de acoplamento, $H1$, como sendo a distância do solo à face superior da quinta-rodada, mostrada da Figura 3.26. Segundo a norma, esta altura pode variar de 1.150 mm a 1.400 mm, sendo que:

a) Para o cavalo trator carregado a altura mínima deve ser de 1.150 mm e a altura máxima de 1.300 mm.

b) Para o cavalo trator descarregado a altura máxima não deve exceder 1.400 mm. No caso do veículo descarregado a norma não prevê limite inferior.

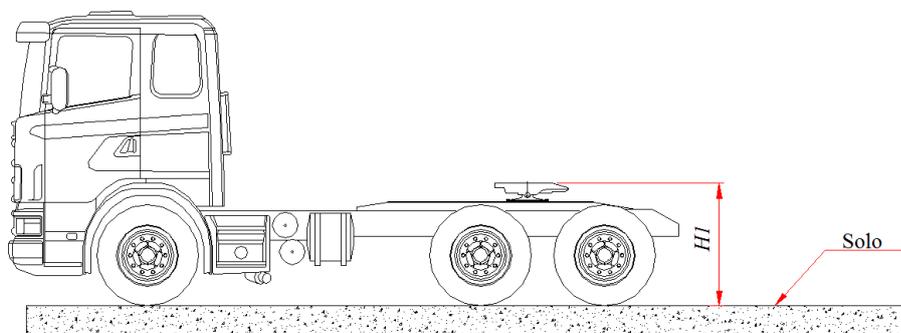


Figura 3.26 Altura de acoplamento do cavalo trator

Fonte: Adaptado da NBR 1726:2003

O item 3.3 da NBR 1726 trata sobre o segundo ponto crítico da avaliação de acoplamento, o raio de giro frontal do semirreboque. A região compreendida entre o pino rei e a frontal do produto denomina-se balanço dianteiro. O giro do pino rei sobre o eixo z da quinta-rodada, mostrada na Figura 3.27, descreve uma circunferência, Ra , que tangencia a cabine do cavalo trator. Pela orientação normativa, o valor máximo para Ra deve ser 2.040 mm.

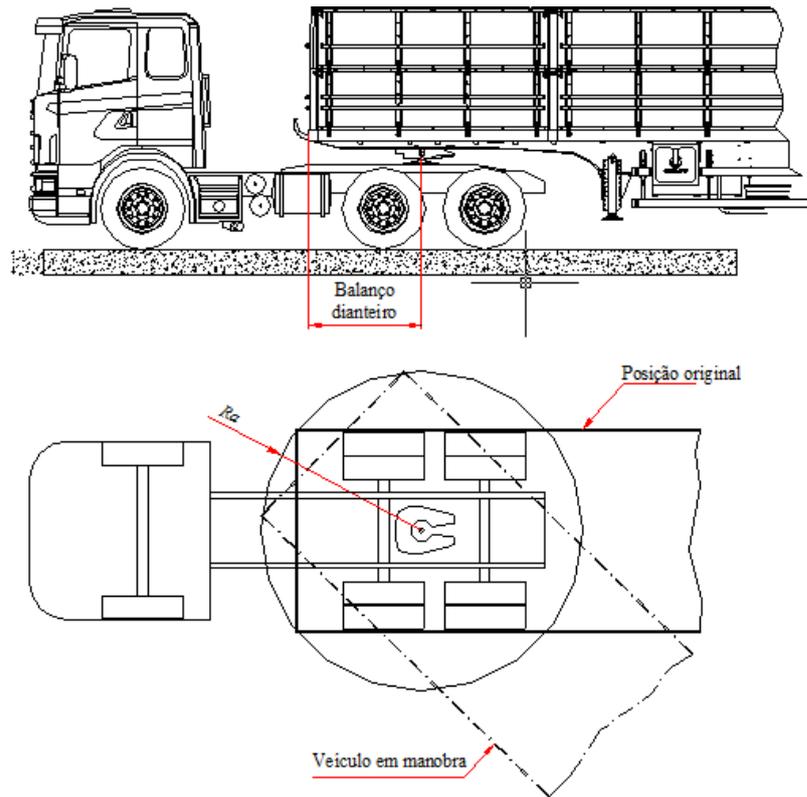
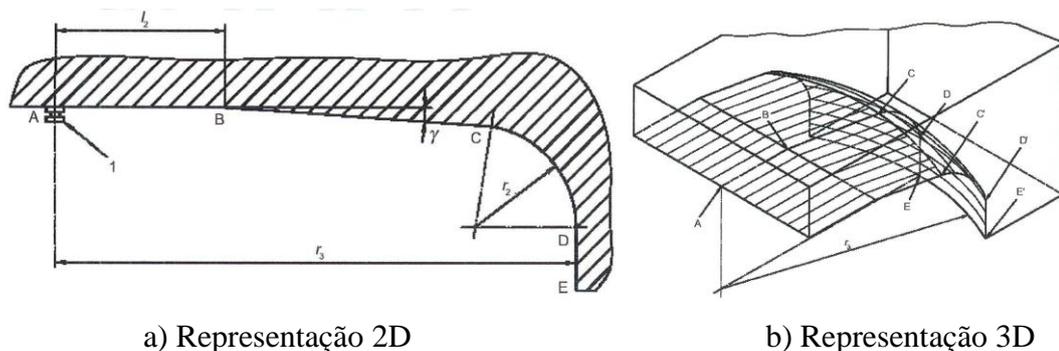


Figura 3.27 Raio de giro do semirreboque

Fonte: Adaptado NBR 1726:2003

O terceiro ponto crítico apresentado pela norma é a restrição que define a problemática da construção da longarina do chassi e que norteia o presente trabalho. O contorno de transição da longarina nada mais é do que um raio de recobrimento que absorve não só o giro das unidades, mas também a combinação deste giro com as angulações permissíveis para manobra. Pode-se traduzir esta consideração normativa através de uma representação gráfica, mostrada na Figura 3.28.



a) Representação 2D

b) Representação 3D

Figura 3.28 Raio de recobrimento

Fonte: NBR 1726:2003

Na prática, entende-se como segura, toda região posterior ao traçado da Figura 3.28, ou seja, se a longarina estiver posterior ao raio de recobrimento, por teoria, o semirreboque poderá ser tracionado por qualquer tipo de cavalo trator, seja ele 4x2, 6x2 ou 6x4. Há apenas uma exceção a esta norma, em 2009 a portaria 63 liberou a utilização de CVC's tracionadas por cavalos 8x2 e/ou 8x4. Estes produtos não estão cobertos pela NBR 1726:2003.

3.3.7 Determinação da geometria da longarina

Pode-se traduzir o formato geométrico da longarina do chassi de um semirreboque, como sendo a resultante do atendimento de uma necessidade de transporte, moldada por restrições comerciais e normativas.

A parte dianteira da longarina tem suas limitações estabelecidas pela NBR 1726:2003 e pode ser dividida em três partes:

a) Restrição do balanço dianteiro

Não pode ter raio de giro superior a 2.040 mm, conforme descrito na NBR 1726:2003, deve ser avaliado para evitar excesso de comprimento da CVC, impedir o contato do semirreboque com a cabine do cavalo trator e garantir uma boa distribuição de carga.

b) Altura de acoplamento

Deve garantir o alinhamento da CVC.

Se a altura da quinta-roda do cavalo trator for maior que a altura de acoplamento do semirreboque, o implemento ficará com a traseira caída, deixando o para-choques muito próximo ao solo e levantando, em demasia, os pés de apoio, chegando a exceder seu curso de atuação.

Se a altura de acoplamento do cavalo trator for menor que a altura de acoplamento do semirreboque, o implemento ficará inclinado para frente, o que eleva a altura do para-choques, o deixando em discordância com a Resolução 152:2003, com o agravante de que os pés de apoio ficarão próximos ao solo, podendo haver danos ao passar por obstáculos.

c) O raio de recobrimento

Estabelece a seção transversal da longarina da região do pino rei ao apoio mecânico.

Nesta região é que se forma o ponto crítico de análise do chassi, haja vista que as seções diminutas nem sempre são suficientes para absorver as cargas externas. A Figura 3.29 mostra com detalhe a região crítica da estrutura.

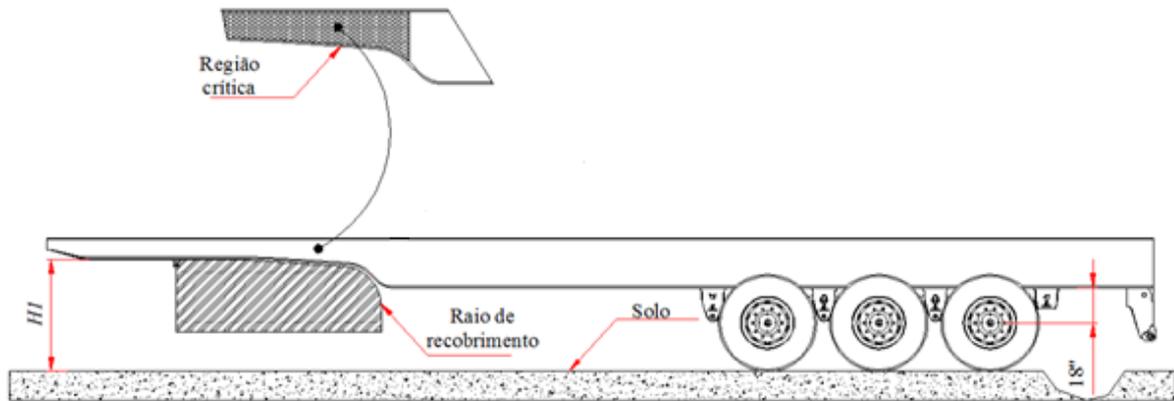


Figura 3.29 Geometria lateral da longarina

Fonte: Autor

Como comentado no item 3.3.4, o outro delineador da longarina é a suspensão. Como a altura em relação ao chassi é constante, a troca de seção após a região crítica fica estabelecida, dando o formato final à longarina. O ponto crítico, mostrado na Figura 3.29, é a região estrutural objeto deste trabalho. A posição determinada para instrumentação fica a 3.000 mm da frontal do semirreboque.

4 MATERIAIS E MÉTODOS

4.1 Generalidades

Neste capítulo menciona-se sobre o local de execução dos testes direcionais com o semirreboque. Também são apresentadas e elucidadas as manobras escolhidas para execução dos testes experimentais fazendo-se uma ligação com a referência normativa que a rege, materiais necessários para execução do teste e o modo de inserção de dados no programa TruckSim. Por fim são mostradas as curvas de aceleração lateral e vertical oriundas do teste real em comparação ao teste virtual, mostrando a validação do modelo virtual.

4.2 A pista de testes

Testar equipamentos de grande proporção, como um semirreboque, é uma tarefa que exige cuidado. Os ensaios com manobras direcionais exigem uma trajetória de pista proporcional às dimensões do veículo a ser testado, porém, na avaliação do espaço faz-se necessário observar itens como o trecho necessário para o alcance da velocidade final, por exemplo.

O trecho anterior ao traçado da manobra deve ser capaz de proporcionar ao veículo a velocidade pré-determinada para realização do teste, e o trecho posterior deve ser suficiente para a finalização da manobra sem que haja desacelerações, garantindo a parada total da CVC, com segurança.

O local escolhido deve apresentar as seguintes condições:

- a) uma pista larga o suficiente para permitir a troca de faixa;
- b) longa, para permitir a imposição de velocidade de teste e parada da CVC;
- c) com pavimento plano e uniforme, a fim de evitar excitações externas diferentes das desejadas;
- d) segurança, para que o motorista possa executar as manobras, conforme prevista na pesquisa.

O local escolhido para a realização do teste foi o Autódromo Internacional VELOPARK, localizado em Nova Santa Rita, uma cidade situada a 25 km de Porto Alegre. A pista possui 2.278 metros de extensão, uma largura de 18 metros e duas pistas retas e paralelas, capazes de permitir os testes de DLC, costela de vaca e *slalom*. A Figura 4.1 mostra o traçado da pista e a localização de cada um dos três testes realizados.

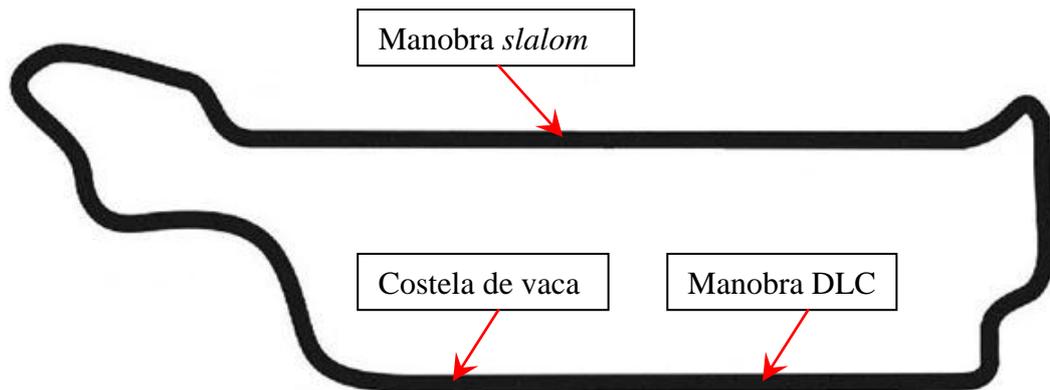


Figura 4.1 Pista do Autódromo Internacional Velopark

Fonte: Autor

4.3 Determinação das velocidades e número de repetições

A norma ISO 14791:2000 (E), trata de uma metodologia para avaliação de estabilidade lateral para veículos rodoviários articulados. Com base nesta norma é possível ter um parâmetro de velocidade de teste para uma CVC. Segundo o item 7.6.3 da norma, a velocidade mais baixa para testes que levam combinações a excitações laterais deve ser de 40 km/h, sendo que seus incrementos não devem ser excedentes a 20% da velocidade inicial.

Para se determinar a velocidade máxima a ser usada nos testes, executaram-se avaliações virtuais de estabilidade lateral. Como recurso utilizou-se uma CVC padrão do programa TruckSim, onde foram inseridos apenas os parâmetros de massa, do cavalo tractor e semirreboque, e a rigidez da suspensão, do produto em estudo.

O TruckSim permite a plotagem de um gráfico com as cargas dos pneus no pavimento, no domínio do tempo, Figura 4.2. O incremento de velocidade aproxima as curvas para a "força zero", onde fisicamente o pneu perde o contato com o solo, revelando a instabilidade, a partir de do qual se define a velocidade máxima. Esta representação gráfica também pode ser vista através da animação, onde os vetores verticais deixam de aparecer na base da pista de teste, mostrada na Figura 4.3.

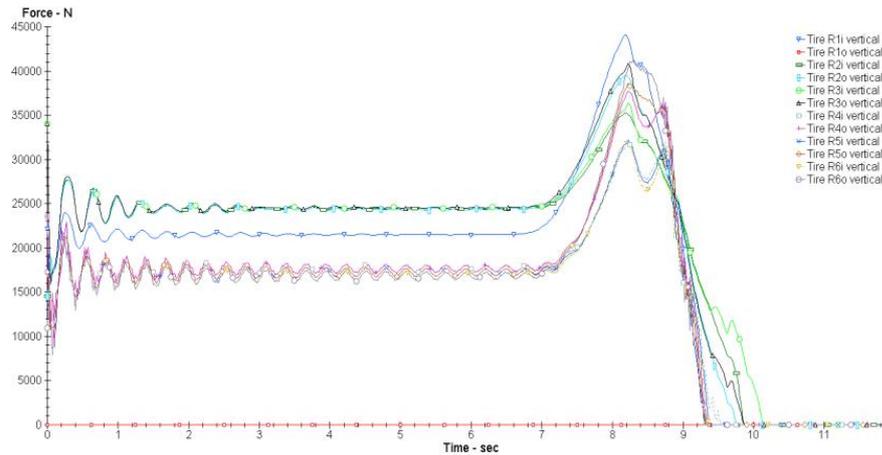


Figura 4.2 Gráfico de carga dos pneus durante manobra de DLC

Fonte: Autor



Figura 4.3 Animação da manobra de DLC

Fonte: Autor

Adotando a velocidade inicial de 40 km/h iniciaram-se os testes virtuais para estabelecer o limite superior para o ensaio de DLC e *Slalom*, sempre com incrementos máximos de 20% da velocidade inicial.

Por se tratar de um método diferenciado, que contempla a aceleração vertical, o teste conhecido por "costela-de-vaca" tem suas velocidades estabelecidas conforme a legislação de trânsito brasileira. Segundo prevê a Resolução 39:1998 do CONTRAN, os redutores de velocidade (lombadas) são instalados quando se deseja uma velocidade máxima de tráfego de 20 ou 30 km/h, dependendo do modelo da lombada; por este motivo adotam-se as velocidades acima, e para o limite inferior adota-se 10 km/h, a velocidade mais usual ao se transpor este tipo de obstáculo transversal.

Finalmente, as velocidades adotadas para os ensaios experimentais são apresentadas na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 Velocidades estimadas e repetições das manobras

Teste	Velocidade 1	Velocidade 2	Velocidade 3	Repetições
Double Lane Change	70 km/h	80 km/h	90 km/h	3
<i>Slalom</i>	40 km/h	50 km/h	60 km/h	3
Costela-de-vaca	10 km/h	20 km/h	30 km/h	3

Antes de iniciarem os testes, o condutor foi instruído quanto às manobras de *Slalom* e DLC, Figura 4.4, pois se sabia que as velocidades previstas virtualmente poderiam ser alteradas caso houvesse instabilidade do produto durante a manobra, haja vista que o modelo virtual utilizado para este fim não havia sido calibrado.

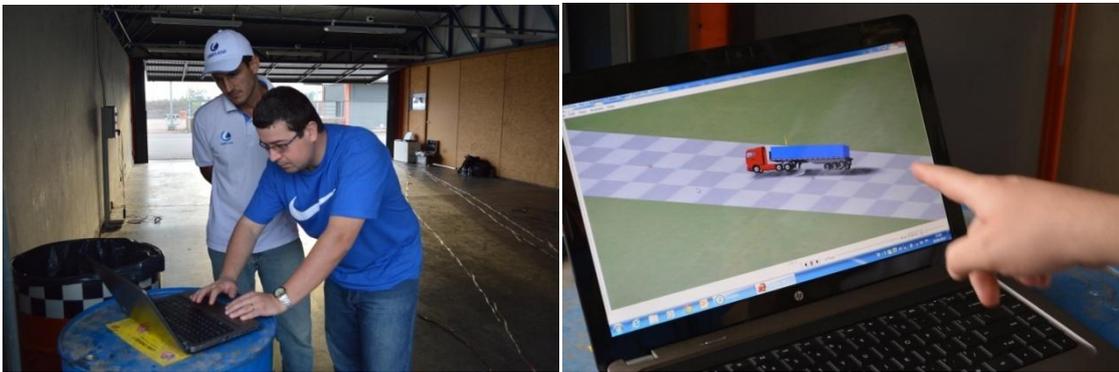


Figura 4.4 Treinamento para o condutor

Fonte: Autor

Após as primeiras voltas no autódromo, alteraram-se as velocidades inicialmente estabelecidas para as manobras de *Slalom* e DLC por dois motivos, o primeiro relacionado à instabilidade lateral da CVC, principalmente na manobra de *Slalom*, e o segundo motivo foi a limitação do cavalo tractor associada ao comprimento da pista, se atingindo a velocidade máxima de 70 km/h na entrada da trajetória da manobra, logo, o quadro definitivo de velocidades fica estabelecido conforme Tabela 4.2.

Tabela 4.2 Velocidades experimentais e repetições das manobras

Teste	Velocidade 1	Velocidade 2	Velocidade 3	Repetições
<i>Double Lane Change</i>	50 km/h	60 km/h	70 km/h	3
<i>Slalom</i>	30 km/h	40 km/h	-	3
Costela-de-vaca	10 km/h	20 km/h	30 km/h	3

É importante ressaltar que a CVC deve executar a manobra com velocidade constante. Por este motivo o cavalo tractor escolhido é dotado de piloto automático capaz de manter a velocidade estabelecida até que haja a ação humana para seu desligamento. A constância na velocidade do teste é uma recomendação normativa prevista na ISO 14791:2000 (E) que especifica uma tolerância de 2 km/h, para mais ou para menos, tendo como base a velocidade especificada para a execução da manobra.

4.3.1 Mudança dupla de faixa - *Double Lane Change* - DLC

As manobras executadas, para exposição do veículo a acelerações verticais e laterais, buscam reproduzir situações rotineiras de tráfego. A mudança dupla de faixa (*Double Lane Change-DLC*), prevista na norma ISO 3888-2:2011 para veículos de passeio, reproduz uma ultrapassagem completa e sua execução pode ser dividida em 5 estágios, ilustrados na Figura 4.5, onde os indicadores 6 e 7 representam o sentido da manobra e a altura do obstáculo, respectivamente.

- 1- O trajeto em linha reta ou entrada de pista;
- 2- Distância para vencer o obstáculo ou mudança de faixa;
- 3- Novo trajeto em linha reta;
- 4- Distância para retorno de faixa;
- 5- Trajeto em linha reta ou saída de pista.

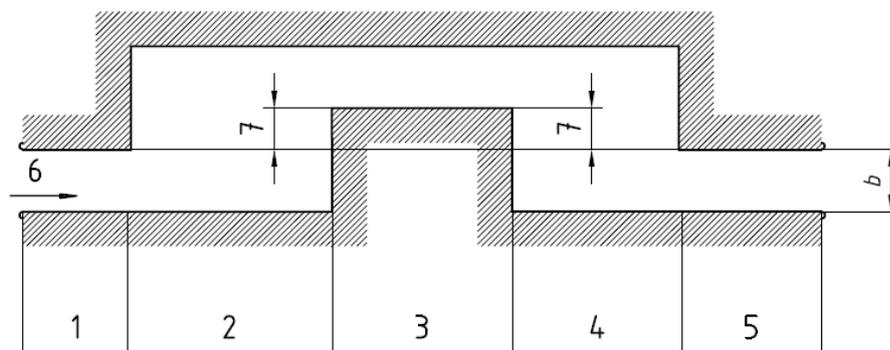


Figura 4.5 Esboço da manobra de DLC

Fonte: Adaptado da ISO 3888-2:2011

Cada estágio da manobra possui uma dimensão ou uma regra para determinação de medidas baseadas nas dimensões do veículo de passeio; a Tabela 4.3 mostra esta relação.

Tabela 4.3 Quadro de estágios da manobra DLC

Estágio	Comprimento (m)	Deslocamento de Faixa (m)	Largura b (m)
1	12	-	1,1 x largura do veículo + 0,25
2	13,5	-	-
3	11	1	largura do veículo + 1
4	12,5	-	-
5	12	-	1,3 x largura do veículo + 0,25*

*- Condição válida se $b > 3\text{m}$, para valores menores utilizar o mínimo de 3m

Fonte: Adaptado da ISO 3888-2:2011

Porém, a norma ISO 3888-2:2011 é exclusiva para carros de passeio. No caso de veículos comerciais a norma que prevê uma manobra similar é a ISO 14791:2000 (E) que prevê apenas a mudança simples de faixa (*Single Lane Change*), conforme Figura 4.6.

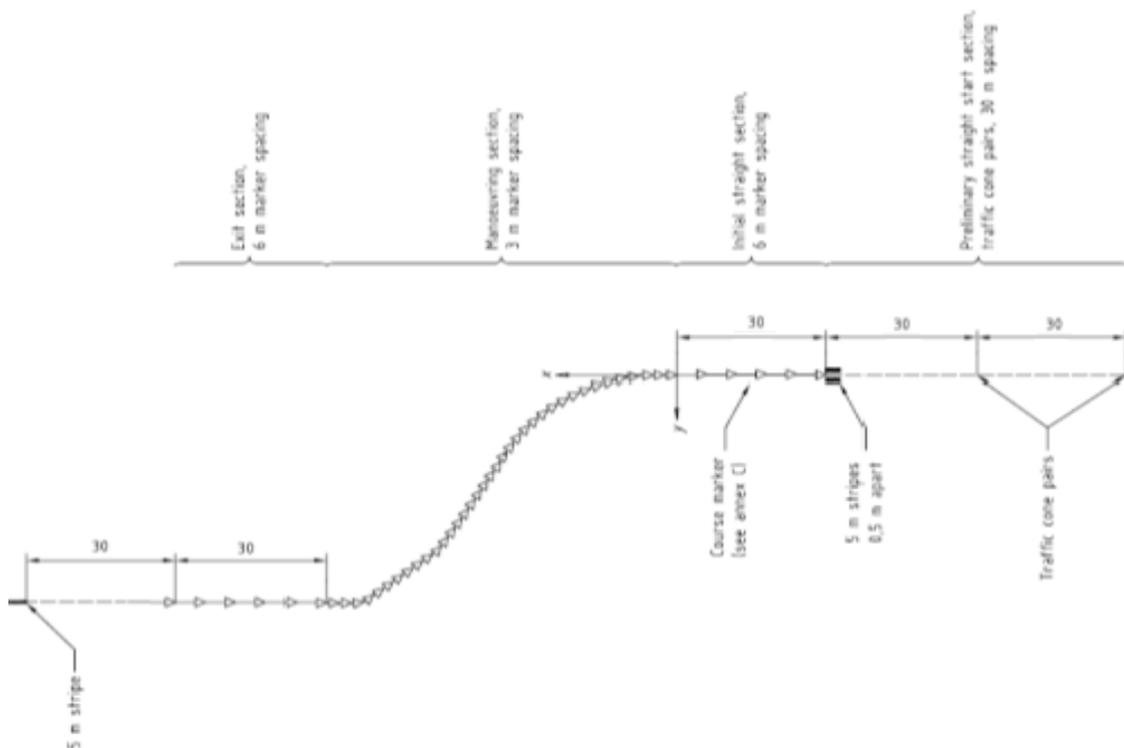


Figura 4.6 Trajetória para mudança simples de faixa - *Single Lane Change*

Fonte: Adaptado da ISO 14791:2000 (E)

Com o intuito de impor uma situação mais severa à combinação e imprimir carregamentos extremos à estrutura do chassi, foram adaptadas as medidas previstas para veículos de carga, segundo ISO 14791:2000 (E), ao circuito previsto na norma ISO 3888-2:2011 para veículos de passeio, como descrito mais a frente na Figura 4.8.

No TruckSim é possível utilizar manobras e procedimentos padrão disponíveis na biblioteca do programa, criar novos procedimentos ou alterar parâmetros dos testes virtuais existentes. A Figura 4.7 mostra o campo destinado aos procedimentos.

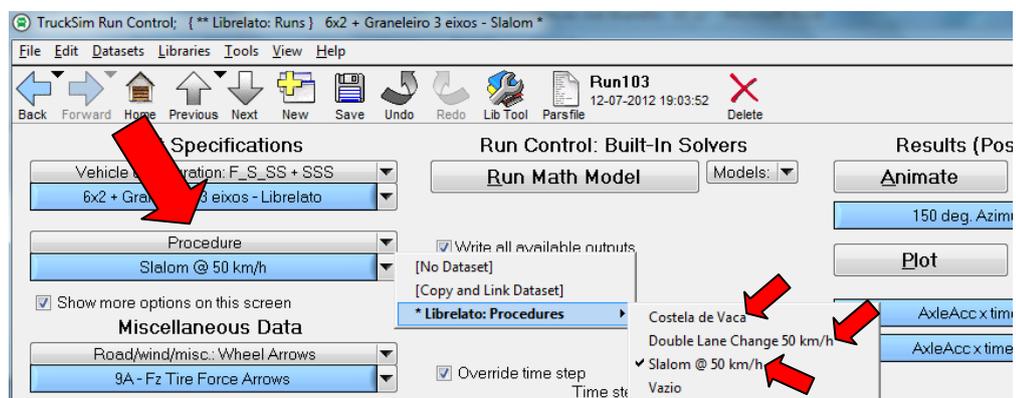


Figura 4.7 Tela do programa TruckSim para execução de manobras

Fonte: Autor

Para montagem do teste, no programa TruckSim, é necessário estabelecer o contorno da pista e a trajetória que o modelo virtual seguirá. Como comentado anteriormente, as dimensões da pista de manobra obedeceram as proporções do veículo testado. A Figura 4.8 mostra a tela destinada ao contorno da manobra, onde 01 é a tabela para posicionamento longitudinal e transversal da pista e 02 é a representação gráfica das inserções da tabela.

Foram necessários 7,5 metros de largura e 200 metros de comprimento para a montagem da manobra.

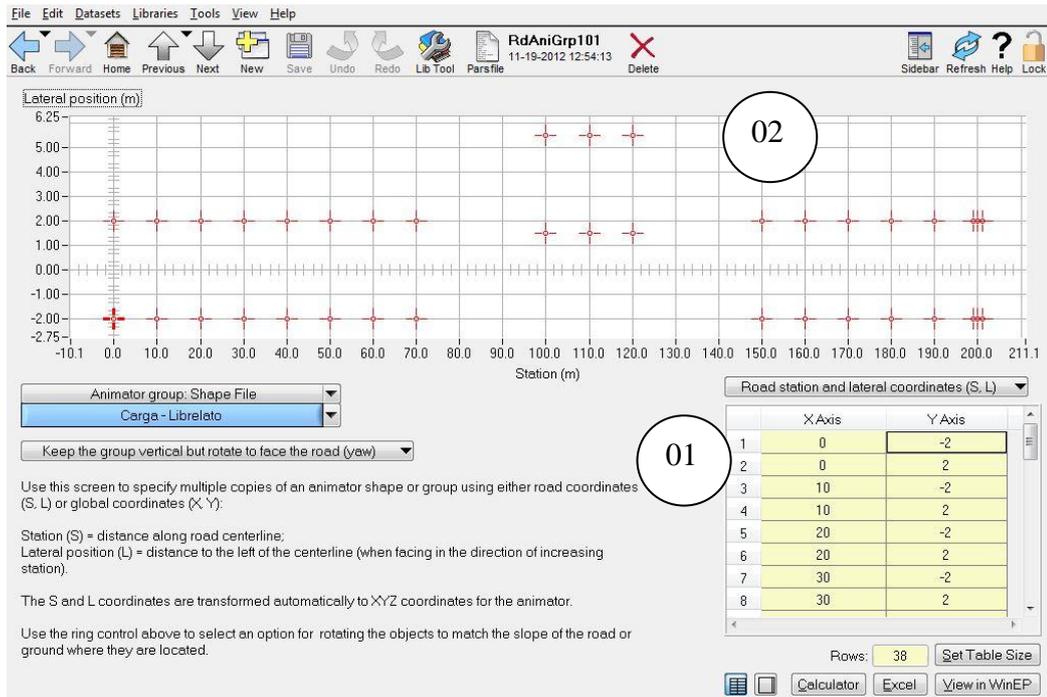


Figura 4.8 Delimitação do contorno da manobra DLC

Fonte: Autor

Para a determinação da trajetória a ser seguida pelo modelo virtual, o TruckSim permite a inserção de pontos ordenados posicionados no centro da pista, como mostra a Figura 4.9. Os pontos tem a finalidade de guiar uma linha trajetória regida por uma função matemática de interpolação. Quanto maior o número de pontos, maior a precisão no traçado da linha.

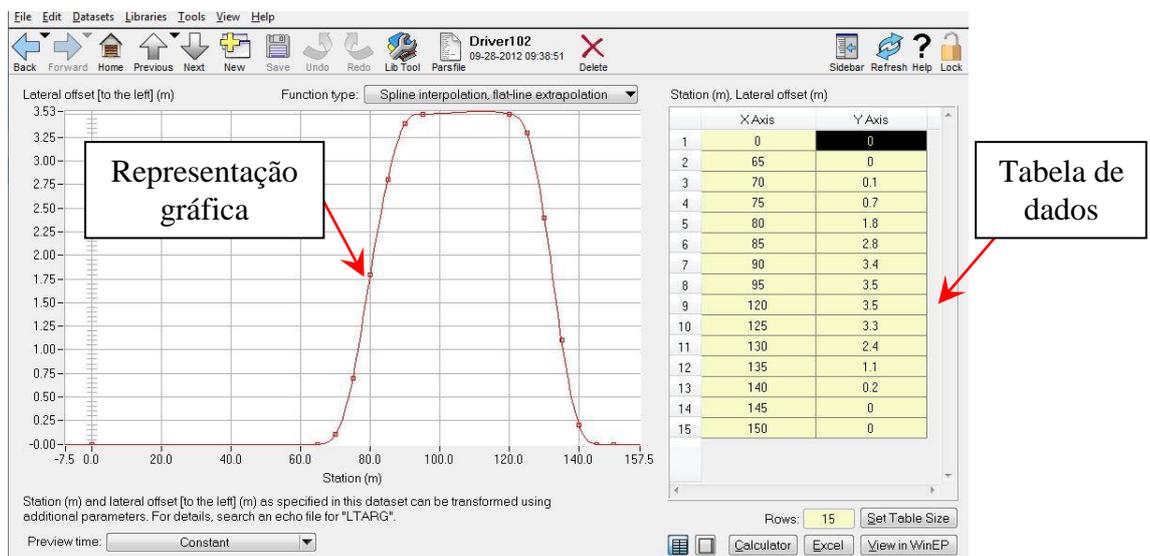


Figura 4.9 Determinação da linha de trajetória para o DLC

Fonte: Autor

No autódromo a pista montada seguiu criteriosamente as dimensões estabelecidas na Figura 4.8. Os cones foram espaçados de 10 em 10 metros, a largura da pista foi mantida constante em 4 metros e a altura do obstáculo definido pelo afastamento lateral (item 07 da norma ISO 3888-2:2011, Figura 4.5) foi estabelecido em 0,5 metros, como mostra a Figura 4.10.



Figura 4.10 Pista para realização do DLC

Fonte: Autor

4.3.2 *Slalom*

O *slalom* é um teste muito utilizado no meio automotivo pela condição de exposição do veículo à instabilidade, haja vista que a recuperação para o retorno de pista coincide com o início da próxima evasão. A manobra é regida pela ISO 7401:2011, e à semelhança da manobra de DLC, é exclusiva para carros de passeio e veículos comerciais leves sendo que as medidas utilizadas da pista destinada a semirreboques devem ser ajustadas conforme a proporção do produto a ser testado.

A constante exposição da CVC à aceleração lateral gera esforços consideráveis no chassi do semirreboque acrescido pela periodicidade de repetição do evento. Esta condição dinâmica que a manobra do *slalom* produz é experimentada pelos condutores brasileiros corriqueiramente ao desviar obstáculos e no retorno de curso em saídas de pista.

Para a determinação virtual do teste, no programa TruckSim, o procedimento se assemelha ao do DLC, porém, a colocação dos cones para manobra não prevêem a demarcação da largura de faixa, mas são colocados de maneira linear a fim de estipularem o ponto de troca da trajetória. A pista para manobra apresenta 180 m de comprimento, com cones igualmente espaçados a 30 m, conforme mostrado na Figura 4.11.

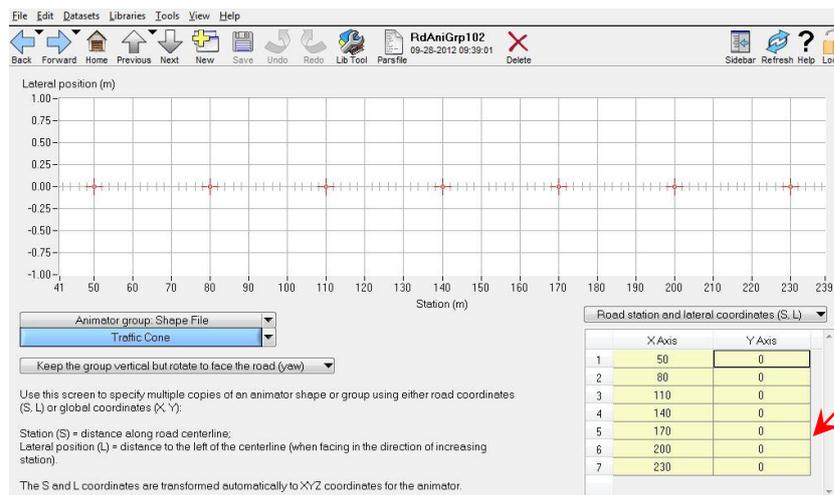


Tabela de dados

Figura 4.11 Dimensões para realização do teste de *slalom*

Fonte: Autor

A definição da trajetória, mostrada na Figura 4.12, também segue os moldes aplicados para o DLC. Determinam-se pontos por onde o veículo deve passar, sendo unidos por uma linha formando a trajetória propriamente dita.

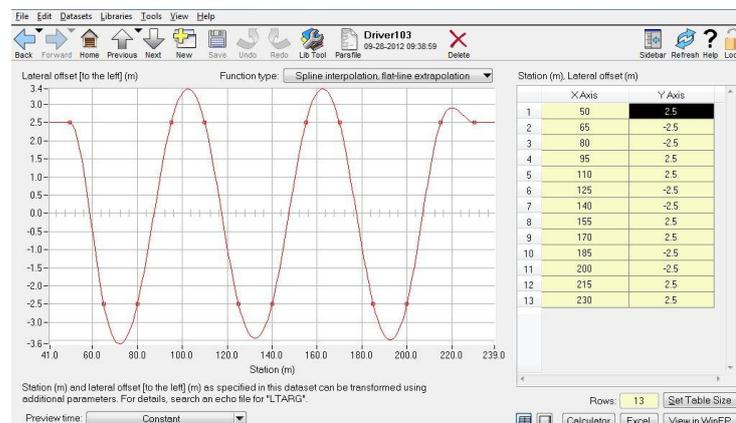


Figura 4.12 Determinação da linha trajetória para o *slalom*

Fonte: Autor

Na montagem da pista real, foi utilizada a maior reta do circuito para execução da manobra, mesmo o *slalom* tendo um comprimento menor do que a manobra de DLC. Esta ação foi tomada pois esta parte da pista é utilizada em "arrancadões", e por segurança, toda a sua extensão possui guardas laterais, sendo que, em caso de tombamento da CVC, as muretas propiciariam maior segurança ao condutor.

A Figura 4.13 mostra dois momentos do teste de *slalom*, em (a) mostra-se a entrada da manobra e em (b) mostra-se uma das recuperações laterais antes de reiniciar o ciclo.



Figura 4.13 Execução do *slalom* a 40 km/h

Fonte: Autor

4.3.3 Costela de vaca

O teste com obstáculos transversais à pista, denominado neste trabalho como costela de vaca, tem a finalidade de imprimir acelerações verticais ao conjunto proporcionando um carregamento dinâmico que premie a flexão vertical do chassi.

Assim como nos testes de DLC e *slalom*, a costela de vaca também representa uma excitação comum do condutor brasileiro. Estradas em péssimas condição de uso, não pavimentadas e esburacadas, formam uma grande fatia da malha rodoviária brasileira, e são estas imperfeições bruscas de pavimento que se busca reproduzir através da costela de vaca.

Para se ter um parâmetro das dimensões do obstáculo a ser utilizado na manobra, buscou-se amparo normativo. O CONTRAN publicou em 1998 a Resolução 39 que apresenta o dimensional para ondulações transversais em vias públicas o que, teoricamente, deveria ser o maior obstáculo presente nas rodovias brasileiras. A Resolução apresenta uma altura máxima de obstáculo de 100 mm.

Na determinação da largura do obstáculo utilizou-se a medida do conjunto de pneus de um dos lados do eixo acrescido de um avanço bilateral para transporte do conjunto. Sua medida final foi de 750 mm.

Para o comprimento do obstáculo, duas análises foram feitas, a primeira previa que a face superior do obstáculo deveria acomodar os dois pneus do eixo (lado esquerdo ou direito) considerando a deformação causada pelo raio dinâmico, e a segunda levava em consideração a acomodação do obstáculo no entre-eixos do rodado, ou seja, nunca dois eixos poderiam estar em um mesmo obstáculo.

A Figura 4.14 apresenta o dimensional referente à amplitude da altura e comprimento do obstáculo no eixo deslocamento. Estas ponderações são importantes pois a disposição das lombadas são sequenciais e intercaladas, como indica a Figura 4.15, a fim de impor à estrutura, também, solicitações de torção.

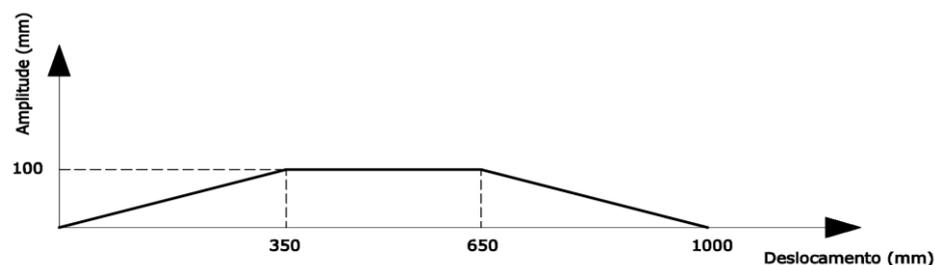


Figura 4.14 Dimensional do obstáculo transversal para o teste costela de vaca

Fonte: Autor

Na modelagem da manobra costela de vaca no programa TruckSim, o procedimento é distinto do utilizado anteriormente nos testes de DLC e *slalom*. Faz-se necessário construir os obstáculos através de coordenadas cartesianas tridimensionais, levando em consideração a defasagem e o afastamento lateral entre elas, conforme mostrando na Figura 4.15.

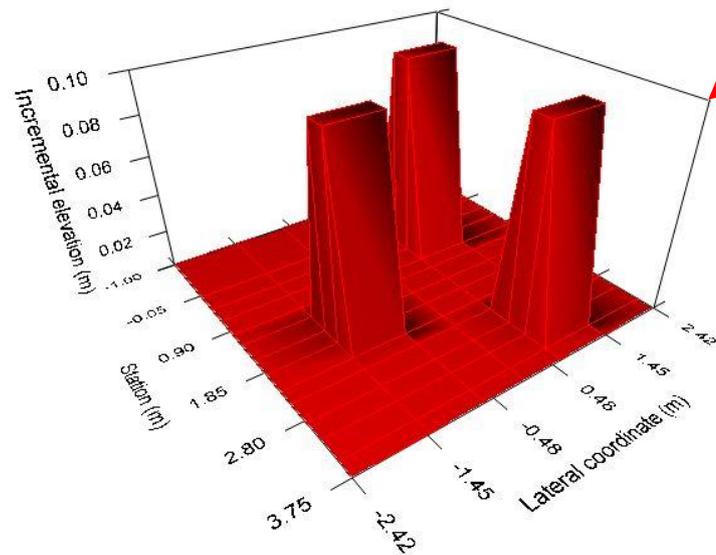
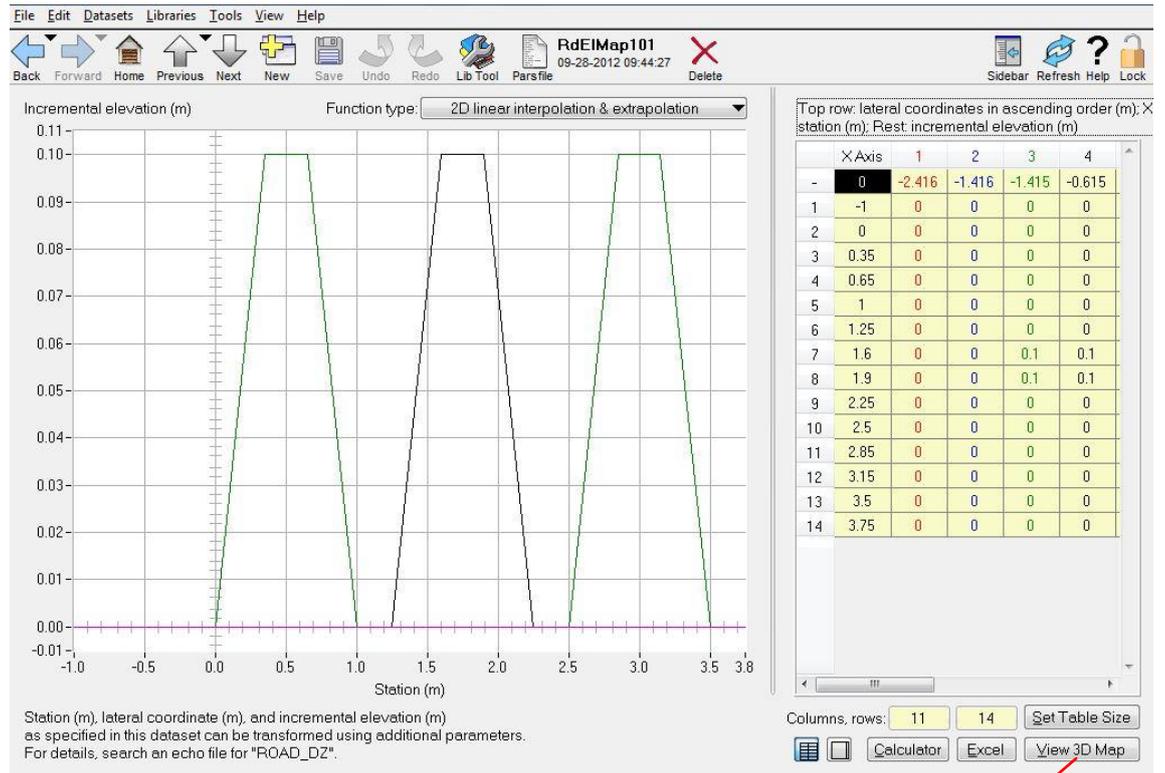


Figura 4.15 Gráfico 3D da representação dos obstáculos referente à costela de vaca

Fonte: Autor

Para fixação das peças da costela de vaca no pavimento utilizou-se uma fita especial com dupla face de aderência, uma vez que não eram permitidas perfurações no asfalto. A Figura 4.16 mostra a montagem do obstáculo na pista.



Figura 4.16 Montagem dos obstáculos transversais para o ensaio de costela de vaca

Fonte: Autor

Durante a passagem sobre os obstáculos, o conjunto de suspensão é exigido pela disposição adotada, transmitindo ao chassi esforços significativos. A Figura 4.17 mostra como ficam os eixos na altura máxima durante a manobra. É importante ressaltar que no instante em que primeiro e o terceiro eixos do lado esquerdo da CVC estão sendo solicitados, o segundo eixo fica no solo. Neste mesmo instante, no lado direito da CVC, o primeiro e o terceiro eixos estão no solo e o segundo eixo está sobre o obstáculo.

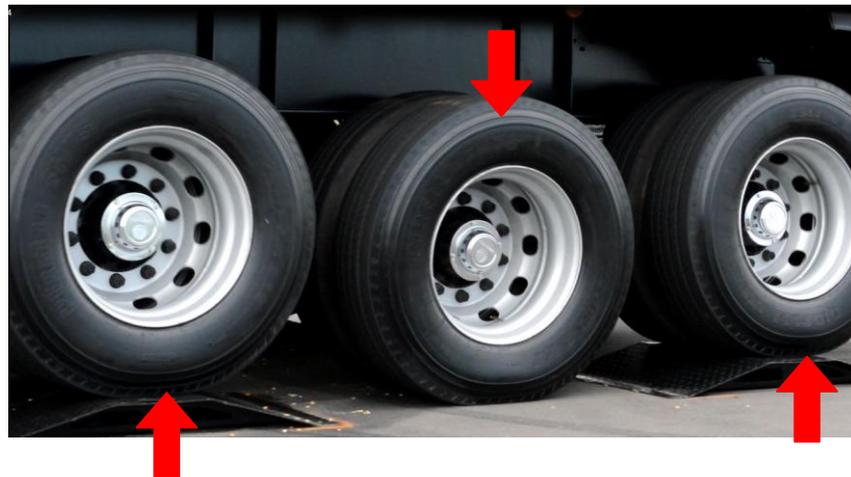


Figura 4.17 Disposição dos pneus passando pelos obstáculos

Fonte: Autor

4.4 Aquisição de dados

Nas análises e simulações virtuais alguns eventos são desconsiderados ou simplificados para adequação do modelo, seja por incapacidade de *hardware* ou seja por limitação do *software*, porém, nem sempre estas simplificações são capazes de representar as condições reais de uso. Para que a avaliação virtual tenha valor prático ela necessita de uma validação, usualmente oriunda da instrumentação.

Mais do que uma etapa importante no desenvolvimento de produtos, a experimentação é um meio de validação dos modelos virtuais e físicos, pois permite capturar dados dos fenômenos, sejam deslocamentos, acelerações, etc., no próprio produto e em sua aplicação real.

A aquisição de dados realizada neste trabalho teve a finalidade de:

a) Capturar as deformações para posterior análise das tensões em um ponto considerado crítico do chassi do semirreboque;

b) Aquisitar as acelerações no chassi e no eixo do semirreboque.

É importante salientar que o sistema de coordenadas adotado na instrumentação é distinto do sistema de coordenadas da Figura 2.1. Os eixos para a instrumentação são mostrados na Figura 4.18, necessários para a interpretação dos resultados experimentais.

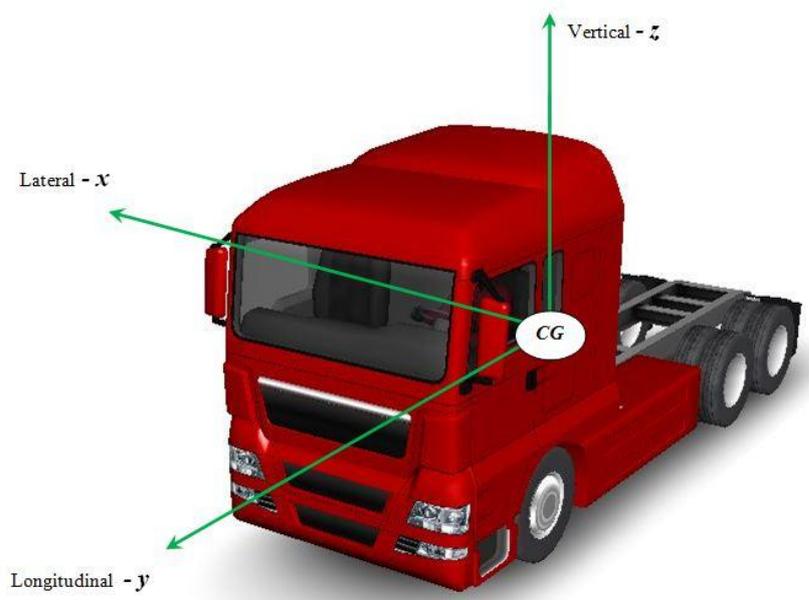


Figura 4.18 Sistema de coordenadas para instrumentação

4.4.1 Extensometria

Uma das técnicas mais utilizadas para a análise experimental de tensões é a extensometria elétrica. Este tipo de instrumentação possibilita obter as deformações envolvidas em torno de um ponto da estrutura em estudo, a partir de um elemento sensível, no caso, um fio resistivo, que transforma a variação de comprimento em variação de resistência elétrica.

Pelo fato de não se ter certeza das direções dos esforços atuantes na estrutura, fez-se necessário a utilização de uma roseta com três extensômetros associados em uma única base, com ângulo de 45° entre eles, mostrada na Figura 4.19. Ela possibilita o cálculo das tensões principais, bem como a sua direção em relação à posição que a roseta foi colada.

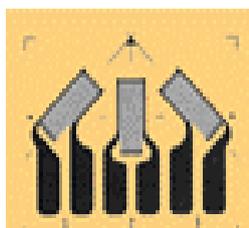


Figura 4.19 Roseta de três pontas - 45°

Fonte: Autor

Para o posicionamento do extensômetro foi realizada uma análise estática estrutural, pelo método dos elementos finitos, na estrutura do chassi. Esta análise é de fim quantitativo, uma vez que, qualitativamente, o posicionamento da região estrutural crítica pode ser percebido pelas falhas estruturais dos semirreboques.

Determinou-se a medida de 3.000 mm da frontal do equipamento para trás e o extensômetro foi posicionado na face inferior da cinta inferior da longarina do chassi, uma vez que é neste ponto que surgem as tensões máximas de tração oriundas da flexão do chassi.



Figura 4.20 Posicionamento do extensômetro no semirreboque

Fonte: Autor

4.4.2 Acelerometria

Capacitores são componentes elétricos que armazenam carga, formados por duas placas paralelas e separados por material isolante. No acelerômetro capacitivo a aceleração da massa causa variação da distancia devido ao movimento livre da placa e, portanto resulta em uma mudança na capacitância elétrica.

Foram utilizados 6 acelerômetros uniaxiais no teste, porém, para se captar as acelerações verticais, laterais e longitudinais, foi elaborado um suporte de alumínio que permitiu o acoplamento de 3 acelerômetros, conforme Figura 4.21.

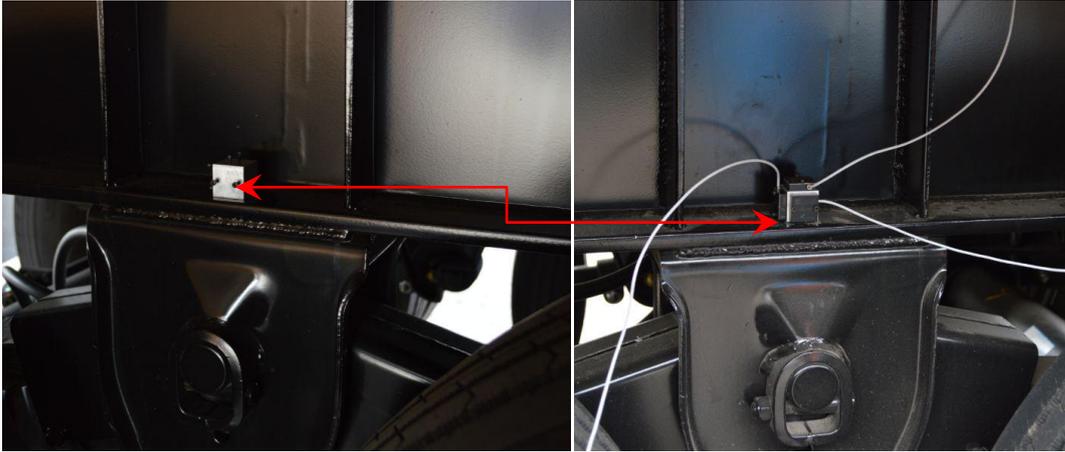


Figura 4.21 Base de fixação para acelerômetro

Fonte: Autor

Um suporte de acelerômetros foi posicionado no chassi do semirreboque e outro na base do suporte da mola no eixo, conforme Figura 4.22 e Figura 4.23, respectivamente.

As funções dos acelerômetros verticais são de:

- a) Permitir a avaliação da relação entre a aceleração do eixo e a aceleração do chassi da estrutura, para determinação do *rate* do feixe de molas;
- b) Capturar as acelerações no eixo, a fim de determinar os parâmetros do pneu utilizados no programa TruckSim.

A função dos acelerômetros laterais é de:

- a) Validar os efeitos dinâmicos laterais das manobras *DLC* e *slalom* na CVC.

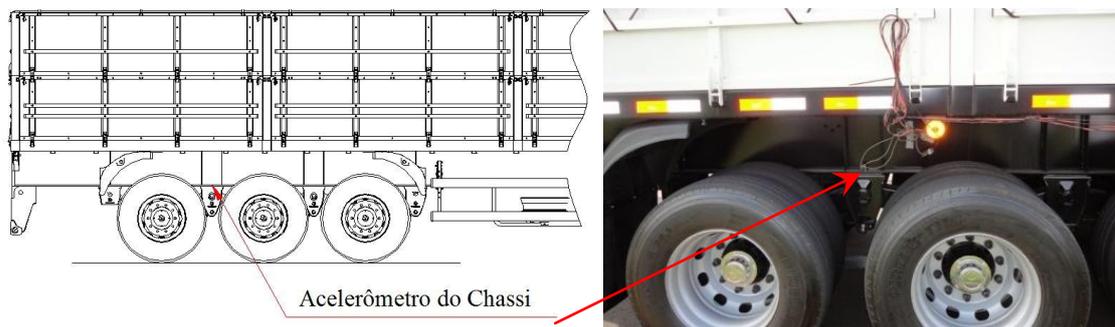


Figura 4.22 Posicionamento dos acelerômetros no chassi

Fonte: Autor



Figura 4.23 Posicionamento dos acelerômetros no eixo

Fonte: Autor

4.4.3 Materiais utilizados na instrumentação

Na extensometria: *strain-gages* (roseta de três direções) tipo PA06- 062RB-350 da EXCELSOR.

Na Acelerometria: acelerômetros (-25 a +25 g) da SILICON DESIGNS modelo 2220-025.

Na aquisição de dados, utilizou-se o amplificador de sinais HBM Quantum MX 840 A, com possibilidade de aquisição em até 8 canais e taxa de aquisição de até 9600 Hz. Este, trabalha interligado com a interface gráfica *CatmanEasy*, da própria fornecedora HBM.

Microcomputador laptop dotado de programa para o tratamento e avaliação dos sinais.

Itens necessários para a instalação dos sensores como adesivos, conectores e cabos de ligação.

4.5 Calibração do modelo do TruckSim através das acelerações

Após os *inputs* referentes às unidades da CVC, da elaboração dos procedimentos de manobra e da especificação dos dados que se deseja extrair do programa TruckSim, faz-se necessária a calibração do modelo virtual com base nos dados da instrumentação.

Foram adotadas as seguintes velocidades para as validações:

- a) Costela de vaca, verificação de aceleração vertical - velocidade de 10 km/h;
- b) DLC, verificação de aceleração lateral - velocidades de 50, 60 e 70 km/h;
- c) Slalom, verificação de aceleração lateral - velocidade de 30 km/h.

Os gráficos comparativos entre as repetições do ensaio se apresentam de duas maneiras, a primeira com o sinal normal e o segundo, aplicado em alguns de acordo com a necessidade, com um filtro baseado na amplitude de frequência da resposta do semirreboque à manobra direcional. A justificativa para este filtro é que se pode avaliar com mais clareza as tendências das curvas.

Os gráficos da Figura 4.24 e da Figura 4.25 representam as acelerações verticais no chassi e no suporte da mola no domínio do tempo, respectivamente, decorrentes da excitação pelo teste de costela de vaca a 10 km/h, obtidas pela instrumentação do semirreboque em três repetições (chamadas aqui de Ensaio 1, Ensaio 2 e Ensaio 3) em comparativo com as acelerações obtidas por ajuste do *rate* de mola e parâmetros do pneu no modelo virtual do programa TruckSim.

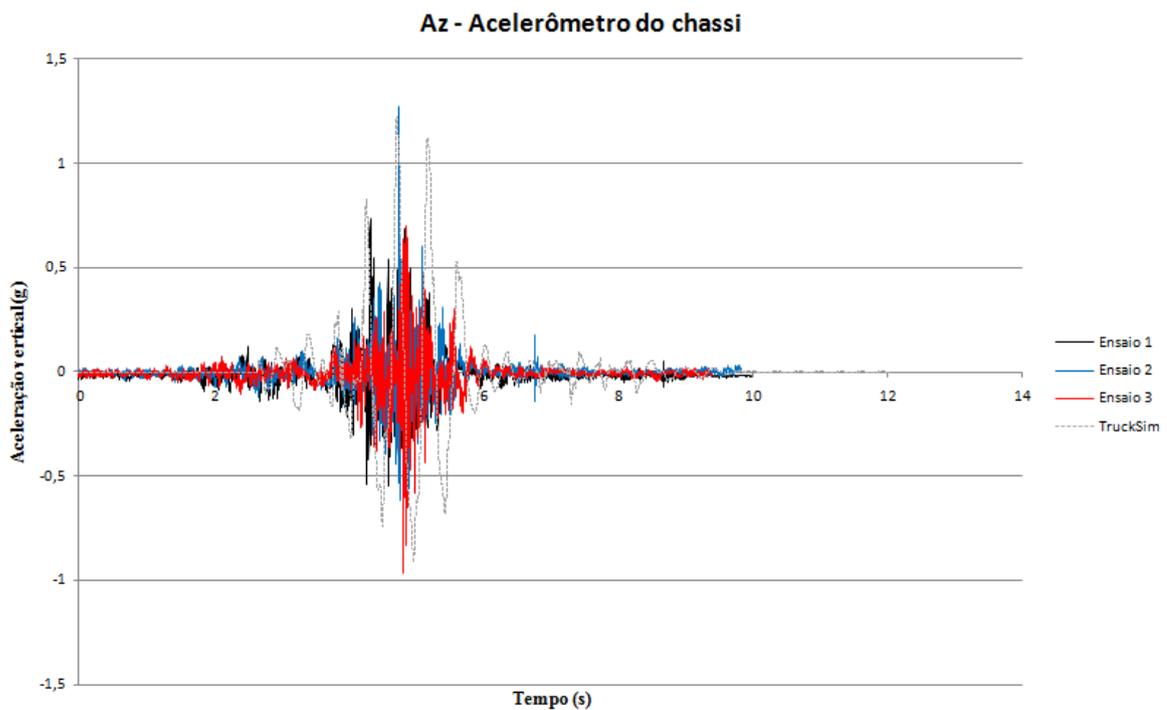


Figura 4.24 Aceleração vertical do chassi na manobra de costela de vaca a 10 km/h

Fonte: Autor

Devido às baixas frequências na aceleração vertical do chassi, Figura 4.24, não se faz necessário à aplicação do filtro de frequência.

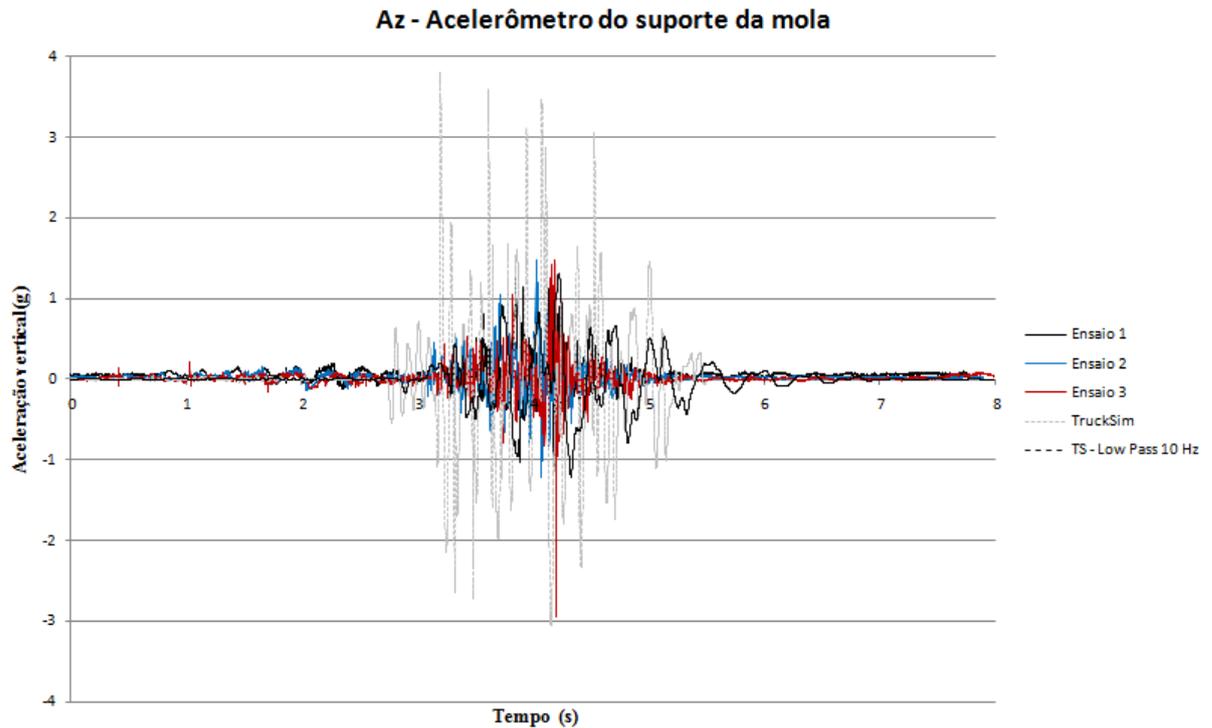


Figura 4.25 Aceleração vertical do eixo na manobra de costela de vaca a 10 km/h

Fonte: Autor

No caso da aceleração no eixo, Figura 4.25, a linha do filtro de frequência mostra a tendência do gráfico. Observa-se que nas demais velocidades (20 e 30 km/h), embora haja um leve aumento da amplitude da aceleração, o gráfico referente ao teste virtual acompanha o gráfico proveniente dos testes experimentais e por este motivo as demais velocidades não são plotadas.

Para o teste de *slalom*, efetuado a 30 km/h, utilizou-se o recurso do filtro não só para a resposta do programa TruckSim, mas também para os ensaios experimentais. A Figura 4.26 mostra as acelerações laterais normais e a Figura 4.27 apresenta as acelerações com filtro.

Ax (Lateral) - Slalom 30 km/h - Chassi

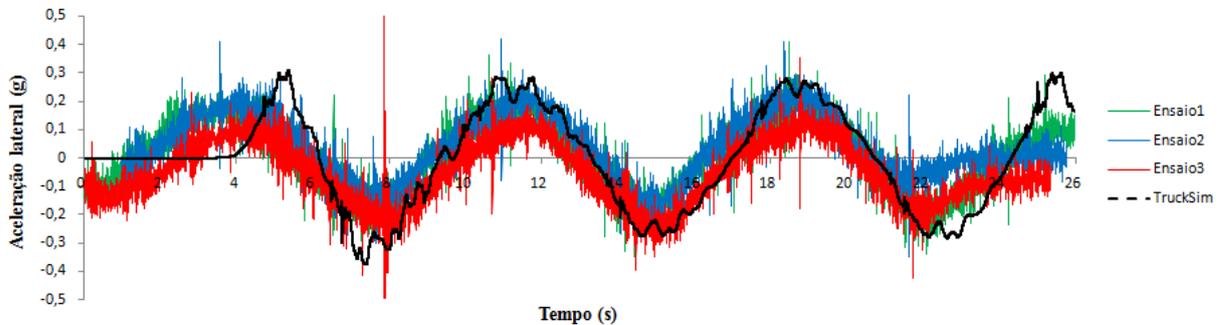


Figura 4.26 Aceleração lateral do chassi na manobra *slalom* a 30 km/h

Fonte: Autor

Ax (lateral) - Slalom 30 km/h - chassi

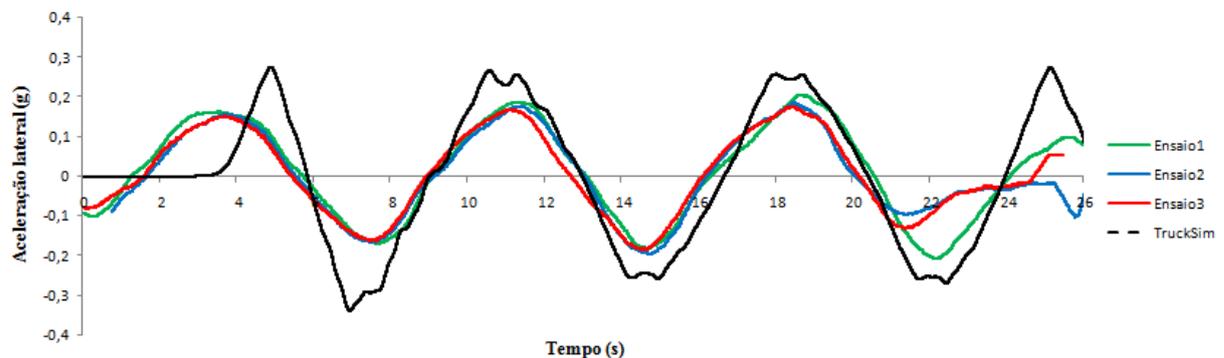


Figura 4.27 Aceleração lateral do chassi na manobra *slalom* a 30 km/h, com filtro

Fonte: Autor

No caso das acelerações laterais do chassi geradas pelo teste experimental de slalom, observa-se que para a velocidade de 40 km/h existe um leve aumento na amplitude da aceleração, o gráfico referente ao teste virtual acompanha o gráfico proveniente do teste experimental e por este motivo a velocidade de 40 km/h não é plotada.

Para o ensaio de DLC são apresentados os gráficos com as três velocidades do teste experimental (50, 60 e 70 km/h) utilizando o recurso de filtro para todas, Figura 4.28 a Figura 4.33. Pode-se perceber uma tendência de alinhamento das curvas com o incremento da velocidade.

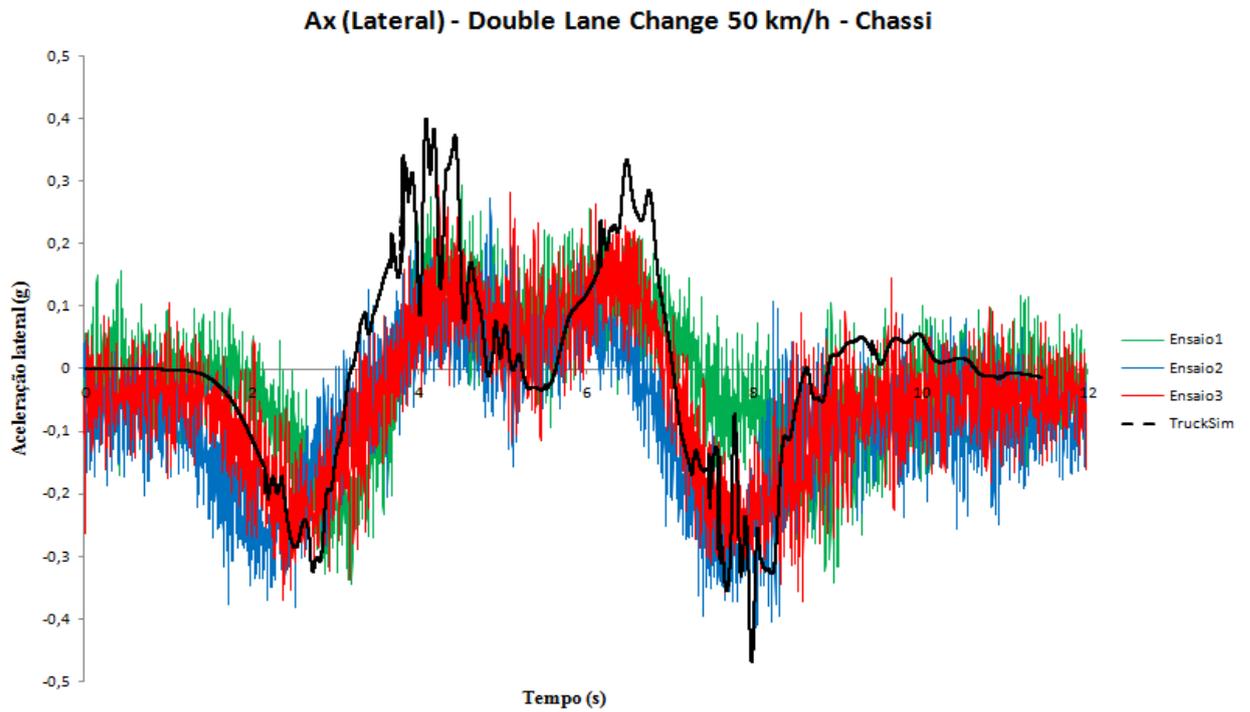


Figura 4.28 Aceleração lateral do chassi na manobra DLC a 50 km/h

Fonte: Autor

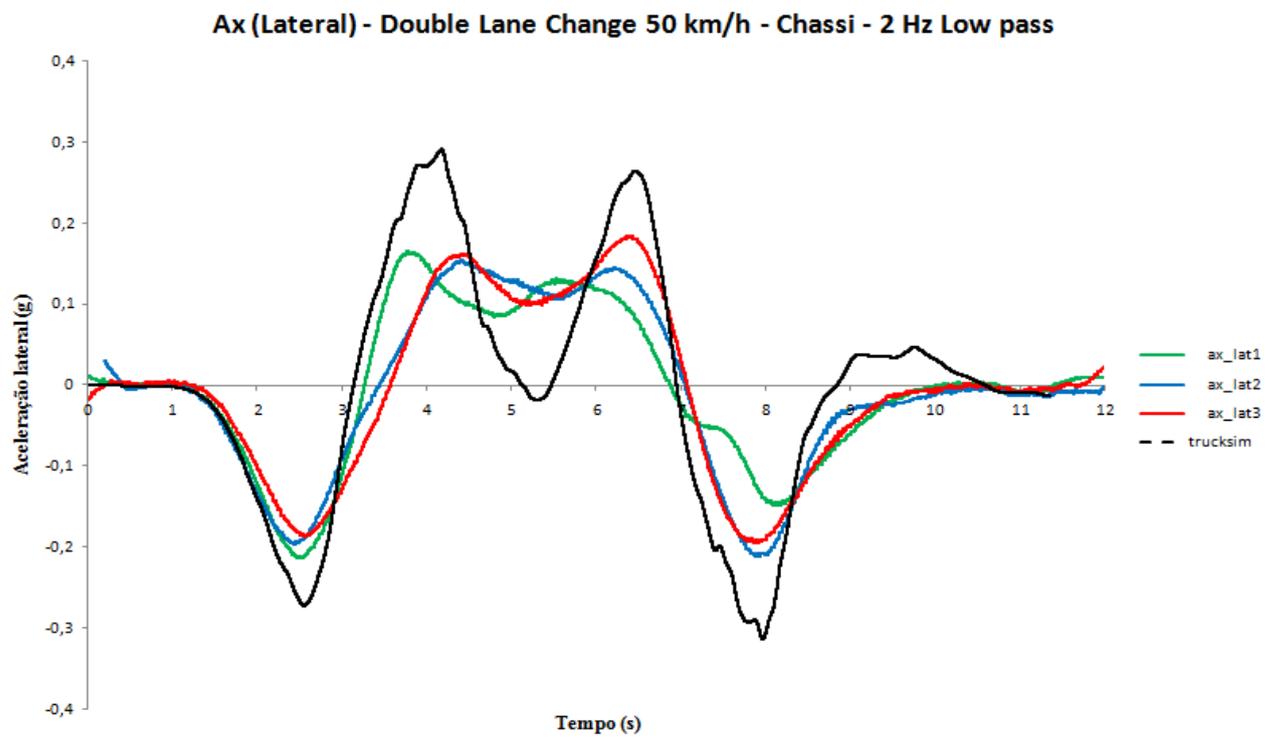


Figura 4.29 Aceleração lateral do chassi na manobra DLC a 50 km/h, com filtro

Fonte: Autor

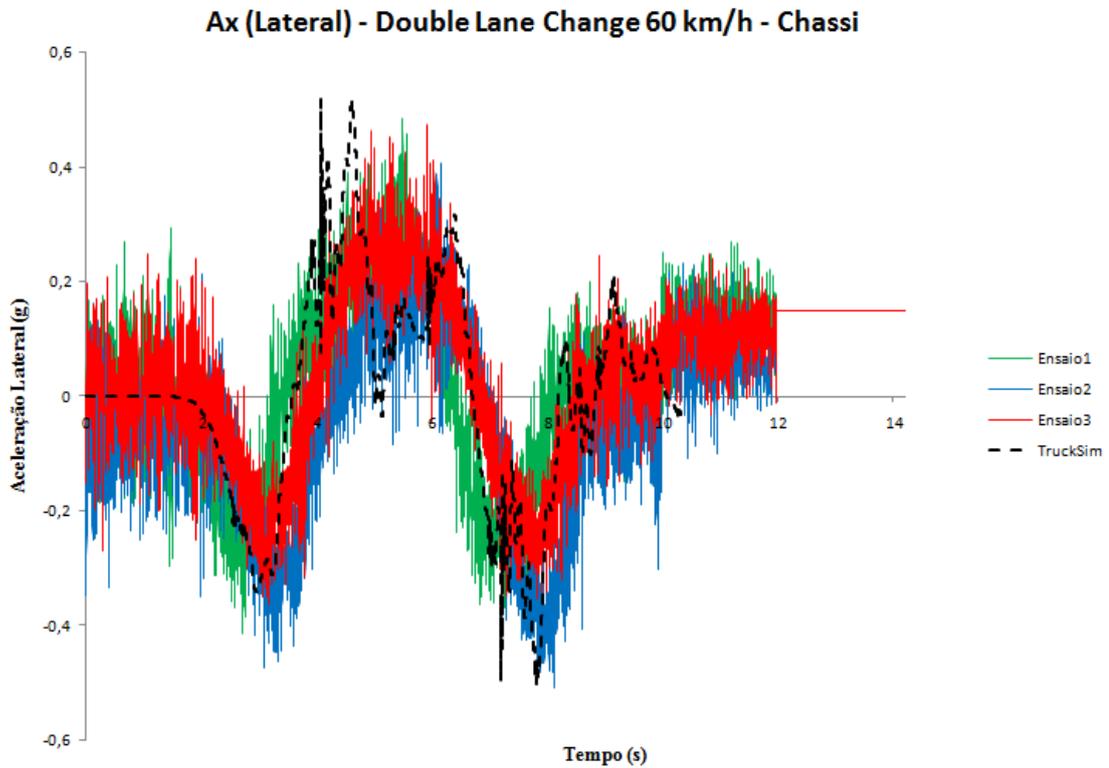


Figura 4.30 Aceleração lateral do chassi na manobra DLC a 60 km/h

Fonte: Autor

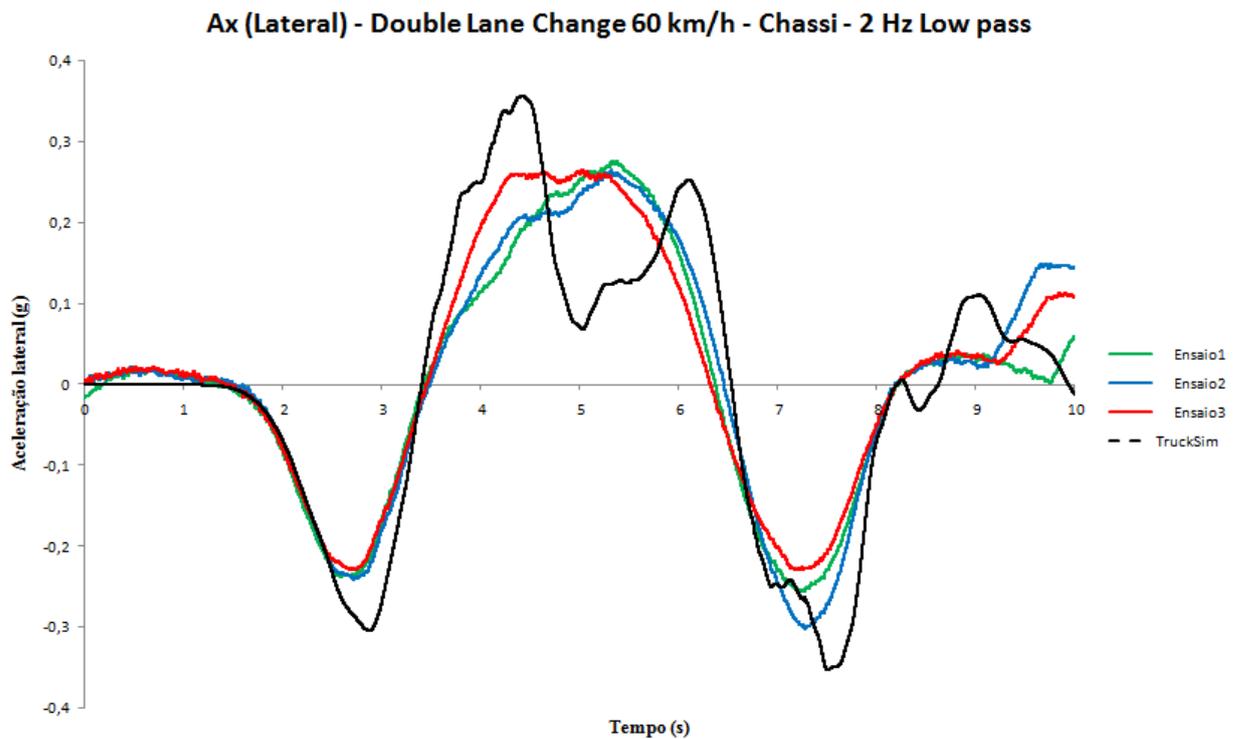


Figura 4.31 Aceleração lateral do chassi na manobra DLC a 60 km/h, com filtro

Fonte: Autor

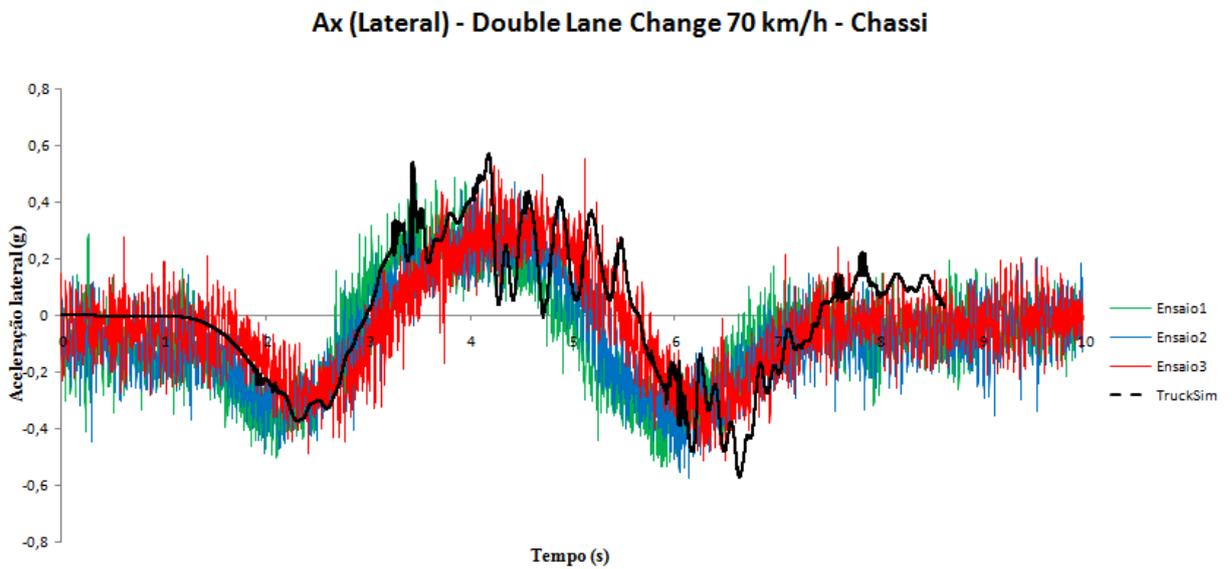


Figura 4.32 Aceleração lateral do chassi na manobra DLC a 70 km/h

Fonte: Autor

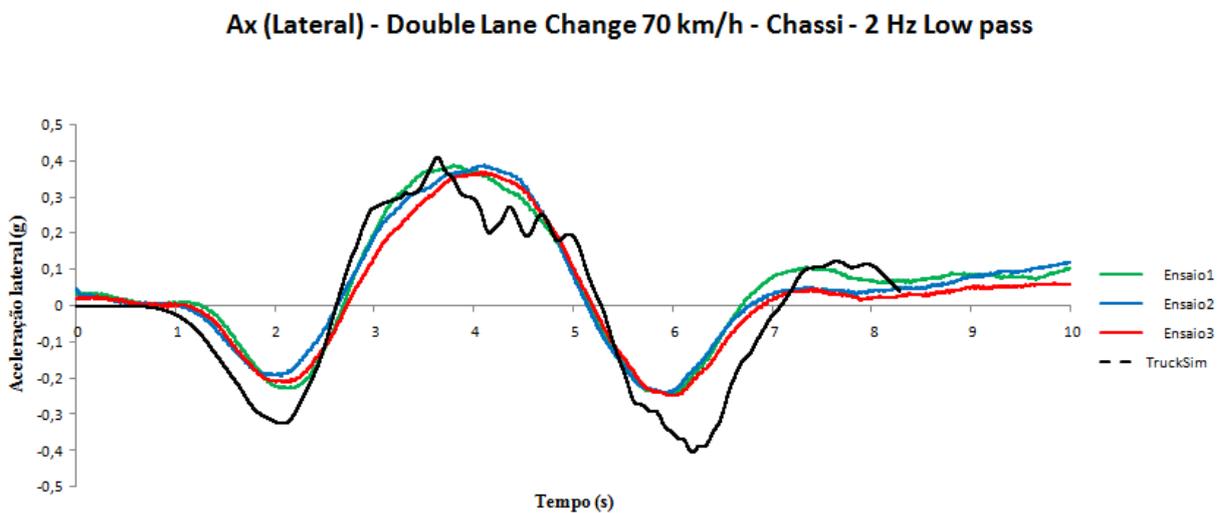


Figura 4.33 Aceleração lateral do chassi na manobra DLC a 70 km/h, com filtro

Fonte: Autor

Para o ensaio de DLC percebe-se uma variação em baixas velocidades, sendo que o gráfico do teste virtual só assemelhou-se aos gráficos dos testes experimentais a 70 km/h.

A partir das curvas de aceleração vertical, oriundas dos ensaios com costela de vaca, e lateral, proveniente dos ensaios de *slalom* e DLC, pode-se dizer que o modelo virtual do programa TruckSim está respondendo adequadamente aos estímulos externos provocados pelas manobras impostas, uma vez que não existem distorções significativas, tendo em vista o espectro das acelerações obtidas.

5 ANÁLISE DINÂMICA ESTRUTURAL

5.1 Generalidades

Neste capítulo apresenta-se a metodologia utilizada para preparação do modelo do chassi do semirreboque para análise via elementos finitos. Consideram-se aspectos sobre o programa utilizado e detalhes relevantes, como a modelagem da suspensão e o critério para aplicação do carregamento, tanto referente a carga líquida transportada quanto às solicitações oriundas do acoplamento e suspensão.

5.2 Preparação do modelo do chassi

Para a elaboração do modelo em CAD do chassi do semirreboque foi utilizado o programa paramétrico para modelagem em três dimensões *Solid Edge* na versão ST4. No modelo CAD da estrutura a ser analisada são colocados apenas os itens estruturais, como segue:

- a) Longarina esquerda;
- b) Longarina direita;
- c) Travessas passantes;
- d) Travessas internas da suspensão;
- e) Flâmulas de ligação;
- f) Fechamentos laterais;
- g) Compartimento para fueiros;
- h) Para-choques;
- i) Chapa de sacrifício do acoplamento (mesa do pino-rei);
- j) Suportes da suspensão com balancins.

O modelo em CAD não tem a finalidade exclusiva de prover um modelo tridimensional ao programa de análise estrutural, sua principal função é atender a demanda das empresas que necessitam de desenhos detalhados, informações de montagem, etc. Devido a esta particularidade, o arquivo CAD carrega informações detalhadas de furações destinadas a fixação de acessórios, imperfeições geométricas das conformações, folgas de montagem entre seus componentes, dentre outros.

Para ser utilizado de forma adequada no programa de elementos finitos, o modelo CAD é importado para o *SpaceClaim*, um módulo do programa ANSYS destinado ao tratamento do arquivo para posterior utilização na análise via MEF. Nele são retiradas as furações que não influenciam no estudo, corrigidas as folgas de montagem e realizadas as ligações das superfícies com afastamento.

Por se tratar de uma estrutura onde os elementos possuem o comprimento superior às referentes à largura e às espessuras, utiliza-se o método de casca para todas as peças do chassi. Tal simplificação acarreta em um menor esforço computacional para o processamento sem afetar o resultado final, o que a torna viável e atrativa frente a utilização de elementos sólidos.

No *SpaceClaim* é possível se trabalhar com a preparação de superfície para casca utilizando a ferramenta *midsurface* que suprime a espessura, gerando uma membrana que mantém a geometria do elemento. A geração desta membrana na superfície média das peças acaba criando um distanciamento entre elas, pela perda da espessura, o que é corrigido no próprio *SpaceClaim*, estendendo-se as faces até retomar o contato, como acontece na longarina do chassi entre a alma e as cintas, por exemplo.

Um detalhe importante da preparação no *SpaceClaim* foi a representação da face da quinta roda na chapa de sacrifício do acoplamento (mesa). Criou-se uma superfície copiando o formato da região da quinta-rodinha onde há o atrito com estrutura do semirreboque, Figura 5.1, a fim de se ter uma região para aplicação de restrições. A Figura 5.2 e a Figura 5.3 mostram o modelo nativo do CAD e o chassi após receber as correções de superfície, respectivamente.

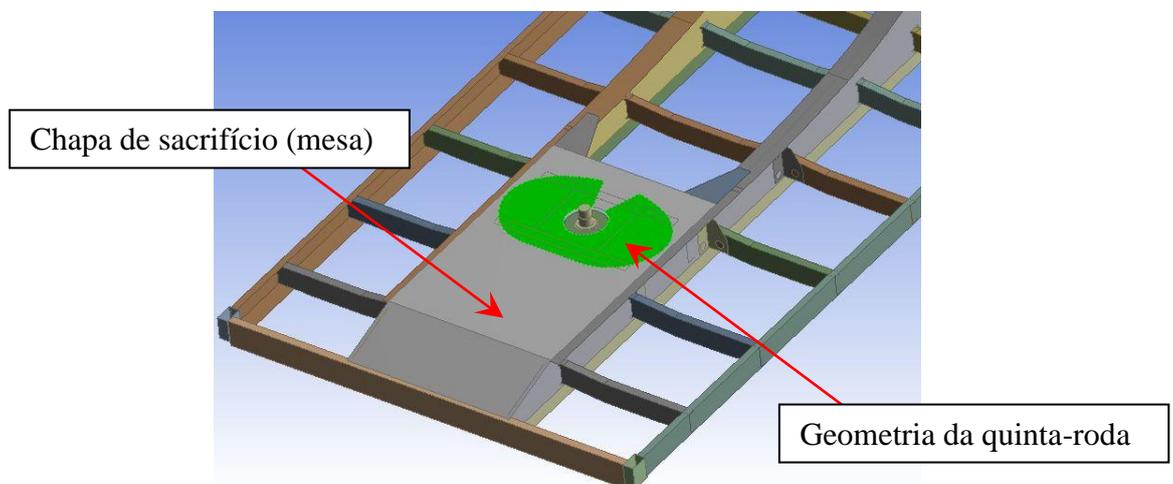


Figura 5.1 Geometria da quinta rodinha na chapa de sacrifício do semirreboque

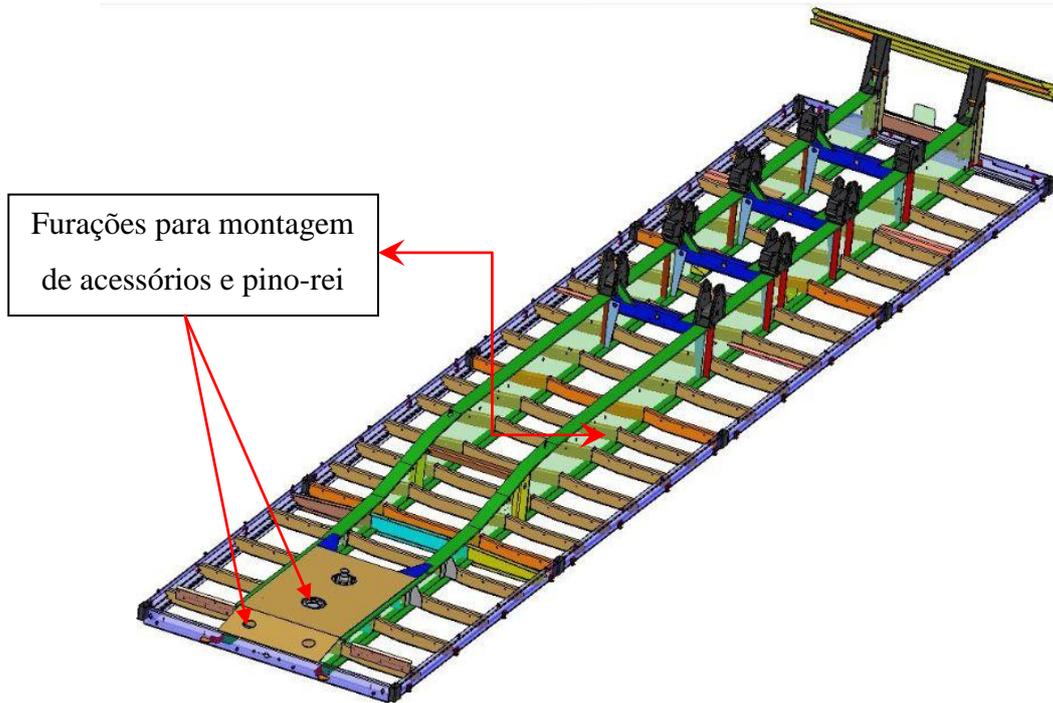


Figura 5.2 Chassi nativo do CAD, com espessura e sem tratamento de superfície

Fonte: Autor

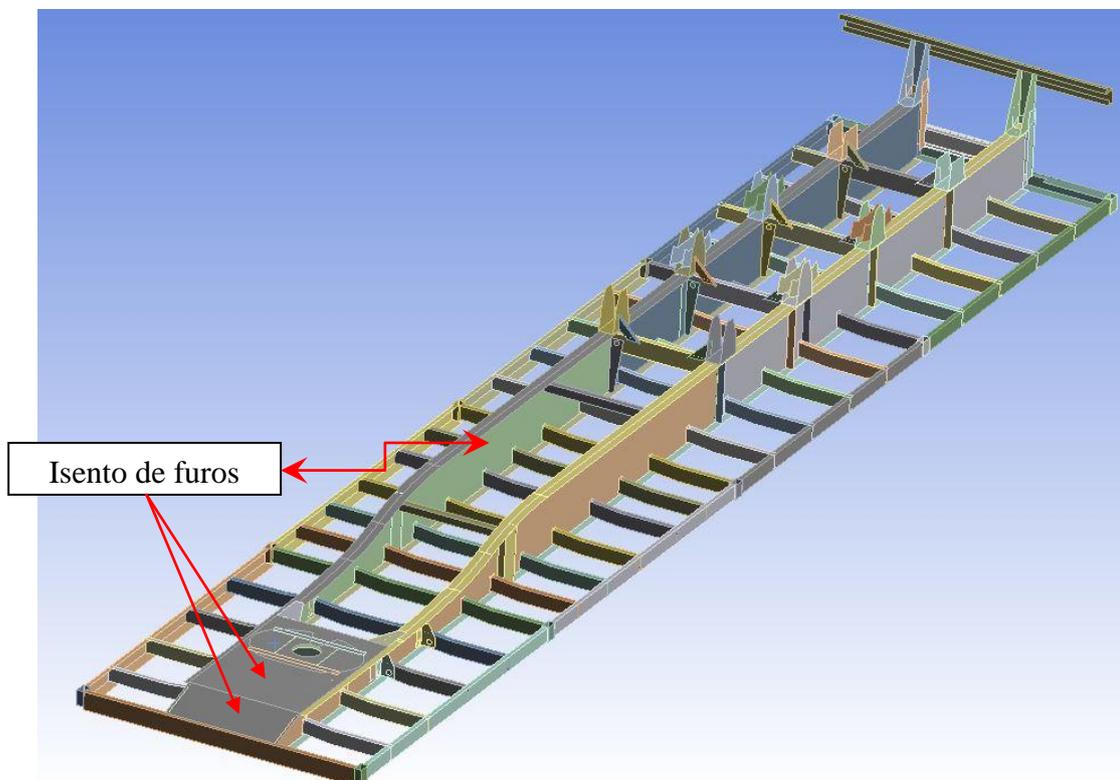


Figura 5.3 Chassi em modo de casca com tratamento de superfície

Fonte: Autor

5.3 Modelo numérico do chassi

O programa de elementos finitos utilizado para a análise da estrutura foi o ANSYS *Workbench* versão 14.0. Com o modelo CAD preparado, é feita a importação do mesmo para o ANSYS onde se seleciona uma análise estática estrutural. Para a elaboração de geometria adicional, utilizou-se o módulo *DesignModeler* com a finalidade de acrescentar os componentes da suspensão, tratados na Seção 5.4, e renomeadas as peças do chassi.

Em seguida, na entidade *Model* do ANSYS, são definidos os valores das espessuras das peças que formam o chassi, acrescentam-se as juntas de ligação dos componentes e gera-se a malha selecionando o elemento *Shell 181* da biblioteca.

O elemento *Shell 181* é adequado para aplicações lineares, grandes rotações e grandes deformações não lineares. Trata-se de um elemento com 4 nós (i, j, k, l), com 6 graus de liberdade em cada nó, sendo as translações nas direções dos eixos x, y, z e as rotações em relação a estes mesmos eixos, conforme mostra a Figura 5.4.

As funções de forma do elemento são lineares e utiliza-se o esquema de integração 2×2 no plano da casca e cinco pontos de integração ao longo da espessura, sendo possível, ainda, a utilização de integração reduzida. Não se recomenda a utilização do elemento *Shell 181* na forma triangular, a não ser que seja usado como elemento de complemento.

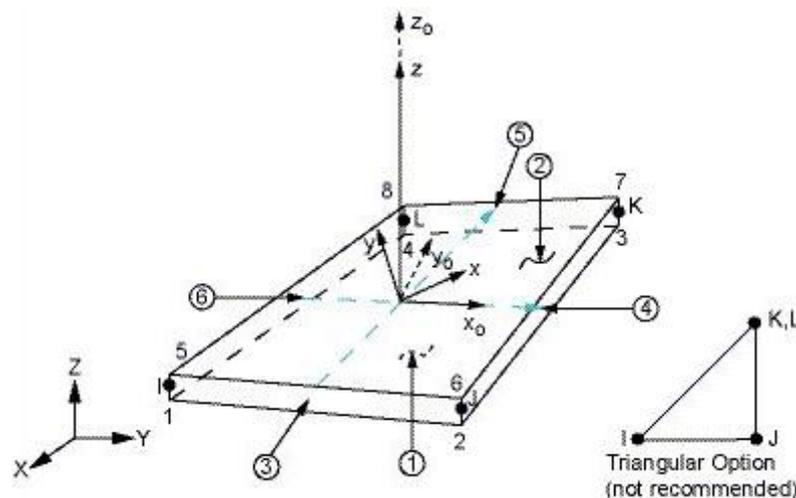


Figura 5.4 Elemento de casca *Shell 181*

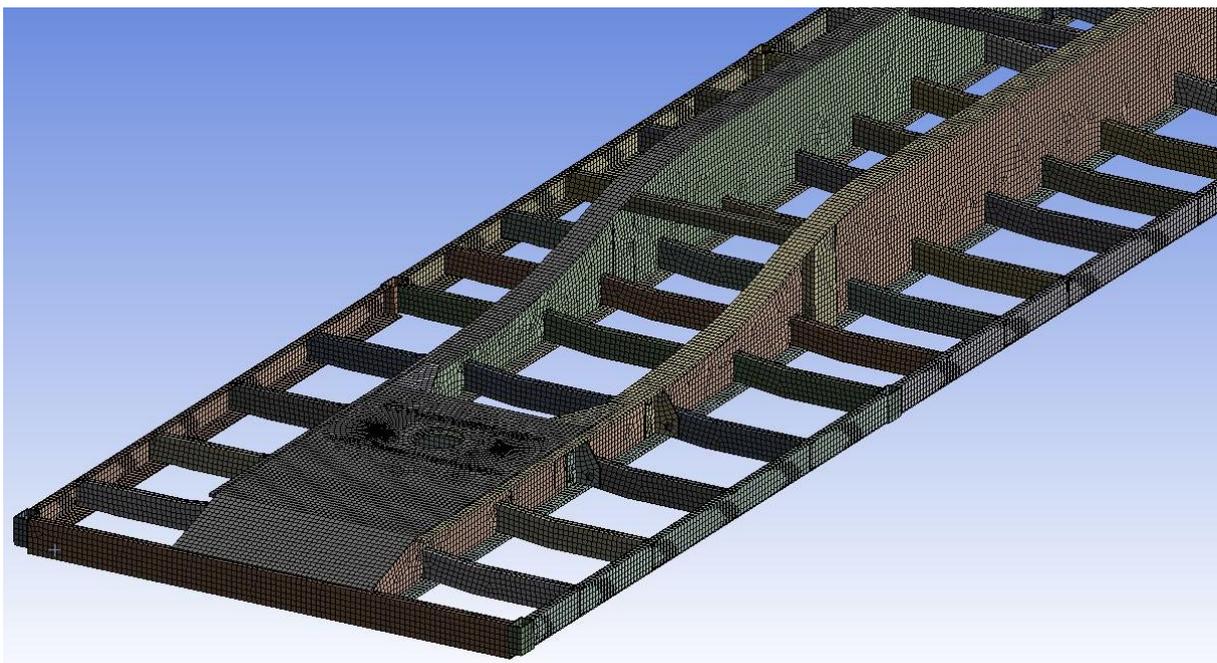


Figura 5.5 Malha dos elementos finitos no chassi do semirreboque

Fonte: Autor

O modelo do chassi, com os suportes de mola, resultou em 87.923 nós e 80.301 elementos.

5.4 Modelagem da suspensão

Um dos pontos mais sensíveis na preparação do modelo para a análise estrutural do chassi do semirreboque é a suspensão. É dela que se originam todas as solicitações provenientes das irregularidades do pavimento, manobras, obstáculos e outros. Embora não sendo o objeto principal do estudo, o correto funcionamento por meio dos balancins é fundamental para a assertividade do trabalho.

Os principais elementos da suspensão foram considerados como mostra a Figura 5.6, onde:

- 01 - Eixo rígido;
- 02 - Barra de ligação;
- 03 - Rodas, eixos, pneus, rolamentos, etc.;
- 04 - Braço tensor;
- 05 - Mola.

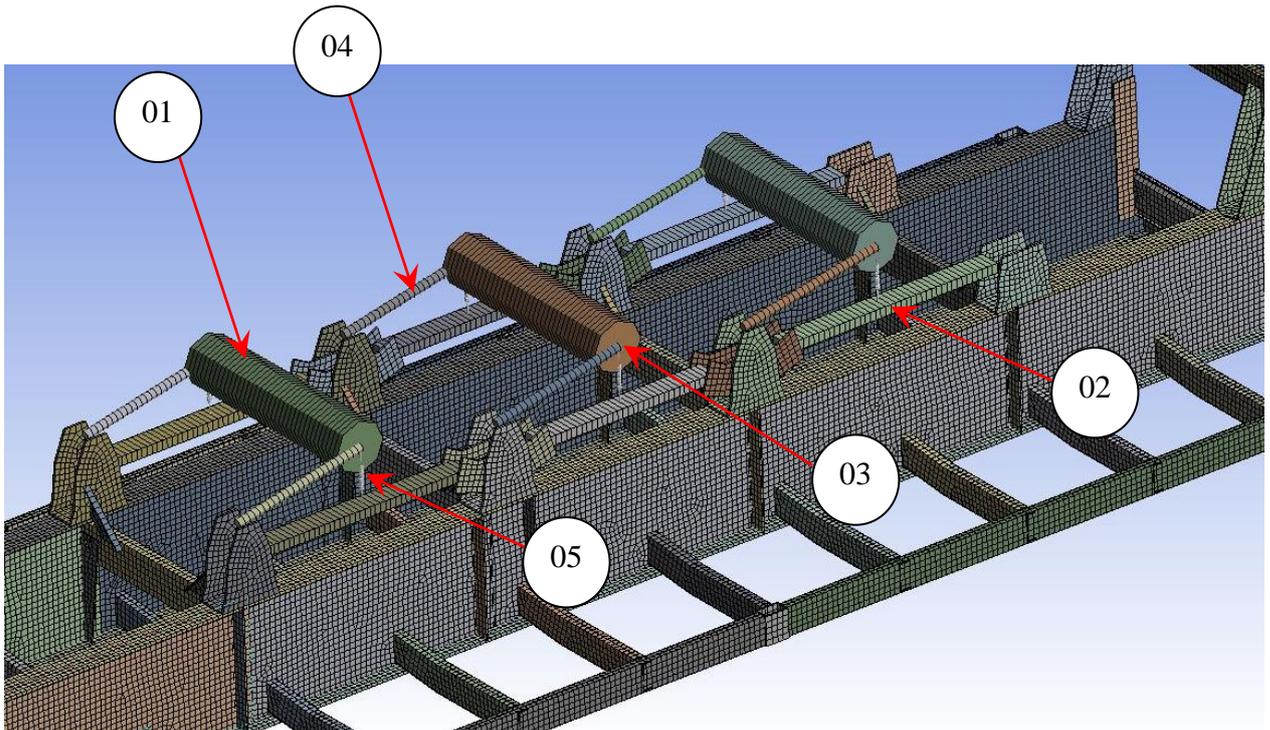


Figura 5.6 Modelo da suspensão para MEF

Fonte: Autor

Para a modelagem, considerou-se o eixo (01) como um elemento rígido e seu peso próprio foi distribuído ao longo do comprimento. As taras referentes ao cubo, rolamentos, tambor de freio, lonas, entre outros itens (03), foram considerados como um elemento de massa posicionada na extremidade do eixo. A ligação do suporte dianteiro da suspensão com o balancim, local onde ficam os feixes de mola, foram substituídos por barras de ligação com elemento rígido (02), com a única função de transferir a carga entre os eixos oriundas do giro do balancim.

O braço tensor (04) foi considerado como um elemento de viga, tipo *Beam188*, porém, foram desconsideradas as flexibilidades oriundas da bucha polimérica do terminal molecular que faz sua ligação com o eixo e o suporte. Para determinação das propriedades do feixe de molas, representado no modelo da Figura 5.6 pelo item (05), utilizou-se o elemento *Combin14* conectado no centro do eixo e no centro da barra de ligação. Para a rigidez foi adotado o valor de $K_m = 1048,6 \text{ N/mm}$.

5.5 Aplicação dos carregamentos e apoios

Para a aplicação da carga do grão, optou-se por não utilizar o ponto de massa ligado ao chassi com elementos rígidos, utilizou-se um prisma retangular calibrado representando a massa da carga líquida com as dimensões ocupadas pelo grão na caixa de carga, desconsiderando-se o talude, com o peso específico do grão transportado (milho) e com baixa rigidez, a fim de que se movimente juntamente com os modos do chassi, como mostrado na Figura 5.7.

A escolha do carregamento com o formato da carga já contempla a inércia gerada pelo grão transportado. Devido ao modo de ligação do prisma flexível com a plataforma de carga do chassi do semirreboque (ligação colada em toda a superfície), e a baixa rigidez imposta ao elemento é possível evitar a restrição de flexibilidade da estrutura do semirreboque. Nos casos de ligação de massa pontual com a estrutura por meio de elementos rígidos, pode-se restringir os movimentos de regiões importantes para avaliação, interferindo no resultado final.

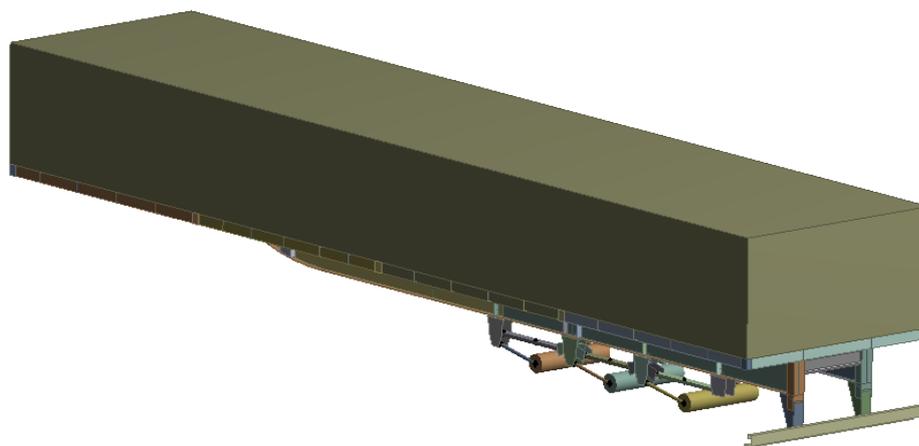


Figura 5.7 Representação da carga líquida pelo prisma retangular calibrado

Fonte: Autor

A rigidez imposta ao prisma, por meio do módulo de elasticidade, foi de 10 MPa. Este valor foi obtido pelo método empírico de tentativa e erro, aplicando-se valores de rigidez compatíveis com a estrutura. O elemento finito utilizado no prisma flexível de carga foi o *solid185*.

Para aplicação do carregamento oriundo da suspensão, adotou-se a manobra costela de vaca devido as suas severas solicitações, tanto de aceleração quanto de deformações, observadas nos testes direcionais.

Usou-se um deslocamento prescrito idêntico ao obstáculo do teste experimental e aplicado nas rodas do semirreboque, com variação no domínio do tempo conforme mostrado na Figura 5.8, Figura 5.9 e Figura 5.10, sendo o carregamento aplicado em todas as rodas prevendo a defasagem entre o lado esquerdo e direito.

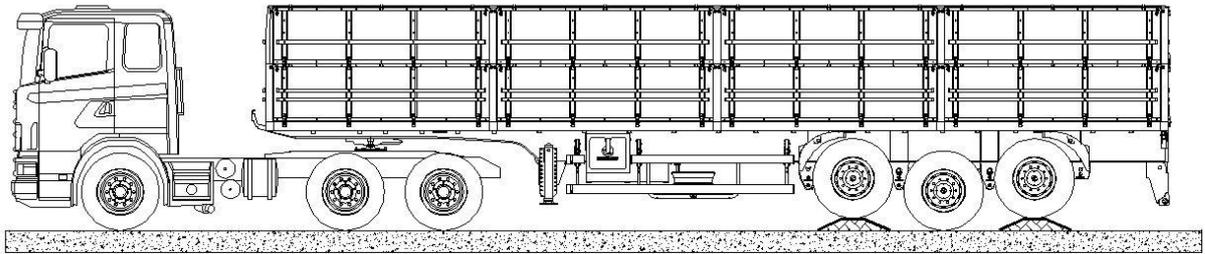


Figura 5.8 Entrada do sinal da costela de vaca na suspensão do semirreboque

Fonte: Autor

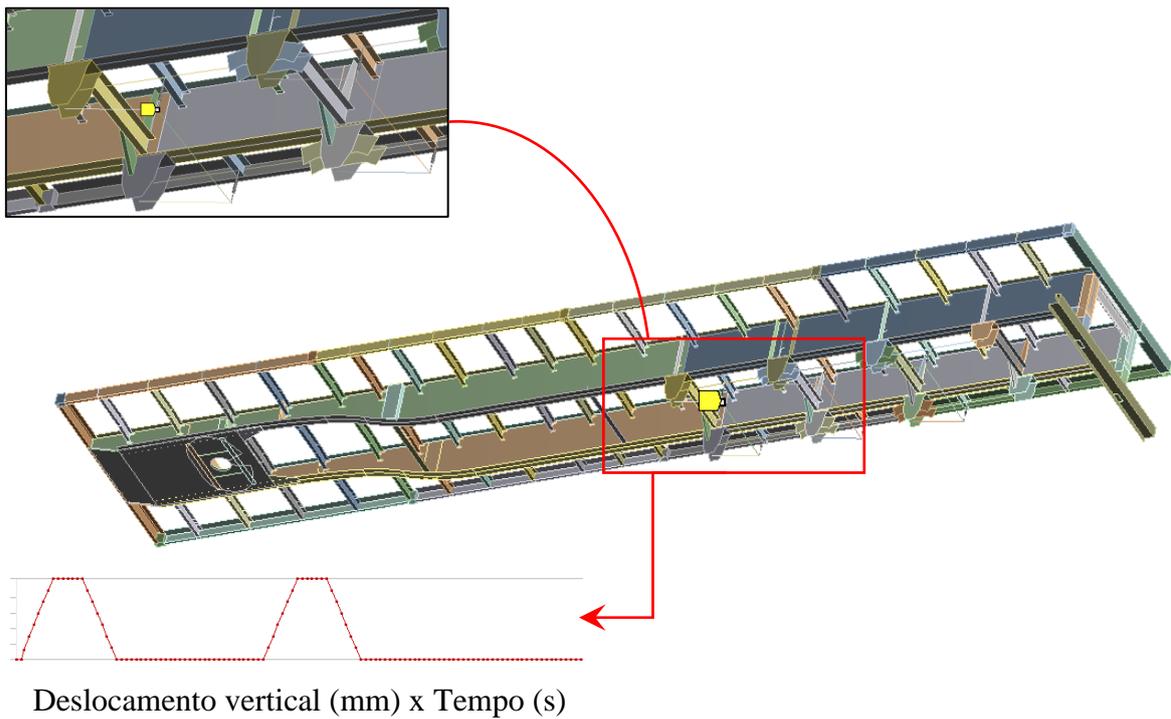


Figura 5.9 Aplicação da carga nas rodas do lado esquerdo do semirreboque

Fonte: Autor

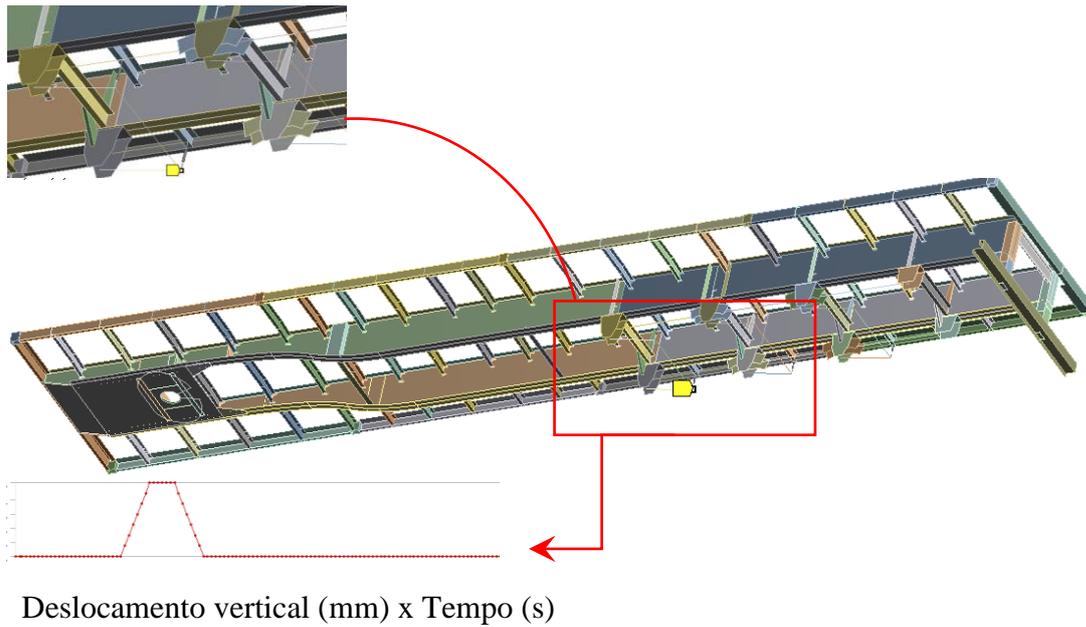


Figura 5.10 Aplicação da carga nas rodas do lado direito do semirreboque

Fonte: Autor

Para o acoplamento foram utilizados dois tipos de apoio, o primeiro aplicado ao diâmetro compreendido pelo pino-rei, *fixed support*; e o segundo restringindo o deslocamento vertical, porém, permitindo a translação, *Frictionless Support*, aplicado na superfície que copia a geometria da face da quinta-roda que fica em contato no semirreboque.

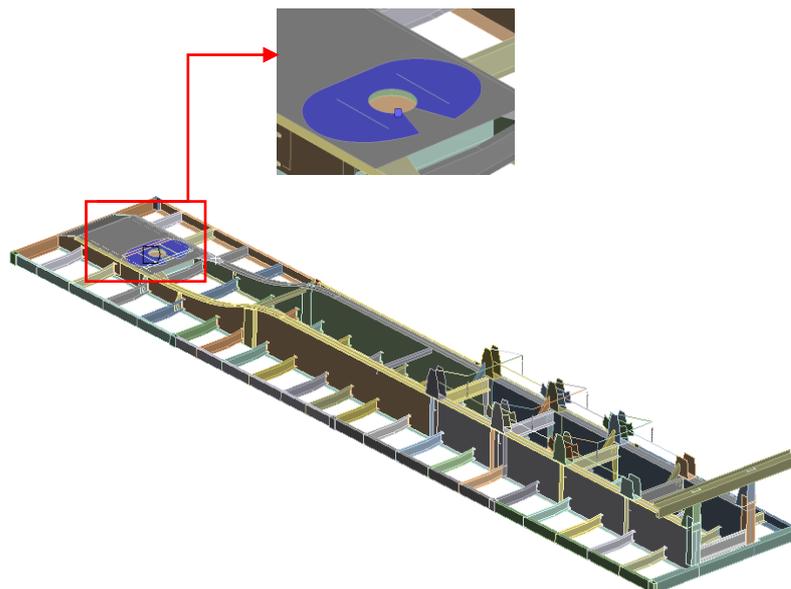


Figura 5.11 Região de apoio do acoplamento entre quinta-roda e chapa de sacrifício

Fonte: Autor

6 ANÁLISE DE RESULTADOS

6.1 Generalidades

Neste capítulo apresentam-se os resultados das acelerações lateral e vertical, no domínio do tempo e da frequência. São mostrados resultados dos testes experimentais referentes aos ensaios de costela de vaca, Slalom e DLC. Mostram-se, também, os resultados da resposta modal de corpo livre e o chassi com carga. Por fim avaliam-se as tensões atuantes no semirreboque comparando os resultados virtuais e experimentais.

6.2 Avaliação das acelerações

O comportamento dinâmico da CVC, quando submetida às manobras direcionais de costela de vaca, *slalom* e DLC, pode ser compreendido com o auxílio dos gráficos obtidos pela aquisição de dados. Toda manobra executada com a CVC gerou acelerações em todas as direções (lateral, longitudinal e vertical), porém, interessa apenas a maior aceleração gerada. No caso do teste com costela de vaca, a aceleração de interesse é vertical. Pela orientação do sistema de coordenadas, a aceleração vertical pode ser visualizada no eixo z . Para os testes de *slalom* e DLC, procura-se avaliar as acelerações laterais, representadas pelo eixo x .

A apresentação dos resultados referentes às acelerações mostram as 3 repetições experimentais das velocidade de 10, 20 e 30 km/h para o teste costela de vaca; as 03 repetições experimentais das velocidade de 30 e 40 km/h para o teste de *slalom* e as 03 repetições experimentais das velocidades de 50, 60 e 70 km/h para o teste de DLC.

6.2.1 Costela de vaca

Para o ensaio de costela de vaca foram utilizadas 3 velocidades (10, 20 e 30 km/h) e executadas 3 repetições com cada velocidade. A seguir apresentam-se os gráficos de aceleração vertical no domínio do tempo e da frequência. As informações de aceleração referem-se ao acelerômetro fixado ao chassi.

a) Acelerações verticais para o teste de costela de vaca a 10 km/h

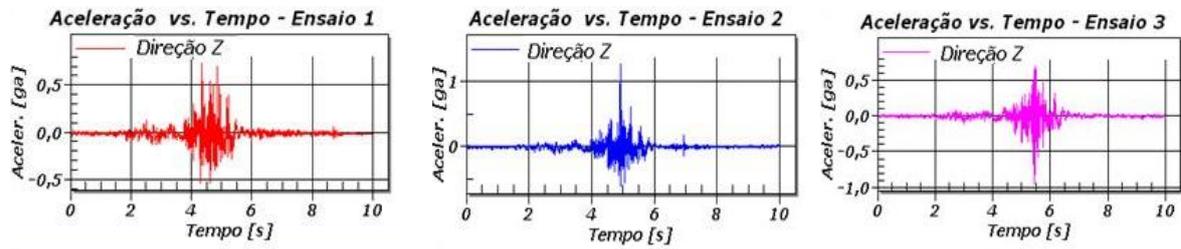


Figura 6.1 Aceleração vertical no domínio do tempo - 10 km/h

Fonte: Autor

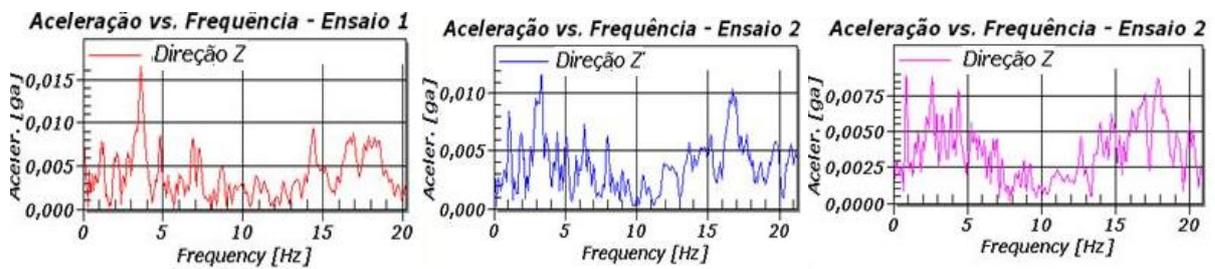


Figura 6.2 Aceleração vertical no domínio da frequência - 10 km/h

Fonte: Autor

b) Acelerações verticais para o teste de costela de vaca a 20 km/h

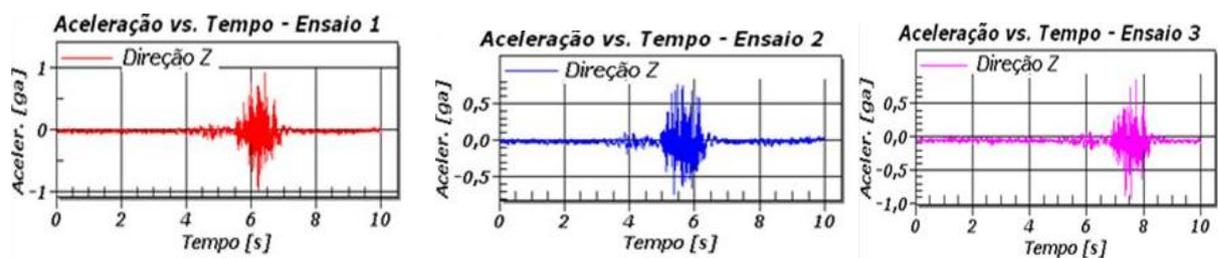


Figura 6.3 Aceleração vertical no domínio do tempo - 20 km/h

Fonte: Autor

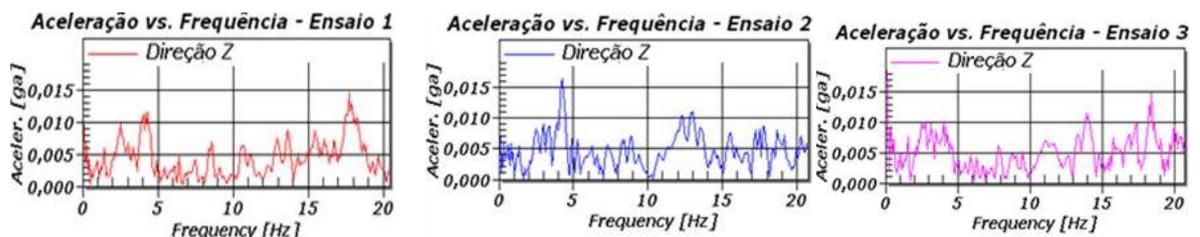


Figura 6.4 Aceleração vertical no domínio da frequência - 20 km/h

Fonte: Autor

c) Acelerações verticais para o teste de costela de vaca a 30 km/h

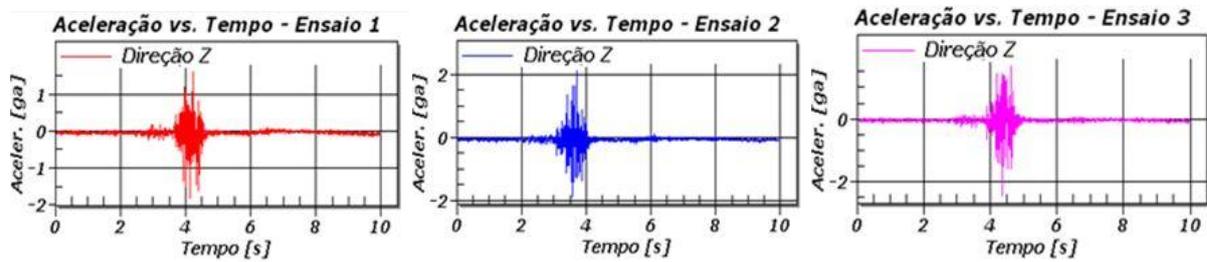


Figura 6.5 Aceleração vertical no domínio do tempo - 30 km/h

Fonte: Autor

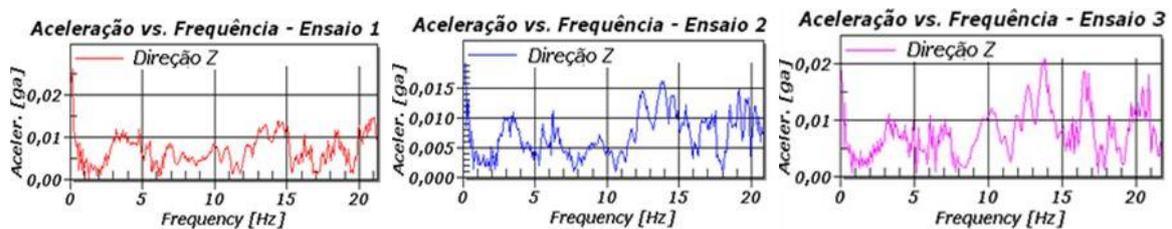


Figura 6.6 Aceleração vertical no domínio da frequência - 30 km/h

Fonte: Autor

Percebe-se um aumento gradual nas acelerações verticais do semirreboque na medida em que se aumenta a velocidade. Os gráficos da Figura 6.1, Figura 6.3e Figura 6.5 mostram este incremento que fica próximo a 60% tanto da velocidade de 10 para 20 km/h quando para a velocidade de 20 para 30 km/h. Para a velocidade de 10 km/h a média da aceleração vertical é de 0,5 g 's, para 20 km/h a média passa para 0,8 g 's e para 30 km/h chega a 1,35 g 's.

Pode-se notar, na Figura 6.3, que há uma discordância entre os tempos de aquisição dos dados, isso acontece porque o *start* da aquisição de dados foi manual. Em trabalhos futuros, aconselha-se a inserção de sensores para iniciar a leitura de sinais.

6.2.2 Slalom

O teste de *slalom* foi realizado com duas velocidades, 30 km/h e 40 km/h. A seguir apresentam-se os gráficos de aceleração lateral no domínio do tempo e da frequência.

a) Acelerações laterais para o teste de *slalom* a 30 km/h

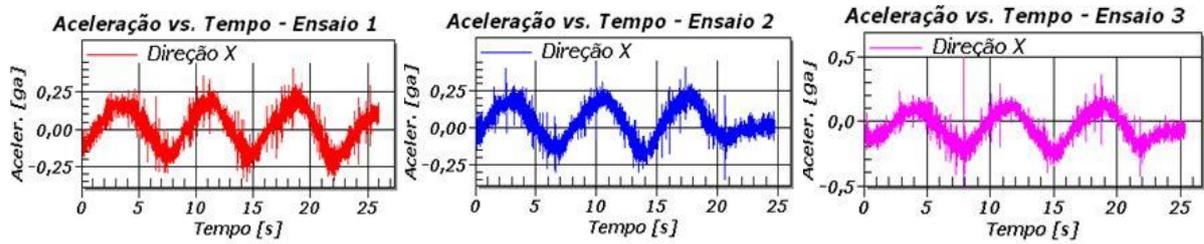


Figura 6.7 Aceleração lateral no domínio do tempo - 30 km/h

Fonte: Autor

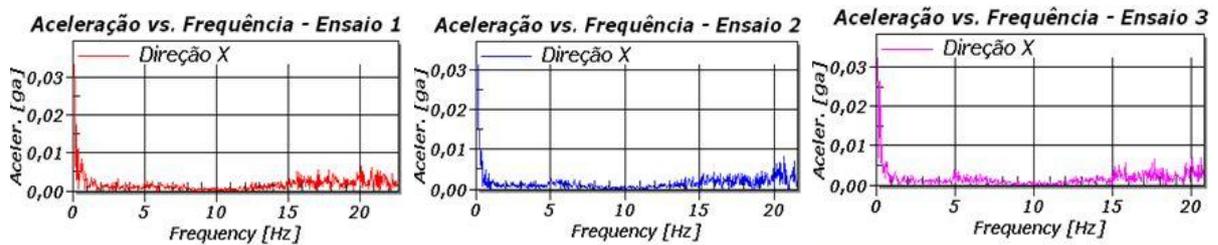


Figura 6.8 Aceleração lateral no domínio da frequência - 30 km/h

Fonte: Autor

b) Acelerações laterais para o teste de *slalom* a 40 km/h

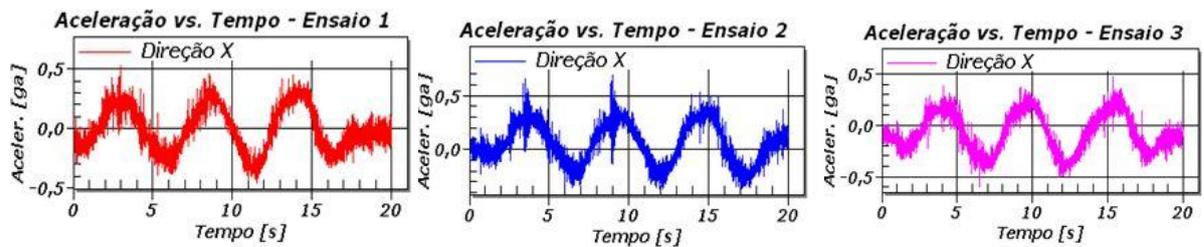


Figura 6.9 Aceleração lateral no domínio do tempo - 40 km/h

Fonte: Autor

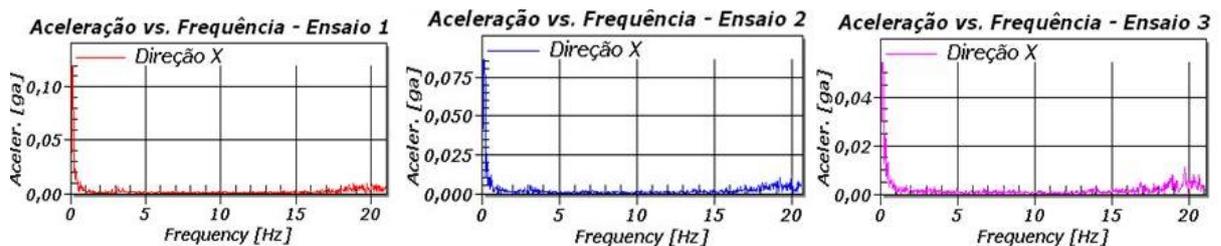


Figura 6.10 Aceleração lateral no domínio da frequência - 40 km/h

Fonte: Autor

Pode-se notar que as acelerações laterais, à semelhança das acelerações verticais, aumentam consideravelmente com o acréscimo de velocidade de 30 para 40 km/h gerou acelerações verticais que passaram de 0.25 g 's para 0.43 g 's. Em velocidades mais altas, com o veículo carregado, não se executou a manobra, uma vez que os eixos traseiros estavam perdendo o contato com o solo, conforme mostra a Figura 6.11. Este resultado reforça o exposto no Item 2.3.1 onde disserta-se sobre o SRT de veículos pesados, no qual Gillespie, 1992 diz que o SRT para veículos de carga encontra-se na faixa de 0,4 a 0,6 g 's.



Figura 6.11 Teste de *slalom* a 40 km/h com levantamento do eixo traseiro do semirreboque

Fonte: Autor

6.2.3 DLC

A manobra de DLC foi executada com as velocidades estipuladas de 50, 60 e 70 km/h. Os gráficos de aceleração lateral, referentes as 03 repetições, no domínio do tempo e da frequência, são mostrados a seguir.

a) Acelerações laterais para o teste de DLC a 50 km/h

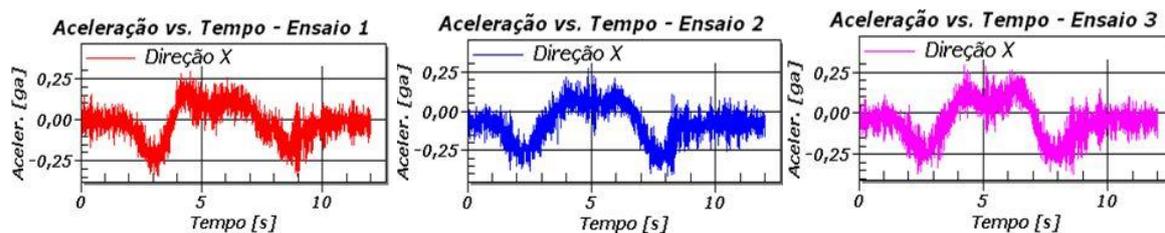


Figura 6.12 Aceleração lateral no domínio do tempo - 50 km/h

Fonte: Autor

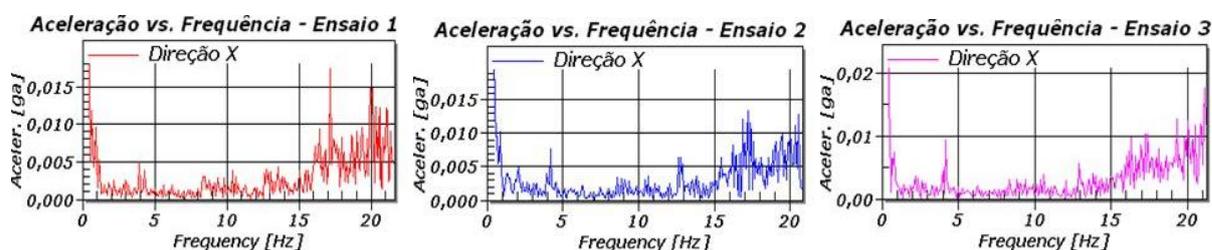


Figura 6.13 Aceleração lateral no domínio da frequência - 50 km/h

Fonte: Autor

b) Acelerações laterais para o teste de DLC a 60 km/h

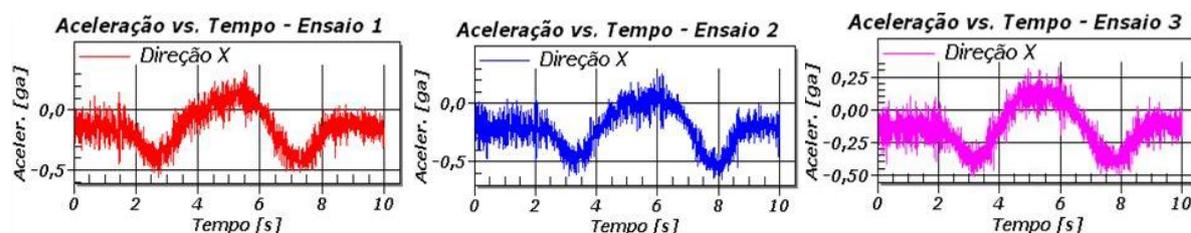


Figura 6.14 Aceleração lateral no domínio do tempo - 60 km/h

Fonte: Autor

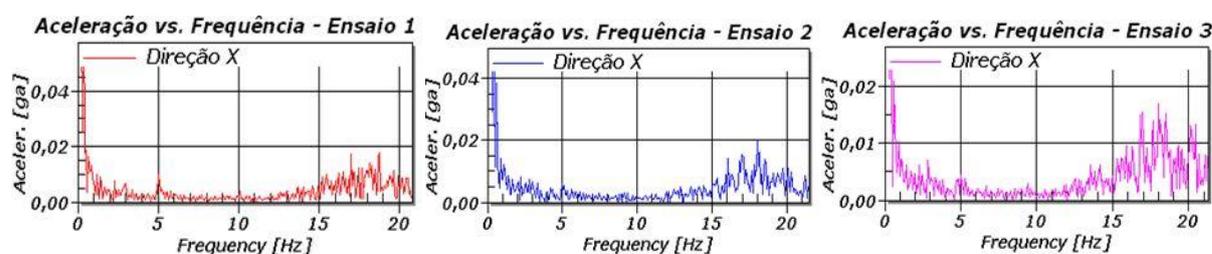


Figura 6.15 Aceleração lateral no domínio da frequência - 60 km/h

Fonte: Autor

c) Acelerações laterais para o teste de DLC a 70 km/h



Figura 6.16 Aceleração lateral no domínio do tempo - 70 km/h

Fonte: Autor

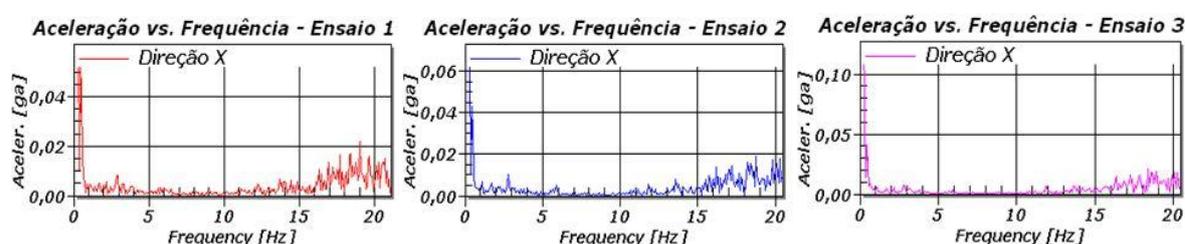


Figura 6.17 Aceleração lateral no domínio da frequência - 70 km/h

Fonte: Autor

Assim como no teste de *slalom*, os resultados de aceleração lateral aumentaram com o acréscimo da velocidade, porém, mesmo a 70 km/h a aceleração lateral não excedeu, de maneira significativa, o valor de 0.5 g's, confirmando novamente o exposto por Gillespie, 1992, referentes aos valores de aceleração lateral para o limite de tombamento estático.

Pode-se perceber que os valores das acelerações, tanto lateral quanto vertical, se mantiveram constantes durante a realização dos ensaios.

6.3 Avaliação modal

Foram realizadas duas avaliações modais no chassi do semirreboque. Uma avaliação modal de corpo livre para verificação da consistência do modelo virtual e verificação da avaliação das frequências naturais frente às frequências de excitação da CVC, e outra avaliação modal com restrições e carregamento vertical.

A avaliação modal de corpo livre é realizada para avaliar as condições de restrição da estrutura e para estabelecer uma faixa de frequência para a determinação do tipo de análise a ser imposta ao modelo virtual.

Sabe-se que para a vibração de corpo livre no espaço, os seis primeiros modos tem frequência natural igual à zero, pois se referem aos modos do corpo rígido. Sempre que se roda a análise modal e um dos seis modos difere de zero, tem-se um indicativo de que a estrutura do modelo virtual está com problemas.

Para a segunda avaliação obtida da análise modal de corpo livre observa-se se as frequências naturais se aproximam das frequências de excitação externa. Se elas forem próximas, obrigatoriamente a análise deve ser dinâmica, porém, se forem distintas pode-se optar por fazer uma análise estática, utilizando o valor máximo de carregamento, uma vez que a ação dinâmica terá pouca influência na análise.

A Figura 6.18 apresenta os 04 primeiros modos de vibrar da estrutura, sendo que o primeiro modo se dá a 2,28 Hz. A Tabela 6.1 apresenta os valores e os modos de vibrar da estrutura.

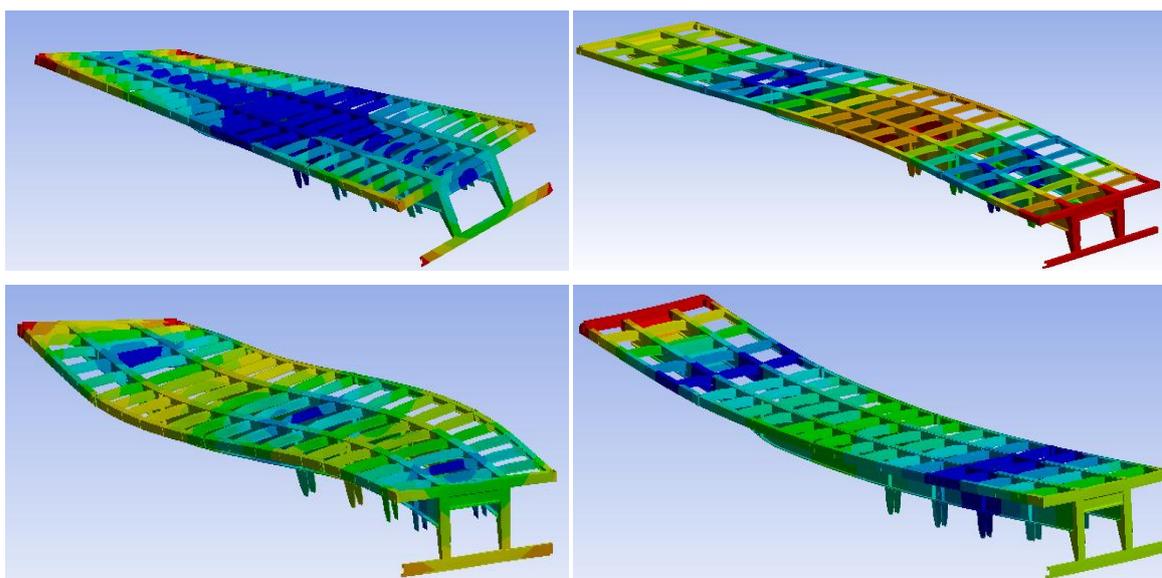


Figura 6.18 Modos flexíveis de corpo livre do chassi

Fonte: Autor

Tabela 6.1 Modos de vibrar e frequências da estrutura

	Modo de vibrar	Frequência
7°	Torção	2,28 Hz
8°	Flexão vertical	8,10 Hz
9°	Flexão + torção	11,99 Hz
10°	Torção	13,66 Hz
11°	Flexão vertical	17,28 Hz

Para a avaliação modal do chassi do semirreboque acrescido de carregamento e restrições, utilizou-se o sistema de apoio no acoplamento previsto na Figura 5.11 e fixaram-se os eixos, permitindo o apenas a atuação da mola e do elemento de ligação do balancim com o suporte fixo.

Apenas os três primeiros modos foram considerados, haja vista que o quarto modo só era atingido com 8,32 Hz e com uma deformação incomum ao semirreboque. A Figura 6.19, Figura 6.20 e Figura 6.21 mostram estes modos.

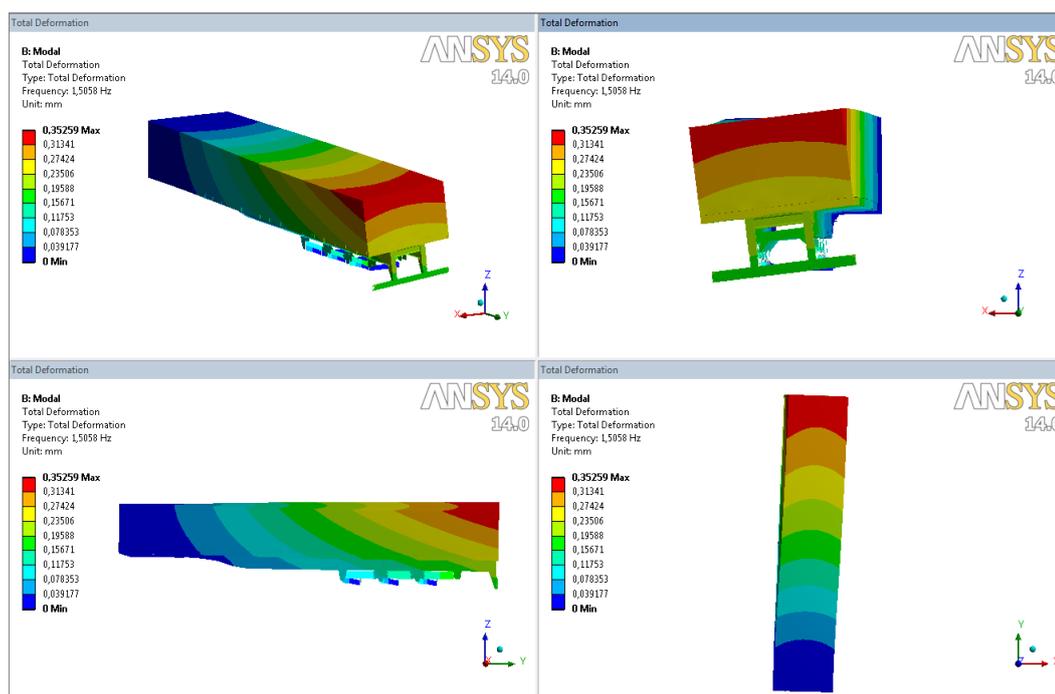


Figura 6.19 Primeiro modo flexível de vibração do chassi do semirreboque a 1,5 Hz

Fonte: Autor

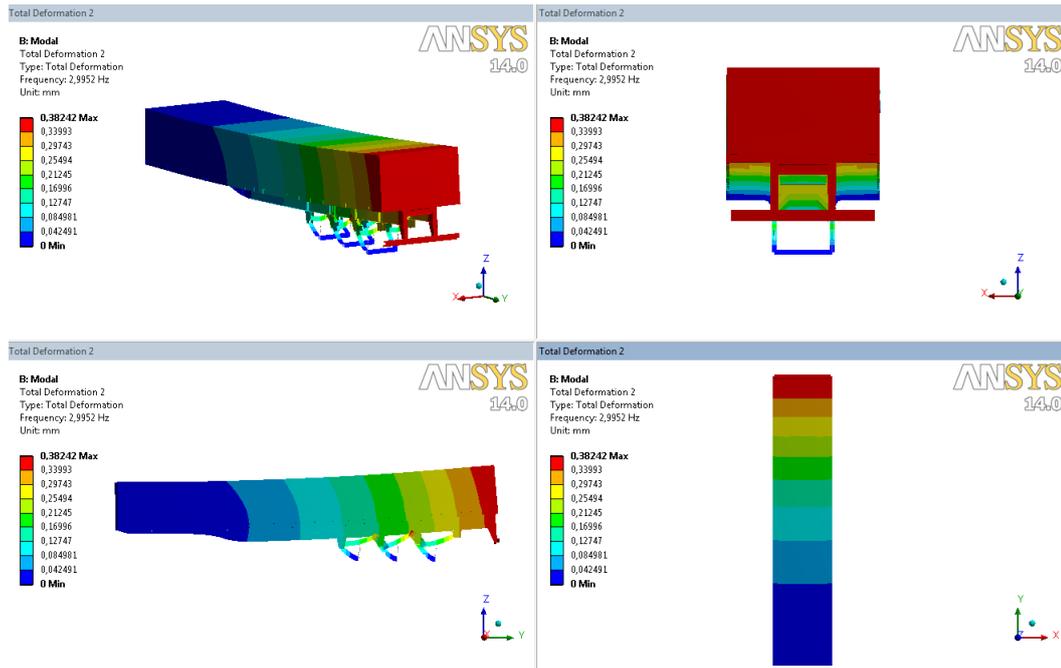


Figura 6.20 Primeiro modo flexível de vibração do chassi do semirreboque a 2,99 Hz

Fonte: Autor

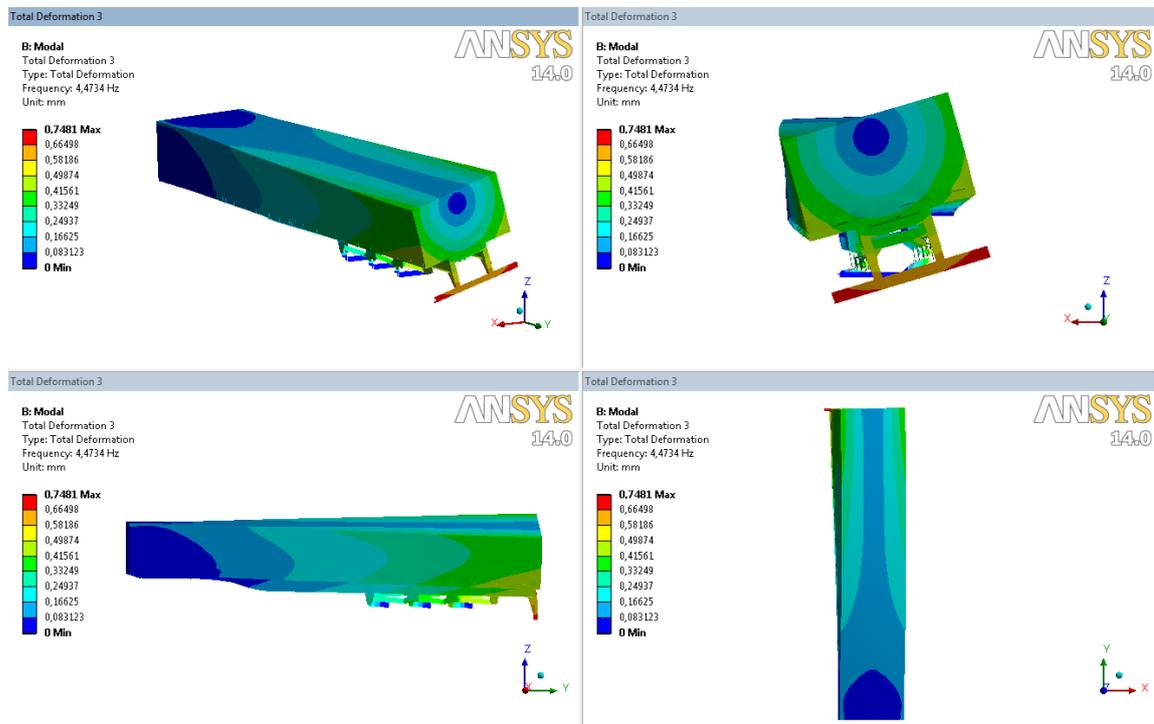


Figura 6.21 Primeiro modo flexível de vibração do chassi do semirreboque a 4,47 Hz

Fonte: Autor

Observando a Figura 6.22, percebe-se que os gráficos de aceleração no domínio da frequência, oriundo da aquisição de dados dos testes de costela de vaca a 10 e 20 km/h, estão coincidindo com o segundo modo flexível do chassi (2,99 Hz), chamado de modo de flexão, e com o terceiro modo de vibrar (4,47 Hz), a torção.

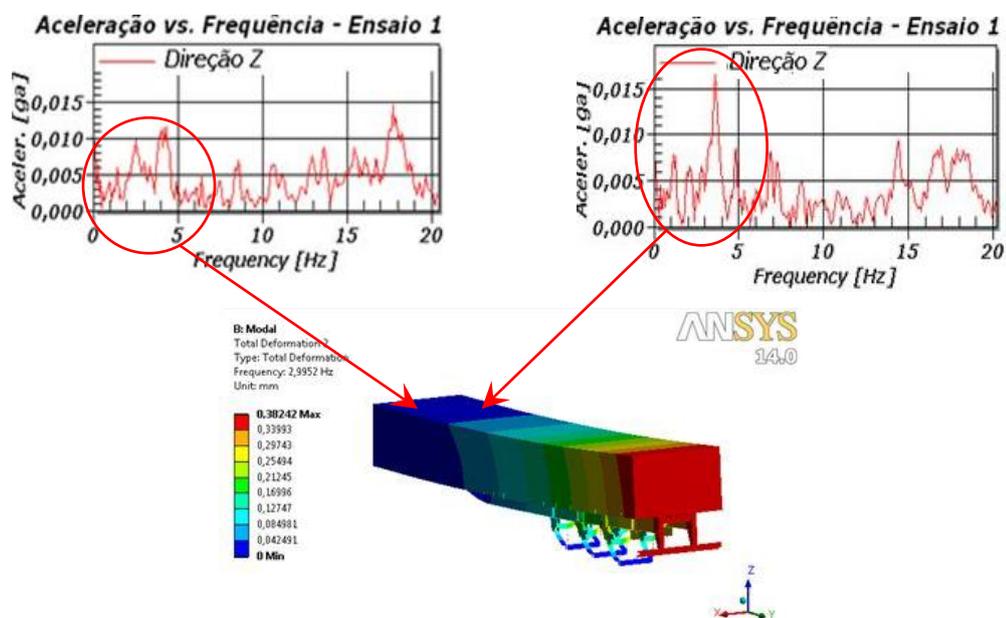


Figura 6.22 Dados experimentais versus análise modal com semirreboque carregado

Fonte: Autor

Tanto na análise modal de corpo livre quanto na análise modal como veículo carregado é possível notar que as primeiras frequências estão distribuídas no mesmo range das frequências obtidas pela aquisição de dados. Esta verificação indica que a análise estrutural deve levar em consideração os efeitos dinâmicos. Geralmente são utilizadas análises de superposição modal ou a análise transiente para avaliação deste tipo de problema.

6.4 Avaliação das tensões

Para a avaliação da tensão, utilizou-se uma metodologia baseada no somatório da tensão estática máxima, obtida no ponto crítico da estrutura, acrescida da tensão máxima obtida pela aquisição de dados no ponto crítico do chassi, conforme mostra a Figura 6.23.

Esta prática tem sido utilizada pelos fabricantes de semirreboques, pois nem sempre é possível se obter os dados de deslocamento durante o carregamento. Utilizou-se o critério de falha de Von Mises para a análise das tensões.

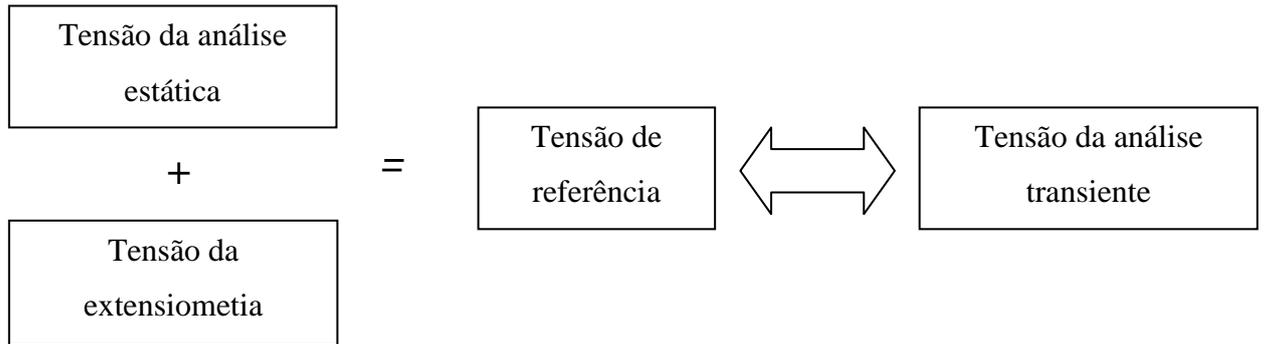


Figura 6.23 Metodologia para avaliação da tensão atuante

Fonte: Autor

A Figura 6.24, Figura 6.25 e a Figura 6.26, mostram as tensões obtidas da instrumentação no teste de costela de vaca. Os testes de DLC e *slalom* apresentaram valores menores de tensão e por este motivo não serão mostrados neste capítulo.

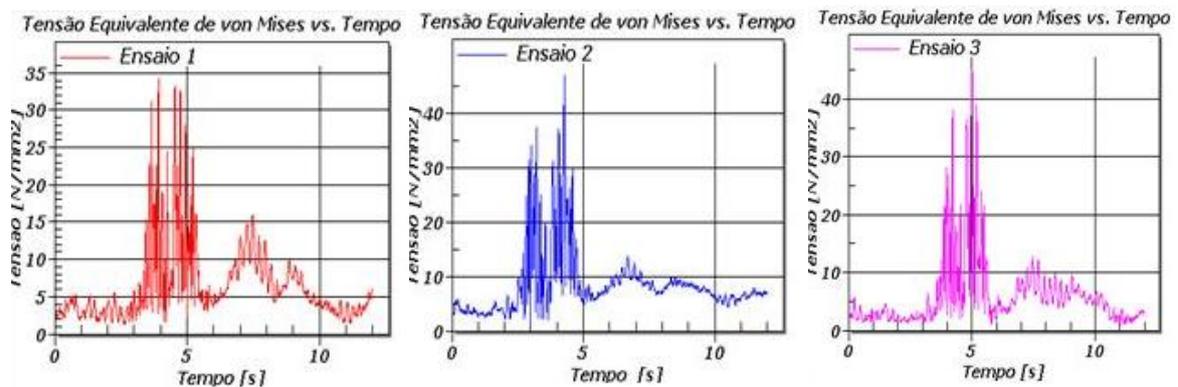


Figura 6.24 Dados experimentais de tensão para o teste de costela de vaca a 10 km/h

Fonte: Autor

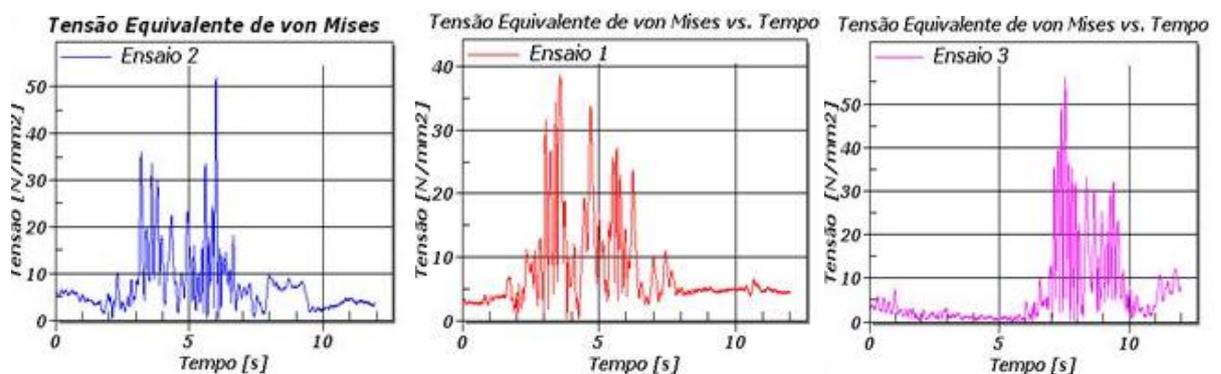


Figura 6.25 Dados experimentais de tensão para o teste de costela de vaca a 20 km/h

Fonte: Autor

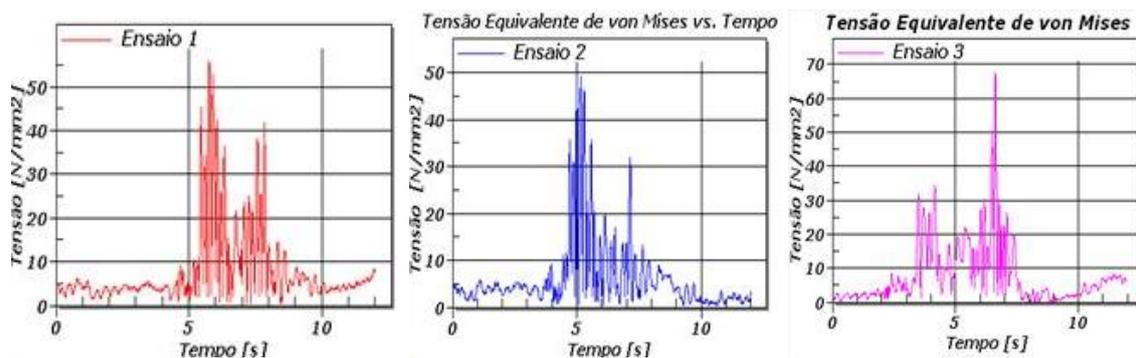


Figura 6.26 Dados experimentais de tensão para o teste de costela de vaca a 30 km/h

Fonte: Autor

Com base nas informações de tensão coletadas pela instrumentação, chegou-se a um valor máximo de 67 MPa, e pelo critério adotado, este será o valor dinâmico considerado para o somatório com o valor de tensão estática.

Para a análise estática foi utilizado o mesmo carregamento e apoios previstos no Item 5.5. A Figura 6.27 mostra a tensão na região crítica.

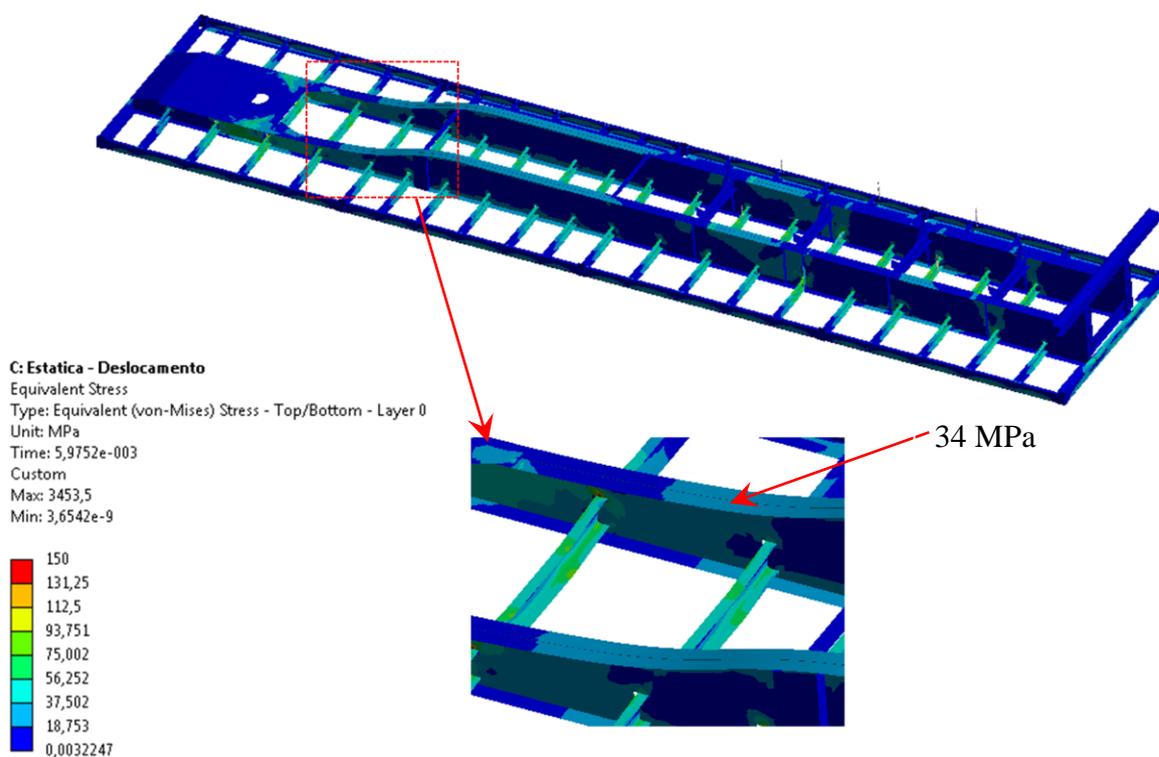


Figura 6.27 Tensão na região crítica do chassi por avaliação estática

Fonte: Autor

Para a análise transiente com deslocamento prescrito no domínio do tempo utilizam-se os passos elucidados no Item 5.5. A Figura 6.28 mostra a tensão máxima na região crítica da estrutura obtida pela análise transiente.

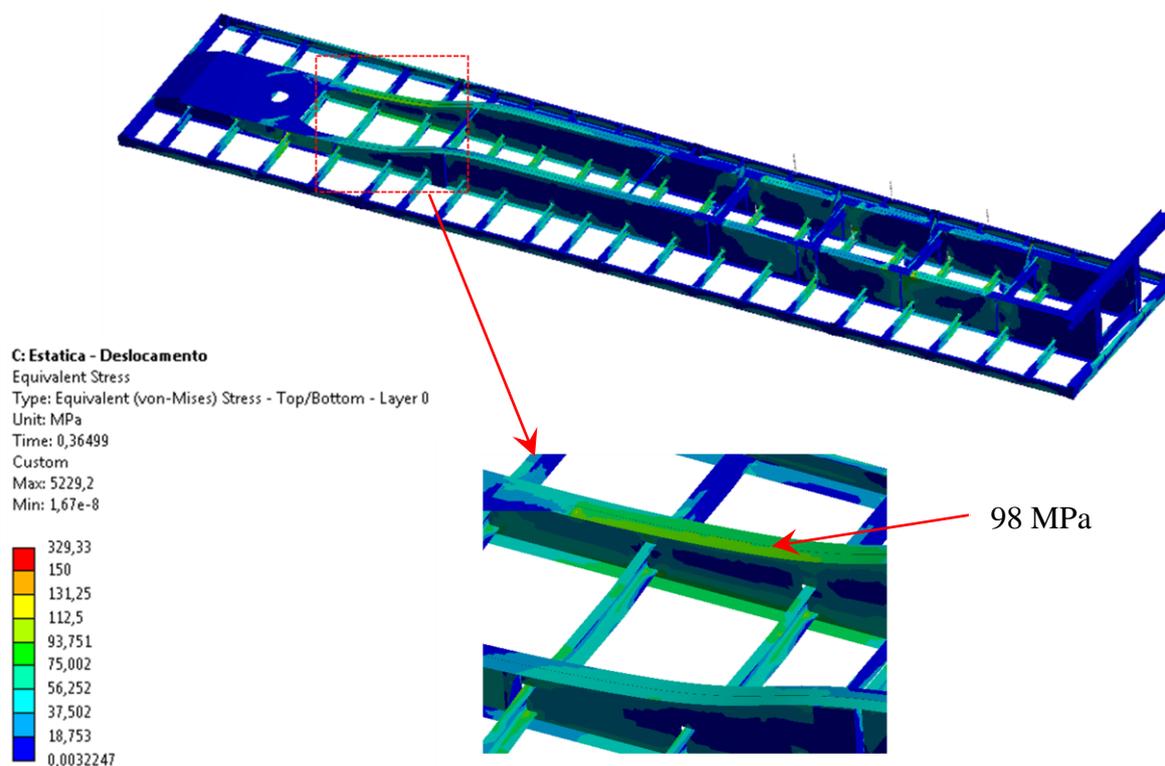


Figura 6.28 Tensão na região crítica do chassi por avaliação transiente

Fonte: Autor

É importante ressaltar que a tensão oriunda da instrumentação e a tensão da análise transiente não possuem, necessariamente, o mesmo período da manobra. Avaliou-se a tensão máxima, apenas, desconsiderando o instante em que o evento aconteceu. A Tabela 6.2 apresenta um resumo da análise das tensões e o comparativo entre o método de somatório em relação à análise transiente.

Tabela 6.2 Comparativo de tensões pelo método do somatório virtual e experimental

Tensão da análise estática	Tensão da aquisição de dados	Tensão total	Tensão da análise transiente	Erro
34 MPa	67 MPa	109 MPa	98 MPa	11.2%

Fonte: Autor

7 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

7.1 Conclusões

O objetivo principal desta dissertação foi a avaliação do comportamento estrutural de um chassi de semirreboque quando submetido à manobras direcionais a fim de reduzir sua tara do semirreboque e permitir o incremento de carga líquida aumentando a eficiência no transporte, levando em consideração os requisitos normativos, exigências da legislação de trânsito brasileira, necessidades do transportador nacional e o cenário atual da malha rodoviária por onde trafegam estes implementos.

Utilizou-se uma correlação teórico-experimental para calibração dos modelos virtuais obtendo-se resultados satisfatórios na avaliação do semirreboque. As acelerações verticais coletadas no eixo do semirreboque apresentaram picos de 3 g 's, enquanto as acelerações verticais advindas do chassi não excederam 0,45 g 's, mostrando que houve um amortecimento dos valores das acelerações verticais impostos pelo rate e histerese do feixe de molas.

Verificou-se que as manobras de slalom e DLC não geram solicitações consideráveis à estrutura do chassi, porém, pode-se notar que são manobras importantes para avaliação da estabilidade lateral.

As literaturas normativas utilizadas para determinação dos parâmetros de pista para execução das manobras de *slalom* e DLC mostraram-se adequadas, porém, viu-se que para veículos articulados, a avaliação de distâncias é dependente das medidas das unidades que compõem a CVC, sendo necessária a avaliação e o estudo detalhado de caso a caso. As dimensões adotadas para as manobras de dinâmica lateral (*slalom* e DLC) mostraram-se adequadas.

Entendeu-se que a utilização de flexibilidade do chassi, na avaliação dinâmica de manobras direcionais, é de suma importância para a determinação das velocidades de teste, uma vez que a CVC tem a sua estabilidade lateral dependente deste fator.

A metodologia aplicada ao modelo virtual, referente à suspensão e aos apoios, mostrou-se eficaz uma vez que na avaliação foram obtidos valores coerentes entre a metodologia proposta e a análise transiente. A transferência de carga entre os eixos, proveniente da movimentação dos balancins, teve grande influência na assertividade da avaliação, haja vista que o objetivo dos balancins é a equalização das cargas entre os eixos, o que foi comprovado no teste virtual e é amplamente reconhecida em aplicações de campo.

Para a condição de carregamento oriundo da carga líquida transportada, verificou-se que a utilização do recurso de uma massa calibrada é eficaz uma vez que ela carrega as propriedades de inércia provenientes de seu formato e não se opõem aos movimentos do chassi proporcionando uma avaliação sem restrições pontuais.

Com o estudo do comportamento dinâmico do veículo carregado, através da análise modal, pode-se perceber que as frequências naturais do semirreboque estão próximas às frequências de excitação externa. Esta condição permite entender que, além das sobrecargas utilizadas no transporte, as condições dinâmicas também podem ser um grande agravante na integridade estrutural dos semirreboques.

Pela avaliação das tensões atuantes no chassi em comparação com as propriedades do aço empregado em sua construção, pode-se dizer que o semirreboque está bem dimensionado, levando em consideração a "carga de balança" sem tolerância. Avaliando-se os resultados de convergência, tanto das acelerações (laterais e verticais) quanto das tensões é possível estipular um percentual global entre a correlação virtual VS experimental, neste caso o valor é de 87%, sendo que a principal discrepância da correlação se dá no teste de DLC em baixas velocidades.

Contudo, avaliando-se os resultados de calibração do modelo TruckSim apresentados no item 4.5, em comparação com os valores experimentais e, verificando-se a convergência da metodologia proposta para avaliação de tensões, onde tem-se a tensão de referência pelo somatório da tensão estática virtual com a tensão dinâmica experimental, frente à análise transiente com deslocamento prescrito, pode-se dizer que os objetivos do trabalho foram atingidos e que a metodologia apresentada pode ser capilarizada às demais linhas de semirreboques produzidos no Brasil.

7.2 Trabalhos futuros

- Acrescentar um modelo completo na biblioteca do TruckSim com dados de um caminhão, fabricado no Brasil, em parceria com uma montadora;
- Utilizar a metodologia para avaliação de implementos que transportem carga líquida e carga indivisível;
- Aquisitar os dados de aceleração vertical em todos os eixos para rodar uma análise transiente com entrada de aceleração no domínio do tempo;

- Fazer o comparativo dos testes com variações de cavalo e tipo de CVC. (cavalos 4x2, 6x4 e 8x2 e CVC's Bitrem e Rodotrem);
- Propor, com base na metodologia, uma revisão normativa na legislação vigente quanto a cargas por eixo e tolerâncias, Resoluções 210:2006 e 258: 2007;
- Elaborar uma metodologia para determinação da rigidez do prisma que representa a carga líquida transportada pelo semirreboque, tanto para grãos quanto para cargas paletizadas;
- Utilizar a metodologia para elaboração de uma norma para homologação de implementos rodoviários de carga.

8 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABNT NBR NM ISO 1726:2003, **Veículos Rodoviários - Acoplamento Mecânico entre Caminhão Trator e Semi-Reboque - Intercambiabilidade**, 2003.

ABNT NBR ISO 4130:2007, **Veículos Rodoviários Automotores - Sistema de Referência Tridimensional e Marcas de Referência - Definições**, 2007.

ABNT NBR NM ISO 337:2001, **Veículos Rodoviários - Pino Rei de 50 para Semi-Reboques - Dimensões Básicas de Montagem e Intercambialidade**, 2001.

ABNT NBR NM ISO 3842:2004, **Veículo Rodoviários - Quinta Roda - Intercambialidade**, 2004.

ABNT NBR NM ISO 8716:2001, **Veículos Rodoviários Comerciais - Pino Rei para Quinta Roda - Ensaios de Resistência**, 2001.

ABNT NBR NM ISO 8717:2003, **Veículos Rodoviários Comerciais - Quinta-Roda - Ensaios de Resistência**, 2003.

ABNT NBR NM ISO 8567:1984, **Cálculo e Projeto de Feixe de Molas para Veículos Rodoviários - Procedimento**, 1984.

ANFIR, **Estatísticas de Desempenho do Setor**, 2012.

Disponível em: <www.anfir.org.br>

Akiyama, M. K. **Suspensão de Veículos – um Estudo de Caso**. Dissertação de Mestrado, UNESP, Guaratinguetá, 2005.

Albano, J. F. **Efeitos da Variação da Carga por Eixo, Pressão de Inflação e Tipo de Pneu na Resposta Elástica de um Pavimento**. Dissertação de Mestrado, UFRGS, Porto Alegre, 1998.

Alexander, L.; Donath, M.; Hennessey, M. Morellas, V.; Shankwitz, C. **A Lateral Dynamic Model of Tractor-Trailer Experimental Validation**, University of Minnesota, Minnesota, 1996.

Alves Filho, A., **Elementos Finitos. A Base da Tecnologia CAE – Análise Dinâmica** Editora Érica, 2005.

Azevedo, Á. F. M., **Método dos Elementos Finitos**. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Portugal, 2003.
Disponível em <<http://www.fe.up.pt/~alvaro>>.

Bathe, K. J. **Finite Element Procedures**. Prentice Hall, New Jersey, 1996.

Bernardi, R., Cesário, A. A., Mattos, C., **Coupled FE Spectral Analysis - Random Fatigue Calculation Methodology for Semi-Trailer Fatigue Assessment**. SAE Brasil - 7º Internacional Suspension and Trailer Colloquium, Caxias do Sul, 2012.

Bosch, R. **Automotive Handbook** – 2. Ed. Stuttgart, 1986.

Brand, G. L., **Influência de Carregamentos Aerodinâmicos na Estabilidade Direcional de Veículos Rodoviários**. Tese de Doutorado, USP, São Carlos, 2010.

Broulhiët, G. **Independent Wheel Suspension**, SAE Transactions vol, 28, 1933.

Campos, M. **A Política Econômica do Governo Kubitschek (1956-1961): O Discurso em Ação**, Dissertação de Mestrado, UFRGS, Porto Alegre, 2007

Carvalho, M. F. **Avaliação da Conformidade de Veículos Terrestres: Análise Metrológica e Modernização de um Sistema de Medição de Velocidade**. Dissertação de Mestrado. PUC-RIO. Rio de Janeiro, 2004.

CNT, **Pesquisa CNT de Rodovias**, 2010
Disponível em: <www.cnt.org.br>

CNT, **Pesquisa CNT de Rodovias**, 2012

Disponível em: <www.cnt.org.br>

CONTRAN - Resolução 12 - **Estabelece os Limites de Peso e Dimensões para Veículos que Transitem por Vias Terrestres**, 1998.

Disponível em <www.denatran.gov.br/resolucoes>

CONTRAN - Resolução 39 - **Estabelece os Padrões e Critérios para a Instalação de Ondulações Transversais e Sonorizadores nas Vias Públicas**, 1998.

Disponível em <www.denatran.gov.br/resolucoes>

CONTRAN - Resolução 68 - **Requisitos de Segurança Necessários à Circulação de Combinações de Veículos de Carga (CVC)**, 1998.

Disponível em <www.denatran.gov.br/resolucoes>

CONTRAN - Resolução 152 - **Estabelece os Requisitos Técnicos de Fabricação e Instalação de Pára-Choque Traseiro para Veículos de Carga**, 2003.

Disponível em <www.denatran.gov.br/resolucoes>

CONTRAN - Resolução 164 - **Acréscimo de Parágrafo Único ao Artigo Primeiro da Resolução 68/98**, 2004.

Disponível em <www.denatran.gov.br/resolucoes>

CONTRAN - Resolução 210 - **Estabelece os Limites de Peso e Dimensões para Veículos que Transitem por Vias Terrestres e dá Outras Providências**, 2006.

Disponível em <www.denatran.gov.br/resolucoes>

CONTRAN - Resolução 211 - **Requisitos Necessários à Circulação de Combinações de Veículos de Carga – CVC, a que se Referem os Arts. 97, 99 e 314 do Código de Trânsito Brasileiro-CTB**, 2006.

Disponível em <www.denatran.gov.br/resolucoes>

CONTRAN - Resolução 258 - **Regulamenta os Artigos 231, X e 323 do Código de Trânsito Brasileiro, Fixa Metodologia de Aferição de Peso de Veículos, Estabelece Percentuais de Tolerância e dá Outras Providências**, 2007.

Disponível em <www.denatran.gov.br/resolucoes>

Costa Neto, A. **Dinâmica Veicular**. Apostila de Aula. USP. São Carlos, 2005.

Cox, H. L. **The Riding Qualities of Wheeled Vehicles**, Proceeding of I.Mech E. Automobile Division n° 10, 1955.

DENATRAN. **100 Anos de Legislação de Trânsito no Brasil**, 2010.
Disponível em:< <http://www.denatran.gov.br>>.

DENATRAN - Portaria 86 - **Homologar os Veículos e as Combinações de Veículos de Transporte de Carga Constantes do Anexo Desta Portaria, com Seus Respetivos Limites de Comprimento, Peso Bruto Total – PBT e Peso Bruto Total Combinado – PBTC**, 2006.
Disponível em:< <http://www.denatran.gov.br/portarias>>.

DENATRAN - Portaria 63 - **Homologar os Veículos e as Combinações de Veículos de Transporte de Carga e de Passageiros, Constantes do Anexo desta Portaria, com Seus Respetivos Limites de Comprimento, Peso Bruto Total – PBT e Peso Bruto Total Combinado – PBTC.**, 2009.
Disponível em:< <http://www.denatran.gov.br/portarias>>.

DIN 70000: 1994 **Road Vehicles; Vehicle Dynamics and Road-Holding Ability; Vocabulary**, 1994.

Dugoff, H.; Murphy, R.W. **The Dynamic Performance of Articulated Highway Vehicles – A Review of the State-of-the Art**. SAE Paper 710223, 1971.

Ellis, J. R. **Vehicle Handling Dynamics. Mechanical Engineering**. Publications Limited. Londres, 1994.

Eronini, I.; Davy, A.B., **Compact Retrofitted Adaptive Stiffeners for Extending Remaining Life in Existing Bridges**, Morgan State University, National Transportation Center, 2004.

Esmailzadeh, E. **Direcional Performance and Yaw Stability of Articulated Combination Trucks**. SAE paper 962154, 1996.

Gillespie, T. D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**, SAE, Warrendale, 1992.

Harwood, D. W. **Review of Truck Characteristics as Factors in Roadway Design**. Washington, 2003.

Hasegawa, S.; Kusahara, Y.; Watanabe, Y. **Influence of Vehicle Body Torsional Stiffness on Vehicle Roll Characteristics of Medium-Duty Trucks**. SAE Technical Paper 902267, 1990.

ISO 14791:2000 (E), **Road Vehicles -- Heavy Commercial Vehicle Combinations and Articulated Buses -- Lateral Stability Test Methods**, 2000.

ISO 3888 1 e 2:1999 e 2011, **Passenger Cars - Test Track For a Severe Lane-Change Maneuver - Part 1: Double Lane-Change Part 2: Obstacle Avoidance**, 1999 e 2011.

ISO 4130:1978, **Road Vehicles – Three Dimensional Reference System and Fiducial Marks Definitions**, 1978.

ISO 7401:2011, **Road Vehicles -- Lateral Transient Response Test Methods - Open-Loop Test Methods**, 2011.

Jindra, F. **Handling Characteristics of Tractor-Trailer Combinations**. SAE Paper 650720, 1966

Keedi, S., **Transportes, Unitização e Seguros Internacionais de Carga: Prática e Exercícios**. Aduaneiras – São Paulo, 2003

Klk, F. **Lateral Dynamics of Commercial Vehicle Combinations – a Literature Survey**. Vehicle System Dynamics. Vol 11, 1982.

Krauter, A. I.; Wilson, R, K. **Simulation of Tractor-Semi-Trailer Handling**. SAE Paper 710922, 1972.

Lanchester, F. W. **Some Problems Peculiar to the Design of the Automobile**. Proceeding of the Institution of Automobile Engineers. Vol 2, 1907.

Lima Neto, **O Transportes no Brasil: História e Reflexões**. Recife, PE – Edição Universitária, UFPE, 2001.

Madureira, O. M. **Dinâmica de Veículos – Apresentação e Discussão de Fatos Básicos**. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, 1995.

McNaull, P. J. **Modeling and Validation of Heavy Truck Model With Electronic Stability Control**. Master of Science Thesis. Ohio State University, Columbus, 2009.

Melo, R. P. de, **Avaliação da Estabilidade Lateral em Conjuntos de Veículo de Carga**. Dissertação de Mestrado, PUC-PR, Curitiba, 2004

Ministério dos Transportes , **Estudo dos Impactos dos Bi-trens nas Rodovias Federais Brasileiras - Relatório Final**, 2009.
Disponível em <http://ipr.dnit.gov.br/manuais/bitrem_relatorio_final_volume_1.pdf>.

Mueller, T. H., de Pont, J. J., Baas, P.H. **Heavy Vehicles Stability Versus Crash Rates**, 1999.
Disponível em:<[http:// www.ltsa.govt.nz/publications/docs/Stability.pdf](http://www.ltsa.govt.nz/publications/docs/Stability.pdf)>.

Nascimento, V. do, **Desenvolvimento de Projetos de Semi-Reboques Canavieiros**. Dissertação de Mestrado, UFRGS, Porto Alegre, 2009.

Neto, A.C., Prado, M. **Suspensões de Veículos Comerciais**. UCS, Caxias do Sul, 2006.

Olley, M. **Report on Suspensions for Commercial Vehicles**, SAE Paper 550125, 1955.

Pereira, L. A. G.; LESSA, S. N.; CARDOSO, A. D. - **Planejamento e Transporte**

Rodoviário no Brasil, Universidade Estadual de Montes Claros, Colloquim Internacional Envolvimentos Contra a Pobreza, Montes Claros, 2008.

Peres, G., **Uma Metodologia para Simulação e Análise Estrutural de Veículos de Transporte de Carga**. Dissertação de Mestrado, UFRGS, Porto Alegre, 2006.

Polito, R. F., **Estudo de Desempenho na Frenagem de um Bi-trem com Suspensão em Tandem com ABS**. Dissertação de Mestrado, USP, São Carlos, 2005.

Pontalti, A., **Análise de Fadiga e Estimativa de Vida do Garfo de Engate Automático para Veículos Tratores e Reboques**. Dissertação de Mestrado, UFRGS, Porto Alegre, 2005.

Reckziegel, G., Schmidt, M. A., **Uma Metodologia para Análise de Vida para Um Semi-Reboque para Transporte de Automóveis**. Trabalho de Conclusão, UFRGS, Porto Alegre, 2002.

Robert, D. C., David, S. M., Michael, E. P. **Concepts and Applications of Finite Element Analysis**. University of Wisconsin, 2000.

Rodrigues, P.R.A. **Introdução aos Sistemas de Transporte no Brasil e à Logística Internacional**, Aduaneiras - São Paulo, 2003.

Rodrigues, P.R.A. **Introdução aos Sistemas de Transporte no Brasil e à Logística Internacional**, Aduaneiras - São Paulo, 2004.

SAE J670:2008, **Vehicle Dynamics Terminology**, 2008.

Segel, L.; Ervin, R. D. **The Influence of the Tire Factors on the Stability of Trucks and Tractor Trailers**. Vehicle System Dynamics vol. 10, 1981.

Stergios, P. T., Sérgio, de P. P., Cesar, M. F., Renato, R. V. N., Paulo, C. K. **Solução para Perda de Grãos no Transporte Rodoviário: Sistema de Enlonamento Automatizado**. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, 2011.

Tavares, C. E. C. **Fatores Críticos à Competitividade da Soja no Paraná e no Mato Grosso**, 2004.

Disponível em:

<[HTTP://www.conab.gov.br/downloads/cãs/especiais/trabalho%20sobre%20Competitividade%20Soja%20MT%20e%20PR.pdf](http://www.conab.gov.br/downloads/cãs/especiais/trabalho%20sobre%20Competitividade%20Soja%20MT%20e%20PR.pdf)>.

Vargas, V. A., **Efeitos da Flexibilidade Estrutural em Simulações de Dinâmica Lateral de Veículo de Transporte de Carga**. Dissertação de Mestrado, UFRGS, Porto Alegre, 2011.

VLK, F. **Lateral Dynamics of Commercial Vehicle Combinations - a Literature Survey**. *Vehicle System Dynamics*, V 11, 1982.

Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1080/00423118208968702>>.

Vianna, E. P., **Estudo da Influência do Levantamento de Eixos em Veículos Comerciais no Desempenho a Frenagem e na Estabilidade Direcional**. Dissertação de Mestrado, USP, São Carlos, 2006.

Vieira, J. L. de M., **Estudo de Dirigibilidade de Veículos Longos Combinados**. Dissertação de Mestrado, USP, São Carlos, 2010.

Viveros, H. P., **Análise do Desempenho na Frenagem de Um Cavalo Mecânico e Semi-Reboque com Suspensão Mecânica e Sistema de ABS Mediante Simulação em Matlab/Simulink**. Dissertação de Mestrado, USP, São Carlos, 2010.

Winkler, C. B.; Ervin, R. D. **Rollover of Heavy Commercial Vehicles**. The University of Michigan, Michigan, 1999.

Winkler, C. **Rollover of Heavy Commercial Vehicles**. The University of Michigan, Michigan, 2000.

Wong, J. W. **Theory of Ground Vehicles**. New York, 2001.

APÊNDICE A – Inputs e resultados adicionais da simulação e aquisição de dados

A.1 Parâmetros do pneu utilizado no TruckSim

The screenshot displays the 'Tire' configuration window in TruckSim. The window title is 'Tire: (* Librelato: Tires) 3000 kg Rating, 510 mm Radius'. The interface is organized into several panels:

- Vertical Force:** Includes fields for Effective rolling radius (510 mm), Unloaded (free) radius (520 mm), Spring rate (980 N/mm), and Maximum allowed force (1000000 N). There is a checkbox for 'Use tire force table'.
- Rolling Resistance Moment:** Includes fields for $R_{r,c}$ (0.0041) and $R_{r,v}$ (0.0000256 h/km). A checkbox 'Include rolling resistance due to F_x ' is checked.
- Shear Forces and Moments:** Features dropdown menus for:
 - Longitudinal force: Tire: F_x (set to 'Fx - 3000 kg Load Rated Tire')
 - Lateral force: Tire: F_y (set to 'Fy - 3000 kg Load Rated Tire')
 - Aligning moment: Tire: M_z (set to 'Mz - 3000 kg Load Rated Tire')
 - Camber thrust (set to 'Constant Coefficient - 0.01')
- Animator Settings:** Includes 'Tire width' (265 mm) and a checkbox 'Use custom animator shape' (checked). It also has dropdowns for 'Animator: Shape Group' (Single w/ Stripe - Librelato) and 'Animator: Sound Set' (Tire Sounds - 3000 kg Rated Load).
- Dynamic Properties:** Includes 'Tire and wheel spin moment of inertia' (14 kg-m²) and a 'Tire Lag' graph. The graph plots 'Tire force or moment' against 'Distance rolled', showing a curve that reaches a 5% threshold. Parameters for the lag include 'L for F_x ' (50 mm) and 'L for F_y and M_z ' (1000 mm). A 'Cut-off speed' of 5 km/h is also specified.

A central diagram illustrates the wheel geometry and coordinate system. The X, Y, and Z axes define the tire/ground coordinate system. The wheel center, wheel plane, and wheel spin axis are indicated. Forces F_x , F_y , and F_z are shown acting on the wheel, along with moments M_x , M_y , and M_z . The diagram also shows the 'Center of Tire Contact (CTC)' and 'Velocity of CTC'. The inclination angle γ is also labeled.

Figura A.1 Parâmetros do pneu utilizados no TruckSim para o semirreboque e para o cavalo trator

Fonte : Autor

A.2 Acelerações e deformações da instrumentação

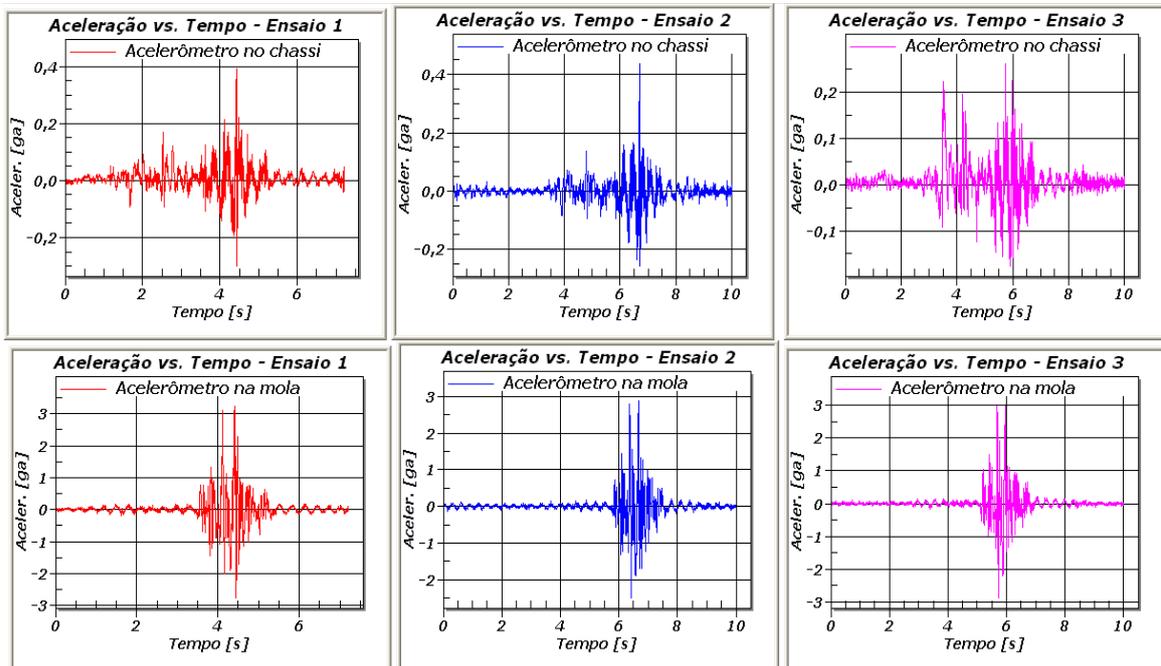


Figura A.2 Acelerações verticais no chassi e no eixo para o teste de costela de vaca

Fonte : Autor

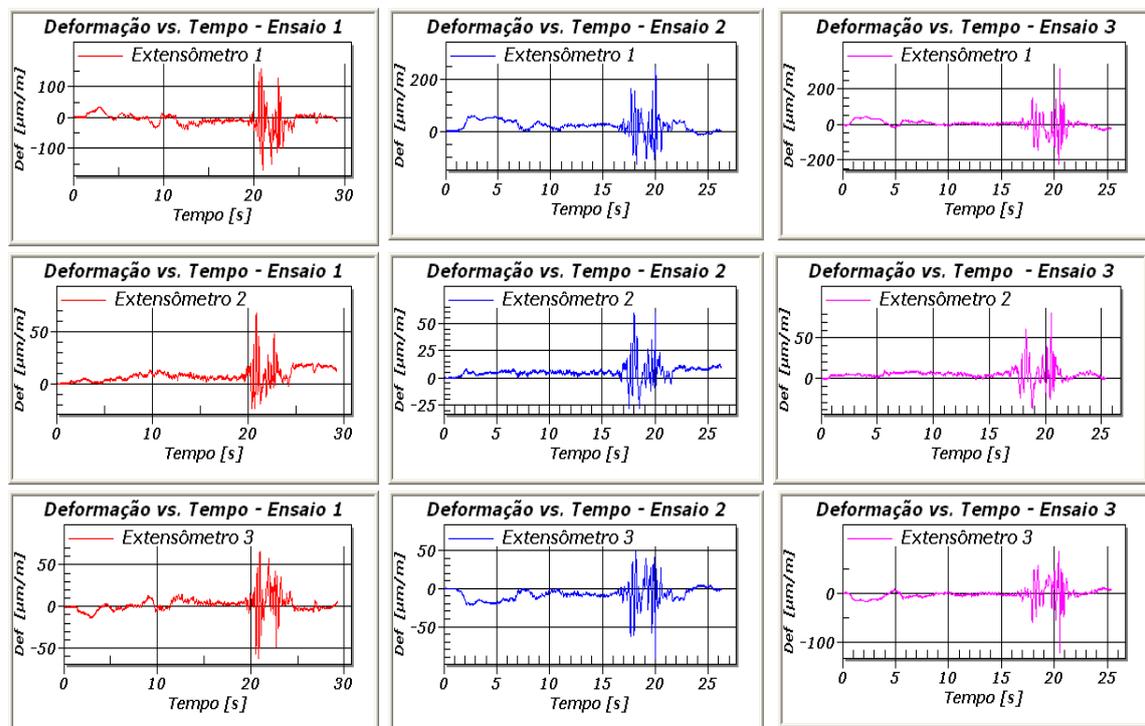


Figura A.3 Deformações no chassi do semirreboque para o teste costela de vaca a 10 km/h

Fonte : Autor

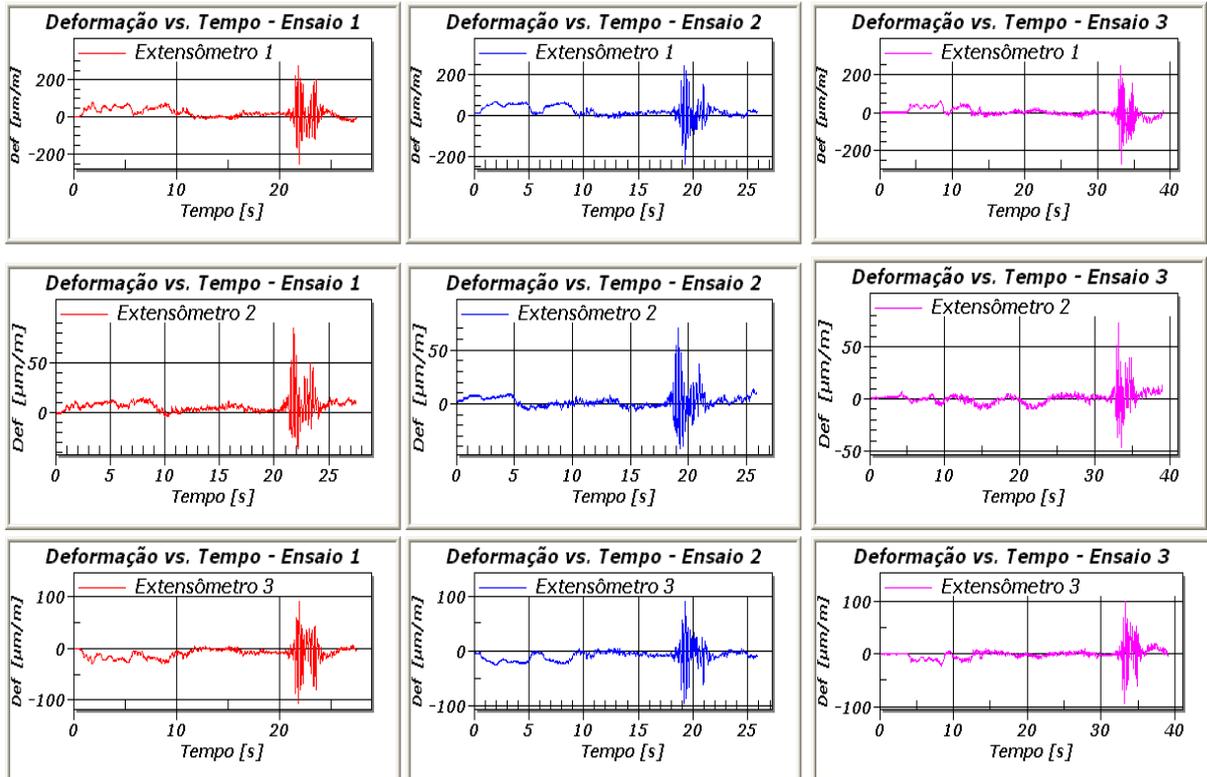


Figura A.4 Deformações no chassi do semirreboque para o teste costela de vaca a 20 km/h

Fonte : Autor

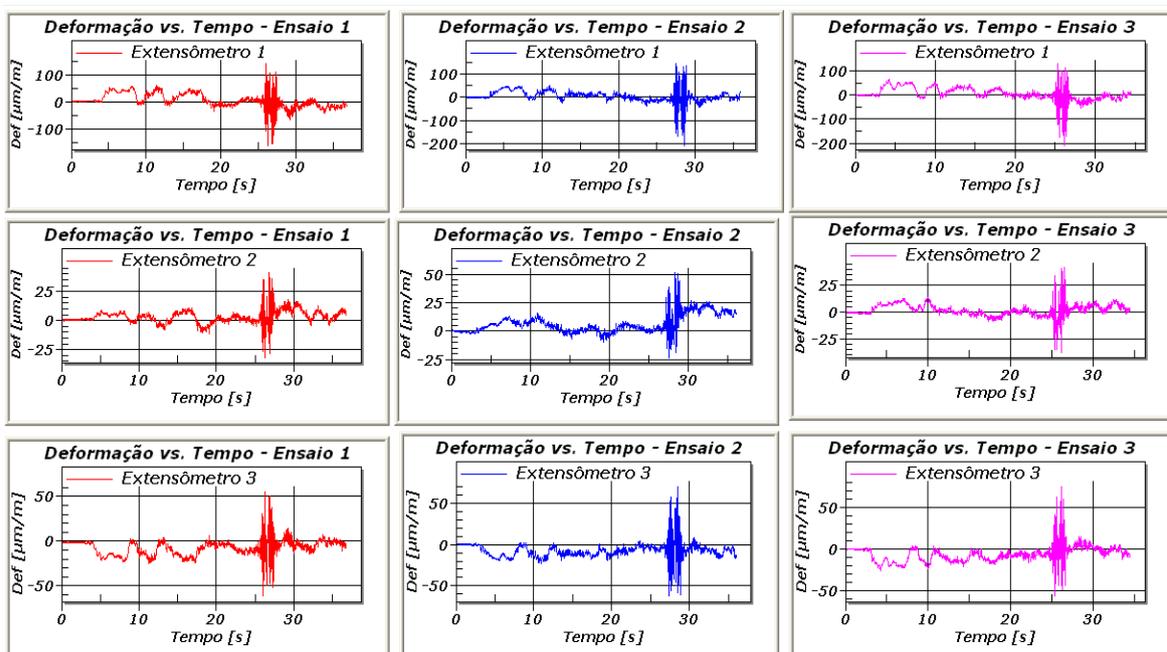


Figura A.5 Deformações no chassi do semirreboque para o teste costela de vaca a 30 km/h

Fonte : Autor

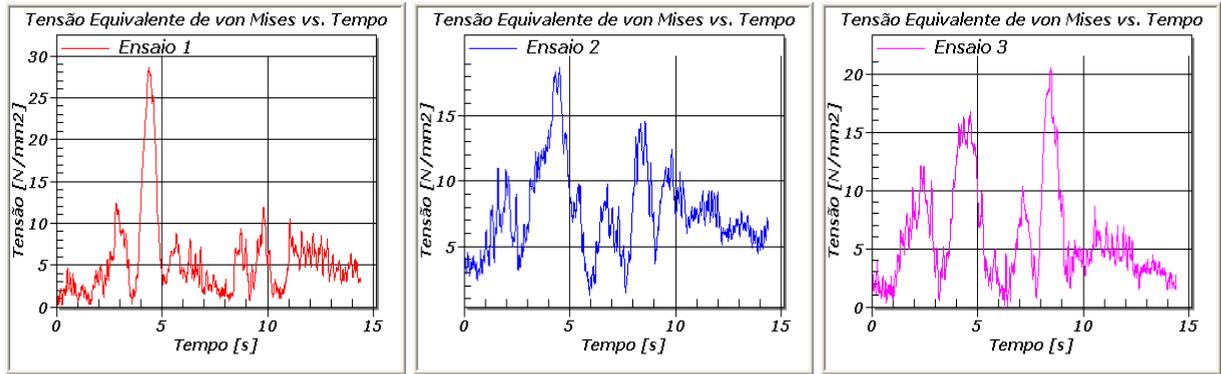


Figura A.6 Tensão para o teste de *slalom* a 30 km/h

Fonte : Autor

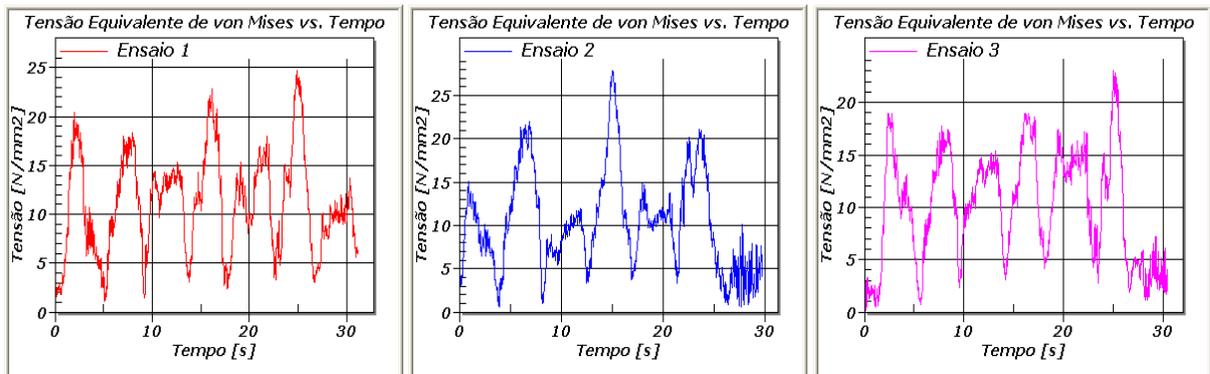


Figura A.7 Tensão para o teste de DLC a 50 km/h

Fonte : Autor

A.3 Imagens da carga de grãos, do ensaio de *slalom* e da montagem da pista de DLC



Figura A.8 Imagem do carregamento de milho

Fonte : Autor



Figura A.9 Imagem da manobra de *slalom* a 40 km/h

Fonte : Autor



Figura A.10 Montagem da pista de DLC

Fonte : Autor

Ao longo deste trabalho desenvolveu-se o artigo:

Determinação de índices de desempenho estrutural via correlação experimental x análise virtual x cálculo analítico de um chassi de implemento rodoviário de carga, tipo graneleiro (3 eixos), submetido à condições de manobras relacionadas a dinâmica lateral e vertical.

Autores – Joel Boaretto, Sérgio de Oliveira Corrêa, Walter Jesus Paucar Casas; Leandro Garbim e Valmir Fleischmann.

Numeração de identificação - 2012 - 36 - 0530

Trabalho publicado em - SAE BRASIL no **21º Congresso e Exposição Internacionais SAE BRASIL de Tecnologia da Mobilidade**

Realizado de 02 a 04 de Outubro, 2012.

Local - Expo Center Norte, em São Paulo.