

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

SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE CAPOTAMENTO DE VEÍCULOS AUTOMOTORES -  
COMPARAÇÃO ENTRE NORMAS E VERIFICAÇÃO DE RISCOS DE LESÕES AO  
CONDUTOR

por

Anderson de Lima

Dissertação para obtenção do Título de  
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, julho de 2009.

SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE CAPOTAMENTO DE VEÍCULOS AUTOMOTORES -  
COMPARAÇÃO ENTRE NORMAS E VERIFICAÇÃO DE RISCOS DE LESÕES AO  
CONDUTOR

por

Anderson de Lima  
Engenheiro Mecânico

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. Rogério José Marczak

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Ignacio Iturrioz

Prof. Dr. Inácio Benvegnu Morsch

Prof. Dr. Walter Jesus Paucar Casas

Prof. Dr. Horácio Antonio Vielmo  
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 10 de julho de 2009.

*Dedico este trabalho a minha  
amada Cláudia e a meus pais  
Vanderley e Carmen.*

## AGRADECIMENTOS

Ao orientador Prof. Dr. Rogério “Rato” José Marczak por sua orientação e dedicação durante a realização deste trabalho. Por compartilhar seus conhecimentos.

A minha amada Cláudia Lanhi por seu apoio e incentivo diários, fundamentais para minha dedicação neste projeto. Por sua compreensão nos momentos difíceis durante esta árdua trajetória. O que torna a vida interessante são os desafios que nela existem, pois estes nos fazem crescer e aprender e, o prazer da superação dos obstáculos é que nos faz sentir vivos.

A minha mãe Carmen T. K. de Lima sinônimo de fortaleza e prudência que foram os alicerces da família. Muitas foram as discussões, que após diálogos acirrados sempre terminaram em entendimentos e aprendizados, pois discussões sensatas geram conclusões eficazes.

Ao meu pai Vanderley de Lima que sempre foi uma pessoa muito humilde e de enorme coração, sempre ajudando a todos. Sua habilidade em matemática e lógica sempre me inspiraram. Pode não ter tido o privilégio de ter estudado o quanto gostaria, devido a motivos adversos, mas sua dignidade e honradez me ensinaram mais do que palavras em papéis. Meu pai sempre será minha fonte de inspiração para o sucesso.

Aos meus avós pelo exemplo de vida e união. A Deus e Nossa Senhora, pois a convicção nos auxilia a transpor os desafios.

À General Motors do Brasil, propiciando as ferramentas para a conclusão deste trabalho.

## RESUMO

Este trabalho apresenta uma metodologia para a simulação numérica de eventos de capotamento de veículos automotores. Pois apesar de o rolamento veicular não ser o mais comum tipo de acidente, ele é o de maior importância com respeito a lesões e traumas provocados nos ocupantes. Assim, reduzir a incidência de mortes e lesões graves tem aumentado a importância de simulações computacionais e testes físicos.

Inicia-se com o desenvolvimento de um modelo computacional de multicorpos para entendimento e avaliação dos parâmetros da suspensão que influenciam no fenômeno de capotamento. Os resultados deste modelo de multicorpos são comparados com testes experimentais.

Na segunda etapa são desenvolvidos modelos numéricos computacionais de veículos automotivos para simulação e comparação de diferentes normas e procedimentos que avaliam a resistência da estrutura do teto em suportar as cargas decorrentes do fenômeno de capotamento.

Este estudo também apresenta modelos computacionais de elementos finitos para simular eventos de capotamento e prever possíveis lesões ocasionadas à cabeça, pescoço, tórax e coluna. Modelos numéricos de um veículo de passageiros e de um veículo utilitário esportivo (SUV) são simulados com manequim antropomórfico para representar o condutor. São verificados os riscos de lesões e traumas ao condutor se o mesmo estiver usando ou não cinto de segurança. O risco de lesões ao condutor de um veículo de passageiros é comparado ao risco de um condutor de um SUV.

A metodologia computacional desenvolvida mostrou-se bastante eficiente na avaliação da estrutura dos veículos em eventos de capotamento. Resultados computacionais demonstram que algumas normas e procedimentos, que atualmente são amplamente utilizados na indústria automotiva para avaliar a estrutura do teto dos veículos, podem não prevenir a ocorrência de lesões e traumas aos ocupantes. Além disso, os resultados das simulações sugerem que a carga utilizada para avaliar a resistência do teto dos veículos seja aumentada. Demonstrando que métodos numéricos podem ser utilizados na avaliação da estrutura dos veículos e verificação de riscos de lesões ao condutor, reduzindo a quantidade de testes experimentais a serem realizados.

## ABSTRACT

### “Numerical Simulation of Vehicular Rollover – Comparison of Standards and Evaluation of the Driver’s Injury Risk”

This work presents a methodology for the numerical simulation of vehicle’s rollover events. Even though the rollover is not the most frequent type of accident, it is of the greatest significance with respect to injury and trauma caused to the vehicle occupants. The need to reduce death incidence and serious injuries has increased the importance of computational simulations and prototype testing.

Firstly, a multi-body model is developed for understanding and evaluating the parameters of the suspension that most influence in the rollover phenomenon. The results of this numerical model are compared with experimental tests.

In the second part, numerical models of automotive vehicles are developed for simulation and comparison of different standards and procedures that evaluate the roof resistance with respect to withstand the rollover loads.

This study also presents finite element models to simulate rollover events and to predict possible injuries caused in the head, neck, thorax and cervical spine. Numerical models of passenger’s vehicle and a sport utility vehicle (SUV) are simulated including anthropomorphic dummy to represent the driver. The injury risks and traumas are verified to the driver considering belted and unbelted dummies. The driver’s risk of injury when driving a passenger car is also compared with the risks when driving a SUV.

The computational methodology developed proved to be efficient for the evaluation of the vehicle’s roof structure in rollover events. Regarding the computational results, some standards and procedures which are broadly used by the automotive industry to evaluate the vehicle’s roof resistance, cannot prevent the occurrence of injuries and traumas to the occupants. Moreover, according to the results of numerical simulations, it is suggested that the load required evaluating the car’s roof resistance should be increased. It is shown that numerical methods can be used to assess the structure of the vehicle and verifying the driver’s injury risk, reducing the amount of experimental tests to be performed.

## ÍNDICE

1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1 Estatísticas de Ferimentos decorrentes de rolamentos veiculares .....	3
1.2 Objetivos do trabalho.....	7
1.3 Estrutura do Trabalho .....	7
2. NORMAS E PROCEDIMENTOS RELACIONADOS A ROLAMENTO VEICULAR .....	10
2.1 Resistência do teto ao esmagamento – FMVSS 216 (NHTSA, 2005) .....	10
2.2 Teste de queda invertido (SAE J996, 1967).....	12
2.3 <i>Dolly rollover test</i> (SAE J2114, 1999) .....	13
2.4 Vantagens e desvantagens.....	14
3. MODELO DE MULTICORPOS PARA VEÍCULO DE PASSAGEIROS .....	15
3.1 Suspensão dianteira - MacPherson .....	16
3.2 Suspensão traseira - Twistbeam .....	18
3.3 Calibração do modelo de multicorpos .....	19
3.4 Modelagem de corpo flexível na suspensão traseira .....	25
4. MODELO NUMÉRICO PARA O VEÍCULO .....	30
4.1 Método das diferenças centrais aplicado para integração no tempo .....	34
4.2 Cálculo do incremento de tempo - TIME STEP ( $\Delta t$ ) .....	36
4.3 Algoritmo de contato - impacto.....	38
4.4 Modelagem de juntas .....	40
4.5 Modelagem de pneus .....	43
4.6 Aplicação de Manequim - Hybrid III Rigid 50 <sup>th</sup> Percentile Dummy .....	46
5. MECANISMOS E CRITÉRIOS DE LESÕES .....	48
5.1 Mecanismos de lesão na cabeça. ....	48
5.2 Critério de lesão na cabeça.....	48
5.3 Mecanismos de lesão no pescoço. ....	54
5.4 Critérios de lesões no pescoço.....	56
5.5 Mecanismos de lesão da caixa torácica .....	60

5.6 Critérios de lesão da caixa torácica .....	61
<b>6. SIMULAÇÕES NUMÉRICAS – RESULTADOS .....</b>	<b>64</b>
6.1 Simulações da resistência do teto ao esmagamento – FMVSS 216.....	64
6.2 Simulações do teste de queda invertido – SAE J996.....	72
6.3 Dolly rollover test - SAE J2114 .....	83
6.3.1 Modelo computacional simplificado do veículo de passageiros .....	85
6.3.2 Modelo computacional completo do veículo de passageiros .....	89
6.3.3 Utilização de manequins .....	94
6.3.4 Veículo de passageiros com manequim .....	97
<b>7. CONCLUSÕES .....</b>	<b>142</b>
7.1. Considerações Finais. ....	142
7.2. Sugestões de Trabalhos Futuros. ....	145
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>147</b>
<b>APÊNDICE I .....</b>	<b>155</b>
<b>APÊNDICE II .....</b>	<b>161</b>
<b>APÊNDICE III .....</b>	<b>172</b>
<b>APÊNDICE IV .....</b>	<b>174</b>
<b>APÊNDICE V .....</b>	<b>178</b>
<b>APÊNDICE VI .....</b>	<b>182</b>
<b>APÊNDICE VII .....</b>	<b>187</b>

## LISTA DE ABREVIATURAS E SÍMBOLOS

### Abreviaturas:

AAAM	<i>Association for the Advancement of Automotive Medicine</i>
ADAMS	<i>Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems</i>
AIS	<i>Abbreviated Injury Scale</i>
ATD	<i>Anthropometric Test Dummies</i>
CTI	<i>Combined Thoracic Index</i>
FMVSS	<i>Federal Motor Vehicle Safety Standards</i>
GSI	<i>Gadd Severity Index</i>
HIC	<i>Head Injury Criterion</i>
HSI	<i>Head Severity index</i>
NCAP	<i>New Car Assessment Programme</i>
NCHS	<i>National Center for Health Statistics</i>
NHTSA	<i>National Highway Traffic Safety Administration</i>
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i>
SSF	<i>Static Stability Factor</i>
SUV	<i>Sport Utility Vehicle</i>
WSTC	<i>Wayne State Tolerance Curve</i>

### Caracteres romanos:

$a$	Aceleração instantânea do centro de massa da cabeça	[g]
$A$	Primeira constante para o sistema de um grau de liberdade não amortecido	
$A_c$	Aceleração limite na caixa torácica	[g]
$A_{int}$	Aceleração limite do tórax para deflexão nula	[g]
$A_{max}$	Aceleração máxima resultante na caixa torácica	[g]
$A_s$	Área do elemento de casca	[m <sup>2</sup> ]
$A_{si}$	Área da $i$ -ésima lateral do elemento sólido	[m <sup>2</sup> ]
$B$	Segunda constante para o sistema de um grau de liberdade não amortecido	
$c$	Velocidade de propagação da onda no elemento	[m/s]
$[C]$	Matriz de amortecimento global	[N.s/m]

$\{D\}$	Vetor dos deslocamentos nodais	[m]
$\{\dot{D}\}$	Vetor das velocidades nodais	[m/s]
$\{\ddot{D}\}$	Vetor das acelerações nodais	[m/s <sup>2</sup> ]
$D_c$	Deflexão limite do tórax	[mm]
$D_{int}$	Deflexão limite do tórax para aceleração nula	[mm]
$D_{max}$	Máxima deflexão do tórax	[mm]
$E$	Módulo de elasticidade	[N/m <sup>2</sup> ]
$\{F_D(t)\}$	Vetor das forças dissipativas	[N]
$\{F_E(t)\}$	Vetor das forças elásticas	[N]
$\{F_I(t)\}$	Vetor das forças de inércia	[N]
$F_p$	Força axial no pescoço do manequim	[N]
$F_x$	Força cisalhante no pescoço do manequim	[N]
$F_z$	Força axial no pescoço do manequim	[N]
$F_{zc}$	Força axial crítica no pescoço do manequim	[N]
$g$	Aceleração da gravidade	[m/s <sup>2</sup> ]
$h_0$	Altura de queda do veículo	[m]
$H$	Altura do centro de massa do veículo em relação ao solo	[m]
$k$	Rigidez do pescoço do manequim	[N/m]
$[K]$	Matriz de rigidez global	[N/m]
$L$	Comprimento do elemento de viga	[m]
$L_i$	Comprimento do $i$ -ésimo lado do elemento de casca	[m]
$[M]$	Matriz global de massa	[kg]
$M_{ocy}$	Momento fletor longitudinal no cêndilo occipital do pescoço do manequim	[N.m]
$M_x$	Momento fletor lateral no pescoço do manequim	[N.m]
$M_y$	Momento fletor longitudinal no pescoço do manequim	[N.m]
$M_{yc}$	Momento fletor longitudinal crítico no pescoço do manequim	[N.m]
$m_t$	Massa do tronco do manequim	[kg]
$N_{ce}$	Combinação compressão-extensão no pescoço do manequim	
$N_{cf}$	Combinação compressão-flexão no pescoço do manequim	

$N_{ij}$	Critério combinado de lesão no pescoço	
$N_{te}$	Combinação tração-extensão no pescoço do manequim	
$N_{tf}$	Combinação tração-flexão no pescoço do manequim	
$R$	Vetor das forças externas	[N]
$\{R^{ext}\}$	Vetor das forças externas	[N]
$\{R(t)\}$	Vetor das forças externas aplicadas	[N]
$T$	Intervalo de tempo	[ms]
$T_0$	Distância entre os centros dos pneus do lado direito e esquerdo do veículo	[m]
$(t_2 - t_1)$	Intervalo de tempo para o cálculo do critério de lesão na cabeça	[s]
$U$	Vetor de deslocamentos	[m]
$\dot{U}$	Vetor de velocidades	[m/s]
$\ddot{U}$	Vetor de acelerações	[m/s <sup>2</sup> ]
$v$	Velocidade de queda do veículo ao tocar o solo	[m/s]
$v_d$	Velocidade do tronco	[m/s]
$v_r$	Velocidade de esmagamento do teto do veículo	[m/s]
$x_c$	Solução geral da equação é diferencial não homogênea de 2 <sup>a</sup> ordem	
$x_p$	Solução particular da equação é diferencial não homogênea de 2 <sup>a</sup> ordem	
$x_m$	Deslocamento do tronco do manequim	[m]
$\dot{x}_m$	Velocidade do tronco do manequim	[m/s]
$\ddot{x}_m$	Aceleração do tronco do manequim	[m/s <sup>2</sup> ]
$\{x(t)\}$	Vetor de deslocamentos em função do tempo	[m]
$\{\dot{x}(t)\}$	Vetor de velocidades em função do tempo	[m/s]
$\{\ddot{x}(t)\}$	Vetor de acelerações em função do tempo	[m/s <sup>2</sup> ]

### Caracteres gregos:

$\beta$	Constante de diferenciação entre elementos quadrangulares e triangulares	
$\delta_0$	Deslocamento vertical do teto do veículo (esmagamento)	[m]
$\Delta t$	Incremento de tempo	[s]

$\nu$	Coeficiente de Poisson	
$\rho$	Densidade	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\omega$	Frequência natural	[rad/s]

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 – Etapas que envolvem o rolamento veicular.....	2
Figura 1.2 – Esmagamento do teto e deformação da coluna da porta que minimizam o espaço de sobrevivência [Grzebieta et al., 2007]. .....	3
Figura 1.3 – Incidência de rolamento veicular dentre os acidentes veiculares [NHTSA, 2006]. ...	5
Figura 1.4 – Percentual de fatalidades considerando veículos que sofrem ou não rolamento [NHTSA, 2006]......	5
Figura 1.5 – Lesões causadas a diferentes partes do corpo devido a eventos de rolamento ou não [Otte, 2004]. .....	6
Figura 1.6 – Fluxograma da simulação dos modelos de multicorpos e dos modelos de elementos finitos. ....	8
Figura 2.1 – Orientação do dispositivo de teste segundo a norma FMVSS 216 (NHTSA, 2005).	11
Figura 2.2 – Localização e aplicação do dispositivo de teste no teto do veículo segundo a norma FMVSS 216 [NHTSA, 2005]. .....	11
Figura 2.3 – Configuração típica para o teste de queda invertido [Herbst et al., 2007]. .....	12
Figura 2.4 – Dispositivo de teste para o procedimento <i>Dolly rollover test</i> . .....	13
Figura 3.1 – Partes do veículo automotor que compõem o modelo de multicorpos [ <a href="http://www.fev.com">http://www.fev.com</a> ]. .....	16
Figura 3.2 – Principais componentes da suspensão dianteira tipo <i>MacPherson</i> ( <a href="http://carros.hsw.uol.com.br/suspensoes-dos-carros1.htm">http://carros.hsw.uol.com.br/suspensoes-dos-carros1.htm</a> ) .....	17
Figura 3.3 – Modelo multicorpos da suspensão dianteira utilizada nas simulações. ....	17
Figura 3.4 – Principais componentes da suspensão traseira tipo <i>twistbeam</i> . ....	18
Figura 3.5 – Modelo multicorpos da suspensão traseira utilizada nas simulações com eixo modelado como corpo rígido. ....	19
Figura 3.6 – Ângulo de giro imposto no volante para o método da velocidade constante. ....	20
Figura 3.7 – Correlação entre teste experimental e simulação computacional para o gradiente de rolamento considerando diferentes configurações de suspensão. ....	21
Figura 3.8 – Ângulo de rolamento decorrente da aceleração lateral para duas diferentes configurações de suspensão. ....	22
Figura 3.9 – Correlação entre teste experimental e simulação computacional para o ângulo de rolamento do veículo sem barra estabilizadora frontal e traseira. ....	23

Figura 3.10 – Correlação entre teste experimental e simulação computacional para o ângulo de rolamento do veículo com barra estabilizadora frontal e sem barra traseira. ....	23
Figura 3.11 – Correlação entre teste experimental e simulação computacional para o ângulo de rolamento do veículo com barra estabilizadora frontal e traseira. ....	24
Figura 3.12 – Componentes de ligação do eixo flexível com a estrutura do veículo no modelo de multicorpos.....	25
Figura 3.13 – Modelo de multicorpos completo usando corpo flexível para o eixo traseiro. ....	26
Figura 3.14 – Velocidade de rolamento como função do ângulo de volante aplicado, 10° e 50° respectivamente.....	26
Figura 3.15 – Ângulo aplicado no volante [Rill, 2007].....	27
Figura 3.16 – Respostas do modelo de multicorpos com velocidade constante de 100 km/h ao qual se aplica um ângulo de giro no volante de 30°.....	28
Figura 3.17 – Respostas típicas para um veículo com velocidade constante de 100 km/h ao qual se aplica um ângulo de giro no volante de 30° [Rill, 2007] .....	29
Figura 4.1 – Modelo de elementos finitos de um veículo automotor [ <a href="http://www.ncac.gwu.edu">http://www.ncac.gwu.edu</a> ]. ....	30
Figura 4.2 – Processo de análise por elementos finitos [Bathe, 1996].....	32
Figura 4.3 – Método das diferenças centrais [ANSYS/LS-DYNA User's Guide].....	35
Figura 4.4 – Ciclo do processo iterativo de integração no tempo [Hallquist, 2006].....	36
Figura 4.5 – Nós da superfície deslizante <i>Master</i> designados com um “x” são tratados como nós de superfície livre [Hallquist, 2006]. ....	39
Figura 4.6 – Junta translacional entre a parte inferior e superior do amortecedor.....	40
Figura 4.7 – Junta esférica entre o braço de controle inferior da suspensão e o sistema de fixação do conjunto roda/pneu.....	41
Figura 4.8 – Junta de revolução entre a roda e o cubo da roda.....	41
Figura 4.9 – Definição de juntas no LS-DYNA [LS-DYNA, 2007].....	42
Figura 4.10 – Definição de juntas no LS-DYNA [LS-DYNA, 2007].....	42
Figura 4.11 – Componentes de um pneu [Orengo et al., 2003]. ....	43
Figura 4.12 – Modelo primário simplificado do pneu que para grandes deformações apresenta dupla curvatura dos elementos de casca.....	44
Figura 4.13 – Pneu como membrana, permanente deformação devido à desordem da malha [Orengo et al., 2003]. ....	45

Figura 4.14 – Componentes modelados do pneu para representação mais realística da sua deformação nas simulações. ....	46
Figura 5.1 – Curva de tolerância da universidade do estado de Wayne. ....	50
Figura 5.2 – Relação entre HIC e o nível de severidade da lesão AIS. ....	53
Figura 5.3 – Partes da coluna vertebral. ....	54
Figura 5.4 – Descrição anatômica dos movimentos da coluna cervical [McElhaney, 2002]. ....	55
Figura 5.5 – Descrição de engenharia para as cargas no pescoço [McElhaney, 2002]. ....	56
Figura 5.6 – Requisito do critério de lesão para o manequim híbrido III masculino adulto de tamanho médio (híbrido III 50 <sup>th</sup> masculino). ....	62
Figura 6.1 – Vista frontal do modelo para simulação do esmagamento do teto. ....	65
Figura 6.2 – Curva de deslocamento em função do tempo aplicada na superfície rígida para simular a norma FMVSS 216. ....	66
Figura 6.3 – Intrusão do teto versus força aplicada no bloco rígido. ....	66
Figura 6.4 – Deformação na estrutura após aplicação do deslocamento de 127 mm. ....	67
Figura 6.5 – Resultado da deformação do modelo de elementos finitos do veículo de passageiros desconsiderando os vidros laterais. ....	68
Figura 6.6 – Resultado da deformação do modelo de elementos finitos do veículo de passageiros considerando os vidros laterais. ....	68
Figura 6.7 – Resultados da força de contato entre o bloco rígido e o teto, para veículo sem e com vidro, e ainda filtrado ou não. ....	69
Figura 6.8 – Força de contato entre o bloco rígido e o teto considerando provável alteração na norma FMVSS 216. ....	70
Figura 6.9 – Distância entre o teto deformado e a cabeça do manequim, resultado da simulação da norma FMVSS 216. ....	71
Figura 6.10 – Orientação do modelo computacional do veículo completo utilizado para simulação do teste de queda invertido, vista frontal. ....	73
Figura 6.11 – Orientação do modelo computacional do veículo completo utilizado para simulação do teste de queda invertido, vista lateral. ....	73
Figura 6.12 – Instante em que o veículo toca o solo segundo o procedimento SAE J996. ....	74
Figura 6.13 – Deformação na viga lateral do teto no teste de queda invertido. ....	75
Figura 6.14 – Posição da cabeça do motorista no veículo de passageiros. ....	76
Figura 6.15 – Distância relativa entre o teto e o assoalho para a altura de queda de 304,8 mm. .	77
Figura 6.16 – Distância relativa entre o teto e o assoalho para a altura de queda de 457,2 mm. .	77

Figura 6.17 – Distância relativa entre um ponto no assoalho e um ponto na viga lateral do teto durante sua deformação. ....	78
Figura 6.18 – Força normal de contato entre o veículo e o solo para altura de queda de 304,8 mm. ....	79
Figura 6.19 – Força normal de contato entre o veículo e o solo para altura de queda de 457,2 mm. ....	79
Figura 6.20 – Força normal de contato entre o veículo e o solo para as duas alturas de queda. ..	80
Figura 6.21 – Velocidade de intrusão do teto para a altura de queda de 304,8 mm. ....	80
Figura 6.22 – Vista rotacionada para demonstrar o contato entre o teto e a cabeça do manequim. ....	81
Figura 6.23 – Seção ampliada da região de contato entre o manequim e o teto. ....	81
Figura 6.24 – a) Esmagamento do teto (FMVSS 216); b) teste de queda invertido (SAE J996). ..	82
Figura 6.25 – Modelo computacional da plataforma utilizada no procedimento SAE J2114. ....	83
Figura 6.26 – Curva de desaceleração aplicada na plataforma. ....	84
Figura 6.27 – Modelo simplificado do veículo composto apenas da suspensão e das inércias da estrutura. ....	86
Figura 6.28 – Transferência de carga entre os lados do veículo e deformação das suspensões. ..	87
Figura 6.29 – Instante em que o pneu do veículo entra em contato com o solo. ....	88
Figura 6.30 – Ângulo de rolamento do veículo medido no centro de massa. ....	88
Figura 6.31 – Velocidade de rolamento angular. ....	89
Figura 6.32 – Modelo de elementos finitos do veículo sobre a plataforma de acordo com o procedimento SAE J2114. ....	90
Figura 6.33 – Rolamento lateral do veículo de passageiros conforme procedimento SAE J2114. ....	92
Figura 6.34 – Força normal de contato dos pneus com o pavimento e da estrutura com o pavimento para o procedimento SAE J2114. ....	93
Figura 6.35 – Modelo matemático do manequim [ <a href="http://www.lstc.com">http://www.lstc.com</a> ]. ....	94
Figura 6.36 – Força na região superior do pescoço versus altura de queda de acordo com dados da simulação e testes realizados por Sances et al. (2002). ....	95
Figura 6.37 – Força na região superior do pescoço versus velocidade de impacto de acordo com dados da simulação e testes realizados por Sances et al. (2002). ....	96
Figura 6.38 – Modelo de elementos finitos do veículo de passageiros com manequim utilizado para simular o procedimento SAE J2114. ....	98
Figura 6.39 – Força normal de contato entre o veículo e o solo. ....	99

Figura 6.40 – Deslocamento lateral (Y) e vertical (Z) da estrutura do teto durante o primeiro contato com o solo. ....	99
Figura 6.41 – Magnitude da intrusão medida na estrutura lateral do teto. ....	100
Figura 6.42 – Aceleração na cabeça do manequim com cinto de segurança. ....	101
Figura 6.43 – Critério de lesão de cabeça HIC36 e HIC15. ....	101
Figura 6.44 – Força axial no pescoço do manequim. ....	102
Figura 6.45 – Momento longitudinal no pescoço do manequim. ....	103
Figura 6.46 – Momento fletor lateral no pescoço do manequim. ....	104
Figura 6.47 – Força cisalhante obtida no pescoço do manequim. ....	104
Figura 6.48 – Aceleração no tórax do manequim. ....	106
Figura 6.49 – Deflexão na caixa torácica do manequim. ....	107
Figura 6.50 – Aceleração na cabeça para manequim com e sem cinto de segurança. ....	111
Figura 6.51 – Força axial no pescoço para manequim com e sem cinto de segurança. ....	111
Figura 6.52 – Momento longitudinal no pescoço para manequim com e sem cinto de segurança. ....	112
Figura 6.53 – Momento de flexão lateral no pescoço para manequim com e sem cinto de segurança. ....	112
Figura 6.54 – Força cisalhante no pescoço para manequim com e sem cinto de segurança. ....	113
Figura 6.55 – Aceleração no tórax para manequim com e sem cinto de segurança. ....	113
Figura 6.56 – Tórax deflexão para manequim com e sem cinto de segurança. ....	114
Figura 6.57 – Dinâmica do manequim com cinto de segurança durante o evento de rolamento conforme procedimento SAE J2114. ....	117
Figura 6.58 – Dinâmica da cabeça do manequim sem cinto de segurança durante o evento de rolamento conforme procedimento SAE J2114. ....	118
Figura 6.59 – De acordo com Bahling et al. o esmagamento do teto não influenciaria na força axial de compressão no pescoço [Bahling et al., 1990]. ....	119
Figura 6.60 – Modelo com espessura do teto e estrutura lateral com espessura reduzida. ....	120
Figura 6.61 – Força de compressão no pescoço versus esmagamento do teto para o modelo original. ....	121
Figura 6.62 – Comparativo da força de compressão no pescoço do manequim para modelo original e modelo com teto de resistência menor. ....	121
Figura 6.63 – Cintos de segurança abdominal e torácico sem carga [Bidez et al., 2007]. ....	122
Figura 6.64 – Dimensões usadas para a determinação do fator estático de estabilidade. ....	123

Figura 6.65 – Classificação dos veículos quanto ao risco de rolamento [ <a href="http://www.safercar.gov">http://www.safercar.gov</a> ]	124
Figura 6.66 – Probabilidade de veículos sofrerem rolamento de acordo com sua categoria [ <a href="http://www.safercar.gov">http://www.safercar.gov</a> ]	124
Figura 6.67 – Taxa de fatalidade de passageiros em eventos de rolamento por 100.000 veículos [NHTSA, 2003]	125
Figura 6.68 – Aceleração medida na região superior do motor [ <a href="http://www.ncac.gwu.edu">http://www.ncac.gwu.edu</a> ].	125
Figura 6.69 – Aceleração medida na região inferior do motor [ <a href="http://www.ncac.gwu.edu">http://www.ncac.gwu.edu</a> ].	126
Figura 6.70 – Modelo de elementos finitos do SUV com manequim utilizado para simular o procedimento SAE J2114.	128
Figura 6.71 – Força normal de contato entre o veículo e o solo.	129
Figura 6.72 – Velocidade rotacional em torno do eixo longitudinal do veículo medida no centro de gravidade.	130
Figura 6.73 – Movimento comparativo entre teste experimental (Chou et al., 2008) e o modelo computacional.	131
Figura 6.74 – Movimento comparativo entre teste experimental (Rose et al., 2008) e o modelo computacional.	132
Figura 6.75 – Aceleração na cabeça do manequim	133
Figura 6.76 – Critérios de lesão na cabeça, HIC36 e HIC15.	134
Figura 6.77 – Força axial no pescoço do manequim.	135
Figura 6.78 – Momento de flexão no pescoço do manequim.	135
Figura 6.79 – Momento fletor lateral no pescoço do manequim.	136
Figura 6.80 – Força cisalhante na região superior do pescoço.	137
Figura 6.81 – Aceleração resultante na caixa torácica.	138
Figura 6.82 – Deflexão na caixa torácica.	139
Figura A1.1 – Curva tensão versus deformação plástica efetiva.	158
Figura A2.1 – Movimento de mergulho do ocupante contra o teto [Grzebieta et al., 2007].	161
Figura A2.2 – Movimento relativo do teto contra o banco durante o esmagamento do teto [Grzebieta et al., 2007].	164
Figura A2.3 – Resultado do esmagamento do teto segundo as simulações.	165
Figura A2.4 – Contribuição da velocidade de esmagamento do teto e do mergulho do ocupante no aumento da carga no pescoço.	171

Figura A3.1 – A partir de 0,7 de coeficiente de atrito entre solo e pneu o veículo rotaciona sobre seu eixo longitudinal. ....	173
Figura A3.2 – A estrutura do veículo entra em contato com o solo primeiro no lado oposto do motorista (coeficiente de atrito solo/pneu 0,9). ....	173
Figura A4.1 – Aceleração na cabeça do manequim sem cinto de segurança. ....	174
Figura A4.2 – Critério de lesão de cabeça HIC, manequim sem cinto de segurança. ....	174
Figura A4.3 – Carregamento axial no pescoço do manequim sem cinto de segurança. ....	175
Figura A4.4 – Momento longitudinal no pescoço do manequim sem cinto de segurança. ....	175
Figura A4.5 – Momento fletor lateral no pescoço do manequim sem cinto de segurança. ....	176
Figura A4.6 – Força cisalhante no pescoço do manequim sem cinto de segurança. ....	176
Figura A4.7 – Aceleração na caixa torácica do manequim sem cinto de segurança. ....	177
Figura A4.8 – Deflexão na caixa torácica do manequim sem cinto de segurança. ....	177
Figura A5.1 – Aceleração na cabeça do manequim sem cinto de segurança. ....	178
Figura A5.2 – Critério de lesão de cabeça HIC, manequim sem cinto de segurança. ....	178
Figura A5.3 – Carregamento axial no pescoço do manequim sem cinto de segurança. ....	179
Figura A5.4 – Momento longitudinal no pescoço do manequim sem cinto de segurança. ....	179
Figura A5.5 – Momento fletor lateral no pescoço do manequim sem cinto de segurança. ....	180
Figura A5.6 – Força cisalhante no pescoço do manequim sem cinto de segurança. ....	180
Figura A5.7 - Aceleração na caixa torácica do manequim sem cinto de segurança. ....	181
Figura A5.8 – Deflexão na caixa torácica do manequim sem cinto de segurança. ....	181
Figura A6.1 – Definição dos ângulos medidos no CG do veículo [ <a href="http://www.racelogic.co.uk">http://www.racelogic.co.uk</a> ]182	
Figura A6.2 – Ângulo de rolamento lateral ( <i>Roll Angle</i> ) do veículo de passageiros. ....	182
Figura A6.3 – Ângulo de arfagem ( <i>Pitch Angle</i> ) do veículo de passageiros. ....	183
Figura A6.4 – Ângulo de guinada ( <i>Yaw Angle</i> ) do veículo de passageiros. ....	183
Figura A6.5 – Velocidade de rolamento ( <i>Roll velocity</i> ) do veículo de passageiros. ....	184
Figura A6.6 – Ângulo de rolamento lateral ( <i>Roll Angle</i> ) do veículo utilitário esportivo. ....	185
Figura A6.7 – Ângulo de arfagem ( <i>Pitch Angle</i> ) do veículo utilitário esportivo. ....	185
Figura A6.8 – Ângulo de guinada ( <i>Yaw Angle</i> ) do veículo utilitário esportivo. ....	186
Figura A6.9 – Velocidade de rolamento ( <i>Roll velocity</i> ) do veículo utilitário esportivo. ....	186
Figura A7.1 – Simulação computacional do evento de rolamento até 1500 ms para o veículo de passageiros. ....	188

## ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1.1 – Resumo das vítimas de acidentes nas estradas dos Estados Unidos (NHTSA, 2006).....	4
Tabela 1.2 – Causas de mortes para cada 100.000 habitantes segundo dados dos Centros de Controle e Prevenção de Doenças (NCHS, 2007). ....	4
Tabela 4.1 – Áreas de aplicação do método de elementos finitos (Rao, 1989). ....	31
Tabela 5.1 – Critério de lesão na cabeça para vários tamanhos de manequim. ....	51
Tabela 5.2 – Escala abreviada de lesões. ....	52
Tabela 5.3 – Valores críticos para o critério de lesão de pescoço para vários tamanhos de manequins conforme FMVSS 208 (NHTSA, 2001). ....	58
Tabela 5.4 – Valores toleráveis para cargas no pescoço conforme FMVSS 208 (NHTSA, 2001) para vários tamanhos de manequins. ....	58
Tabela 5.5 – Probabilidade de lesões para cada nível de severidade como função da força axial no pescoço. ....	59
Tabela 5.6 – Critério de lesão do tórax por compressão conforme FMVSS 208. ....	61
Tabela 5.7 – Valores de deflexão e aceleração para vários tamanhos de manequins. ....	62
Tabela 6.1 – Resumo do modelo para simulação do esmagamento do teto (sem vidros laterais). ....	65
Tabela 6.2 – Resumo do modelo para simulação do teste de queda invertido. ....	72
Tabela 6.3 – Resumo do modelo simplificado do veículo de passageiros usado na simulação do procedimento SAE J2114, desconsiderando a plataforma. ....	85
Tabela 6.4 – Resumo do modelo completo usado na simulação do procedimento SAE J2114, desconsiderando a plataforma.....	89
Tabela 6.5 – Resumo do modelo do manequim. ....	95
Tabela 6.6 – Probabilidade de lesões na cabeça para manequim com cinto de segurança.....	102
Tabela 6.7 – Probabilidade de lesões no pescoço usando o critério de lesão $N_{cf}$ para manequim com cinto de segurança. ....	105
Tabela 6.8 – Probabilidade de lesões no pescoço usando somente a carga axial. ....	105
Tabela 6.9 – Probabilidade de lesões no tórax usando somente a aceleração máxima. ....	107
Tabela 6.10 – Probabilidade de lesões no tórax usando somente a deflexão máxima. ....	108
Tabela 6.11 – Probabilidade de lesões no tórax usando o índice combinado.....	108

Tabela 6.12 – Valores máximos dos parâmetros para manequim sem cinto de segurança. ....	108
Tabela 6.13 – Probabilidade de lesões na cabeça para manequim sem cinto de segurança. ....	109
Tabela 6.14 – Probabilidade de lesões no pescoço usando o critério de lesão $N_{ij} = 0,99$ para manequim sem cinto de segurança.....	109
Tabela 6.15 – Probabilidade de lesões no pescoço usando somente a carga axial de 1362,6 N no pescoço do manequim sem cinto de segurança.....	109
Tabela 6.16 – Probabilidade de lesões no tórax usando somente a aceleração máxima para o manequim sem cinto de segurança.....	110
Tabela 6.17 – Probabilidade de lesões no tórax usando somente a deflexão máxima para o manequim sem cinto de segurança.....	110
Tabela 6.18 – Probabilidade de lesões no tórax usando o índice combinado para o manequim sem cinto de segurança (CTI = 0,18). ....	110
Tabela 6.19 – Valores máximos dos parâmetros para manequim com e sem cinto de segurança	114
Tabela 6.20 – Probabilidade de lesões em diferentes partes do corpo considerando o nível de severidade grave (AIS3), para manequim com e sem cinto de segurança. ....	115
Tabela 6.21 – Resumo do modelo do SUV usado na simulação do procedimento SAE J2114.	126
Tabela 6.22 – Probabilidade de lesões na cabeça.....	134
Tabela 6.23 – Probabilidade de lesões no pescoço usando o critério de lesão $N_{cf}$ . ....	138
Tabela 6.24 – Probabilidade de lesões no pescoço usando somente a carga axial. ....	138
Tabela 6.25 – Probabilidade de lesões no tórax usando somente a aceleração máxima. ....	139
Tabela 6.26 – Probabilidade de lesões no tórax usando somente a deflexão máxima. ....	140
Tabela 6.27 – Probabilidade de lesões no tórax usando o índice combinado.....	140
Tabela 6.28 – Valores máximos dos parâmetros para manequim com cinto de segurança considerando veículo de passageiros e veículo utilitário esportivo. ....	140
Tabela 6.29 – Probabilidade de lesões em diferentes partes do corpo considerando o nível de severidade grave (AIS3), para manequim com e sem cinto de segurança. ....	141

## 1. INTRODUÇÃO

Durante as últimas décadas, tem ocorrido um constante aumento nos estudos de acidentes envolvendo capotamento de veículos, do inglês *rollover*, e as lesões causadas por este evento. Rolamento veicular é definido como qualquer manobra em que o veículo gira 90 graus ou mais em torno do seu eixo longitudinal (Gillespie, 1992).

Com a introdução de veículos utilitários esportivos, furgões e picapes, principalmente no mercado Norte Americano, acentua-se o interesse por estes estudos. O fenômeno de rolamento veicular pode ser observado mais claramente através da Fig. 1.1.

Embora o fenômeno de capotamento veicular não seja o mais freqüente tipo de acidente, ele é de grande significância com respeito a problemas físicos e traumáticos ocasionados aos ocupantes veiculares.

As lesões e traumas decorrentes do rolamento são o resultado da incapacidade de um veículo proteger seus ocupantes em caso de acidentes. Embora medidas para evitar as lesões devido à ejeção dos ocupantes sejam bem estabelecidas, ainda existe muito debate relativo ao mecanismo de traumas e lesões aos ocupantes contidos no interior do veículo durante o evento de rolamento e conseqüentemente as medidas necessárias para atenuar estas lesões (Young et al., 2006).

Existem na literatura vários estudos mostrando o efeito do esmagamento do teto dos veículos sobre os ferimentos causados aos ocupantes decorrentes de um rolamento veicular. No início da década de 50, supôs-se que a resistência do teto tinha alguma contribuição na segurança dos ocupantes. Mackay (1968) após rever alguns casos de rolamento veicular ofereceu suporte à suposição encontrando que a severidade dos ferimentos estava associada com a intrusão do teto. Entretanto em estudos realizados por Huelke e Compton (1972), nenhuma correlação entre o esmagamento do teto e os ferimentos causados aos ocupantes com cinto abdominal foi observada, posteriormente trabalhos realizados por Mackay et al. (1991) e Piziali et al. (1998), reiteraram esta conclusão. Strother et al. (1984) e Platiras et al. (1985) constataram que os ferimentos estão relacionados à velocidade de contato ocupante-interior do veículo em vez da intrusão do teto na maioria dos casos violentos de colisões veiculares.

Partyka (1992) concluiu que a intrusão do teto reflete a severidade do acidente, e que o contato do ocupante com os componentes do interior do veículo pode ocasionar ferimentos mesmo quando não existe intrusão e evitar intrusão nem sempre pode prevenir lesões geradas

por contato com o teto. Rechnitzer et al. (1995) determinou a relação entre o esmagamento do teto e os ferimentos de coluna. Para esmagamento muito elevado do teto, o principal mecanismo aparenta ser a compressão e flexão da coluna espinhal devido à redução do espaço vertical no interior do veículo e contato da cabeça com o teto. Entretanto, lesões de coluna também podem ser ocasionadas por pequenas intrusões. No final dos anos 80, uma série de testes denominados “dolly rollover”, que são uma parte do estudo chamado “Malibu” (Bahling et al., 1990, Orłowski et al., 1985), foram realizados com manequins restritos ou não por cinto de segurança e com tetos reforçados ou não. Uma das principais conclusões destes estudos foi que veículos com tetos mais reforçados do que se exige na norma FMVSS 216 (NHTSA, 2005), que se refere à resistência do teto ao esmagamento, não apresentam maior segurança aos ocupantes. Na realidade, tetos mais resistentes podem ocasionar um maior número de voltas durante o rolamento do veículo. Da mesma forma, testes recentes realizados por Moffat et al. (2003) demonstraram não haver relação entre o esmagamento do teto e a carga na cabeça e pescoço, porque impactos interiores freqüentemente não coincidem com o tempo ou localização do esmagamento do teto. Entretanto, Bedewi et al. (2003) mostrou que sérias lesões de cabeça e pescoço ocorrem a taxas mais elevadas com esmagamento de teto acima do limite especificado na norma de resistência do teto ao esmagamento, FMVSS 216.



Figura 1.1 – Etapas que envolvem o rolamento veicular.

Segundo Friedman e Nash (2001), a robustez do teto claramente afeta a probabilidade de traumas de cabeça e pescoço em ocupantes de veículos leves em colisões que evoluem capotamento. Obviamente, maiores esmagamentos do teto veicular ocorrem em acidentes mais severos, assim advêm maiores riscos de lesões. Todavia, a complexa dinâmica dos veículos em rolamento envolve inúmeros sincronismos do movimento do ocupante restrito por cinto de segurança ou não durante o esmagamento do teto.

Dependendo da severidade do rolamento ao qual o veículo se envolve, o espaço de sobrevivência dos ocupantes é extremamente reduzido e o teto pode atingir os ocupantes como ilustrado na Fig. 1.2, causando sérias lesões.



Figura 1.2 – Esmagamento do teto e deformação da coluna da porta que minimizam o espaço de sobrevivência [Grzebieta et al., 2007].

Ainda que muitos estudos já tenham sido desenvolvidos e continuem sendo realizados, o papel do esmagamento do teto e as lesões em ocupantes causadas durante o rolamento de veículos, ainda é uma área de investigação com vários pontos de vista sobre o mecanismo de lesões.

### 1.1. Estatísticas de fatalidades e ferimentos decorrentes de acidentes veiculares

Segurança veicular é um tópico extremamente importante na indústria automotiva nos dias atuais, considerando o aumento significativo da frota automobilística e crescente número de acidentes. De acordo com dados sobre acidentes veiculares que constam no relatório anual 2005

da Administração Nacional de Segurança de Tráfego em Estrada dos Estados Unidos, NHTSA (2006), o número de fatalidades nas estradas americanas foi de 43.443, o número de feridos de 2.699.000 e o número de danos somente materiais de 4.304.000, mais detalhes podem ser verificados na Tabela 1.1.

Tabela 1.1 – Resumo das vítimas de acidentes nas estradas dos Estados Unidos (NHTSA, 2006).

<b>Vítima de Acidente de Trânsito</b>	<b>Mortes</b>	<b>Feridos</b>
<b>Ocupantes</b>	<b>33.041</b>	<b>2.494.000</b>
Motoristas	23.240	1.743.000
Passageiros	9.718	750.000
Desconhecidos	83	-
<b>Motociclistas</b>	<b>4.553</b>	<b>87.000</b>
<b>Não ocupantes</b>	<b>5.849</b>	<b>118.000</b>
Pedestres	4.881	64.000
Ciclistas	784	45.000
Outros/Desconhecidos	184	8.000
<b>Total</b>	<b>43.443</b>	<b>2.699.000</b>

Além das inúmeras mortes devido aos acidentes veiculares, outro grande problema decorrente destes incidentes é a quantidade de pessoas feridas, que em muitos casos ficam com lesões permanentes. Isto ocasiona dispendiosos gastos governamentais com a saúde e recuperação destes feridos. Acidentes veiculares são uma das principais causas de mortes entre os habitantes dos Estados Unidos segundo dados do Centro Nacional de Estatísticas da Saúde de 2007 (NCHS, 2007). A Tabela 1.2 mostra a taxa de mortes para cada 100.000 habitantes e dentre as causas se destacam os acidentes veiculares.

Tabela 1.2 – Causas de mortes para cada 100.000 habitantes segundo dados dos Centros de Controle e Prevenção de Doenças (NCHS, 2007).

<b>Causas</b>	<b>2005</b>	<b>2004</b>
Doença no coração	210,3	217,0
Neoplasma maligno	183,8	185,8
Doença vascular cerebral	46,6	50,0
Diabetes	24,5	24,5
Doença de Alzheimer	22,9	21,8
<b>Acidente veicular <sup>(1)</sup></b>	<b>14,7</b>	<b>14,6</b>
Septicemia	11,2	11,2
Suicídio	10,6	10,9
Doença no fígado	8,9	9,0
Homicídio (assalto)	5,9	5,9

<sup>(1)</sup>: fonte NHTSA, 2006

Rolamentos veiculares, objeto do presente texto, são incidentes perigosíssimos e com a maior taxa de fatalidades entre os diferentes tipos de acidentes veiculares. Dos milhões de acidentes veiculares envolvendo carros de passageiros, veículos utilitários esportivos, picapes e furgões em 2005, somente 3,3% envolveram rolamento (Fig. 1.3). Entretanto, foi a causa de aproximadamente 21,1% do total de mortes de passageiros em acidentes veiculares (Fig. 1.4), sendo este valor 4 vezes maior quando relacionado ao número de ocupantes que sofreram somente ferimentos (5,3%), e 16 vezes superior a acidentes que causaram somente danos materiais (1,3%). Estudos realizados em 2002 mostraram que a maioria dos ocupantes veiculares que morreram (72%) não estava usando cinto de segurança.

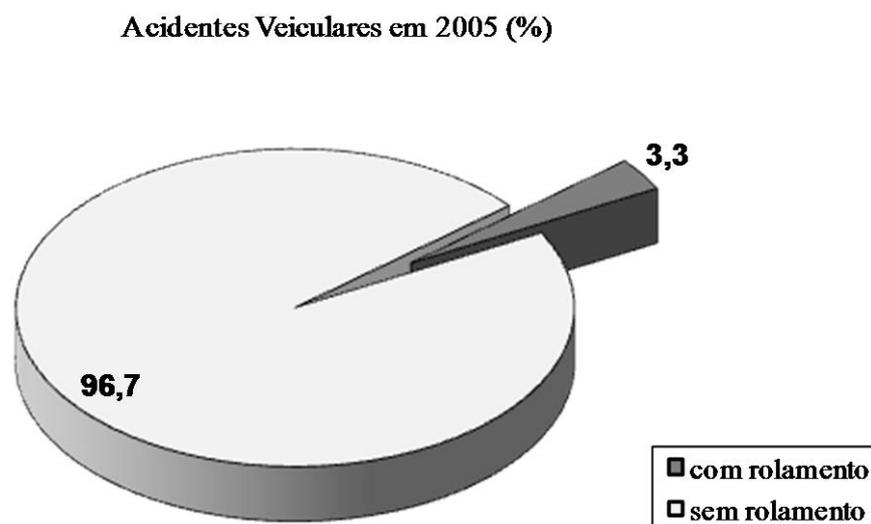


Figura 1.3 – Incidência de rolamento veicular dentre os acidentes veiculares [NHTSA, 2006].

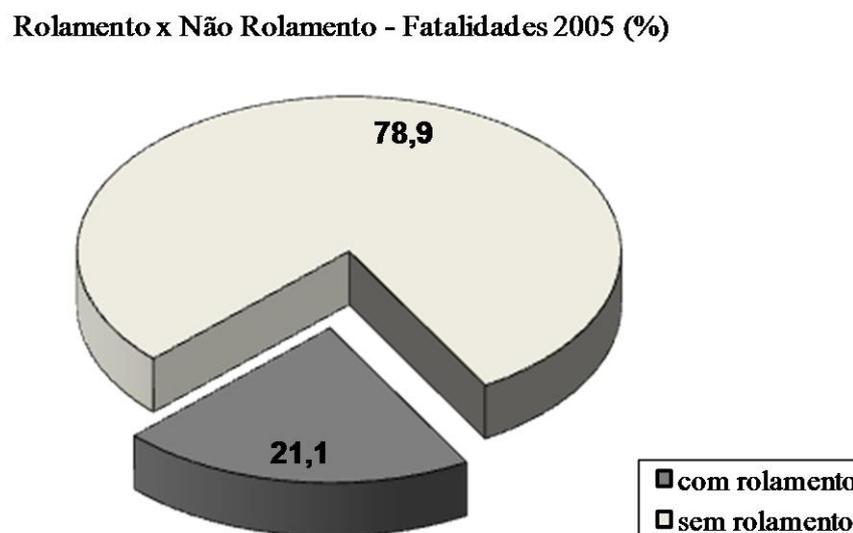


Figura 1.4 – Percentual de fatalidades considerando veículos que sofrem ou não rolamento [NHTSA, 2006].

Estudos realizados por Otte (2004) demonstram que acidentes envolvendo rolamento causam maiores problemas na cabeça, quando comparados com acidentes que não decorrem de rolamento (Fig. 1.5).

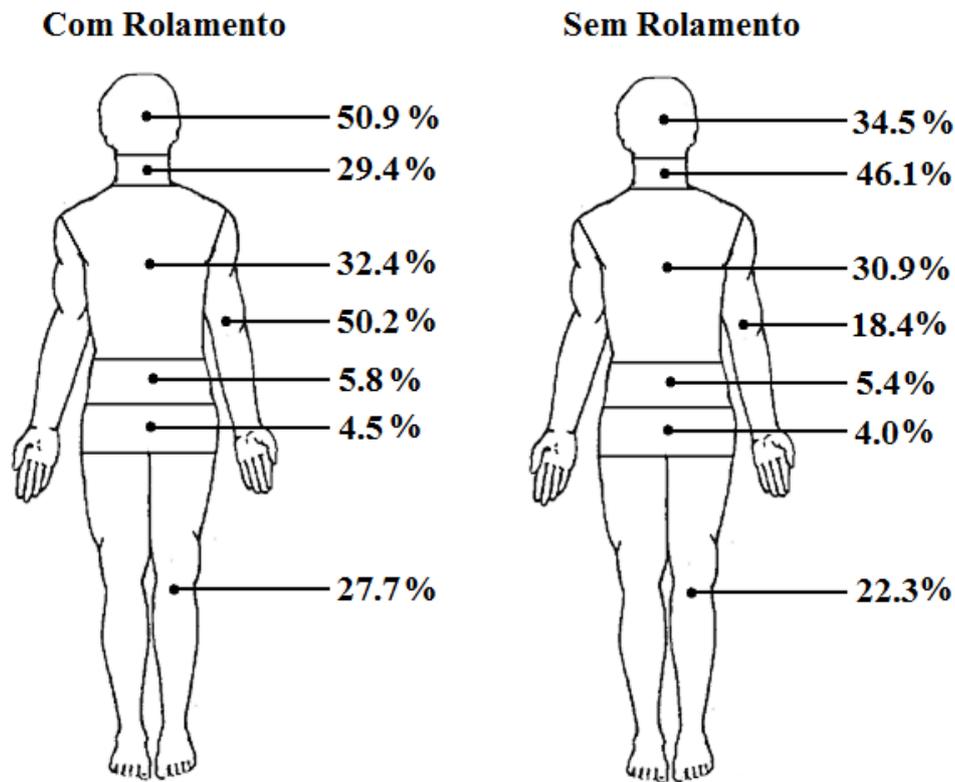


Figura 1.5 – Lesões causadas a diferentes partes do corpo devido a eventos de rolamento ou não [Otte, 2004].

Digges e Eigen (2003) demonstram que o número de quartos de volta que o veículo realiza durante a ocorrência de rolamento está relacionado com a energia do acidente, e ainda que as lesões tendam a aumentar com o número de vezes que o teto impacta contra o solo.

Embora o número de quartos de volta durante o evento de rolamento seja importante, noventa por cento dos casos não excedem uma volta completa ( $360^\circ$ ), (Friedman e Nash, 2001). Sendo assim, verifica-se no decorrer do presente trabalho que um dos testes que melhor pode reproduzir o número de voltas que o veículo pode sofrer é o J2114, recomendado pela Sociedade dos Engenheiros Automotivos (SAE J2114, 1999).

## 1.2. Objetivos do trabalho

O presente estudo tem por objetivo desenvolver modelos matemáticos numéricos para simular diferentes normas e procedimentos existentes na literatura, os quais avaliam as estruturas veiculares e procuram prevenir lesões e mortes ocasionadas por incidentes que envolvem rolamento de veículos. Pois mesmo estes incidentes ocorrendo em menor quantidade se comparados com outros tipos de acidentes veiculares, o rolamento é o acidente que causa maior quantidade de mortes e lesões aos ocupantes do veículo.

O trabalho procura comparar a severidade das diferentes metodologias e normas existentes na bibliografia e suas conseqüências para o decaimento ou não das lesões decorrentes de capotamento veicular. Aplica uma metodologia para determinar possíveis lesões e traumas em ocupantes de veículos automotores.

Com esta metodologia busca-se minimizar a necessidade da realização de procedimentos experimentais que dispõem grandes investimentos na concepção dos veículos e dos dispositivos de teste. Mesmo que testes experimentais sejam necessários para a validação dos veículos, pode-se utilizar a ferramenta de simulação computacional para avaliar a estrutura do veículo e verificar se a mesma obedece aos requisitos. Evita-se assim que testes experimentais que poderiam ser reprovados sejam realizados e se diminui o desperdício de tempo e dinheiro.

## 1.3. Estrutura do Trabalho

O Capítulo 1 apresenta as justificativas para o desenvolvimento da metodologia, a motivação e os objetivos da presente dissertação. Por se tratar de um estudo computacional de veículos completos em procedimentos dinâmicos, além de verificar o comportamento do ocupante e determinar possíveis lesões durante o evento de rolamento, o autor não tem conhecimento de trabalhos similares publicados no país.

No Capítulo 2 descrevem-se as normas e procedimentos atuais utilizados para avaliar a resistência da estrutura dos veículos que se evolvem em acidentes de rolamento. Estas normas e procedimentos existentes são ainda de difícil simulação computacional, tendo em vista a enorme capacidade computacional exigida bem como a necessidade de representação fiel dos acidentes que ocorrem na realidade, pois se trata de um fenômeno que possui dinâmica extremamente complexa.

No Capítulo 3 desenvolve-se um modelo de multicorpos para veículo de passageiros, e os resultados das simulações computacionais são comparados com testes experimentais. Estas simulações de multicorpos auxiliam no desenvolvimento de carros mais seguros. Por meio de uma manobra transiente realizada computacional e experimentalmente, pôde-se analisar o gradiente de rolamento do veículo, índice que indica a inclinação lateral do veículo para determinada aceleração lateral. Descreve-se a aplicação de corpos flexíveis juntamente com corpos rígidos no modelo de multicorpos.

No Capítulo 4 apresentam-se o método dos elementos finitos não-linear e os métodos de integração no tempo usados para a solução dos problemas não-lineares. Demonstra-se o cálculo do incremento de tempo e o algoritmo de contacto/impacto. Descreve-se a modelagem dos diferentes tipos de juntas e representação numérica do pneu. Define-se o manequim antropomórfico utilizado nas simulações que melhor representa as respostas de um ser humano.

A Figura 1.6 demonstra o fluxograma da modelagem matemática, simulação e análise dos modelos de multicorpos e dos modelos de elementos finitos.

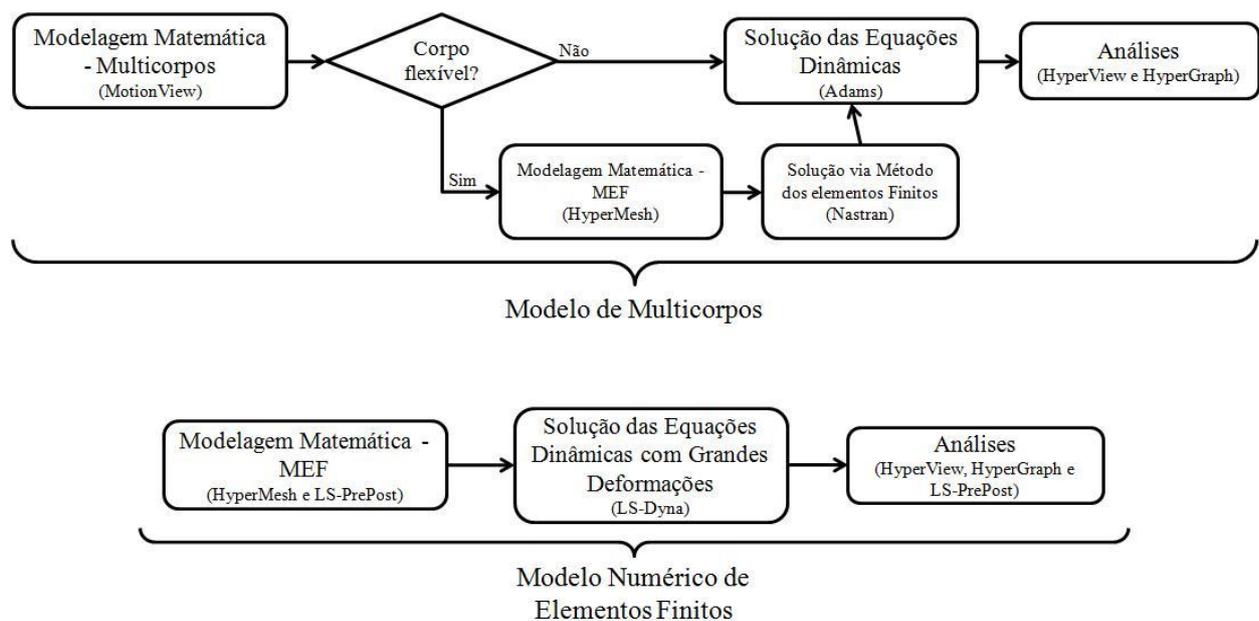


Figura 1.6 – Fluxograma da simulação dos modelos de multicorpos e dos modelos de elementos finitos.

O Capítulo 5 descreve as principais lesões que podem ocorrer aos ocupantes veiculares durante o evento de rolamento, além disso, apresenta os principais critérios de avaliação da severidade destas lesões.

O Capítulo 6 apresenta os resultados da metodologia computacional usada para simular as diferentes normas e procedimentos. Inicialmente o veículo de estudo usado para demonstrar a

metodologia foi um carro de passageiros com manequim híbrido III 50<sup>th</sup>, entretanto no decorrer do trabalho se realizaram simulações de um veículo utilitário esportivo, do inglês *Sport Utility Vehicle* (SUV). Avalia-se a probabilidade de lesões aos ocupantes de veículos de passageiros usando ou não cinto de segurança. Compara-se a severidade das lesões ocasionadas aos ocupantes de veículos de passageiros e de veículos utilitários esportivos.

O Capítulo 7 apresenta as conclusões advindas da metodologia desenvolvida e dos resultados obtidos na avaliação das estruturas veiculares quanto à resistência em eventos de rolamento e a quantificação da severidade das lesões aos ocupantes. Apresentam-se ainda recomendações para trabalhos futuros.

## 2. NORMAS E PROCEDIMENTOS RELACIONADOS A ROLAMENTO VEICULAR

Várias normas e procedimentos foram e estão sendo desenvolvidos para melhor caracterizar, descrever e prever os eventos de rolamento de veículos, e assim evitar fatalidades e o número de pessoas feridas decorrentes deste tipo de acidente. Neste capítulo estão descritos alguns dos procedimentos e normas que serão posteriormente modelados e simulados computacionalmente.

### 2.1. Resistência do teto ao esmagamento – FMVSS 216 (NHTSA, 2005)

Esta norma estabelece a resistência requerida para o teto de veículos de passageiros, tendo como propósito reduzir o número de vítimas fatais e lesões ocasionadas pela intrusão do teto no compartimento dos passageiros em acidentes de rolamento. Aplica-se esta norma a carros de passageiros, caminhões e ônibus com massa bruta total de até 2722 kg.

O equipamento de teste é composto por um bloco rígido (não deformável), com superfície retangular de 762 mm por 1829 mm, que não deve se mover mais que 127 mm, distância esta medida da superfície inferior do bloco rígido em sua posição inicial a localização final do mesmo após a força específica ser aplicada. Esta força se refere a 1,5 vezes o peso do veículo ou 22.240 N, a que for menor. O lado esquerdo e direito da parte frontal do teto necessitam ser capaz de atingir o requerimento, ter deformação inferior a 127 mm. O veículo deve ser colocado sobre uma superfície horizontal rígida e o mesmo deve ser fixado rigidamente pelo seu chassi. Os vidros do veículo devem estar fechados e as portas trancadas.

A força deve ser aplicada perpendicularmente a superfície inferior do bloco rígido em sentido para baixo a uma velocidade inferior a 13 mm/s até atingir a força requerida. O teste deve ser completado em 120s. O bloco precisar ser guiado em seu movimento, para não propiciar rotação do mesmo, e orientado conforme Fig. 2.1 e 2.2. O bloco rígido faz um ângulo de 5° em vista lateral com a horizontal, ao mesmo tempo tem um ângulo de 25° em vista frontal. O ponto inicial de contato, ou centro da área inicial de contato, está a 254 mm atrás do ponto mais a frente da superfície inferior do bloco.

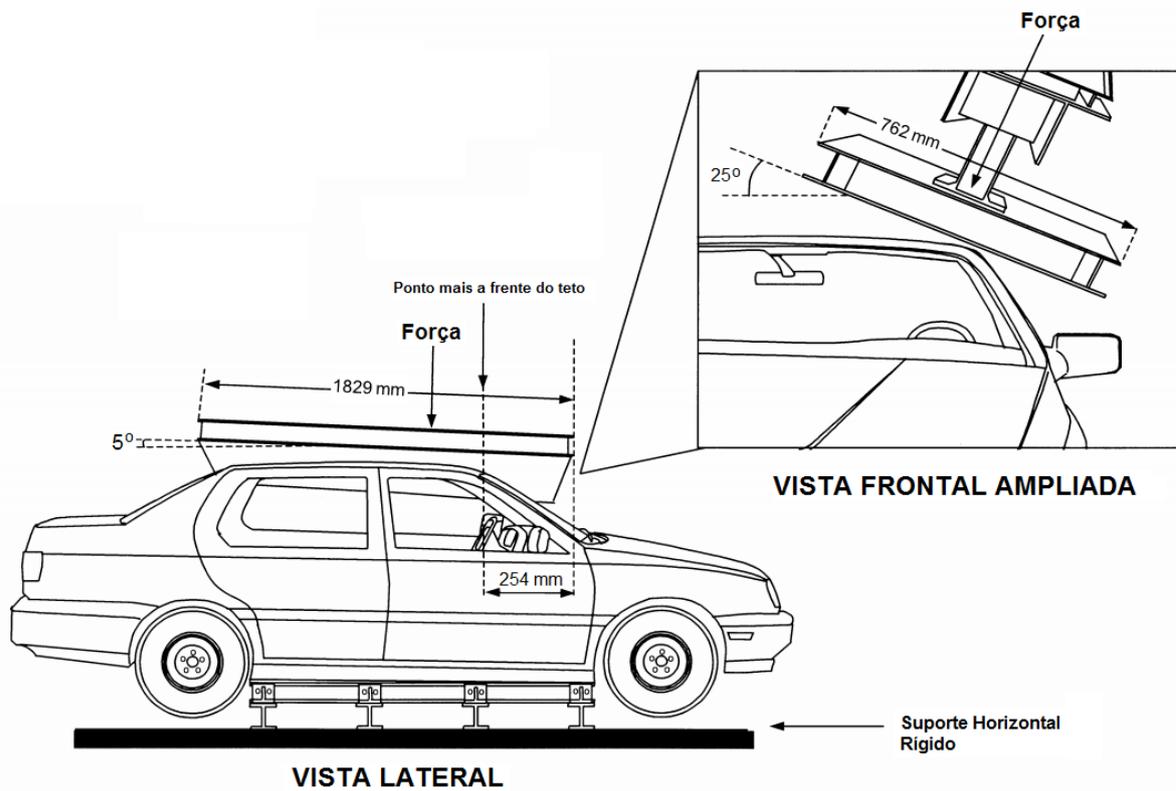


Figura 2.1 – Orientação do dispositivo de teste segundo a norma FMVSS 216 (NHTSA, 2005).

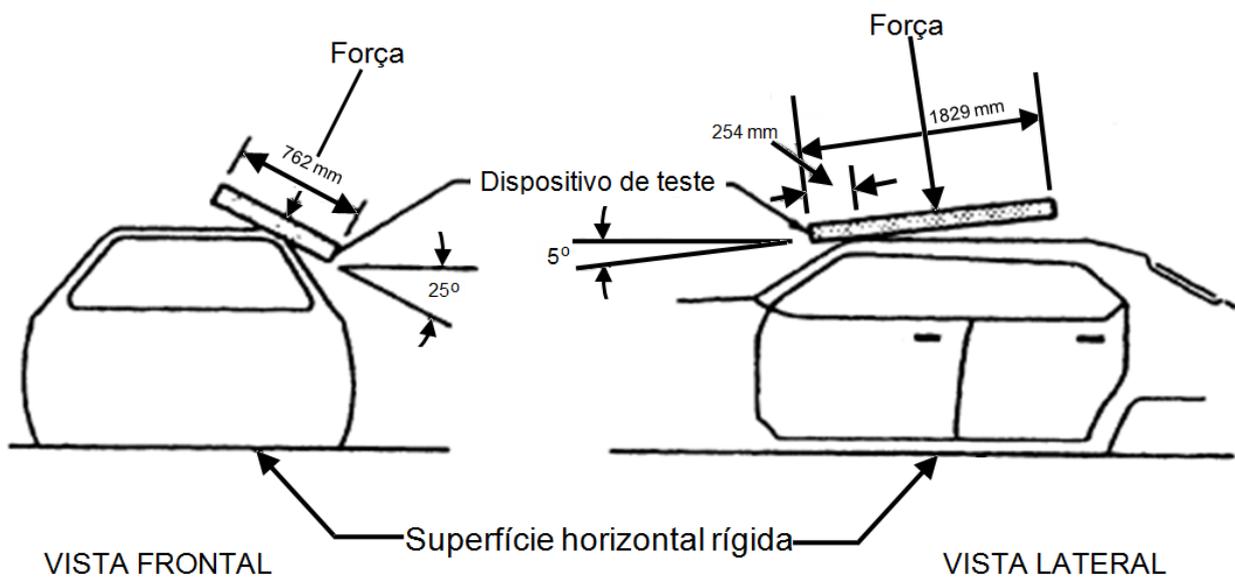


Figura 2.2 – Localização e aplicação do dispositivo de teste no teto do veículo segundo a norma FMVSS 216 [NHTSA, 2005].

## 2.2. Teste de queda invertido (SAE J996, 1967)

O teste de queda invertido, SAE J996, tem o propósito de minimizar as lesões aos ocupantes por meio da verificação do esmagamento do teto devido às forças dinâmicas que atuam sobre o teto. O teste de queda invertido proposto pela Sociedade dos Engenheiros Automotivos (SAE) é um teste que promete estudar a resistência da estrutura do teto e também está sendo considerado pela NHTSA como um teste alternativo possível (Shenoy, 2006). Este teste apresenta pontos favoráveis, pois:

- Inclui a velocidade lateral ou de deslizamento da estrada abaixo do veículo;
- O teste representa a dinâmica real do esmagamento como uma função da geometria do teto;
- Podem-se incluir manequins antropomórficos de teste (do inglês ATD – *Anthropometric Test Dummies*) para verificar possíveis lesões que podem ocorrer na cabeça, pescoço, coluna e outras partes do corpo.

O procedimento de teste para medir a resistência de esmagamento do teto segundo SAE J996 sugere colocar o veículo em posição invertida acima do solo com altura proposta de 304,8 mm e 457,2 mm. O veículo em vista lateral deve ter ângulo de  $5^\circ$  e em vista frontal ângulo de  $25^\circ$  conforme Fig. 2.3, esta orientação é exatamente a mesma do bloco rígido do teste quase-estático (FMVSS 216). Então o veículo é solto das alturas indicadas com o intuito de atingir o solo de concreto, sobre a ação da gravidade.



Figura 2.3 – Configuração típica para o teste de queda invertido [Herbst et al., 2007].

### 2.3. *Dolly rollover test* (SAE J2114, 1999)

O objetivo deste procedimento é testar o veículo em condições de rolamento lateral. A plataforma sobre a qual é colocado o veículo deve ser desacelerada permitindo que o veículo movimente-se lateralmente até atingir o solo (superfície de concreto) e role sem ser impedido por nenhum objeto.

A plataforma deve ter uma inclinação de  $23^\circ$  com a horizontal, e um pequeno obstáculo de 102 mm (4 pol) que serve de apoio para os pneus, o ponto inferior da superfície interna deste obstáculo deve estar a 229 mm (9 pol) acima da linha do solo como visto na Fig. 2.4.

Deve-se guiar a plataforma durante sua aceleração e permitir que o sistema atinja velocidade constante antes do início da desaceleração. O veículo por sua vez não pode ter movimento em relação à plataforma antes do início da desaceleração. A velocidade do sistema antes da desaceleração deve ser de 48 km/h (30 mph), uma desaceleração mínima de 20 g por ao menos 40 ms e deslocamento inferior a 91 cm (3 ft) da plataforma durante a desaceleração são os parâmetros de teste requeridos.

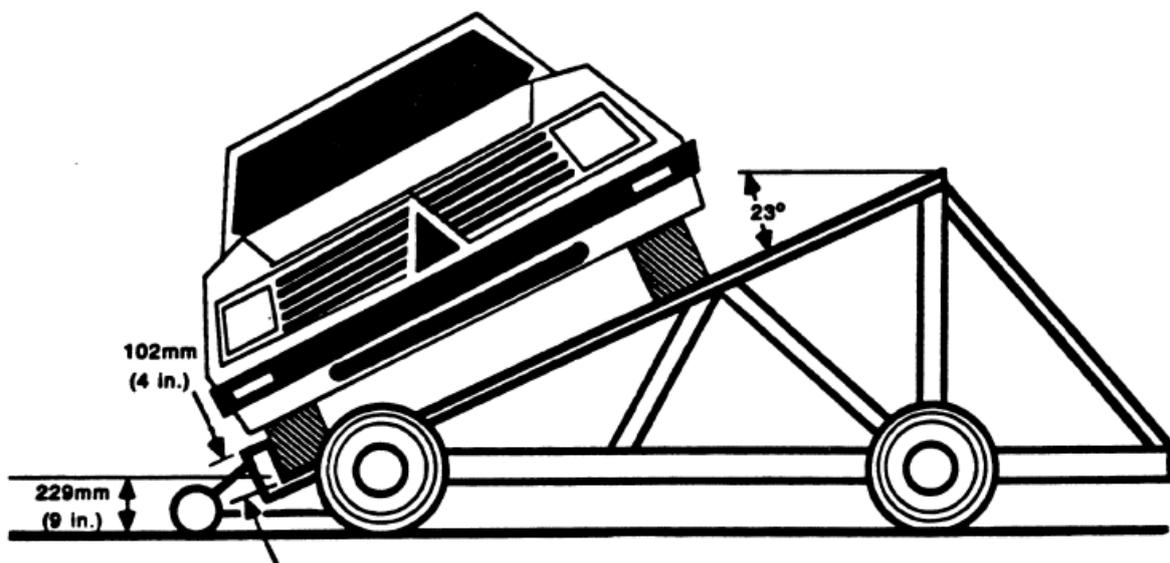


Figura 2.4 – Dispositivo de teste para o procedimento *Dolly rollover test*.

## 2.4. Vantagens e desvantagens de cada procedimento

Ambos os procedimentos que avaliam somente a resistência de teto ao esmagamento, o procedimento FMVSS 216 que faz uma avaliação estática e o teste de queda invertido que avalia de maneira dinâmica, não são de grande valia do ponto de vista da integridade dos ocupantes do veículo. Pois os mesmos não consideram tanto a dinâmica do veículo quanto a dinâmica do ocupante durante o evento de rolamento. Conseqüentemente só podem ser usados para prever a resistência da estrutura do teto, não sendo usados para determinar as cargas e acelerações nos ocupantes do veículo e, por conseguinte analisar e quantificar a probabilidade de lesões que podem ser ocasionadas devido ao fenômeno de rolamento veicular.

Mesmo que o procedimento SAE J2114 também não requeira o emprego de manequins durante o teste experimental estes podem ser aplicados, isto possibilita avaliações focadas na integridade dos ocupantes veiculares. Utilizando-se de manequins, inúmeros parâmetros que influenciam na severidade das lesões apresentadas pelos ocupantes podem ser estudados e entendidos mais claramente, desde o papel do esmagamento do teto na força axial no pescoço, o tamanho e posicionamento do manequim, o uso ou não do cinto de segurança, até o emprego de bolsas de ar lateral que impedem o contato direto da cabeça do ocupante com a estrutura e minimiza as acelerações na cabeça e cargas no pescoço.

Todavia o procedimento SAE J2114 é extremamente complexo para ser simulado numericamente e demanda enormes recursos computacionais, tanto na modelagem da estrutura do veículo quanto na solução das equações não-lineares do problema, a qual requer capacidade computacional extremamente elevada e tempo. Ainda, necessita-se de grande tempo para análise e interpretação dos resultados.

Decorrente destes motivos enumerados a indústria automotiva em sua maioria realiza somente o teste de avaliação estático, pois é de realização experimental mais simples comparado com os outros dois e também computacionalmente de menor complexidade.

### 3. MODELO DE MULTICORPOS PARA VEÍCULO DE PASSAGEIROS

O modelo em mult corpos foi criado com o objetivo de suportar as simulações posteriores de rolamento desenvolvidas em elementos finitos, principalmente no que tange a influência da suspensão em algumas formas de rolamento. Em dinâmica veicular a rolagem (*roll*) do veículo é extremamente influenciada pelas propriedades da suspensão, dentre elas pode-se destacar, altura do centro de rolagem, o ângulo de esterço e o ângulo de cambagem (Shim et al., 2006).

Além disso, o modelo de mult corpos é muito eficaz no momento de realizar alterações de parâmetros e verificarmos sua influência na melhoria ou não da sensibilidade e dirigibilidade do veículo. Pois, com o constante aumento de desempenho dos computadores e otimização de programas e ferramentas matemáticas teóricas, as simulações tornam-se muito rápidas, o que vem de encontro ao tempo de resposta esperado no desenvolvimento automobilístico.

Define-se um sistema de mult corpos como sendo um sistema mecânico com vários graus de liberdade, assim um sistema mecânico com dois ou mais corpos pode ser considerado um sistema de mult corpos. As expressões matemáticas que regem um sistema de mult corpos são as equações dinâmicas do movimento. Estas equações são diferenciais e representam as leis da física (leis de movimento de Newton) e descrevem os movimentos de corpos, rígidos ou flexíveis. A estas equações incluem-se equações algébricas que consideram restrições aplicadas ao modelo, tais como ligações entre dois corpos e ainda contato entre os mesmos.

A modelagem por sistemas de mult corpos aplica-se na construção de modelo matemático de qualquer sistema mecânico que possa ser representado fisicamente como o conjunto de corpos rígidos interligados por juntas, afetado por forças, movimentos preestabelecidos e limitados por restrições (Barbosa, 1999). Mesmo para sistemas mais simples, as equações de movimento são complexas e de difícil escrita manualmente. Com o advento dos computadores aumentou-se a capacidade de resolução de problemas mais complexos. Desde então, um número enorme de técnicas de análise dinâmica de sistemas de mult corpos foram desenvolvidas.

No presente trabalho desenvolveu-se um modelo de veículo completo em mult corpos utilizando a ferramenta computacional MotionView como pré e pós-processador e o solver Adams (2005). O modelo consiste em suspensão dianteira do tipo MacPherson, e traseira Twistbeam (Fig. 3.1).

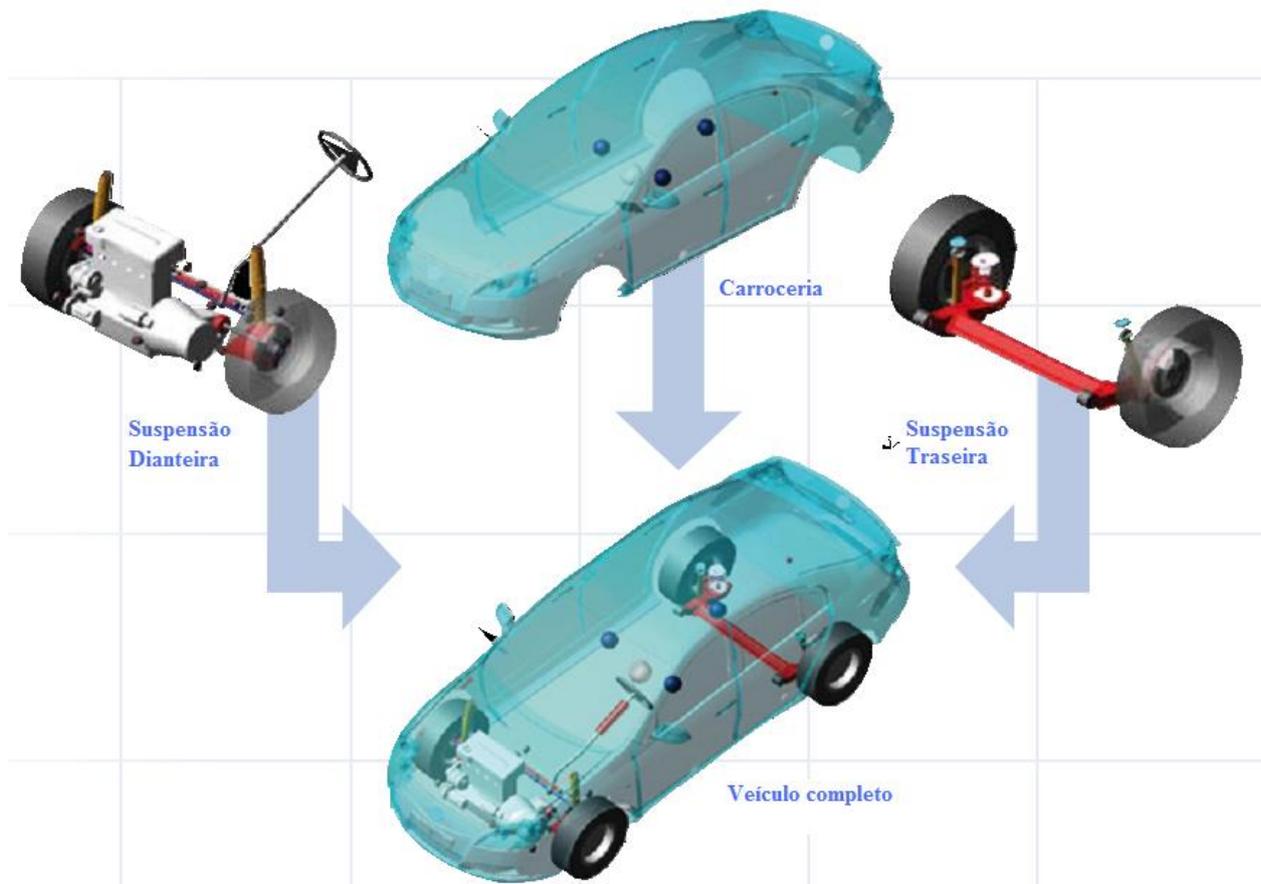


Figura 3.1 – Partes do veículo automotor que compõem o modelo de multicorpos  
[\[http://www.fev.com\]](http://www.fev.com).

### 3.1. Suspensão dianteira - *MacPherson*

A suspensão MacPherson, como pode ser vista sua geometria e principais componentes na Fig. 3.2, foi desenvolvida em 1947 por Earle S. McPherson, da General Motors, é o sistema de suspensão dianteira mais utilizado, especialmente em carros originados na Europa. Este tipo de suspensão combina um amortecedor e uma mola helicoidal numa mesma peça. Isso faz com que o sistema de suspensão seja mais compacto e leve, podendo ser usado em veículos com tração nas rodas dianteiras.

No modelo matemático além dos componentes mostrados na Fig. 3.2 que compõem a suspensão MacPherson foram modelados as buchas de união do braço com a estrutura do veículo e os batentes de fim de curso da suspensão. Os amortecedores, molas helicoidais, batentes e buchas foram implementados no modelo considerando suas propriedades reais, sendo elas fornecidas por fabricantes ou obtidas experimentalmente.

A Fig. 3.3 ilustra o modelo computacional em mult corpos da suspensão dianteira utilizado nas simulações, e também o sistema de direção.

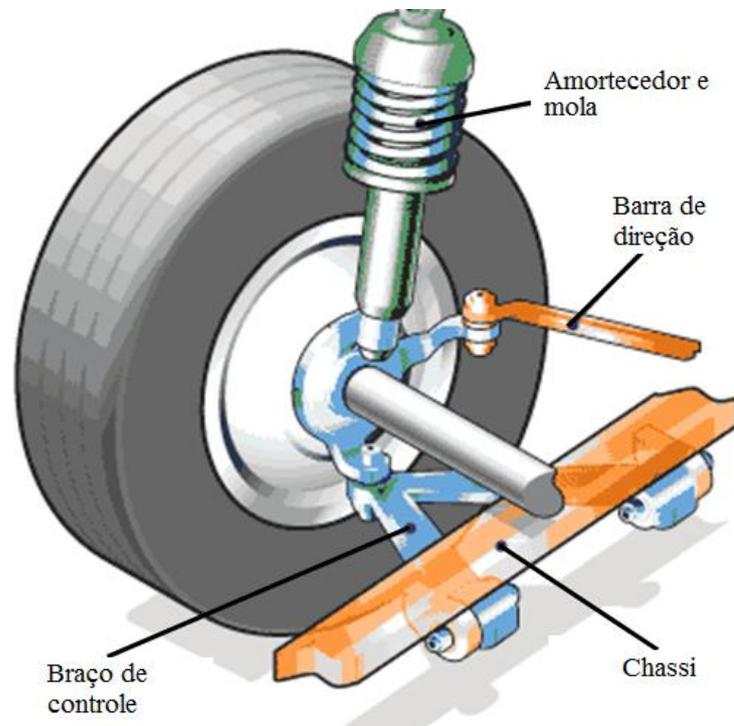


Figura 3.2 – Principais componentes da suspensão dianteira tipo *MacPherson*  
(<http://carros.hsw.uol.com.br/suspensoes-dos-carros1.htm>)

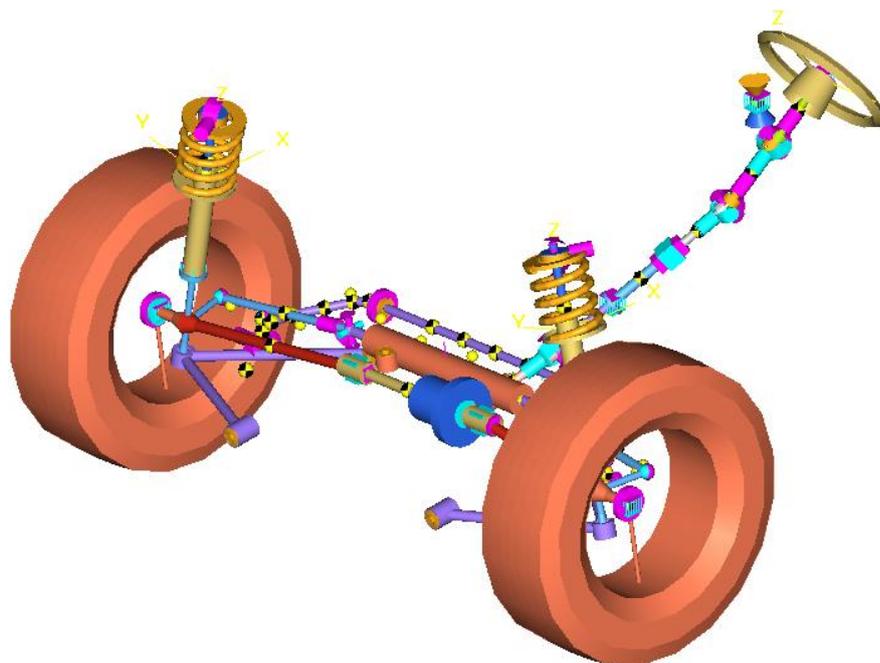


Figura 3.3 – Modelo mult corpos da suspensão dianteira utilizada nas simulações.

### 3.2. Suspensão traseira - *Twistbeam*

A suspensão twistbeam é usada em veículos de tração dianteira, sendo assim um sistema mais simples, composto por um eixo que interliga as duas rodas traseiras, molas helicoidais e amortecedores como ilustrado na Fig. 3.4. Assim como no caso da suspensão dianteira, a suspensão traseira foi modelada matematicamente contendo os componentes da Fig. 3.4, e as buchas e batentes. Estes componentes também tiveram suas propriedades físicas incorporadas no modelo.

Outro ponto importante da modelagem matemática da suspensão traseira, é que a mesma teve seu eixo modelado como corpo flexível para permitir a flexibilidade deste subsistema. Esta modelagem utilizando corpo flexível será discutida posteriormente.

A Fig. 3.5 ilustra o modelo computacional em multicorpos da suspensão traseira que foi utilizada nas simulações, neste modelo inicial o eixo traseiro foi modelado como corpo rígido.

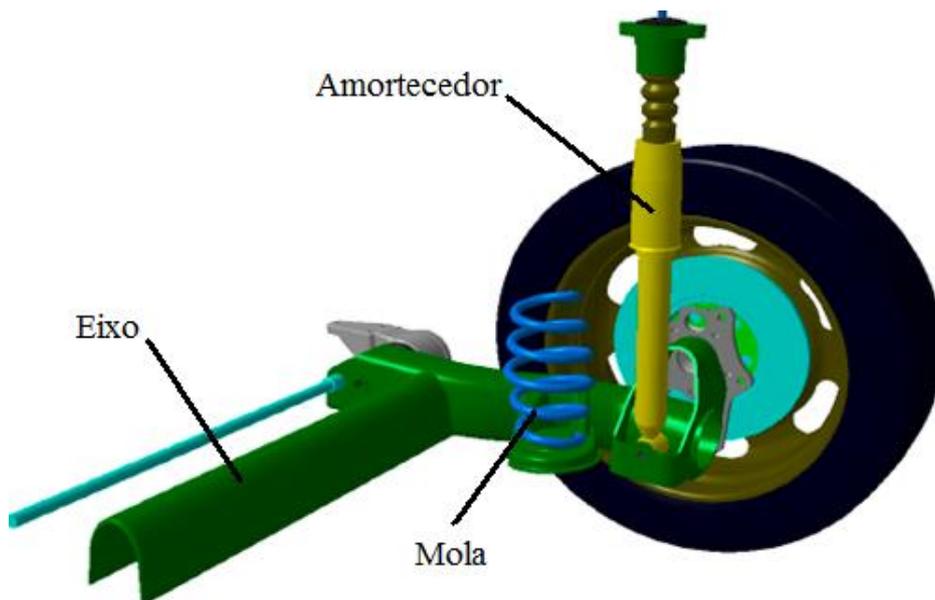


Figura 3.4 – Principais componentes da suspensão traseira tipo *twistbeam*.

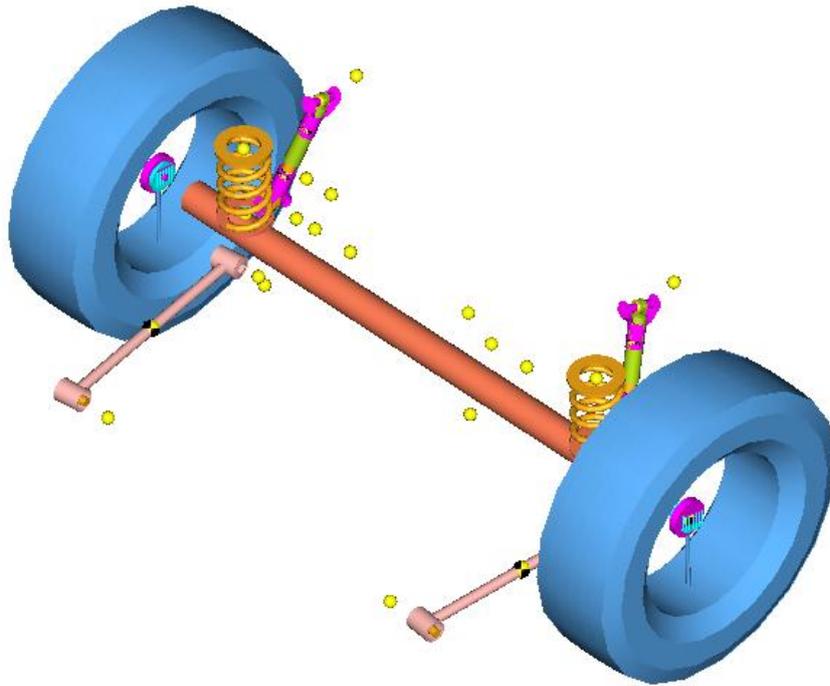


Figura 3.5 – Modelo multicorpos da suspensão traseira utilizada nas simulações com eixo modelado como corpo rígido.

O pneu foi representado matematicamente usando a denominada “*Magic Formula*” desenvolvida por Pacejka e Bakker (1993), que é interpretada pelo programa multicorpos Adams. Este modelo pode prever momentos e forças de reação longitudinal e lateral decorrentes de tração (ou frenagem) e mudança de direção. A “*Magic Formula*” é empírica, os parâmetros do pneu requeridos foram obtidos por medições experimentais realizadas pela empresa Pirelli.

As propriedades do pneu são de fundamental importância na dinâmica veicular lateral, pois além de influenciar no escorregamento lateral ele também influencia no ângulo de rolamento devido a sua deflexão.

### 3.3. Calibração do modelo de multicorpos

O método utilizado para avaliar o modelo matemático foi a manobra transiente conhecida como “método de velocidade constante” (Gillespie, 1992). O método consiste em fazer com que o veículo realize uma curva com velocidade constante, sendo que o raio da curva é dependente do ângulo de giro dado no volante e conseqüentemente do ângulo de esterçamento gerado as rodas dianteiras. As simulações foram realizadas considerando o ângulo de giro no volante

variando de  $5^\circ$  até  $50^\circ$ , para isto aplicou-se uma função de giro no volante como visto na Fig. 3.6. Esta manobra permite obter gradientes em regime permanente, dentre os quais pode-se destacar o gradiente de rolamento, muito importante no presente trabalho, e também outras características como gradiente de sob-esterçamento, tempo de resposta e sensibilidade do sistema de direção.

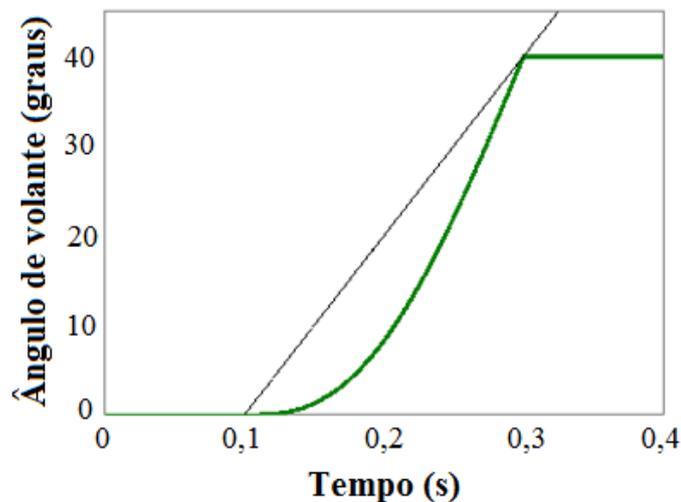


Figura 3.6 – Ângulo de giro imposto no volante para o método da velocidade constante.

Realizaram-se diversas simulações com diferentes configurações da suspensão do veículo e os resultados foram comparados com os testes experimentais. Dentre os vários testes e simulações realizados, optou-se por aqui representar apenas o gradiente de rolamento, pois o mesmo é extremamente dependente da geometria da suspensão e dos componentes, conseqüentemente, se a geometria e componentes estão representados de forma correta (pontos de fixação, massas, inércias, molas, amortecedores, pneus, batentes e buchas) tem-se uma boa correlação dos resultados.

Nas simulações realizadas, os componentes que tiveram seus parâmetros variados e avaliados foram: rigidezes das molas traseiras e frontais, curvas de amortecedores traseiros e dianteiros, diâmetro e geometria das barras estabilizadoras e curvas das buchas das suspensões. A Fig. 3.7 ilustra alguns resultados obtidos por simulações e testes.

### Gradiente de Rolamento para várias configurações de suspensão

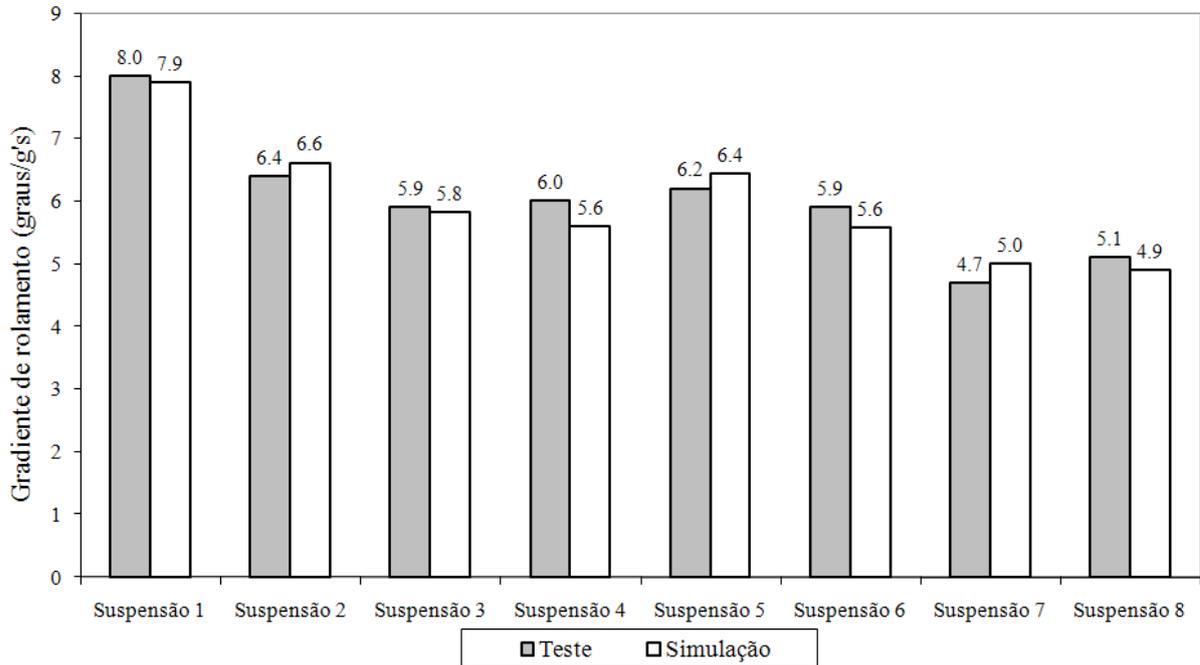


Figura 3.7 – Correlação entre teste experimental e simulação computacional para o gradiente de rolamento considerando diferentes configurações de suspensão.

O gradiente de rolamento é uma maneira conveniente de expressar o desempenho da suspensão e o ângulo de resposta para uma aceleração lateral. Um gradiente menor caracteriza uma suspensão mais rígida. Uma série de fatores influencia este gradiente, como a rigidez da suspensão e a altura do centro de massa do veículo. Valores típicos de gradiente de rolamento estão na faixa de 4,0 a 8,0 graus/g (Kulkarni, 1997).

O gradiente de rolamento do veículo é determinado pela inclinação da curva gerada do ângulo de rolamento pela aceleração lateral, geralmente este valor é obtido próximo a aceleração lateral de 0,3 g. Assim para duas diferentes configurações de suspensão tem-se gradiente de rolamento 8,0 graus/g e 6,1 graus/g como verificado na Fig. 3.8. Quanto menor este gradiente menor será o rolamento do veículo para uma determinada aceleração lateral, conseqüentemente tornando o veículo mais seguro ou menos propício a apresentar rolamento lateral.

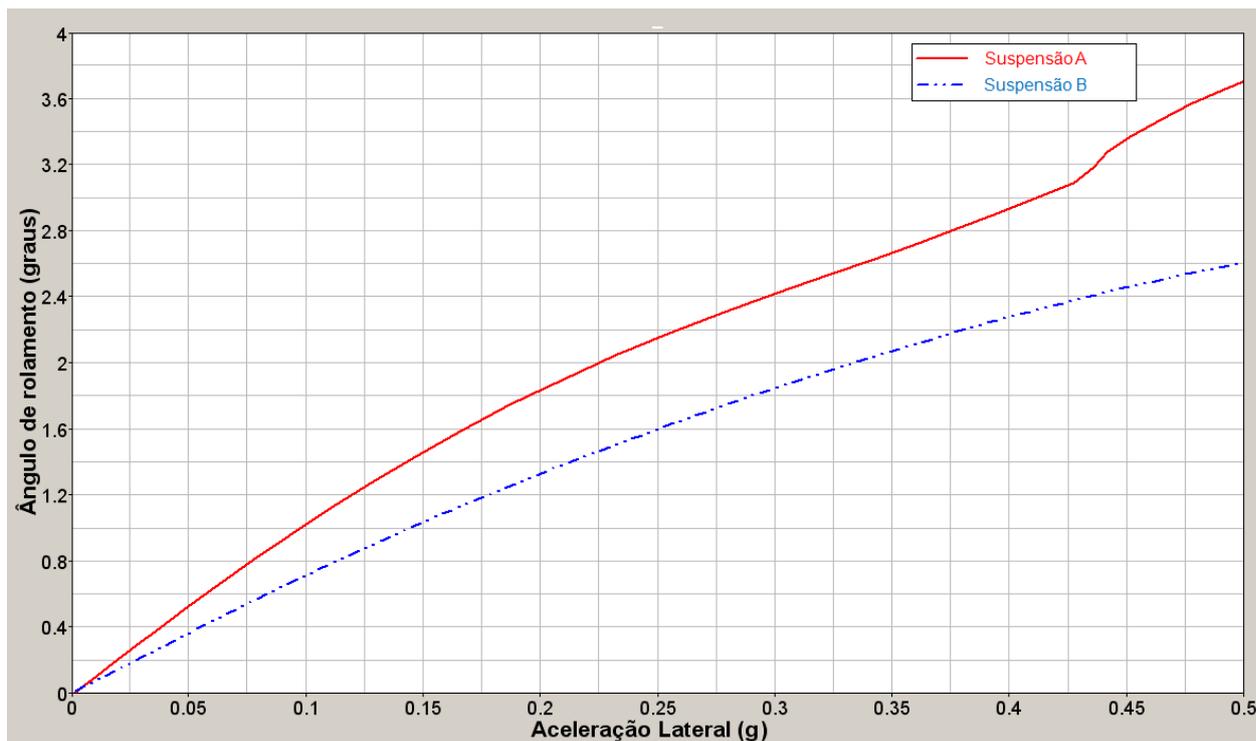


Figura 3.8 – Ângulo de rolamento decorrente da aceleração lateral para duas diferentes configurações de suspensão.

No caso de desenvolvimento inicial de um veículo de passageiros, os resultados apresentados obtidos em simulação, e comprovados por testes experimentais, mostram que todas as configurações apresentam gradiente de rolamento dentro da faixa esperada de valores (Fig. 3.7) conforme dados da literatura.

Uma suspensão mais rígida do ponto de vista de segurança dos ocupantes seria a melhor, pois apresenta menor gradiente de rolamento e assim minimiza o ângulo de rolamento da carroceria para determinada aceleração lateral. Entretanto, este benefício prejudica o conforto do carro, pois as oscilações e irregularidades do pavimento podem ser mais sentidas pelos ocupantes. Uma suspensão mais rígida também irá transmitir a irregularidade do pavimento para a estrutura do veículo. Assim deve-se ter uma relação de compromisso entre o conforto e a segurança dos ocupantes no momento do desenvolvimento de uma suspensão, pois ambos são avaliados pelos consumidores.

Além destes requisitos, outros fatores relevantes que necessitam ser avaliados para a definição dos componentes de uma suspensão são os custos de fabricação, facilidade de fabricação e manutenção.

Para também mostrarmos a boa correlação do modelo multicorpos com os testes experimentais, mostra-se nas Fig. 3.9, 3.10 e 3.11 a relação do ângulo de rolamento lateral do

veículo com a aceleração lateral desenvolvida durante as manobras pelo “método da velocidade constante”. Estas figuras ilustram somente a influência da utilização de barras estabilizadoras.

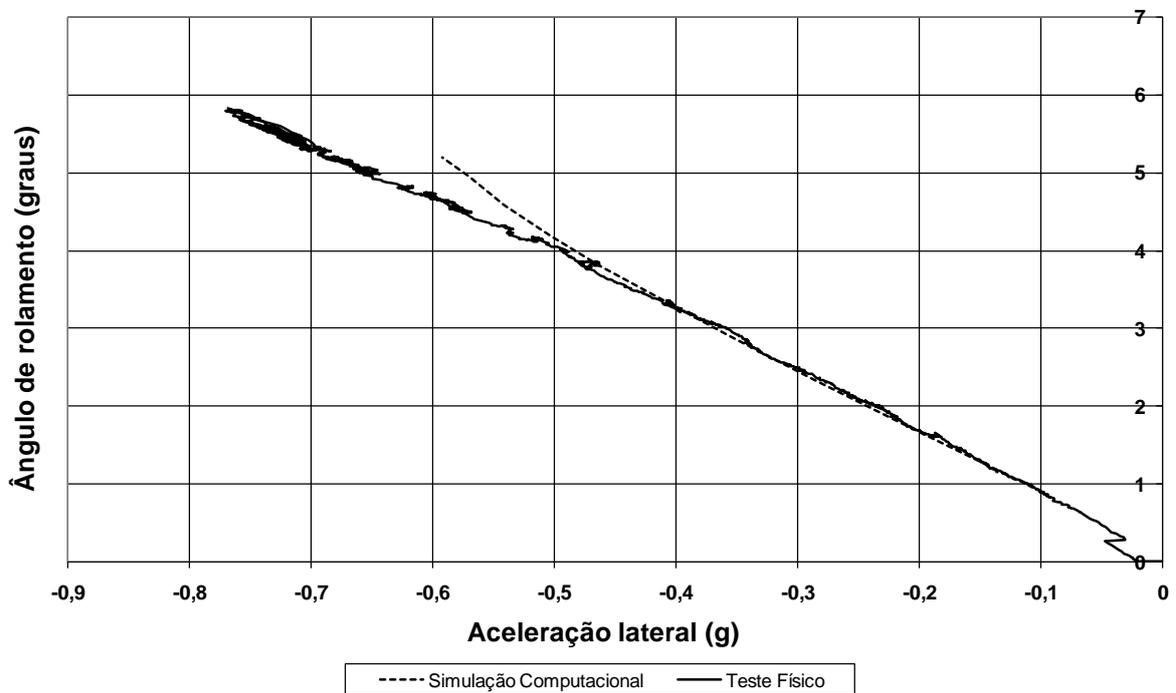


Figura 3.9 – Correlação entre teste experimental e simulação computacional para o ângulo de rolamento do veículo sem barra estabilizadora frontal e traseira.

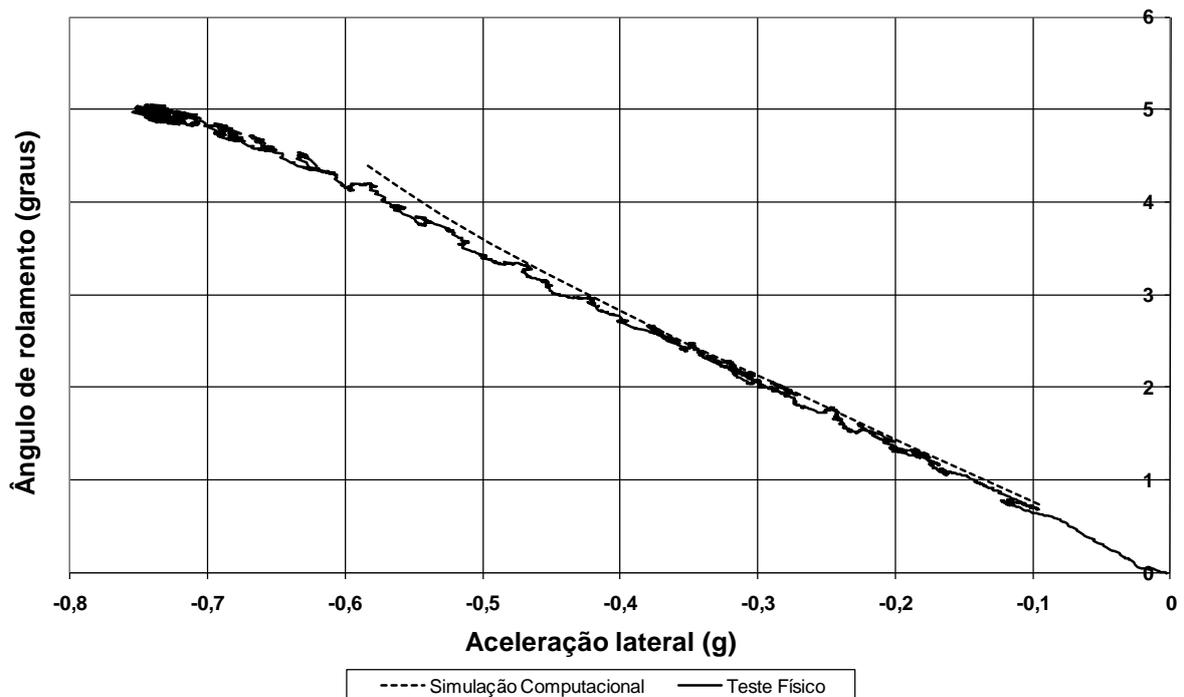


Figura 3.10 – Correlação entre teste experimental e simulação computacional para o ângulo de rolamento do veículo com barra estabilizadora frontal e sem barra traseira.

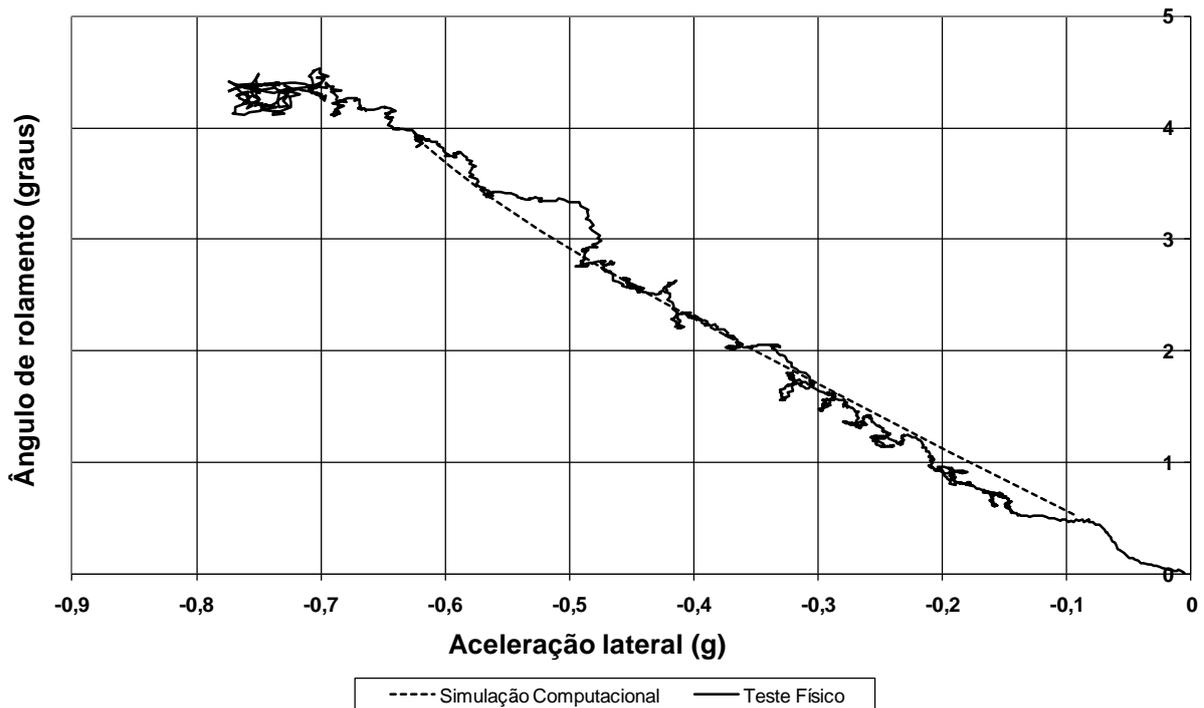


Figura 3.11 – Correlação entre teste experimental e simulação computacional para o ângulo de rolamento do veículo com barra estabilizadora frontal e traseira.

As Fig. 3.9, 3.10 e 3.11 mostram a comparação dos valores obtidos pelas simulações de multicorpos e os testes realizados experimentalmente com veículo completo. Pode-se verificar a excelente correlação entre simulações e testes experimentais para o gradiente de rolamento. Este parâmetro é muito importante na avaliação de veículos automotores, pois indica quando um veículo é mais ou menos estável lateralmente.

Os estudos preliminares de dinâmica veicular foram de grande valia para o presente trabalho, pois além de auxiliar na avaliação de vários parâmetros que envolvem a dinâmica do veículo, foi de fundamental importância para o entendimento da contribuição de cada parâmetro no índice de rolamento do veículo. Pois com esta avaliação e posterior otimização se pode diminuir a rolagem e conseqüentemente minimizar a possibilidade de acidentes envolvendo rolamento.

Verifica-se também que uma simples alteração em determinados componentes da suspensão pode minimizar o rolamento dos veículos, e conseqüentemente aumentar a segurança dos mesmos.

### 3.4. Modelagem de corpo flexível na suspensão traseira

Como verificado nas Fig. 3.7, 3.9, 3.10 e 3.11 existe boa correlação dos resultados obtidos por simulação e os dados de teste, entretanto só foi possível este nível de correlação modelando o eixo da suspensão traseira como corpo flexível no modelo multicorpos apresentado. Quando o mesmo foi representado como corpo rígido os resultados foram bem diferentes, pois o mesmo não permitia flexibilidade da estrutura da suspensão traseira.

O eixo da suspensão traseira foi modelado em elementos finitos, por meio deste modelo foram obtidos os 48 modos normais da estrutura correspondentes às oito ligações que o eixo têm com a estrutura (mola, amortecedor, bucha e cubo da roda) e os seis graus de liberdade de cada ligação (Fig. 3.12).

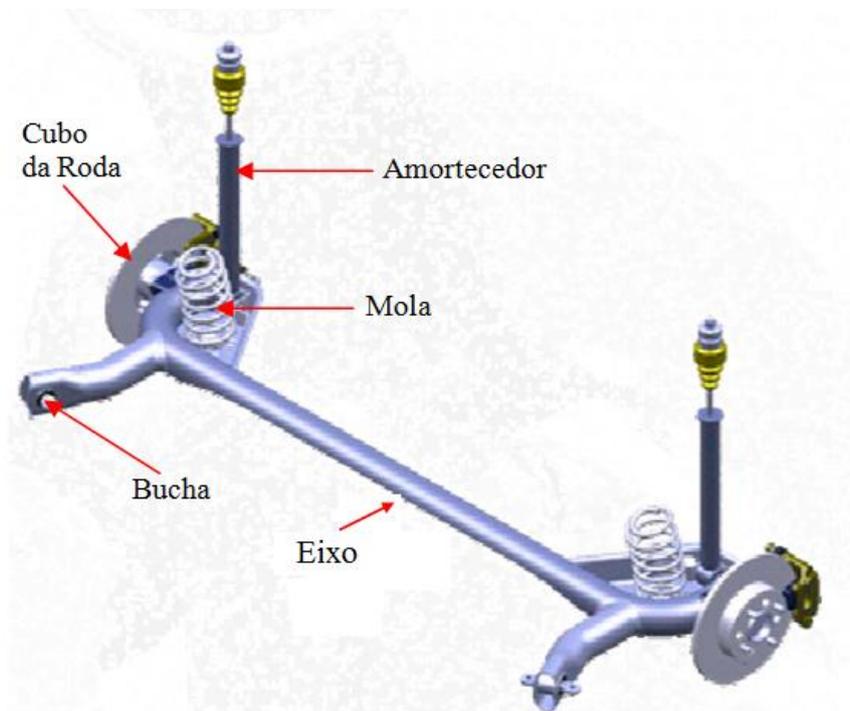


Figura 3.12 – Componentes de ligação do eixo flexível com a estrutura do veículo no modelo de multicorpos.

Na Fig. 3.13 pode-se observar o modelo de multicorpos usado nos estudos, e o emprego de corpo flexível no eixo traseiro para representar de forma mais fidedigna a flexibilidade desta estrutura.

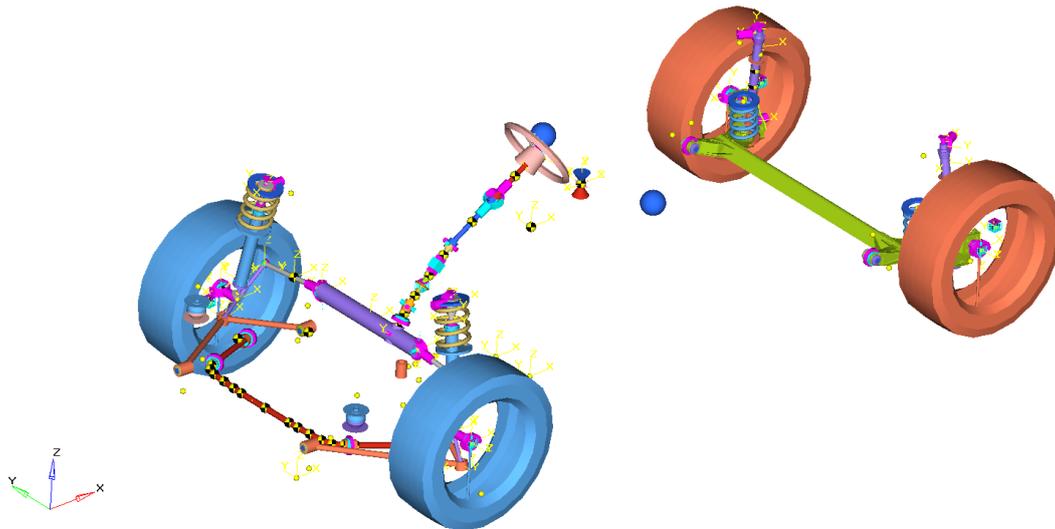


Figura 3.13 – Modelo de mult corpos completo usando corpo flexível para o eixo traseiro.

Na manobra de velocidade constante, quanto maior o ângulo de volante aplicado para um mesmo período de tempo tem-se maior velocidade de rotação, ou de rolamento do veículo, o que aumenta a possibilidade de tombamento do mesmo, e conseqüentemente causar ferimentos e lesões ou até a morte dos ocupantes do veículo. Verificar Fig. 3.14 onde estão representadas curvas de resposta do veículo para ângulos de volante  $10^\circ$  e  $50^\circ$  respectivamente.

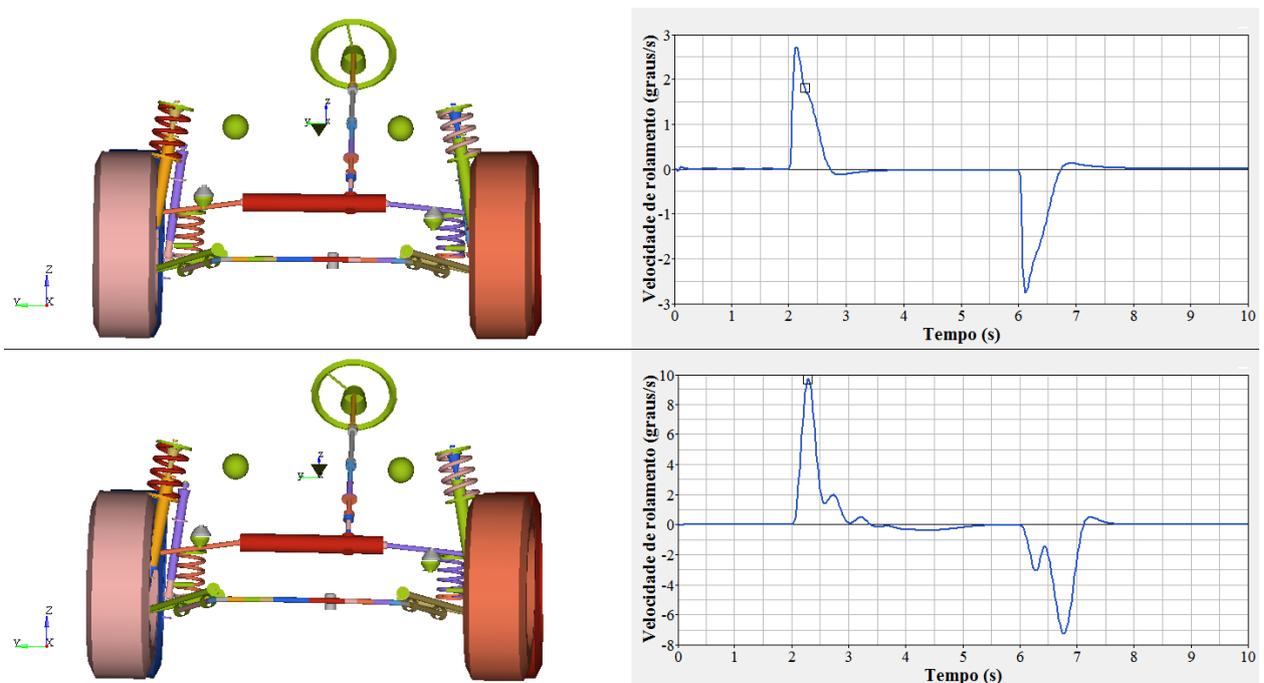


Figura 3.14 – Velocidade de rolamento como função do ângulo de volante aplicado,  $10^\circ$  e  $50^\circ$  respectivamente.

Na Fig. 3.16 verifica-se o ângulo de rolamento, aceleração lateral, velocidade de guinada e ângulo de escorregamento lateral para um veículo com velocidade constante de 100 km/h ao qual se aplica um ângulo de 30° no volante similar a curva mostrada na Fig. 3.15.

A Fig. 3.17 ilustra valores de referência da literatura, de acordo com Rill (2007) um veículo com tal comportamento dinâmico é considerado muito bom, pois quase não apresenta *overshoot* no histórico temporal para o ângulo de rolamento e aceleração lateral. Todavia, um pequeno *overshoot* pode ser verificado para a velocidade de guinada (do inglês *yaw velocity*) e ângulo de escorregamento lateral (do inglês *sideslip angle*).

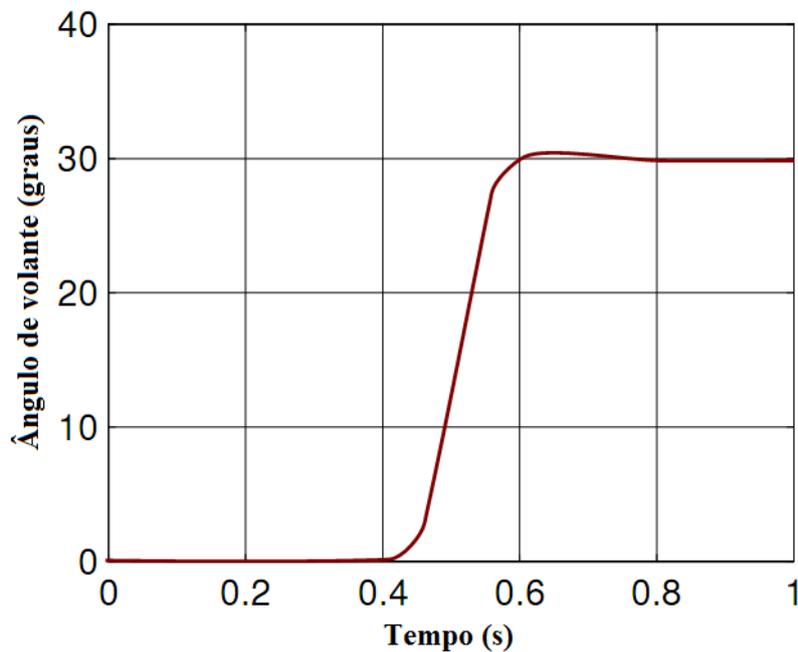


Figura 3.15 – Ângulo aplicado no volante [Rill, 2007]

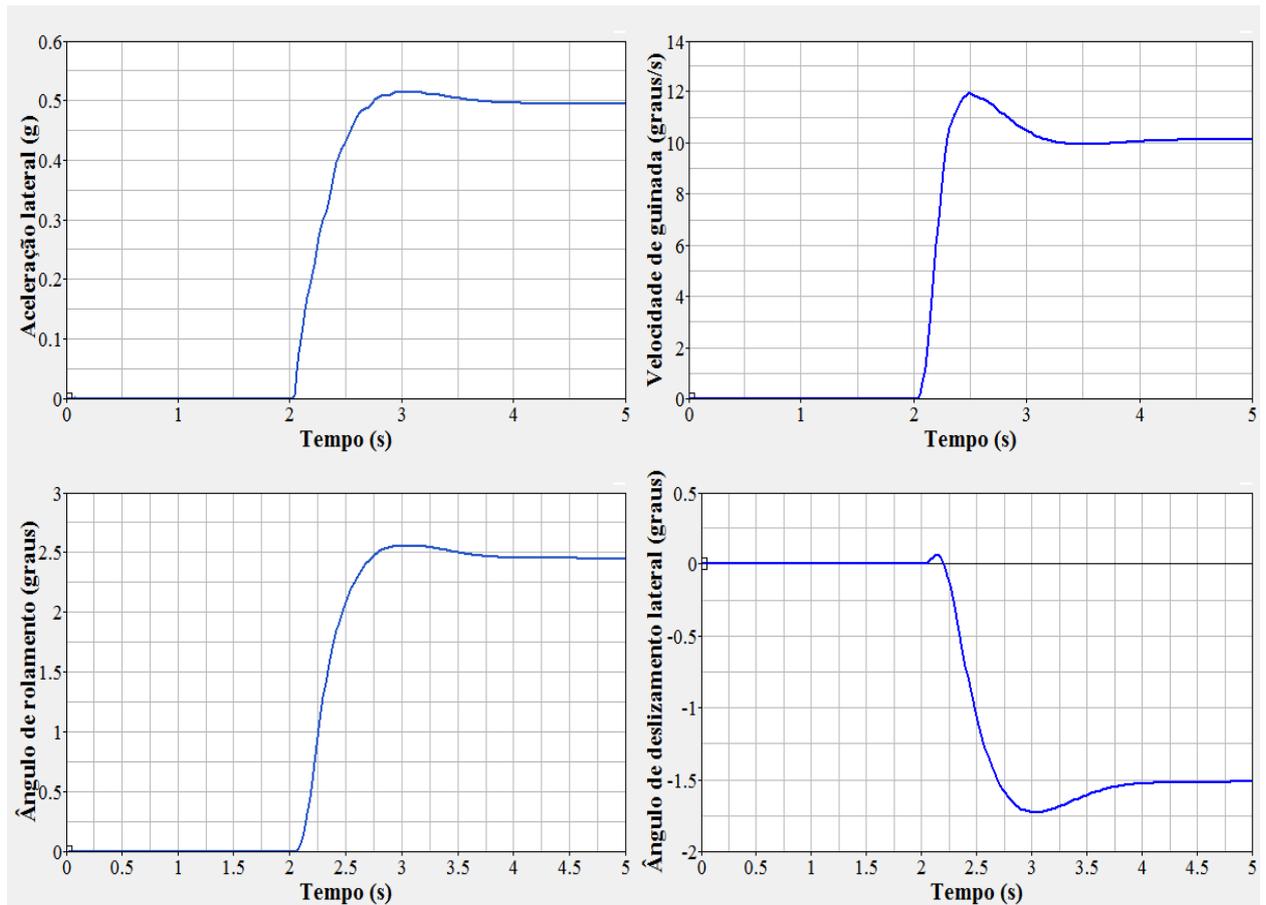


Figura 3.16 – Respostas do modelo de multicorpos com velocidade constante de 100 km/h ao qual se aplica um ângulo de giro no volante de 30°.

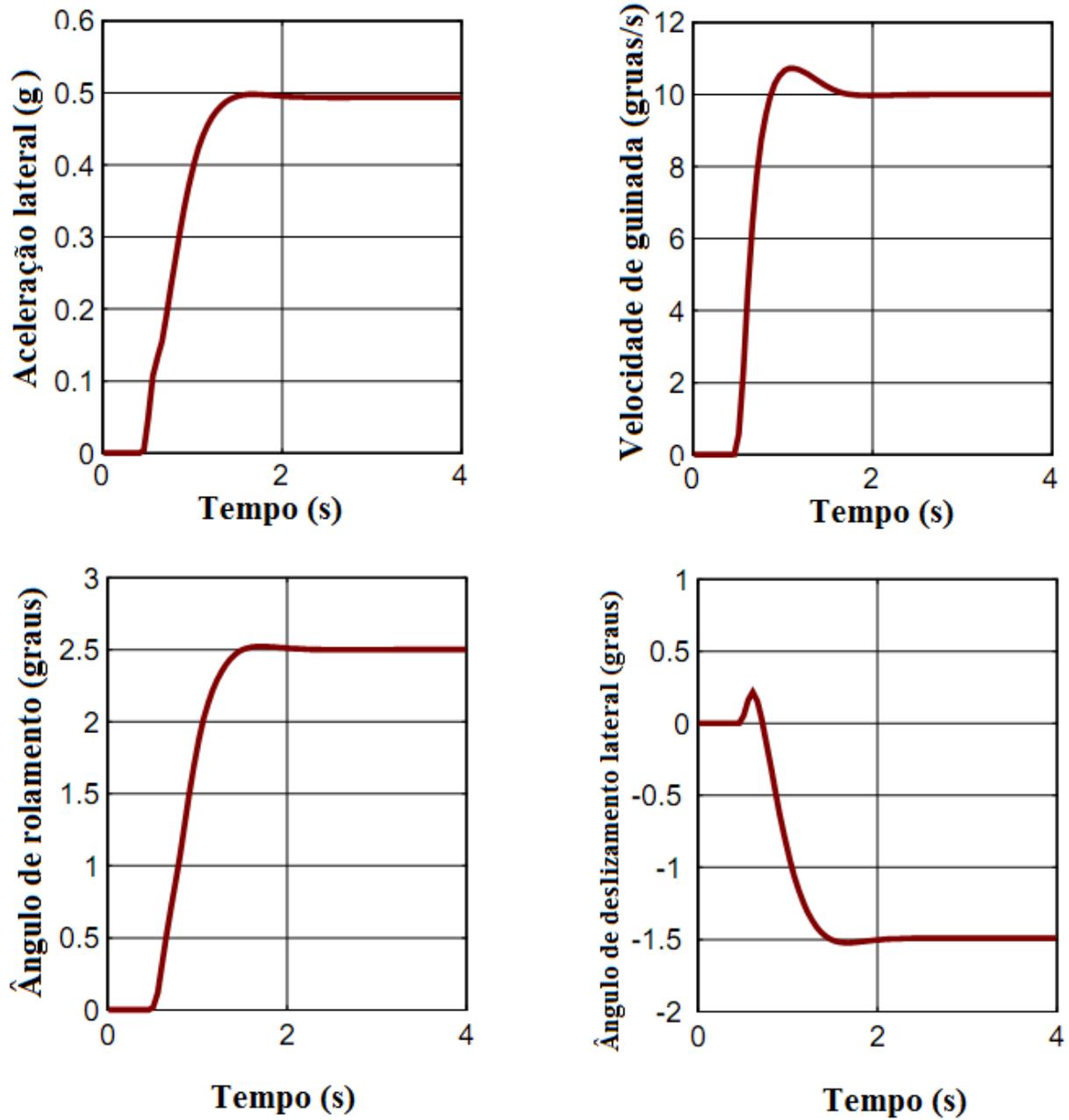


Figura 3.17 – Respostas típicas para um veículo com velocidade constante de 100 km/h ao qual se aplica um ângulo de giro no volante de 30° [Rill, 2007]

#### 4. MODELO NUMÉRICO PARA O VEÍCULO

As teorias que originaram o que hoje se denomina método dos elementos finitos foram descritas no início do século passado.

Segundo Huebner e Thorton (1982), o primeiro a utilizar este nome foi Clough em 1960 num estudo a respeito de elasticidade plana, onde ele implementou o método para determinar tensões em aeronaves. Desde então o método de elementos finitos tem sido usado para análise de tensões, deflexões e vibrações em inúmeros campos da engenharia. Huebner e Thorton (1982) afirmam que o método de elementos finitos é uma técnica de análise numérica para se obter soluções aproximadas para uma ampla variedade de problemas de engenharia.

Neste método, a região de solução do problema é composta por pequenos elementos interligados entre si (Fig. 4.1). A região de interesse é aproximada por um conjunto de elementos discretos pré-determinados. Este método é empregado na solução de problemas que envolvem valores de contorno, para estes problemas procura-se uma solução na região do corpo (domínio), sendo que nos contornos da região os valores das variáveis dependentes (ou suas derivadas) são conhecidos.



Figura 4.1 – Modelo de elementos finitos de um veículo automotor [<http://www.ncac.gwu.edu>].

Na Tabela 4.1 encontram-se as áreas de aplicação do método de elementos finitos segundo Rao (1989).

Tabela 4.1 – Áreas de aplicação do método de elementos finitos (Rao, 1989).

<b>Área de Estudo</b>	<b>Problema de equilíbrio</b>	<b>Problemas de autovalores</b>	<b>Problemas de propagação</b>
<b>Engenharia civil estrutural</b>	Análise estática de estruturas civis.	Frequências naturais e modos de vibrar de estruturas. Estabilidade de estruturas.	Propagação de ondas de tensão. Resposta de estruturas a cargas aperiódicas.
<b>Estruturas aeronáuticas</b>	Análise estática de estruturas de aviões, foguetes, mísseis e espaçonaves.	Frequências naturais e estabilidade de estruturas aeronáuticas.	Resposta de estruturas de aviões a cargas aleatórias. Resposta dinâmica de aviões e espaçonaves a cargas aperiódicas.
<b>Condução de calor</b>	Estado de distribuição de temperatura em sólidos e fluídos.	-----	Transientes de fluxo de calor em bocais de foguetes, motores de combustão interna, turbinas e estruturas de edifícios.
<b>Geomecânica</b>	Análise de escavações, muros de arrimo, túneis, problemas de interação de estruturas de solos e rochas. Análise de tensões em solos, pilares e fundações de máquinas.	Frequências naturais e modos de vibrar de sistemas de reservatórios e problemas de interação solo-estrutura.	Transientes de problemas de interação solo-estrutura. Transientes em solos e rochas. Ondas de propagação de tensão em solos e rochas.
<b>Engenharia hidráulica e de recursos hídricos</b>	Análise de potencial de fluxos, fluxos de superfícies livres, fluxos viscosos, problemas aerodinâmicos transônicos. Análise de estruturas hidráulicas.	Períodos naturais e modos de vibrar de lagos e portos. Movimento de líquidos em reservatórios rígidos e flexíveis.	Análises de problemas de propagação de ondas e fluxos instáveis de fluídos. Transientes em meios porosos. Dinâmica de gases rarefeitos. Fluxos magneto-hidrodinâmicos.
<b>Engenharia nuclear</b>	Análise de níveis de pressão nuclear e estruturas de contenção. Estado de distribuição de temperatura em componentes de reatores.	Frequências naturais e estabilidade de estruturas de concentração. Distribuição de fluxo de nêutrons.	Resposta de estruturas de contenção a cargas dinâmicas. Transientes de distribuição de temperatura e análise viscoelástica e térmica de estruturas de reatores.

<b>Engenharia biomédica</b>	Análise de tensão de ossos e dentes. Capacidade de carga em implantes e sistemas protéticos. Mecanismo das válvulas do coração.	-----	Análise de impactos em articulações. Dinâmica de estruturas anatômicas.
<b>Projeto mecânico</b>	Problemas de concentração de tensões em dutos, pistões, materiais compósitos, acoplamentos e engrenagens	Freqüências naturais e estabilidade de acoplamentos, engrenagens e máquinas ferramentas.	Problemas de quebras e fraturas sob cargas dinâmicas.

O processo de análise empregado pelo método de elementos finitos está demonstrado pelo fluxograma esquematizado na Fig. 4.2 (Bathe, 1996).

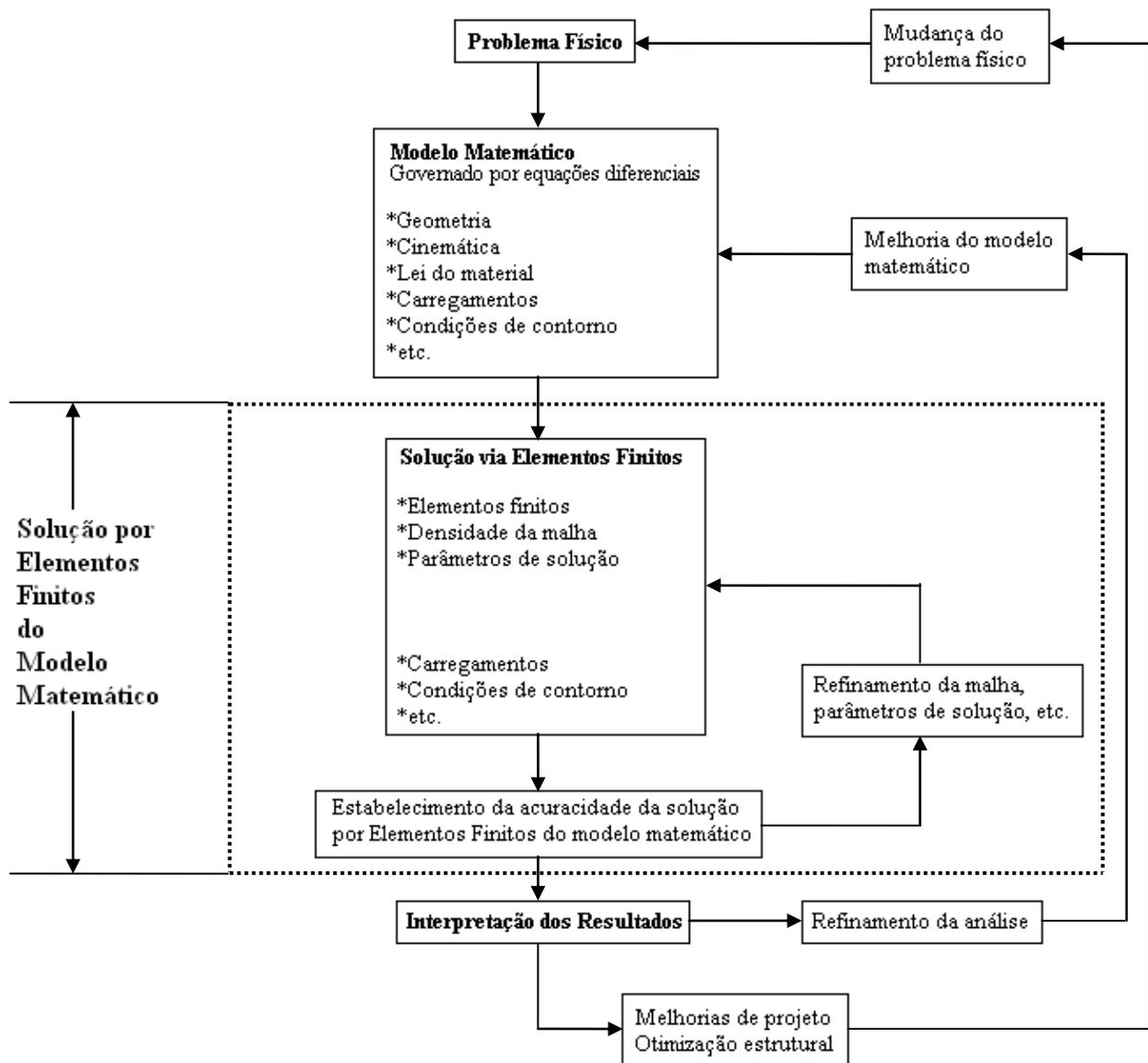


Figura 4.2 – Processo de análise por elementos finitos [Bathe, 1996].

A teoria que rege o método de elementos finitos empregado na discretização e resolução de problemas complexos não será aqui apresentada ou explanada, pois pode ser encontrada na literatura como: Zienkiewicz e Taylor (2000) e Bathe (1996). Todavia algumas considerações serão apresentadas a seguir para a compreensão de determinadas formas de modelagem numérica. Através da segunda lei de Newton o comportamento de um sistema dinâmico pode ser expresso como:

$$\{F_I(t)\} + \{F_D(t)\} + \{F_E(t)\} = \{R(t)\} \quad (4.1)$$

onde  $\{F_I(t)\}$  é o vetor das forças de inércia,  $\{F_I(t)\} = [M]\{\ddot{D}\}_n$ ,  $\{F_D(t)\}$  é o vetor das forças dissipativas,  $\{F_D(t)\} = [C]\{\dot{D}\}_n$ ,  $\{F_E(t)\}$  é o vetor das forças elásticas,  $\{F_E(t)\} = [K]\{D\}_n$ , e  $\{R(t)\}$  é o vetor das forças externas aplicadas,  $\{R(t)\} = \{R^{ext}\}_n$ . Assim:

$$[M]\{\ddot{D}\}_n + [C]\{\dot{D}\}_n + [K]\{D\}_n = \{R^{ext}\}_n \quad (4.2)$$

onde [M] representa a matriz global de massa, [C] a matriz de amortecimento global, [K] a matriz de rigidez global, o vetor {D} e suas derivadas representam os deslocamentos nodais, velocidades e acelerações respectivamente, e  $\{R^{ext}\}$  é o vetor das forças externas aplicadas (Bathe, 1996). Em problemas estáticos, os termos da velocidade e aceleração são removidos, o que origina a formulação clássica de análise estrutural.

$$[K]\{D\}_n = \{R^{ext}\}_n \quad (4.3)$$

Entretanto, em um sistema dinâmico, o vetor {D} e suas derivadas são dependentes do tempo, e conseqüentemente necessita-se empregar a formulação incremental para o tempo.

$$[M]\{\ddot{x}(t)\}_n + [C]\{\dot{x}(t)\}_n + [K]\{x(t)\}_n = \{R^{ext}\}_n \quad (4.4)$$

A resposta do sistema é calculada no tempo em pontos instantâneos separados por um incremento  $\Delta t$ , tal que no tempo  $n\Delta t$  as equações do movimento são dadas pela Equação (4.2).

Existem diferentes algoritmos para integração direta, mas deve-se considerar as formas Explícitas e Implícitas.

Um algoritmo explícito usa uma expressão tal que o vetor  $\{D\}$  é derivado somente das informações históricas do sistema, tal que:

$$\{D\}_{n+1} = f\left(\{D\}_n, \{\dot{D}\}_n, \{\ddot{D}\}_n, \{D\}_{n-1}, \dots\right) \quad (4.5)$$

por outro lado um algoritmo implícito usa um método iterativo, tal que:

$$\{D\}_{n+1} = f\left(\{\dot{D}\}_{n+1}, \{\ddot{D}\}_{n+1}, \{D\}_n, \{\dot{D}\}_n, \{\ddot{D}\}_n, \dots\right) \quad (4.6)$$

O algoritmo de integração explícita no tempo apresenta algumas vantagens computacionais sobre o método implícito. O método explícito é mais robusto e simples de programar, mais rápido comparado com o implícito e requer menos memória para armazenamento (Rossi, 2007).

Em análises de colisões, bolsas de ar e conformação de metais, o método explícito mostra-se mais rápido, e mais versátil quando comparado aos métodos implícitos (Marudhamuthu, 2005).

Para o presente estudo utiliza-se um programa comercial de elementos finitos, LS-DYNA (2006), que emprega tanto a metodologia explícita quanto a implícita de integração no tempo, entretanto aplicou-se somente o método explícito das diferenças centrais para integrar as equações do movimento.

#### 4.1. Método das diferenças centrais aplicado para integração no tempo

Este método é muito efetivo na solução de inúmeros problemas, Bathe (1996), em qual é assumido que:

$${}^t\ddot{U} = \frac{1}{\Delta t^2} \left( {}^{t-\Delta t}U - 2{}^tU + {}^{t+\Delta t}U \right) \quad (4.7)$$

o erro nesta expressão é da ordem  $(\Delta t)^2$ , e para a mesma ordem de erro na velocidade tem-se:

$${}^t\dot{U} = \frac{1}{2\Delta t}(-{}^{t-\Delta t}U + {}^{t+\Delta t}U) \quad (4.8)$$

A solução do deslocamento para o tempo  $t+\Delta t$  é obtida na Equação (4.2) no tempo  $t$ ,

$$[M]\{\ddot{U}\} + [C]\{\dot{U}\} + [K]\{U\} = \{R\} \quad (4.9)$$

Substituindo as Equações (4.7) e (4.8) em (4.9) obtém-se:

$$\left(\frac{1}{\Delta t^2}[M] + \frac{1}{2\Delta t}[C]\right)\{{}^{t+\Delta t}U\} = \{R\} - \left([K] - \frac{2}{\Delta t^2}[M]\right)\{U\} - \left(\frac{1}{\Delta t^2}[M] - \frac{1}{2\Delta t}[C]\right)\{{}^{t-\Delta t}U\} \quad (4.10)$$

Assim o instante futuro  ${}^{t+\Delta t}U$  é uma incógnita na Equação (4.10), e os termos da direita são conhecidos.

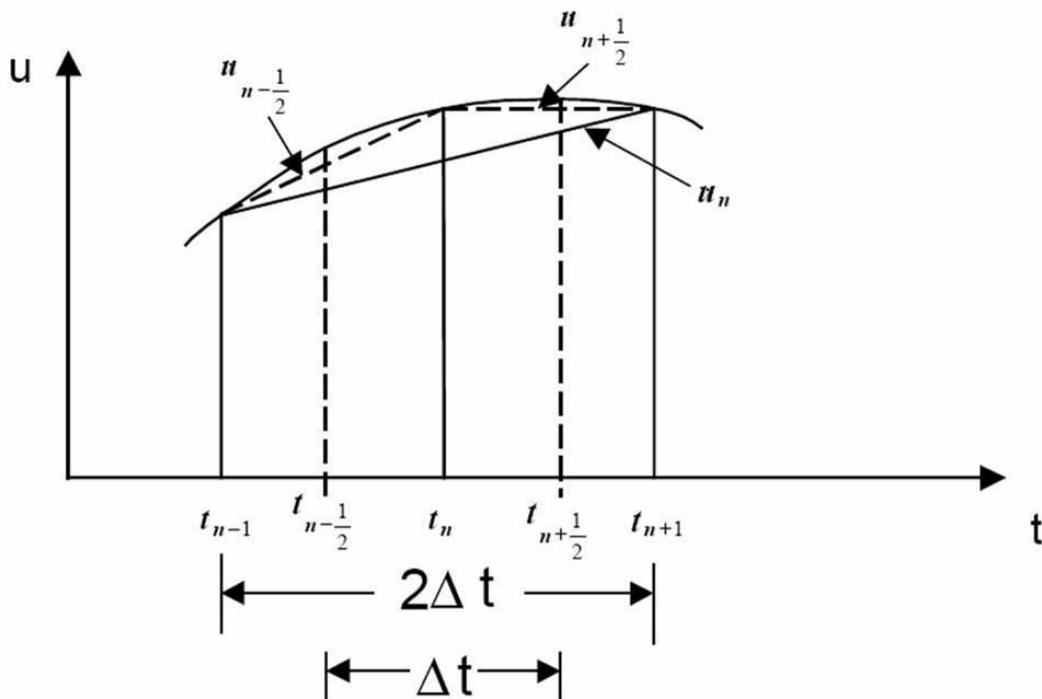


Figura 4.3 – Método das diferenças centrais [ANSYS/LS-DYNA User's Guide].

Por esta razão o procedimento de integração é denominado método de integração explícita, e nota-se que tal integração não requer a fatoração da matriz de rigidez na solução passo-a-passo.

No diagrama da Fig. 4.4 verifica-se como ocorre o ciclo de integração no tempo.

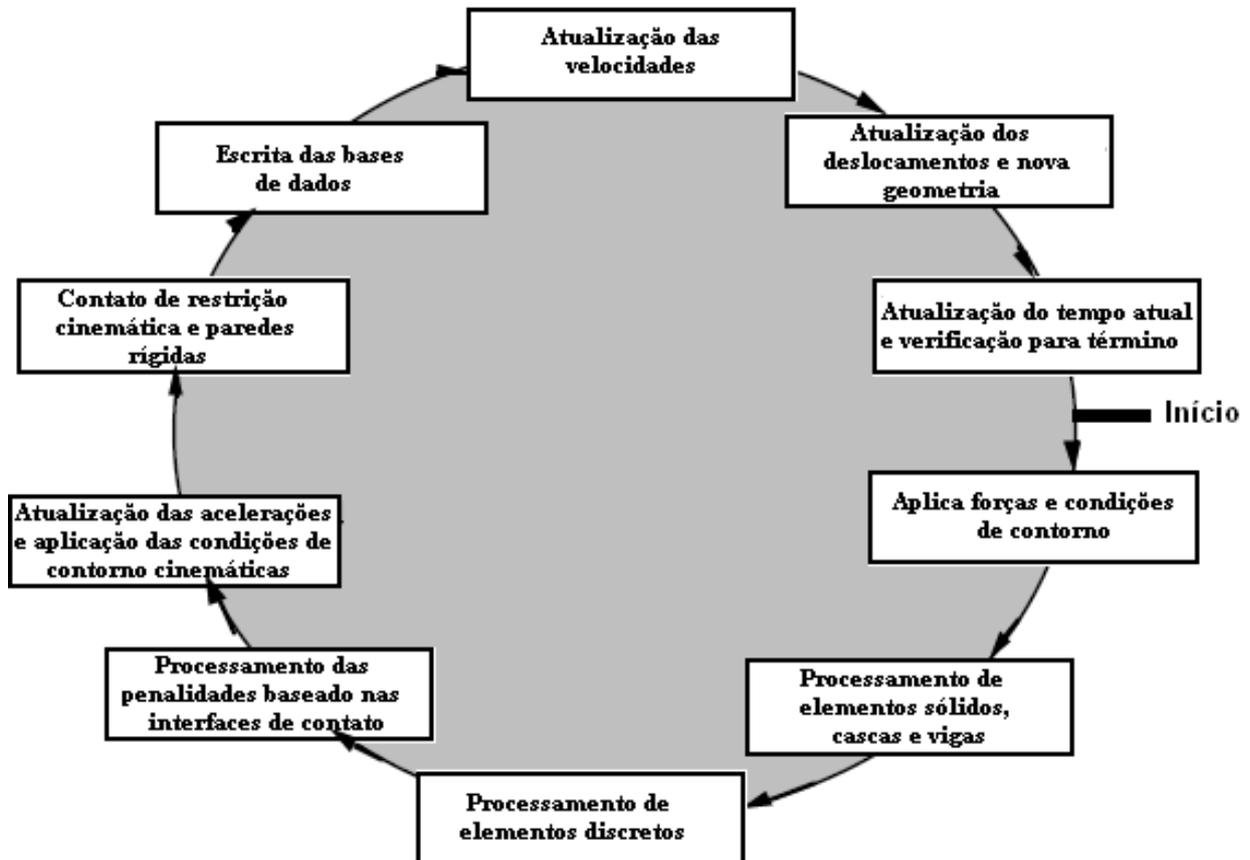


Figura 4.4 – Ciclo do processo iterativo de integração no tempo [Hallquist, 2006].

#### 4.2. Cálculo do incremento de tempo - TIME STEP ( $\Delta t$ )

Para garantir e ter segurança da estabilidade do cálculo, o programa computacional utiliza 90% do incremento de tempo calculado (Hallquist, 2006). Assim:

$$\Delta t = 0,9 \Delta t_{cr} = 0,9 \frac{L}{c} \quad (4.11)$$

onde  $L$  é o comprimento característico do elemento e  $c$  é a velocidade de propagação da onda no elemento.

- Elemento de viga:

$L$  = comprimento do elemento

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (4.12)$$

- Elemento de casca:

$$L = \frac{(1+\beta)A_S}{\max(L_1, L_2, L_3, (1-\beta)L_4)} \quad (4.13)$$

onde  $A_S$  é a área do elemento,  $L_i$  é o comprimento dos lados que definem o elemento e  $\beta=0$  para elementos quadrangulares e 1 para elementos triangulares.

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho(1-\nu^2)}} \quad (4.14)$$

- Elemento sólido:

- para elementos hexaédricos de 8 nós:

$$L = \frac{V}{\max(A_{S1}, A_{S2}, A_{S3}, A_{S4}, A_{S5}, A_{S6})} \quad (4.15)$$

onde  $V$  é o volume do elemento e  $A_{si}$  é a área da lateral do elemento;

- para elementos tetraédricos de 4 nós:

$L$  = menor altura do elemento;

$$c = \sqrt{\frac{E(1-\nu)}{\rho(1+\nu)(1-2\nu)}} \quad (4.16)$$

Sendo que,  $E$  é o módulo de elasticidade,  $\rho$  a densidade e  $\nu$  o coeficiente de Poisson do material do elemento.

### 4.3. Algoritmo de contato - impacto

Um dos maiores problemas encontrados na simulação via elementos finitos é quanto à representação numérica do fenômeno físico que envolve contato e/ou impacto. Ao tratar-se de problemas que envolvem grandes deformações, o contato entre as partes integrantes do modelo merece atenção especial. A modelagem exata das interfaces de contato entre os corpos é fundamental para a capacidade de previsão das simulações de elementos finitos. O programa comercial empregado no presente trabalho oferece um grande número de tipos de contatos, sendo que alguns para aplicações mais específicas e outros para de uso generalizado (Hallquist, 2006).

Em análises de colisões, nas quais podem ocorrer grandes deformações, a predeterminação de onde e como os contatos acontecem pode ser difícil ou impossível. Por tal motivo, as opções de contatos automáticos são recomendadas. Como estes contatos são não orientados, ou seja, não se define uma superfície escrava e outra mestra, significa que a penetração de uma superfície na outra pode ser detectada por ambas (Hallquist, 2006).

Três métodos distintos são empregados para tratar contatos, que são eles: método das restrições cinemáticas, método da penalidade e o método dos parâmetros distribuídos (Hallquist, 2006).

No método das restrições cinemáticas são impostas restrições nas equações globais pela transformação dos componentes nodais de deslocamento dos nós escravos (*Slave*) ao longo da interface de contato. Condições de impacto e liberação das superfícies são impostas para assegurar a conservação de momento. Todavia podem ocorrer problemas na solução com o uso deste método, pois quando a zona da superfície mestre (*Master*) é mais refinada que a zona da superfície escrava, como mostrado na Fig. 4.5, os nós da superfície mestre podem penetrar através da superfície escrava sem nenhuma resistência a isto (Hallquist, 2006).

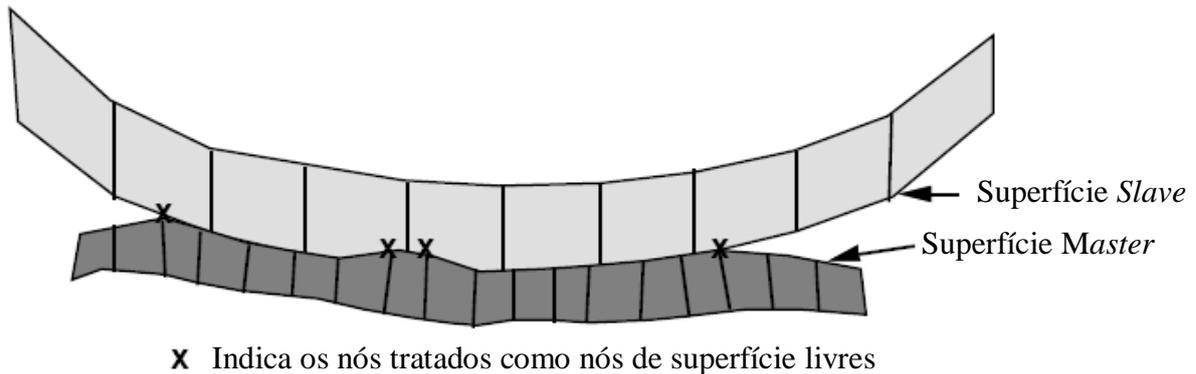


Figura 4.5 – Nós da superfície deslizante *Master* designados com um “x” são tratados como nós de superfície livre [Hallquist, 2006].

O método da penalidade pode tanto ser usado em soluções explícitas ou implícitas. Este consiste em colocar molas normais à interface entre todos os nós penetrantes e a superfície de contato. Com exceção da matriz de rigidez da mola que deve ser adicionada na matriz de rigidez global, os métodos implícitos e explícitos são tratados similarmente. Ao contrário do método das restrições cinemáticas, o método da penalidade permite a exata conservação de momento sem a necessidade de impor condições de impacto e liberação. Além disso, nenhum tratamento especial de interfaces se intersectando se faz necessário, simplificando enormemente sua implementação. A rigidez da interface é escolhida para ter a mesma ordem de magnitude da rigidez da interface do elemento normal a interface. Entretanto, se a pressão na interface adquire valores elevados, podem ocorrer penetrações inaceitáveis. Para solucionar este problema aumenta-se a rigidez e diminui-se o tamanho do incremento de tempo (*time step*), mas isto eleva o número de *time steps* e conseqüentemente o tempo para solução do problema e o custo computacional. Aumentando-se o número de intervalos de tempo se eleva o custo computacional, uma opção de contato somente deslizante foi desenvolvida para tratar de problemas de interação entre explosivos e estruturas, assim evitando o uso do método da penalidade. Esta última opção é baseada na especialização do método dos parâmetros distribuídos (Hallquist, 2006).

No método dos parâmetros distribuídos, metade da massa de cada elemento escravo em contato é distribuída de modo que cubra a área da superfície mestre. Também, a tensão interna de cada elemento determina a distribuição de pressão para a área da superfície mestre que recebe a massa. Depois de completados a distribuição de massa e pressão, as acelerações e velocidades da superfície mestre são atualizadas. Restrições são então impostas nas acelerações e velocidades dos nós escravos para assegurar seu movimento ao longo da superfície mestre. Simplificadamente, os cálculos do volume relativo dos elementos escravos ignoram qualquer intrusão das superfícies mestre (Hallquist, 2006).

#### 4.4. Modelagem de juntas

Com o intuito de representar o mais fidedignamente possível a suspensão do veículo em elementos finitos, algumas partes da suspensão foram modeladas por juntas. Dentre as quais pode-se destacar as que mais foram usadas no modelo: junta translacional para simular o movimento dos amortecedores, junta de revolução empregada em algumas junções da suspensão com a estrutura, junta esférica usada na união de partes da suspensão com o sistema de direção e partes de ligação da própria suspensão.

A geometria dos amortecedores foi modelada por elementos de casca (Fig. 4.6), o movimento relativo entre a parte superior e inferior foi representado por uma junta de translação que também permitiu a aplicação da curva do amortecedor em sua formulação.

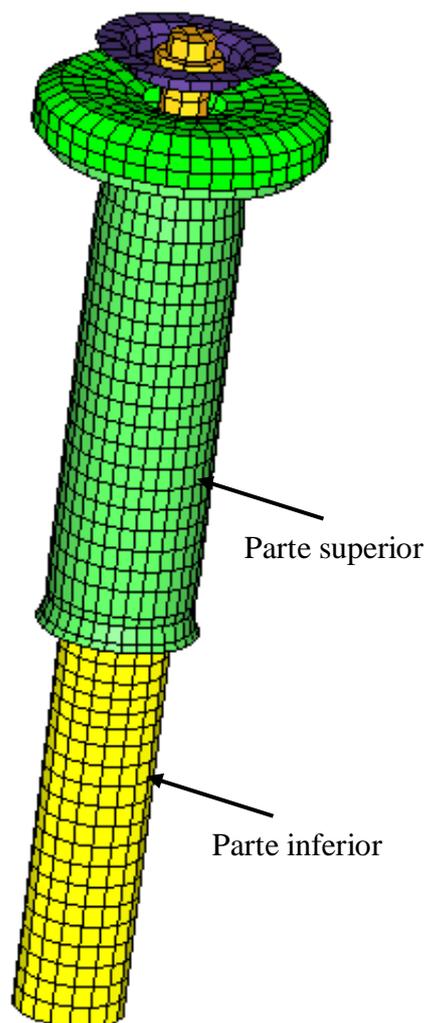


Figura 4.6 – Junta translacional entre a parte inferior e superior do amortecedor.

Um exemplo da utilização de junta esférica (Fig. 4.7) está na junção do braço de controle inferior da suspensão com o sistema de fixação do conjunto roda/pneu. A Fig. 4.8 ilustra a aplicação da junta de revolução que foi empregada na ligação entre a roda e o cubo da roda.

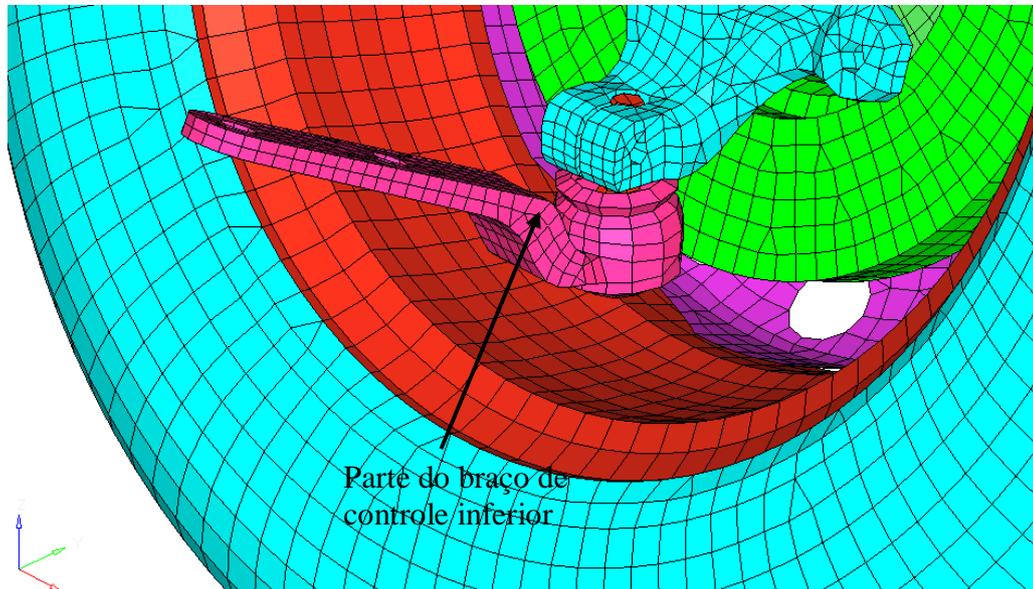


Figura 4.7 – Junta esférica entre o braço de controle inferior da suspensão e o sistema de fixação do conjunto roda/pneu.

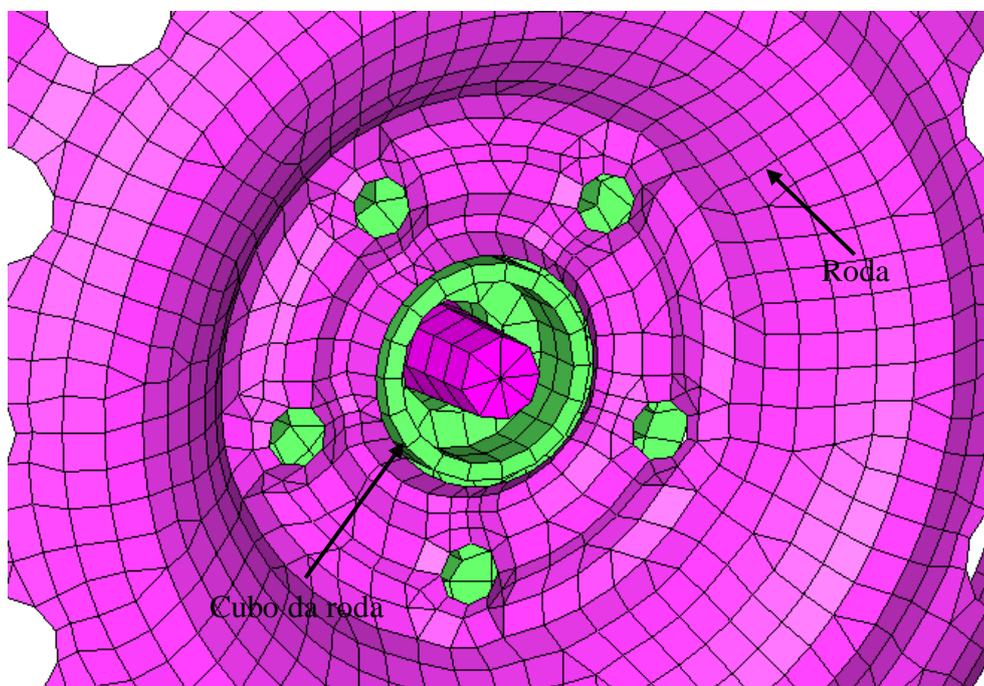


Figura 4.8 – Junta de revolução entre a roda e o cubo da roda.

Todavia pode-se ainda representar via elementos finitos no programa comercial utilizado, Hallquist (2006), outros tipos de juntas comuns: cilíndricas, planar, universal e de travamento (Fig. 4.9 e 4.10).

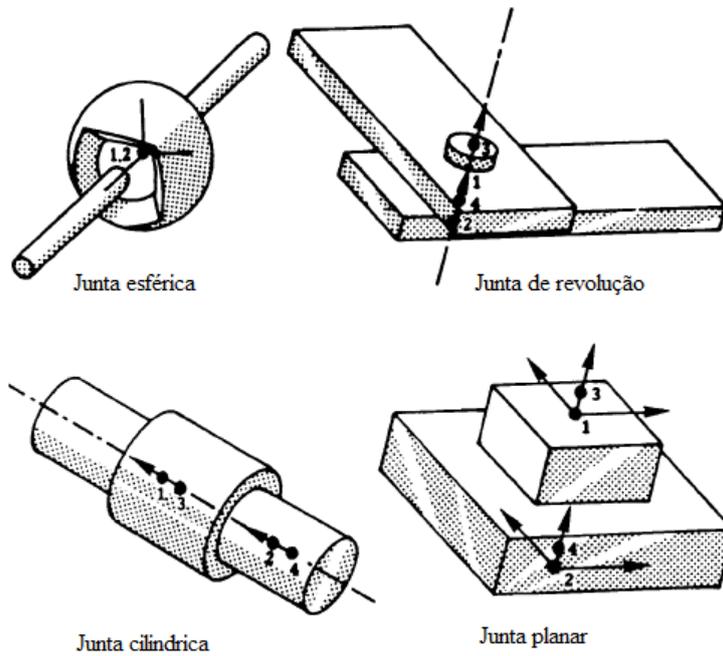


Figura 4.9 – Definição de juntas no LS-DYNA [LS-DYNA, 2007].

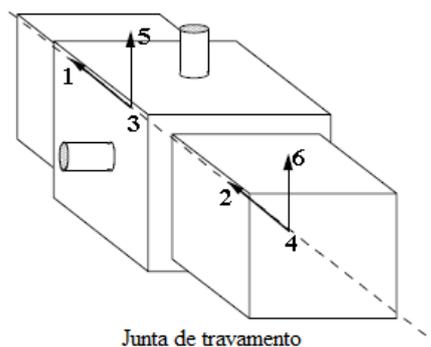
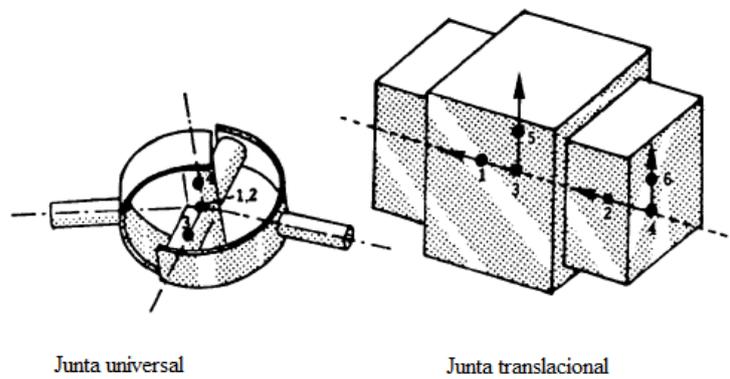


Figura 4.10 – Definição de juntas no LS-DYNA [LS-DYNA, 2007].

#### 4.5. Modelagem de pneus

A modelagem numérica dos pneus para a simulação de alguns eventos de rolagem do veículo também se faz muito necessária, principalmente quando ocorre a interação entre os pneus e obstáculos laterais no momento em que o veículo por algum motivo escorrega lateralmente. Este contato pode provocar esvaziamento dos pneus e até mesmo o estouro dos mesmos.

Tipicamente, o pneu é modelado com elementos isotrópicos que pode ser eficaz quando a dinâmica do pneu é desprezível. Modelos mais realísticos são necessários quando o pneu interage significativamente com outros elementos da pista, como por exemplo, nas circunstâncias onde o pneu influencia na cinemática e estabilidade do veículo (Orengo et al., 2003).

Um pneu comum usado nos mais diversos carros de passageiros é composto por diferentes camadas e materiais. Este composto de camadas está em constante desenvolvimento, sendo que se busca melhorar o desempenho e redução de custos. Os componentes típicos de um pneu podem ser visualizados na Fig. 4.11.

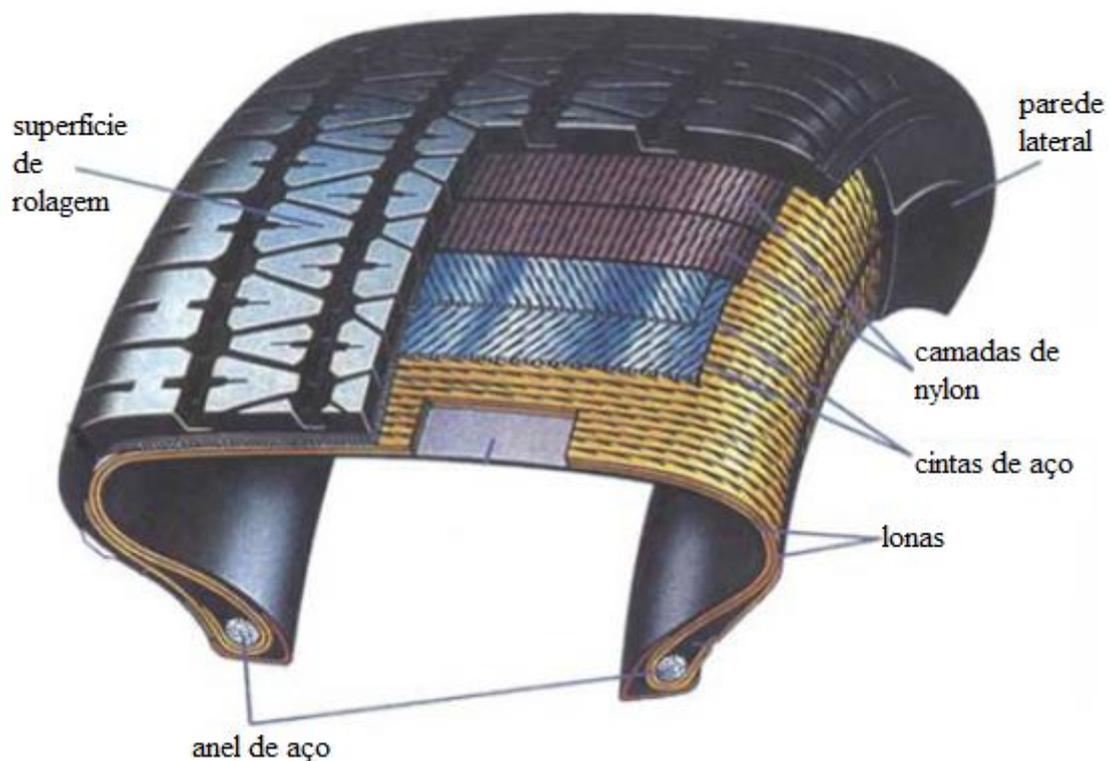
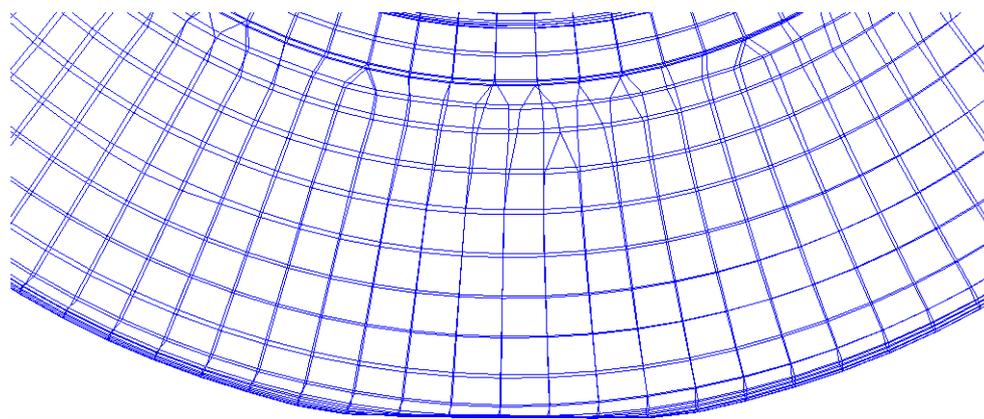


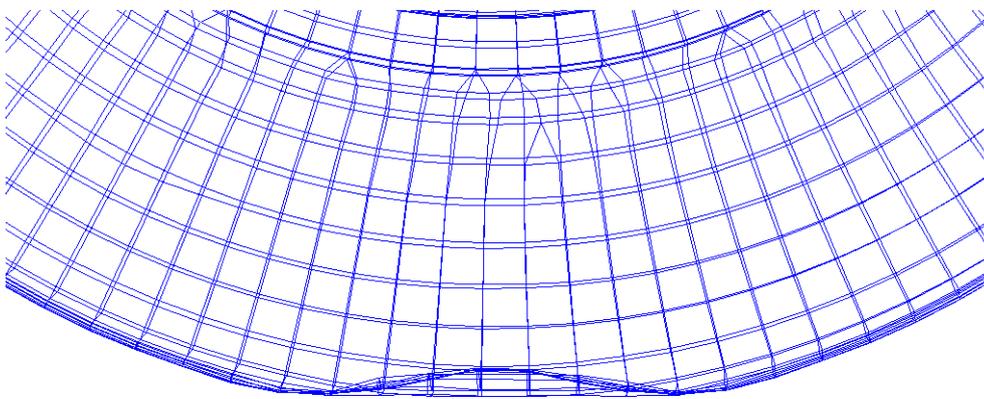
Figura 4.11 – Componentes de um pneu [Orengo et al., 2003].

Inúmeras pesquisas utilizando-se de simulações computacionais em pneus têm sido conduzidas nos últimos anos. Inicialmente modelos constituídos por *simples airbag* eram usados para representar a pressão nos pneus. Nesta representação cria-se uma casca na região externa do pneu e no interior deste volume de controle se aplica a pressão de trabalho do pneu. Da mesma forma para tornar o modelo numérico computacionalmente eficiente, o pneu era composto de cascas isotrópicas com espessura uniforme. Um modelo de casca isotrópico simples é adequado somente para pressões de inflação muito altas e com espessura das paredes laterais do pneu e da banda de rolagem ficticiamente finas (Orengo et al., 2003).

Sob pequenas cargas este modelo de pneu comporta-se linearmente e quando está carregado contra o solo sua resposta será um tanto quanto de maneira rígida. Mas na medida em que se eleva a carga, o pneu mostra uma forma típica de dupla curvatura de cascas isotrópicas em grandes deformações, visualiza-se este fenômeno na Fig. 4.12, através do modelo primário de pneu que desenvolveu-se no trabalho. Esta forma do pneu não é consistente com a deformação real, sendo que na região de contato com o solo apresenta uma concavidade.



a) pequenas deformações



b) grandes deformações

Figura 4.12 – Modelo primário simplificado do pneu que para grandes deformações apresenta dupla curvatura dos elementos de casca.

A curvatura dos elementos pode conseqüentemente causar uma desordem entre elementos (Fig. 4.13), o que causa deformações permanentes no pneu. Este comportamento causará instabilidades numéricas nos algoritmos do contato e provavelmente terminará precocemente a simulação. Para reduzir o número destas desordens um refinamento é exigido, fazendo esta aproximação de modelagem pouco prática segundo Orengo et al. (2003).

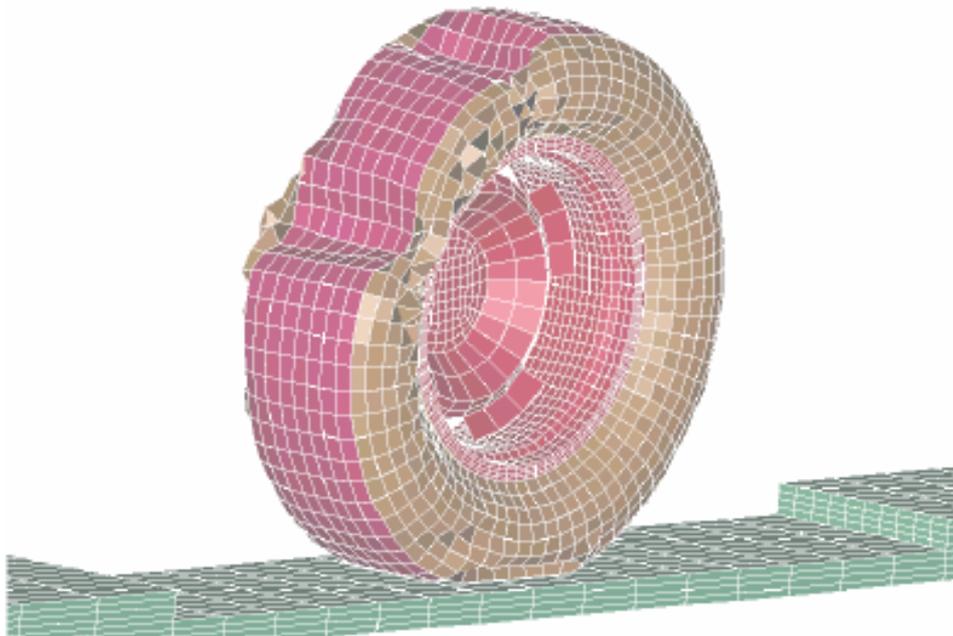


Figura 4.13 – Pneu como membrana, permanente deformação devido à desordem da malha [Orengo et al., 2003].

Infelizmente, estes modelos não apresentavam comportamento satisfatório especialmente em grandes deformações, conseqüentemente modelos mais detalhados foram e estão sendo necessários e desenvolvidos. No estudo utilizou-se um modelo de pneu mais sofisticado, para que em grandes deformações ao tocar no solo o comportamento fosse satisfatório, principalmente na simulação de impacto e posterior rolamento lateral (Fig. 4.14).

O modelo de elementos finitos é composto por três diferentes seções:

- Elementos de casca na banda de rolagem e laterais do pneu de material elástico;
- Elementos de viga para os reforços circunferenciais (*steel belts*);
- Elementos de viga para os reforços radiais (*body plies*).

E, para representar a pressão interna do pneu, foi modelado um volume fechado na região composta por ar no interior do pneu e aplicou-se a pressão de trabalho do pneu.

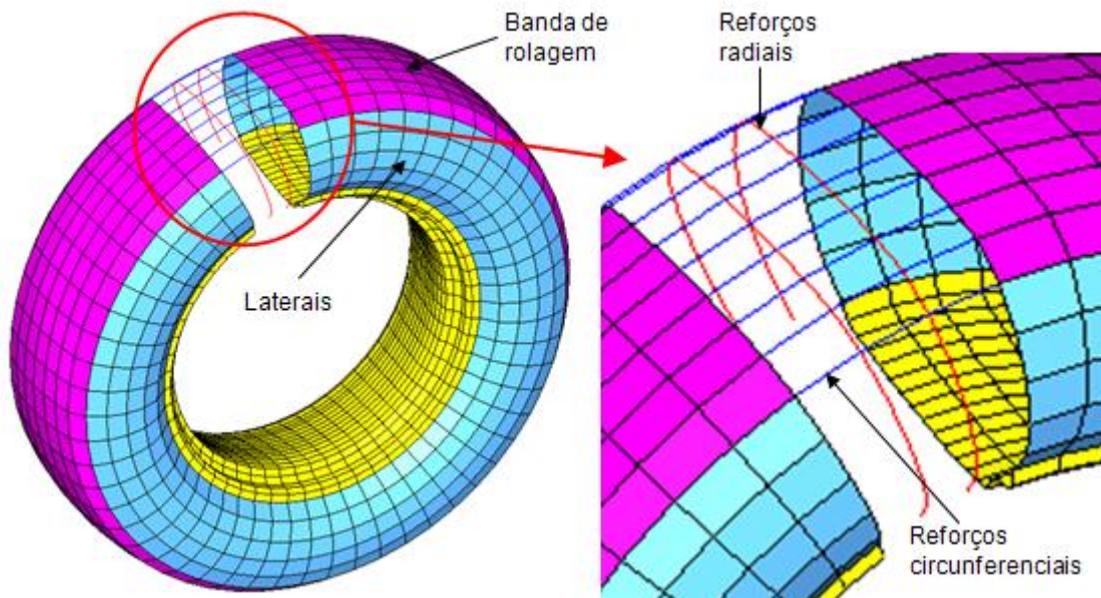


Figura 4.14 – Componentes modelados do pneu para representação mais realística da sua deformação nas simulações.

#### 4.6. Aplicação de Manequim - Hybrid III Rigid 50<sup>th</sup> Percentile Dummy

Com o significativo desenvolvimento na tecnologia dos computadores e na capacidade dos códigos de elementos finitos, cada vez mais se torna aplicável o uso de modelos que empregam ocupantes nas análises e avaliações de colisões veiculares e segurança. Atualmente modelos detalhados que incorporam o veículo, sistemas de restrição e ocupantes, em análise de segurança em automóveis têm demonstrado vantagens sobre os métodos tradicionais onde o veículo e os ocupantes são analisados separadamente.

O manequim 50<sup>th</sup> é denominado desta forma porque representa a média de 50 por cento dos ocupantes veiculares do sexo masculino em massa e inércias. Este manequim foi o primeiro desenvolvido e é o mais comumente usado na família híbrida III, Kan et al. (2003). A família de manequins híbrida III é a mais usada em procedimentos de teste para avaliar lesões decorrentes de colisões.

Este manequim é o mais amplamente aceito para realização de testes experimentais na indústria automotiva mundial. Sua resposta assemelha-se muito com a de um ser humano mais do que qualquer outro manequim antropomórfico desenvolvido anteriormente (Herbst et al., 1998).

O manequim híbrido III é freqüentemente usado para avaliar a cinemática dos ocupantes em um evento de rolamento veicular (Orlowski et al., 1985). Mesmo possuindo algumas limitações, este manequim tem se mostrado um dispositivo útil para avaliar a cinemática e o risco de lesões aos ocupantes. Por esta razão foi o manequim adotado no presente trabalho.

## 5. MECANISMOS E CRITÉRIOS DE LESÕES

A área que trata das lesões ocorridas pelo efeito das cargas mecânicas, em especial cargas de impacto, sobre o corpo humano é a biomecânica. Em decorrência destas cargas mecânicas, uma região do corpo experimentará alterações mecânicas ou fisiológicas. Estas alterações são denominadas respostas biomecânicas (Deshmukh, 2006).

Uma lesão ocorrerá se a resposta biomecânica for de tal natureza que o sistema biológico deforma além de um limite reparável, conseqüentemente resultando dano para a estrutura anatômica e alterações nas funções normais do corpo. O mecanismo envolvido é chamado mecanismo de lesão e a severidade do ferimento resultante é denominada de severidade da lesão (injury severity).

Existem muitos parâmetros propostos para classificar e quantificar lesões. Escalas anatômicas descrevem a lesão em termos de sua localização anatômica, tipo de lesão e severidade relativa.

### 5.1. Mecanismos de lesão na cabeça

Existem três principais e diferentes tipos de lesões de cabeça produzidos por impacto direto ou por altas acelerações.

- Lesão no cérebro causada por impacto direto ou acelerações elevadas.
- Lesão no crânio causada por impacto direto.
- Dilacerações faciais, contusões e fraturas em ossos da face causados por impacto direto.

Os três tipos de lesões são mutuamente exclusivos, entretanto em impactos extremamente severos podem estar associados.

### 5.2. Critério de lesão na cabeça

Decorrente das diferentes propriedades dinâmicas do cérebro e do crânio, além de diferentes tipos e mecanismos de lesão, torna-se muito difícil um único critério de lesão para a cabeça.

- O crânio é uma casca rígida, composta de inúmeros finos ossos curvados que estão interligados e cobertos por uma fina pele, portanto um critério de força poderia ser usado para prever fraturas.
- O cérebro é um material visco-elástico, no qual forças de tração e cisalhamento causam danos, conseqüentemente uma aceleração como critério poderia ser usada.
- A face é um complexo de ossos finos e moldados cobertos por variadas espessuras de pele e músculo, assim um critério de força x intrusão poderia ser usado para prever fraturas e lesões faciais.

Estas diferentes características em conjunto com os vários tipos de impacto ocasionam inúmeros tipos de lesões, assim seriam necessários diversos critérios aplicados conjuntamente para avaliar a gravidade das lesões.

Estima-se que lesões de cabeça em acidentes automotivos representam cerca de 30% do total dos danos causados aos ocupantes (Milliaris, 1982). Embora muitos veículos atualmente possuam bolsas de ar e sistemas de retenção para os ocupantes que reduzem o número e a severidade de lesões de cabeça, estas lesões ainda são as principais em acidentes automotivos.

No decorrer dos últimos 30 anos, considerável esforço tem sido aplicado para determinar os mecanismos de lesões de cabeça e seus critérios. Embora tenha se aprendido muito sobre estes traumas cranianos, o único critério de lesões amplamente usado é o critério de lesão de cabeça do inglês *Head Injury Criterion* (HIC), que foi proposto há mais de 30 anos. HIC foi introduzido a primeira vez com a curva de tolerância da universidade do estado de Wayne, originalmente do inglês *Wayne State Tolerance Curve* (WSTC), que apresentou a relação entre o nível de aceleração e a duração do impulso com respeito aos traumas de cabeça (Fig. 5.1). Isto foi demonstrado por Lissner (1960) pela primeira vez.

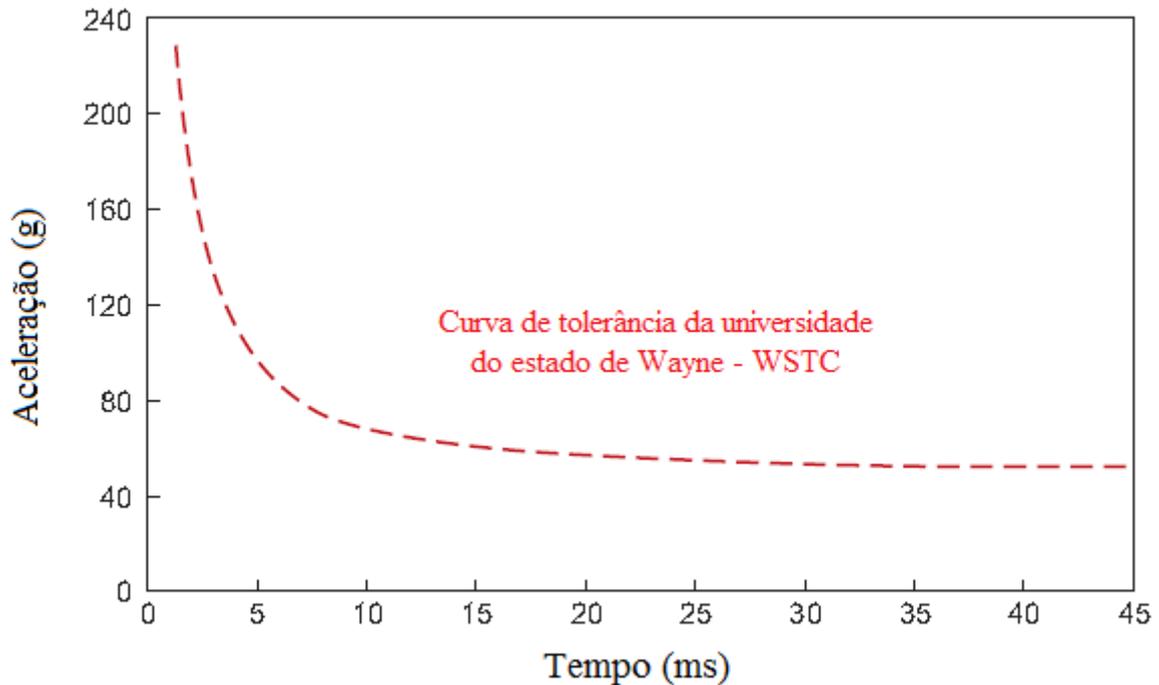


Figura 5.1 – Curva de tolerância da universidade do estado de Wayne.

Demonstra-se pela curva WSTC (Fig. 5.1) que a cabeça consegue suportar acelerações mais elevadas se o período de tempo em que estas ocorrem for pequeno. Todavia, mesmo para períodos reduzidos, existe um limite definido pela WSTC acima do qual há uma grande probabilidade de existir lesão no cérebro. A área abaixo da curva é considerada segura, e a área acima da curva está associada com lesões no cérebro e assim considerada não segura.

Gadd (1966) notou que se a curva WSTC fosse representada numa escala log-log obtinha-se uma linha reta com declive 2.5. Este resultado deu origem ao critério de lesão GSI – Gadd Severity Index, que pode ser designado por HSI – Head Severity index. Sendo que o HSI é calculado por:

$$HSI = \int_0^T a^{2.5} dt \tag{5.1}$$

onde  $2.5 \text{ ms} \leq T \leq 50.0 \text{ ms}$  e  $a$  [g] é a aceleração instantânea do centro de massa da cabeça. Se o valor do HSI exceder o valor de 1000 (em impacto direto) ou 1500 (sem impacto direto) espera-se graves lesões na cabeça.

Versace (1971) atentou que o WSTC foi desenvolvido para acelerações médias, assim qualquer comparação deveria ser feita usando o pulso de aceleração médio de interesse. Então ele foi o primeiro a propor o HIC, que foi posteriormente modificado pela NHTSA.

Apesar de o HIC ser criticado desde a sua inserção, ele é amplamente usado para medir o risco de lesões na cabeça e cérebro (Anderson, 2000). O HIC é usado para medir o potencial de lesão na cabeça e cérebro, resultante da aplicação de acelerações lineares. Este critério se baseia também no cálculo integral da aceleração, NHTSA (2001), sua expressão é:

$$HIC = \left\{ (t_2 - t_1) \left[ \frac{1}{t_2 - t_1} \left( \int_{t_1}^{t_2} a(t) dt \right) \right]^{2.5} \right\}_{max} \quad (5.2)$$

Sendo  $a(t)$  [g] a aceleração calculada no centro de massa da cabeça e o intervalo  $(t_2 - t_1)$  escolhido de forma a maximizar o termo entre as chaves da Equação (5.2), ou seja, é o intervalo de tempo onde o HIC é máximo.

Para o intervalo de cálculo  $(t_2 - t_1)$  considera-se 15 ms para acidentes que envolvem contato direto e de 36 ms para acidentes que não envolvem contato direto da cabeça. Inicialmente, o valor limite máximo para o HIC era de 1000, independente do tamanho do manequim, acima deste valor eram esperadas graves e permanentes lesões na cabeça.

Todavia a NHTSA propôs alterar o tempo de intervalo máximo crítico, atualmente o mais utilizado, de 36 ms para 15 ms, além de modificar os limites toleráveis para cada tamanho de manequim, Tabela 5.1 (Eppinger et al., 1999).

Tabela 5.1 – Critério de lesão na cabeça para vários tamanhos de manequim.

	Híbrido III 50 <sup>th</sup> Masculino	Híbrido III 50 <sup>th</sup> Feminino	Híbrido III 6 anos	Híbrido III 3 anos	12 meses CRABI
HIC36	1000	1000	1000	900	660
HIC15	700	700	700	570	390

Em 1969 John D. States apresentou à associação para o avanço da medicina automotiva (do inglês *Association for the Advancement of Automotive Medicine* - AAAM) a escala abreviada de lesões, do inglês *Abbreviated Injury Scale* (AIS), para quantificar a severidade de uma lesão a cada área do corpo. É a escala de lesão mais utilizada a nível mundial sendo que sua última revisão é de 2005. A severidade é definida como a ameaça à vida ou não, baseada na incapacidade ou no dano. Na escala AIS, todo o ferimento maior do que AIS 4 significa risco à vida. Os níveis de severidade AIS são explicados na Tabela 5.2.

Tabela 5.2 – Escala abreviada de lesões.

AIS	Nível de severidade
0	Sem lesão
1	Pequena
2	Moderada
3	Grave
4	Gravíssima
5	Risco à vida
6	Fatal
9	Desconhecida

A probabilidade de lesões dependendo do nível de severidade para o manequim deste estudo (Híbrido III 50<sup>th</sup> Masculino) é dada pelo conjunto de Equações (5.3) – (5.9), pois conforme o tamanho do manequim os valores são diferentes. Este conjunto de equações foi desenvolvido por Prasad e Mertz (1985).

$$AIS0 = 1.0 - \left[ 1 + \exp \left( \left( 1.54 + \frac{200}{HIC} \right) - 0.0065HIC \right) \right]^{-1} \quad (5.3)$$

$$AIS1 = \left[ 1 + \exp \left( \left( 1.54 + \frac{200}{HIC} \right) - 0.0065HIC \right) \right]^{-1} - \left[ 1 + \exp \left( \left( 2.49 + \frac{200}{HIC} \right) - 0.00483HIC \right) \right]^{-1} \quad (5.4)$$

$$AIS2 = \left[ 1 + \exp \left( \left( 2.49 + \frac{200}{HIC} \right) - 0.00483HIC \right) \right]^{-1} - \left[ 1 + \exp \left( \left( 3.39 + \frac{200}{HIC} \right) - 0.00372HIC \right) \right]^{-1} \quad (5.5)$$

$$AIS3 = \left[ 1 + \exp \left( \left( 3.39 + \frac{200}{HIC} \right) - 0.00372HIC \right) \right]^{-1} - \left[ 1 + \exp \left( \left( 4.9 + \frac{200}{HIC} \right) - 0.00351HIC \right) \right]^{-1} \quad (5.6)$$

$$AIS4 = \left[ 1 + \exp \left( \left( 4.9 + \frac{200}{HIC} \right) - 0.00351HIC \right) \right]^{-1} - \left[ 1 + \exp \left( \left( 7.82 + \frac{200}{HIC} \right) - 0.00429HIC \right) \right]^{-1} \quad (5.7)$$

$$AIS5 = \left[ 1 + \exp \left( \left( 7.82 + \frac{200}{HIC} \right) - 0.00429HIC \right) \right]^{-1} - \left[ 1 + \exp \left( \left( 12.24 + \frac{200}{HIC} \right) - 0.00565HIC \right) \right]^{-1} \quad (5.8)$$

$$AIS6 = \left[ 1 + \exp \left( \left( 12.24 + \frac{200}{HIC} \right) - 0.00565HIC \right) \right]^{-1} \quad (5.9)$$

Na Fig. 5.2 está ilustrada a relação entre o HIC e a probabilidade de lesão para cada nível de severidade.

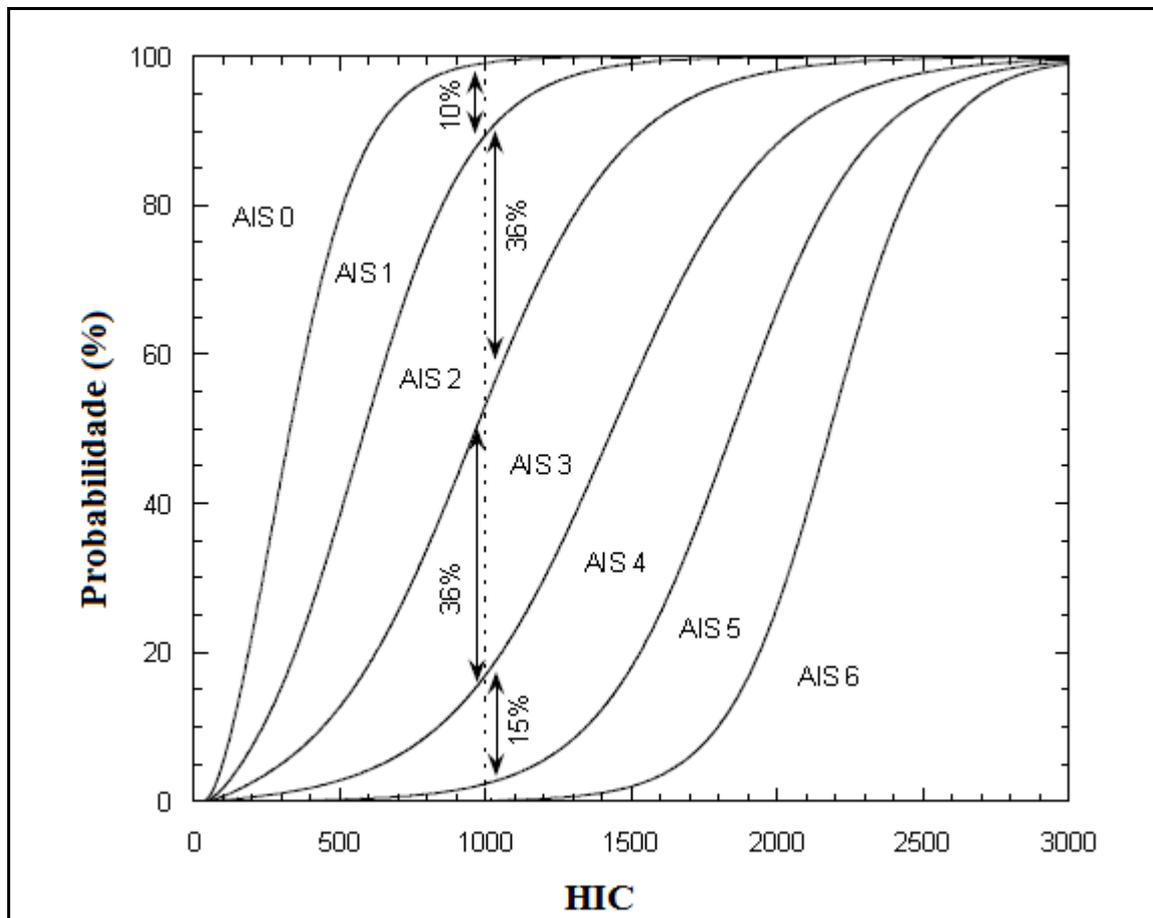


Figura 5.2 – Relação entre HIC e o nível de severidade da lesão AIS.

Analisando a Fig. 5.2, a probabilidade de lesão em cada nível AIS correspondente a um dado valor de HIC é dada pela distância vertical entre duas curvas subseqüentes em uma dada zona. Por exemplo, para HIC de 1000, a probabilidade de ocorrer uma lesão AIS3 é de 36%, também 36% de probabilidade de lesão AIS2, com 15% de probabilidade de AIS4, 10% de probabilidade AIS1, probabilidade muito pequena de ocorrer lesão AIS0 e AIS5, e probabilidade mínima de ocorrer lesão AIS6. Nota-se que com o aumento do HIC a probabilidade para níveis maiores aumenta e para níveis menores diminui.

### 5.3. Mecanismos de lesão no pescoço

O pescoço forma uma espécie de conexão flexível entre a cabeça e o tronco, e como tal fornece apoio estrutural para a cabeça sendo tanto rígido quanto flexível, permitindo a cabeça rotacionar lateral e verticalmente. Também faz parte da coluna vertebral, compreendida entre as vértebras cervicais C1 e C7 (Fig. 5.3), e contém os vasos sanguíneos que conduzem ao cérebro e a via aérea respiratória principal (traquéia) e a entrada do aparelho digestivo (esôfago).

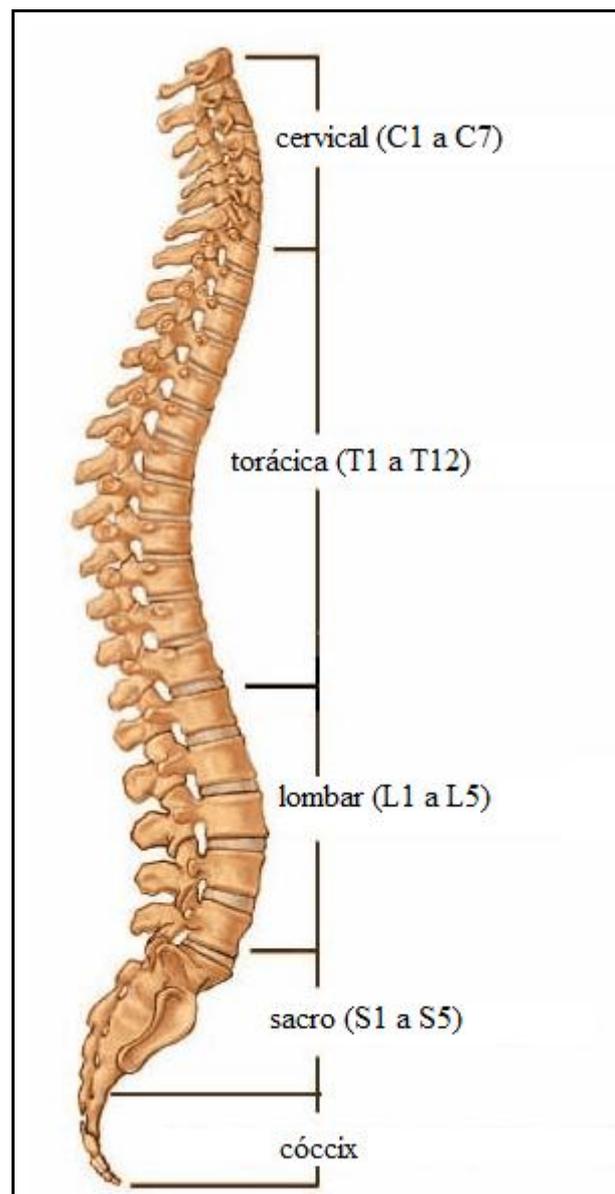


Figura 5.3 – Partes da coluna vertebral.

As principais lesões e traumas causados no pescoço estão diretamente relacionados com os traumas que ocorrem na coluna cervical (Silva, 2004).

Existem três principais tipos de traumas causados à coluna cervical:

- Fratura das vértebras cervicais e danos ou rompimento dos ligamentos dos tecidos que mantêm as vértebras juntas.
- Danos à medula espinhal, provocado pelo cisalhamento e flexão entre as vértebras cervicais, alongamento físico da medula espinhal ou influenciada diretamente pela fratura das vértebras.
- Lesão direta do impacto aos tecidos macios que contêm a traquéia com a laringe, esôfago e artérias e vias principais à cabeça e ao cérebro.

As lesões que ocorrem na parte superior da coluna cervical e em particular as que ocorrem na articulação crânio-vertebral, também designada por atlanto-occipital por ligar o atlas ou C1 aos côndilos occipitais, são consideradas como sendo mais graves e de maior risco à vida que as que ocorrem aos níveis inferiores (King e Viano, 2000). Caso um seccionamento total ou parcial acontecer na medula espinhal nesta região surgem deficiências muito graves e incapacitantes como a paraplegia e no pior cenário a morte.

Na Fig. 5.4 descreve-se anatomicamente o movimento de cabeça e pescoço, que mostra a complexidade destes movimentos.

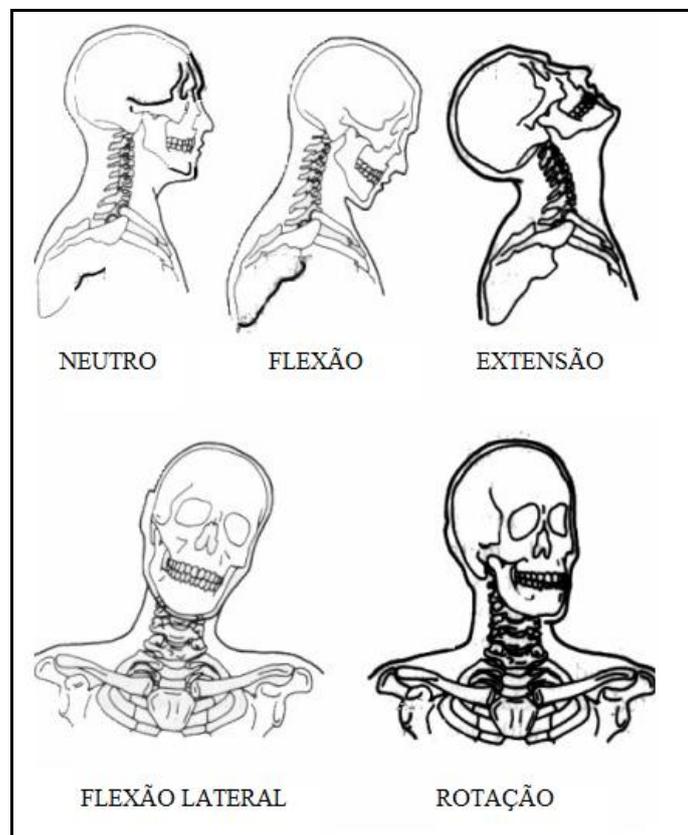


Figura 5.4 – Descrição anatômica dos movimentos da coluna cervical [McElhaney, 2002].

O modo usual de classificar os mecanismos de trauma no pescoço do ponto de vista da mecânica, e através da análise dos esforços, pode ser visto na Fig. 5.5.

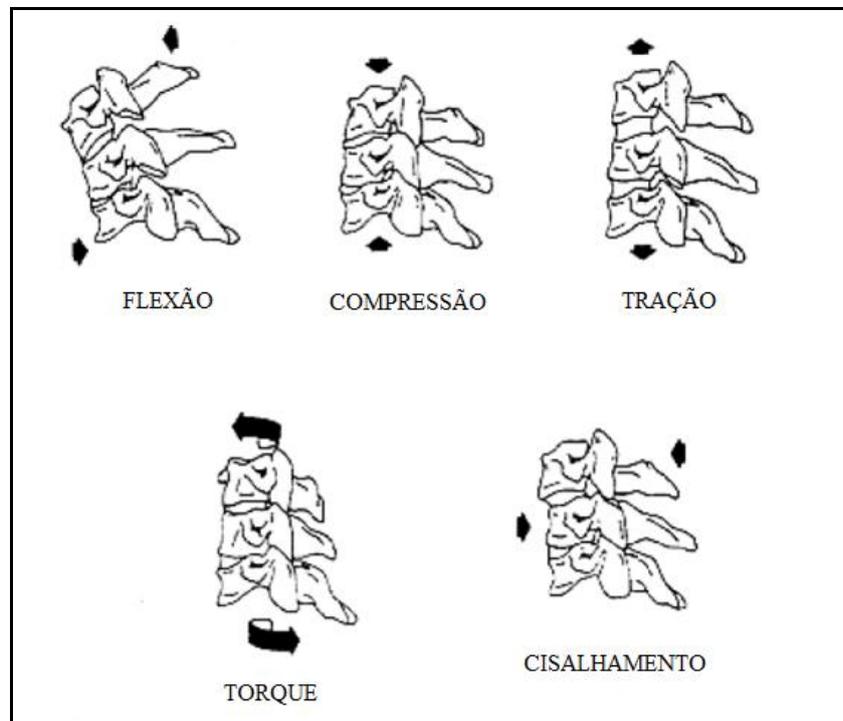


Figura 5.5 – Descrição de engenharia para as cargas no pescoço [McElhaney, 2002].

Os mecanismos de carregamentos descritos na Fig. 5.5 podem ocorrer tanto na região do pescoço quanto na região lombar da coluna vertebral. No entanto, as lesões que causam mais risco à vida são as que ocorrem no pescoço.

#### 5.4. Critérios de lesões no pescoço

Os traumas de pescoço são divididos em três devido ao tipo de carregamento:

- Cargas axiais – tração e compressão.
- Força cisalhante longitudinal.
- Momento fletor longitudinal – flexão (movimento da cabeça para frente) e extensão (movimento da cabeça para trás).

A força cisalhante  $F_x$ , força axial  $F_z$ , e momento fletor longitudinal  $M_y$  devem ser medidos na região superior do pescoço (côndilo occipital). Durante o evento de colisão do veículo, a força axial pode ser tanto tração quanto compressão enquanto o momento fletor  $M_{ocy}$  do côndilo occipital pode ser de flexão ou extensão. Conforme as condições de carregamento, o critério de lesão no pescoço  $N_{ij}$  poderá ter 4 combinações: tração-extensão  $N_{te}$ , tração-flexão  $N_{tf}$ , compressão-extensão  $N_{ce}$  ou compressão-flexão  $N_{cf}$ .

A expressão para o cálculo do critério de lesão de pescoço é (Kleinberger et al., 1998):

$$N_{ij} = \frac{F_z}{F_{zc}} + \frac{M_{ocy}}{M_{yc}} \quad (5.10)$$

Os valores críticos de  $F_{zc}$  são 6806 N e 6160 N quando existe tração ou compressão no pescoço respectivamente, e os valores de  $M_{yc}$  são 310 Nm e 135 Nm quando existe um momento de flexão ou de extensão respectivamente. Estes valores críticos são para o manequim usado neste trabalho (híbrido III 50<sup>th</sup> masculino), no caso da utilização de outro manequim estes valores encontram-se na Tabela 5.3. Pois os níveis de tolerância as lesões variam de um indivíduo para outro dependendo da idade e sexo.

Nenhuma das quatro combinações deve exceder 1.0 em qualquer instante de tempo durante todo o evento. Entretanto alguns autores admitem um valor máximo para o  $N_{ij}$  de 1.2, isto corresponde a um risco de 30% para um nível de severidade AIS  $\geq 3$ , as Equações (5.11) – (5.14) são usadas para determinar a probabilidade de lesão para cada nível de severidade.

Além do critério de lesão os valores de pico também devem estar abaixo de determinados valores, sendo que os valores toleráveis variam para cada indivíduo. O **pico de tração** medido na região superior do pescoço não deve exceder 3300 N (Nyquist et al., 1980). O **pico de compressão** medido na mesma região não deve exceder 4000 N (Mertz et al., 1978).

Lesões no pescoço também podem ocorrer devido aos momentos fletores excessivos. Os valores toleráveis para estes momentos conforme Mertz e Patrick (1971) são 57 Nm e 190 Nm para **momentos de extensão e flexão** respectivamente. Além disso, o pico de **força cisalhante** não deve exceder o valor de 3100 N, Nyquist et al. (1980). Na Tabela 5.4 tem-se os valores toleráveis para cada tipo de manequim.

Tabela 5.3 – Valores críticos para o critério de lesão de pescoço para vários tamanhos de manequins conforme FMVSS 208 (NHTSA, 2001).

TAMANHO DO MANEQUIM	N <sub>ij</sub> limites			
	Tensão (N)	Compressão (N)	Flexão (Nm)	Extensão (Nm)
12 meses CRABI	1460	1460	43	17
Híbrido III 3 anos	2120	2120	68	27
Híbrido III 6 anos	2800	2800	93	37
Híbrido III 5 <sup>th</sup> Adulto Feminino	4287	3880	155	67
Híbrido III 50 <sup>th</sup> Adulto Masculino	6806	6160	310	135

Tabela 5.4 – Valores toleráveis para cargas no pescoço conforme FMVSS 208 (NHTSA, 2001) para vários tamanhos de manequins.

	Híbrido III 50 <sup>th</sup> Masculino	Híbrido III 50 <sup>th</sup> Feminino	Híbrido III 6 anos	Híbrido III 3 anos	12 meses CRABI
Tração (N)	3300	2080	1490	1270	1150
Compressão (N)	4000	2520	1800	1540	1390
Cisalhamento (N)	3100	1950	1400	1200	1080
Flexão (Nm)	190	95	57	46	39
Extensão (Nm)	57	28	17	14	12

Assim como para a probabilidade de lesão de cabeça, tem-se o conjunto de Equações (5.11) – (5.14) para determinar a probabilidade de lesão no pescoço dependendo do nível de severidade, (Eppinger et al., 1999):

$$AIS2 = \frac{I}{1 + \exp(2.054 - 1.195N_{ij})} \quad (5.11)$$

$$AIS3 = \frac{I}{1 + \exp(3.227 - 1.969N_{ij})} \quad (5.12)$$

$$AIS4 = \frac{I}{1 + \exp(2.693 - 1.195N_{ij})} \quad (5.13)$$

$$AIS5 = \frac{I}{1 + \exp(3.817 - 1.195N_{ij})} \quad (5.14)$$

Pode-se utilizar somente a força axial como critério para determinar a probabilidade de lesão em cada nível de severidade ao invés de utilizar o critério de lesão de pescoço  $N_{ij}$  (Sherwood et al., 2007). Assim as equações para determinar a probabilidade de lesão em cada nível de severidade são:

$$AIS1 = \left[ 1 + \exp(-(-3.272 + 0.00268F_z)) \right]^{-1} \quad (5.15)$$

$$AIS2 = \left[ 1 + \exp(-(-3.454 + 0.00268F_z)) \right]^{-1} \quad (5.16)$$

$$AIS3 = \left[ 1 + \exp(-(-3.655 + 0.00268F_z)) \right]^{-1} \quad (5.17)$$

$$AIS4 = \left[ 1 + \exp(-(-4.422 + 0.00268F_z)) \right]^{-1} \quad (5.18)$$

$$AIS5 = \left[ 1 + \exp(-(-5.956 + 0.00268F_z)) \right]^{-1} \quad (5.19)$$

Entretanto analisando as Equações (5.15) – (5.19), verifica-se na Tabela 5.5 que estas não representam a probabilidade correta, pois para um mesmo nível de severidade aumentando a intensidade da força axial a probabilidade de lesão diminui. Assim como, para uma determinada carga axial quanto maior o nível de severidade menor seria a probabilidade de lesão.

Tabela 5.5 – Probabilidade de lesões para cada nível de severidade como função da força axial no pescoço.

Fz (N)	AIS1	AIS2	AIS3	AIS4	AIS5
100	20,16604	24,19147	29,57709	63,68824	295,30242
500	6,90330	8,28130	10,12492	21,80196	101,08887
1000	1,80760	2,16842	2,65117	5,70875	26,46968
2000	0,12393	0,14867	0,18177	0,39141	1,81484
3000	0,00850	0,01019	0,01246	0,02684	0,12443
4000	0,00058	0,00070	0,00085	0,00184	0,00853
5000	0,00004	0,00005	0,00006	0,00013	0,00058
6000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00001	0,00004

Devido a esta discrepância utilizou-se a equação que o programa europeu de avaliação de carros novos (NCAP) emprega para avaliar a probabilidade de lesão grave (AIS3) para o manequim do presente estudo, Equação (5.20):

$$AIS3 = \frac{1}{1 + \exp(10.9745 - 2.375F_z)} \quad (5.20)$$

neste caso  $F_z$  tem a unidade de kN.

### 5.5. Mecanismos de lesão da caixa torácica

O tronco humano é dividido em 2 partes principais, as quais estão delimitadas pelo diafragma: a cavidade torácica que se encontra acima do diafragma e a cavidade abdominal que é subdividida na cavidade abdominal superior e inferior com o diafragma sendo o limitante superior e a pélvis o inferior. Infelizmente a maioria das pesquisas biomecânicas tem se concentrado nos ferimentos do tórax.

No interior dos veículos, especialmente na região localizada na altura do peito, existem dois principais mecanismos que podem causar lesões ao ocupante:

- Impacto direto de um objeto que produz fraturas em costelas e penetração na cavidade torácica ou região abdominal superior causando danos a órgãos internos;
- Altas acelerações a toda a região torácica produzindo contusões em órgãos internos.

Quando se verificam as fraturas em costelas nota-se que está diretamente relacionada à quantidade da compressão torácica. As costelas são lesionadas sobre excessiva flexão, entretanto a taxa de deflexão também pode afetar o número de costelas fraturadas. Testes de impacto realizados em cadáveres mostram que uma compressão de 20% produz o início de fratura na costela, enquanto uma compressão de 40% produz múltiplas e sérias fraturas de costelas e lesões no peito. Em impactos laterais a compressão da caixa torácica está também diretamente relacionada à fratura de costelas, todavia, como a caixa torácica é mais resistente lateralmente uma compressão de 17% (35% da meia largura da caixa) produz múltiplas fraturas de costelas.

Embora fraturas na caixa torácica produzam sérias conseqüências, lesões ou traumas aos órgãos internos, às vísceras e aos vasos sangüíneos causam as maiores fatalidades. A maioria das

contusões e hemorragias produzidas por rompimento de órgãos e veias é causada pelo aumento da pressão interna dos fluidos. Estas não são apenas produzidas por compressão direta no peito, pois muitos dos órgãos são livres para mover-se no interior da caixa torácica, estes ferimentos são dependentes da taxa e duração da intrusão e não há relação entre a gravidade das lesões e o número de costelas fraturadas.

## 5.6. Critérios de lesão da caixa torácica

O critério atual para a compressão do tórax aceitado por FMVSS 208 é baseado em recomendações de Neathery et al. (1975), segundo o qual uma compressão de 76 milímetros conduz a uma severidade AIS3 para um manequim híbrido III 50<sup>th</sup> masculino, portanto este valor não deve ser excedido bem como uma aceleração de 60 g não pode ser excedida. A Tabela 5.6 mostra mais detalhes sobre os níveis de severidade.

Tabela 5.6 – Critério de lesão do tórax por compressão conforme FMVSS 208.

Compressão do tórax (%)	Híbrido III 50 <sup>th</sup> Masculino (mm)	AIS
30	69	2
33	76	3
40	92	4

Por outro lado, a NHTSA determina o uso do índice torácico combinado, do inglês *Combined Thoracic Index* (CTI). Este critério considera tanto a aceleração quanto a deflexão para estimar o risco de lesão do tórax e é calculado como:

$$CTI = \frac{A_{max}}{A_{int}} + \frac{D_{max}}{D_{int}} \quad (5.21)$$

onde  $A_{max}$  é a máxima aceleração resultante no tórax,  $D_{max}$  é a máxima deflexão do tórax, e  $A_{int}$  e  $D_{int}$  são os valores de interseção, 85 g de aceleração do tórax com zero de deflexão e 102 mm de deflexão com aceleração zero, para um manequim híbrido III 50<sup>th</sup> masculino. O valor do CTI não deve ultrapassar 1,0, pois caso contrário lesões podem ocorrer ao ocupante do veículo automotivo.

Existe uma proposta junto a NHTSA para que os valores limites de aceleração e deflexão da caixa torácica sejam reduzidos para 60 g e 76 mm respectivamente. Isto está ilustrado na Fig. 5.6. Os valores de interseção para outros tamanhos de manequins podem ser vistos na Tabela 5.7.

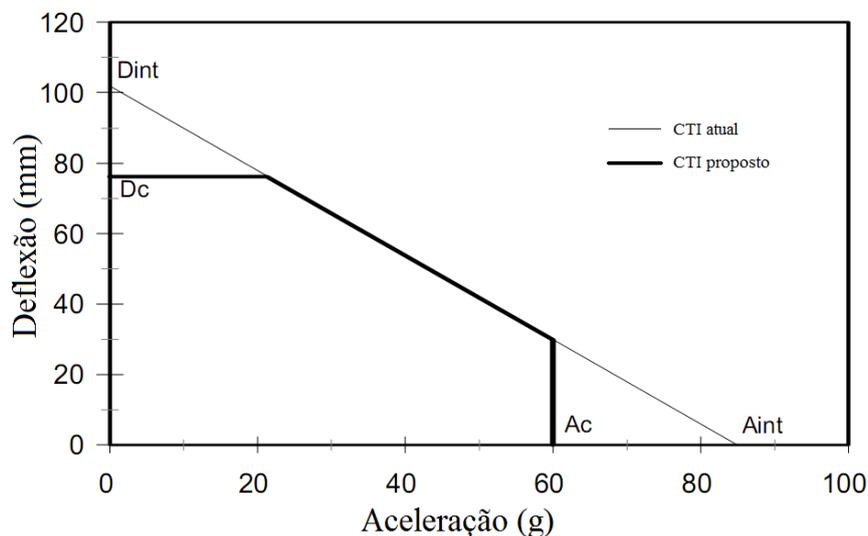


Figura 5.6 – Requisito do critério de lesão para o manequim híbrido III masculino adulto de tamanho médio (híbrido III 50<sup>th</sup> masculino).

Tabela 5.7 – Valores de deflexão e aceleração para vários tamanhos de manequins.

	Híbrido III 50 <sup>th</sup> Masculino	Híbrido III 5 <sup>th</sup> Feminino	Híbrido III 6 anos	Híbrido III 3 anos	12 meses CRABI
$D_{int}$ (g)	102	83	63	57	49
$A_{int}$ (mm)	85	85	85	70	55
$D_c$ (g)	76	62	47	42	37
$A_c$ (mm)	60	60	60	50	40

Mostram-se aqui (Equações 5.22 – 5.33) três diferentes formulações usadas para determinar a probabilidade de lesão da caixa torácica para manequim híbrido III 50<sup>th</sup> masculino (Eppinger et al., 1999), cada qual possui sua particularidade, sendo que a primeira considera somente a aceleração máxima de resposta da caixa torácica, a segunda formulação utiliza somente a deflexão máxima, e a última considera o índice torácico combinado, o qual é dependente da aceleração e deflexão máxima do tórax.

- Probabilidade de lesão torácica utilizando somente a máxima aceleração no tórax:

$$AIS2 = \left[ \frac{1}{1 + \exp(1.2324 - 0.0576A_{max})} \right] \times 100\% \quad (5.22)$$

$$AIS3 = \left[ \frac{1}{1 + \exp(3.1493 - 0.0630A_{max})} \right] \times 100\% \quad (5.23)$$

$$AIS4 = \left[ \frac{1}{1 + \exp(4.3425 - 0.0630A_{max})} \right] \times 100\% \quad (5.24)$$

$$AIS5 = \left[ \frac{1}{1 + \exp(8.7652 - 0.0659A_{max})} \right] \times 100\% \quad (5.25)$$

- Probabilidade de lesão torácica utilizando somente a máxima deflexão no tórax:

$$AIS2 = \left[ \frac{1}{1 + \exp(1.8706 - 0.04439D_{max})} \right] \times 100\% \quad (5.26)$$

$$AIS3 = \left[ \frac{1}{1 + \exp(3.7124 - 0.0475D_{max})} \right] \times 100\% \quad (5.27)$$

$$AIS4 = \left[ \frac{1}{1 + \exp(5.0952 - 0.0475D_{max})} \right] \times 100\% \quad (5.28)$$

$$AIS5 = \left[ \frac{1}{1 + \exp(8.8274 - 0.0459D_{max})} \right] \times 100\% \quad (5.29)$$

- Probabilidade de lesão torácica utilizando a combinação da máxima aceleração e deflexão no tórax:

$$AIS2 = \left[ \frac{1}{1 + \exp(4.847 - 6.036CTI)} \right] \times 100\% \quad (5.30)$$

$$AIS3 = \left[ \frac{1}{1 + \exp(8.224 - 7.125CTI)} \right] \times 100\% \quad (5.31)$$

$$AIS4 = \left[ \frac{1}{1 + \exp(9.872 - 7.125CTI)} \right] \times 100\% \quad (5.32)$$

$$AIS5 = \left[ \frac{1}{1 + \exp(14.242 - 6.589CTI)} \right] \times 100\% \quad (5.33)$$

Como os valores propostos pela NHTSA são mais severos, pois propiciam maior valor para o índice combinado, no estudo utilizam-se estes como limites.

## 6. SIMULAÇÕES NUMÉRICAS – RESULTADOS

### 6.1. Simulações da resistência do teto ao esmagamento – FMVSS 216

Em 1975, Edward Moffatt publicou um relatório segundo o qual sugeria que não havia nenhuma relação entre o esmagamento do teto e os ferimentos causados na cabeça e pescoço. Esta teoria apontava que os ferimentos de cabeça e pescoço ocorreriam quando o teto do veículo toca inicialmente o solo antes de haver o esmagamento do teto (Lawlor e Tracy, 2007). Em resumo, os ferimentos seriam decorrentes do mergulho do passageiro em direção do teto não deformado.

Todavia esta teoria, que propunha nenhuma relação entre o esmagamento do teto e os ferimentos de cabeça e pescoço, foi muito contestada e após inúmeras análises de engenharia que envolveu testes experimentais e simulações provou-se exatamente o contrário. Testes realizados com tetos de carros de produção demonstraram que os manequins (dummies) recebiam sérios ferimentos de cabeça e pescoço somente depois que o teto tinha entrado em contato com o solo e iniciado seu esmagamento.

Com base nestas conclusões, a resistência do teto em suportar cargas é extremamente importante no que tange a redução dos ferimentos causados aos ocupantes veiculares durante o fenômeno de rolamento do veículo. Sendo assim conforme a norma FMVSS 216 não deve haver intrusão do teto superior a 127 mm depois de aplicada uma carga no mesmo de 1,5 vezes o peso do veículo.

Como o veículo no teste experimental deve ser fixado em uma plataforma rígida, os componentes das suspensões e também os componentes do trem de força foram retirados, isto para reduzirmos os modelos e diminuirmos o tempo de simulação. Como o veículo deve ser fixado pelo seu chassi em um bloco rígido, e por tratar-se de um teste quase-estático a inércia, massa e rigidez destes componentes retirados não afetam os resultados. A Fig. 6.1 apresenta o modelo numérico do veículo usado na simulação do teste de esmagamento do teto. E a Tabela 6.1 apresenta os componentes que compõem o modelo numérico.

Foram realizadas duas simulações computacionais, uma considerando os vidros laterais, pois segundo a norma FMVSS 216 os vidros devem estar fechados, e outra sem considerar estes vidros. Assim pôde-se avaliar a influência do aumento da rigidez devido a estes componentes.

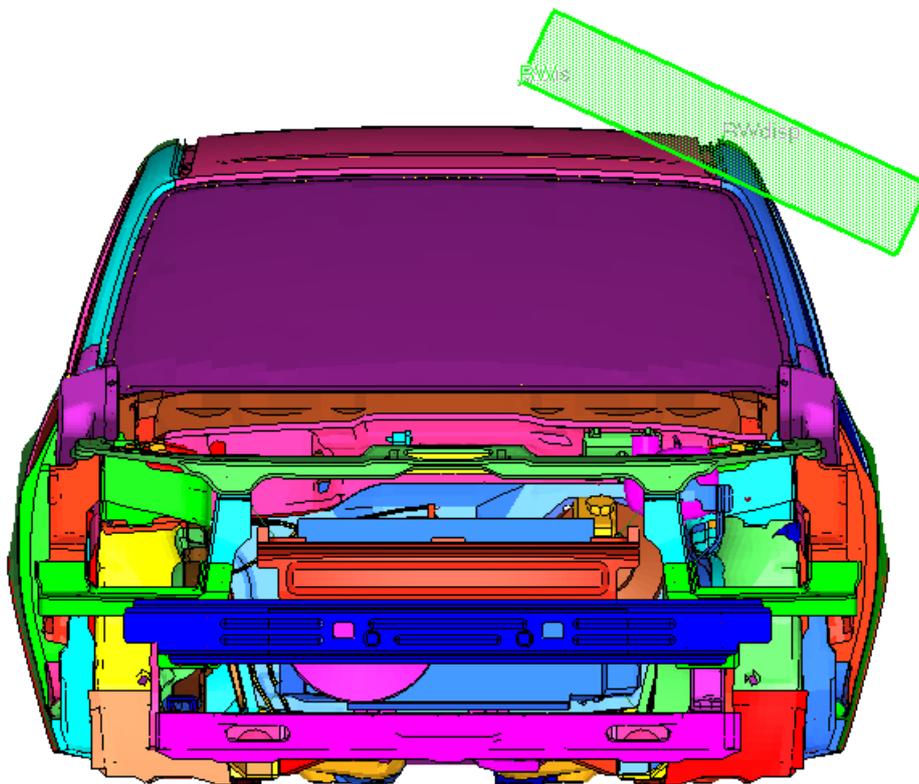


Figura 6.1 – Vista frontal do modelo para simulação do esmagamento do teto.

Tabela 6.1 – Resumo do modelo para simulação do esmagamento do teto (sem vidros laterais).

Número de partes	238
Número de nós	140570
Número de elementos de massa	1100
Número de elementos rígidos	3133
Número de elementos discretos	376
Número de juntas	8
Número de elementos viga	13
Número de elementos tria3	17095
Número de elementos quad4	118756

A curva de deslocamento da parede rígida, que representa o bloco rígido responsável pela aplicação da força de esmagamento do teto, pode ser verificada na Fig. 6.2. O deslocamento do bloco rígido foi aplicado em função do tempo na direção da sua normal.

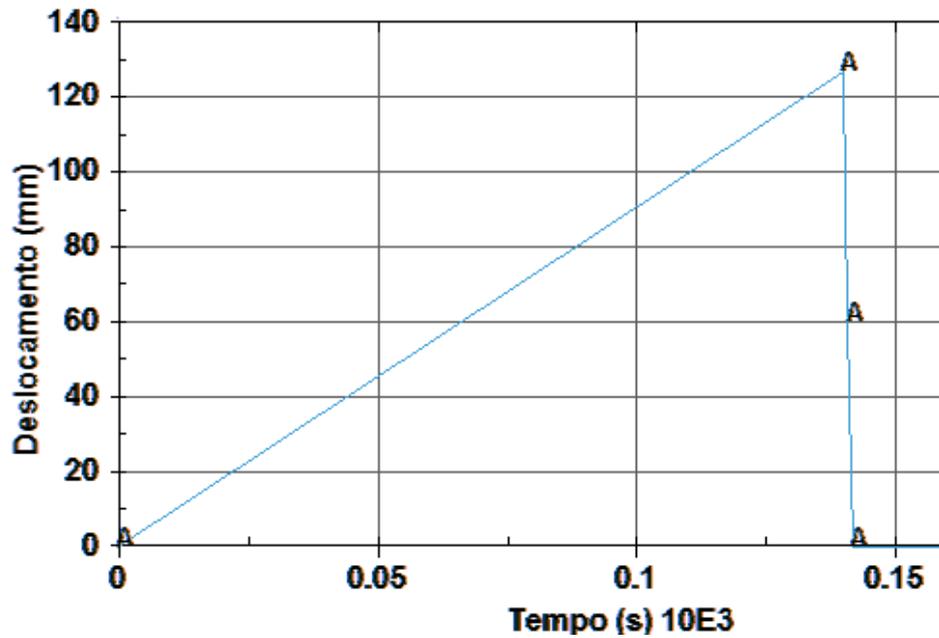


Figura 6.2 – Curva de deslocamento em função do tempo aplicada na superfície rígida para simular a norma FMVSS 216.

Como o veículo em estudo tem massa de 991 kg, verifica-se na Fig. 6.3, que a intrusão do teto é bem inferior a máxima permitida pela norma FMVSS 216, que é 1,5 vezes o peso do veículo. Resultados considerando o veículo sem os vidros laterais.

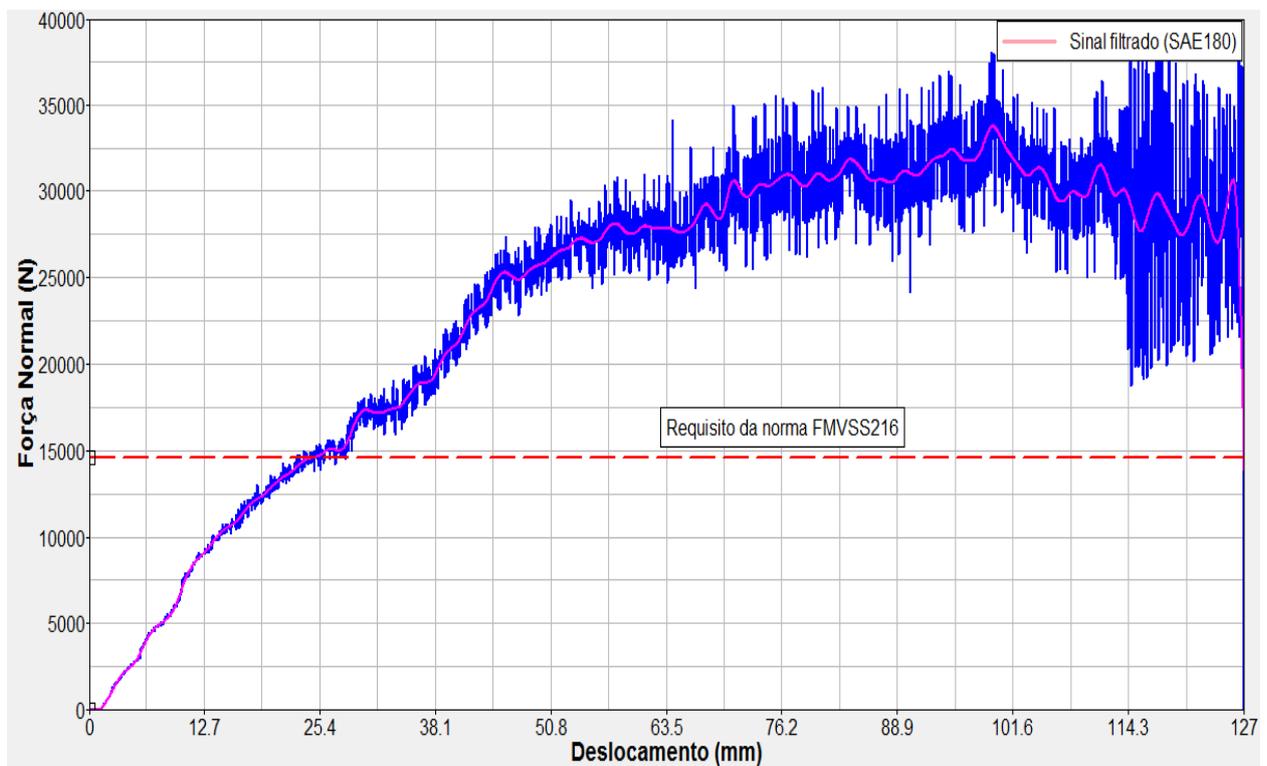


Figura 6.3 – Intrusão do teto versus força aplicada no bloco rígido.

Conforme Fig. 6.3, a estrutura lateral do teto do veículo suporta uma carga de 27500N para um deslocamento imposto de 127 mm. Conseqüentemente, a estrutura atende a norma FMVSS 216. A Fig. 6.4 demonstra a deformação na estrutura para um deslocamento de 127 mm.

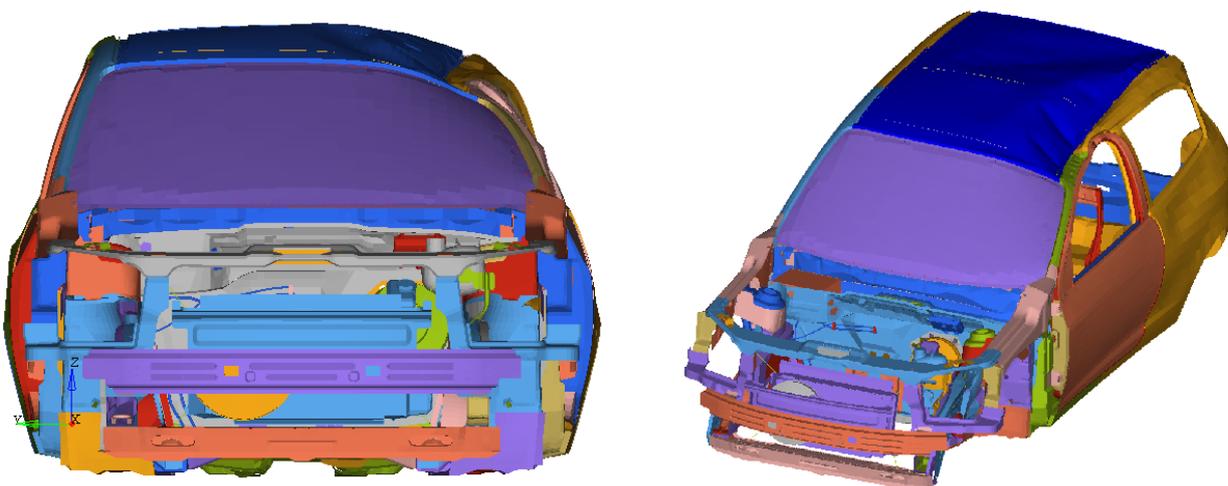


Figura 6.4 – Deformação na estrutura após aplicação do deslocamento de 127 mm.

As Fig. 6.5 e 6.6 ilustram os modelos numéricos simulados e deformados com o intuito de verificar a influência dos vidros laterais na resistência da estrutura durante o teste de esmagamento do teto.

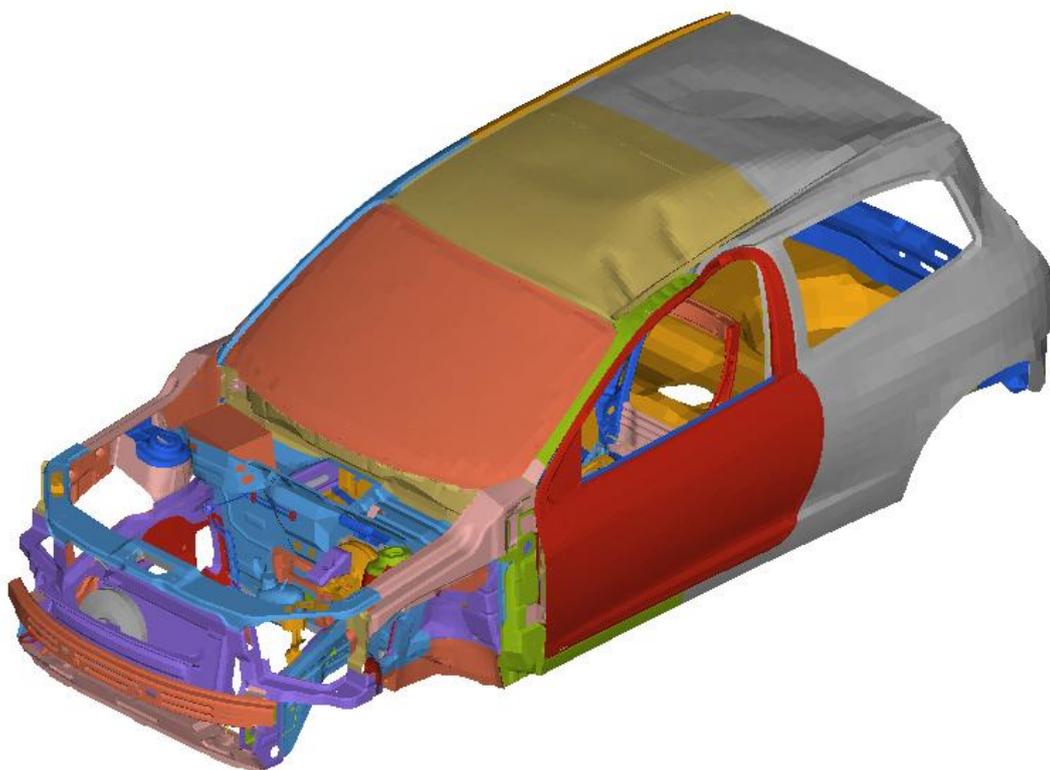


Figura 6.5 – Resultado da deformação do modelo de elementos finitos do veículo de passageiros desconsiderando os vidros laterais.

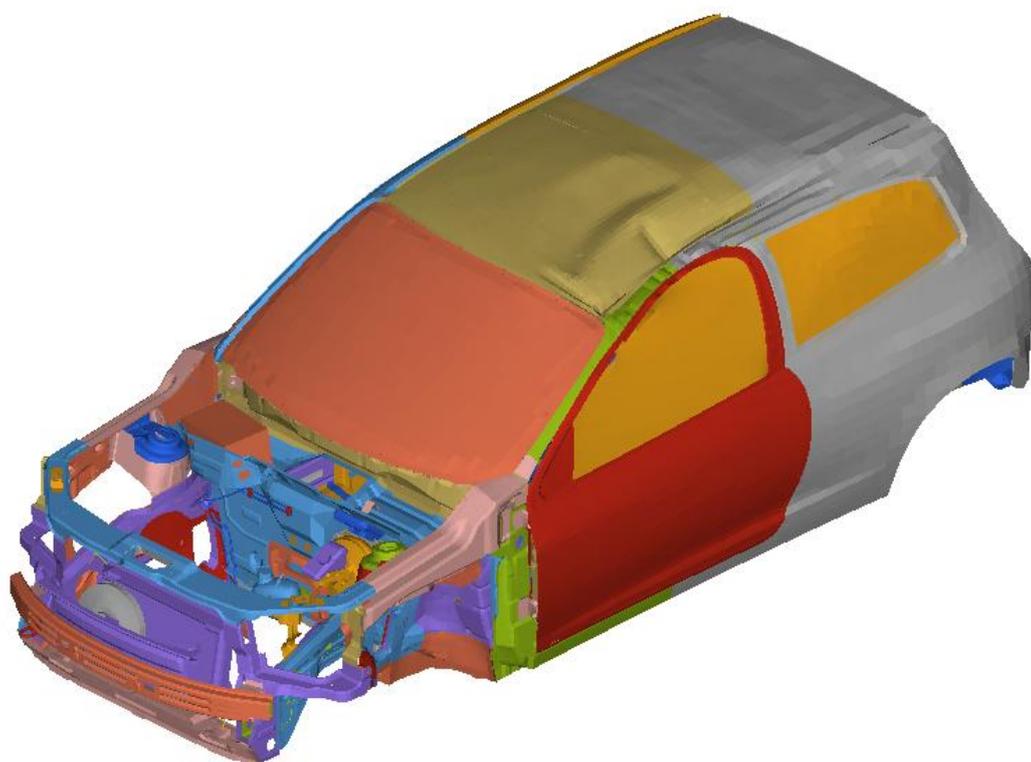


Figura 6.6 – Resultado da deformação do modelo de elementos finitos do veículo de passageiros considerando os vidros laterais.

Conforme mostrado na Fig. 6.7, a rigidez da estrutura na região de aplicação da carga para um veículo sem os vidros laterais é aproximadamente 10% inferior à rigidez apresentada por um veículo com os vidros laterais, para uma carga de 15000N. Salientando que não se considerou critério de ruptura dos vidros. Geralmente os vidros rompem em testes experimentais, assim após haver a ruptura dos vidros laterais a resistência da estrutura na região de aplicação da carga diminui, o que retorna ao caso da simulação sem vidro.

Mas para eventual comparação e avaliação de um vidro que não se quebra em determinada circunstância a Fig. 6.7 pode nos dar uma relação desta diferença de rigidez.

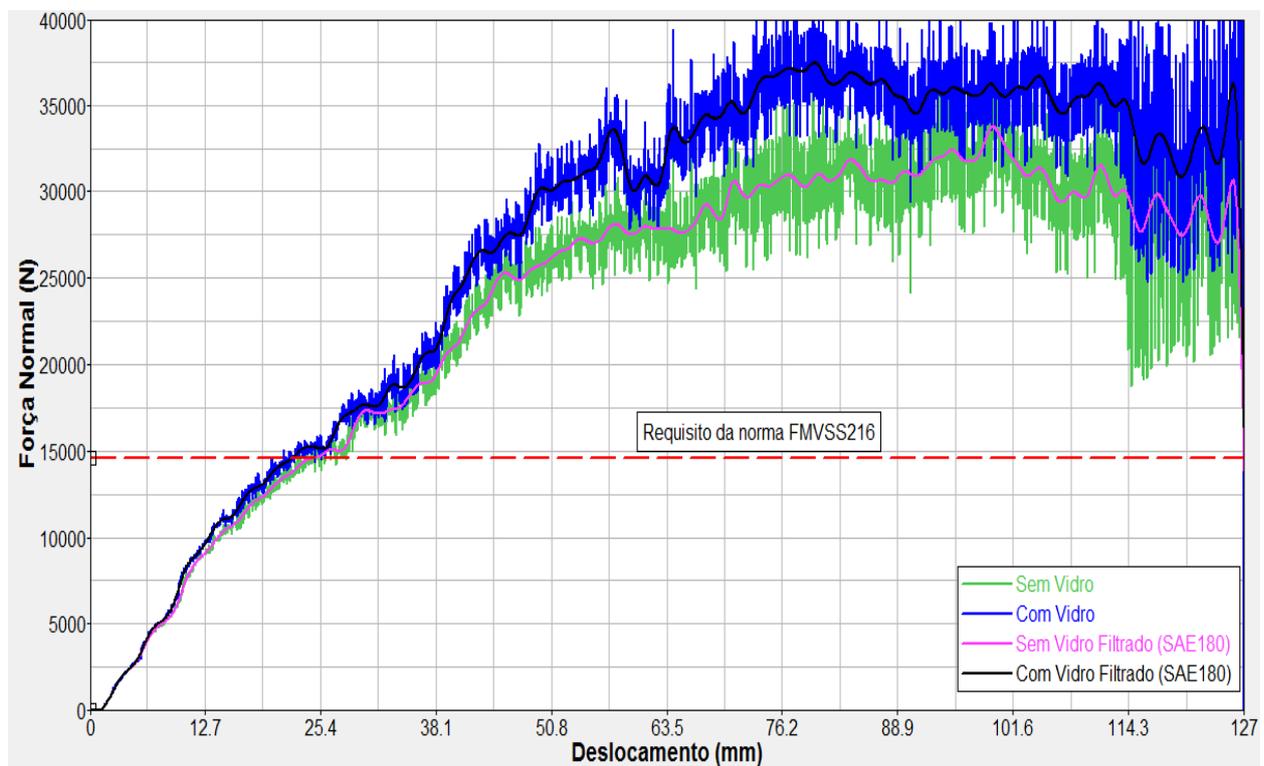


Figura 6.7 – Resultados da força de contato entre o bloco rígido e o teto, para veículo sem e com vidro, e ainda filtrado ou não.

Uma das principais conclusões deste trabalho obtida pelas simulações do procedimento SAE J2114, como apresentar-se-á, sugere que o fator de 1,5 não é suficiente para prevenir intrusões do teto no interior do veículo e impedir possíveis lesões aos ocupantes. A norma deveria especificar um fator de carga de no mínimo 2,2 o peso do veículo, conforme resultados obtidos pelas simulações computacionais. Estudos realizados por Chou et al. (2008), chegaram a um fator de 2,3 vezes o peso do veículo como sendo a máxima força de contato entre o teto e o solo durante o rolamento.

Também, a própria Administração Nacional de Segurança de Tráfego em Estrada (NHTSA) está propondo algumas alterações na norma FMVSS 216, uma delas é aumentar a força aplicada para 2,5 vezes o peso do veículo. Os resultados obtidos através da simulação do teste de rolamento lateral (SAE J2114) apontam para esta indicação. Assim os resultados para um fator de 2,5 estão ilustrados na Fig. 6.8.

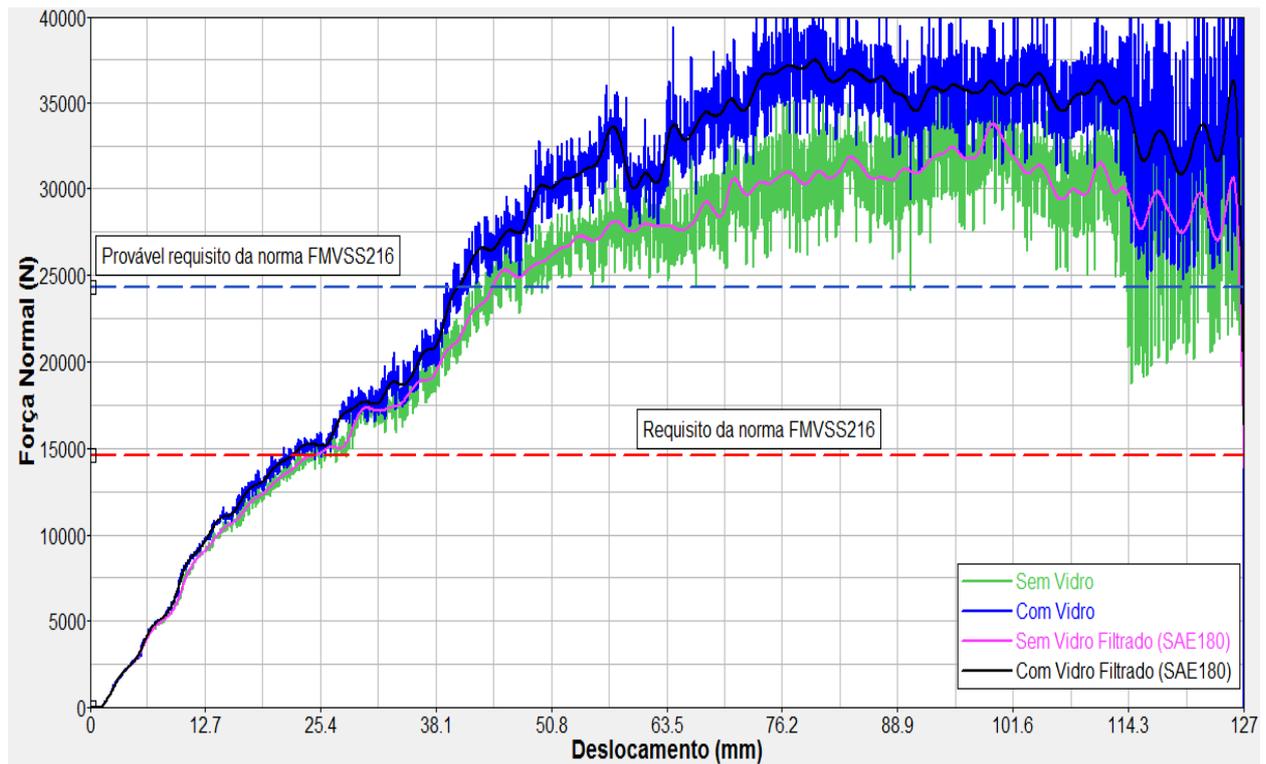


Figura 6.8 – Força de contato entre o bloco rígido e o teto considerando provável alteração na norma FMVSS 216.

Portanto, mesmo quando considera-se a possível alteração na norma FMVSS 216, o veículo em estudo estaria atendendo esta modificação, se considerado o mesmo deslocamento máximo permitido do bloco de 127 mm.

Com o intuito de verificar possível contato entre o teto e a cabeça do motorista após a aplicação dos 127 mm de deslocamento no bloco rígido, foi posicionado o manequim (Híbrido III 50<sup>th</sup> Masculino). Verifica-se na Fig. 6.9 que não ocorre o contato.

Salientando novamente que para o deslocamento máximo de 127 mm a carga suportada pelo teto é de aproximadamente 2,75 vezes o peso do veículo, e que não ocorre contato entre o teto e a cabeça do manequim, isto porque o manequim permanece estático na sua posição inicial.

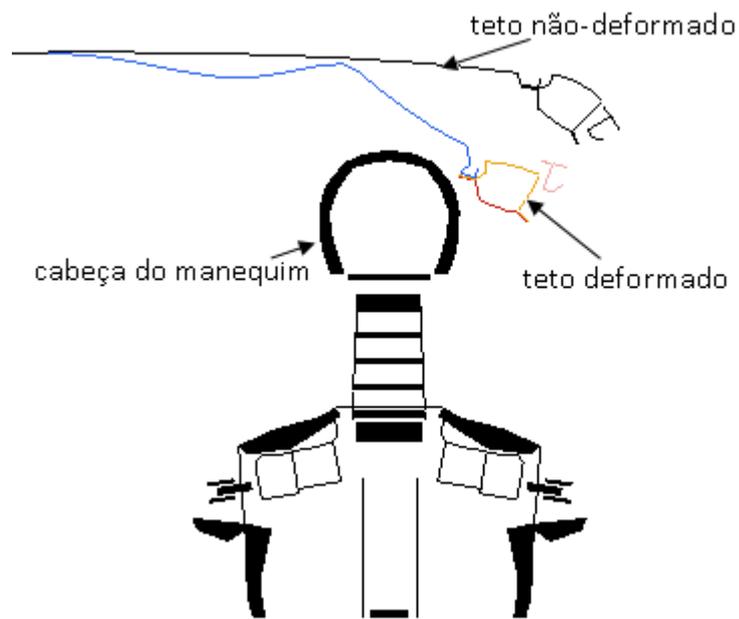


Figura 6.9 – Distância entre o teto deformado e a cabeça do manequim, resultado da simulação da norma FMVSS 216.

## 6.2. Simulações do teste de queda invertido – SAE J996

Para este estudo foi considerado o solo como sendo uma superfície rígida, permitindo assim somente deformação da estrutura do veículo ao ocorrer o contato entre ambos. O modelo de elementos finitos mostrado nas Fig. 6.10 e 6.11 foi utilizado para a simulação do teste de queda invertido considerando a distância do veículo ao solo de 304,8 mm e também para a simulação do teste com altura de 457,2 mm.

Este modelo representa o veículo completo, ou seja, todas as partes da suspensão dianteira e traseira, trem de força e estrutura do veículo são consideradas. Isto porque a localização correta do centro de massa é de extrema importância na caracterização de como o teto irá deformar-se, bem como qual região será mais deformada. A Tabela 6.2 resume o modelo de elementos finitos utilizado para representar o veículo.

Tabela 6.2 – Resumo do modelo para simulação do teste de queda invertido.

Número de partes	444
Número de nós	230356
Número de elementos de massa	1154
Número de elementos rígidos	4173
Número de elementos discretos	376
Número de juntas	32
Número de elementos viga	149
Número de elementos tria3	29888
Número de elementos quad4	230233
Número de elementos tetra4	6678

Todavia, este modelo tem número total de elementos um pouco inferior quando comparado com o modelo completo usado para simular o procedimento SAE J2114. Isto porque os pneus foram modelados da forma mais simples, somente para considerar as massas. As Fig. 6.10 e 6.11 ilustram a orientação do veículo para simular o teste de queda invertido.

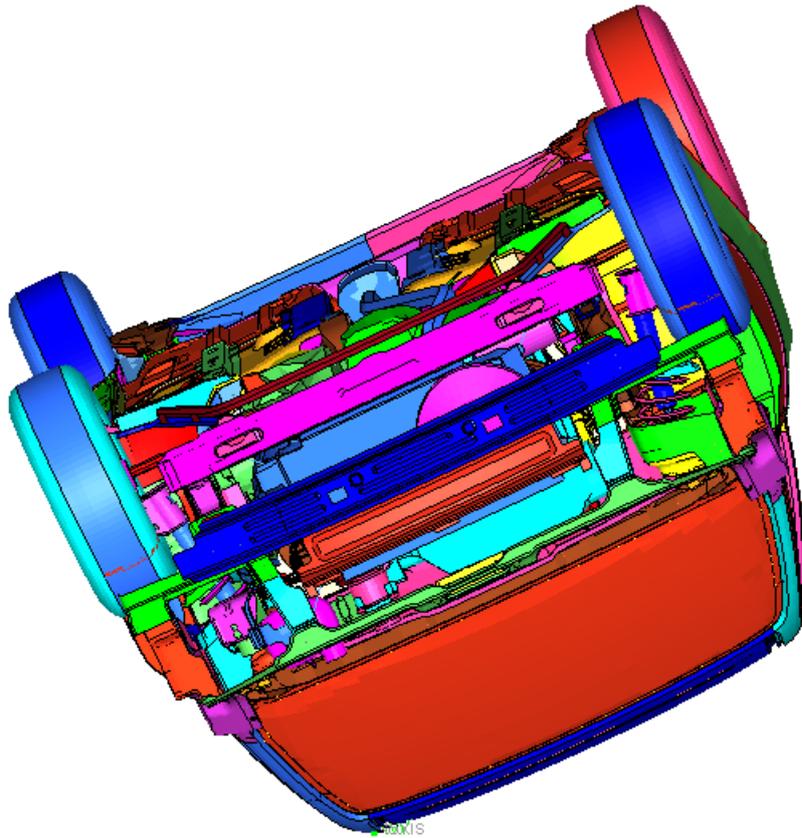


Figura 6.10 – Orientação do modelo computacional do veículo completo utilizado para simulação do teste de queda invertido, vista frontal.

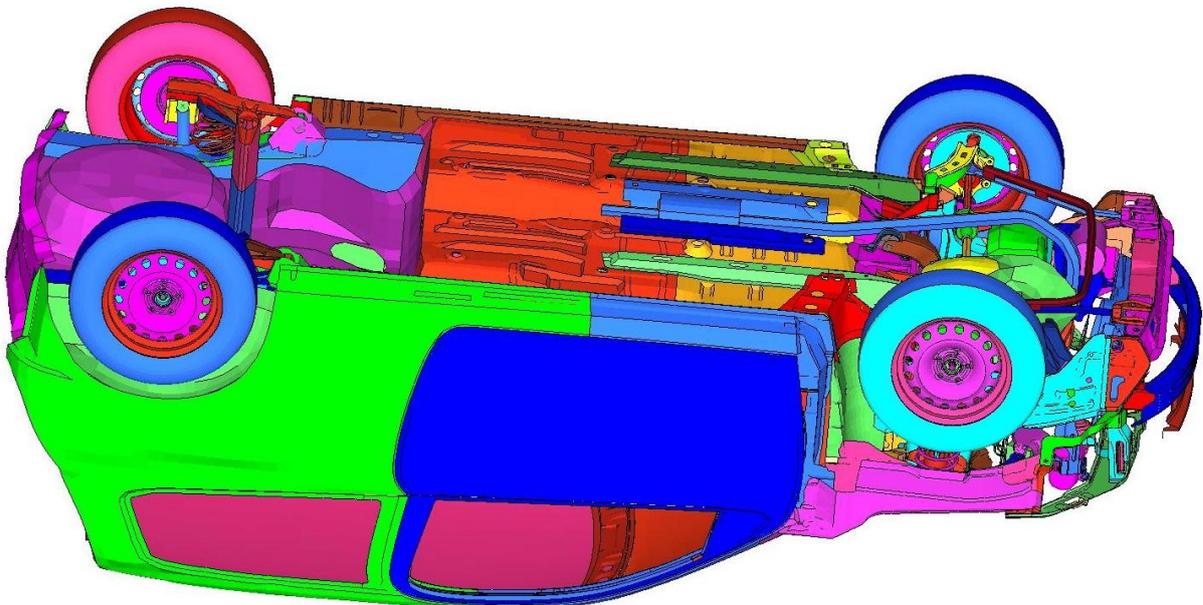


Figura 6.11 – Orientação do modelo computacional do veículo completo utilizado para simulação do teste de queda invertido, vista lateral.

A Fig. 6.12 representa o instante em que o veículo toca o solo. Este instante pode ser calculado empregando a fórmula para um corpo em queda livre:

$$t = \sqrt{\frac{2h_0}{g}} \quad (6.1)$$

onde  $h_0$  é a posição de onde o veículo é deixado cair em queda livre e  $g$  é a aceleração da gravidade.

A velocidade de queda do veículo ao tocar o solo é:

$$v = gt \quad (6.2)$$

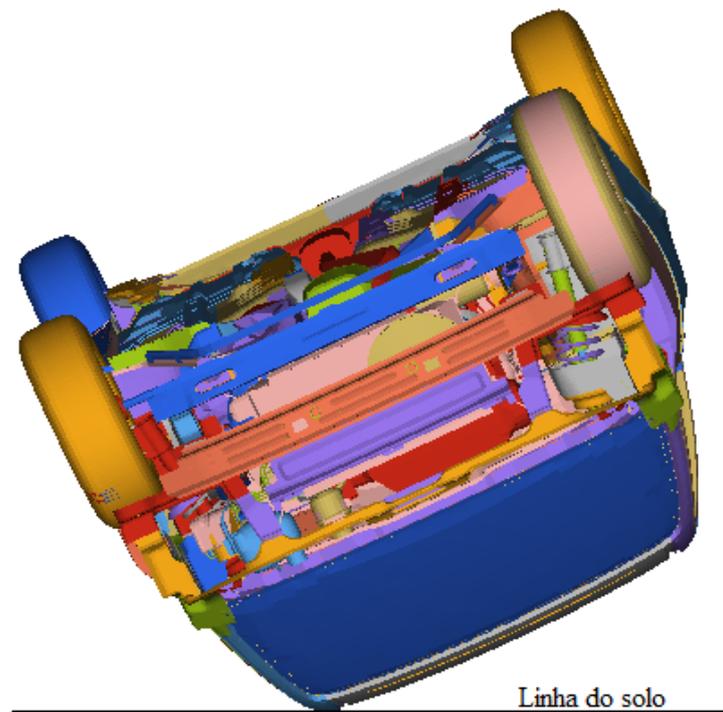


Figura 6.12 – Instante em que o veículo toca o solo segundo o procedimento SAE J996.

Assim para diminuir o tempo de simulação o veículo foi posicionado próximo ao instante de contato com o solo e aplicada velocidade inicial no veículo, determinada como:

- para a altura de queda de 304,8 mm o veículo atinge o solo após 0,25s e com velocidade de 2,445 m/s;

- para a altura de queda de 457,2 mm o veículo atinge o solo após 0,31s e com velocidade de 2,994 m/s.

A Fig. 6.13a representa a deformação ocorrida na estrutura após 0,20s de simulação do contato entre o veículo e o solo para a altura de queda de 304,8 mm. E a Fig. 6.13b ilustra a deformação para a altura de queda de 457,2 mm, pode-se verificar grande deformação na região da viga lateral do teto acima da cabeça do condutor.

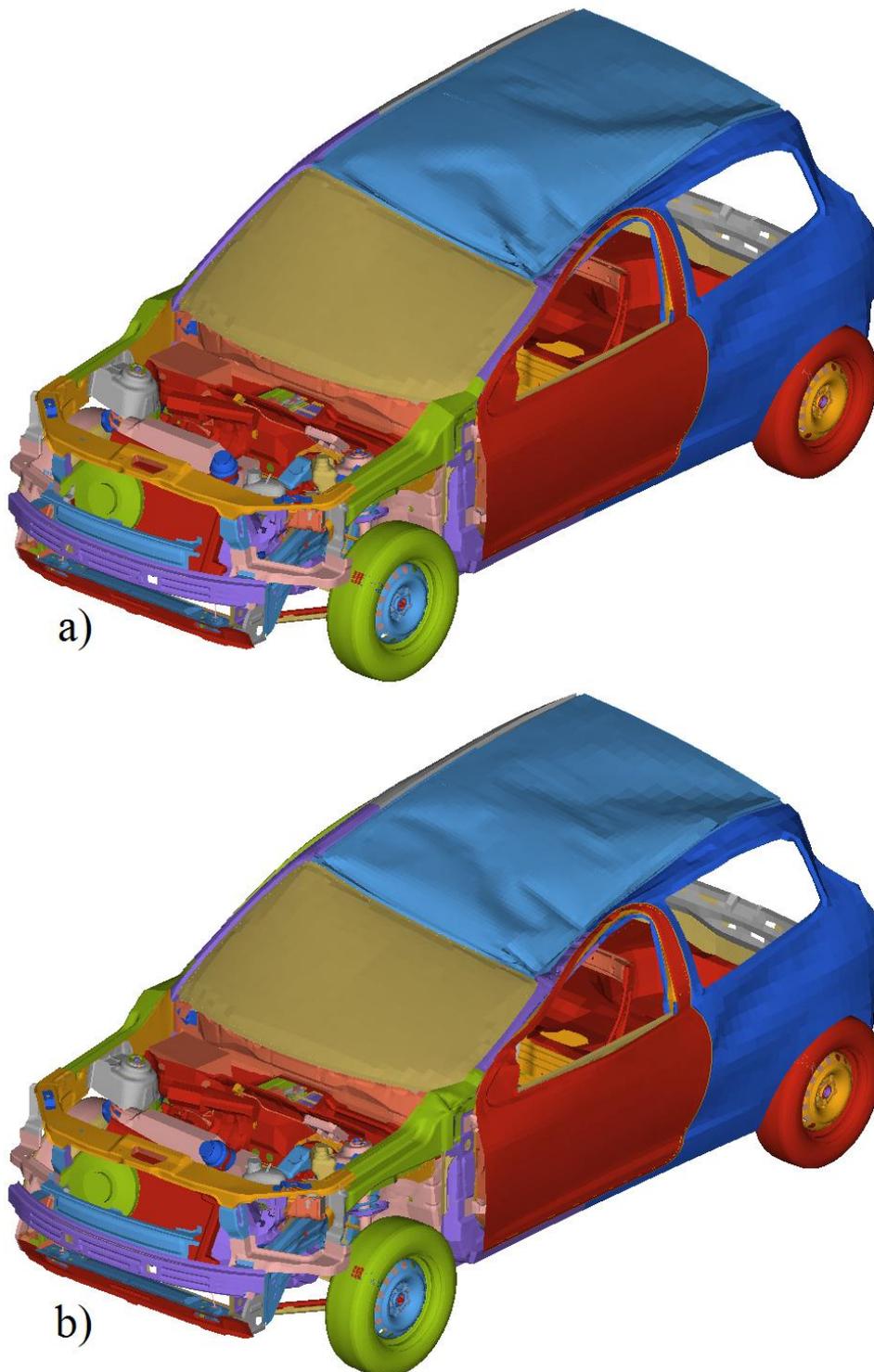


Figura 6.13 – Deformação na viga lateral do teto no teste de queda invertido.

A Fig. 6.14 mostra a localização da cabeça do motorista quando considera-se o manequim Híbrido III 50<sup>th</sup> Masculino (conforme descrito no item 4.6).

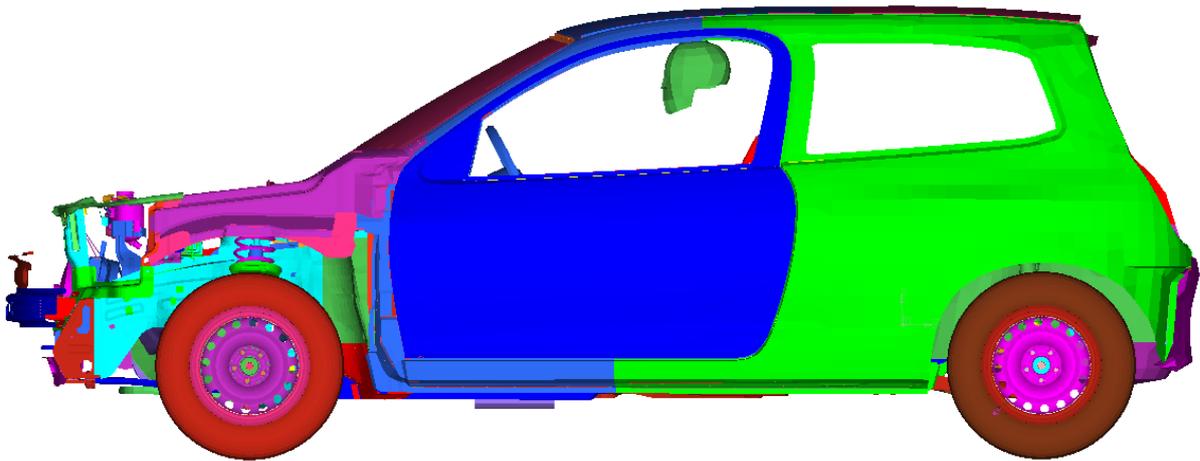


Figura 6.14 – Posição da cabeça do motorista no veículo de passageiros.

A distância perpendicular relativa entre um dos primeiros pontos da viga lateral do teto que entra em contato com o solo até o assoalho do veículo diminui 183 mm, como ilustrado na Fig. 6.15, isto para a altura de queda de 304,8 mm. Após 0,16s (0,41s total) de contato entre o teto e o solo verifica-se que a distância permanece constante, ou seja, encerra-se a deformação do teto.

Para a altura de queda de 457,2 mm o espaço de sobrevivência diminui 214 mm, como verificado na Fig. 6.16. Após 0,16s (0,47s total) de contato entre o teto com o solo verifica-se que distância entre os pontos estabiliza-se.

Na Fig. 6.17 verifica-se a diferença entre as deformações para as duas alturas de queda do veículo segundo a norma SAE J996, a figura mostra as distâncias relativas a partir do instante de contato entre o veículo e o solo. Após 0,16s deste contato, a distância entre os pontos se estabiliza e verifica-se uma diferença entre as curvas de 35 mm.

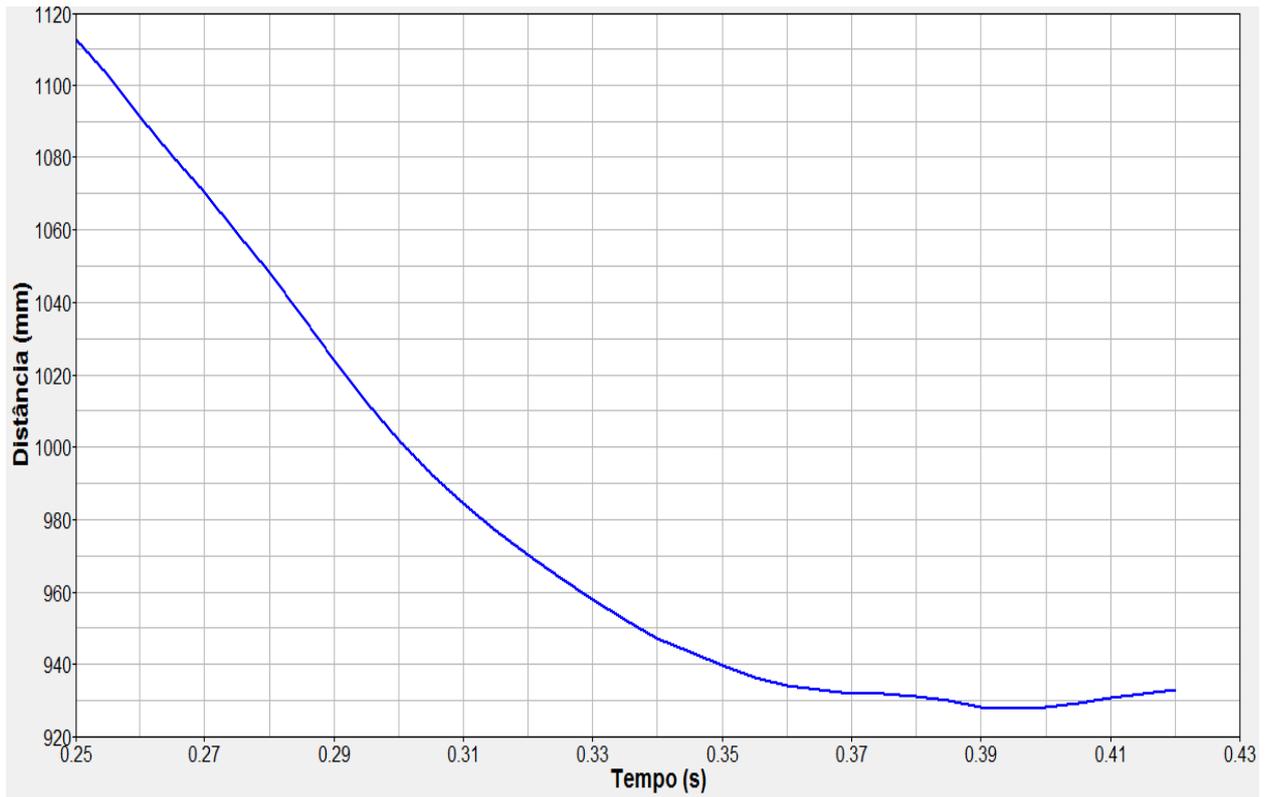


Figura 6.15 – Distância relativa entre o teto e o assoalho para a altura de queda de 304,8 mm.

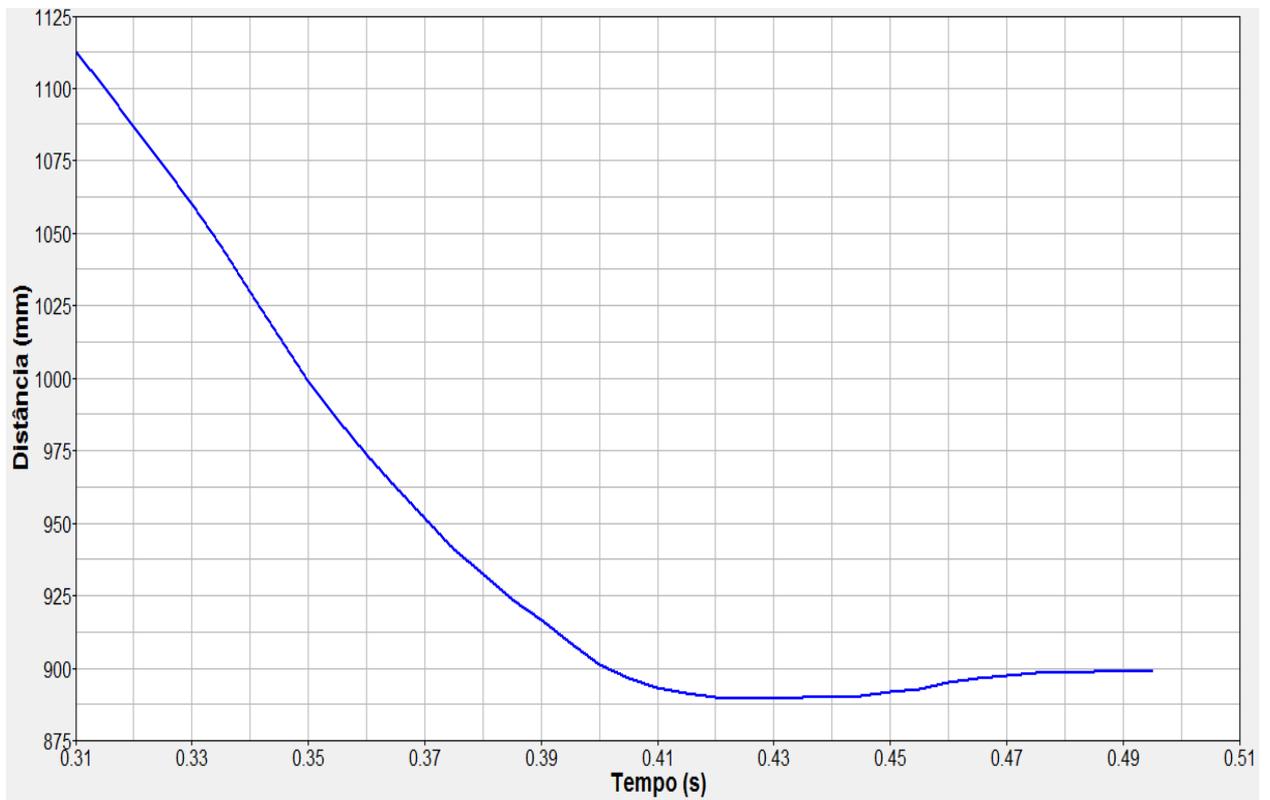


Figura 6.16 – Distância relativa entre o teto e o assoalho para a altura de queda de 457,2 mm.

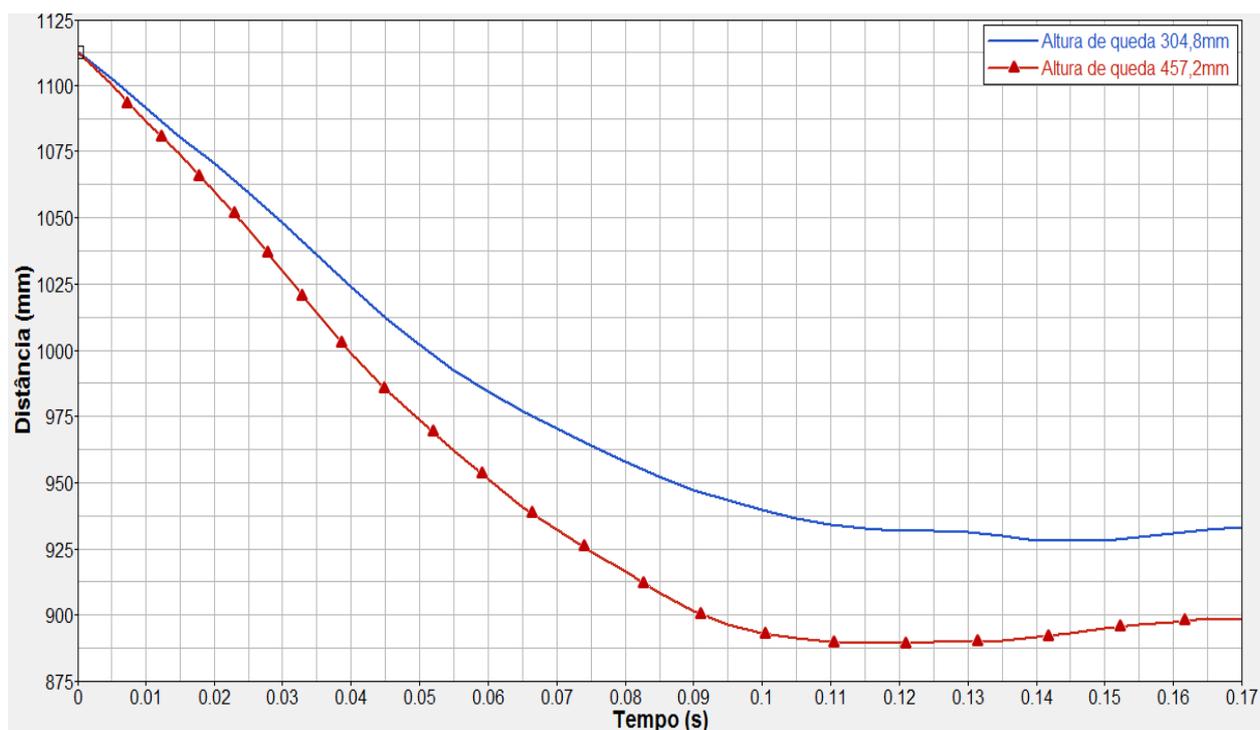


Figura 6.17 – Distância relativa entre um ponto no assoalho e um ponto na viga lateral do teto durante sua deformação.

O pico da força normal de contato entre o veículo e o solo verificado durante o teste de queda invertido com altura de 304,8 mm foi de 28200 N, de modo que o instante de tempo em que ocorre o pico é 0,285s. A Fig. 6.18 mostra a curva de força normal após o contato entre o veículo e o solo.

Conforme resultado da simulação para o teste de queda invertido com altura de 457,2 mm, o pico da força normal de contato entre o veículo e o solo foi de 40800N, sendo que o instante de tempo em que ocorre o pico é 0,404 s. A Fig. 6.19 mostra a curva de força normal após o contato entre o veículo e o solo.

Conseqüentemente um acréscimo de 50% na altura de queda do veículo, que também ocasiona um acréscimo de 50% na energia do veículo, provoca aumento de 40% na força de contato entre o solo e o veículo. A Fig. 6.20 ilustra esta diferença de força de contato para as duas alturas de queda.

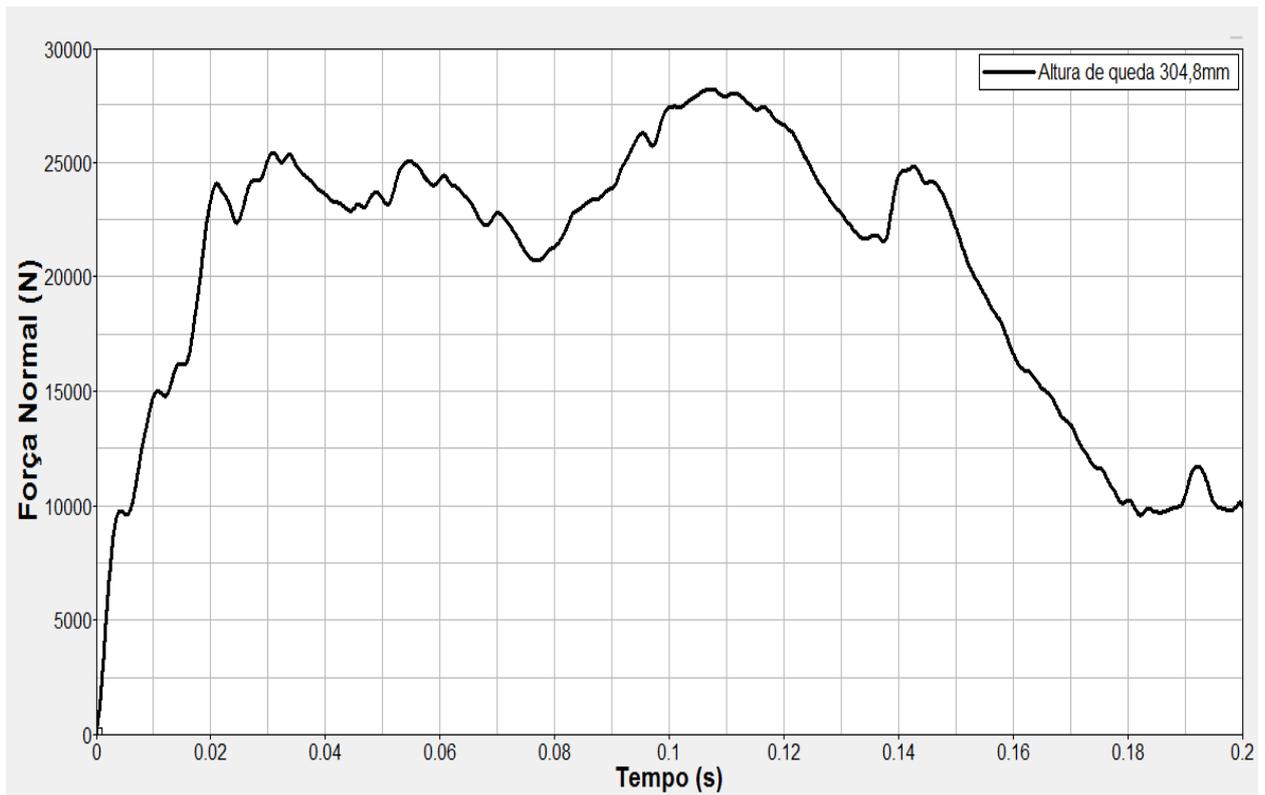


Figura 6.18 – Força normal de contato entre o veículo e o solo para altura de queda de 304,8 mm.

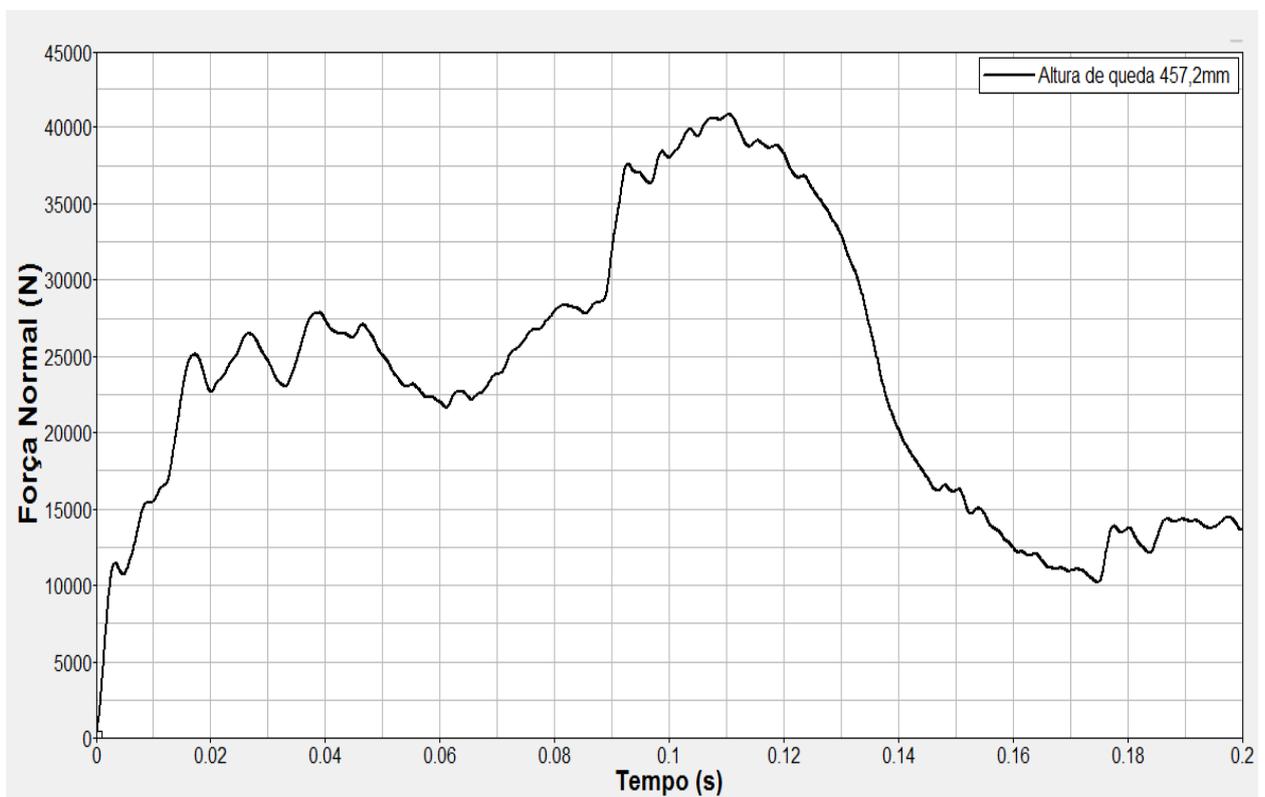


Figura 6.19 – Força normal de contato entre o veículo e o solo para altura de queda de 457,2 mm.

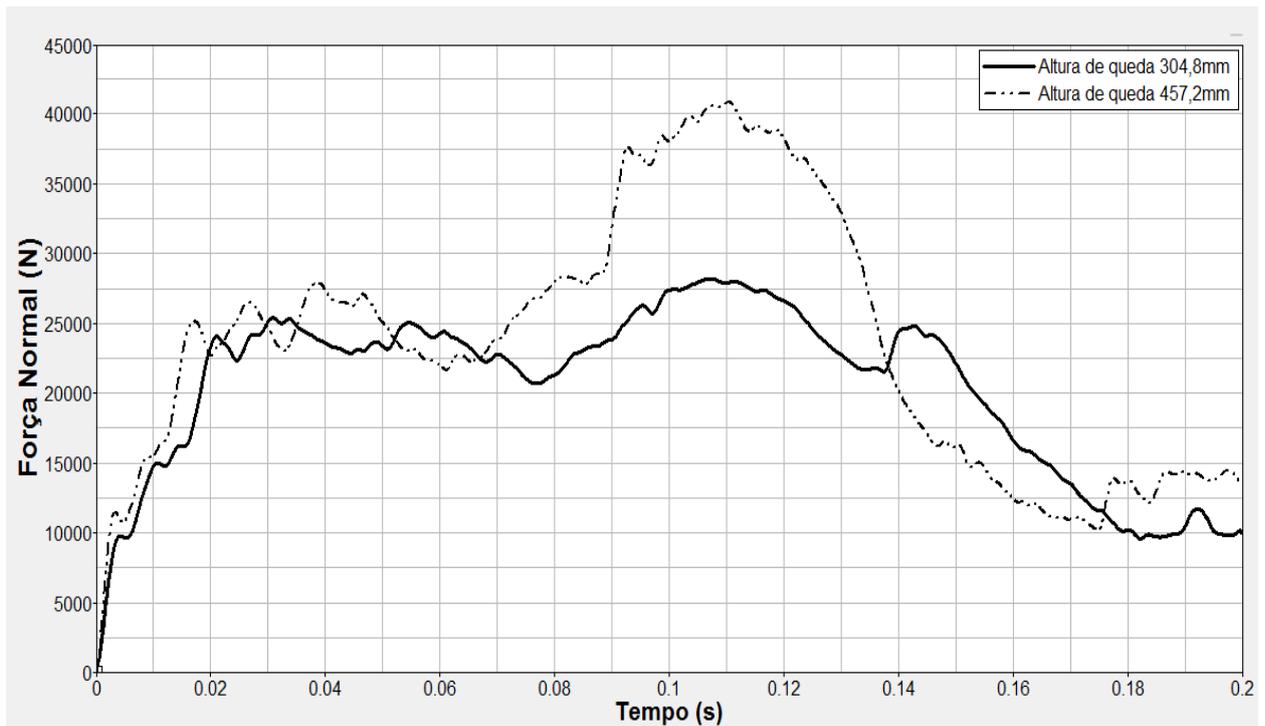


Figura 6.20 – Força normal de contato entre o veículo e o solo para as duas alturas de queda.

A Fig. 6.21 ilustra a velocidade de intrusão da estrutura lateral do teto para a altura de queda de 304,8 mm. Verifica-se que esta velocidade apresenta um pico de 1,43 m/s.

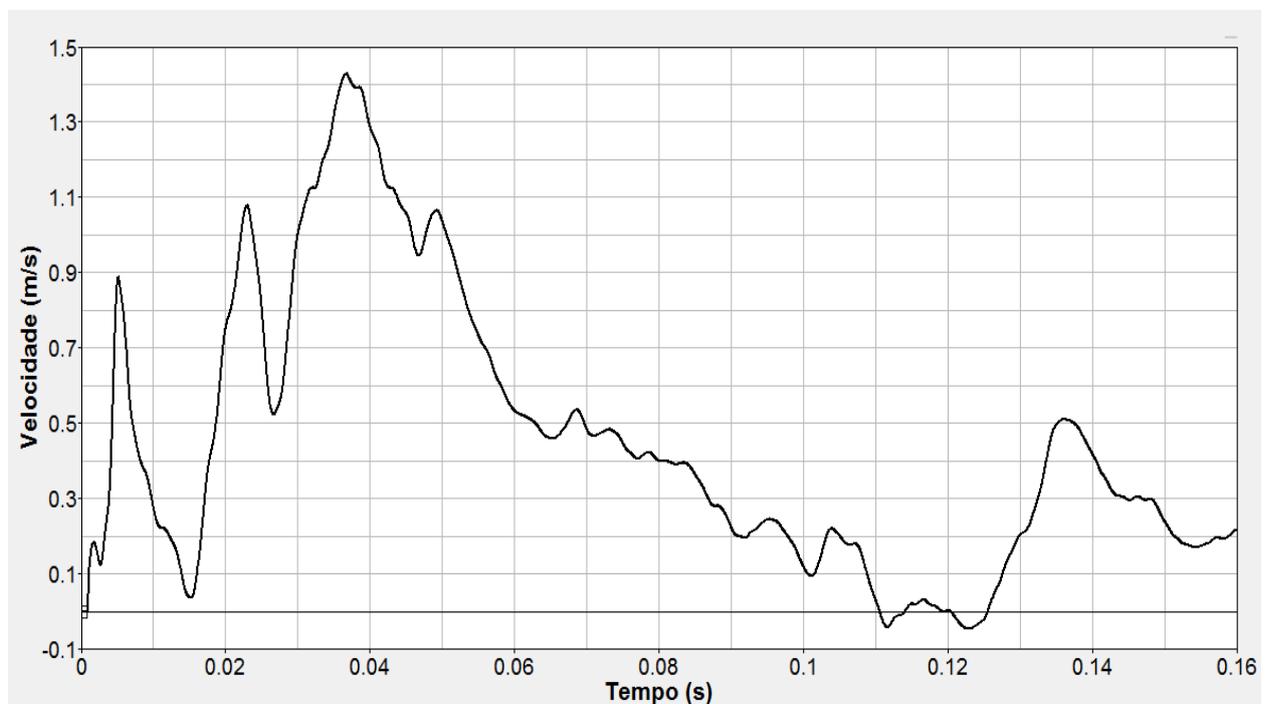


Figura 6.21 – Velocidade de intrusão do teto para a altura de queda de 304,8 mm.

Considerando que o condutor permanecesse na mesma posição relativa ao banco durante o teste de queda da altura de 304,8 mm, observa-se na Fig. 6.22 que a viga do teto entraria em contato com a cabeça do condutor após 0,045s de contato do veículo com o solo, ou 0,295s desde o instante inicial (Fig. 6.22 e 6.23). Dependendo da intensidade deste contato graves lesões poderiam ocorrer na cabeça e/ou pescoço.



Figura 6.22 – Vista rotacionada para demonstrar o contato entre o teto e a cabeça do manequim.

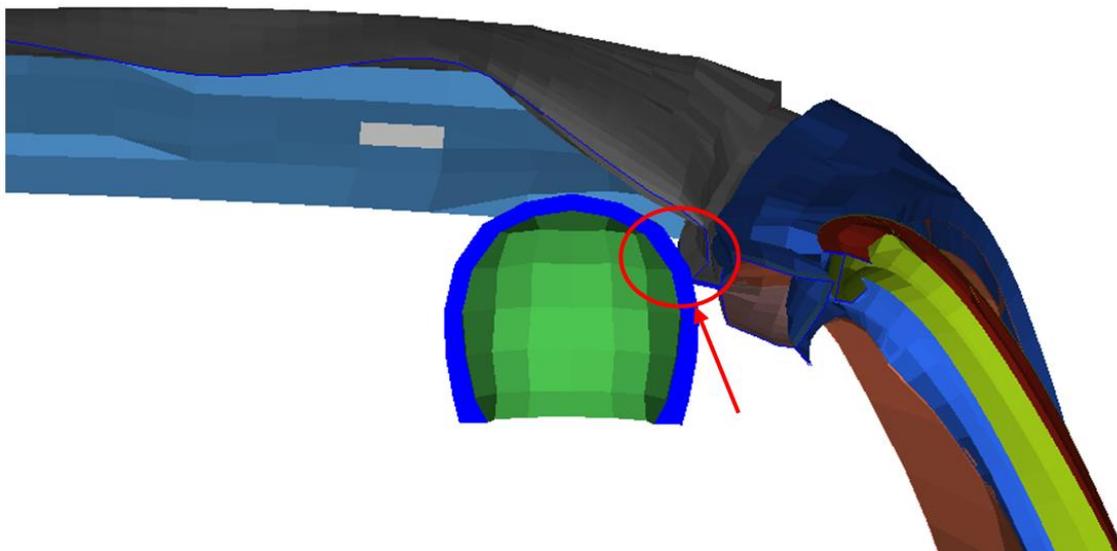


Figura 6.23 – Seção ampliada da região de contato entre o manequim e o teto.

Devido à dinâmica do movimento, a região do teto logo acima da cabeça do motorista (manequim) apresenta deformação maior no teste de queda invertido (SAE J996) do que no teste de esmagamento do teto (FMVSS 216). Uma das explicações deste fenômeno, além dos efeitos dinâmicos do teste, é que no teste de esmagamento do teto a superfície de aplicação da carga tem seu movimento guiado no sentido da normal da superfície do bloco rígido, já no teste de queda invertido isto não ocorre, pois o veículo ao entrar em contato com o solo apresenta movimento relativo ao mesmo. Também o veículo pode rotacionar em relação ao ponto de contato (Fig. 6.24). Conseqüentemente, em um dado instante, ao invés da estrutura lateral do teto suportar a maior parte da carga no teste de esmagamento, no teste de queda a região central do teto, menos rígida, tem o papel de suportar a carga dinâmica.

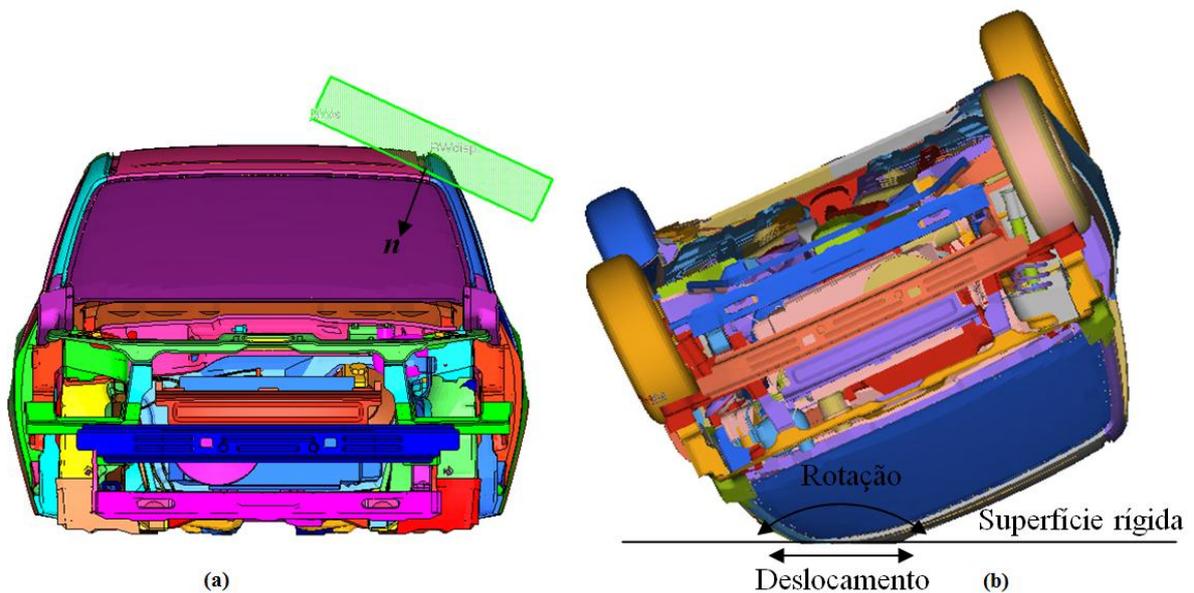


Figura 6.24 – a) Esmagamento do teto (FMVSS 216); b) teste de queda invertido (SAE J996).

### 6.3. Dolly rollover test – SAE J2114

Para a simulação deste procedimento muitas pré-análises foram realizadas, pois se trata de um fenômeno extremamente complexo e, por conseguinte de uma simulação também complexa, necessitando de computadores com processadores potentes. Isto porque ao contrário de uma simulação de colisão frontal que se estima durar 0,2 s, o evento de rolamento precisa de um tempo maior de simulação, pois o período de duração do evento depende muito do número de voltas completas que se quer analisar ou mesmo para analisar o primeiro contato do veículo com o solo a duração é superior a 0,5 s.

Para representar o atrito entre o pavimento e os pneus e entre o pavimento e a estrutura metálica do veículo duas diferentes superfícies de contato foram utilizadas. O valor do coeficiente de atrito entre o pavimento e a estrutura assumiu-se 0,9, já o valor de atrito entre o pavimento e os pneus foi atribuído 0,7 de acordo com pré análises realizadas e demonstradas no apêndice III. Pois dependendo deste valor o veículo ao atingir o solo com os pneus pela primeira vez pode somente deslizar lateralmente e rotacionar no sentido de não tombar ou o veículo pode rotacionar demasiadamente e atingir o solo com o teto no lado do passageiro.

A plataforma foi modelada utilizando as informações básicas sobre a mesma contida no procedimento SAE J2114, como o objetivo do trabalho é analisar o veículo, a plataforma foi modelada com material rígido que não permite deformação. A Fig. 6.25 representa a plataforma utilizada na simulação computacional, às regiões mais refinadas são as que possuem contato com os pneus.

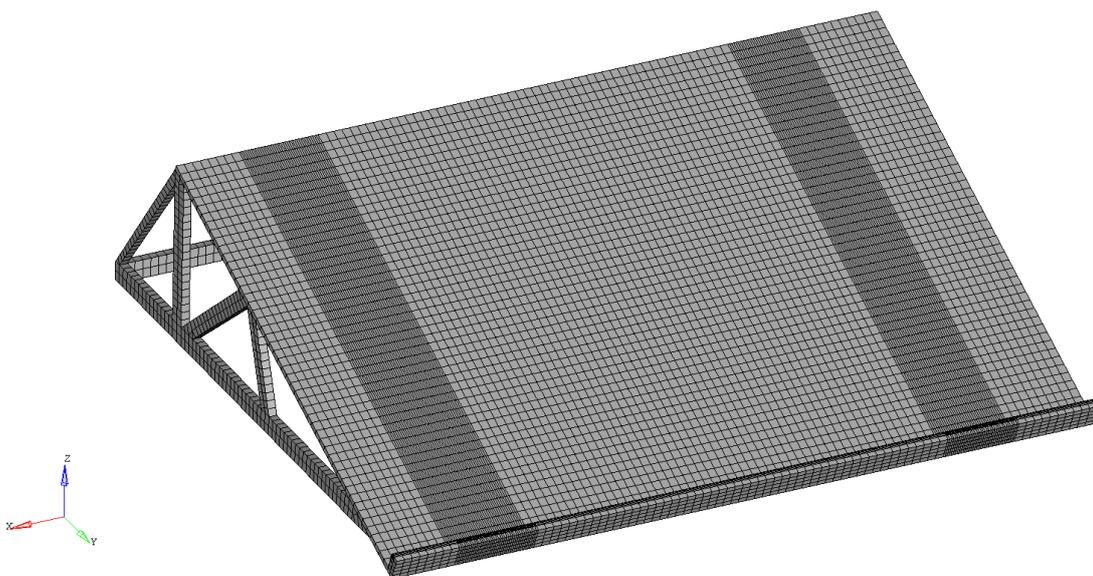


Figura 6.25 – Modelo computacional da plataforma utilizada no procedimento SAE J2114.

Como o procedimento especifica que a plataforma onde o veículo é posto deve ter uma desaceleração mínima de 20 g, por ao menos 40 ms, se aplicou a condição de deslocamento prescrito em corpo rígido (velocidade), neste caso na plataforma, de acordo com a Fig. 6.26.

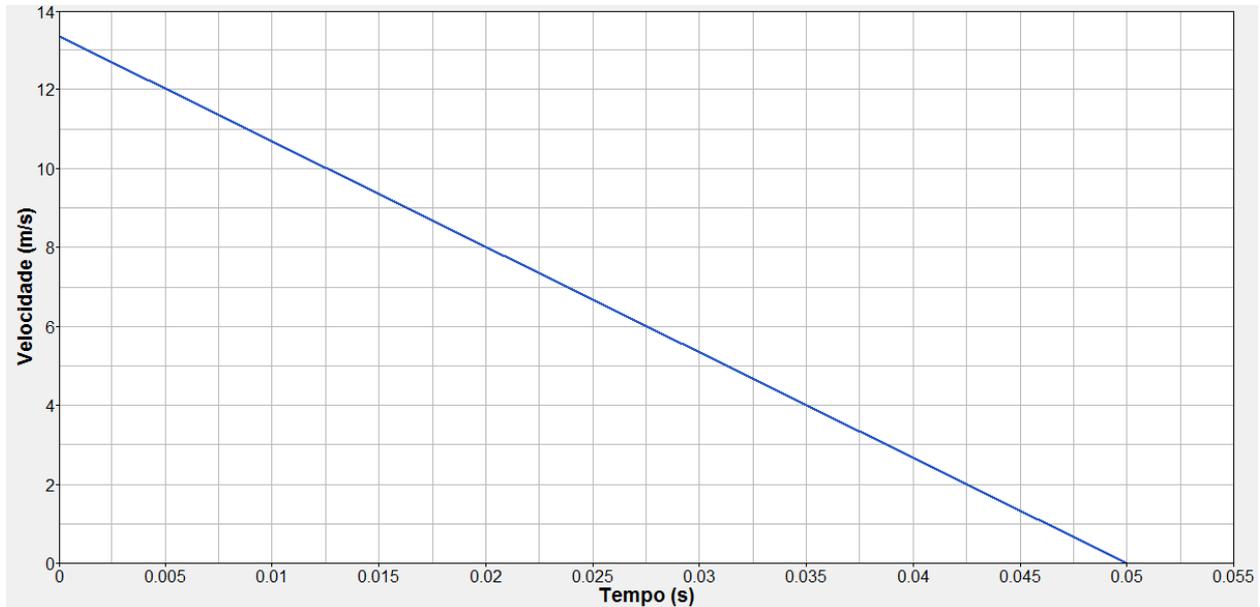


Figura 6.26 – Curva de desaceleração aplicada na plataforma.

No veículo atribuiu-se a condição de velocidade inicial de 13,333 m/s, pois esta deve ser a velocidade constante que o veículo deve ter no teste real antes da desaceleração da plataforma segundo o procedimento.

Um modelo primário simplificado foi utilizado para verificar o comportamento da suspensão, pois a mesma é muito importante neste evento. Sendo que tanto o raio do pneu que está em contato com o obstáculo lateral da plataforma, a altura do centro de rolamento da suspensão e outros parâmetros influenciam diretamente na dinâmica do evento de rolamento do veículo.

O passo posterior foi realizar as simulações com o modelo completo de veículo de passageiros.

### 6.3.1. Modelo computacional simplificado do veículo de passageiros.

Um modelo simplificado do veículo sobre a plataforma foi desenvolvido para reduzir o tempo das simulações posteriores e verificar a interação dos pneus com o obstáculo da plataforma (Fig. 6.27). E principalmente analisar o comportamento da suspensão, pois a dinâmica de rolamento lateral do veículo é extremamente influenciada pelas propriedades da suspensão (Shim et al., 2006).

Este modelo simplificado compõe-se somente da suspensão do veículo e das inércias da estrutura que foram obtidas do modelo computacional de elementos finitos que possui todas as partes que compõem o veículo completo. A Tabela 6.3 resume o modelo de elementos finitos utilizado para representar o veículo.

Tabela 6.3 – Resumo do modelo simplificado do veículo de passageiros usado na simulação do procedimento SAE J2114, desconsiderando a plataforma.

Número de partes	158
Número de nós	69854
Número de elementos de massa	32
Número de elementos rígidos	905
Número de elementos discretos	0
Número de juntas	20
Número de elementos viga	111
Número de elementos tria3	9889
Número de elementos quad4	95083
Número de elementos tetra4	6678

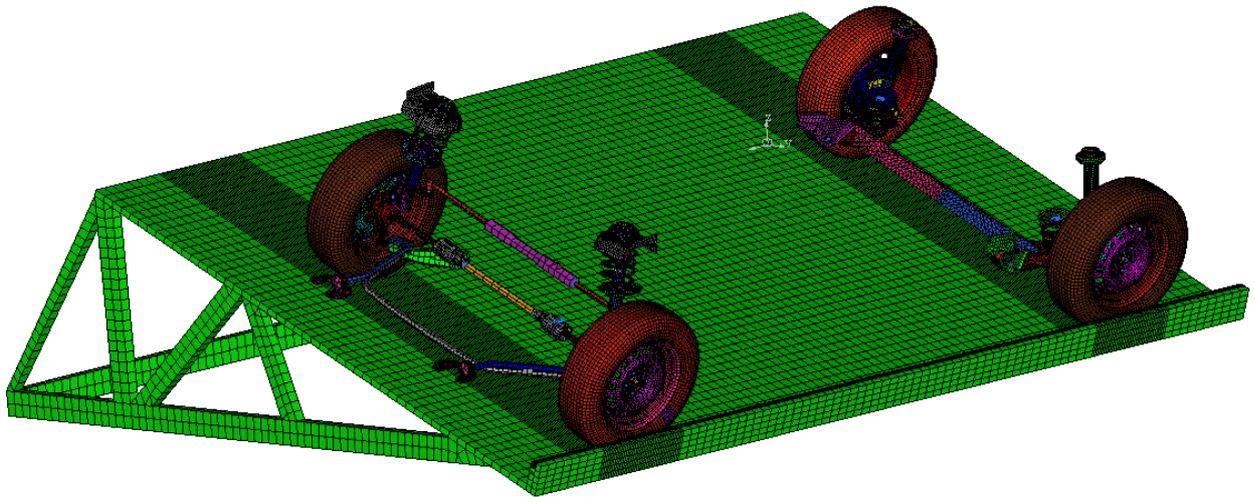


Figura 6.27 – Modelo simplificado do veículo composto apenas da suspensão e das inércias da estrutura.

Como verifica-se na Fig. 6.28 as juntas definidas na suspensão frontal e traseira, as propriedades dos materiais das molas, os coeficientes de amortecimento para representar os amortecedores e as juntas do sistema de direção estão representando de forma condizente com a realidade, sendo que mostram o fenômeno de transferência de carga entre os lados do veículo durante o rolamento lateral.

O veículo apresenta transferência de carga entre os lados do veículo logo após o início da desaceleração da plataforma (Fig. 6.28), pois o veículo tem os pneus de um dos lados travado no obstáculo lateral da plataforma. Também verifica-se as deformações nas suspensões, pois as mesmas não são projetadas para suportar altas cargas laterais.

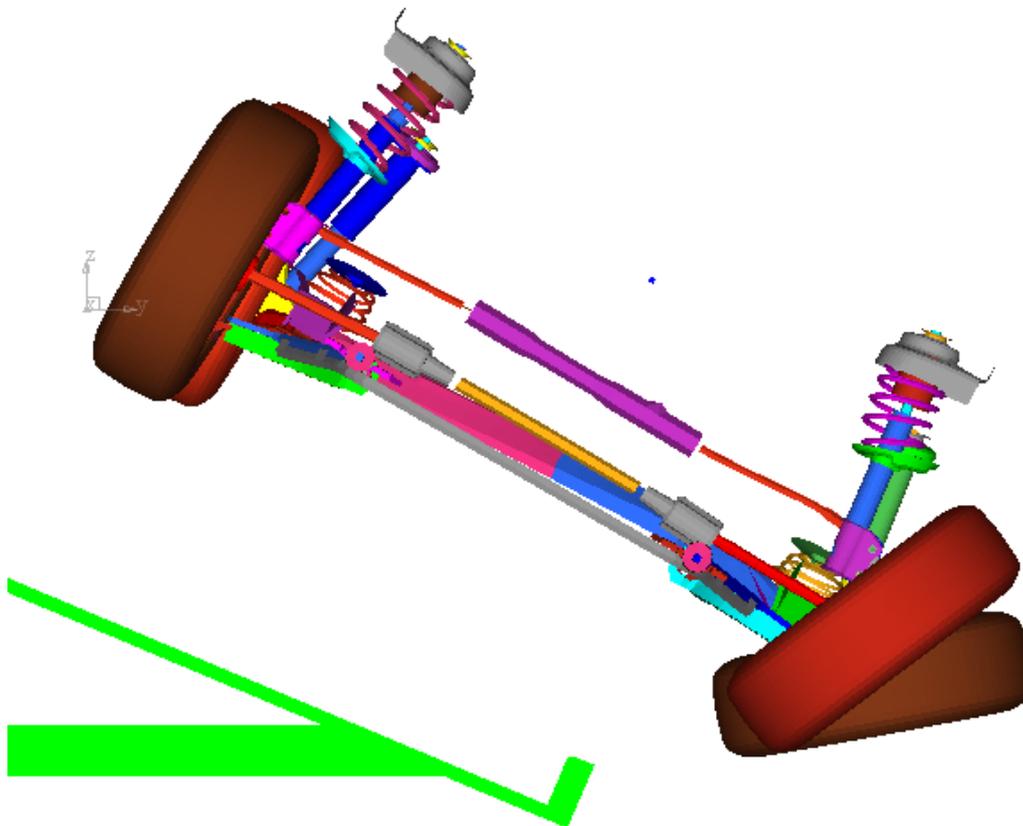


Figura 6.28 – Transferência de carga entre os lados do veículo e deformação das suspensões.

O instante em que o veículo entra em contato com o solo ocorre 340 ms após o início da desaceleração da plataforma (Fig. 6.29).

A Fig. 6.30 ilustra o ângulo de rolamento obtido no centro de gravidade do veículo, mostrado somente os primeiros 450 ms, pois após este intervalo a estrutura do veículo pode entrar em contato com o solo e, por tratar-se de um modelo simplificado não capta este contato. O veículo apresenta dois períodos onde se tem aceleração rotacional (Fig. 6.31), de 0 a 50 ms é o período em que os pneus estão em contato com o obstáculo lateral da plataforma e a mesma sofre a desaceleração, assim o veículo rotaciona em torno deste ponto de contato. O outro período é de 340 ms a 400 ms quando o pneu toca o solo, também provocando rotação do veículo.

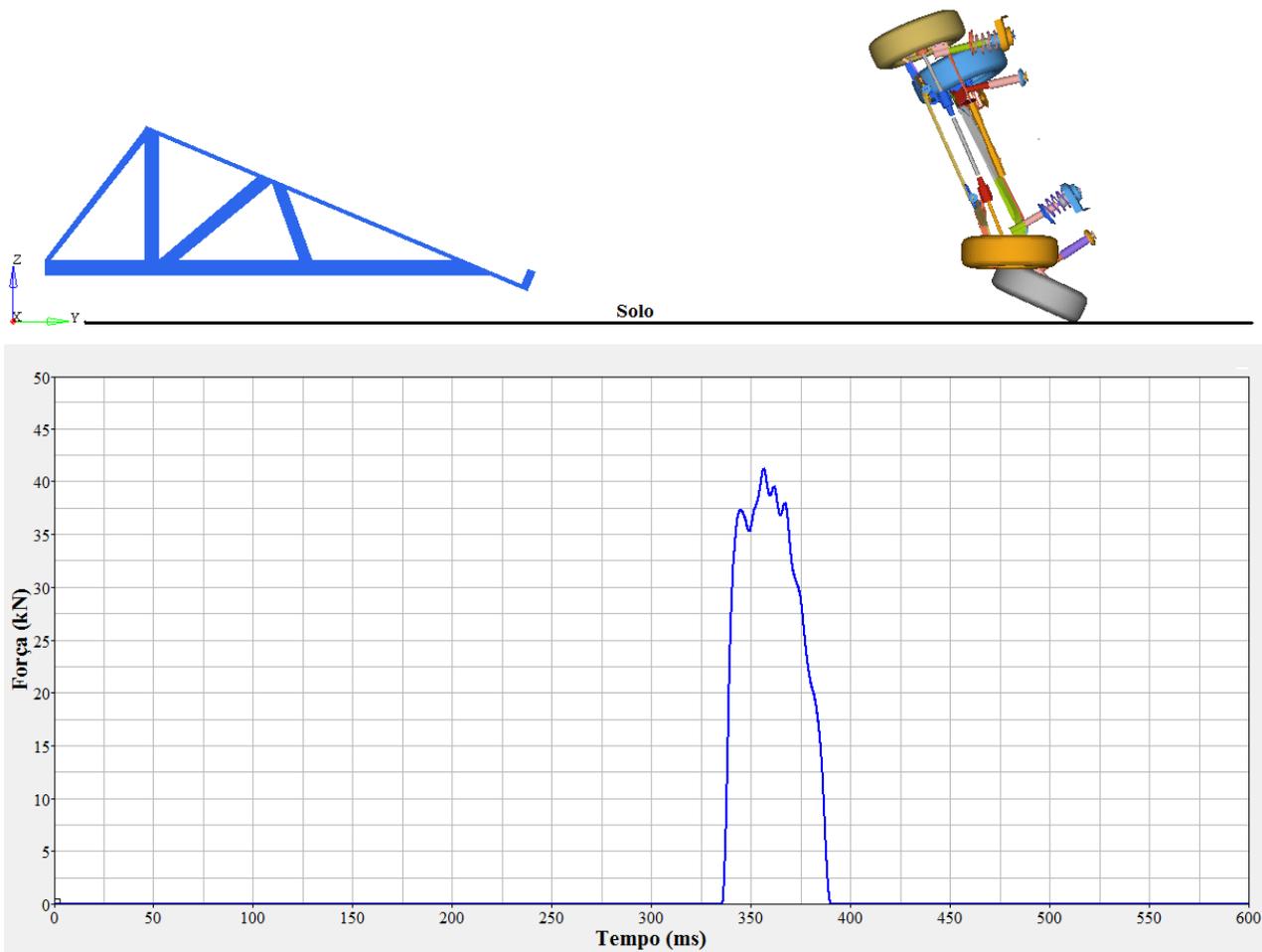


Figura 6.29 – Instante em que o pneu do veículo entra em contato com o solo.

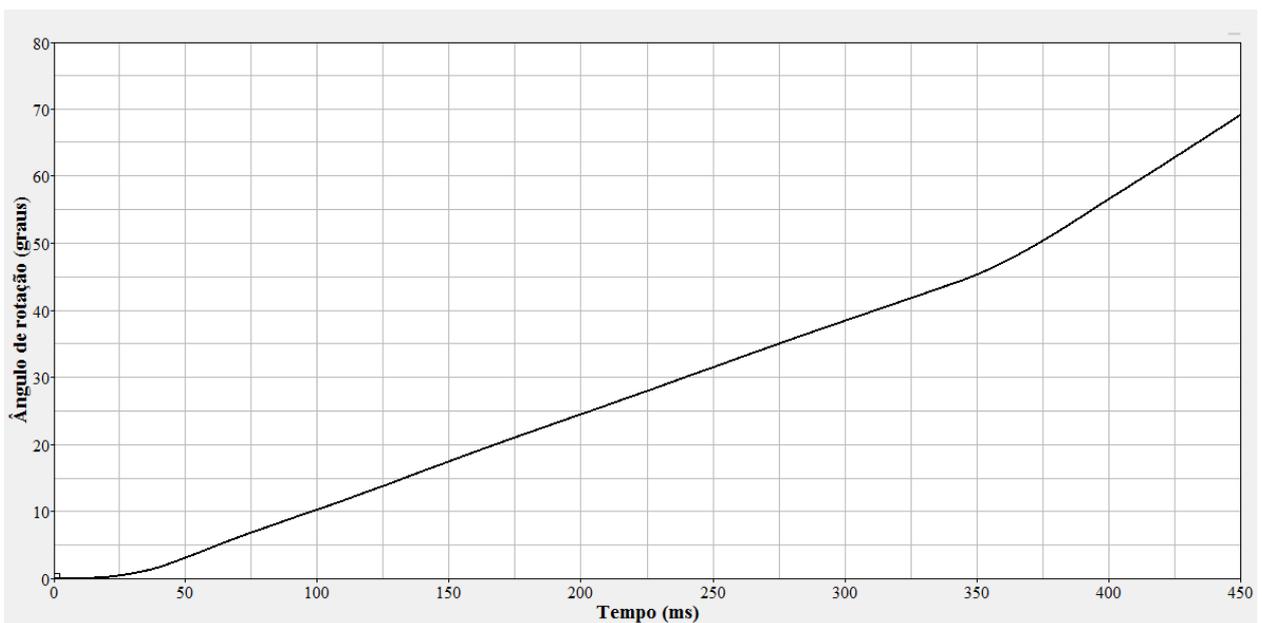


Figura 6.30 – Ângulo de rolamento do veículo medido no centro de massa.

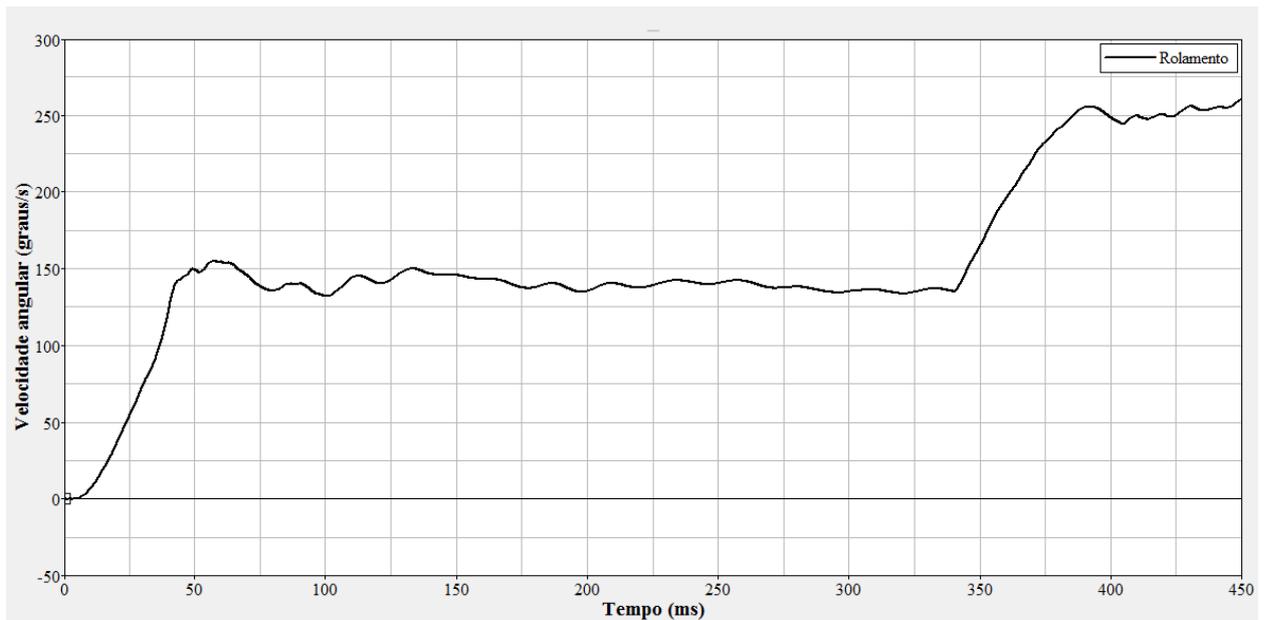


Figura 6.31 – Velocidade de rolamento angular.

### 6.3.2. Modelo computacional completo do veículo de passageiros

Posterior a verificação da correta modelagem dos elementos da suspensão aplica-se o procedimento SAE J2114 considerando o veículo completo. Como resumido na tabela 6.4, o modelo completo é formado por mais de 240.000 elementos, o que exige computadores com grande capacidade para a resolução do problema.

Tabela 6.4 – Resumo do modelo completo usado na simulação do procedimento SAE J2114, desconsiderando a plataforma.

Número de partes	444
Número de nós	235351
Número de elementos de massa	995
Número de elementos rígidos	4175
Número de elementos discretos	415
Número de juntas	32
Número de elementos viga	149
Número de elementos tria3	30412
Número de elementos quad4	234861
Número de elementos tetra4	6678

Neste modelo tem-se alguns pontos de controle, onde futuramente realizando testes experimentais se pode comparar os resultados, estes pontos em destaque são:

- centro de massa;
- coluna A;
- coluna B;
- viga lateral do teto.

Nestes pontos as acelerações, velocidades e deslocamentos foram obtidos. A Fig.6.32 ilustra o modelo de elementos finitos do veículo de passageiros sobre a plataforma.

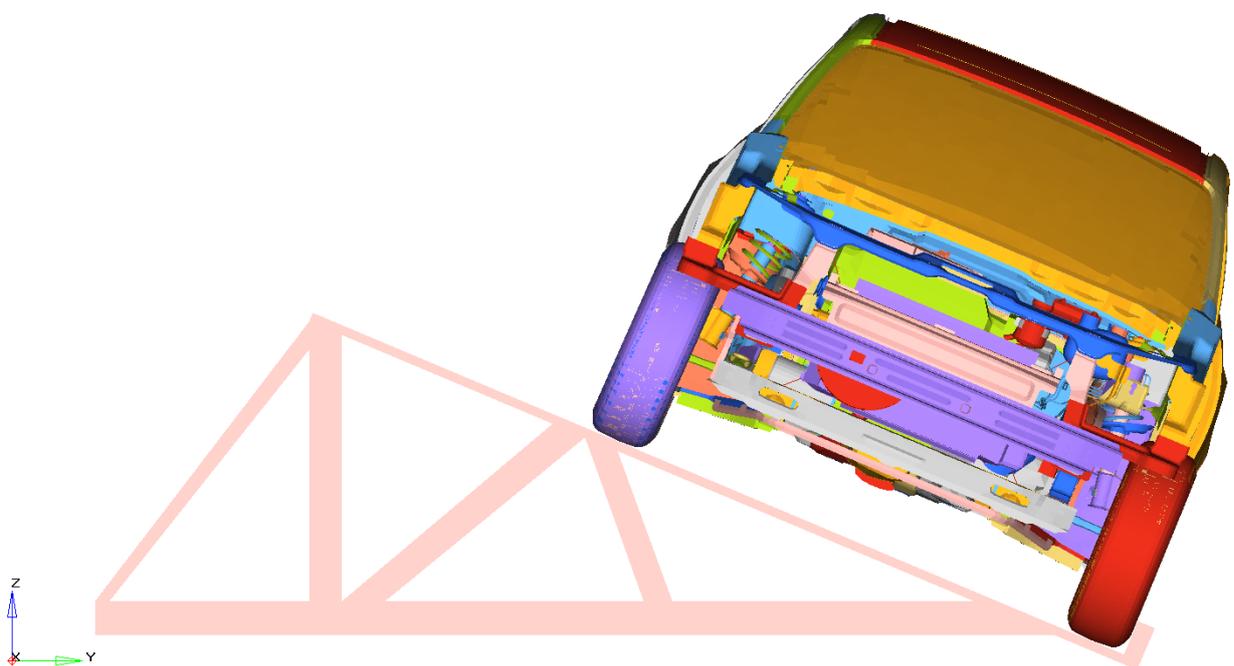


Figura 6.32 – Modelo de elementos finitos do veículo sobre a plataforma de acordo com o procedimento SAE J2114.

Na Fig. 6.33 são demonstrados os principais instantes do evento rolamento do veículo, da esquerda para a direita se têm:

- 50 ms, o veículo deixa a plataforma;
- 375 ms, as rodas do lado esquerdo do veículo em contato com o solo;
- 530 ms, esmagamento da lateral do teto na região do motorista;
- 630 ms, o veículo está suspenso no ar;
- 680 ms, esmagamento da lateral do teto na região do passageiro.

Como mencionado anteriormente à carga dinâmica que o teto sofre é de 2,2 vezes o peso do veículo conforme pode-se verificar na Fig. 6.34. Conseqüentemente, a carga aplicada de acordo com a norma de resistência do teto ao esmagamento (FMVSS 216) é bem inferior a que ocorrer em um evento de rolamento lateral pelo procedimento SAE J2114, pois segundo a norma FMVSS 216 o teto não deve ter deformação superior a 127 mm quando aplicado o carregamento de 1,5 vezes o peso do veículo.

Por meio dos resultados obtidos, e de acordo com um número de pesquisadores e profissionais, o procedimento FMVSS 216 mostra-se ineficiente na proteção de ocupantes em eventos reais de rolamento veicular (Friedman e Nash, 2001).

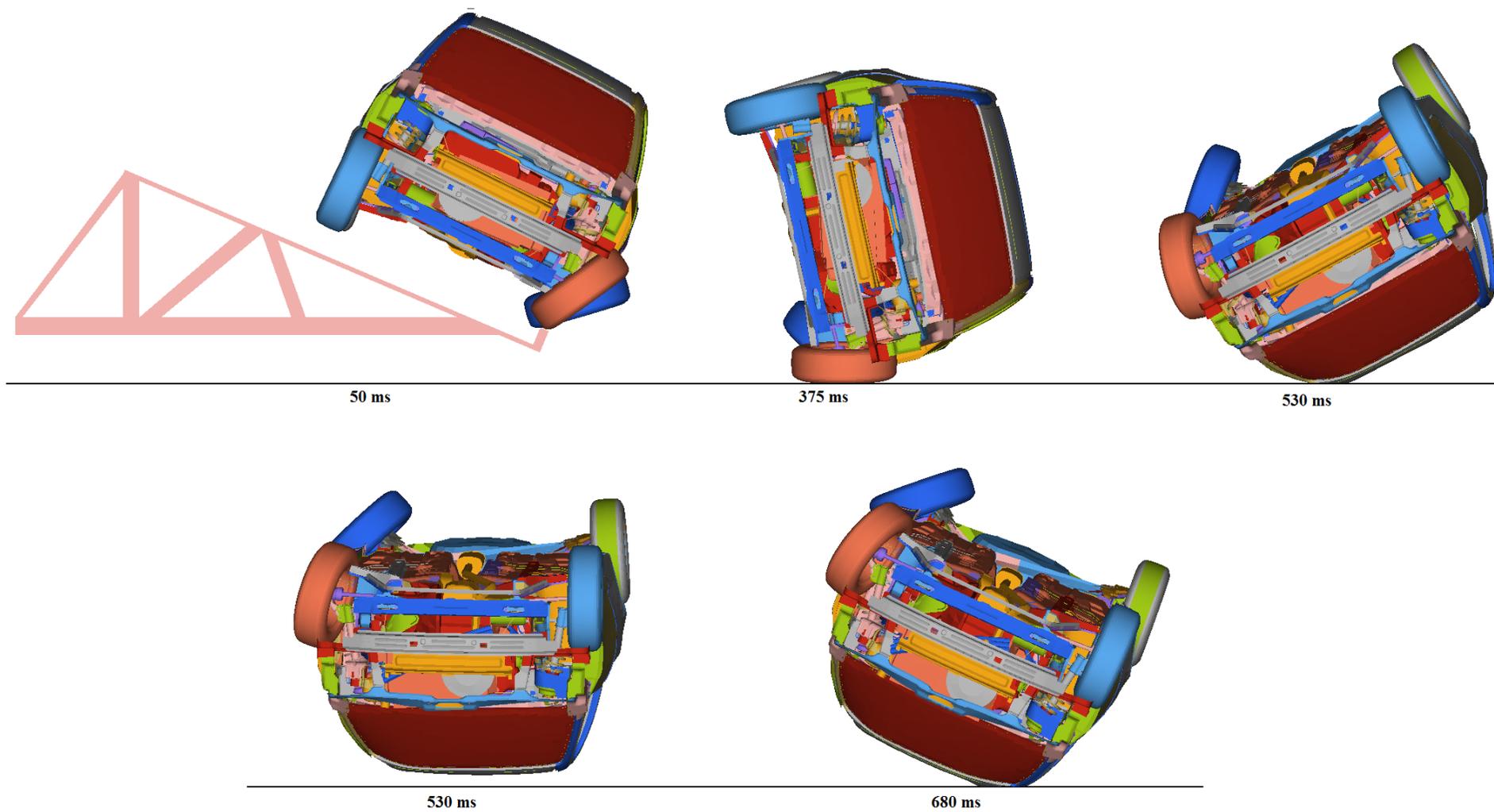


Figura 6.33 – Rolamento lateral do veículo de passageiros conforme procedimento SAE J2114.

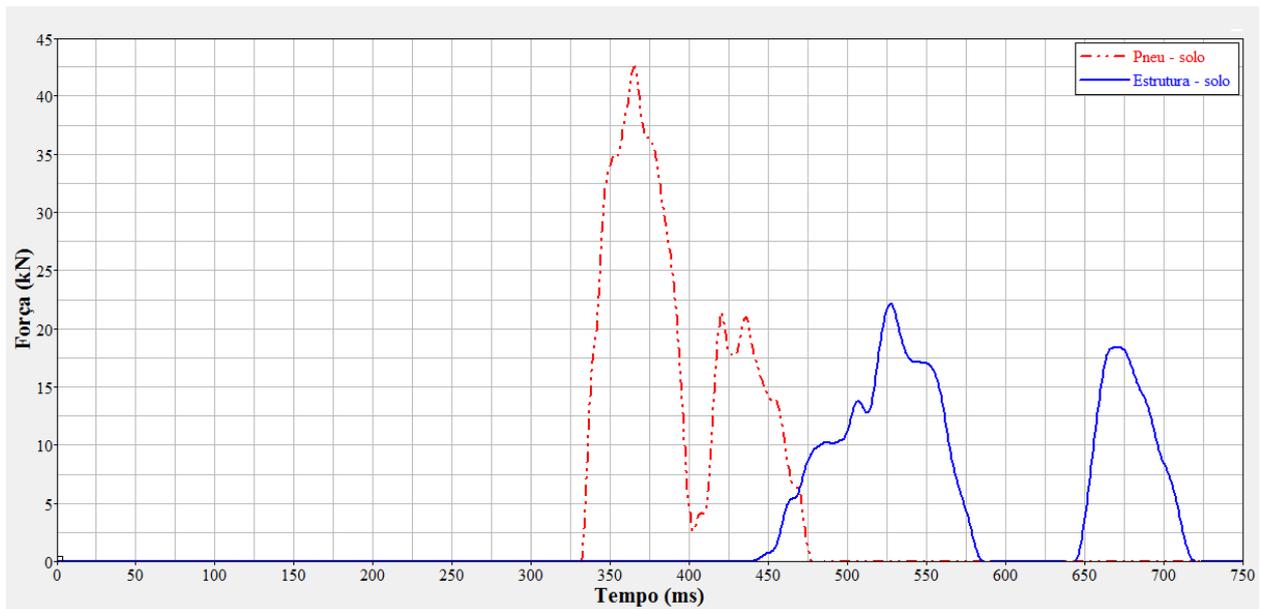


Figura 6.34 – Força normal de contato dos pneus com o pavimento e da estrutura com o pavimento para o procedimento SAE J2114.

No intervalo de 440 a 580 ms ocorre o primeiro contato da estrutura lateral do teto com o pavimento no lado do motorista, e no intervalo de 640 a 720 ms a estrutura lateral do teto no lado do passageiro entra em contato com o pavimento. Entre estes dois intervalos o veículo deixa de estar em contato com o solo.

### 6.3.3. Utilização de manequins

O procedimento SAE J2114, não requer que manequins sejam utilizados nos testes experimentais, todavia implementou-se o manequim no modelo de veículo.

A Fig. 6.35 mostra o modelo matemático do manequim utilizado para as simulações biomecânicas, como descrito no item 4.6 o manequim utilizado é o híbrido III 50<sup>th</sup> masculino, sendo que o mesmo foi obtido do site da LSTC (<http://www.lstc.com>). Na Tabela 6.5 tem-se a descrição das partes que compõem o manequim.

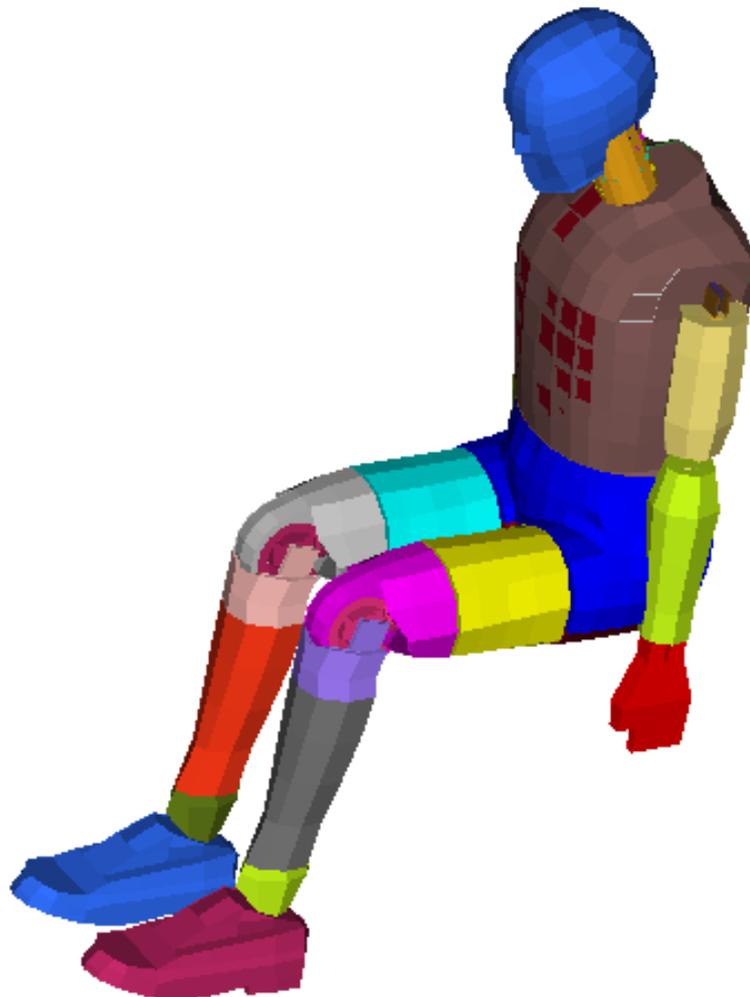


Figura 6.35 – Modelo matemático do manequim [<http://www.lstc.com>].

Tabela 6.5 – Resumo do modelo do manequim.

Número de partes	138
Número de nós	6358
Número de elementos de massa	32
Número de elementos discretos	8
Número de juntas	48
Número de elementos viga	3
Número de elementos tria3	252
Número de elementos quad4	1242
Número de elementos penta6	168
Número de elementos hex8	2288

Para verificar-se o comportamento do manequim e sua fidelidade biomecânica, uma das simulações computacionais realizadas foi o teste de queda invertido do manequim. Este foi deixado cair de várias alturas para atingir uma superfície rígida, e a carga de compressão medida na região superior do pescoço foi comparada com os dados dos testes experimentais realizados por Sances et al. (2002) e estão ilustradas na Fig. 6.36.

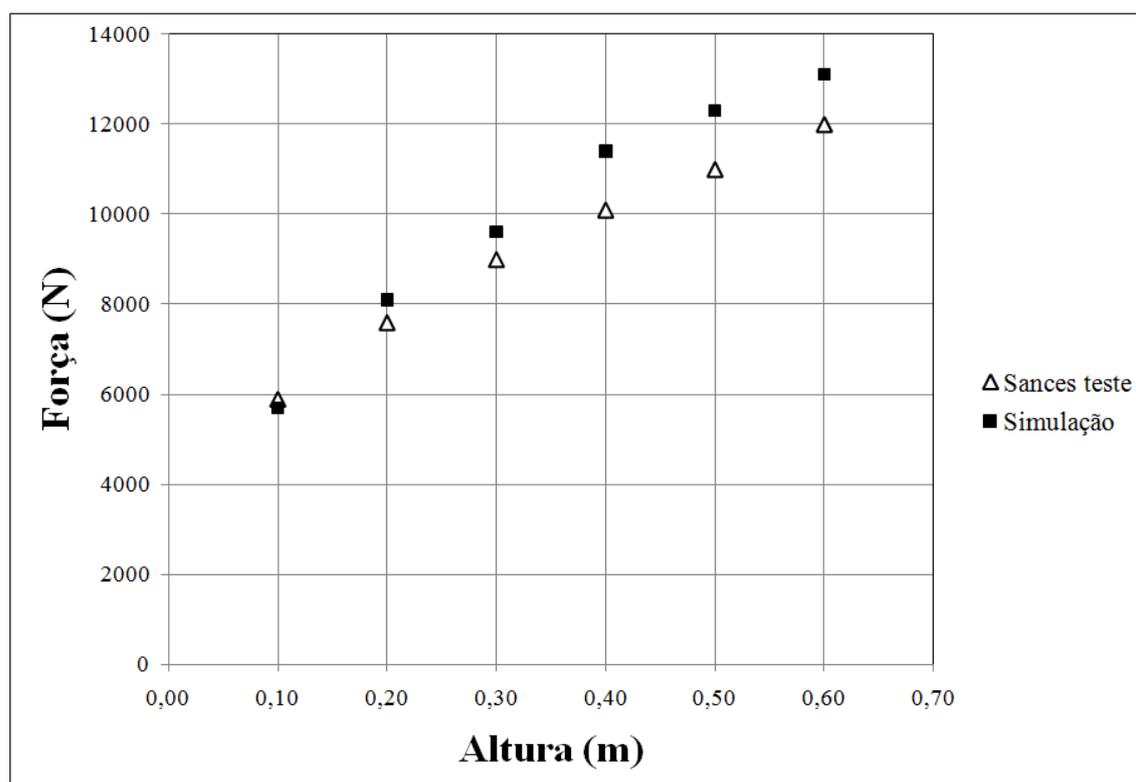


Figura 6.36 – Força na região superior do pescoço versus altura de queda de acordo com dados da simulação e testes realizados por Sances et al. (2002).

Na Fig. 6.37 tem-se a força de compressão no pescoço causada por determinada velocidade de impacto. Analisando as Fig. 6.36 e 6.37 constata-se que o manequim utilizado nas simulações é mais conservador quando comparado com os testes experimentais. Para determinada altura de queda ou velocidade de impacto a força de compressão no pescoço do manequim simulado é maior do que a captada pelos testes.

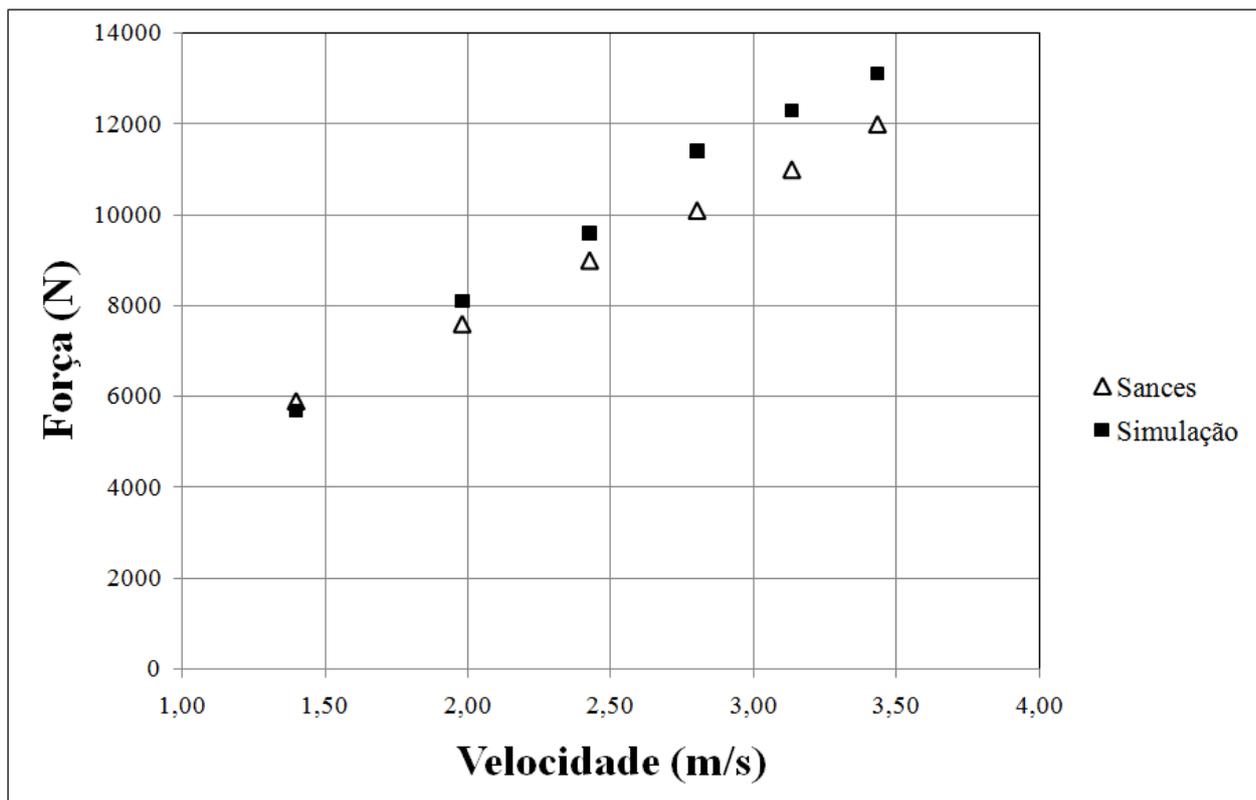


Figura 6.37 – Força na região superior do pescoço versus velocidade de impacto de acordo com dados da simulação e testes realizados por Sances et al. (2002).

A veracidade biomecânica dos manequins *Hybrid III* em eventos de rolamento tem significante limitações como publicado nos estudos de Herbst et al. (1998), entretanto os dados podem ser avaliados com cuidado dentro destas limitações para obter-se medições objetivas. Os manequins originalmente foram projetados e testados para simular movimentos dinâmicos da cabeça no plano sagital (plano médio do corpo), compreendendo assim a flexão ou extensão do pescoço, Deng (1989), pois a princípio os manequins foram desenvolvidos para responder a colisões frontais e traseiras. Portanto, estes manequins não foram desenvolvidos para responder às cargas laterais que ocorrem em eventos de rolamento lateral, também as cargas axiais de compressão, forças comuns no pescoço resultado do contato entre a cabeça e o teto do veículo podem não ser bem captadas.

Pesquisadores têm demonstrado que sobre impacto axial direto no crânio, o sensor inferior do pescoço dos manequins apresenta a mesma magnitude da força axial que na parte superior do pescoço, todavia testes realizados com cadáveres humanos mostram que a carga na parte inferior do pescoço é bem menor que a carga na parte superior (Yoganandan et al., 1989).

Mesmo com estas diferenças biomecânicas entre o pescoço dos cadáveres e dos manequins, as medições de cargas axiais realizadas na parte superior do pescoço do manequim podem fornecer uma razoável estimativa da carga que entra no pescoço decorrente do contato entre a cabeça e o teto em eventos de rolamento sobre condições similares (Bidez et al., 2007).

#### 6.3.4. Veículo de passageiros com manequim

Neste item estão descritos os principais resultados obtidos das simulações, pois o principal objetivo do trabalho é verificar algumas possíveis lesões que podem ser ocasionadas nos condutores de veículos automotivos oriundas do evento de rolamento. Mas vale ressaltar, que estes resultados só foram possíveis após várias simulações e análises realizadas previamente. Além do que, os modelos computacionais demandaram muito tempo em sua confecção e as simulações exigiram inúmeras horas para a obtenção dos resultados. Na Fig. 6.38 tem-se o modelo de elementos finitos do veículo de passageiros com manequim utilizado neste estudo, o vidro no lado do condutor está transparente para melhor mostrar o manequim.

Por meio dos sensores existentes no manequim matemático foi adquirido o seguinte conjunto de dados, lembrando que estes dados são os que foram utilizados para avaliar possíveis lesões causadas na cabeça, pescoço e tórax, mas muitos outros sensores existem no modelo numérico do manequim:

- Aceleração na cabeça;
- Força axial no pescoço;
- Momento de flexão do pescoço no plano sagital;
- Momento de flexão lateral do pescoço;
- Força cisalhante no pescoço;
- Aceleração no tórax;
- Deflexão do tórax.

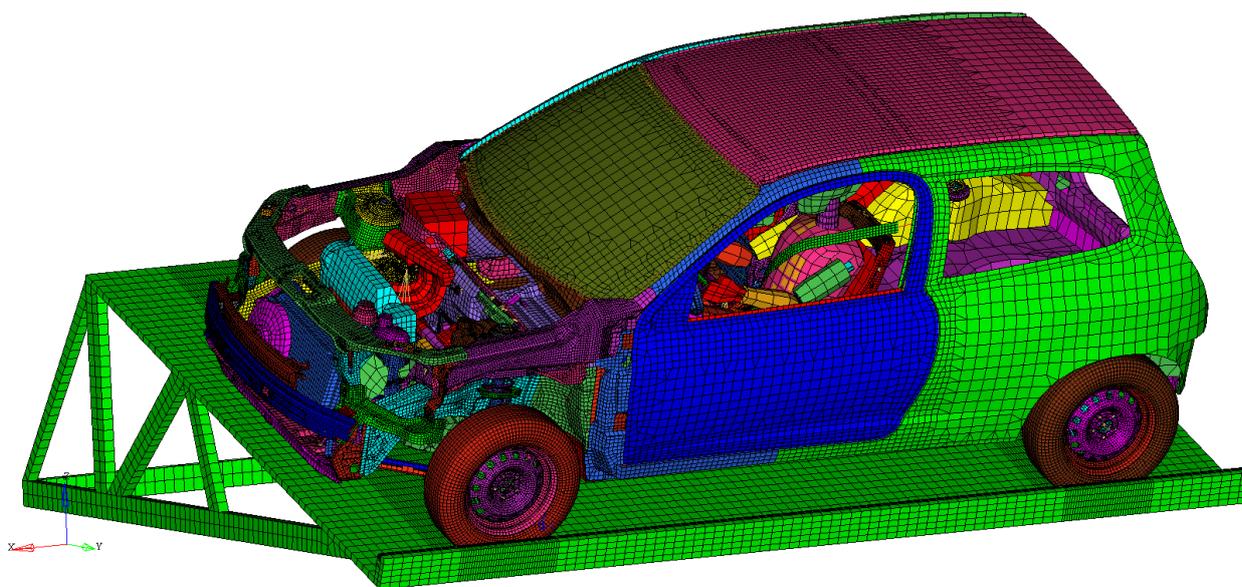


Figura 6.38 – Modelo de elementos finitos do veículo de passageiros com manequim utilizado para simular o procedimento SAE J2114.

Na Fig. 6.39 está representada a força de contato entre o conjunto pneu/roda e o solo e também entre a estrutura do veículo e o solo. A força de contato entre o teto e o solo é de 22000 N o que nos dá uma relação com o peso do veículo de 2,2 vezes.

Conforme procedimento FMVSS 216 a força requerida para validação dos veículos é bem inferior a que pode ser verificada pelo procedimento SAE J2114. E como o presente procedimento representa melhor os efeitos dinâmicos que ocorrem em um evento de rolamento, conclui-se que o procedimento FMVSS 216 pode não prevenir e/ou minimizar os traumas e lesões decorrentes deste evento. Os estudos realizados por Chou et al. (2008), determinaram uma força de contato entre o teto e o solo de 2,3 vezes o peso do veículo.

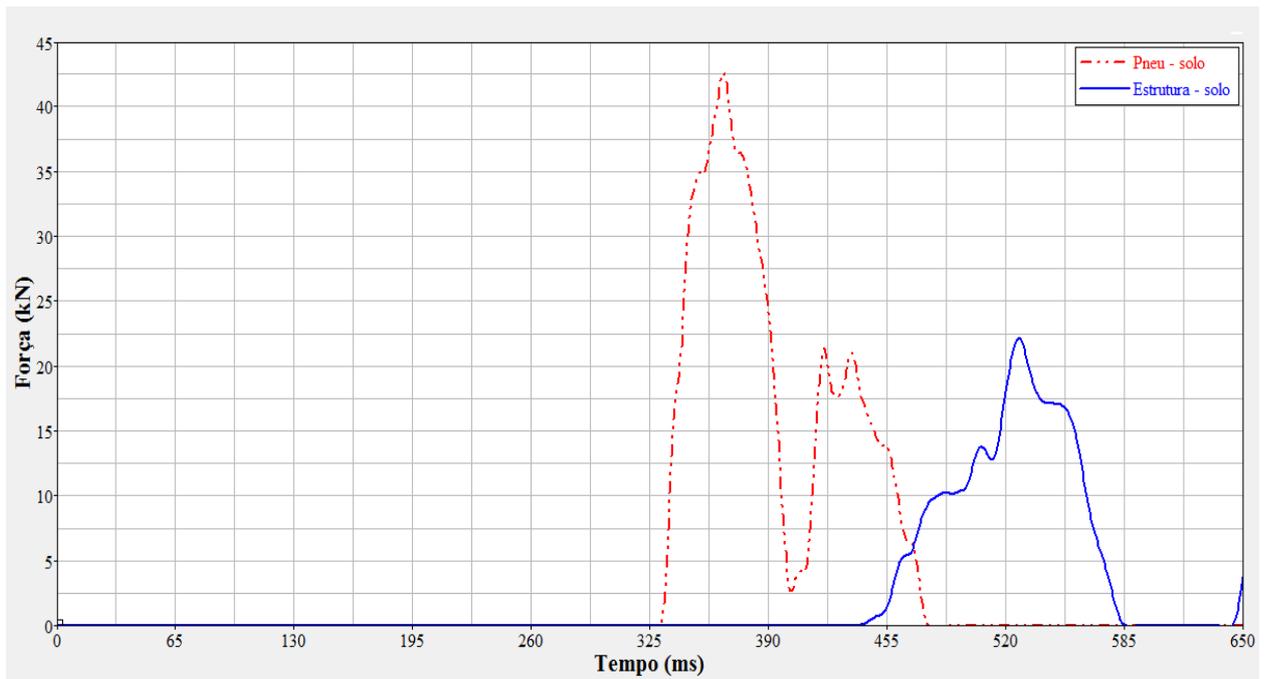


Figura 6.39 – Força normal de contato entre o veículo e o solo.

No instante 440 ms o teto do veículo no lado do condutor atinge o solo e durante o rolamento a deformação da estrutura do teto chega a 60,2 mm na vertical e 71,2 mm na lateral em direção ao interior do veículo (Fig. 6.40). Isto mostra que a intrusão do teto no compartimento dos ocupantes foi de 92,1 mm (Fig. 6.41).

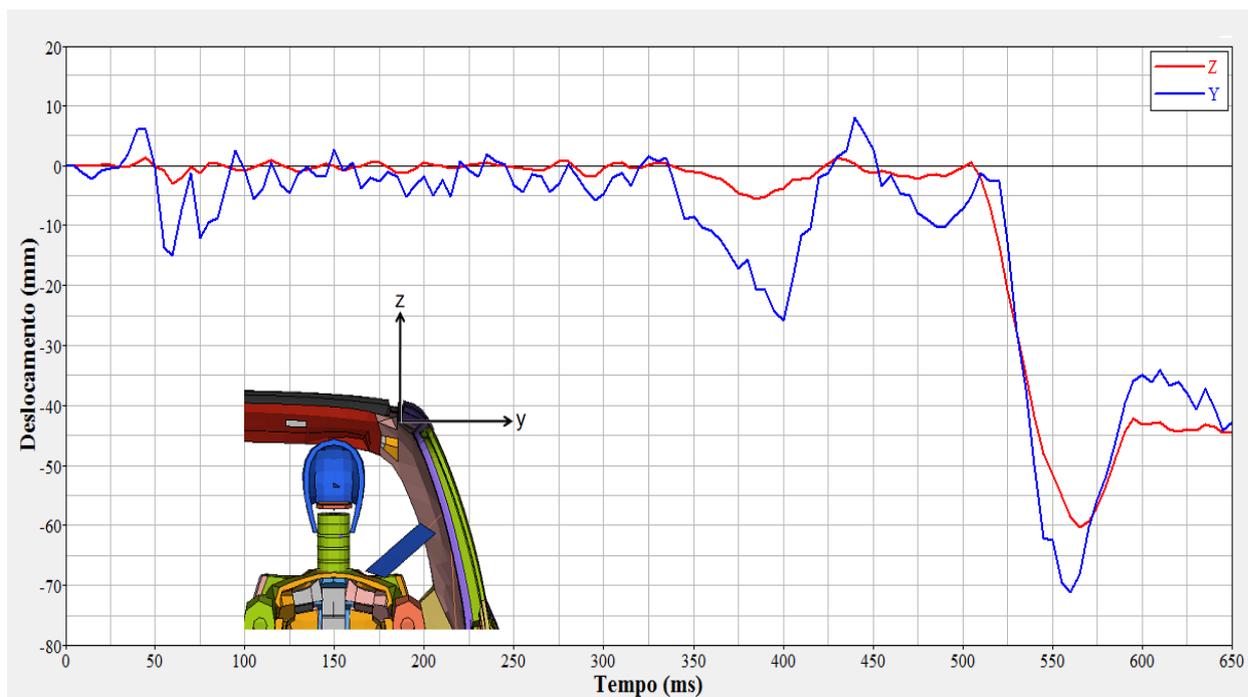


Figura 6.40 – Deslocamento lateral (Y) e vertical (Z) da estrutura do teto durante o primeiro contato com o solo.

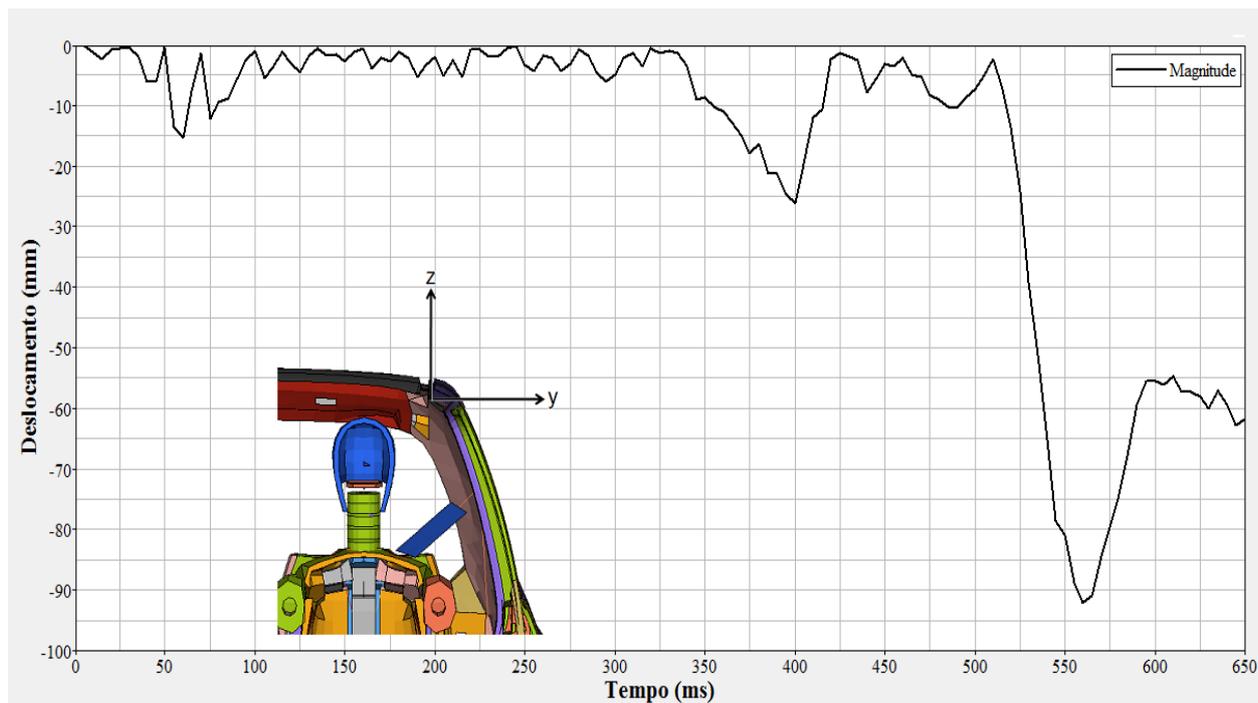


Figura 6.41 – Magnitude da intrusão medida na estrutura lateral do teto.

Até esta parte do presente trabalho foca-se a atenção na estrutura do veículo, pois melhores projetos estruturais podem prevenir e minimizar as lesões que por ventura os ocupantes podem sofrer durante um evento de rolamento.

A partir deste ponto as atenções estarão voltadas para a biomecânica, ou seja, serão analisados os efeitos das cargas mecânicas sobre o corpo humano, principalmente na cabeça, pescoço, coluna cervical e tórax.

Neste estudo, considerando o condutor usando cinto de segurança o pico máximo de aceleração medido do centro de massa da cabeça do manequim foi de 45,6 g (Fig. 6.42). Este pico ocorre no instante em que a cabeça do manequim entra em contato com a estrutura lateral do teto, sendo que se desenvolve após o teto do veículo ter atingido o solo.

Os valores calculados para o critério de lesão na cabeça são de 33,9 tanto para HIC15 quanto para HIC36 (Fig. 6.43). Por meio destes dados conclui-se que os condutores não sofreriam lesões na cabeça considerando somente o primeiro contato entre o teto no lado do motorista e o pavimento para veículos de passageiros, os quais estejam usando cinto de segurança. Orłowski et al. (1985) realizando oito testes experimentais por este procedimento verificou que manequins usando cinto de segurança sofreram baixos níveis de aceleração de cabeça e não observou também significantes valores para HIC em testes que pudessem causar lesões.

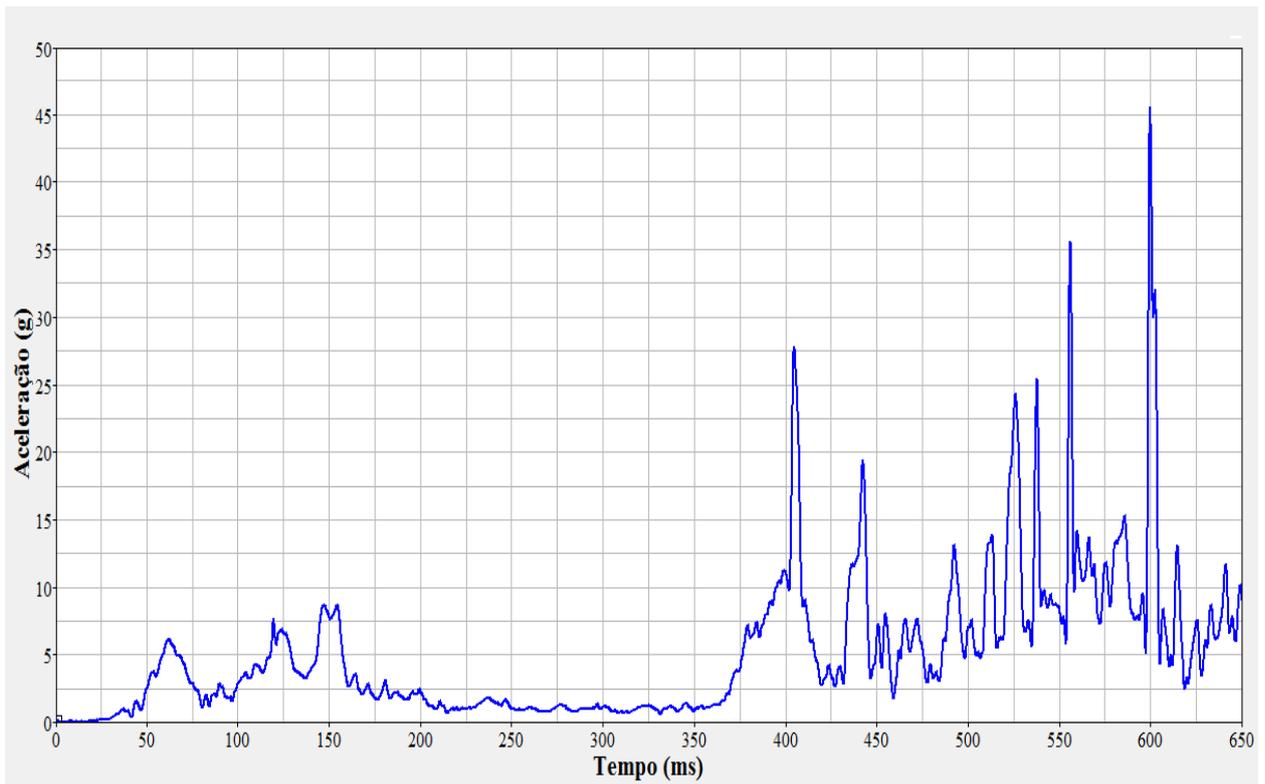


Figura 6.42 – Aceleração na cabeça do manequim com cinto de segurança.

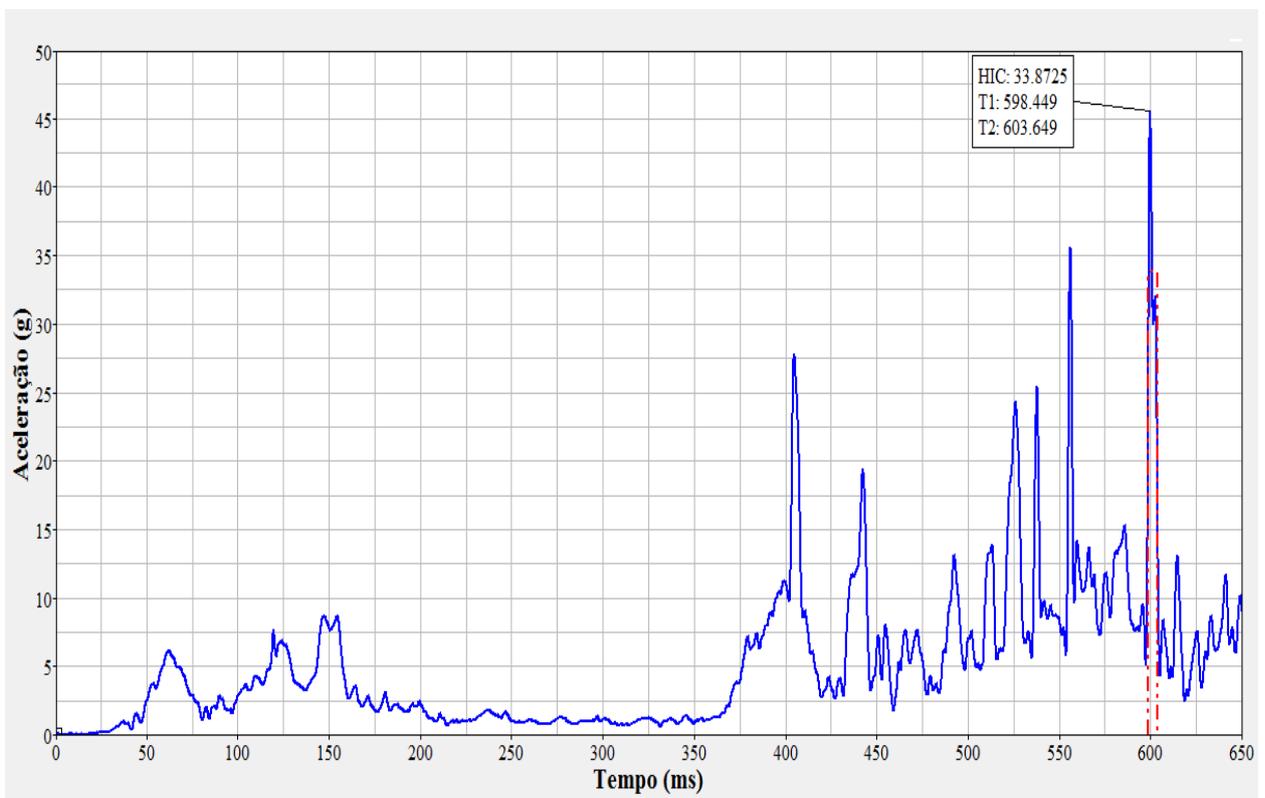


Figura 6.43 – Critério de lesão de cabeça HIC36 e HIC15.

De acordo com as equações do item 5.2 determina-se a probabilidade de lesões na cabeça do ocupante a partir do valor de HIC 33,9, assim tem-se:

Tabela 6.6 – Probabilidade de lesões na cabeça para manequim com cinto de segurança.

Nível de Severidade	Probabilidade	Lesão
AIS1	0,0464	Pequena
AIS2	0,0163	Moderada
AIS3	0,0082	Grave
AIS4	0,0022	Gravíssima
AIS5	0,0001	Risco à vida
AIS6	0,0000	Fatal

O pescoço do manequim usando cinto de segurança sofreu um pico de força de compressão de 396,6 N (Fig. 6.44). Quando comparado este valor com o valor de 4000 N, que segundo Mertz et al. (1978), seria o valor tolerável para o manequim utilizado nas simulações computacionais, verifica-se que a probabilidade de lesão decorrente de compressão também é extremamente baixa. Este pico de compressão no pescoço aparece após o teto tocar o solo, outro indício de que tanto o mergulho do ocupante em direção ao teto quanto à deformação do teto podem estar relacionados com a compressão no pescoço do manequim.

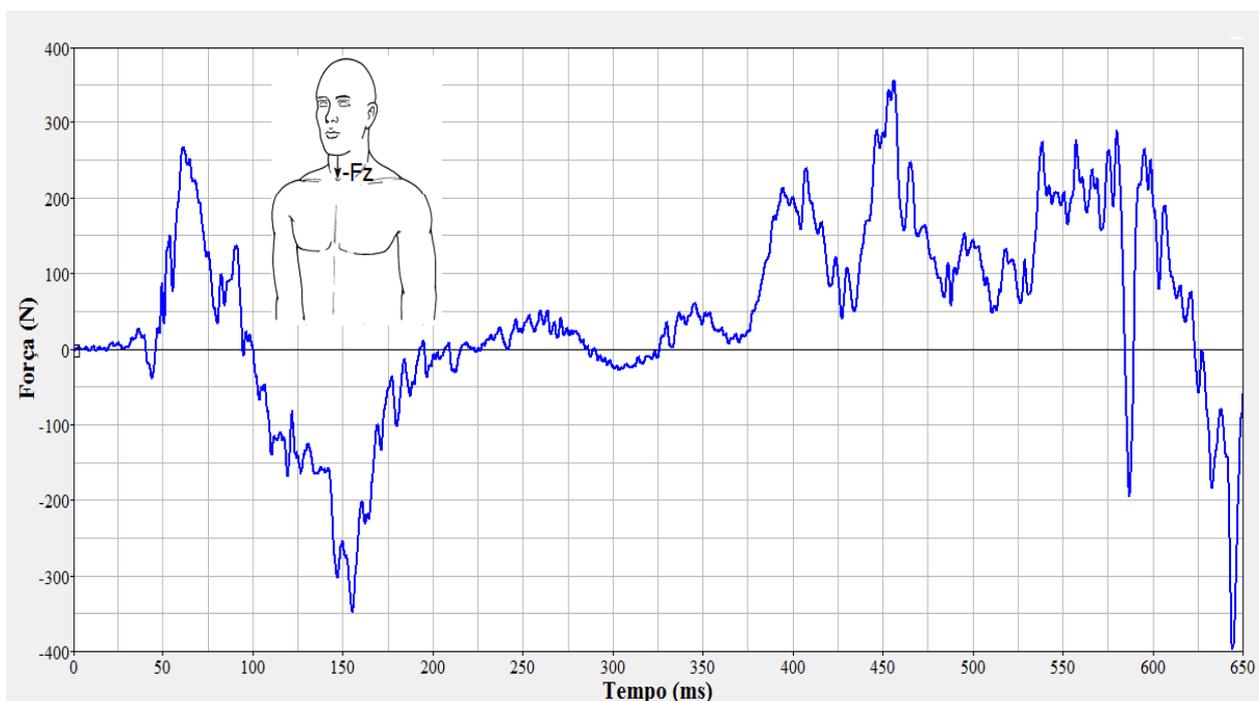


Figura 6.44 – Força axial no pescoço do manequim.

A flexão longitudinal no pescoço do manequim, que pode ser verificada na Fig. 6.45, apresentou pico de 88,8 Nm. Esta flexão longitudinal no pescoço, que pode ocasionar lesão na traquéia, rompimento dos ligamentos dos tecidos que mantêm as vértebras unidas e danos a medula espinhal, está abaixo do valor tolerável de 190 Nm.

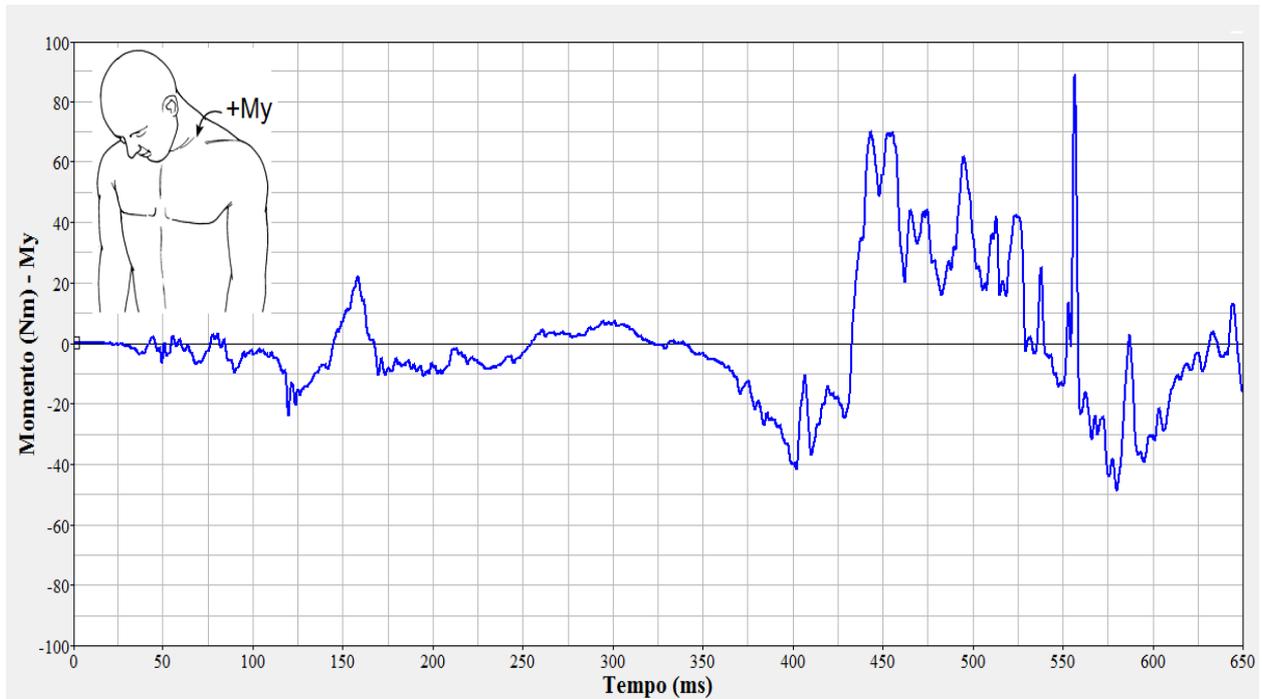


Figura 6.45 – Momento longitudinal no pescoço do manequim.

Como o manequim se move em direção ao teto, o torso do manequim e a deformação do teto tendem a comprimir o pescoço, como este é flexível permite rotação da cabeça em relação à base do pescoço, o que ocasiona a flexão longitudinal e lateral do pescoço. Mesmo que não esteja definido na literatura um valor tolerável para o momento lateral no pescoço, o mesmo foi monitorado e está demonstrado na Fig. 6.46, sendo que o valor de pico é 111,2 Nm.

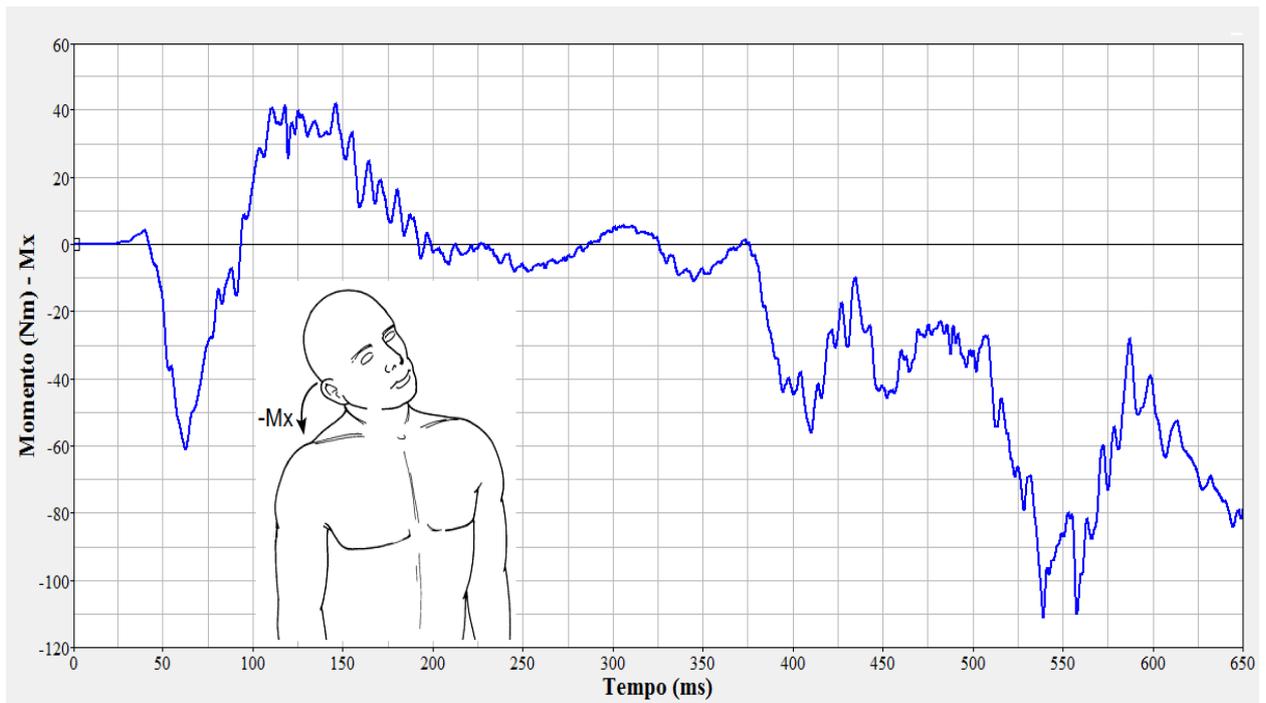


Figura 6.46 – Momento fletor lateral no pescoço do manequim.

A força cisalhante medida na região superior do pescoço, que segundo Nyquist et al. (1980), não deve exceder 3100 N, apresenta pico de 223,8 N (Fig. 6.47).

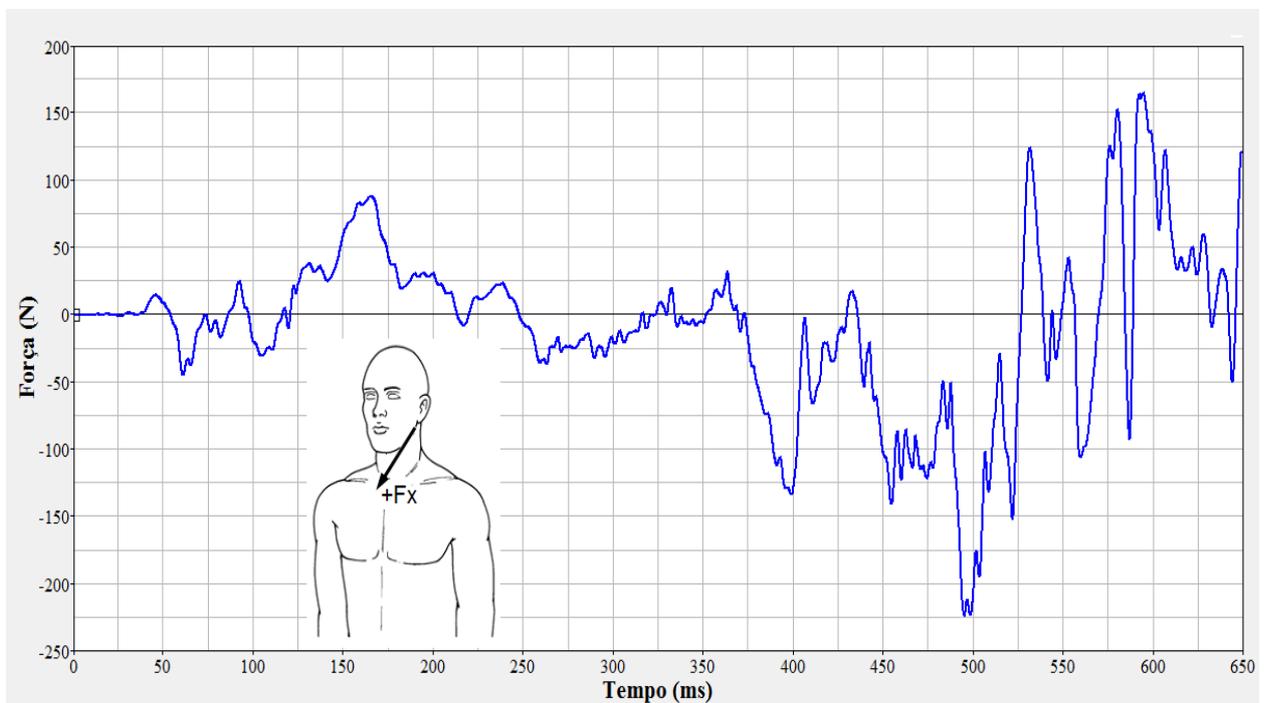


Figura 6.47 – Força cisalhante obtida no pescoço do manequim.

Primeiro passo para avaliação de possíveis lesões e traumas ocasionados no pescoço do ocupante durante o evento de rolamento do veículo é comparar os valores de pico obtidos no manequim por simulação com os valores toleráveis para as cargas no pescoço conforme FMVSS 208.

Portanto, não se verifica possíveis lesões, pois a compressão de 396,6 N está abaixo do valor tolerável de 4000 N, também a flexão longitudinal 88,8 Nm é menor que a tolerável de 190 Nm, e a força cisalhante no pescoço foi 223,8 N, cujo valor tolerável é de 3100 N.

Além disso, com estes valores pode-se realizar o cálculo do critério de lesão no pescoço e conseqüentemente verificar possíveis lesões ocasionadas na coluna cervical.

Como utiliza-se o manequim híbrido III 50<sup>th</sup> masculino, os valores críticos quando se trata de compressão-flexão ( $N_{ij} = N_{cf}$ ) no pescoço são 6160 N e flexão 310 Nm, utilizando a Equação (5.10) se tem:

$$N_{cf} = 0,35$$

De acordo com as equações do item 5.4, a probabilidade de lesão no pescoço e conseqüentemente na coluna cervical, considerando o critério combinado de lesão  $N_{cf}$ , é demonstrada na Tabela 6.7.

Tabela 6.7 – Probabilidade de lesões no pescoço usando o critério de lesão  $N_{cf}$  para manequim com cinto de segurança.

Nível de Severidade	Probabilidade	Lesão
AIS2	16,3	Moderada
AIS3	7,3	Grave
AIS4	9,3	Gravíssima
AIS5	3,2	Risco à vida

Segundo a definição de alguns pesquisadores, na Tabela 6.8 demonstra-se a probabilidade de lesão no pescoço considerando unicamente a carga axial no pescoço.

Tabela 6.8 – Probabilidade de lesões no pescoço usando somente a carga axial.

Nível de Severidade	Probabilidade	Lesão
AIS3	0,004	Grave

Para verificação dos possíveis traumas ocasionados no tórax dos ocupantes durante o evento de rolamento, foram obtidos por meio da simulação dois parâmetros muito importantes, a aceleração na caixa torácica e a deflexão no tórax. Devido à limitação do modelo de manequim utilizado nas simulações computacionais outros parâmetros, como aceleração nas costelas, não puderam ser obtidos.

Nas Fig. 6.48 e 6.49 estão demonstrados a aceleração na caixa torácica e a deflexão no tórax, respectivamente. O pico de aceleração encontrado foi de 14,0 g e o pico de deflexão na caixa torácica de 5,2 mm.

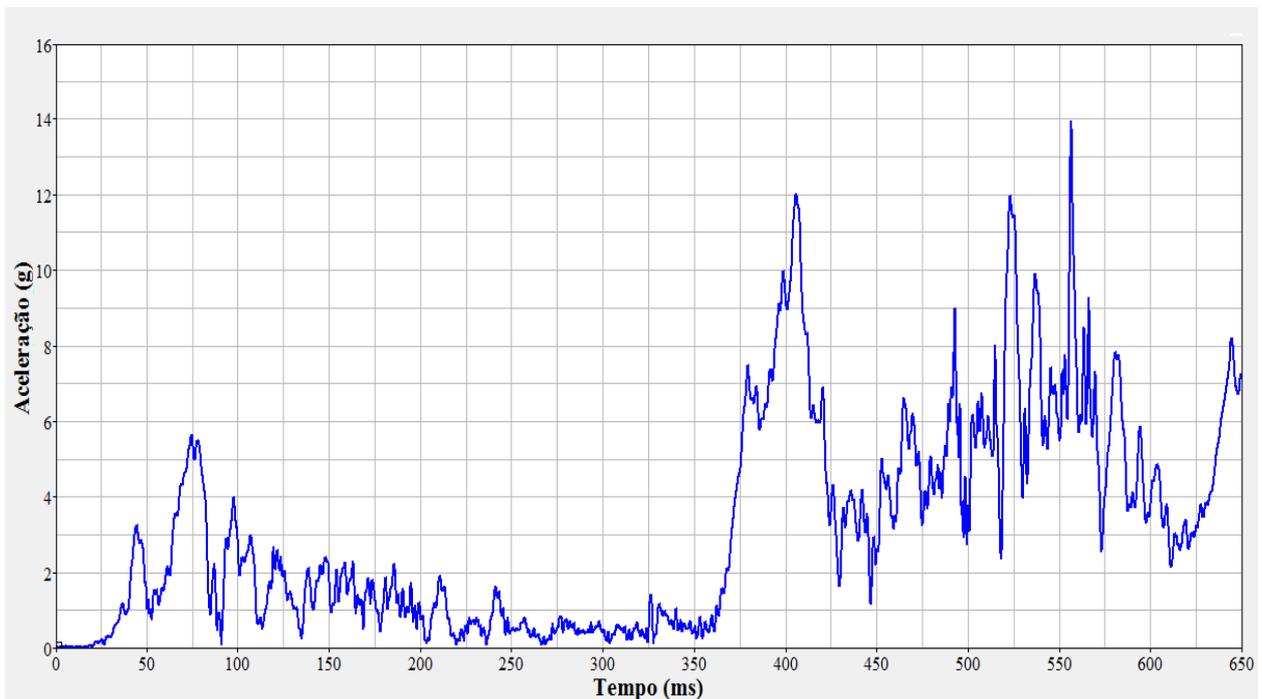


Figura 6.48 – Aceleração no tórax do manequim.

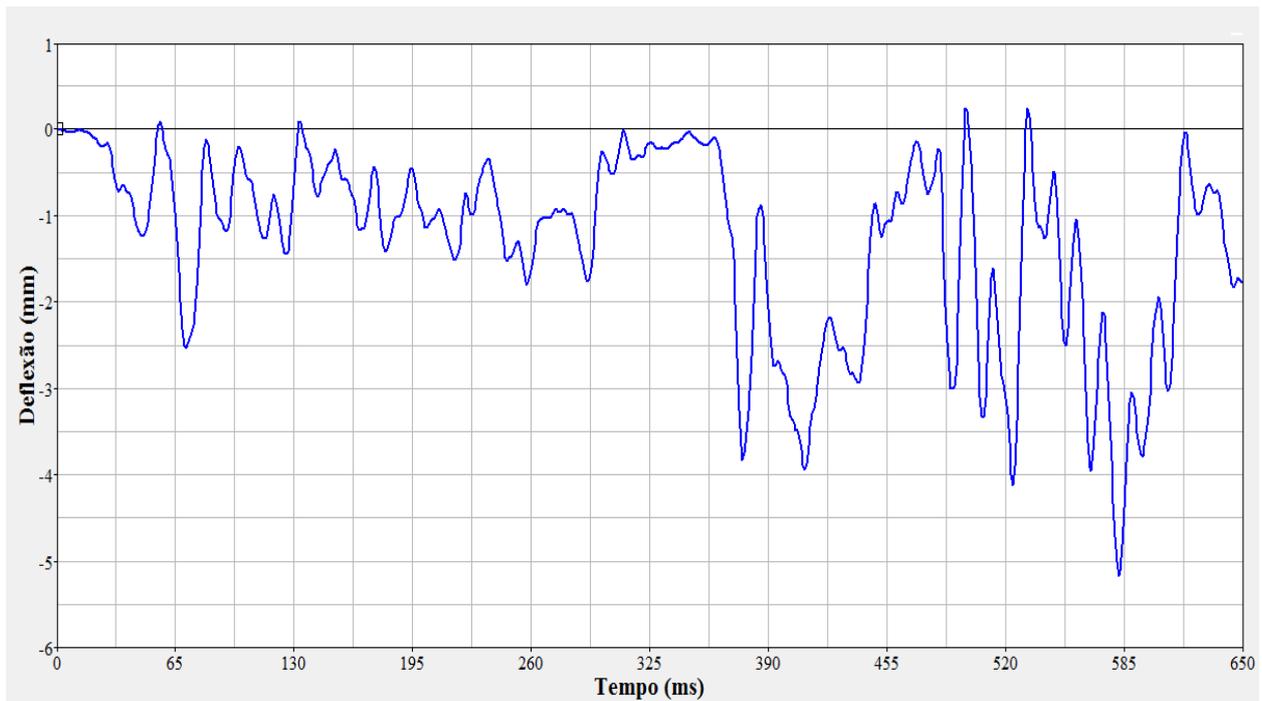


Figura 6.49 – Deflexão na caixa torácica do manequim.

Considerando somente os valores máximos de aceleração 14,0 g e deflexão 5,2 mm na caixa torácica, nota-se que não ocorre lesão nesta região, pois os valores toleráveis são 60 g e 76 mm. Para o cálculo do critério combinado de lesão no tórax utiliza-se os valores de aceleração e deflexão máximos, mesmo não ocorrendo no mesmo instante de tempo, pois assim estar-se-á a favor da segurança do condutor, utilizando a Equação (5.21) tem-se:

$$CTI=0,22$$

As Tabelas 6.9 à 6.11 apresentam a probabilidade de lesão na caixa torácica, pois alguns autores consideram somente a aceleração para o cálculo desta probabilidade outros consideram só a deflexão e ainda outros utilizam o índice combinado.

Tabela 6.9 – Probabilidade de lesões no tórax usando somente a aceleração máxima.

Nível de Severidade	Probabilidade	Lesão
AIS2	39,5	Moderada
AIS3	9,4	Grave
AIS4	3,0	Gravíssima
AIS5	0,04	Risco à vida

Tabela 6.10 – Probabilidade de lesões no tórax usando somente a deflexão máxima.

Nível de Severidade	Probabilidade	Lesão
AIS2	16,2	Moderada
AIS3	3,0	Grave
AIS4	0,8	Gravíssima
AIS5	0,02	Risco à vida

Tabela 6.11 – Probabilidade de lesões no tórax usando o índice combinado.

Nível de Severidade	Probabilidade	Lesão
AIS2	2,9	Moderada
AIS3	0,2	Grave
AIS4	0,02	Gravíssima
AIS5	0,0003	Risco à vida

Com o propósito de comparar a severidade de lesões entre ocupantes com e sem cinto de segurança, foram realizadas simulações computacionais com manequins no caso do não uso de cinto de segurança. Os gráficos detalhados apresentando as curvas para aceleração na cabeça, cargas no pescoço e aceleração e deflexão no tórax podem ser vistos no apêndice IV.

Os valores máximos para cada um dos parâmetros de avaliação quando considera-se um manequim sem cinto de segurança podem ser vistos na Tabela 6.12.

Tabela 6.12 – Valores máximos dos parâmetros para manequim sem cinto de segurança.

Parâmetro	Valores máximos
Aceleração na cabeça (g)	62,6
HIC	75,8
Força axial no pescoço (N)	-1362,6
Momento longitudinal (Nm)	238,9
Momento de flexão lateral (Nm)	-120,4
Força cisalhante (N)	939,9
Aceleração no tórax (g)	14,4
Deflexão no tórax (mm)	-1,3

De acordo com estes resultados para o manequim sem cinto de segurança, pode-se determinar as probabilidades de lesão na cabeça, pescoço e tórax, pelas equações do capítulo 5. Por conseguinte tem-se as Tabelas de 6.13 até 6.18:

Tabela 6.13 – Probabilidade de lesões na cabeça para manequim sem cinto de segurança.

Nível de Severidade	Probabilidade	Lesão
AIS1	1,5990	Pequena
AIS2	0,5289	Moderada
AIS3	0,2490	Grave
AIS4	0,0654	Gravíssima
AIS5	0,0039	Risco à vida
AIS6	0,0001	Fatal

Tabela 6.14 – Probabilidade de lesões no pescoço usando o critério de lesão  $N_{ij} = 0,99$  para manequim sem cinto de segurança.

Nível de Severidade	Probabilidade	Lesão
AIS2	29,5	Moderada
AIS3	21,8	Grave
AIS4	18,1	Gravíssima
AIS5	6,7	Risco à vida

Tabela 6.15 – Probabilidade de lesões no pescoço usando somente a carga axial de 1362,6 N no pescoço do manequim sem cinto de segurança.

Nível de Severidade	Probabilidade	Lesão
AIS3	0,05	Grave

Tabela 6.16 – Probabilidade de lesões no tórax usando somente a aceleração máxima para o manequim sem cinto de segurança.

Nível de Severidade	Probabilidade	Lesão
AIS2	40,1	Moderada
AIS3	9,6	Grave
AIS4	3,1	Gravíssima
AIS5	0,04	Risco à vida

Tabela 6.17 – Probabilidade de lesões no tórax usando somente a deflexão máxima para o manequim sem cinto de segurança.

Nível de Severidade	Probabilidade	Lesão
AIS2	14,0	Moderada
AIS3	2,5	Grave
AIS4	0,6	Gravíssima
AIS5	0,02	Risco à vida

Tabela 6.18 – Probabilidade de lesões no tórax usando o índice combinado para o manequim sem cinto de segurança (CTI = 0,18).

Nível de Severidade	Probabilidade	Lesão
AIS2	2,3	Moderada
AIS3	0,1	Grave
AIS4	0,02	Gravíssima
AIS5	0,0002	Risco à vida

Para examinar os traumas ou lesões causados no ocupante durante o evento de rolamento decorrente do uso ou não do cinto de segurança apresenta-se as Fig. 6.50 à 6.56, onde estão sobrepostas as curvas comparativas para cada parâmetro de avaliação.

Nas Fig. 6.50 e 6.51 verifica-se que a aceleração na cabeça e a força axial no pescoço do manequim, respectivamente, ocorrem já no início do rolamento quando o manequim não está usando cinto de segurança. Isto ocorre porque o conjunto plataforma-veículo-manequim

inicialmente tem velocidade constante, mas ao ocorrer à desaceleração da plataforma o veículo desacelera também por estar apoiado no obstáculo lateral da plataforma. Por outro lado, o manequim pode se mover no interior do veículo e, assim, vai em direção do teto até chocar-se com o mesmo.

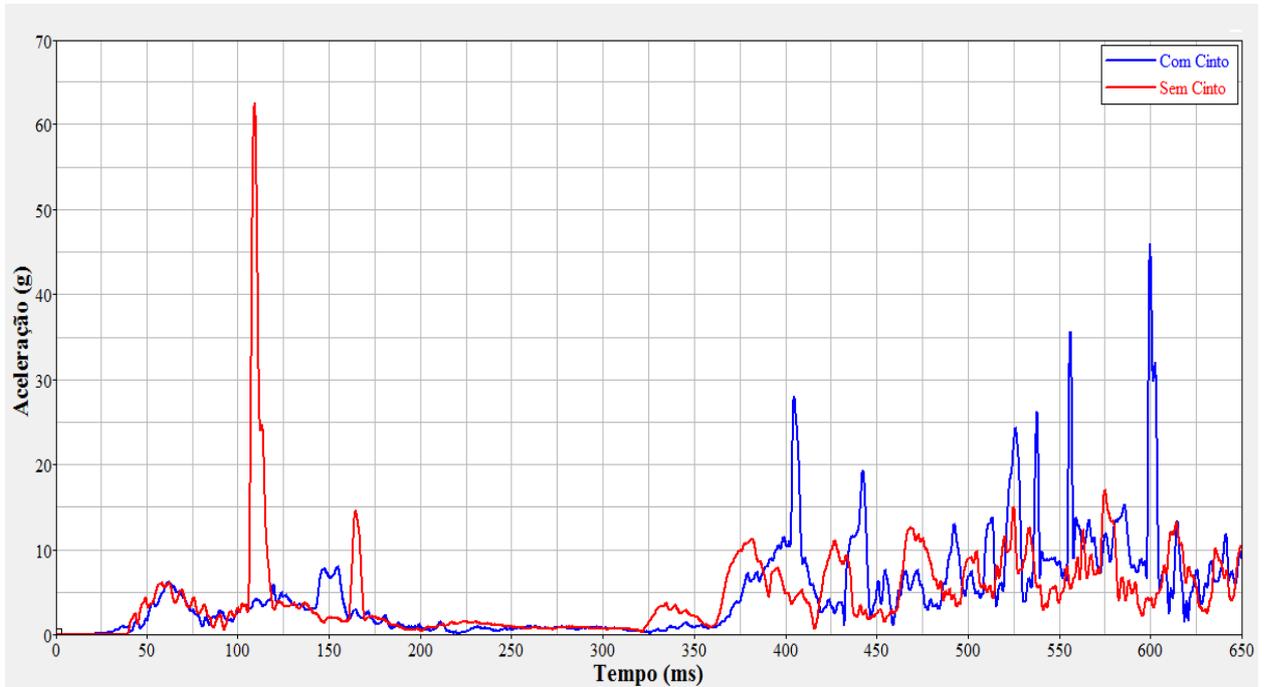


Figura 6.50 – Aceleração na cabeça para manequim com e sem cinto de segurança.

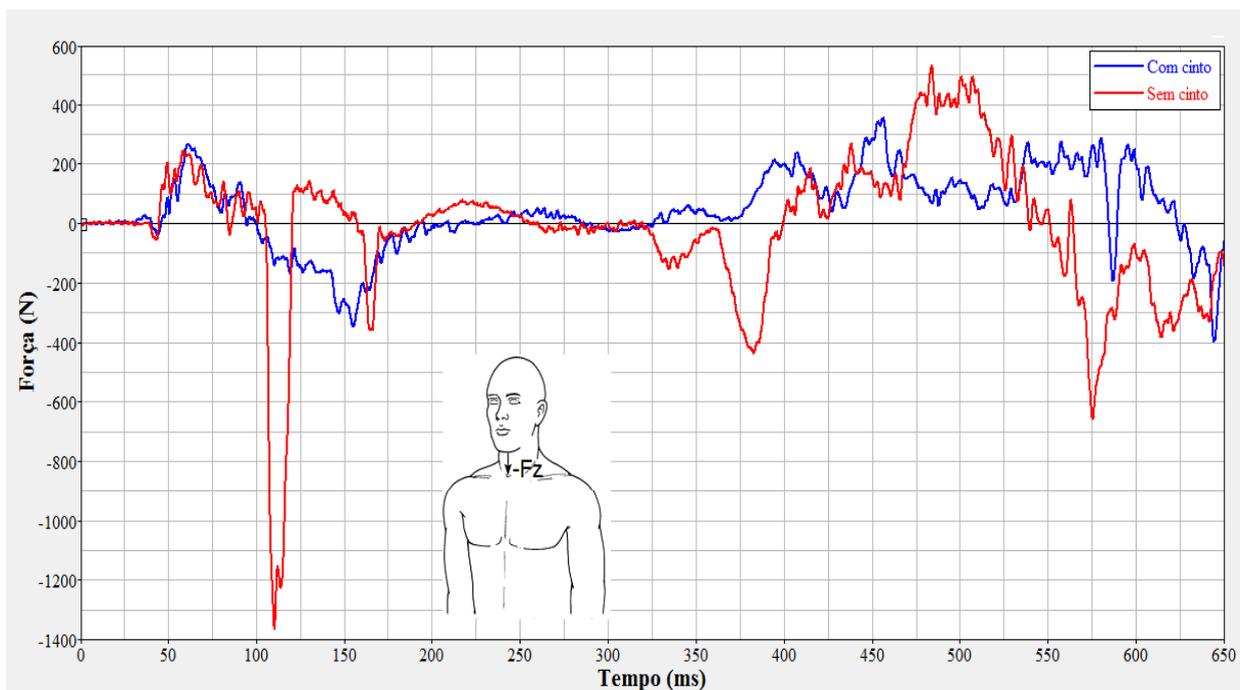


Figura 6.51 – Força axial no pescoço para manequim com e sem cinto de segurança.

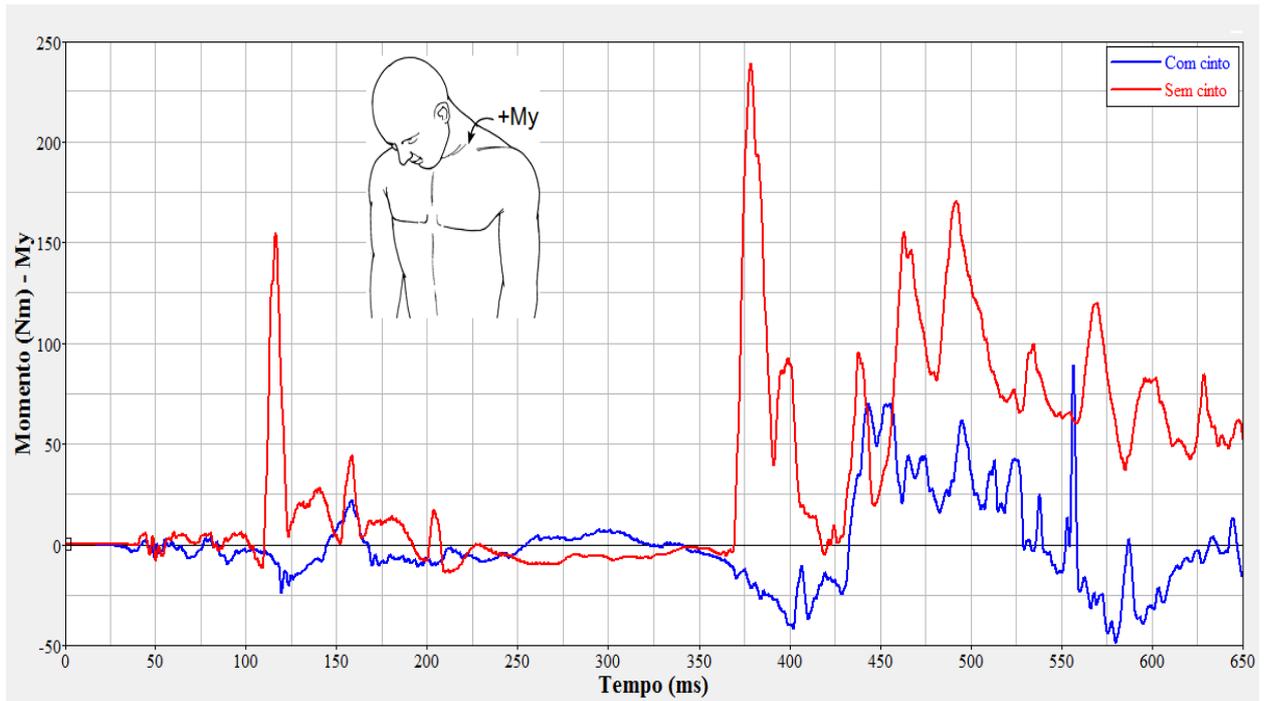


Figura 6.52 – Momento longitudinal no pescoço para manequim com e sem cinto de segurança.

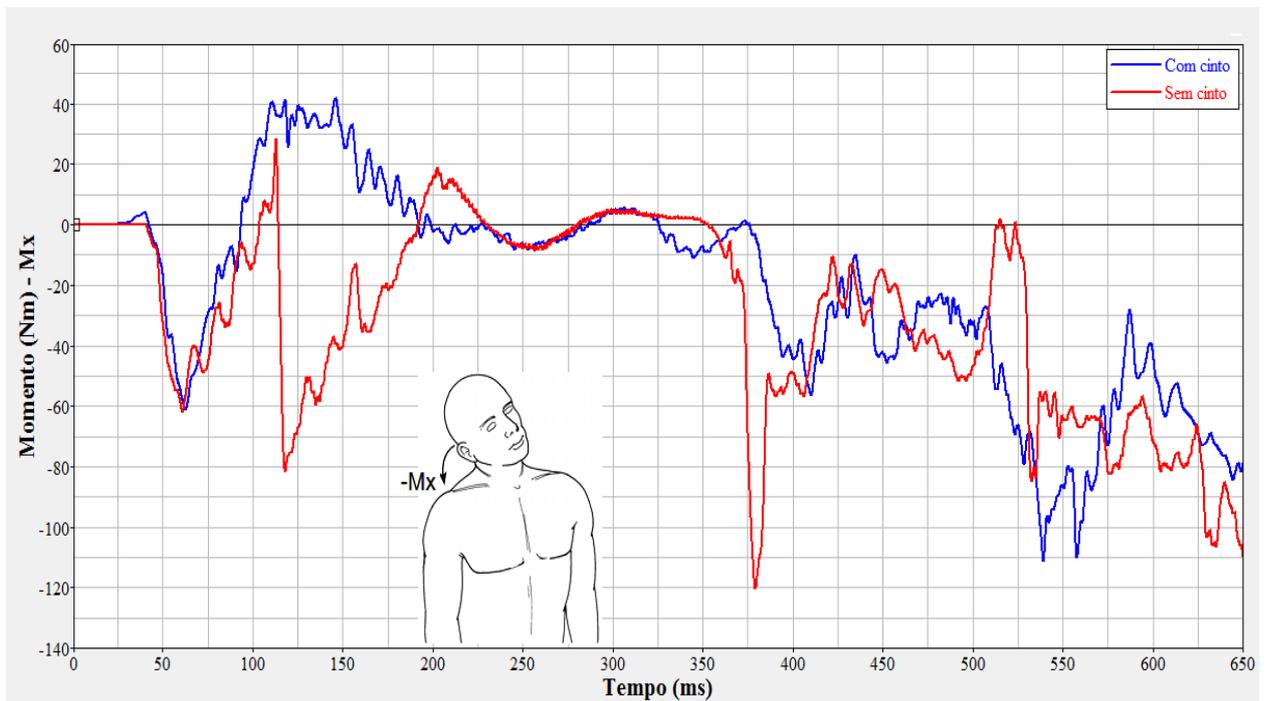


Figura 6.53 – Momento de flexão lateral no pescoço para manequim com e sem cinto de segurança.

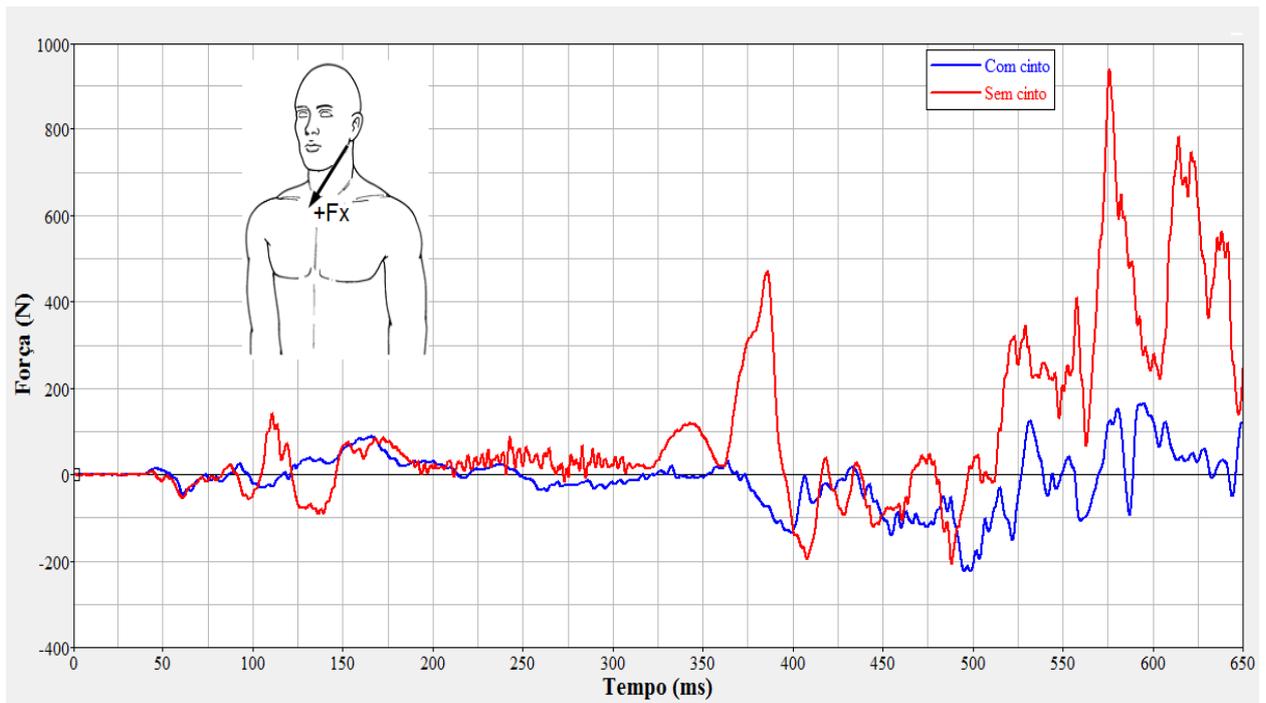


Figura 6.54 – Força cisalhante no pescoço para manequim com e sem cinto de segurança.

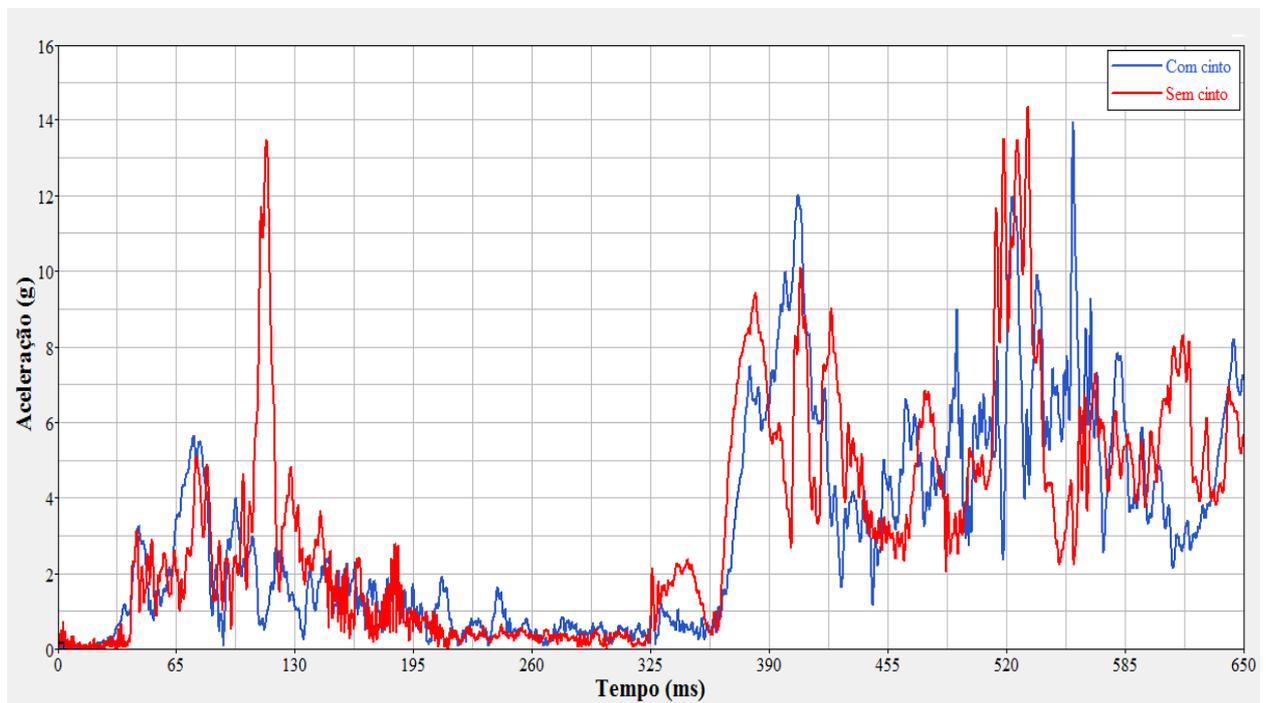


Figura 6.55 – Aceleração no tórax para manequim com e sem cinto de segurança.

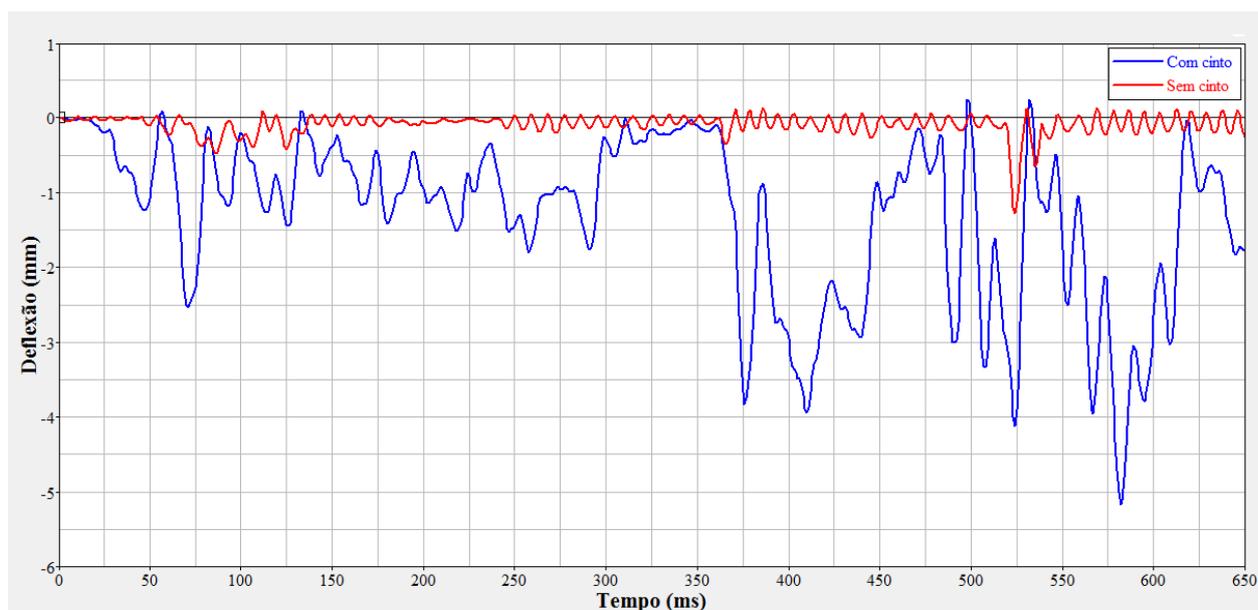


Figura 6.56 – Tórax deflexão para manequim com e sem cinto de segurança.

Como visto nas figuras anteriores e através da Tabela 6.19, onde está o resumo dos valores máximos de cada parâmetro, o manequim quando não dispõe de um dispositivo de retenção, neste caso o cinto de segurança, os valores principalmente para o pescoço tem um acréscimo bastante significativo. Por meio disto se verifica que um ocupante que não estiver usando cinto de segurança durante um evento de rolamento lateral apresenta maior probabilidade de lesão no pescoço, e por conseqüência possível lesão na coluna cervical, muito superior ao um ocupante que fizer uso do cinto de segurança.

Tabela 6.19 – Valores máximos dos parâmetros para manequim com e sem cinto de segurança

Parâmetro	Valores máximos		Coeficiente: Sem cinto/Com cinto
	Manequim com cinto	Manequim sem cinto	
Aceleração na cabeça (g)	45,6	62,6	1,373
HIC	33,9	75,8	2,236
Força axial no pescoço (N)	-396,6	-1362,6	3,436
Momento longitudinal (Nm)	88,8	238,9	2,690
Momento de flexão lateral (Nm)	-111,2	-120,4	1,083
Força cisalhante (N)	-223,8	939,9	-4,200
Aceleração no tórax (g)	14,0	14,4	1,029
Deflexão no tórax (mm)	-5,2	-1,3	0,250

Na Tabela 6.20 tem-se os valores para a probabilidade de lesão em cada região do corpo para o nível de severidade grave (AIS3). Como comentado anteriormente, o ocupante sem cinto de segurança tem possibilidade de sofrer uma lesão no pescoço muito superior ao ocupante com cinto de segurança. A probabilidade de um ocupante sofrer uma lesão ou trauma grave (AIS3) na região do pescoço é 3 vezes maior se o manequim não estiver usando cinto de segurança.

Tabela 6.20 – Probabilidade de lesões em diferentes partes do corpo considerando o nível de severidade grave (AIS3), para manequim com e sem cinto de segurança.

Região	Parâmetro	Probabilidade de AIS3	
		Manequim com cinto de segurança	Manequim sem cinto de segurança
Cabeça	HIC	0,0082	0,249
Pescoço	$N_{ij}$	7,3	21,8
	$F_z$	0,004	0,05
Tórax	$A_{max}$	9,4	9,6
	$D_{max}$	3,0	2,5
	CTI	0,2	0,1

Nota-se que o critério de lesão no pescoço que aplica a combinação entre a carga axial e o momento fletor longitudinal ( $N_{ij}$ ) estima maior possibilidade de lesão do que a simples consideração da carga axial.

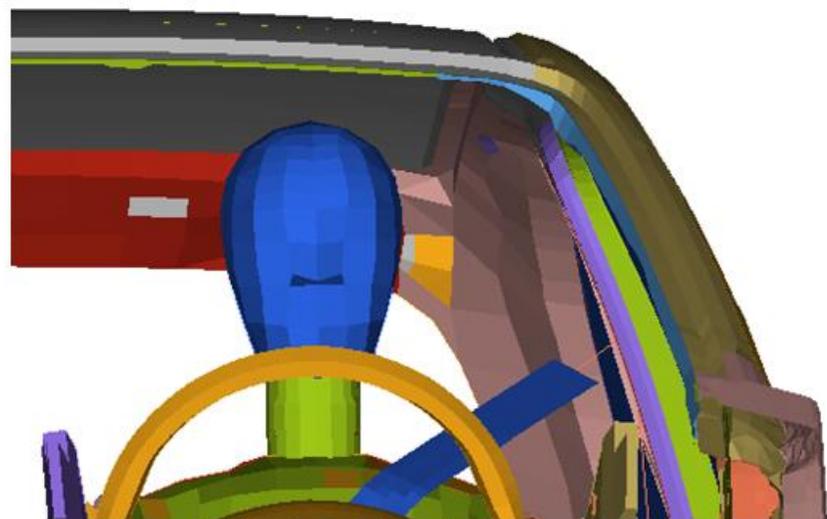
Entretanto, para o tórax a probabilidade de lesão é maior quando se aplica somente a aceleração do que quando utiliza-se a deflexão no tórax ou a combinação da deflexão com a aceleração.

A Fig. 6.57 ilustra a dinâmica do motorista (manequim) com cinto de segurança durante o evento de rolamento, 400 ms é o instante em que a cabeça do manequim inicia o contato com a lateral do teto.

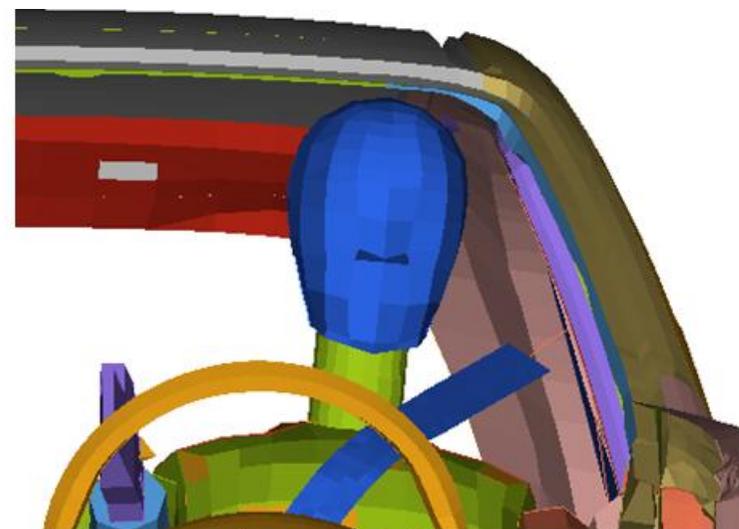
A dinâmica do motorista sem cinto de segurança está ilustrada na Fig. 6.58, neste caso o contato da cabeça do manequim com a estrutura lateral do teto inicia-se no instante 150 ms.

Como demonstrado na Tabela 6.19 as cargas no pescoço de um manequim que não está usando cinto de segurança aumentam significativamente, a carga axial aumenta 3,4 vezes, o momento longitudinal 2,7 vezes, o momento fletor lateral 1,1 vez e a força cisalhante 4,2 vezes. A probabilidade de lesão na cabeça, pescoço e tórax aumentam se o ocupante não estiver usando cinto de segurança. Mas a região do pescoço é a mais afetada, a probabilidade de lesão grave

AIS3 aumenta 3 vezes. As Fig. 6.57 e 6.58 ilustram melhor a dinâmica do manequim durante o evento de rolamento do veículo, se pode verificar a flexão do pescoço e também o contato da cabeça com o teto.



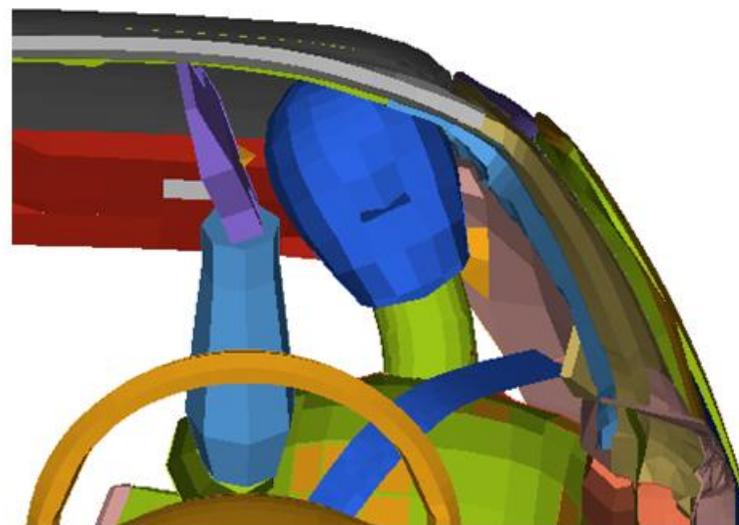
**início do movimento**  
 **$t < 80\text{ms}$**



**rolamento inicial**  
 **$80\text{ms} < t < 340\text{ms}$**



**contato pneu /solo**  
 **$340\text{ms} < t < 500\text{ms}$**



**contato estrutura/solo**  
 **$500\text{ms} < t < 650\text{ms}$**

Figura 6.57 – Dinâmica do manequim com cinto de segurança durante o evento de rolamento conforme procedimento SAE J2114.

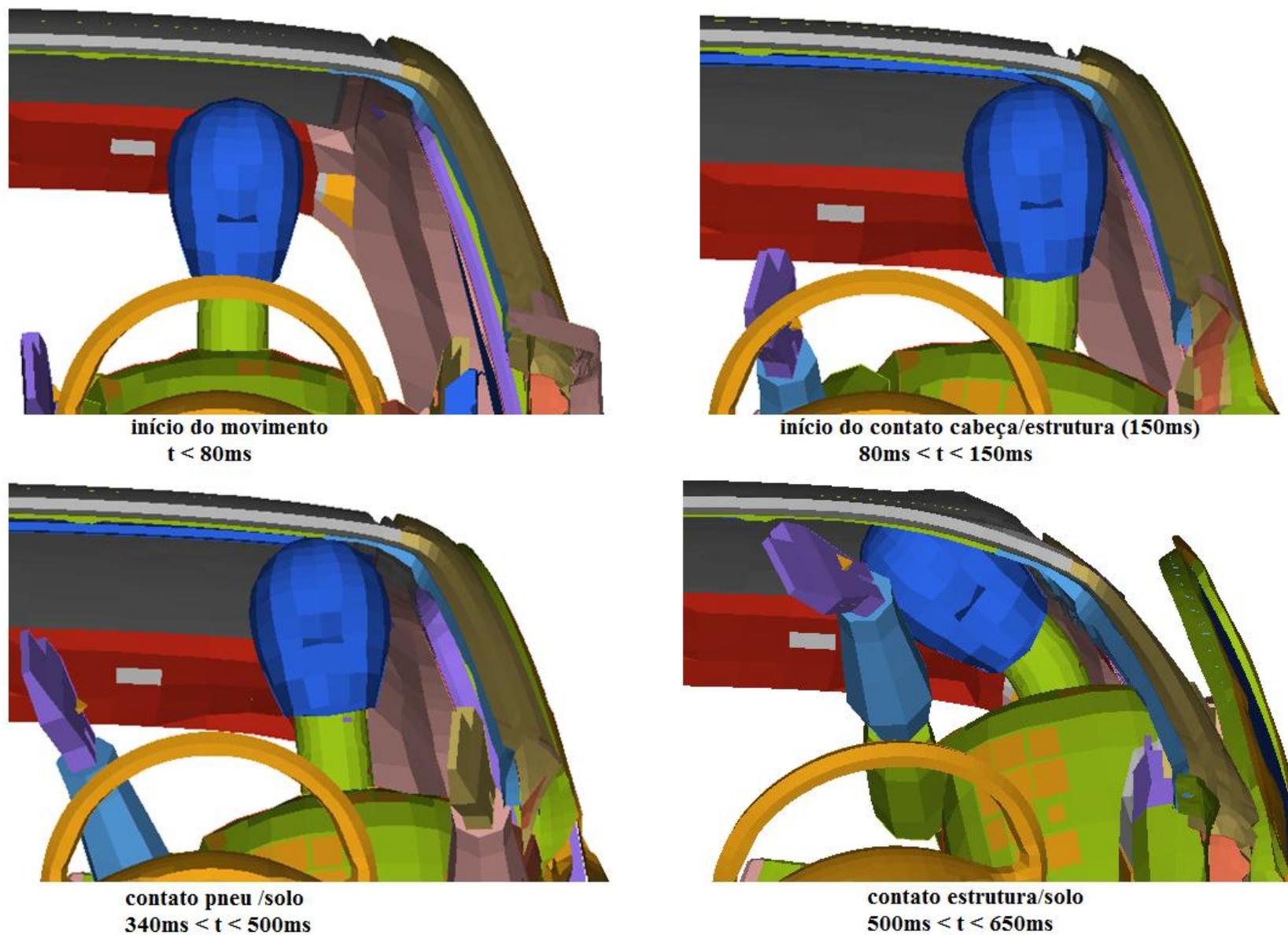


Figura 6.58 – Dinâmica da cabeça do manequim sem cinto de segurança durante o evento de rolamento conforme procedimento SAE J2114

Alguns estudos iniciais com respeito ao rolamento veicular afirmavam não haver nenhuma relação entre o esmagamento do teto e as lesões causadas aos ocupantes, estes estudos concluíam que somente o mergulho do ocupante contra o teto é que causava as lesões, afirmando que haveria primeiramente o pico de carga axial no pescoço e somente após este acontecimento é que ocorreria o início de esmagamento do teto. Posteriormente outros pesquisadores revelaram que estas conclusões haviam sido manipuladas. Como pode-se verificar na Fig. 6.59, Bahling et al. (1990), demonstrava que a deformação do teto iniciava posteriormente a força no pescoço do ocupante, isto foi concluído tanto para veículos de produção quanto para veículos com reforços nas colunas, as chamadas “gaiolas” de segurança muito usadas por carros que participam de corridas.

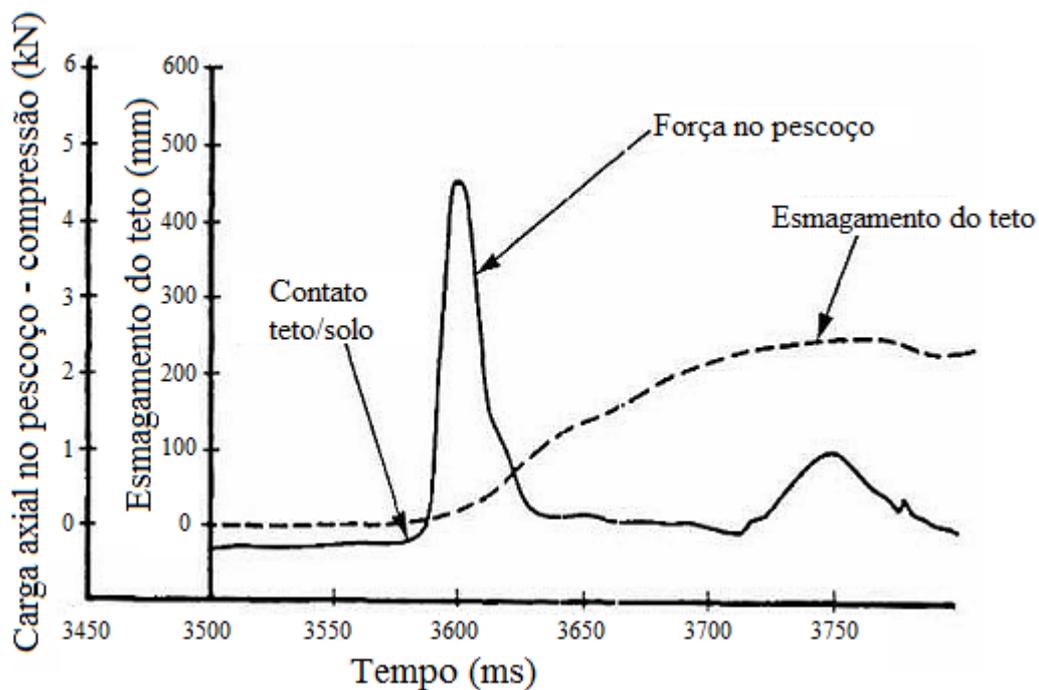


Figura 6.59 – De acordo com Bahling et al. o esmagamento do teto não influenciaria na força axial de compressão no pescoço [Bahling et al., 1990].

Atualmente, alguns profissionais da indústria automotiva e alguns pesquisadores independentes ainda afirmam não haver a relação, entretanto os trabalhos mais recentes comprovam que tanto o mergulho do ocupante em direção ao teto quanto o esmagamento do teto ocasionam as lesões.

Com o intuito de investigar a influência ou não do esmagamento do teto no possível aumento de lesões e fraturas no pescoço, realizou-se um modelo de veículo de passageiro com estrutura do teto de menor resistência. Por meio das cargas obtidas no pescoço do manequim

compara-se os resultados com o modelo original, sem alteração na estrutura do teto, e verifica-se que a rigidez do teto, em especial a estrutura lateral do teto tem grande influência na compressão do pescoço do ocupante. O comparativo foi entre modelo original de carro de passageiros e um modelo com teto e estrutura lateral com espessura reduzida (Fig. 6.60).

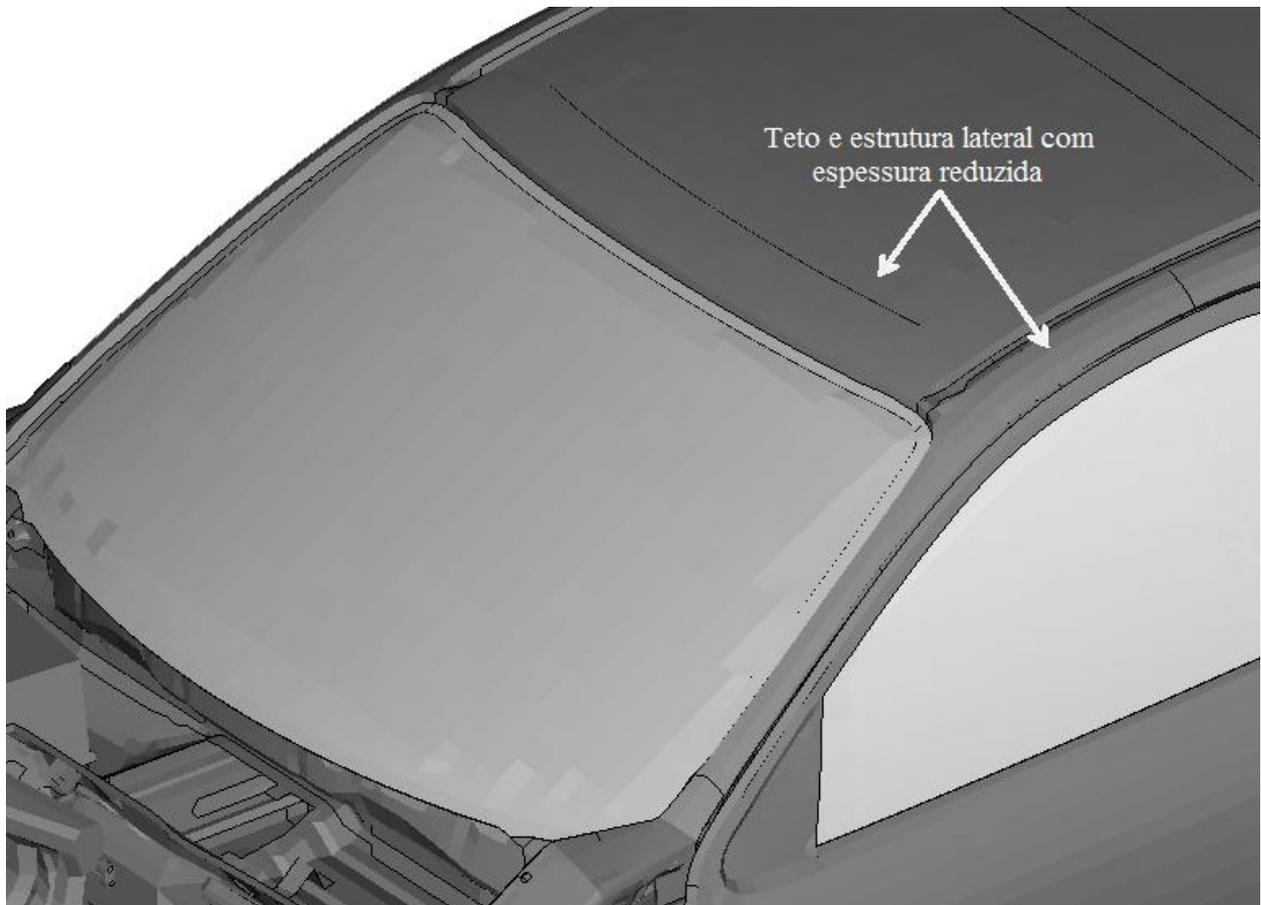


Figura 6.60 – Modelo com espessura do teto e estrutura lateral com espessura reduzida.

Os resultados para a compressão no pescoço do manequim tanto para o modelo original quanto para o modelo com espessura menor são verificados nas Fig. 6.61 e 6.62. Verifica-se que existe acréscimo elevado no carregamento do pescoço (Fig. 6.62), e que este aumento na compressão do pescoço ocorre após o início do esmagamento do teto, daí a conclusão que a rigidez do teto tem grande influência na probabilidade da ocorrência de lesões no pescoço e conseqüentemente na coluna cervical.

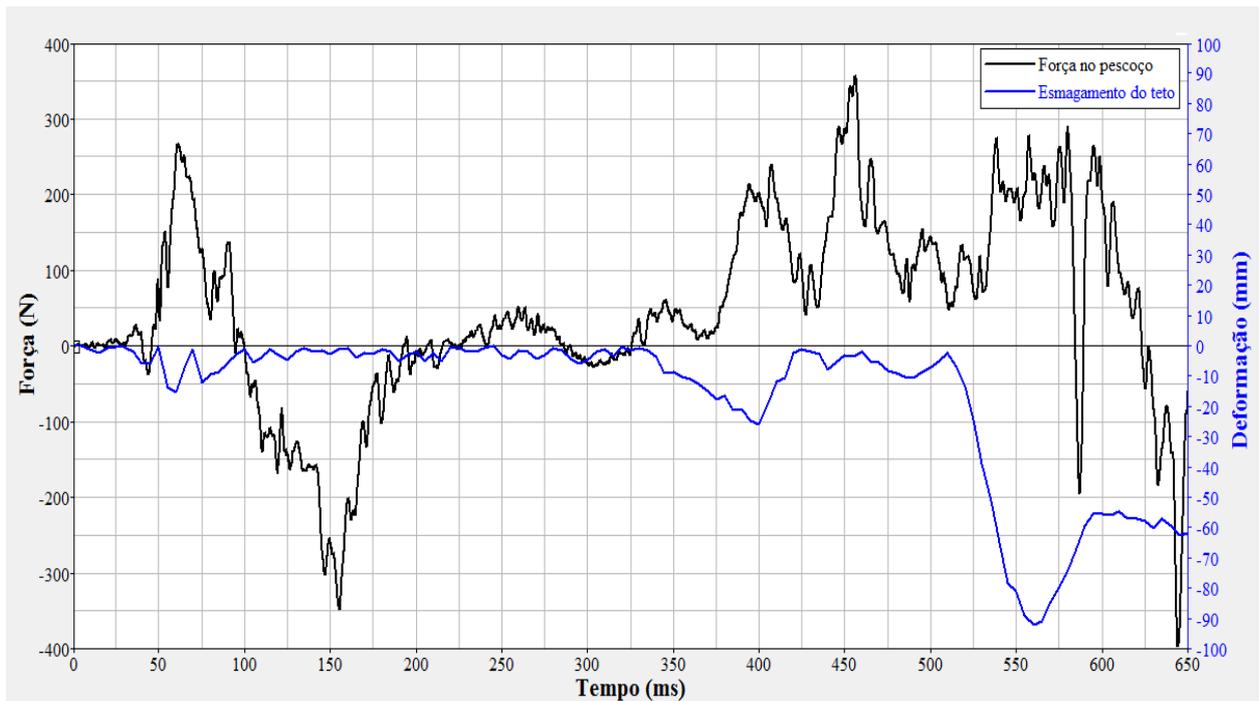


Figura 6.61 – Força de compressão no pescoço versus esmagamento do teto para o modelo original.

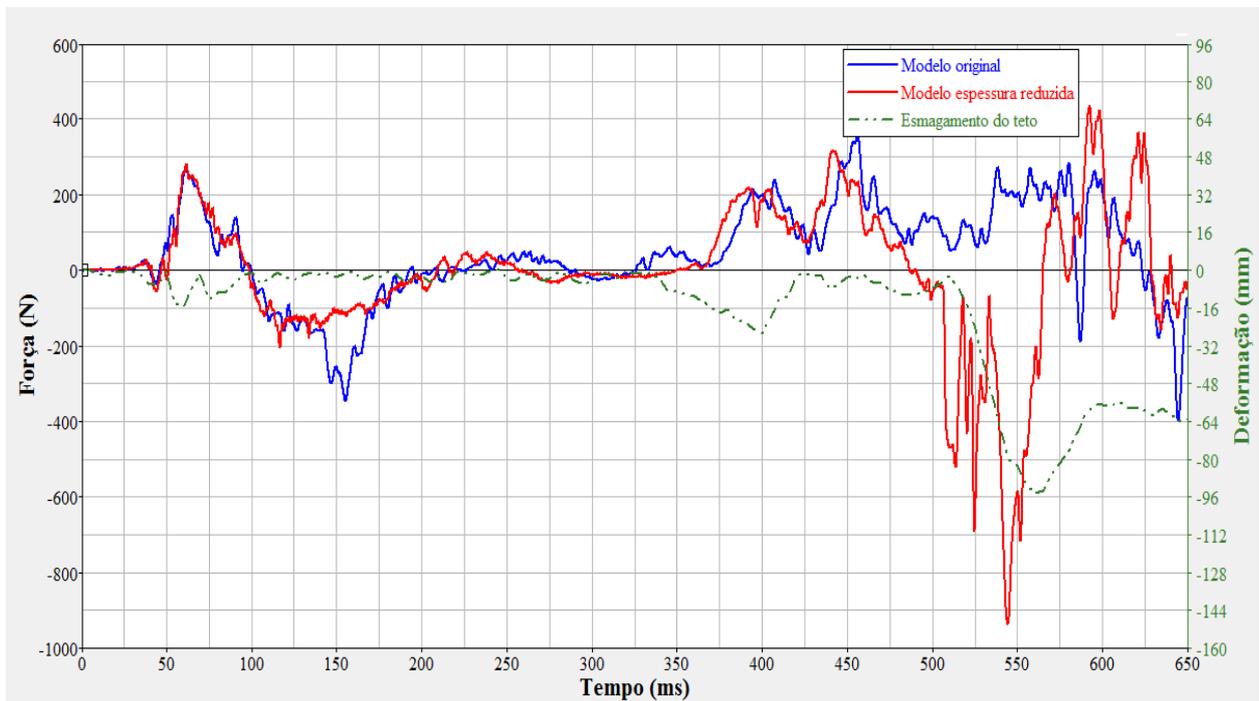


Figura 6.62 – Comparativo da força de compressão no pescoço do manequim para modelo original e modelo com teto de resistência menor.

No apêndice II tem-se o desenvolvimento das equações para um modelo dinâmico de um grau de liberdade do ocupante que relaciona a força no pescoço com a velocidade de esmagamento do teto e a velocidade de mergulho do ocupante em direção ao teto.

Como a maior parte dos estudos envolvendo rolamento não contém pré-tensionador no cinto de segurança, no presente estudo também não foi utilizado, além do que o não uso do mesmo permite alguma mobilidade no manequim e assim podendo ocasionar maior probabilidade de lesões de cabeça, pescoço e coluna. Assim como pode-se verificar na Fig. 6.63 o cinto de segurança sem pré-tensionador permite que o manequim mergulhe mais em direção do teto, e em alguns instantes o cinto encontra-se folgado, ou seja, o cinto abdominal e torácico não está tracionado e assim permitem o mergulho do manequim.

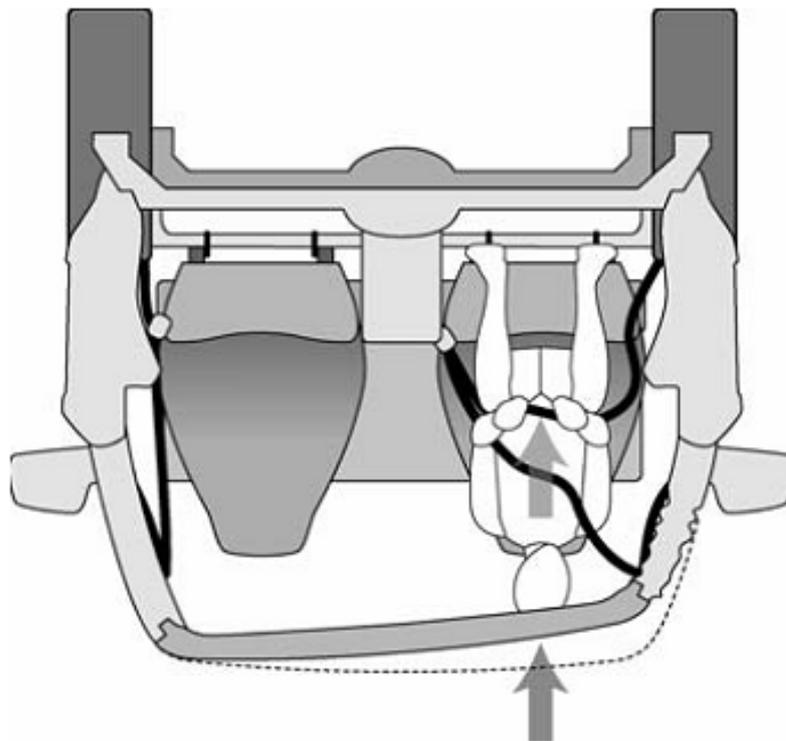


Figura 6.63 – Cintos de segurança abdominal e torácico sem carga [Bidez et al., 2007].

### 6.3.5. Veículo utilitário esportivo com manequim

Após análise dos resultados das simulações de um veículo de passageiros, e as possíveis lesões causadas no manequim, teve-se interesse em verificar o comportamento de um manequim em veículos utilitários esportivos (SUV), pois como se sabe estes são mais suscetíveis a sofrer rolamento. Pois quanto mais elevado se encontra o centro de massa do veículo maior as chances do mesmo vir a rolar, o fator estático de estabilidade, do inglês *static stability factor* (SSF), é o mais usado para qualificar os veículos, sendo este cálculo pela fórmula:

$$SSF = \frac{T_0}{2H} \quad (6.3)$$

onde  $T_0$  é a distância entre os centros dos pneus do lado direito e esquerdo e  $H$  a altura do centro de massa em relação ao solo (Fig. 6.64).

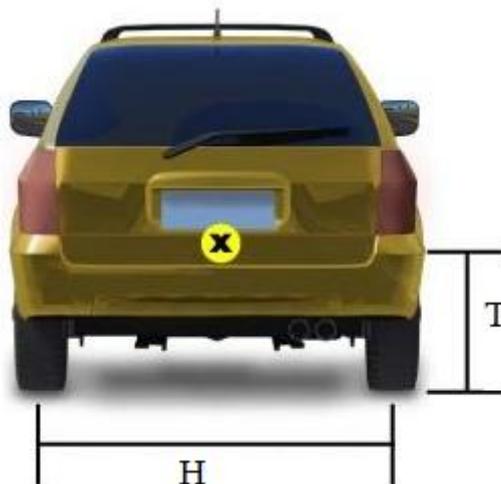


Figura 6.64 – Dimensões usadas para a determinação do fator estático de estabilidade.

O programa europeu de avaliação de carros novos (NCAP) classifica os veículos por estrelas quanto ao risco de rolamento (Fig. 6.65), os veículos avaliados com 1 estrela têm pelo menos quatro vezes mais probabilidade de rolar do que os veículos com 5 estrelas (<http://www.safercar.gov>).

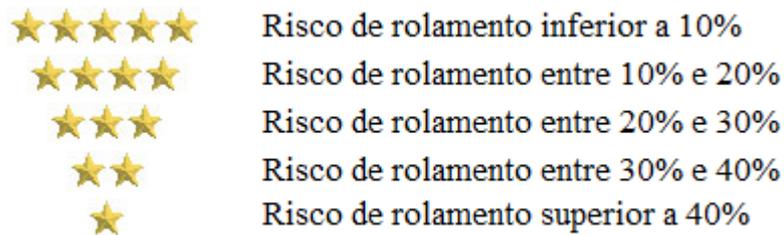


Figura 6.65 – Classificação dos veículos quanto ao risco de rolamento [<http://www.safercar.gov>]

Observando a Fig. 6.66, veículo de passageiros em média tem 12% de risco de sofrer um rolamento, enquanto os SUV têm em média 28%. Por este motivo realizou-se as simulações segundo o procedimento SAE J2114 em um SUV.

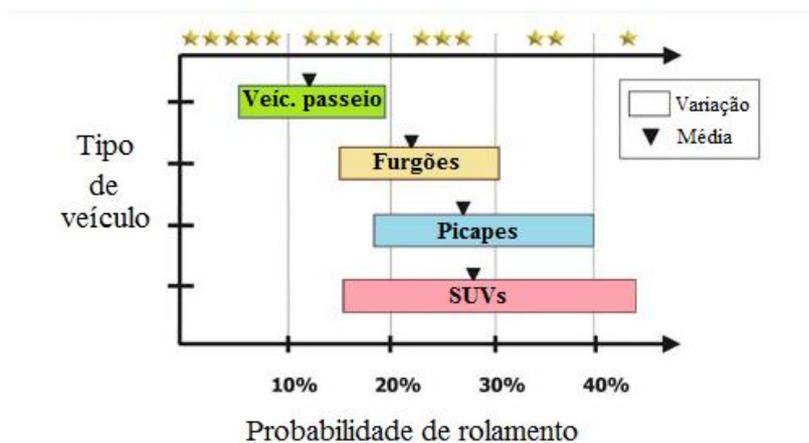


Figura 6.66 – Probabilidade de veículos sofrerem rolamento de acordo com sua categoria [<http://www.safercar.gov>].

Outro dado interessante é que o número de fatalidades (Fig. 6.67) que ocorre em SUV é 2,5 vezes maior a que se verificam em veículos de passageiros quando comparado somente os acidentes com rolamento, conforme dados referentes ao ano de 2002 divulgados pela NHTSA (2003).

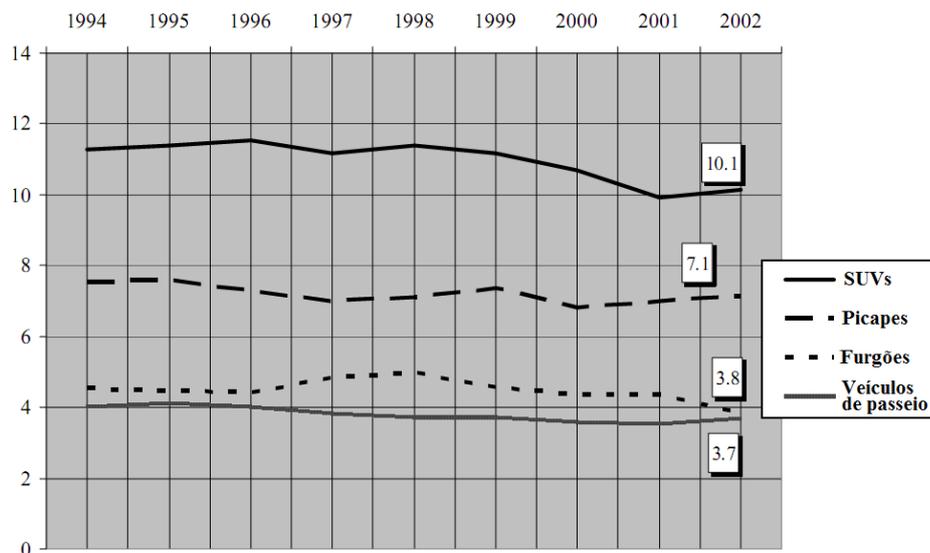


Figura 6.67 – Taxa de fatalidade de passageiros em eventos de rolamento por 100.000 veículos [NHTSA, 2003].

Utiliza-se o modelo de veículo utilitário esportivo que se encontra disponível no site do Centro Nacional de Análises de Colisões (<http://www.ncac.gwu.edu>). Este modelo numérico já foi validado pelo próprio centro de pesquisa no evento de colisão frontal, e conforme verifica-se nas Fig. 6.68 e 6.69, e outras que compõem o relatório “*Explorer report*” disponível também no site mencionado, a correlação entre o modelo simulado e os testes experimentais são muito bons.

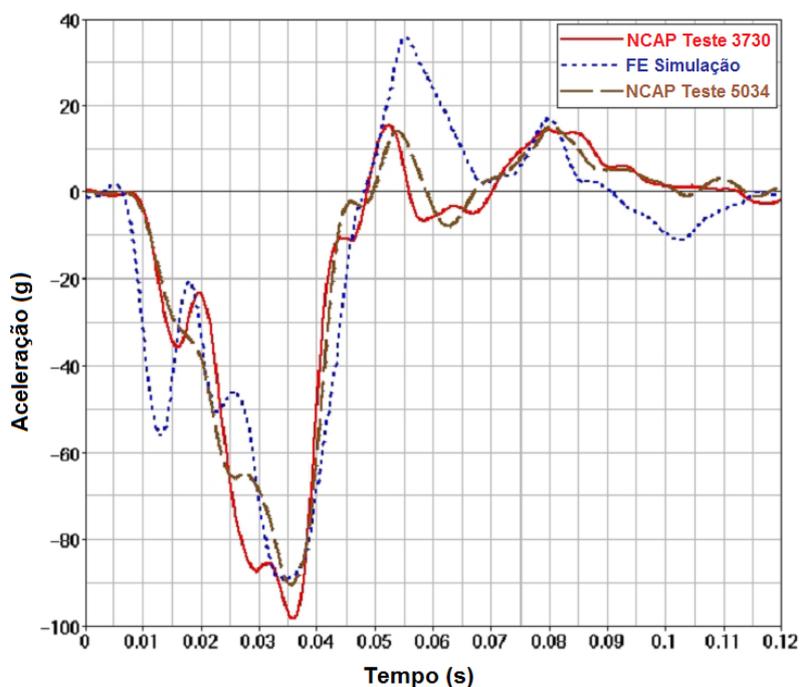


Figura 6.68 – Aceleração medida na região superior do motor [<http://www.ncac.gwu.edu>].

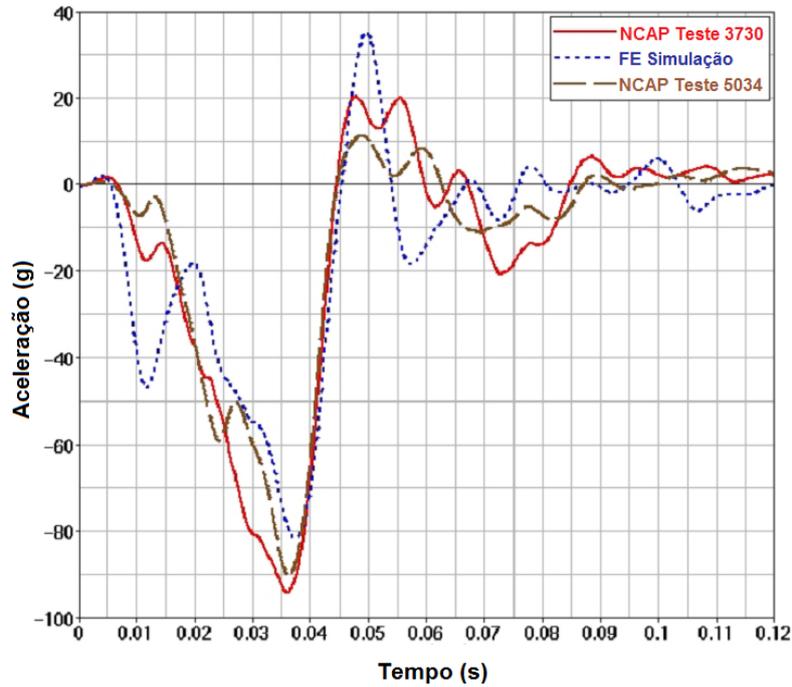


Figura 6.69 – Aceleração medida na região inferior do motor [<http://www.ncac.gwu.edu>].

Na Tabela 6.21, tem-se a descrição dos elementos que compõem o modelo de elementos finitos do SUV, isto sem incluir o manequim cujos elementos são os mesmos descritos na Tabela 6.5.

Tabela 6.21 – Resumo do modelo do SUV usado na simulação do procedimento SAE J2114.

Número de partes	801
Número de nós	668323
Número de elementos de massa	261
Número de elementos rígidos	1936
Número de elementos discretos	42
Número de juntas	46
Número de elementos viga	6
Número de elementos tria3	32196
Número de elementos quad4	586985
Número de elementos tetra4	60
Número de elementos penta6	2158
Número de elementos hexa8	31489

Os resultados que serão apresentados e discutidos a partir deste ponto do trabalho se referem aos primeiros 1000 ms da seqüência de rolamento do SUV, pois dentro deste período verifica-se o primeiro contato da estrutura do teto com o solo no lado do motorista. Na Fig. 6.70 está mostrado o modelo de elementos finitos do SUV utilizado para as simulações de acordo com o procedimento SAE J2114, o vidro do motorista está transparente somente para mostrar o manequim posicionado no interior do veículo. Ressalta-se aqui que no trabalho teve-se que posicionar o manequim, modelar os bancos frontais e os cintos de segurança, pois o modelo disponível no site <http://www.ncac.gwu.edu> não possui.

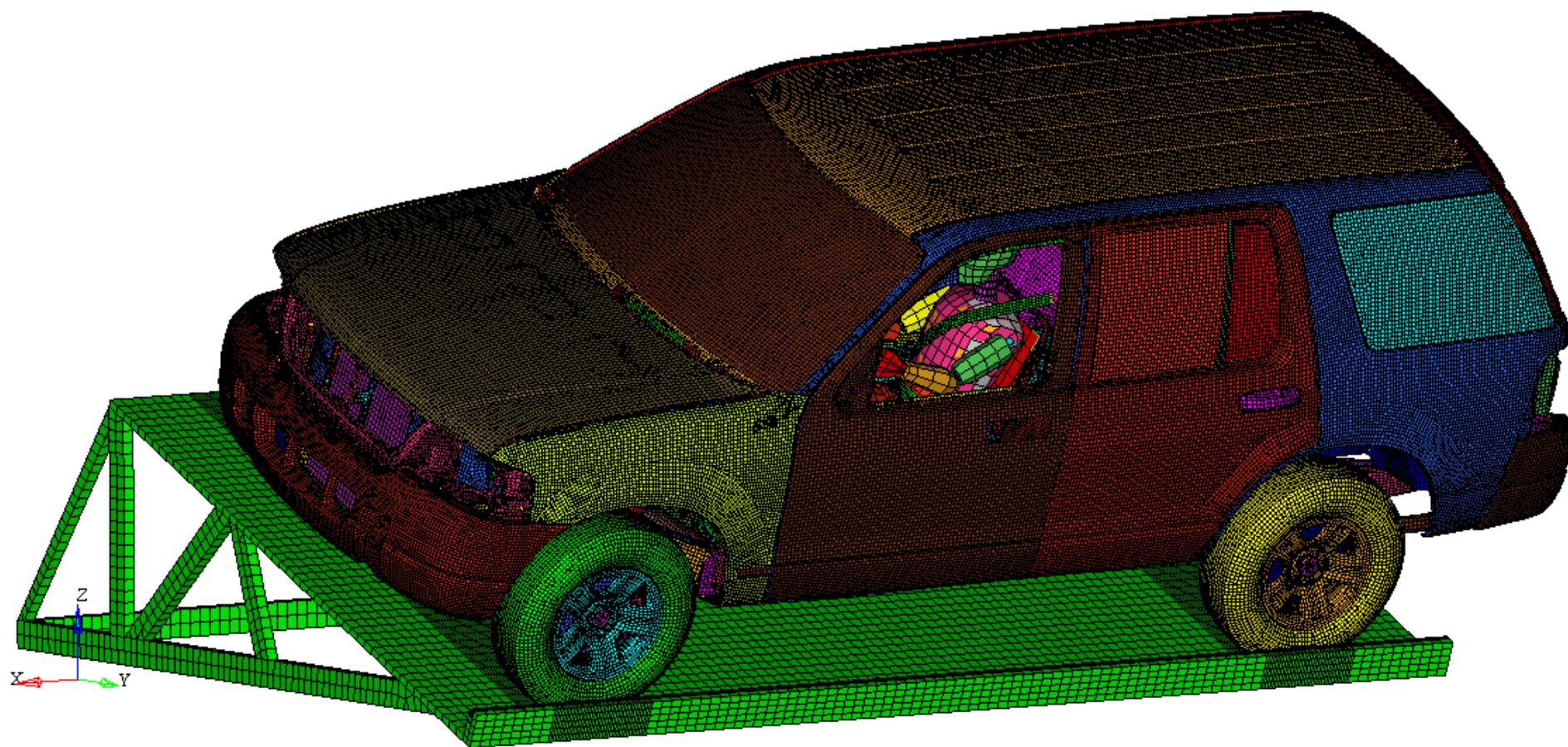


Figura 6.70 – Modelo de elementos finitos do SUV com manequim utilizado para simular o procedimento SAE J2114

Por meio dos sensores existentes no manequim matemático foi adquirido o seguinte conjunto de dados, lembrando que estes dados são os que foram utilizados para avaliar possíveis lesões causadas na cabeça, pescoço e tórax, mas muitos outros sensores existem no modelo numérico do manequim:

- Aceleração na cabeça;
- Força axial no pescoço;
- Momento de flexão do pescoço no plano sagital;
- Momento de flexão lateral do pescoço;
- Força cisalhante no pescoço;
- Aceleração no tórax;
- Deflexão do tórax.

O modelo do SUV possui massa total de 2078 kg, isto sem contabilizar a massa do manequim. A Fig. 6.71 mostra a força normal de contato entre o veículo e o solo durante o evento de rolamento de acordo com o procedimento SAE J2114, representando o primeiro contato entre o pneu e o solo e também o primeiro contato entre o teto e o solo.

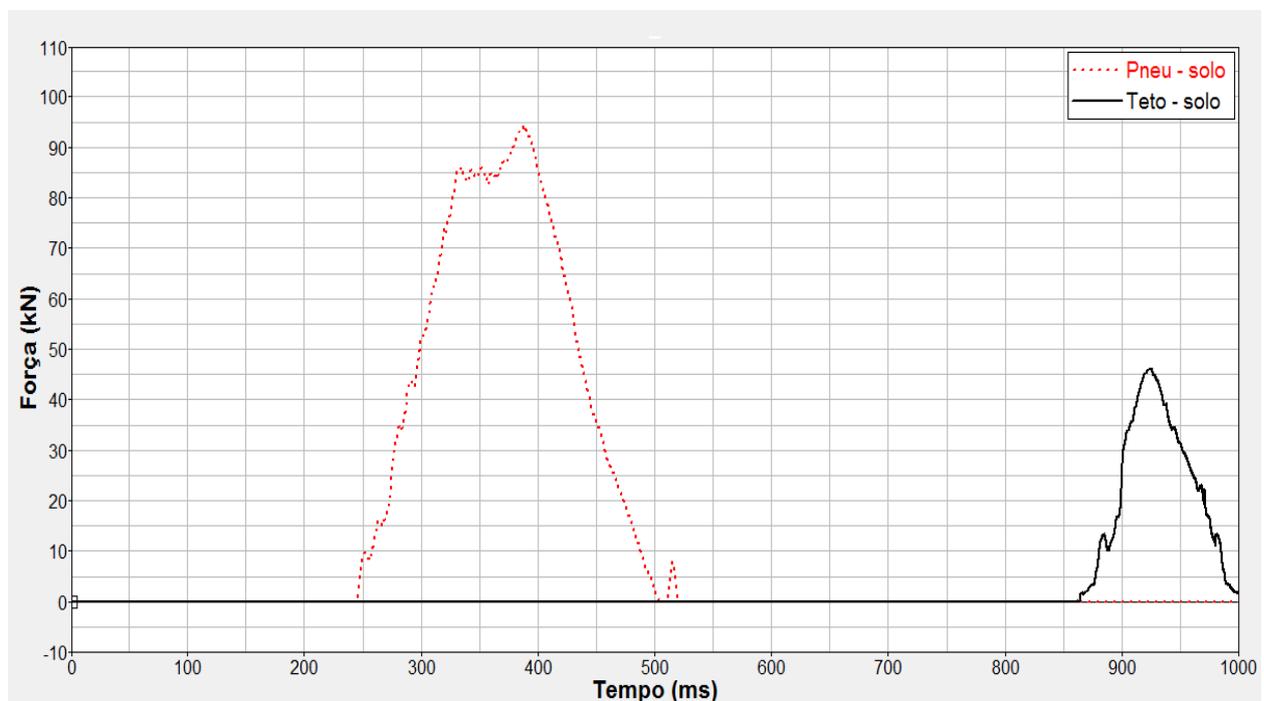


Figura 6.71 – Força normal de contato entre o veículo e o solo.

A força de contato entre o teto e o solo é de 45800 N e que nos dá uma relação com o peso do veículo de 2,2 vezes. Conforme comentado no item 6.3.4 a força que o procedimento

FMVSS 216 requer para validação dos veículos é bem inferior a que pode ser verificada pelo procedimento SAE J2114. E como o presente procedimento representa melhor os efeitos dinâmicos que ocorrem em um evento de rolamento, conclui-se que o procedimento FMVSS 216 pode não prevenir e/ou minimizar os traumas e lesões decorrentes deste evento de colisão.

Após o primeiro contato do veículo (pneu) com o solo ele decola e sua velocidade rotacional aumenta significativamente como demonstrada na Fig. 6.72, sendo que até o instante 245 ms, quando o pneu atinge o solo, o veículo basicamente apresenta só velocidade lateral e vertical. O intervalo compreendido entre os instantes 510 ms e 860 ms o veículo não está em contato com o solo.

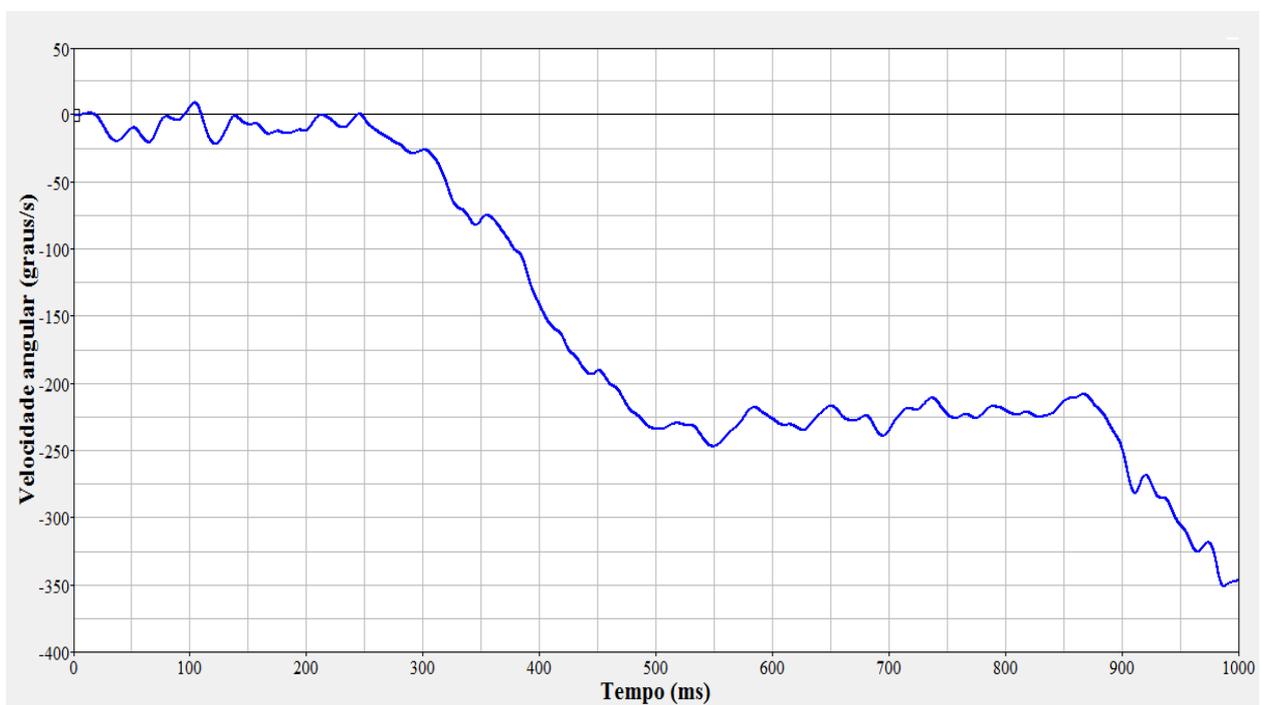


Figura 6.72 – Velocidade rotacional em torno do eixo longitudinal do veículo medida no centro de gravidade.

A Fig. 6.73 representa instantes em que o veículo atinge o solo com o pneu e com o teto respectivamente, as imagens da direita são da simulação e as imagens da esquerda do teste experimental realizado com um SUV obtidas do estudo de Chou et al. (2008).

Rose et al. (2008) também realizou testes experimentais conforme o procedimento SAE J2114, na Fig. 6.74 ilustra-se as imagens obtidas por estes testes com os resultados que obteve-se por simulações computacionais.

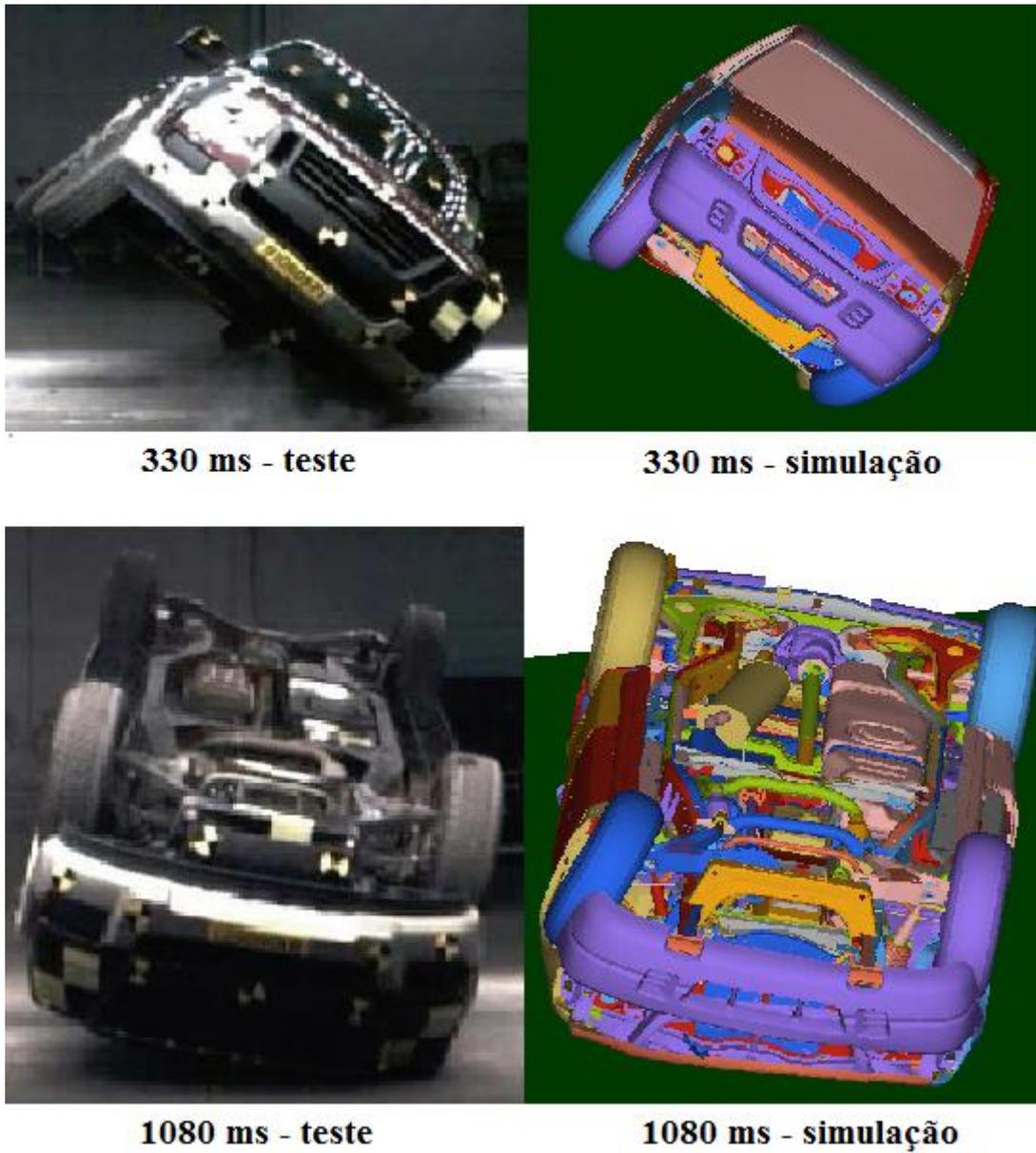


Figura 6.73 – Movimento comparativo entre teste experimental (Chou et al., 2008) e o modelo computacional.

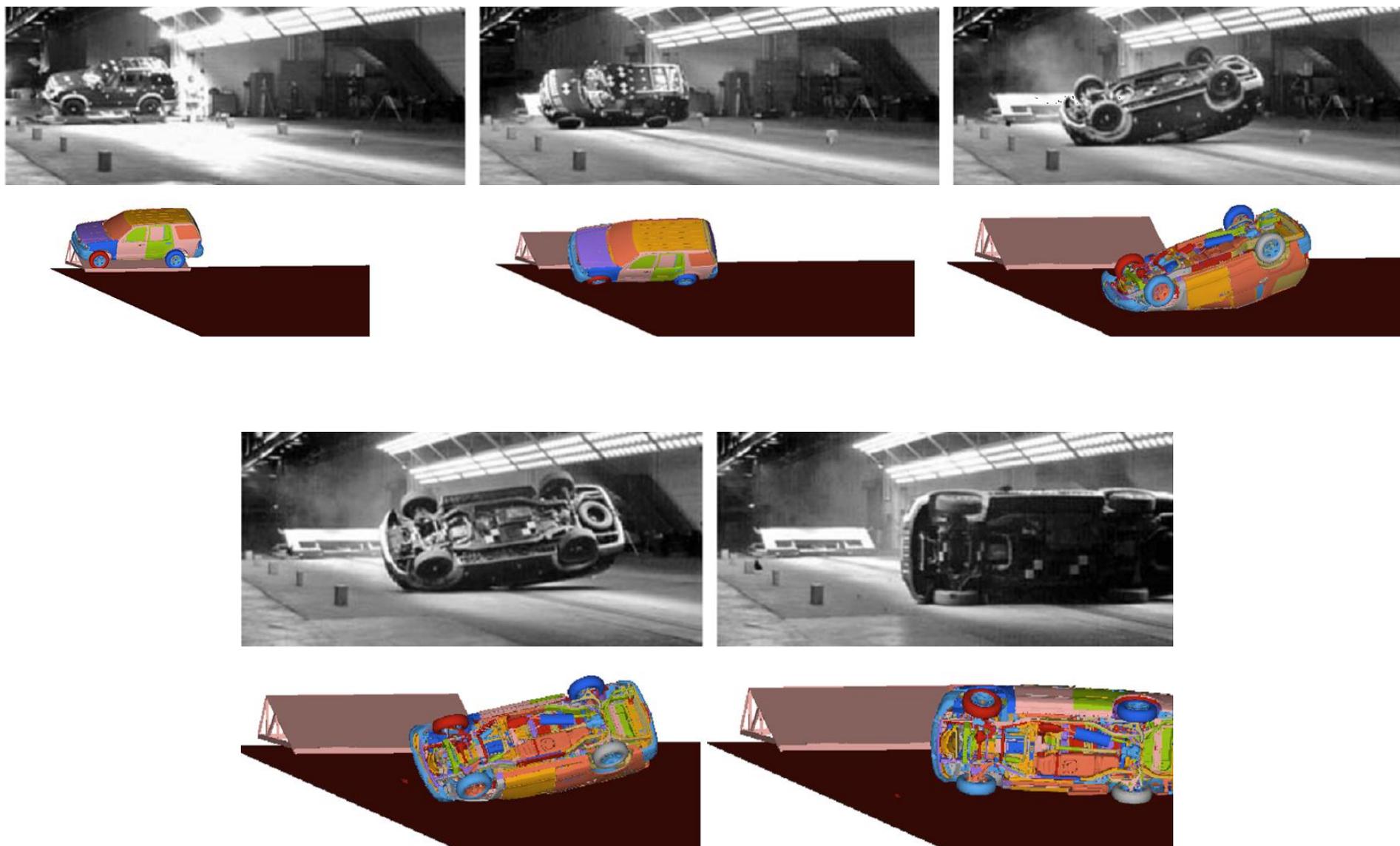


Figura 6.74 – Movimento comparativo entre teste experimental (Rose et al., 2008) e o modelo computacional.

Deste ponto em diante aborda-se mais as simulações com foco na proteção dos ocupantes durante a realização do procedimento SAE J2114 para um veículo SUV.

Para um condutor usando cinto de segurança o pico máximo de aceleração medido do centro de massa da cabeça do manequim foi de 53,9 g, instante em que o pneu do veículo atinge o solo, isto demonstra que a cabeça do manequim entra em contato com o vidro da porta. No instante do primeiro contato do teto com o solo a aceleração na cabeça do manequim é de 19,3 g (Fig. 6.75).

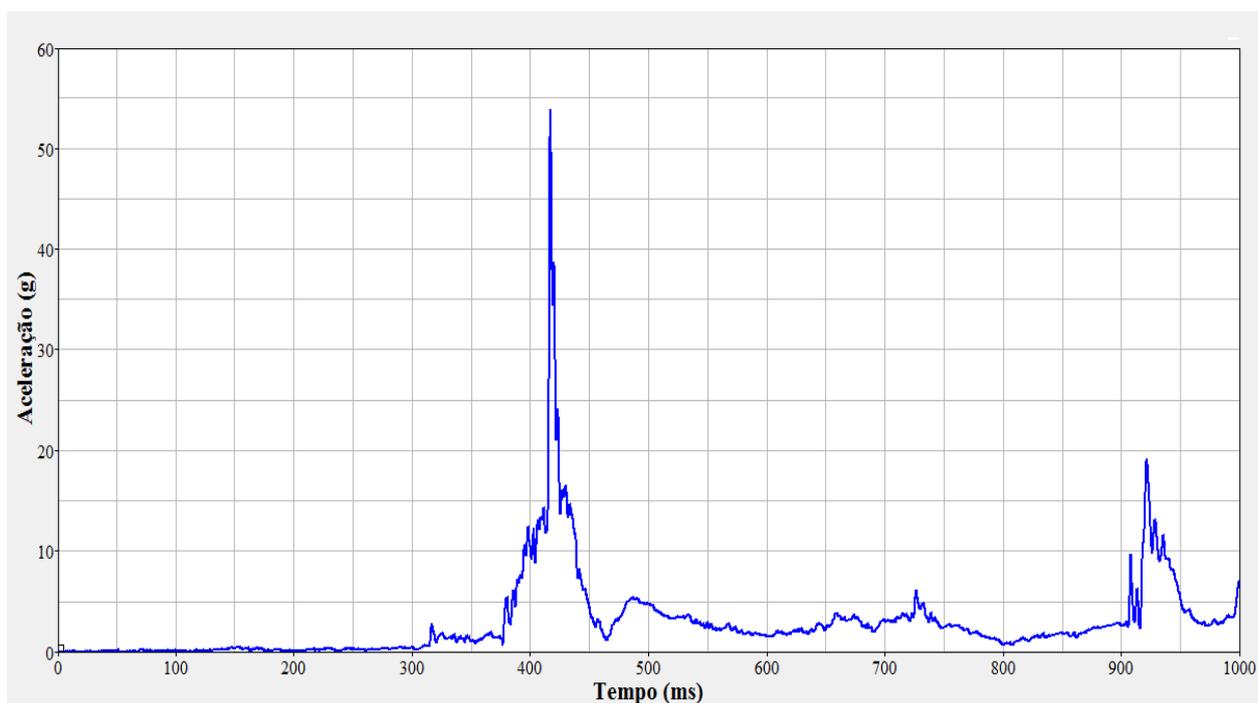


Figura 6.75 – Aceleração na cabeça do manequim

Os valores calculados para o critério de lesão na cabeça são de 59,6 tanto para HIC15 quanto para HIC36 (Fig. 6.76). Conclui-se que os motoristas não teriam lesões na cabeça considerando somente o primeiro contato entre o teto no lado do motorista e o pavimento para veículos utilitários esportivos, os quais estejam usando cinto de segurança. Novamente ressaltando que testes experimentais realizados por Orłowski et al. (1985), também não constataram significantes valores para HIC que pudessem causar lesões.

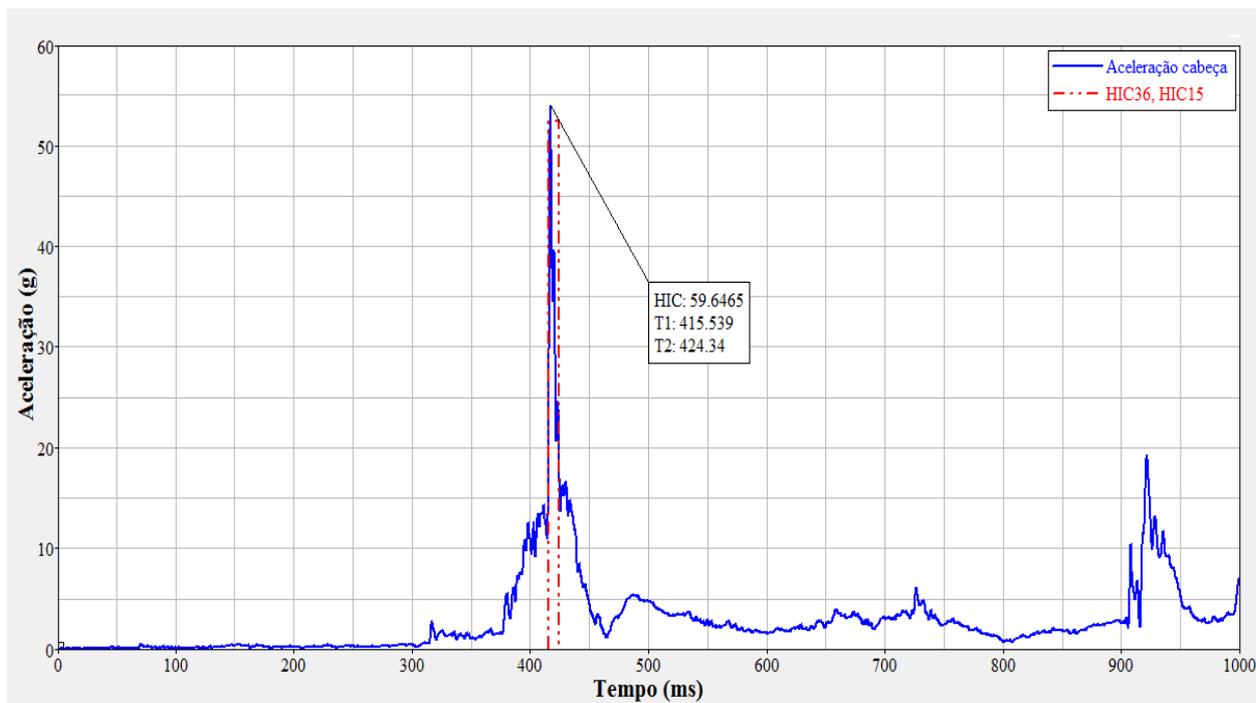


Figura 6.76 – Critérios de lesão na cabeça, HIC36 e HIC15.

Com o valor de HIC determinado pode-se calcular a probabilidade de lesão na cabeça do ocupante do veículo. De acordo com as equações do item 5.2 tem-se:

Tabela 6.22 – Probabilidade de lesões na cabeça.

Nível de Severidade	Probabilidade	Lesão
AIS1	0,7055	Pequena
AIS2	0,2377	Moderada
AIS3	0,1146	Grave
AIS4	0,0302	Gravíssima
AIS5	0,0018	Risco à vida
AIS6	0,0000	Fatal

O pico da força de compressão que ocorreu no pescoço do manequim usando cinto de segurança foi de 1913 N (Fig. 6.77). De acordo com dados de testes experimentais realizados em um veículo similar com ocupantes por Bidez et al. (2007), a faixa de valores encontrados para a força de compressão no pescoço foi de 958 N a 1962 N.

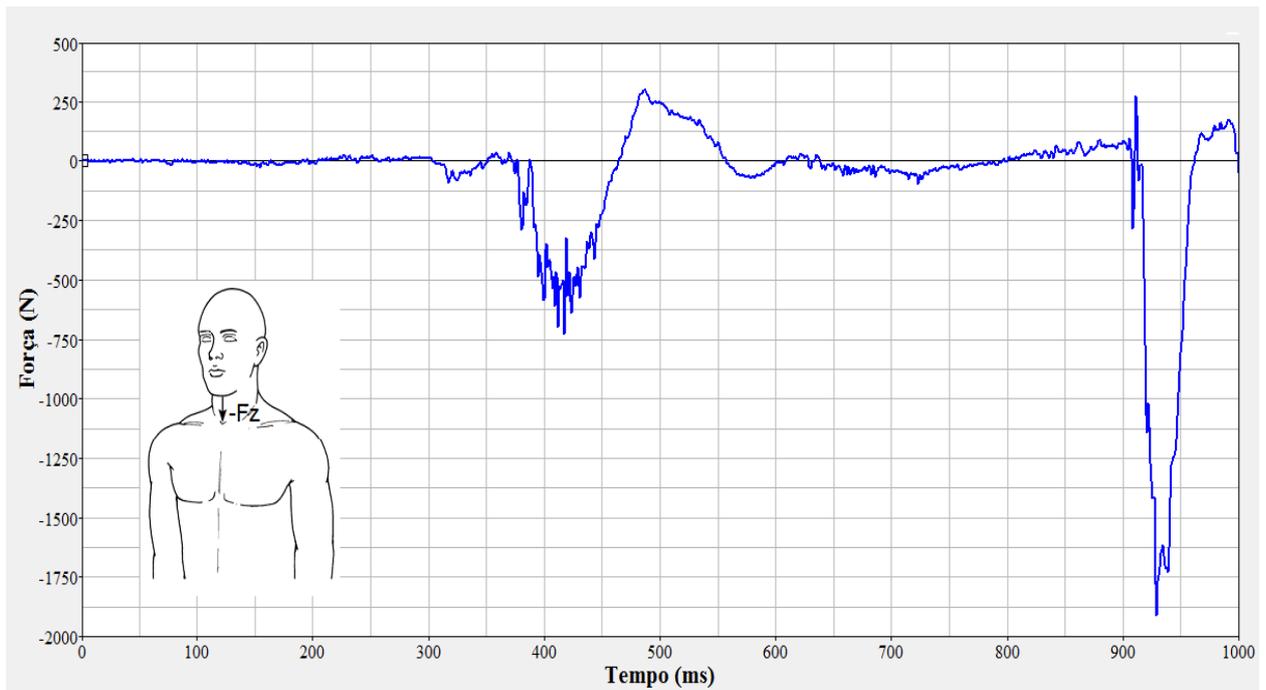


Figura 6.77 – Força axial no pescoço do manequim.

O pico do momento de flexão ( $M_y$ ) no pescoço do manequim foi de 89 Nm, medido na região inferior do pescoço, pois conforme estudos recentes representam melhor do que os valores medidos na região superior do pescoço (Fig. 6.78). Valores similares foram encontrados nos testes experimentais realizados por Bidez et al. (2007), sendo a faixa destes valores de 58 Nm a 110 Nm.

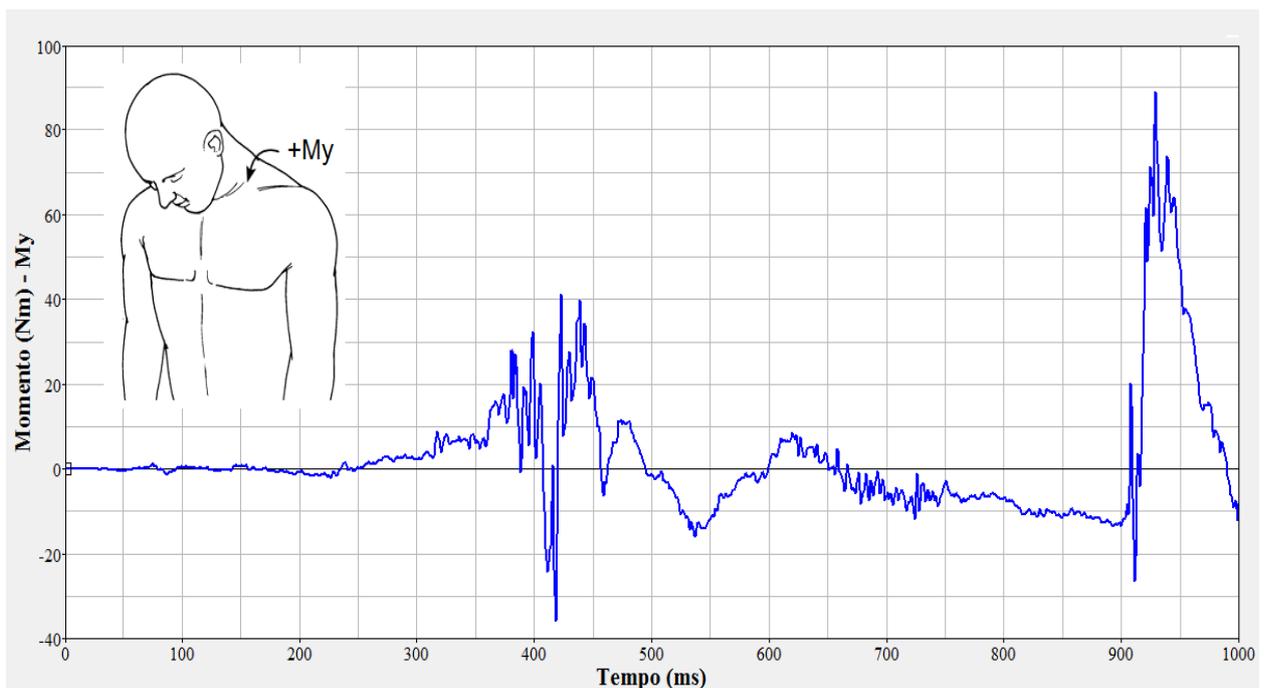


Figura 6.78 – Momento de flexão no pescoço do manequim.

O pico do momento fletor lateral encontrado no estudo foi de 123,3 Nm, também medido na parte inferior do pescoço, este pico ocorre no instante em que o pneu do veículo entra em contato com o solo e a cabeça do manequim é então projetada contra o vidro da porta, pois o manequim está restrito pelo cinto de segurança e sua cabeça livre para movimentar-se (Fig. 6.79). Os valores mensurados nos teste realizados por Bidez et al. (2007), apresentaram a faixa de 106 Nm a 167 Nm.

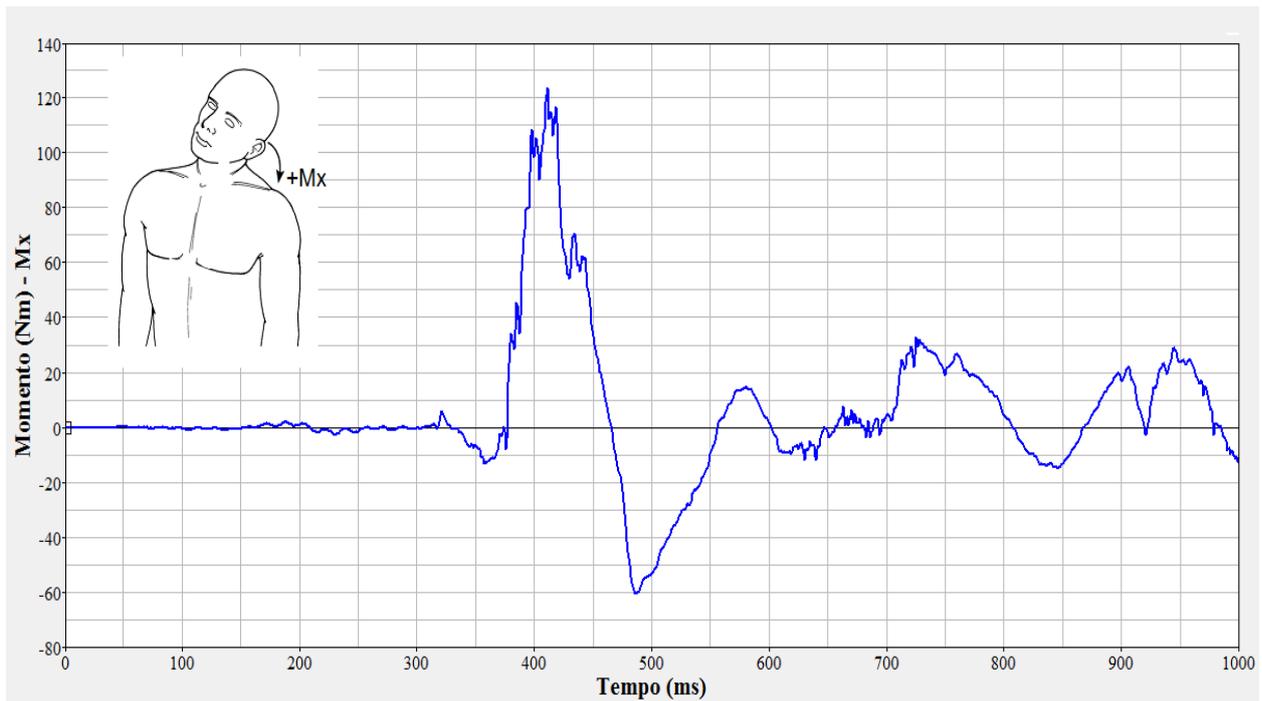


Figura 6.79 – Momento fletor lateral no pescoço do manequim.

A força cisalhante medida na região superior do pescoço, que segundo Nyquist et al. (1980), não deve exceder 3100 N, apresentou pico de 460,4 N (Fig. 6.80). Dados experimentais para esta força segundo o procedimento SAE J2114 não foram encontrados na literatura.

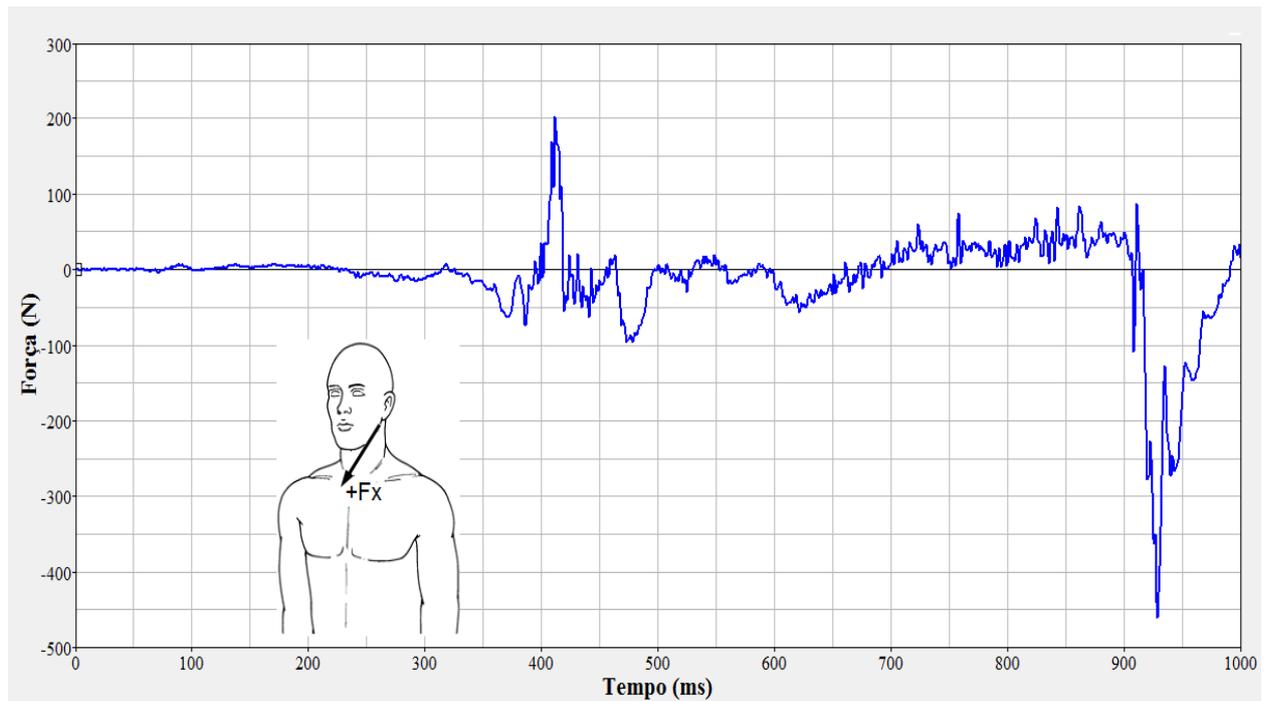


Figura 6.80 – Força cisalhante na região superior do pescoço.

Considerando os valores toleráveis para as cargas no pescoço conforme FMVSS 208, não verifica-se possíveis lesões, pois a compressão de 1913 N é inferior a tolerável de 4000 N, assim como a flexão de 89 Nm é menor que a tolerável de 190 Nm, e a força cisalhante no pescoço foi 460,4 N, cujo valor tolerável é de 3100 N.

Com estes dados apresentados também pode-se realizar o cálculo para o critério de lesão no pescoço e conseqüentemente verificar possíveis lesões ocasionadas na coluna cervical. Como utiliza-se o manequim híbrido III 50<sup>th</sup> masculino, os valores críticos quando se trata de compressão-flexão ( $N_{ij} = N_{cf}$ ) no pescoço são 6160 N e 310 Nm, utilizando a Equação (5.10) se tem:

$$N_{cf} = 0,60$$

De acordo com as equações do item 5.4, a probabilidade de lesão no pescoço e conseqüentemente na coluna cervical, considerando o critério combinado de lesão  $N_{cf}$ , é demonstrada na Tabela 6.23.

Tabela 6.23 – Probabilidade de lesões no pescoço usando o critério de lesão  $N_{cf}$ .

Nível de Severidade	Probabilidade	Lesão
AIS2	20,8	Moderada
AIS3	11,4	Grave
AIS4	12,2	Gravíssima
AIS5	4,3	Risco à vida

Seguindo a definição de alguns pesquisadores, na Tabela 6.24 determina-se a probabilidade de lesão no pescoço considerando unicamente a carga axial no pescoço.

Tabela 6.24 – Probabilidade de lesões no pescoço usando somente a carga axial.

Nível de Severidade	Probabilidade	Lesão
AIS3	0,16	Grave

O valor máximo da aceleração na caixa torácica é de 41,2 g e a deflexão máxima verificada na simulação é de 5,3 mm, como visto na Fig. 6.81 e 6.82 respectivamente. Ambos os valores estão abaixo dos limites estabelecidos tanto pela FMVSS 208 quanto pela NHTSA.

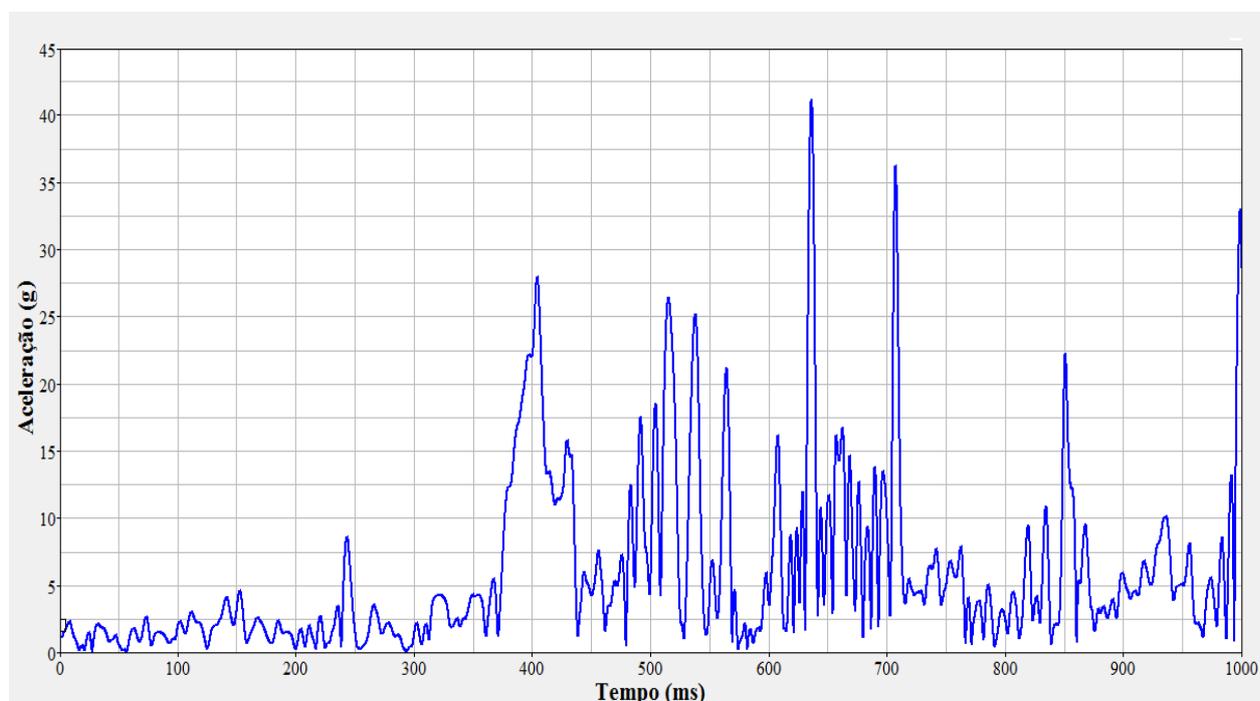


Figura 6.81 – Aceleração resultante na caixa torácica.

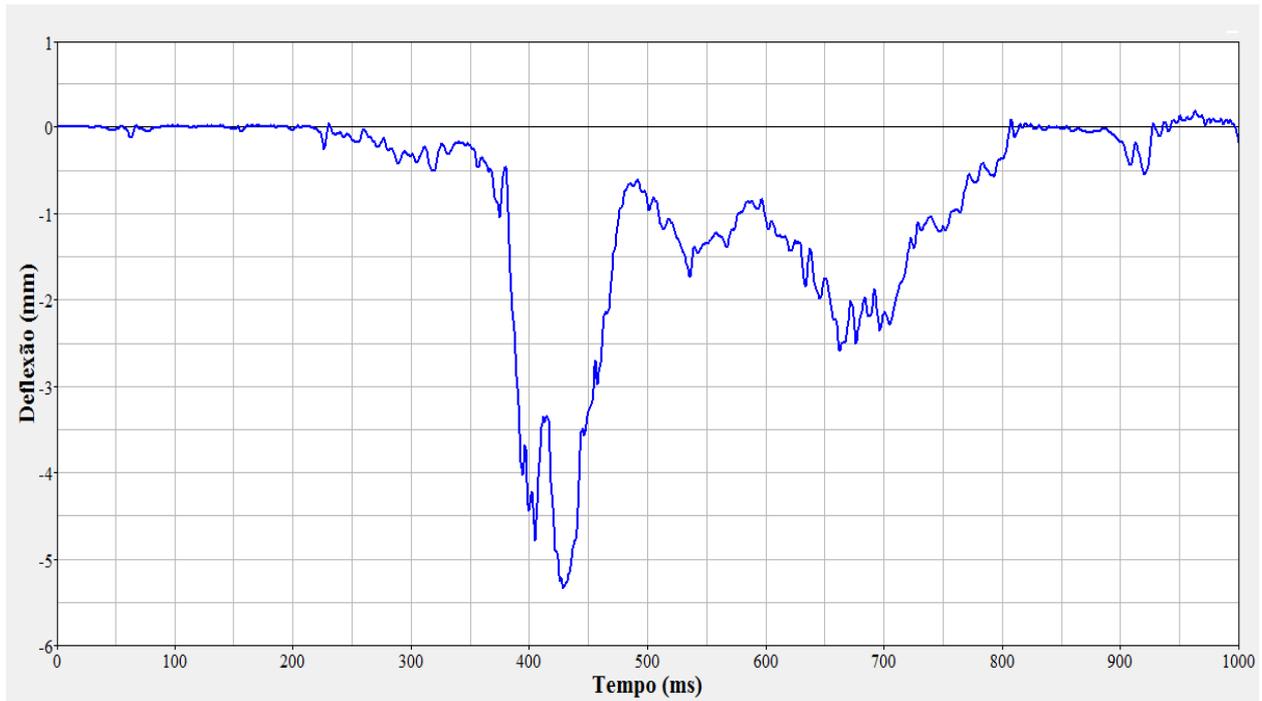


Figura 6.82 – Deflexão na caixa torácica.

Considerando somente os valores máximos de aceleração 41,2 g e deflexão 5,3 mm na caixa torácica, nota-se que não ocorre lesão nesta região, pois os valores toleráveis são 60 g e 76 mm. Para o cálculo do critério combinado de lesão no tórax utiliza-se os valores de aceleração e deflexão máximos, mesmo não ocorrendo no mesmo instante de tempo, pois assim estar-se-á a favor da segurança do ocupante, utilizando a Equação (5.21) tem-se:

$$CTI=0,54$$

As Tabelas 6.25 à 6.27 apresentam a probabilidade de lesão na caixa torácica, pois alguns autores consideram somente a aceleração para o cálculo desta probabilidade outros consideram só a deflexão e ainda outros utilizam o índice combinado.

Tabela 6.25 – Probabilidade de lesões no tórax usando somente a aceleração máxima.

Nível de Severidade	Probabilidade	Lesão
AIS2	75,8	Moderada
AIS3	36,8	Grave
AIS4	14,8	Gravíssima
AIS5	0,2	Risco à vida

Tabela 6.26 – Probabilidade de lesões no tórax usando somente a deflexão máxima.

Nível de Severidade	Probabilidade	Lesão
AIS2	16,3	Moderada
AIS3	3,0	Grave
AIS4	0,8	Gravíssima
AIS5	0,02	Risco à vida

Tabela 6.27 – Probabilidade de lesões no tórax usando o índice combinado.

Nível de Severidade	Probabilidade	Lesão
AIS2	17,0	Moderada
AIS3	1,2	Grave
AIS4	0,2	Gravíssima
AIS5	0,002	Risco à vida

Na Tabela 6.28 tem-se os resultados dos parâmetros de análise do manequim com cinto de segurança para o veículo de passageiros e veículo utilitário esportivo (SUV):

Tabela 6.28 – Valores máximos dos parâmetros para manequim com cinto de segurança considerando veículo de passageiros e veículo utilitário esportivo.

Parâmetro	Valores máximos		Coeficiente: SUV/Veíc. Passag.
	Veículo de Passageiros	SUV	
Aceleração na cabeça (g)	45,9	53,9	1,18
HIC	33,9	59,6	1,76
Força axial no pescoço (N)	-396,6	-1913,0	4,82
Momento longitudinal (Nm)	88,8	89,0	1,002
Momento de flexão lateral (Nm)	-111,2	123,3	-1,11
Força cisalhante (N)	-223,8	-460,4	2,06
Aceleração no tórax (g)	14,0	41,2	2,94
Deflexão no tórax (mm)	-5,2	-5,3	1,02

A Tabela 6.29 mostra a probabilidade de lesões em cada região do corpo para o nível de severidade grave (AIS3), considerando um ocupante usando cinto de segurança e habitando um veículo de passageiros ou um veículo utilitário esportivo (SUV). Verifica-se que a probabilidade de ocorrer lesão grave no pescoço do ocupante do SUV é 1,5 vezes maior do que no ocupante de um veículo de passageiros, considerando o critério  $N_{ij}$ . Já a probabilidade do ocupante do SUV sofrer lesão grave no tórax é 3,9 vezes superior a probabilidade de lesão ao ocupante do veículo de passageiros, segundo o critério de aceleração máxima no tórax.

Tabela 6.29 – Probabilidade de lesões em diferentes partes do corpo considerando o nível de severidade grave (AIS3), para manequim com e sem cinto de segurança.

Região	Parâmetro	Probabilidade de AIS3	
		Veículo de Passageiros	SUV
Cabeça	HIC	0,0082	0,1146
Pescoço	$N_{ij}$	7,3	11,4
	$F_z$	0,004	0,16
Tórax	$A_{max}$	9,4	36,8
	$D_{max}$	3,0	3,0
	CTI	0,2	1,2

Estes valores podem mudar por causa do tamanho, postura e posição do manequim. A importância da posição inicial da coluna cervical no momento da carga axial de impacto foi estudada Hodgson e Thomas (1980), os testes com cadáveres foram realizados variando a posição do pescoço e tórax e também da direção da carga de impacto.

Os cálculos para veículos completos com manequim foram realizados em servidores do tipo CRAY com 16 processadores, e o pré e pós-processamento foi realizado em estações de trabalho HP J2240. O tempo aproximado de cálculo para cada modelo completo de veículo foi de 73 horas, isto considerando o tempo de simulação do evento de capotamento de 1500 ms.

## 7. CONCLUSÕES

### 7.1. Considerações Finais.

O presente trabalho apresentou o modelo multicorpos para um veículo de passageiros, através do qual se pode avaliar a influência de diferentes parâmetros da suspensão no gradiente de rolamento, que é um dos principais índices na avaliação da possibilidade de rolamento lateral do veículo.

O modelo dinâmico do veículo de passageiros desenvolvido em multicorpos apresentou excelente correlação com os testes físicos. Todavia esta correlação só foi possível modelando o eixo traseiro da suspensão como corpo flexível. Analisando diferentes configurações de suspensões se verifica que uma simples alteração em molas, amortecedores, buchas e batentes pode minimizar o rolamento dos veículos, e conseqüentemente aumentar sua segurança. Assim, suportado por esta ferramenta computacional de multicorpos pode-se avaliar previamente a geometria de um veículo e ainda na fase de concepção do veículo estimar, dentre outros parâmetros, seu gradiente de rolamento que é um dos principais indicadores do potencial de rolamento de um veículo.

As principais conclusões do presente trabalho obtidas dos resultados das simulações numéricas podem ser resumidas como segue:

- O procedimento FMVSS 216 não representa e não avalia a estrutura do veículo para as reais cargas decorrentes de um evento de rolamento real. A carga aplicada de maneira quase-estática não reproduz as forças dinâmicas do rolamento. Um ponto importantíssimo é que o fator 1,5 de carga é bem inferior ao necessário para avaliar de maneira adequada a estrutura do teto dos veículos. Além disso, o movimento do ocupante no interior do veículo não é considerado.
- O teste de queda invertido pode ser usado para melhor avaliar a resistência da estrutura do teto. As simulações computacionais mostraram que o fator de carga pode variar entre 2,9 e 4,2 vezes o peso do veículo para preservar o espaço de sobrevivência do ocupante. Mesmo que neste teste os efeitos dinâmicos estejam presentes, não reflete o movimento lateral do evento de rolamento. Quando usada a altura de queda de 457,2 mm este procedimento de projeto pode ser considerado como conservador.

- Dentre os três procedimentos estudados neste trabalho, o SAE J2114 é o que mais fielmente reproduz as condições reais de um evento de rolamento veicular. No caso da inclusão de manequins no teste, o procedimento SAE J2114 permite a reprodução de impactos secundários, que são devido ao movimento do manequim, e assim esta metodologia é interessante para determinar a probabilidade de lesão ao ocupante. De acordo com os resultados das simulações numéricas, o teto deve suportar uma carga mínima de 2,2 vezes o peso do veículo. Dado o nível de detalhes considerados nestas simulações, tal fator tem o nível de confiança mais alto entre os procedimentos testados no trabalho.

Portanto, tanto o teste de esmagamento do teto quanto o teste de queda invertido não reproduzem exatamente a dinâmica real do ocupante durante uma colisão de rolamento. Embora os três procedimentos aqui estudados sejam usados para estimar a resistência do teto, a norma FMVSS 216 não avalia de forma satisfatória a resistência do teto ao esmagamento. Os procedimentos SAE J996 e SAE J2114 devem ser usados para estimar a resistência do teto de maneira a prevenir intrusões elevadas em direção ao espaço de sobrevivência do ocupante, mas somente o procedimento SAE J2114 pode ser usado para determinar a intrusão do teto e a probabilidade e severidade de lesões aos ocupantes. Por fim, sugere-se que o fator de carga usado no teste quase-estático (FMVSS 216) deva ser de 2,5 vezes o peso do veículo.

Nas simulações verificou-se que a rigidez do teto, em especial a estrutura lateral do teto, tem influência na carga de compressão do pescoço do ocupante veicular. Portanto, assim como muitos pesquisadores afirmam, no presente estudo demonstra-se que a rigidez do teto apresenta importância significativa na redução de eventuais lesões ao pescoço durante o evento de rolamento.

Resultados computacionais da simulação do procedimento SAE J2114 mostraram que os condutores veiculares usando cinto de segurança têm pouca probabilidade de sofrer lesão durante um evento de rolamento considerando o primeiro contato solo/estrutura. Todavia, se os condutores não usarem cinto de segurança a probabilidade de ocorrer uma lesão grave (AIS3) principalmente no pescoço é 3 vezes maior, o que pode ocasionar lesão na coluna cervical e algum tipo de paraplegia. Além disso, o condutor sem cinto de segurança pode ser projetado para fora do veículo, o que pode provocar lesões mais graves ainda.

De acordo com os resultados das simulações numéricas do procedimento SAE J2114, a probabilidade de ocorrer lesão grave (AIS3) no pescoço do ocupante de um SUV é 1,5 vezes maior que no ocupante de um veículo de passageiros. Já a probabilidade do ocupante do SUV sofrer lesão grave no tórax é 3,9 vezes superior ao ocupante do veículo de passageiros.

Decorrente da complexidade do fenômeno de rolamento, poucos estudos computacionais e experimentais nesta área são realizados. O autor não tem conhecimento de trabalhos similares publicados no país com o objetivo de avaliar dinamicamente a resistência dos veículos em eventos de capotamento. Pois além de realizar simulações computacionais de veículos completos em procedimentos dinâmicos, o ocupante também foi simulado para verificar seu comportamento e determinar possíveis lesões.

Metodologias computacionais, como as apresentadas no trabalho, podem ajudar a desenvolver veículos sem o uso de testes físicos que são extremamente caros e de difícil repetibilidade devido à flutuação das variáveis envolvidas. Estas metodologias auxiliam no entendimento da dinâmica do ocupante durante eventos de colisões e na avaliação dos riscos de lesões que por ventura possam ocorrer aos ocupantes.

## 7.2. Sugestões de Trabalhos Futuros.

A metodologia proposta no presente trabalho se mostrou eficaz para, uma vez calibrada para reproduzir coerentemente o fenômeno físico real, ser empregada para simular situações diversas das ensaiadas, bem como verificar a eficiência de modificações no projeto do veículo. No entanto, as análises aqui apresentadas ainda apresentam um caráter global, por não considerar detalhes menores que podem influenciar nos efeitos sobre o condutor e veículo. Em especial, pode-se incrementar o nível de complexidade do modelo numérico através da inclusão de dispositivos e características do veículo aqui não considerados:

- Realizar testes experimentais para comparar e validar os resultados das simulações computacionais. Além disso, investigar de forma mais detalhada o fenômeno de rolamento veicular e desenvolver outros métodos experimentais para reproduzir as cargas dinâmicas reais que ocorrem em colisões de rolamento.
- Estudar a aplicação de bolsas de ar de cortina, que por sua localização na estrutura lateral do teto podem minimizar as lesões de cabeça e de pescoço principalmente, pois impedem o contato direto da cabeça com a viga lateral do teto. Simular pré-tensionadores nos cintos de segurança para impedir que os cintos fiquem folgados durante o evento de rolamento e assim limitem o mergulho dos ocupantes no interior do veículo.
- Utilizar modelos computacionais e testes experimentais para estudar possíveis sistemas de estabilidade que minimizem o rolamento do veículo, pois antes de desenvolver mecanismos de retenção dos ocupantes e sistemas de bolsas de ar o evento de rolamento deve ser evitado. Neste ponto sistemas multicorpos são extremamente aplicáveis.
- Em simulações de rolamento a utilização de manequins possui limitações, pois os mesmos foram originalmente projetados para medições de colisões frontais, traseiras e alguns para colisões laterais, mas nenhum para o evento de rolamento, pois os manequins em sua maioria não respondem sobre cargas axiais e/ou movimentos laterais do pescoço. Portanto, adicional pesquisa na área de desenvolvimento de manequins virtuais e físicos é necessária, principalmente em se tratando de rolamento lateral, pois como descrito no trabalho é o evento responsável pelo maior número de mortes e lesões causadas no pescoço e coluna dos ocupantes de um veículo automotor.

- Verificar a probabilidade e severidade das lesões aos ocupantes decorrentes dos contatos posteriores ao primeiro entre o solo e teto. Além disso, avaliar o caso em que o teto atinja o solo inicialmente no lado do passageiro.
- Trabalhos futuros podem ser desenvolvidos com o intuito de analisar as forças no pescoço e cabeça do passageiro dianteiro, pois verifica-se na análise das simulações que a deformação do teto no lado do passageiro pode ser maior que do lado do motorista, conseqüentemente poderia vir a causar maiores ferimentos no passageiro.
- Em simulações e testes de colisões que envolvem rolamento de veículos existem vários fatores que podem afetar a resposta dos manequins. Pode-se salientar o posicionamento do manequim como um dos fatores que mais influenciam sua resposta. Assim simulações podem ser realizadas para avaliar variações no posicionamento dos manequins e suas respostas.
- Simular manequins de outros tamanhos, para avaliar as lesões que podem ocorrer a ocupantes femininos e crianças, pois as características e limites de tolerância variam de acordo com o tipo de manequim, que se baseia nas respostas humanas.
- Até mesmo estudos mais aprofundados com respeito à representação da rigidez de cada parte do corpo humano pelos manequins necessitam ser realizados, pois as respostas dos manequins atuais possuem boa correlação para eventos de colisão frontal, traseira e até certo ponto lateral, mas para eventos mais complexos como o caso de rolamento, a resposta dos manequins ainda é questionável.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Anderson, R.W.G., 2000, **“A study on the biomechanics of axonal injury”**, Thesis, Department of Mechanical Engineering, The University of Adelaide.

Bahling, G., Bundorf, R., Kaspzyk, G., Moffat, E., Orłowski, K. and Stocke, J., 1990, **“Rollover and Drop Tests - The Influence of Roof Strength on Injury Mechanics Using Belted Dummies”**, Proceedings of the 34<sup>th</sup> Stapp Car Crash Conference, Orlando, FL.

Barbosa, R. S. 1999, **“Aplicação de Sistemas Multicorpos na Dinâmica de Veículos Guiados”**, Tese de Doutorado, USP, São Carlos.

Bathe, K.J., 1996, **“Finite Element Procedures”**, Prentice Hall, Upper Saddle River, New Jersey.

Bedewi, P.G., Godrick, D.A., Digges, K.H. and Bahouth, G.T., 2003, **“An Investigation of Occupant Injury in Rollover: NASS-CDS Analysis of Injury Severity and Source by Rollover Attributes”**, Paper No. 419, 18<sup>th</sup> ESV Conference, NHTSA, DOT.

Bidez, M.W., Cochran, J.E., King, D. and Burke, D.S., 2007, **“Occupant Dynamics in Rollover Crashes: Influence of Roof Deformation and Seat Belt Performance on Probable Spinal Column Injury”**, Annals of Biomedical Engineering.

Chou, C., Hu J., Yang, K. and King, A., 2008, **“A Method for Determining the Vehicle-to-Ground Contact Load during Laboratory – based Rollover Tests”**, 2008 World Congress, Society of Automotive Engineers, Detroit, Michigan.

Deng, Y.C., 1989, **“Anthropomorphic dummy neck modeling and injury considerations”**, Accident Analysis and Prevention.

Deshmukh, P.S., 2006, **“Rollover and Roof Crush Analysis of Low-Floor Mass Transit Bus”**, Master of Science, Wichita State University.

Digges, K.H., Eigen, A.M., 2003, “**Crash attributes that influence the severity of rollover crashes**”, Proceedings of the 18<sup>th</sup> ESV. 1-10.

Eppinger, R., Sun, E., Bandak, F., Haffner, M., Khaewpong, N., Maltese, M., Kuppa, S., Nguyen, T., Takhounts, E., Tannous, R. and Zhang, A., 1999, “**Development of Improved Injury Criteria for the Assessment of Advanced Automotive Restraint Systems – II**”, National Highway Traffic Safety Administration.

Friedman, D. and Nash, C. E., 2001, “**Advanced Roof Design for Rollover Protection**”, 17<sup>th</sup> International Technical Conference on the Enhance Safety of Vehicles, Amsterdam, The Netherlands.

Gadd, C.W., 1966, “**Use of a Weighted-Impulse Criterion for Estimating Injury Hazard**”, Proceedings of the Tenth Stapp Car Crash Conference, SAE Paper 660793.

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

Grzebieta, R.H., Young, D., Bambach, M. and McIntosh, A., 2007, “**Rollover Crashes: Diving Versus Roof Crush**”, 20<sup>th</sup> International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV), Lyon, France.

Grzebieta, R.H., Young, D., McIntosh, A., Bambach, M., Fréchède, B., Tan, G. and Achilles, T., 2007, “**Rollover Crashworthiness: the final frontier for vehicle passive safety**”, Proc. Australasian Road Safety Research Policing and Education Conference, Melbourne, Australia.

Hallquist, J., 2006, “**LS-DYNA Theoretical Manual**”, Livermore, California (EUA): Livermore Software Technology Corporation – LSTC.

Herbst, B., Forrest, S., Chng, D. and Sances, A., 1998, “**Fidelity of Anthropometric Test Dummy Necks in Rollover Accidents**”, Biomechanics Institute, 16<sup>th</sup> ESV Conference.

Herbst, B., Meyer, S. and Forrest, S., 2007, “**Parametric Analysis of Rollover Occupant Protection Using a Deformable Occupant Compartment Testing Device**”, 20<sup>th</sup> International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles, Lyon, France.

Hodgson, V.R. and Thomas, L.M., 1980, “**Mechanisms of cervical spine injury during impact to the protected head**”, SAE Paper #801300.

Huebner, K. and Thorton, E., 1982, “**The finite element method for engineers**”, 2ed. New York, John Wiley & Sons.

Huelke, D.F., and Compton, C.P., 1972, “**Injury Frequency and Severity in Rollover Accident Factors and Injury Causation**”, 16<sup>th</sup> Conference of the American Association for Automotive Medicine.

Kan, C., Marzoughi, D. and Bedewi, N.E., 2003, “**Development of a 50<sup>th</sup> Percentile Hybrid III Dummy Model**”, 4<sup>th</sup> European LS-DYNA Users Conference.

King, A. I. and Viano, D. C., 2000, “**Mechanics of the Head/Neck**”, The Biomedical Engineering Handbook: Second Edition, Ed. Joseph D. Bronzino, Boca Raton: CRC Press LLC.

Kleinberger, M., Sun, E., Eppinger, R., Kuppa, S. and Saul, R., 1998, “**Development of improved injury criteria for the assessment of advanced automotive restraint systems**”, Washington, DC, NHTSA.

Kulkarni, S. M., 1997, “**Parametric Study of the complete Vehicle Model – The Effect on the Roll Gradient of the Vehicle**”, Engineering Research Centre TELCO.

Lawlor, P. and Tracy, T., 2007, “**Roof Crush intrusion - An exposé of the weak government standard that has led to more than three decades of unnecessary fatalities and catastrophic injuries in rollover accidents**”.

Lissner, H.R., Lebow, M. and Evans, F.G., 1960, “**Experimental Studies on the Relation Between Acceleration and Intracranial Pressure Changes in Man**”, Surgery, Gynecology, and Obstetrics, Volume III, p. 329-338.

LSTC – **“Livermore Software Technology Corporation”**, <http://www.lstc.com>

LS-DYNA, 2007, **“Keyword User’s Manual”**, Livermore Software Corporation, California, EUA.

MacKay, G.M., 1968, **“Injury and Collision Severity”**, 12<sup>th</sup> Stapp Car Crash Conference, SAE 680779, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pennsylvania.

MacKay, M., Parkin, S. and Morris, A.P., 1991, **“The Urban Rollover: Characteristics Injuries, Seat-Belt and Ejection”**, 13<sup>th</sup> International Technical Conference on Experimental Safety Vehicles.

Marudhamuthu, K., 2005, **“Analysis of 3+2 pointseat belt configuration and occupant response in rollover cras of a pick-up truck”**, Master of Science, Wichita State University.

McElhaney, J.H., Nightingale, R.W., Winkelstein, V.C.C. and Myers, B.S., 2002, **“Biomechanical Aspects of Cervical Trauma, In: Accidental Injury – Biomechanics and Prevention”**, Second Edition, Edited by Nahum A.M. and Melvin J.W. Springer-Verlag, New York.

Mertz, H.J. and Patrick, L.M., 1971, **“Strength and Response of the Human Neck”**, Proceedings of the Fifteenth Stapp Car Crash Conference.

Mertz, H.J., Hodgson, V.R., Thomas, L.M. and Nyquist, G.W., 1978, **“An Assessment of Compressive Neck Loads Under Injury-Producing Conditions”**, Physician and Sports Medicine.

Milliaris, A.C., Hitchcock, R. and Hedlund, J., 1982, **“A Search for Priorities in Crash Protection”**, SAE International Congress and Exposition, SAE Paper No. 820242.

Moffatt, E.A., Cooper, E.R., Orlowski, K.F., Marth, D.R., Croteau, J.J. and Carter, J.W., 2003, **“Matched Pair Rollover Impacts in Rollcaged and Production Roof Cars Using the Controlled Rollover Impact System (CRIS)”**, SAE 2003-01-0172.

NCHS, 2007, National Center for Health Statistics – Centers for Disease Control and Prevention, **“Deaths: Preliminary Data for 2005”**, National Center for Health Statistics.

Neathery, R.F., et al., 1975, **“Prediction of Thoracic Injury from Dummy Responses”**, Proceedings of the Nineteenth Stapp Car Crash Conference, pp. 295 - 316, SAE Paper No. 751151.

NHTSA, 2001, National Highway Traffic Safety Administration, **“Federal Motor Vehicle Safety Standards: Occupant crash protection”**, FMVSS 571.208. Standard No. 208.

NHTSA, 2003, National Center for Statistics and Analysis, National Highway Traffic Safety Administration, **“2002 Annual Assessment of Motor Vehicle Crashes”**, Washington.

NHTSA, 2005, National Highway Traffic Safety Administration, **“Federal Motor Vehicle Safety Standards: Roof Crush Resistance”**, FMVSS 571.216. Standard No. 216.

NHTSA, 2006, National Highway Traffic Safety Administration, **“Traffic safety facts, 2005”**, Report no. DOT HS-810-631, Washington, DC.

Nyquist, G.W., Begman, P.C., King, A.I. and Mertz, H.J., 1980, **“Correlation of Field Injuries and GM Hybrid III Dummy Responses for Lap-Shoulder Belt Restraint”**, Journal of Biomechanical Engineering.

Orengo, F., Ray, M.H. and Plaxico, C.A., 2003, **“Modeling Tire Blow-out in Roadside Hardware Simulations using LS-DYNA”**, ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition, Washington, D.C..

Orlowski, K., Bundorf, T. and Moffatt, E., 1985, **“Rollover Crash Tests – The Influence of Roof Strength on Injury Mechanics”**, SAE 851734, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pennsylvania.

Otte, D., 2004, **“Verkehrsunfälle von PKW Mit Überschlagfolge”**, Studie der Medizinische Hochschule Hannover im Auftrage der Siemens Restraint Systems GmbH.

Pacejka, H.B. and Bakker, E., 1993, **“The magic formula tyre model”**, Proceedings, 1<sup>st</sup> Tyre Colloquium, Delft, Oct. 1991. Supplement to Vehicle Systems Dynamics, Vol. 21.

Partyka, S.C., 1992, **“Roof Intrusion and Occupant Injury in Light Passenger Vehicles”**, NHTSA Docket No. 88-06-GR.

Piziali, R., Hopper, R. and Girvan, D., 1998, **“Injury causation in rollover accidents and the biofidelity of Hybrid III data in rollover tests”**, SAE 980362, 42<sup>th</sup> Stapp Conference, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pennsylvania.

Plastiras, J.K., Lange, R.C., McCarthy, R.L. and Padmanaban, J.A., 1985, **“An examination of the correlation between vehicle performance in FMVSS 216 versus injury rates in rollover accidents”**, SAE 850335, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pennsylvania, USA.

Prasad, P. and Mertz, H.J., 1985, **“The Position of the United States Delegates to the ISO Working Group 6 on the Use of HIC in the Automotive Environment”**, Society of Automobile Engineers, Warrendale, PA.

Rao, S., 1989, **“The finite element method in engineering”**, Oxford, Pergamon Press.

Rechnitzer, G., Lane, J. and Scott, G., 1995, **“Rollover Crash Study – Vehicle Design and Occupant Injuries”**, ESV paper 96-S5-O-10.

Release Guide of **MSC.Adams®** Version 2005.

Rill, G., 2007, **“Vehicle Dynamics”**, University of Applied Sciences.

Rose, N.A., Fenton, S.J. and Beauchamp, G., 2008, **“Analysis of Vehicle-to-Ground Impacts during a Rollover with an Impulse-Momentum Impact Model”**, SAE Technical Paper Number 2008-01+0178.

Rossi, G.P., 2007, “**Estudo de Correlação do Comportamento de Pontos de Solda em Corpos de Prova pelo Método dos Elementos Finitos**”, Dissertação de Mestrado, USP, São Paulo.

SAE J2114, 1999, “**Dolly Rollover Recommended Test Procedure**”, Surface Vehicle Recommended Practice J2114, Society of Automotive Engineers.

SAE J996, 1967, “**Inverted Vehicle Drop Test Procedure**”, Society of Automotive Engineers.

Sances, A., Carlin F. and Kumersan S., 2002, “**Biomechanical Analysis of Head-Neck Force in Hybrid III Dummy during Inverted Vertical Drops**”, Biomedical Sciences Instrumentation, vol. 38.

Shenoy, S., 2006, “**Energy absorption of a car roof reinforced with a grid stiffened composite panel in the event of a rollover**”, Master of Science, Wichita State University, 2006.

Sherwood, C.P., Marshall, R. and Crandall, J.R., 2007, “**The Development of an Injury Cost Function for Child Passenger Safety**”, University of Virginia, U.S.A., Paper Number 07-0127.

Shim, T. and Velusamy P.C., “**Influence of Suspension Properties on Vehicle Roll Stability**”, SAE Automotive Dynamics, Stability & Controls Conference and Exhibition, Novi, Michigan, 2006.

Silva, M., 2004, “**Curso de Biomecânica do Movimento (BM332)**”, Engenharia Biomédica, Instituto Superior Técnico, Universidade Técnica de Lisboa.

Strother, C., Smith, G., James, M. and Warner, C.Y., 1984, “**Injury and Intrusion in Side Impacts and Rollovers**”, SAE 840403, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pennsylvania.

Versace, J., 1971, “**A Review of the Severity Index**”, Proceedings of the Fifteenth Stapp Car Crash Conference SAE Paper No. 710881.

Yoganandan, N., Sances, A.Jr. and Pintar, F.A., 1989, **“Biomechanical evaluation of the axial compressive responses of the human cadaveric and manikin necks”**, Journal of Biomechanics, Eng. 111:250–255.

Young, D., Grzebieta, R.H., Bambach, M. and McIntosh, A., 2006, **“Diving vs Roof Intrusion: A Review of Rollover Injury Causation”**, International Journal of Crashworthiness, Vol. 12 No. 6 pp. 609–628.

Zienkiewicz, O.C. and Taylor, R.L, 2000, **“The Finite Element Method”**, Vol. 1, Woburn, MA.

## APÊNDICE I

A seguir estão definidos os tipos de materiais, propriedades, restrições, contatos e elementos usados nos modelos de elementos finitos, conforme o software comercial LS-DYNA (2007). Para exemplificar um dos materiais mais utilizados no lataria do SUV, apresenta-se sua definição conforme LS-DYNA (2007) e a curva tensão versus deformação plástica efetiva.

### \*MAT\_PIECEWISE\_LINEAR\_PLASTICITY) – MAT\_024

Material elasto-plástico com curva tensão versus deformação arbitrária, taxa de deformação arbitrária também pode ser definida.

Card 1            1            2            3            4            5            6            7            8

Variable	MID	RO	E	PR	SIGY	ETAN	FAIL	TDEL
Type	I	F	F	F	F	F	F	F
Default	none	none	none	none	none	0.0	10.E+20	0

Card 2

Variable	C	P	LCSS	LCSR	VP			
Type	F	F	F	F	F			
Default	0	0	0	0	0			

Card 3

Variable	EPS1	EPS2	EPS3	EPS4	EPS5	EPS6	EPS7	EPS8
Type	F	F	F	F	F	F	F	F
Default	0	0	0	0	0	0	0	0

Card 4

Variable	ES1	ES2	ES3	ES4	ES5	ES6	ES7	ES8
Type	F	F	F	F	F	F	F	F
Default	0	0	0	0	0	0	0	0

MID – número de identificação do material

RO – densidade de massa

E – módulo de Young (elasticidade)

PR – coeficiente de Poisson

SIGY – tensão de escoamento

ETAN – inclinação da curva tensão-deformação a partir da tensão de escoamento até a tensão de ruptura, sobre a curva tensão-deformação verdadeira

FAIL – Ruptura:

Se menor que 0.0 uma sub-rotina é chamada para determinar a ruptura

Se igual a 0.0 não se considera ruptura

Se maior que 0.0, ao atingir este valor de deformação plástica o elemento é anulado (ruptura)

TDEL – tamanho mínimo do intervalo de tempo para anulação automática do elemento

C – parâmetro para materiais sensíveis à taxa de deformação

P – parâmetro para materiais sensíveis à taxa de deformação

LCSS – número de identificação da curva ou tabela que rege a efetiva curva de tensão versus deformação plástica. Se for definida EPS1-EPS8 e ES1-ES8 são ignorados.

LCRS – número de identificação da curva que define o efeito da taxa de deformação sobre a tensão de escoamento.

VP – Formulação para o efeito da taxa:

Se igual a -1.0: Cowper-Symonds

Se igual a 0.0: escala a tensão de escoamento

Se igual a 1.0: formulação visco-plástica

EPS1-EPS2 – Valor da deformação plástica efetiva (opcional se SIGY é definido). Ao menos 2 pontos devem ser definidos. O primeiro ponto deve ser zero e corresponde a tensão de escoamento.

ES1-ES8 – Valor da tensão de escoamento correspondente à EPS1-EPS8

Definição do material utilizado na latoria do SUV:

```
*MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY
20000567.8900E-09 210000.0 0.3 200.0
8000.0 8.0 2000011 0
0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0
0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0
```

Curva tensão versus deformação plástica efetiva do material:

```
*DEFINE_CURVE
2000011 0 1.0 1.0 0.0 0.0 0
0.0 200.0
0.01 205.29428101
0.02 209.17539978
0.03 211.28094482
0.04 215.62654114
0.05 218.5431366
0.06 221.49615479
0.07 224.2842865
0.08 228.67544556
0.09 232.92655945
0.1 236.05603027
0.11 239.22488403
0.12 241.60668945
0.13 244.56175232
0.14 247.57810974
0.15000001 250.64657593
0.16 254.84017944
0.17 256.48245239
0.18000001 259.24072266
0.19 262.1711731
0.2 266.11184692
0.20999999 270.30224609
0.22 270.59863281
0.23 274.21801758
0.23999999 277.67132568
0.25 278.83956909
0.25999999 283.45355225
0.27000001 285.87020874
0.28 286.88531494
0.28999999 289.82556152
0.30000001 292.65493774
0.31 294.22775269
0.31999999 299.54949951
0.33000001 299.09130859
0.34 302.09185791
0.34999999 304.6211853
0.36000001 306.68139648
0.37 308.41159058
0.38 311.2694397
0.38999999 312.24041748
0.5 315.0
0.60000002 317.0
0.80000001 318.0
```

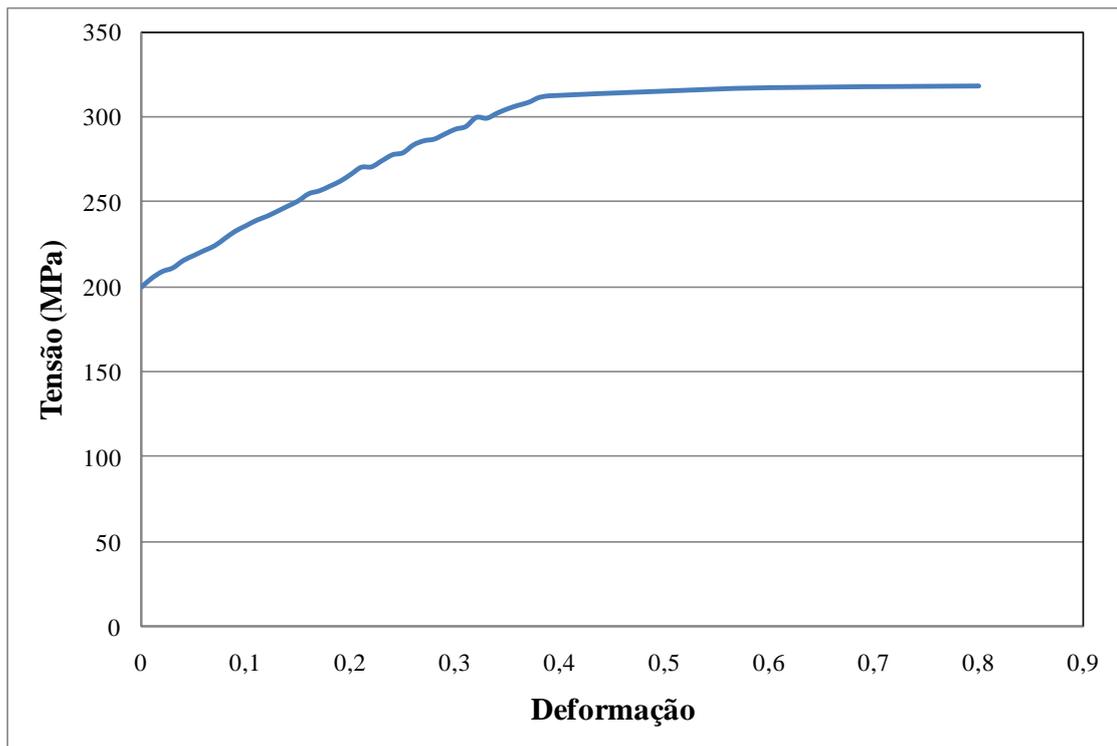


Figura A1.1 – Curva tensão versus deformação plástica efetiva.

Tipos de Materiais:

Material	Aplicação
*MAT_ELASTIC	Partes do veículo e manequim
*MAT_VISCOELASTIC	Partes do manequim
*MAT_PLASTIC_KINEMATIC	Partes do manequim
*MAT_NULL	Partes do manequim
*MAT_RIGID	União chapas soldadas (ponto)
*MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY	Lataria, estrutura do veículo, partes da suspensão
*MAT_LOW_DENSITY_FOAM	Partes do manequim
*MAT_LINEAR_ELASTIC_DISCRETE_BEAM	Partes do manequim
*MAT_SPRING_ELASTIC	Partes do manequim
*MAT_DAMPER_VISCOUS	Amortecedor, Partes do manequim
*MAT_SPRING_NONLINEAR_ELASTIC	Coxins do motor
*MAT_SPRING_GENERAL_NONLINEAR	Partes do manequim
*MAT_SEATBELT	Cinto de segurança
*MAT_LAMINATED_GLASS	Vidros

Tipos de Propriedades:

Propriedades	Aplicação
*SECTION_BEAM	Parafusos
*SECTION_SEATBELT	Cinto de segurança
*SECTION_SHELL	Chapas do veículo
*SECTION_SOLID	Motor, cubo da roda, articulação da roda, mola da suspensão
*SECTION_SPRING_DAMPER	Amortecedores

Tipos de restrições:

Restrições	Aplicação
*CONSTRAINED_JOINT_LOCKING_LOCAL_ID	Juntas do corpo do manequim
*CONSTRAINED_JOINT_REVOLUTE_LOCAL_ID	Braços de controle da suspensão / estrutura do veículo Roda / cubo Eixo traseiro / estrutura do veículo
*CONSTRAINED_JOINT_SPHERICAL_ID	Braços de controle da suspensão / articulação da roda Braço da direção / articulação da roda
*CONSTRAINED_JOINT_STIFFNESS_GENERALIZED	Juntas do corpo do manequim
*CONSTRAINED_JOINT_TRANSLATIONAL_ID	Amortecedor
*CONSTRAINED_SPOTWELD_ID	Solda entre chapas

Tipos de contatos:

Restrições	Aplicação
*CONTACT_AUTOMATIC_NODES_TO_SURFACE_ID	Manequim – estrutura – bancos
*CONTACT_AUTOMATIC_SINGLE_SURFACE_ID	Partes internas do manequim
*CONTACT_AUTOMATIC_SURFACE_TO_SURFACE_ID	Estrutura geral do veículo Partes internas do manequim

Tipos de Elementos:

Elementos	Aplicação
*ELEMENT_BEAM	Parafusos, partes do manequim
*ELEMENT_DISCRETE	Amortecedores, partes do manequim
*ELEMENT_SEATBELT	Cinto de segurança
*ELEMENT_SEATBELT_ACCELEROMETER	Acelerômetros (sensores) no veículo e manequim
*ELEMENT_SEATBELT_SENSOR	Sensores no manequim
*ELEMENT_MASS	Massas localizadas
*ELEMENT_SHELL	Estrutura do veículo, partes do manequim, pneus
*ELEMENT_SOLID	Motor, buchas, coxins, partes do manequim

## APÊNDICE II

Demonstração da influência do mergulho do ocupante contra o teto do veículo e do esmagamento do teto durante o evento de capotamento nas possíveis lesões ocasionadas ao ocupante, um dos estudos que melhor descreve esta influência é o de Grzebieta et al. (2007).

### Mergulho do ocupante:

Para a determinação da carga no pescoço devido ao movimento relativo entre o tronco e a cabeça utiliza-se a Fig. A2.1,

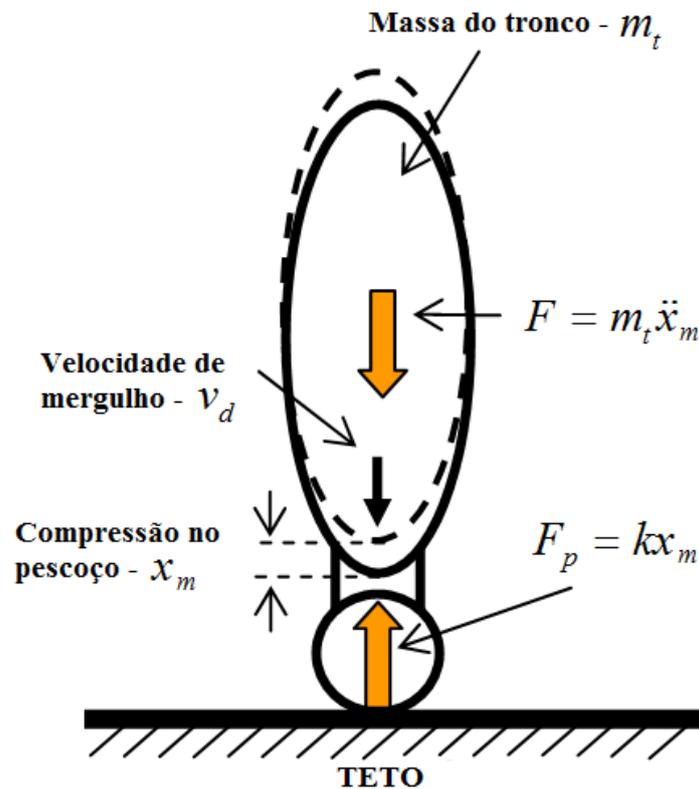


Figura A2.1 – Movimento de mergulho do ocupante contra o teto [Grzebieta et al., 2007].

A equação para o equilíbrio das forças em qualquer instante de tempo é:

$$kx_m = m_t \ddot{x}_m \quad (\text{II.1})$$

sendo  $k$  a rigidez do pescoço.

A equação dinâmica que rege o movimento é representada por:

$$m_t \ddot{x}_m + kx_m = 0 \quad (\text{II.2})$$

esta equação diferencial é homogênea de segunda ordem, como se trata de um sistema de um grau de liberdade não amortecido a solução para o deslocamento é do tipo:

$$x_m = A \sin(\omega t) + B \cos(\omega t) \quad (\text{II.3})$$

onde:

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m_t}} \quad (\text{II.4})$$

e a velocidade e aceleração são respectivamente:

$$\dot{x}_m = A\omega \cos(\omega t) - B\omega \sin(\omega t) \quad (\text{II.5})$$

$$\ddot{x}_m = -A\omega^2 \cos(\omega t) - B\omega^2 \sin(\omega t) \quad (\text{II.6})$$

No instante inicial é assumido o deslocamento do tronco como sendo nulo, ou seja, em  $t=0$  tem-se  $x_m=0$ , assim:

$$0 = A \sin(0) + B \cos(0)$$

$$B = 0$$

Também no instante  $t=0$  assume-se que a velocidade do tronco é igual à  $\dot{x}_m = v_d$ , assim:

$$v_d = A\omega \cos(0)$$

$$A = \frac{v_d}{\omega}$$

Portanto as equações que regem o deslocamento, velocidade e aceleração do tronco mergulhando de encontro com o sistema parado teto/solo são:

$$x_m = \frac{v_d}{\omega} \sin(\omega t) \quad (\text{II.7})$$

$$\dot{x}_m = v_d \cos(\omega t) \quad (\text{II.8})$$

$$\ddot{x}_m = -v_d \omega \sin(\omega t) \quad (\text{II.9})$$

Como observa-se na Fig. A2.1, a força no pescoço é expressa por:

$$F_p = kx_m \quad (\text{II.10})$$

logo,

$$F_p = k \frac{v_d}{\omega} \sin(\omega t) \quad (\text{II.11})$$

ou ainda,

$$F_p = v_d \sqrt{km_t} \sin(\omega t) \quad (\text{II.12})$$

Como a carga no pescoço varia a cada instante, a carga máxima pode ser determinada por:

$$\frac{\partial F_p}{\partial t} = 0 \quad (\text{II.13})$$

$$v_d \sqrt{km_t} \omega \cos(\omega t) = 0$$

$$kv_d \cos(\omega t) = 0$$

Isto significa que  $\omega t = \frac{\pi}{2}$  ou  $t = \frac{\pi}{2\omega} = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{m_t}{k}}$ . Substituindo na expressão da força no pescoço tem-se:

$$\boxed{F_p = v_d \sqrt{k m_t}} \quad (\text{II.14})$$

Esmagamento do teto:

A força que ocorre no pescoço do ocupante decorrente do esmagamento do teto é determinada com o auxílio da Fig. A2.2,

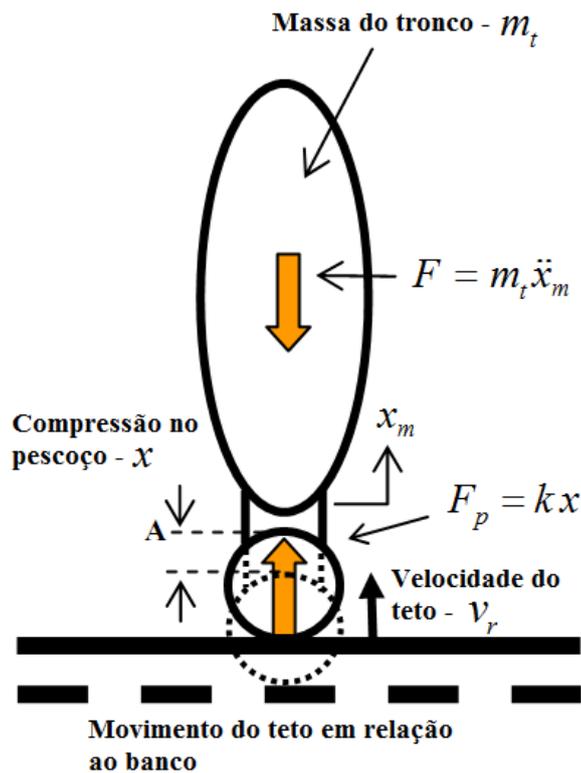


Figura A2.2 – Movimento relativo do teto contra o banco durante o esmagamento do teto [Grzebieta et al., 2007].

A equação de equilíbrio para o sistema é:

$$k(x - x_m) = m_t \ddot{x}_m \quad (\text{II.15})$$

esta equação dinâmica pode ser expressa como:

$$m_t \ddot{x}_m + kx_m = kx \quad (\text{II.16})$$

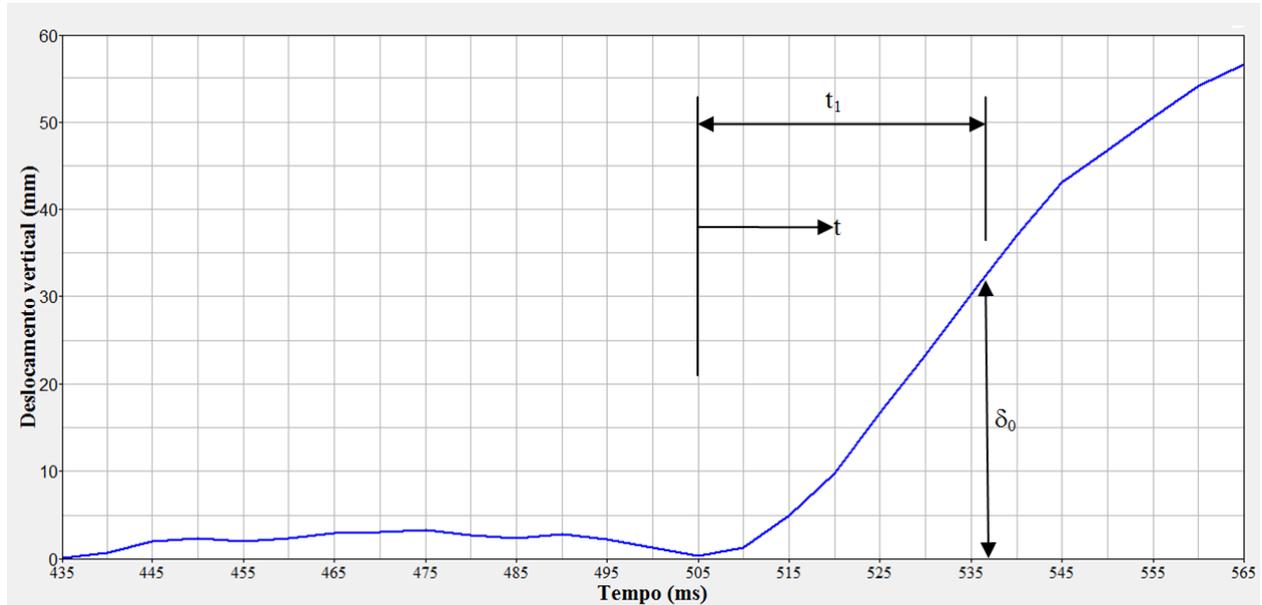


Figura A2.3 – Resultado do esmagamento do teto segundo as simulações.

Verificando a Fig. A2.3 o esmagamento do teto varia linearmente com o tempo, logo:

$$x = \delta_0 \frac{t}{t_1} \quad (\text{II.17})$$

onde  $t$  é o tempo de início de carga no pescoço,  $t_1$  é o tempo em que ocorre a carga no pescoço e  $\delta_0$  é a magnitude do deslocamento no término da fase de carregamento. Portanto:

$$m_t \ddot{x}_m + kx_m = k\delta_0 \frac{t}{t_1} \quad (\text{II.18})$$

Esta equação é diferencial não homogênea de segunda ordem com coeficientes constantes, sua solução é composta por uma parte geral  $x_c$  e outra particular  $x_p$ .

$$x_c = A \sin(\omega t) + B \cos(\omega t) \quad (\text{II.19})$$

$$x_p = \delta_0 \left( \frac{t}{t_1} \right) \quad (\text{II.20})$$

Assim a solução completa para o movimento do tronco é:

$$x_m = x_c + x_p = A \sin(\omega t) + B \cos(\omega t) + \delta_0 \left( \frac{t}{t_1} \right) \quad (\text{II.21})$$

e a velocidade e aceleração respectivamente:

$$\dot{x}_m = A\omega \cos(\omega t) - B\omega \sin(\omega t) + \frac{\delta_0}{t_1} \quad (\text{II.22})$$

$$\ddot{x}_m = -A\omega^2 \sin(\omega t) - B\omega^2 \cos(\omega t) \quad (\text{II.23})$$

No estado inicial em que  $t=0$  o tronco tem deslocamento  $x_m=0$ , portanto:

$$0 = A \sin(0) + B \cos(0) + \delta_0 \left( \frac{0}{t_1} \right) = B = 0$$

assume-se também que em  $t=0$  a velocidade do tronco é nula, logo:

$$0 = A\omega \cos(0) - B\omega \sin(0) + \frac{\delta_0}{t_1}$$

$$A = -\frac{\delta_0}{\omega t_1}$$

Portanto o deslocamento do torso no momento do esmagamento do teto é:

$$x_m = \frac{\delta_0}{t_1} \left( t - \frac{\sin(\omega t)}{\omega} \right) \quad (\text{II.24})$$

e a velocidade e aceleração respectivamente:

$$\dot{x}_m = \frac{\delta_0}{t_1} (1 - \cos(\omega t)) \quad (\text{II.25})$$

$$\ddot{x}_m = \frac{\delta_0 \omega}{t_1} \sin(\omega t) \quad (\text{II.26})$$

De acordo com a Fig. A2.3 a força no pescoço é expressa por:

$$F_p = k(x - x_m) \quad (\text{II.27})$$

assim:

$$F_p = k \frac{\delta_0 t}{t_1} - k \frac{\delta_0}{t_1} \left( t - \frac{\sin(\omega t)}{\omega} \right) \quad (\text{II.28})$$

simplificando:

$$F_p = \frac{\sqrt{km_t} \delta_0 \sin(\omega t)}{t_1} \quad (\text{II.29})$$

Diferenciando a expressão II.17 para determinar-se a velocidade na interface entre a cabeça e o pescoço (ponto A na Fig. A2.3) tem-se:

$$\dot{x} = \frac{\delta_0}{t_1} \quad (\text{II.30})$$

assim,

$$F_p = \dot{x} \sqrt{km_t} \sin(\omega t) \quad (\text{II.31})$$

A carga no pescoço varia o tempo todo, e a força máxima será:

$$\frac{\partial F_p}{\partial t} = 0 = \ddot{x} \sqrt{km_t} \omega \cos(\omega t) \quad (\text{II.32})$$

Portanto quando a aceleração é nula a força no pescoço é máxima e quando  $\cos(\omega t) = 0$ ,  $\omega t = \frac{\pi}{2}$ . Logo a força pode ser escrita como:

$$F_p = \dot{x} \sqrt{km_t} \sin\left(\frac{\pi}{2}\right) \quad (\text{II.33})$$

simplificando e admitindo que  $\dot{x} \equiv v_r$  tem-se:

$$\boxed{F_p = v_r \sqrt{km_t}} \quad (\text{II.34})$$

Combinando mergulho do ocupante com esmagamento do teto:

A partir deste ponto determinar-se-á a força no pescoço do ocupante considerando a velocidade de esmagamento do teto e também a velocidade do tronco durante o mergulho do ocupante no interior do veículo em direção ao teto. Utilizando as Fig. A2.1 e A2.2 verifica-se que o equilíbrio é expresso por:

$$k(x - x_m) = m_t \ddot{x}_m$$

E a equação governante do sistema é:

$$m_t \ddot{x}_m + kx_m = kx$$

Considerando que o esmagamento do teto varia linearmente durante a compressão no pescoço, como descrito acima, a Equação (II.18) é a equação dinâmica que rege o movimento e as Equações (II.21), (II.22) e (II.23) representam a solução para esta equação. Todavia neste caso

as condições iniciais são diferentes, adota-se que em  $t=0$  o deslocamento do tronco é nulo enquanto a velocidade do tronco é constante,  $\dot{x}_m = v_d$ . Assim para as Equações (II.21) e (II.22) tem-se:

$$0 = A \sin(0) + B \cos(0) + \delta_0 \left( \frac{0}{t_1} \right) \Rightarrow B = 0$$

$$v_d = A\omega \cos(0) - B\omega \sin(0) + \frac{\delta_0}{t_1} \Rightarrow A = \frac{1}{\omega} \left( v_d - \frac{\delta_0}{t_1} \right)$$

Assim conforme Equação (II.21), a equação dinâmica que incorpora tanto o esmagamento do teto quanto o movimento do ocupante será:

$$x_m = \frac{1}{\omega} \left( v_d - \frac{\delta_0}{t_1} \right) \sin(\omega t) + \delta_0 \left( \frac{t}{t_1} \right)$$

ou:

$$x_m = \frac{v_d}{\omega} + \frac{\delta_0}{t_1} \left( t - \frac{\sin(\omega t)}{\omega} \right) \quad (\text{II.35})$$

e a velocidade e aceleração respectivamente:

$$\dot{x}_m = \frac{\delta_0}{t_1} (1 - \cos(\omega t)) \quad (\text{II.36})$$

$$\ddot{x}_m = \frac{\delta_0 \omega}{t_1} \sin(\omega t) \quad (\text{II.37})$$

A carga no pescoço então será determinada da mesma forma pela expressão II.27,

$$F_p = k(x - x_m)$$

Assim:

$$F_p = kx - kx_m = kx - k \left[ \frac{v_d}{\omega} + \frac{\delta_0}{t_1} \left( t - \frac{\sin(\omega t)}{\omega} \right) \right] = k \frac{\delta_0 t}{t_1} - k \frac{v_d}{\omega} - k \frac{\delta_0}{t_1} \left( t - \frac{\sin(\omega t)}{\omega} \right)$$

Simplificando a equação tem-se:

$$F_p = -\sqrt{km_t} v_d + \sqrt{km_t} \frac{\delta_0 \sin(\omega t)}{t_1} = \sqrt{km_t} \left( \frac{\delta_0 \sin(\omega t)}{t_1} - v_d \right) \quad (\text{II.38})$$

A velocidade do pescoço na interface com a cabeça é:

$$\dot{x} = \frac{\delta_0}{t_1}$$

Portanto

$$F_p = \sqrt{km_t} (\dot{x} \sin(\omega t) - v_d) \quad (\text{II.39})$$

A força máxima será:

$$\frac{\partial F_p}{\partial t} = 0 = \ddot{x} \sqrt{km_t} \omega \cos(\omega t)$$

Quando a aceleração é nula a carga no pescoço será um máximo tal que os outros termos são nulos, independente da velocidade inicial do tronco, assim se  $\cos(\omega t) = 0$  tem-se

$$t = \frac{\pi}{2\omega} = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{m_t}{k}}$$

Finalmente tem-se:

$$F_p = \sqrt{km_t} \left( \dot{x} \sin\left(\frac{\pi}{2}\right) - v_d \right) \quad (\text{II.40})$$

admitindo que  $\dot{x} \equiv v_r$ :

$$F_p = \sqrt{km_t} (v_r - v_d) \quad (\text{II.41})$$

A expressão II.41 mostra que a força no pescoço é maior quando a velocidade do tronco é contrária a velocidade do teto (Fig. A2.4), pois assim haverá compressão no pescoço. Então somente para melhor compreensão escreve-se:

$$\boxed{F_p = \sqrt{km_t} (v_r + v_d)} \quad (\text{II.42})$$

pois a equação escrita desta forma mostra que a combinação do esmagamento do teto e o mergulho do ocupante aumentam a carga no pescoço.

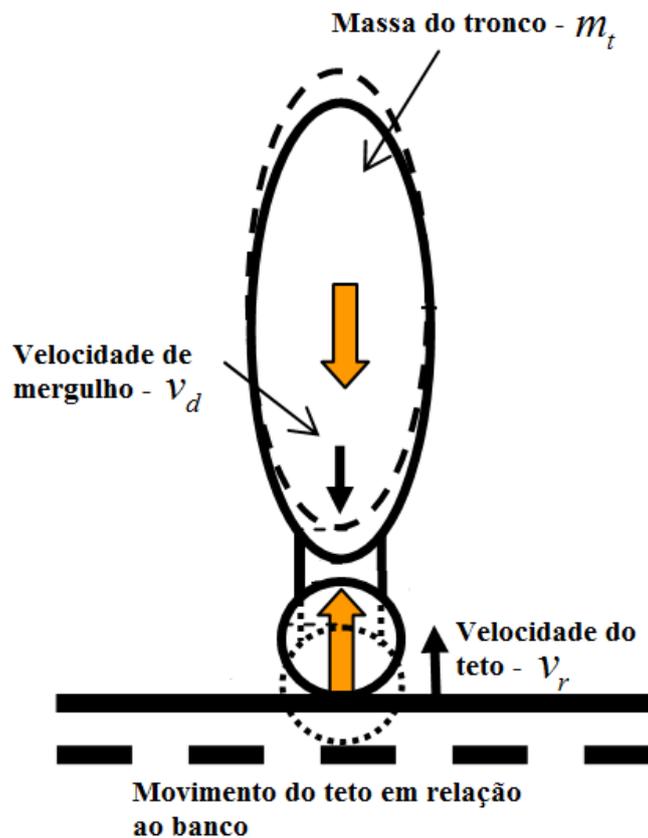


Figura A2.4 – Contribuição da velocidade de esmagamento do teto e do mergulho do ocupante no aumento da carga no pescoço.

## APÊNDICE III

### Coeficiente de atrito Solo/Pneu

Após a realização das simulações teve-se interesse em verificar o coeficiente de atrito entre o pneu e o pavimento, pois dependendo deste valor o veículo poderá deslizar sobre a superfície e não rotacionar em torno do seu eixo longitudinal, ou posteriormente ao contato do pneu com o pavimento o veículo pode perder contato com o solo e dependendo da velocidade de rotação vir a tocar o solo com teto no lado oposto ao do motorista. Para a determinação do coeficiente de atrito mínimo utilizou-se o modelo do veículo utilitário esportivo (SUV).

Todavia para determinar-se o valor mínimo do atrito entre o pneu e o pavimento foram realizadas algumas simulações prévias variando o coeficiente de atrito. Isto porque dependendo deste valor a forma de como o veículo se comporta dinamicamente após o contato do pneu com o pavimento pode variar muito. Valores típicos de coeficiente de atrito entre pavimento seco e pneu são da ordem de 0,8 (Gillespie, 1992).

O coeficiente de atrito entre pneu e solo foi variado de 0,1 com acréscimos de 0,1 até o máximo de 0,9. E como pode-se verificar na Fig. A3.1 o valor mínimo para que ocorra o rolamento lateral do veículo foi de 0,7, abaixo deste valor o veículo iria escorregar por sobre o solo e rotacionaria em sentido contrário e conseqüentemente não capotaria.

Quanto maior este coeficiente de atrito entre o solo e o pneu maior é a possibilidade do teto poder vir a tocar o pavimento primeiramente no lado oposto ao do motorista (Fig. A3.2), todavia como o trabalho foca-se no estudo do condutor admite-se o coeficiente de atrito 0,7 para que o teto entre em contato com o solo primeiramente no lado do condutor.

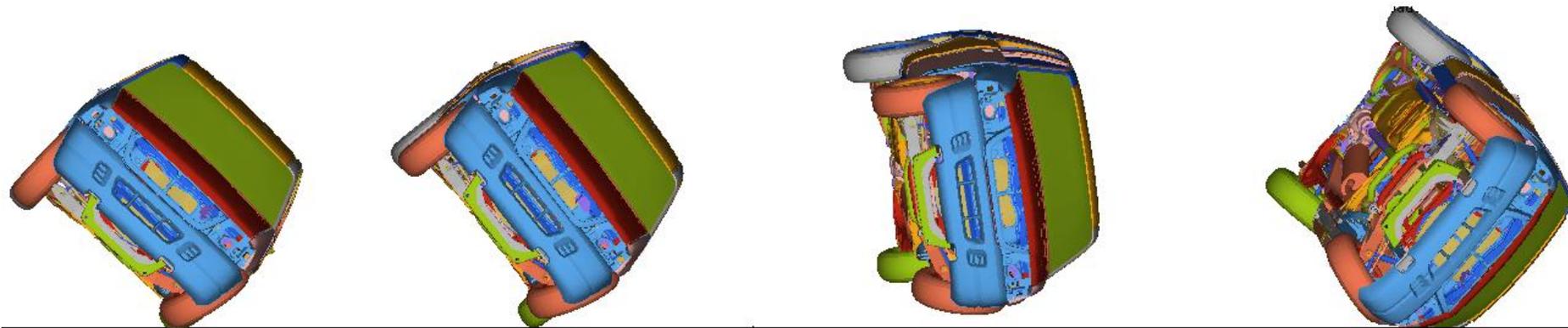


Figura A3.1 – A partir de 0,7 de coeficiente de atrito entre solo e pneu o veículo rotaciona sobre seu eixo longitudinal.

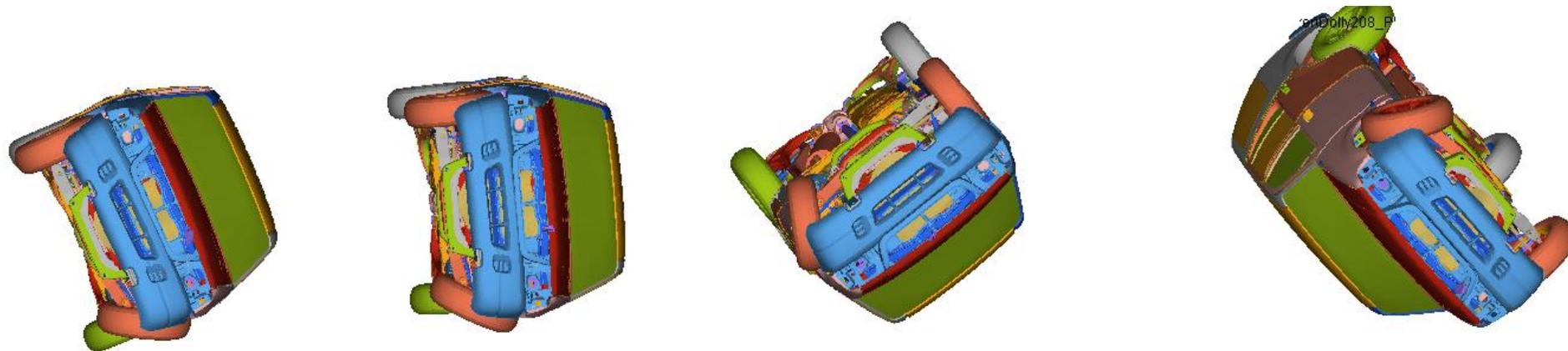


Figura A3.2 – A estrutura do veículo entra em contato com o solo primeiro no lado oposto do motorista (coeficiente de atrito solo/pneu 0,9).

## APÊNDICE IV

Resultados da aceleração de cabeça, carregamento no pescoço e aceleração e deflexão do tórax de um manequim sem cinto de segurança ocupando um veículo de passageiros.

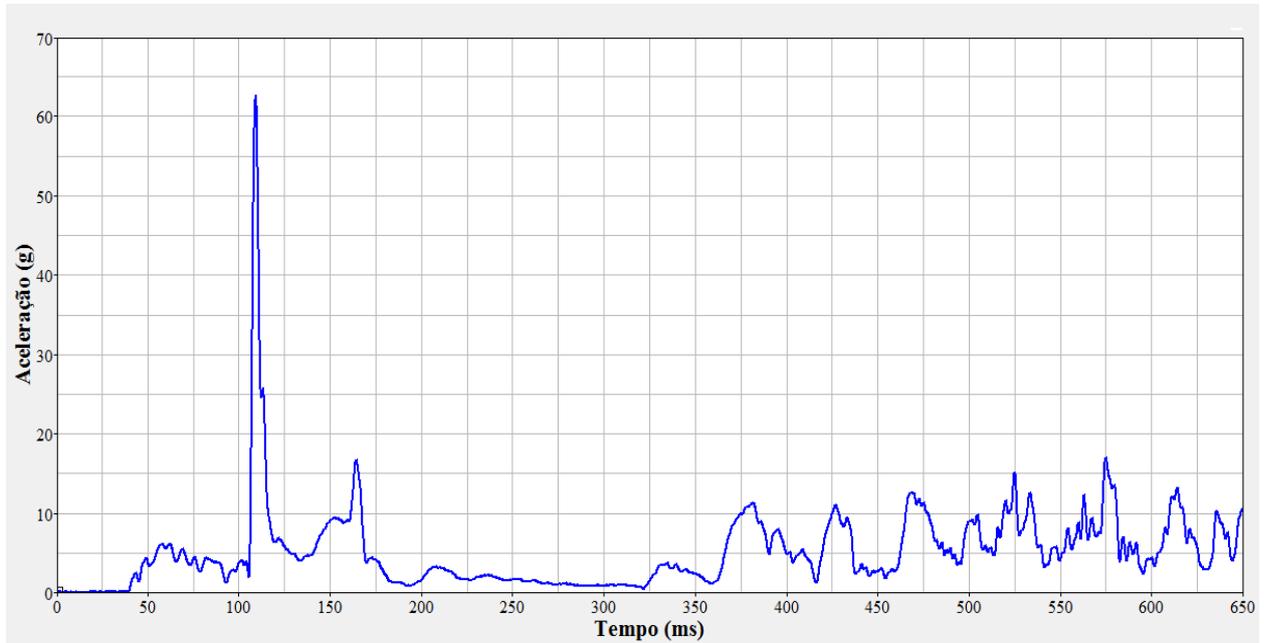


Figura A4.1 – Aceleração na cabeça do manequim sem cinto de segurança.

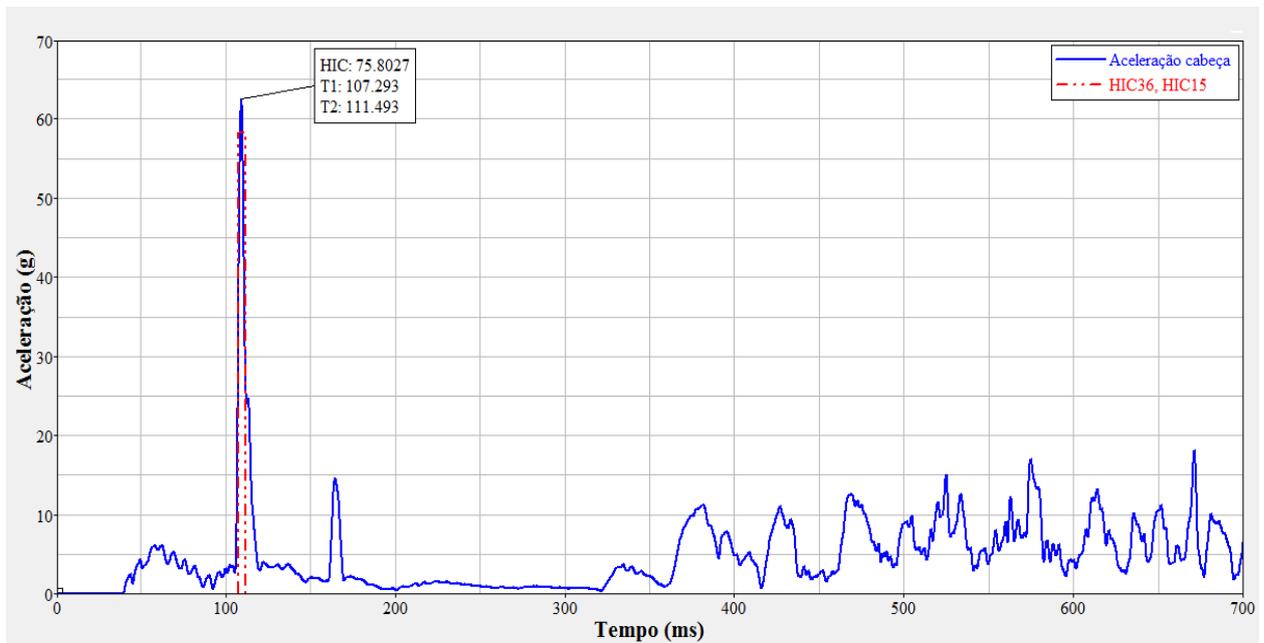


Figura A4.2 – Critério de lesão de cabeça HIC, manequim sem cinto de segurança.

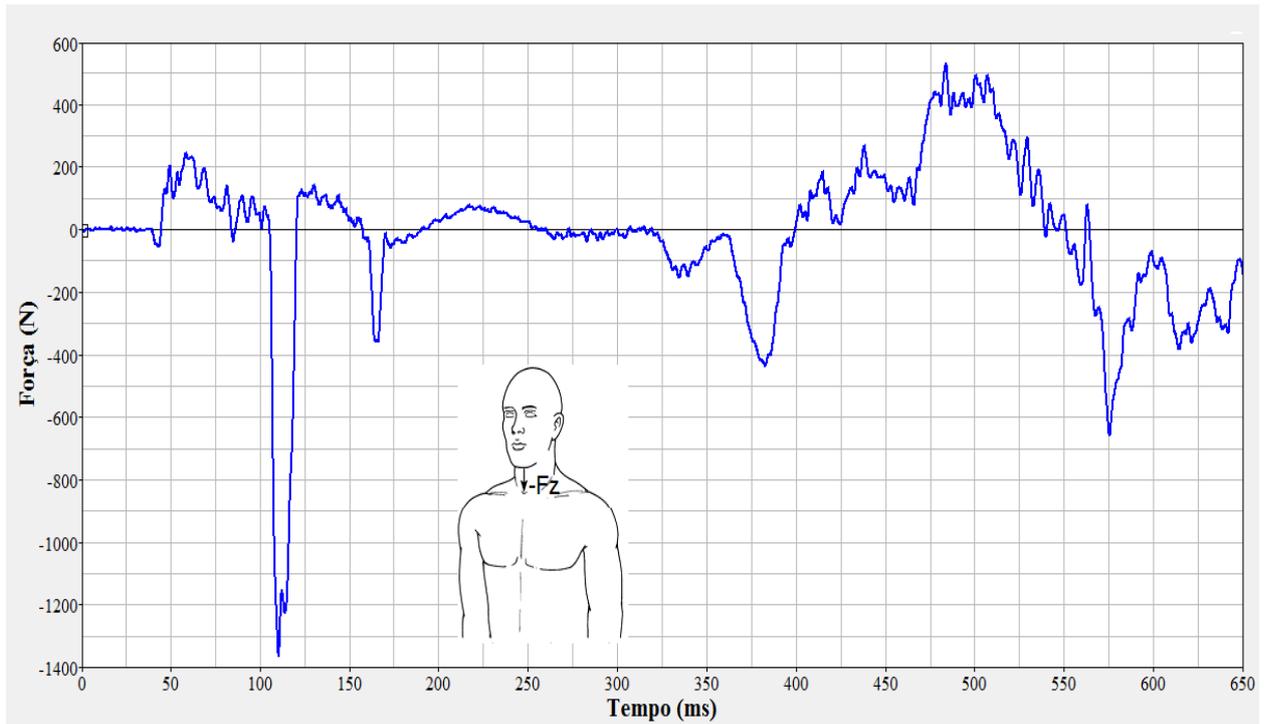


Figura A4.3 – Carregamento axial no pescoço do manequim sem cinto de segurança.

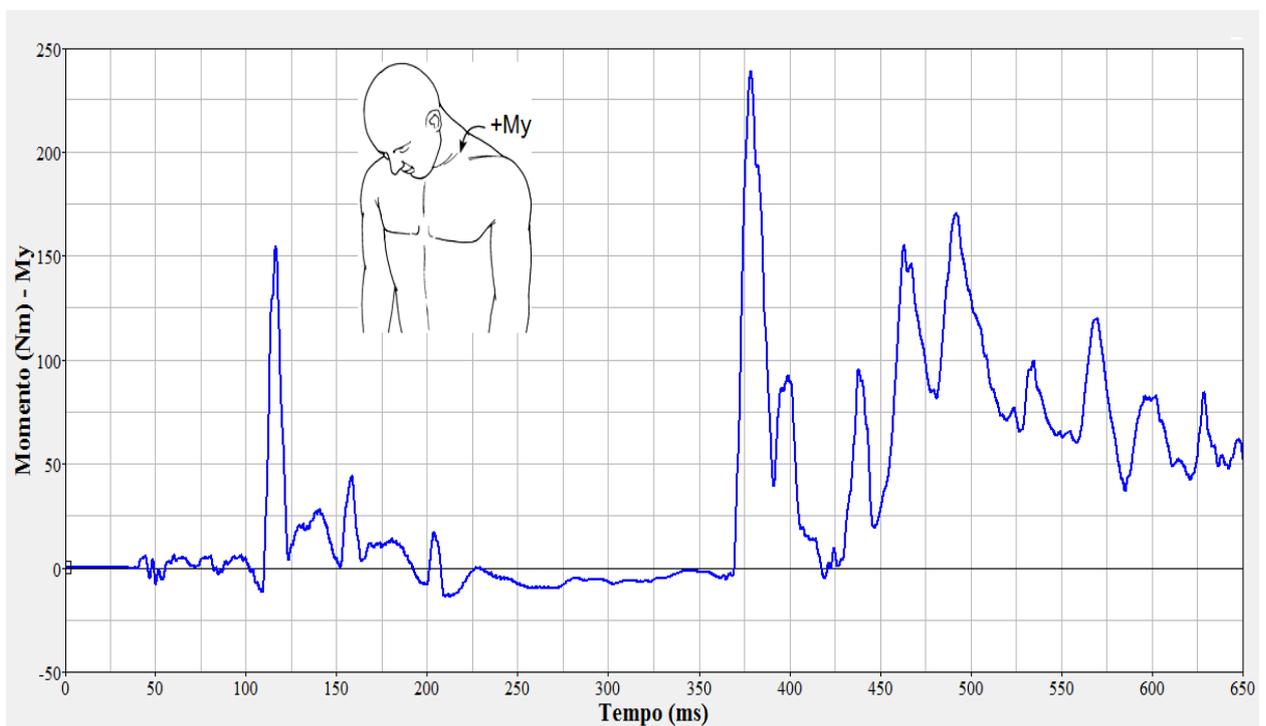


Figura A4.4 – Momento longitudinal no pescoço do manequim sem cinto de segurança.

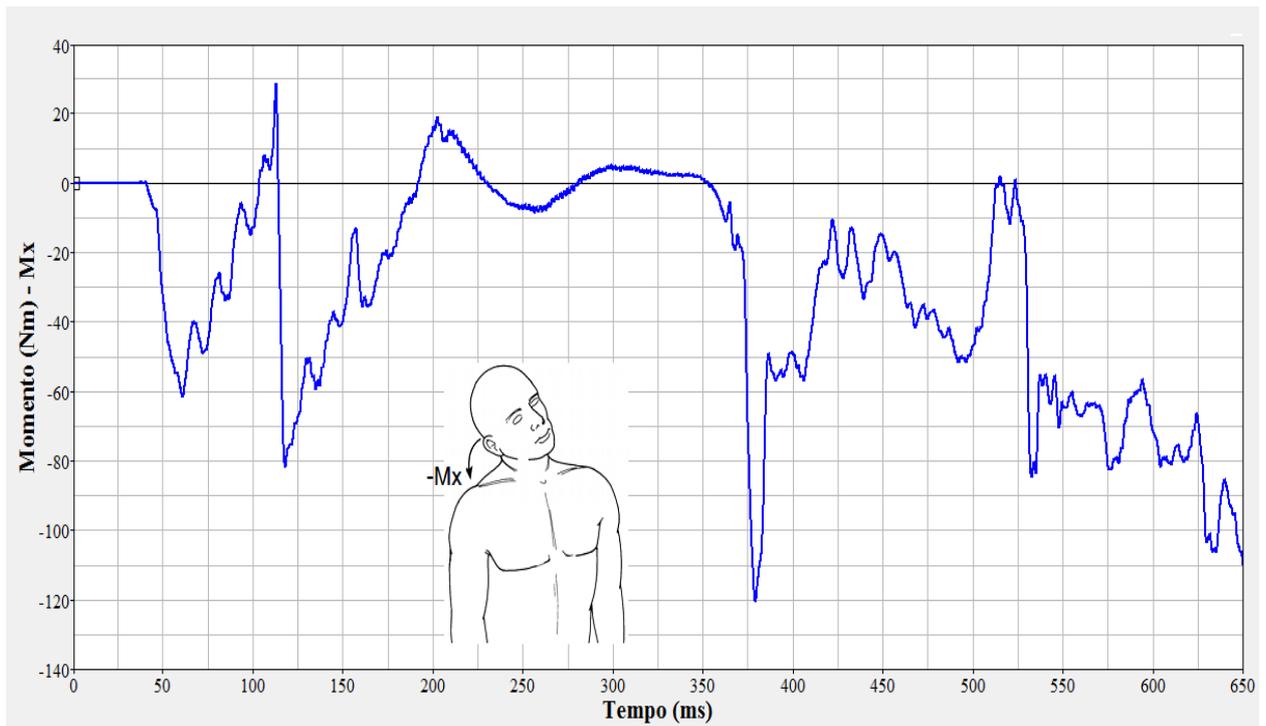


Figura A4.5 – Momento fletor lateral no pescoço do manequim sem cinto de segurança.

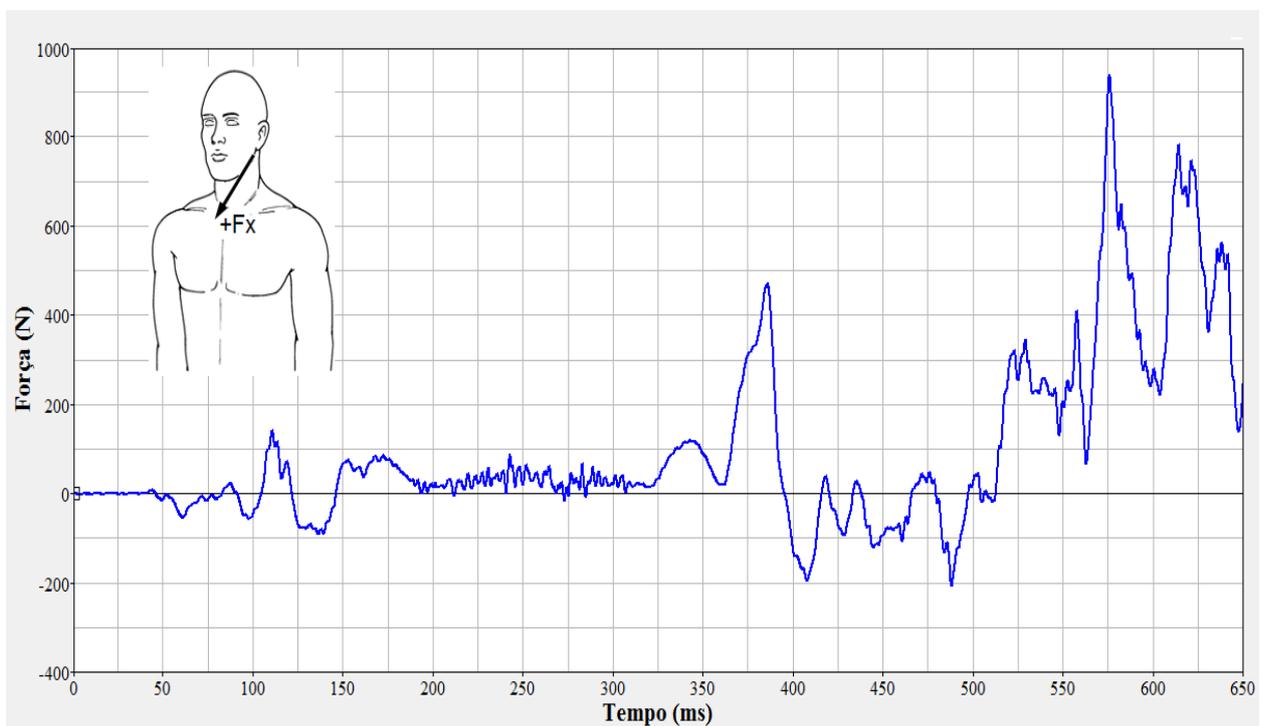


Figura A4.6 – Força cisalhante no pescoço do manequim sem cinto de segurança.

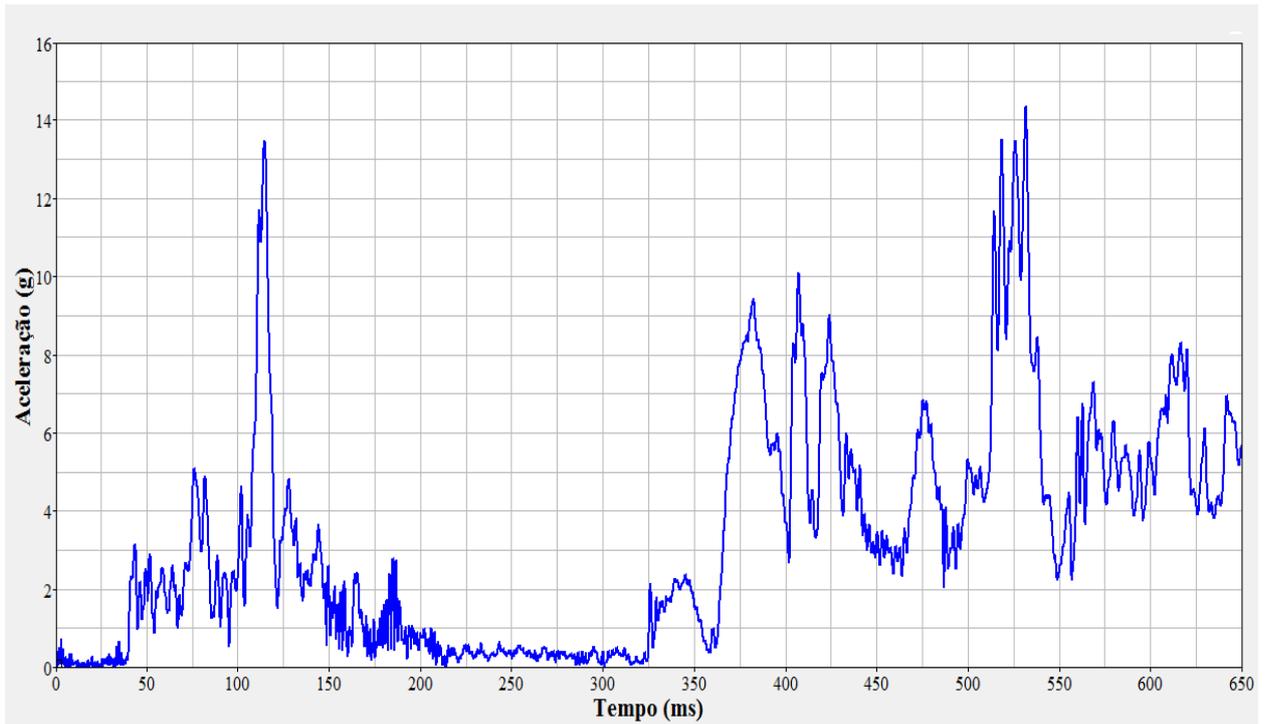


Figura A4.7 – Aceleração na caixa torácica do manequim sem cinto de segurança.

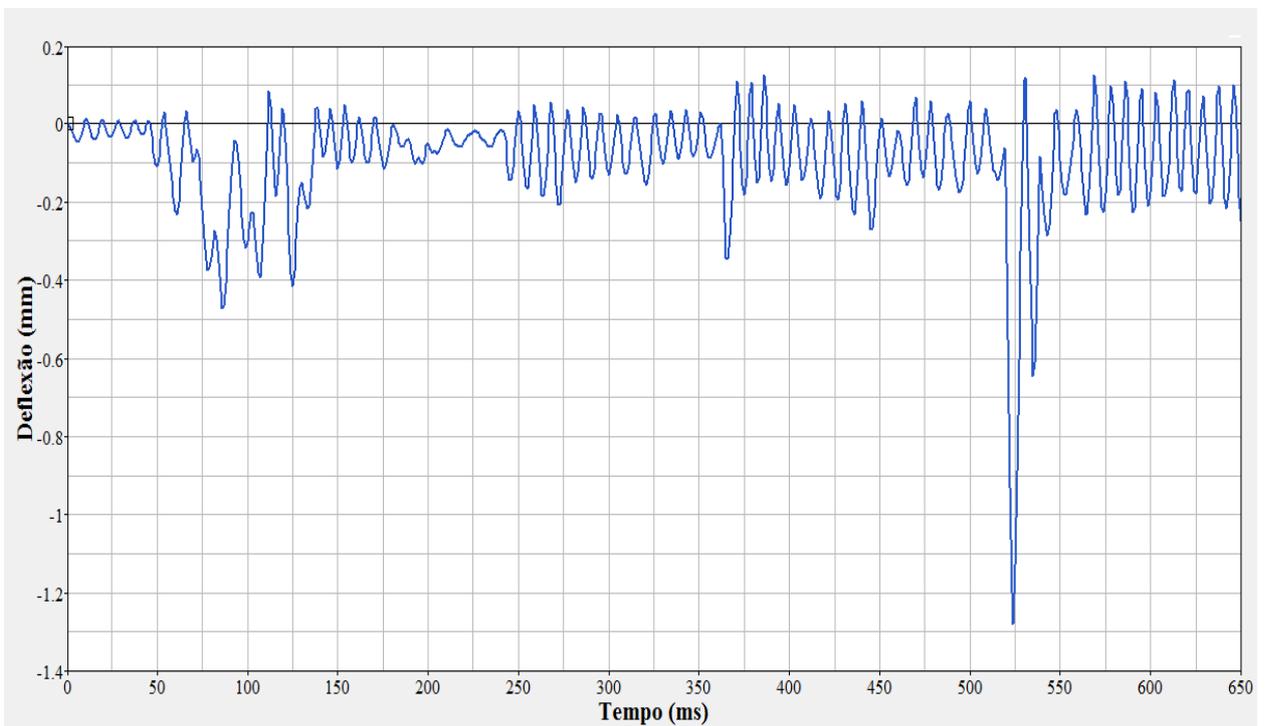


Figura A4.8 – Deflexão na caixa torácica do manequim sem cinto de segurança.

## APÊNDICE V

Resultados da aceleração de cabeça, carregamento no pescoço e aceleração e deflexão do tórax de um manequim sem cinto de segurança ocupando um veículo utilitário esportivo.

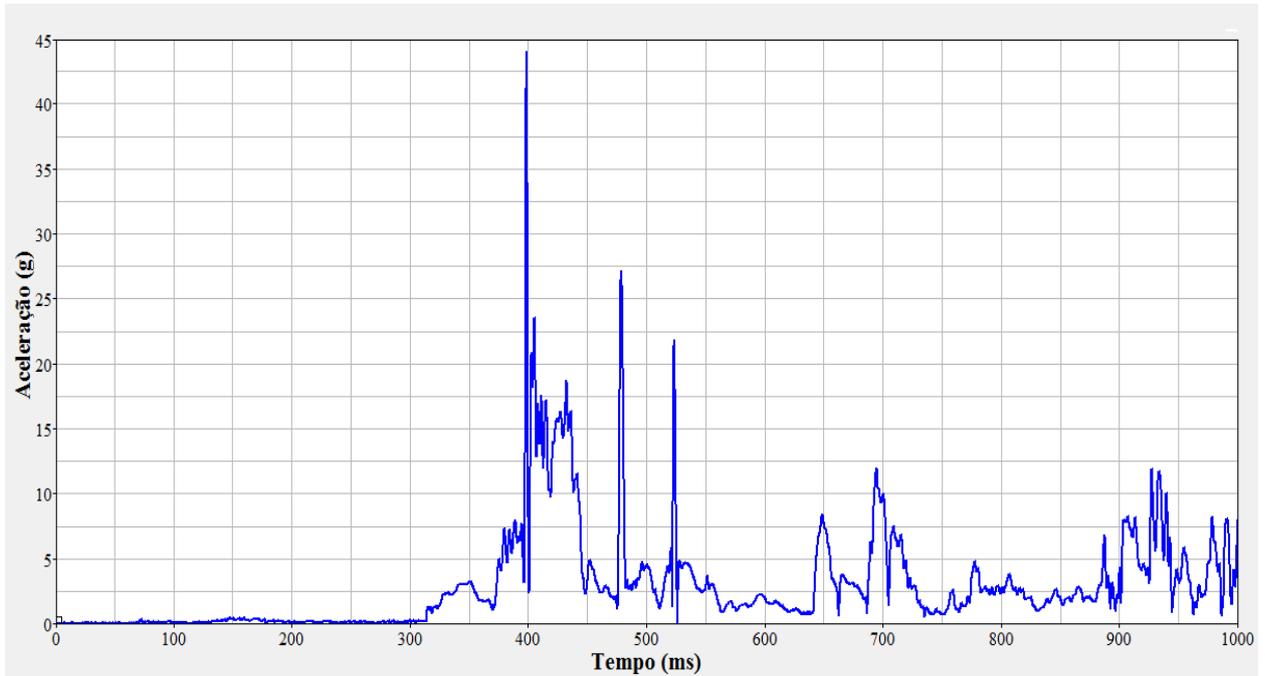


Figura A5.1 – Aceleração na cabeça do manequim sem cinto de segurança.

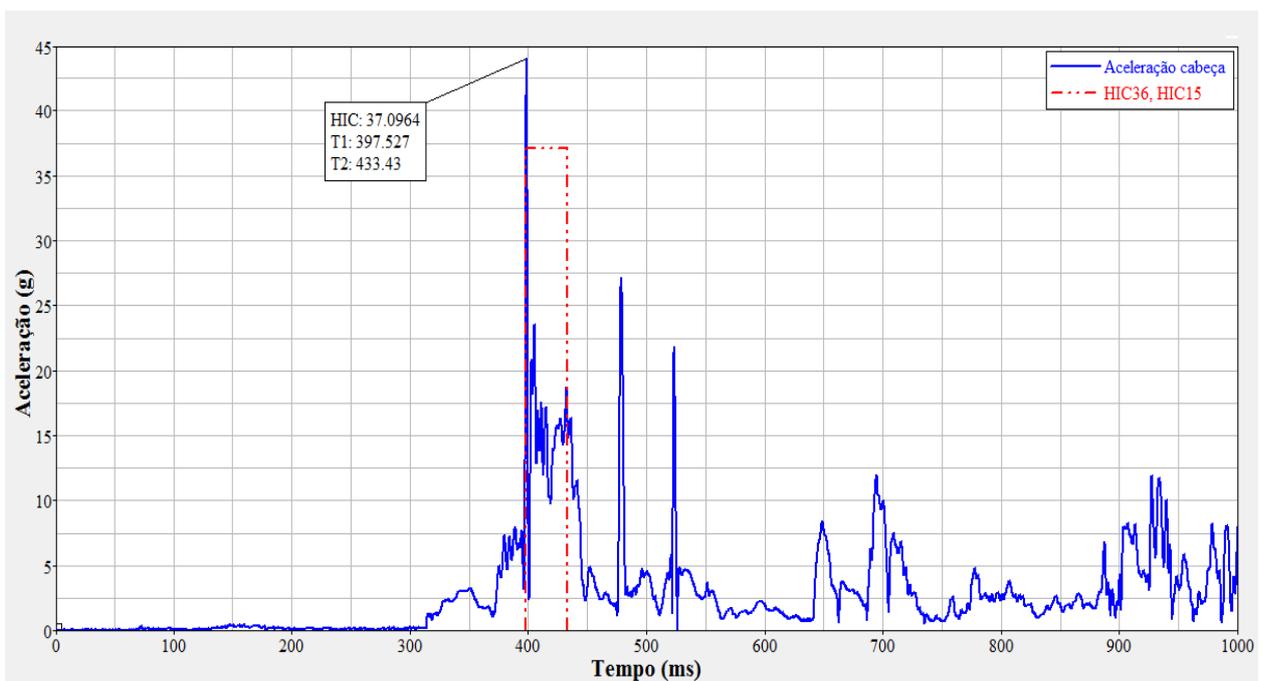


Figura A5.2 – Critério de lesão de cabeça HIC, manequim sem cinto de segurança.

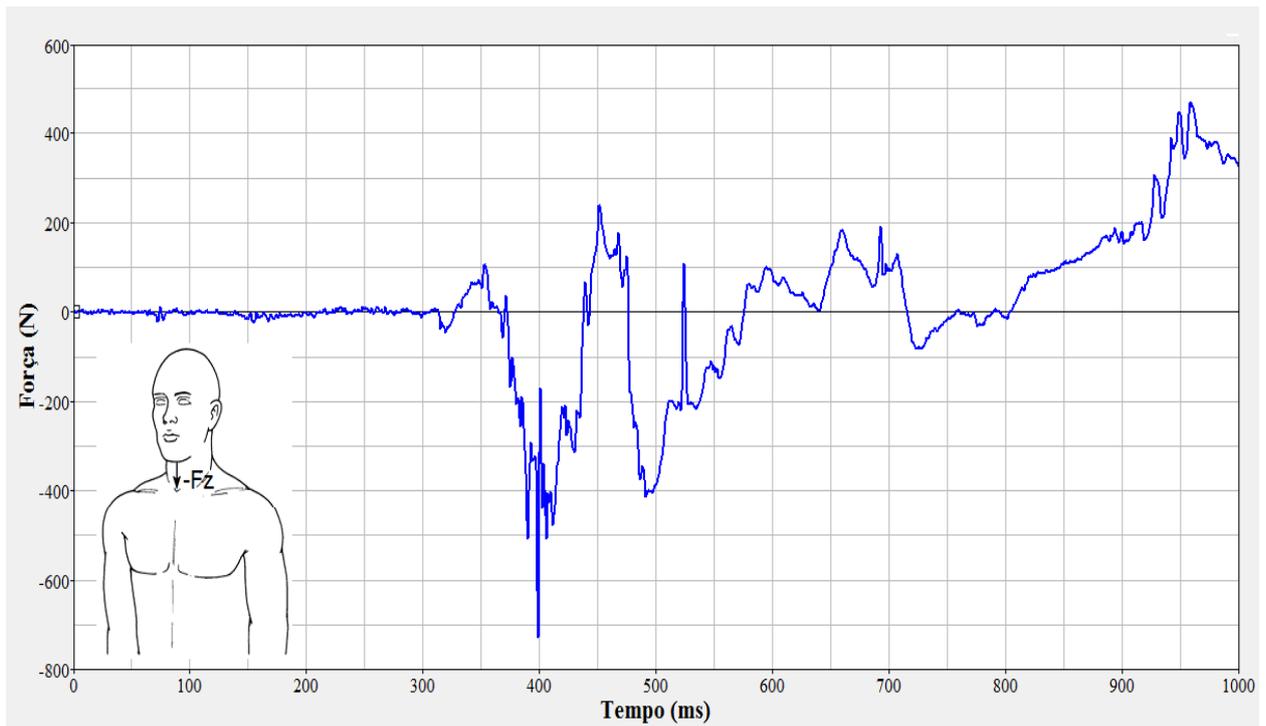


Figura A5.3 – Carregamento axial no pescoço do manequim sem cinto de segurança.

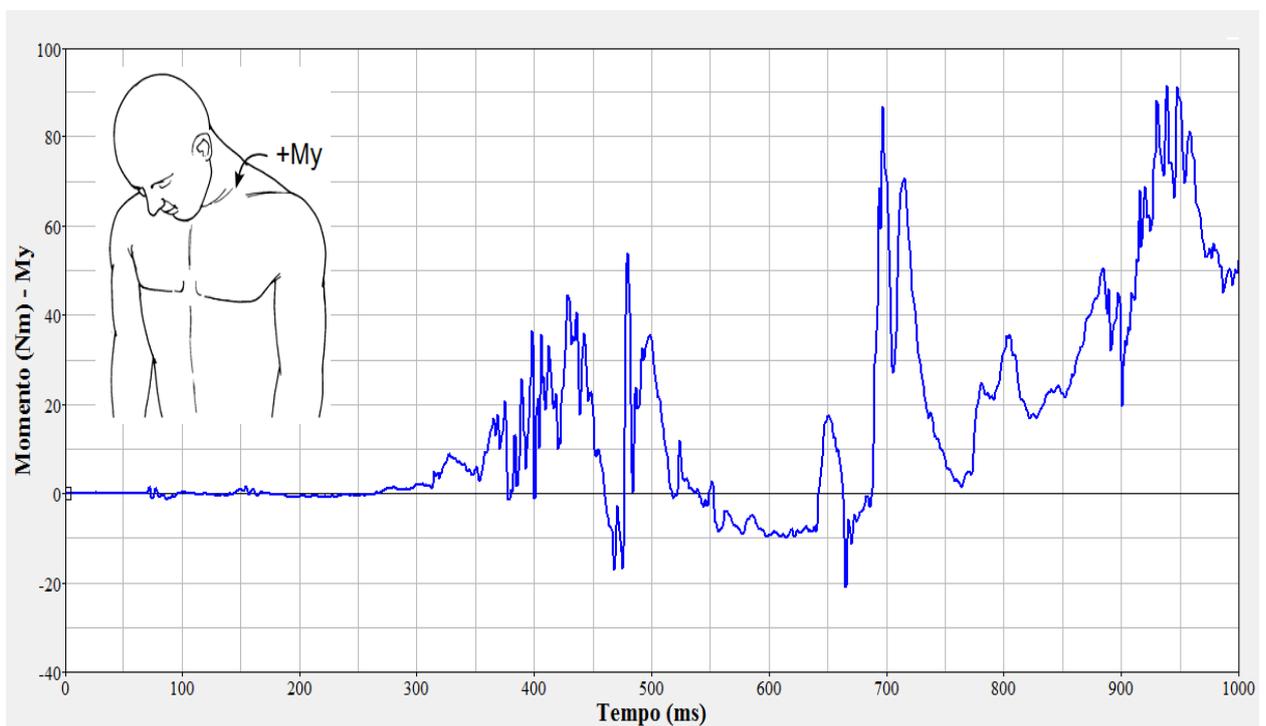


Figura A5.4 – Momento longitudinal no pescoço do manequim sem cinto de segurança.

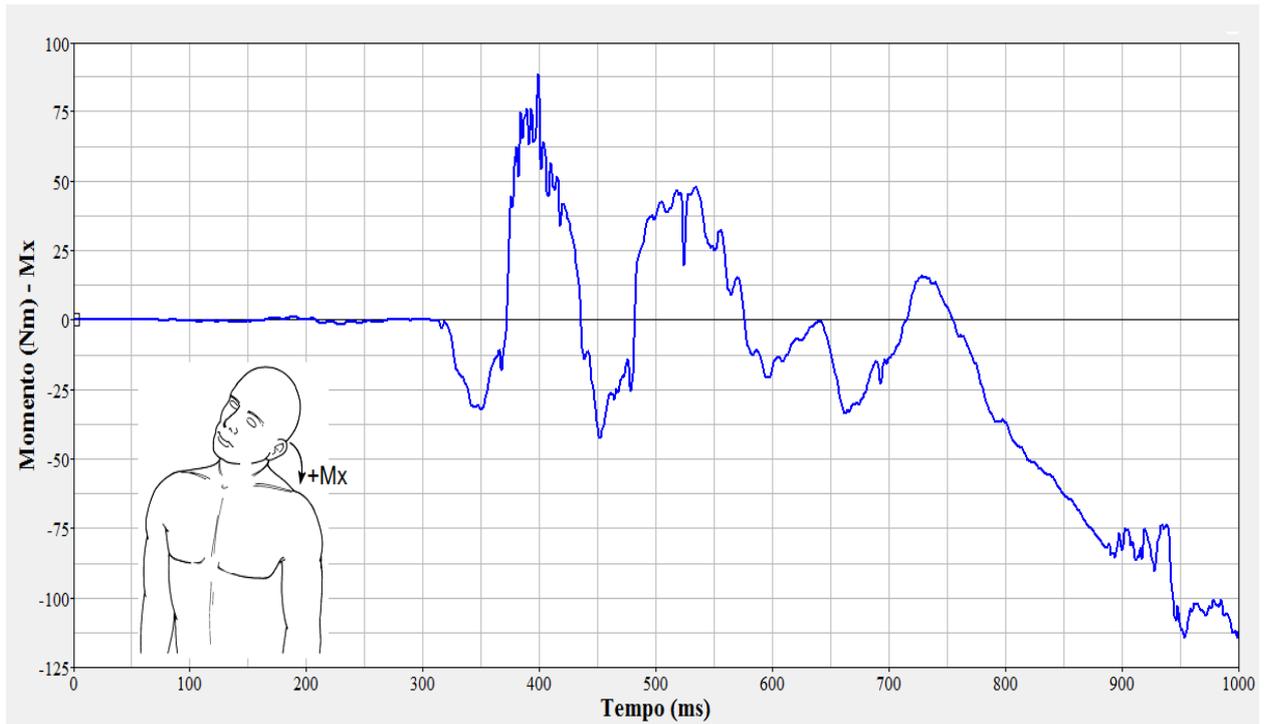


Figura A5.5 – Momento fletor lateral no pescoço do manequim sem cinto de segurança.

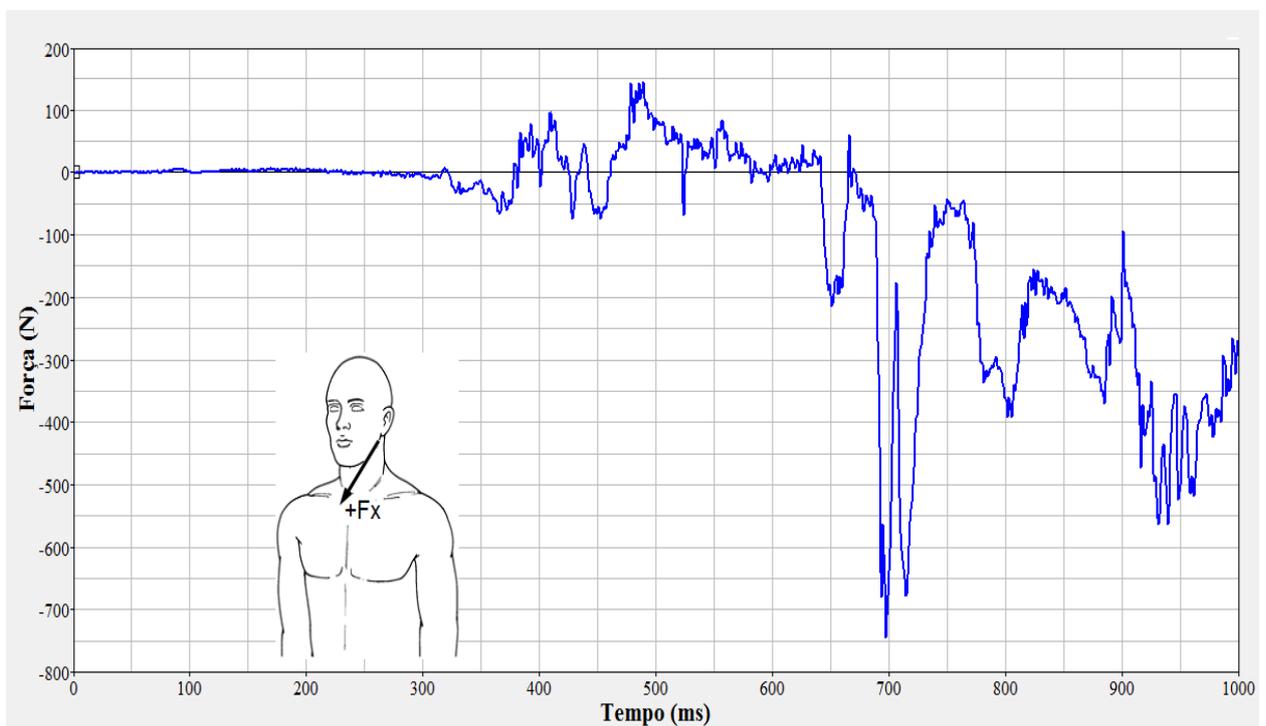


Figura A5.6 – Força cisalhante no pescoço do manequim sem cinto de segurança.

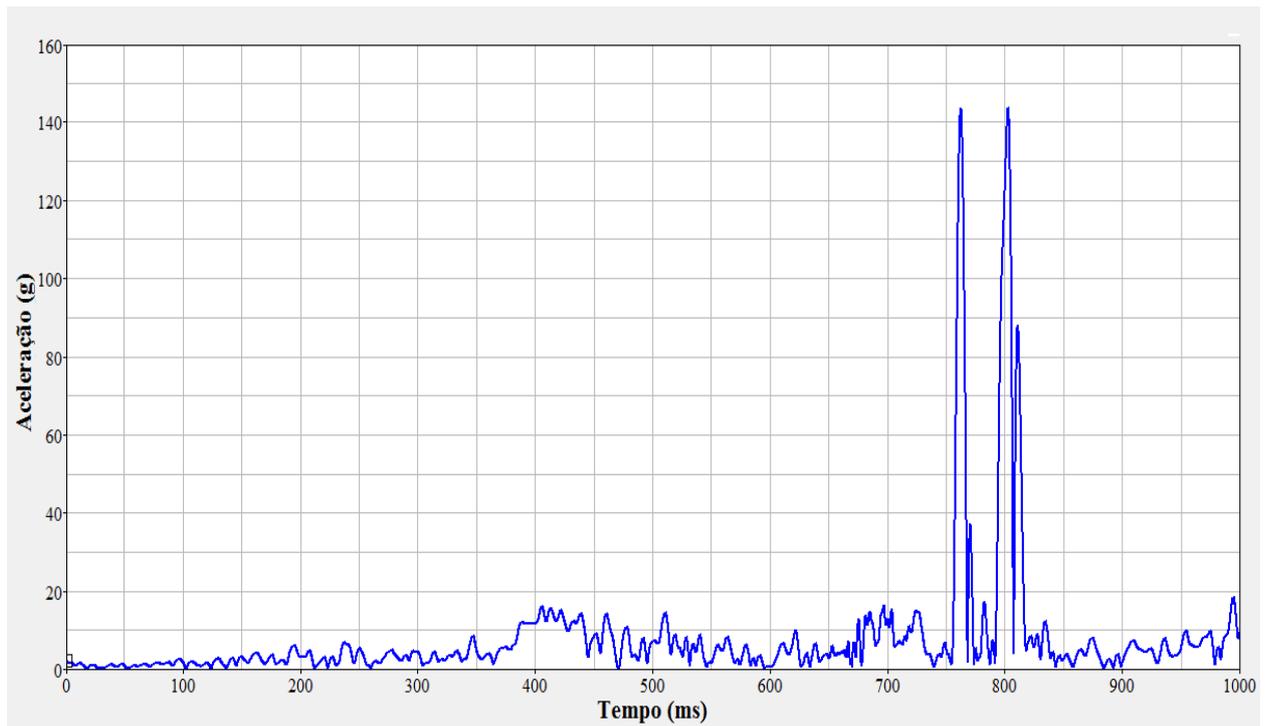


Figura A5.7 - Aceleração na caixa torácica do manequim sem cinto de segurança.

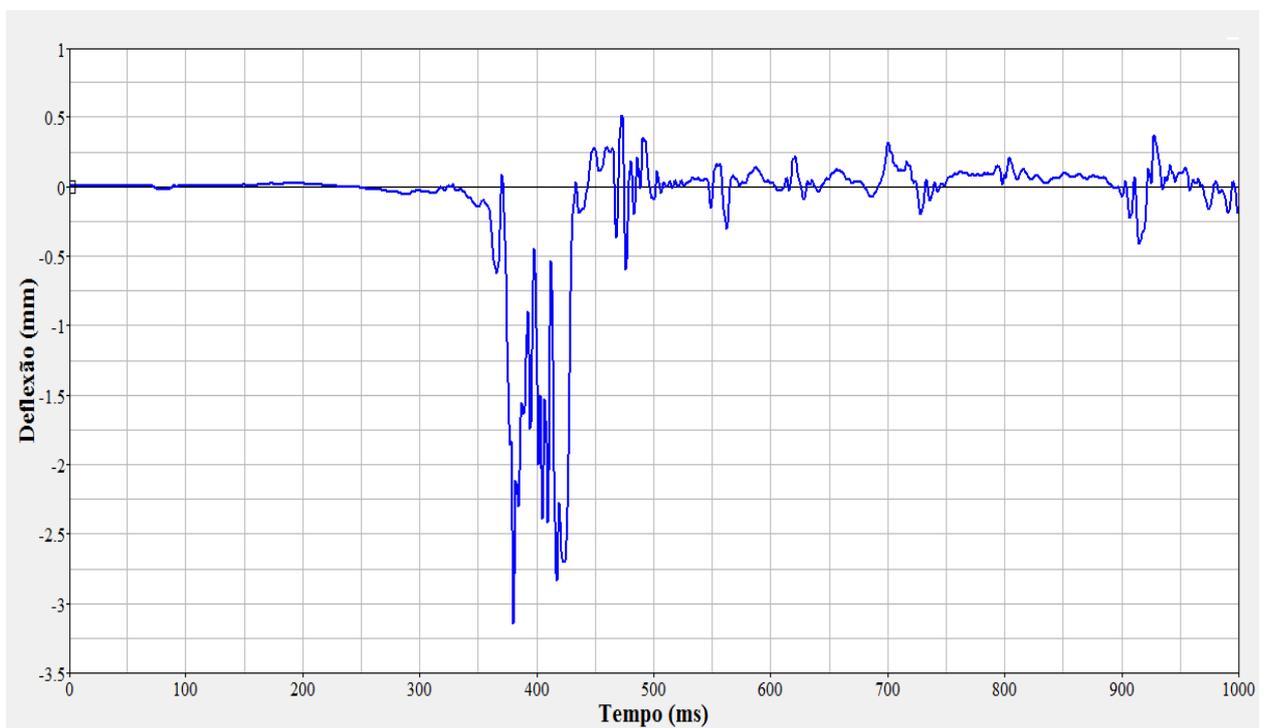


Figura A5.8 – Deflexão na caixa torácica do manequim sem cinto de segurança.

## APÊNDICE VI

Resultados das simulações computacionais para o procedimento SAE J2114 do veículo de passageiros completo com manequim (Fig. A6.2 – A6.5), medições realizadas no CG do veículo.

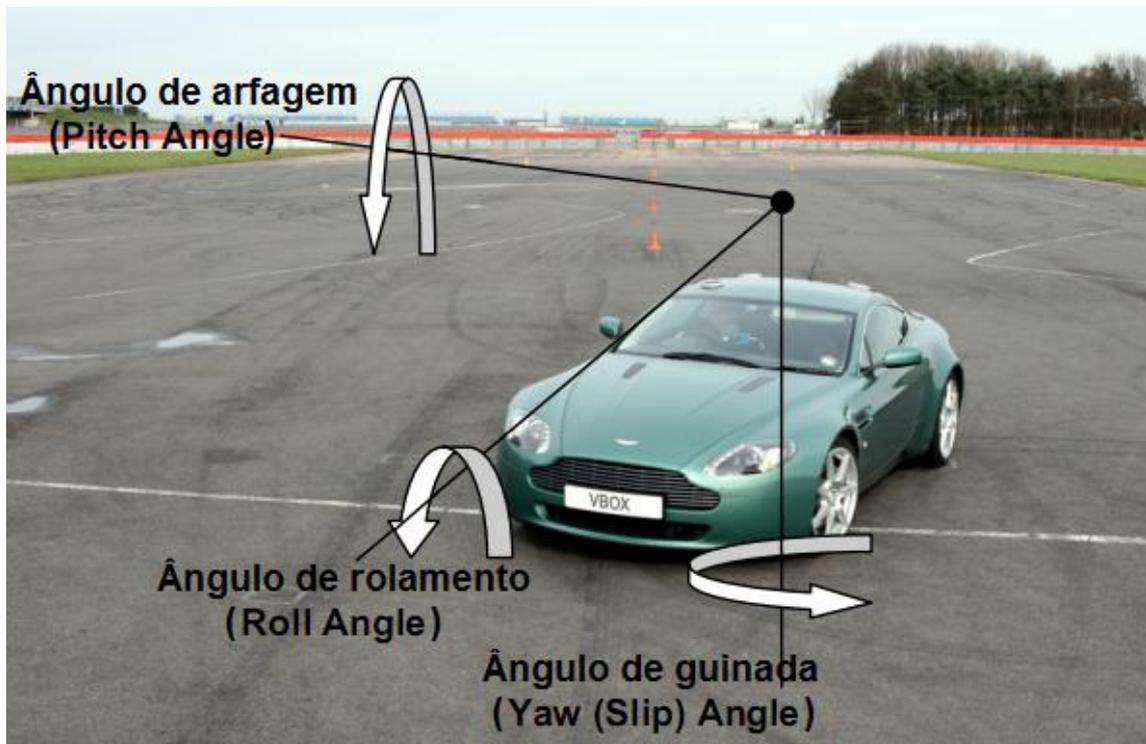


Figura A6.1 – Definição dos ângulos medidos no CG do veículo [<http://www.racelogic.co.uk>]

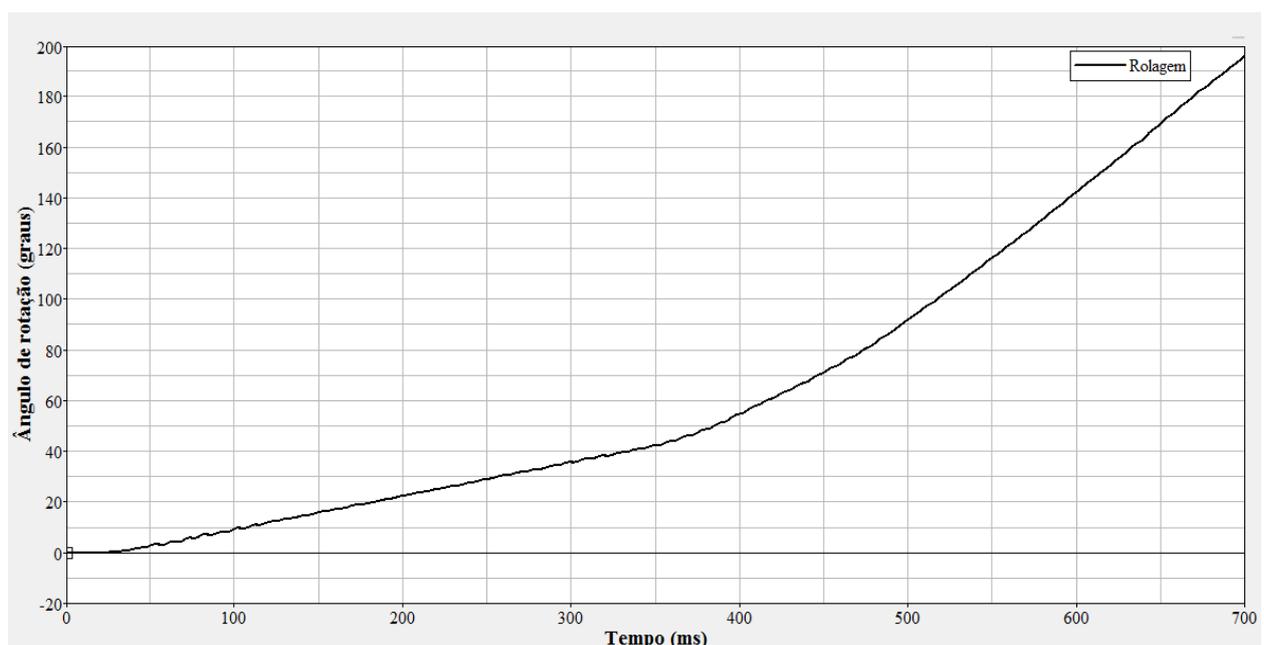


Figura A6.2 – Ângulo de rolamento lateral (*Roll Angle*) do veículo de passageiros.

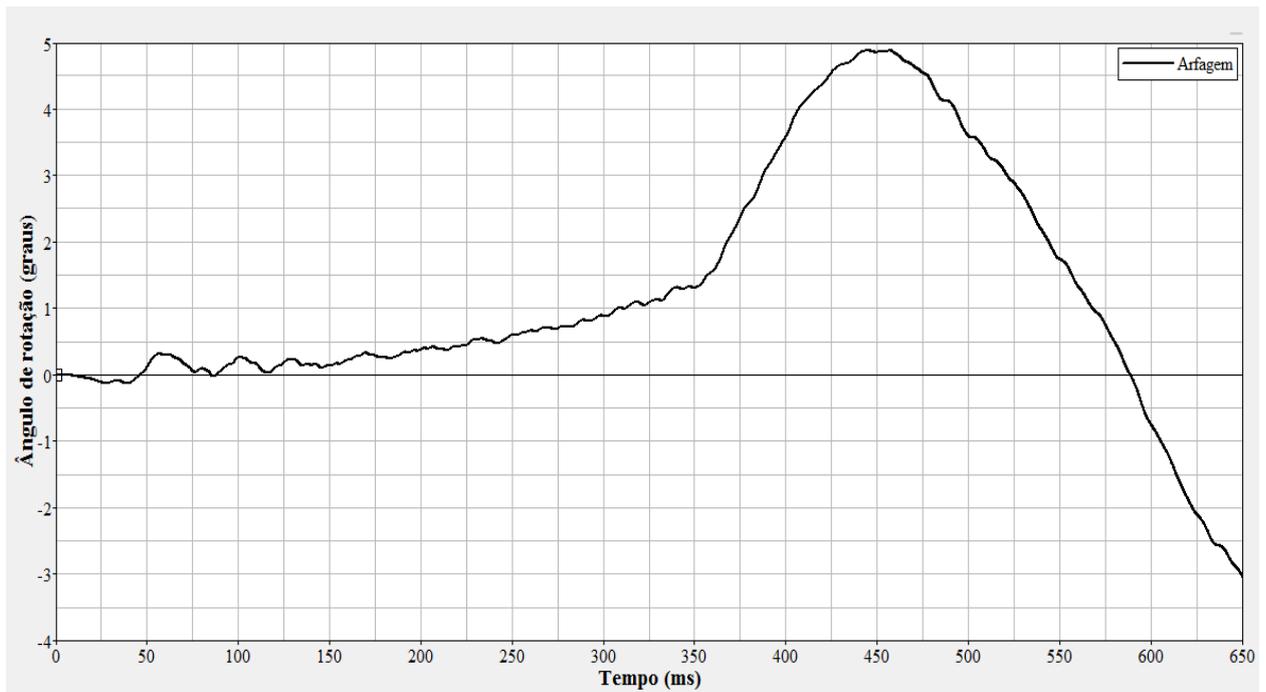


Figura A6.3 – Ângulo de arfagem (*Pitch Angle*) do veículo de passageiros.

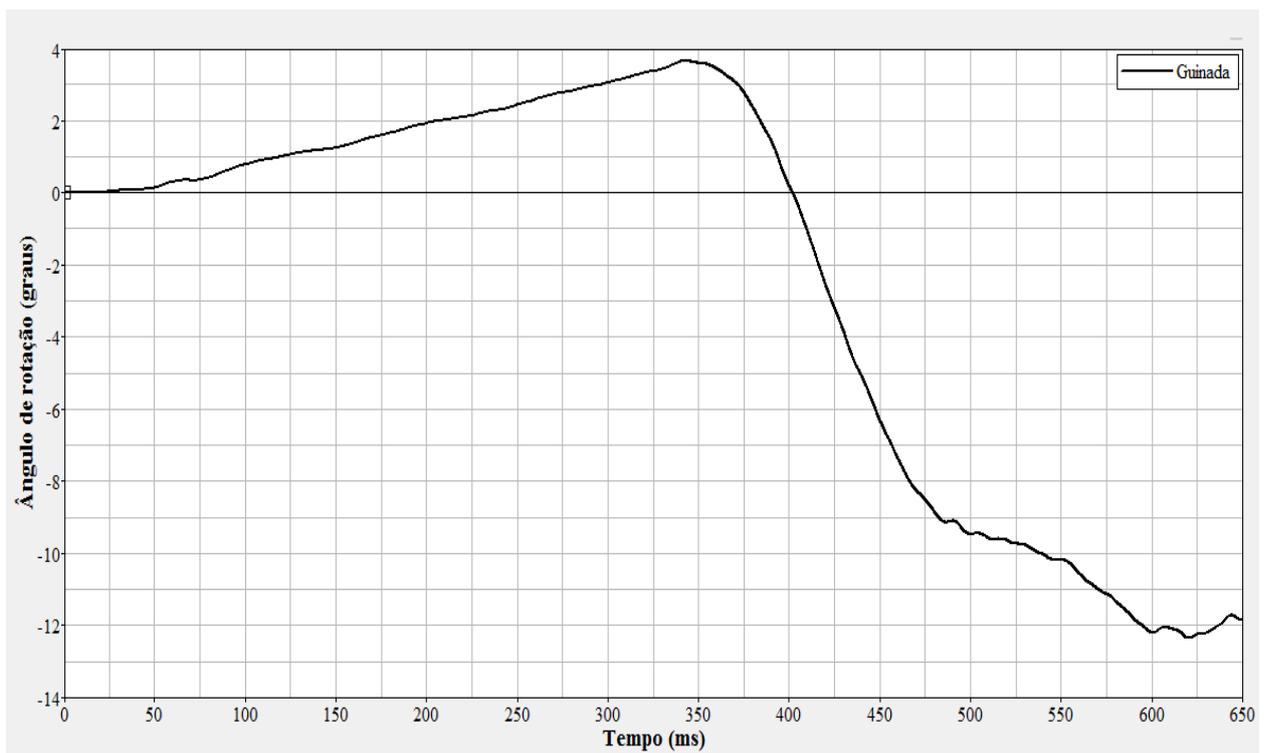


Figura A6.4 – Ângulo de guinada (*Yaw Angle*) do veículo de passageiros.

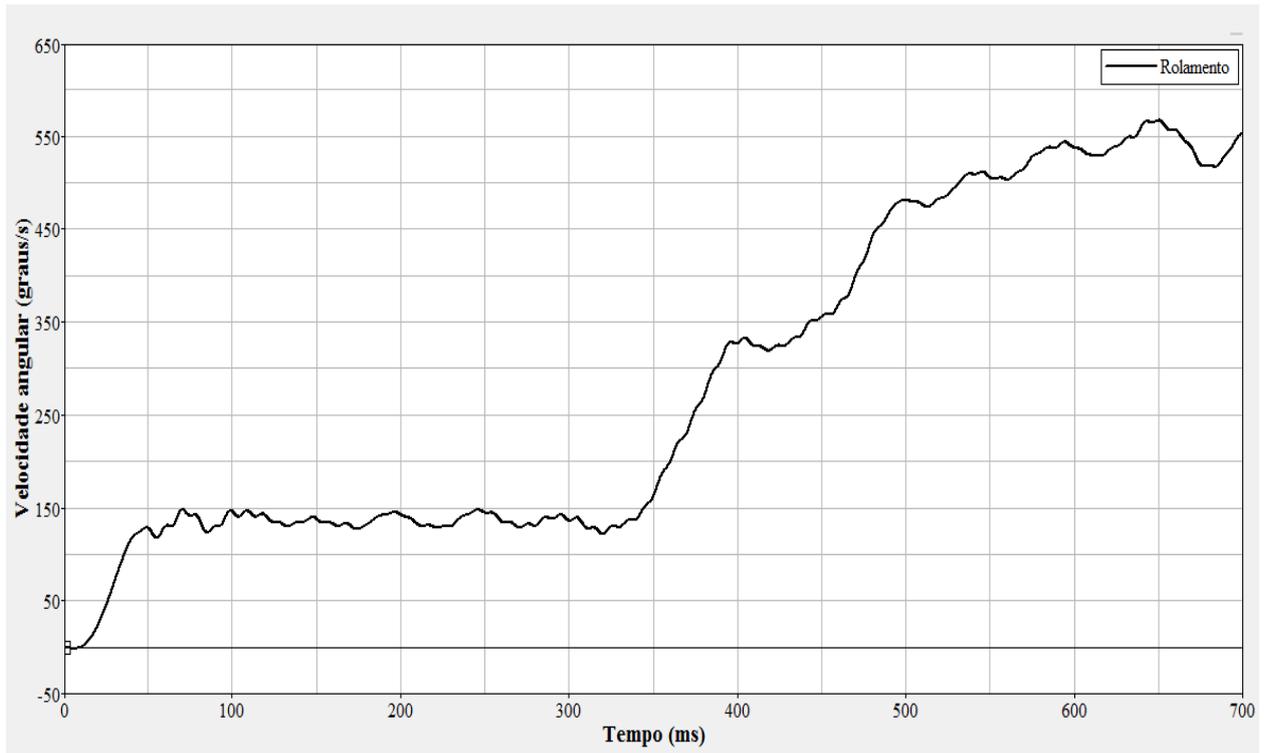


Figura A6.5 – Velocidade de rolamento (*Roll velocity*) do veículo de passageiros.

Resultados das simulações computacionais para o procedimento SAE J2114 do veículo utilitário esportivo (Fig. A6.6 – A6.9), medições realizadas no CG do veículo.

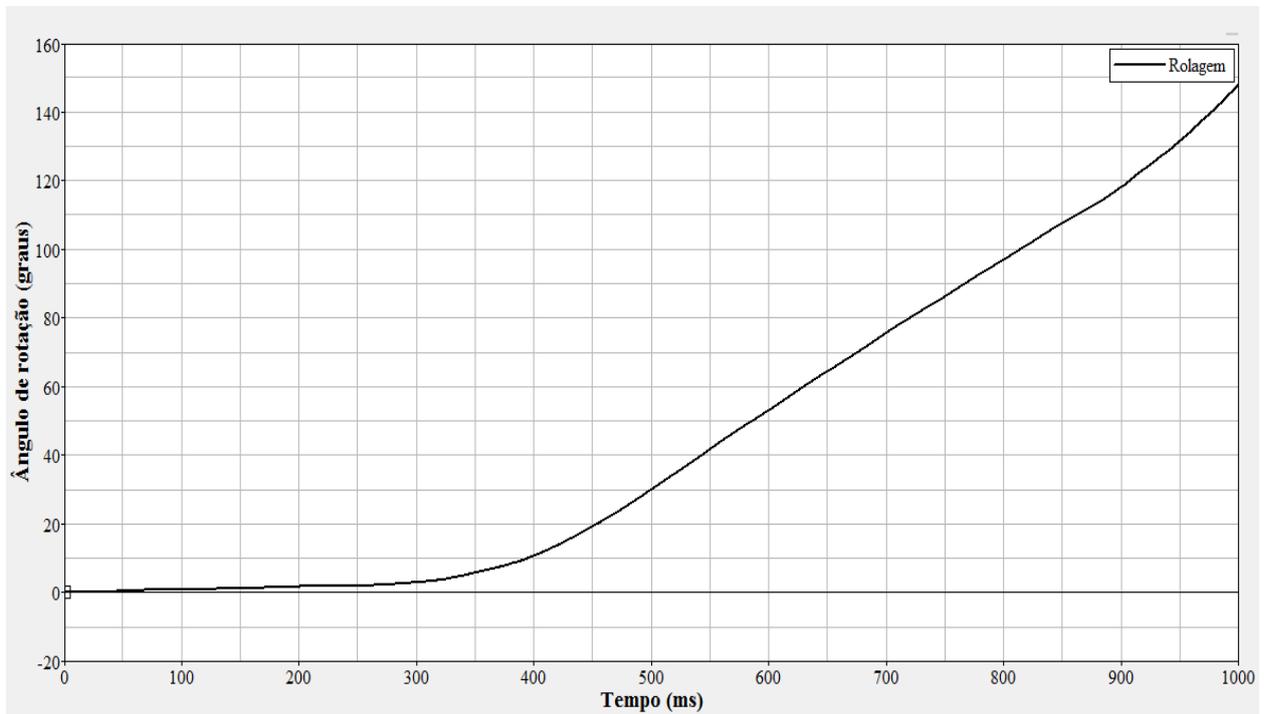


Figura A6.6 – Ângulo de rolamento lateral (*Roll Angle*) do veículo utilitário esportivo.

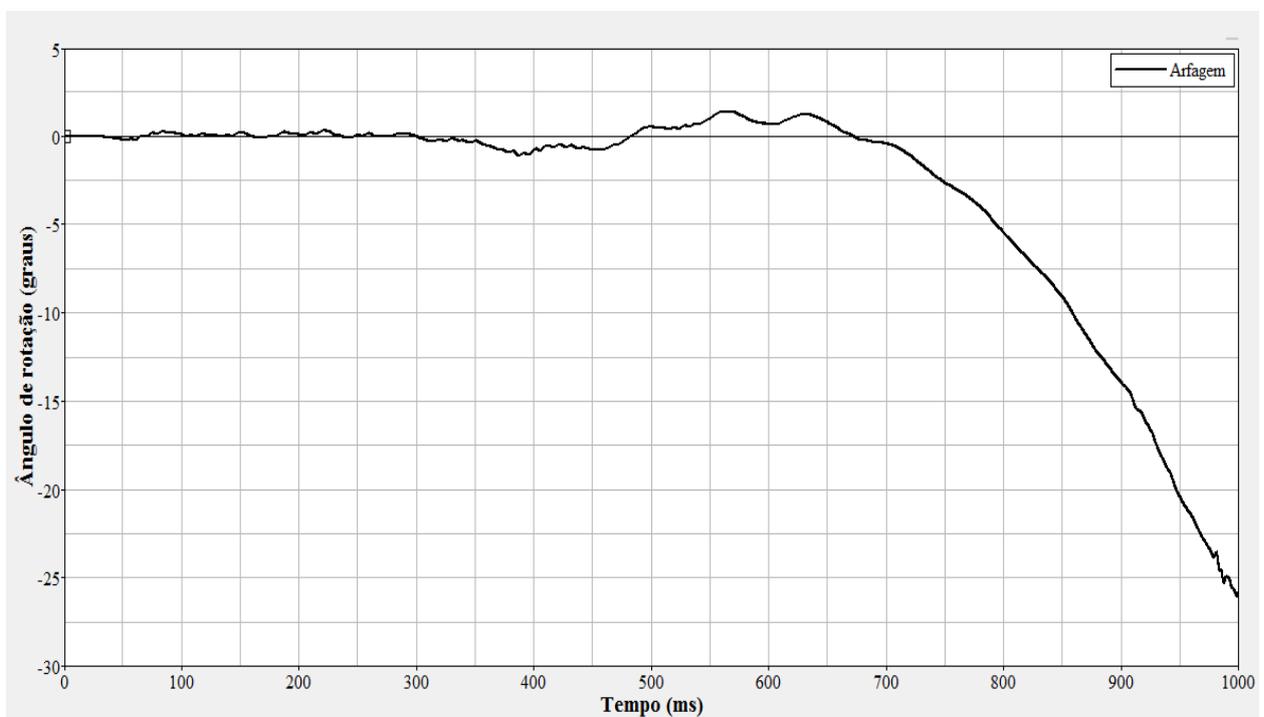


Figura A6.7 – Ângulo de arfagem (*Pitch Angle*) do veículo utilitário esportivo.

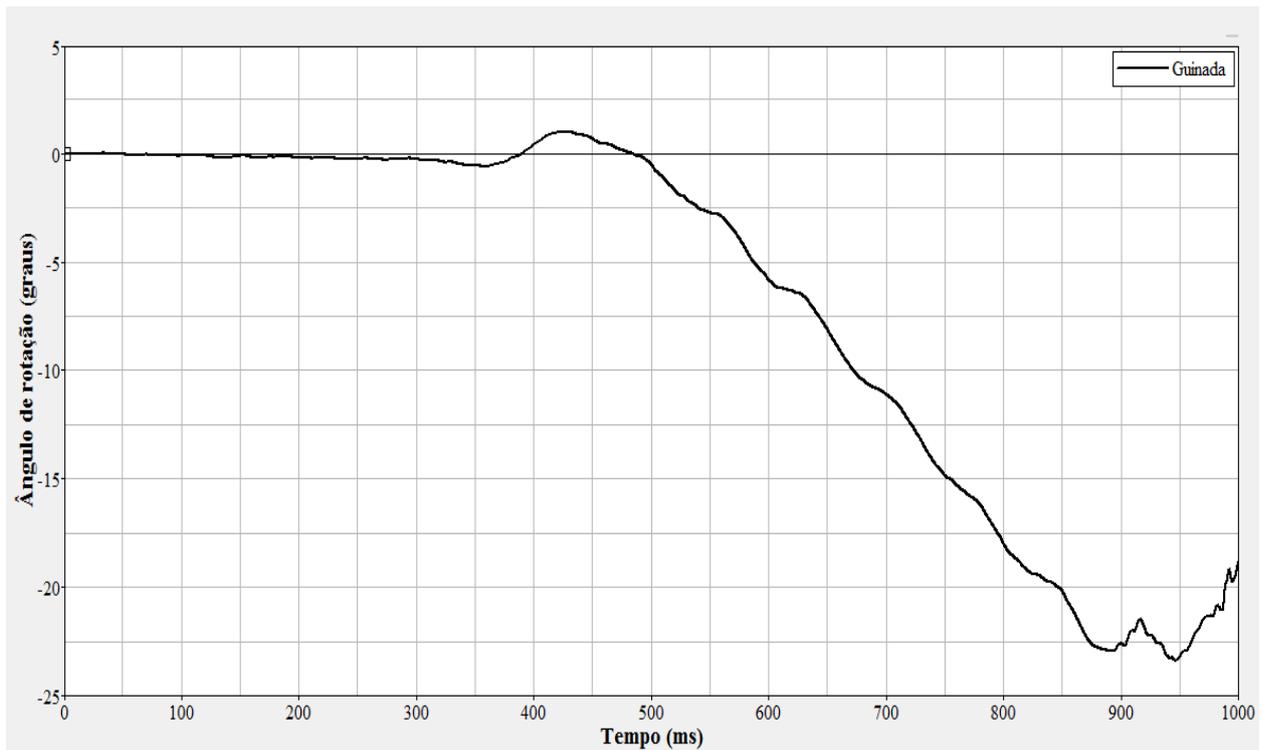


Figura A6.8 – Ângulo de guinada (*Yaw Angle*) do veículo utilitário esportivo.

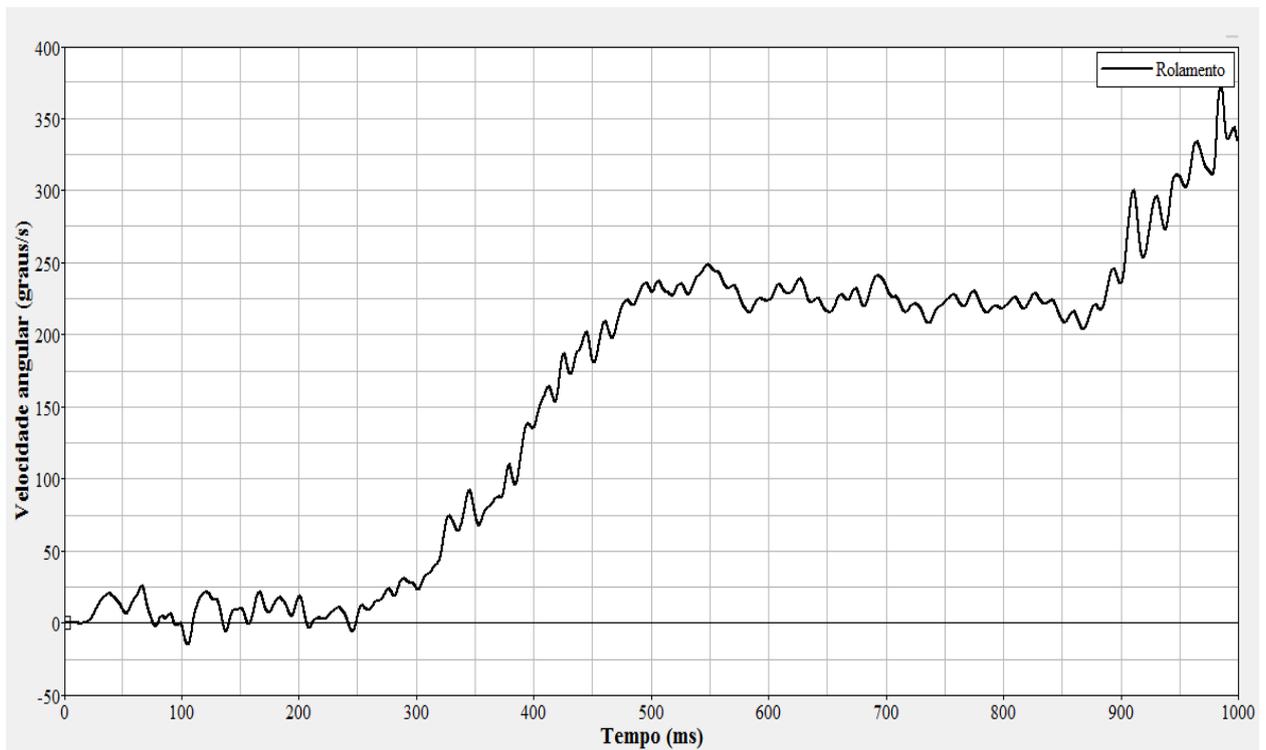


Figura A6.9 – Velocidade de rolamento (*Roll velocity*) do veículo utilitário esportivo.

## APÊNDICE VII

Modelo do veículo de passageiro com tempo de simulação de 1500 ms. Como pode-se verificar nas imagens 5 (segundo contato teto/solo) e 10 (terceiro contato teto/solo) da Fig. A7.1 pode vir a ocorrer lesões mais críticas ao passageiro dianteiro, pois se verifica uma deformação maior da estrutura do teto. Mas, como alguns autores afirmam ocorrer na maioria dos casos de rolamento somente o primeiro contato do teto com o solo, o presente estudo focou-se neste instante.

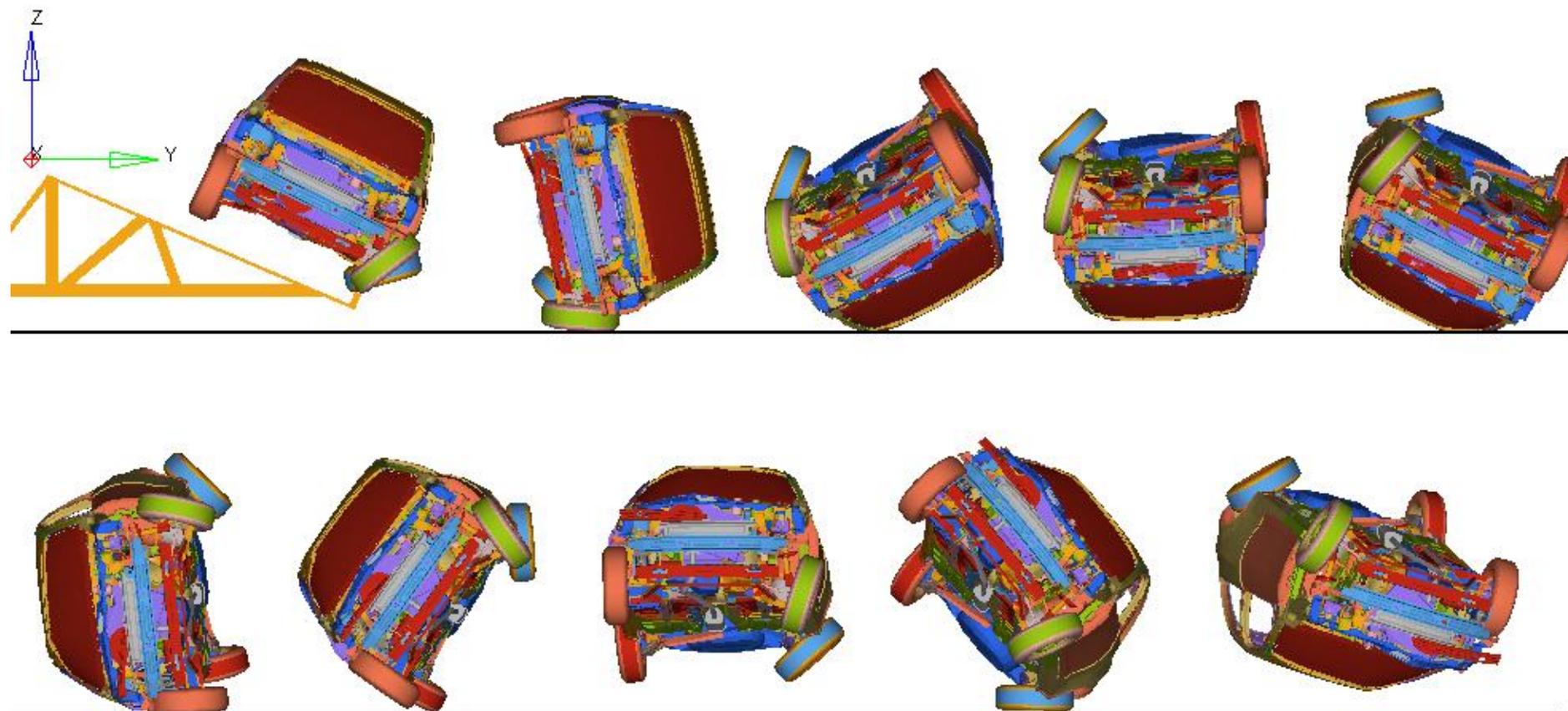


Figura A7.1 – Simulação computacional do evento de rolamento até 1500 ms para o veículo de passageiros.

