

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE UM VEÍCULO DE CHASSI TUBULAR FRENTE A UMA  
SITUAÇÃO DE CAPOTAMENTO FRONTAL

por

Amauri Mosquen

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, Junho de 2012



Universidade Federal do Rio Grande do Sul

Escola de Engenharia

Departamento de Engenharia Mecânica

SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE UM VEÍCULO DE CHASSI TUBULAR FRENTE A UMA  
SITUAÇÃO DE CAPOTAMENTO FRONTAL

por

Amauri Mosquen

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS  
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE  
**ENGENHEIRO MECÂNICO**  
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Arnaldo Ruben Gonzalez  
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Mecânica dos Sólidos**

Orientador: Prof. Dr. Rogério José Marczak

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Herbert Martin Gomes

Prof. Dr. Jun Sérgio Ono Fonseca

Prof. Dr. Walter Jesus Paucar Casas

Porto Alegre, 25 de Junho de 2012.

## AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus pais Celso e Carmen, e ao meu irmão Renan, pelos ensinamentos da vida, valores e constante incentivo. A minha namorada Caren, pelo apoio e compreensão. Ao meu orientador Prof. Dr. Rogério José Marczak, ou “Rato”, pelas ideias, dicas e suporte dados sempre que necessário. A UFRGS e aos professores do Departamento de Engenharia Mecânica pelo ensino de qualidade e pelo crescimento pessoal e profissional proporcionado. Aos amigos pelos momentos de descontração e de estudo. A equipe “Tchê” de Baja SAE pelo apoio de seus integrantes na realização deste trabalho.

MOSQUEN, A. **Simulação Numérica de um Veículo de Chassi Tubular frente a uma Situação de Capotamento Frontal**. 2012. 20 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

## RESUMO

Apesar de consideravelmente comum em competições de veículos do tipo fora-da-estrada, o capotamento frontal não é um assunto recorrente em livros, artigos ou normas. O presente trabalho apresenta uma metodologia para análise deste tipo de situação, através de simulação numérica. Um procedimento de análise dinâmica via elementos finitos foi desenvolvido para verificar a segurança do piloto em um veículo de chassi tubular submetido a este tipo de sollicitação. O modelo foi construído a partir de elementos simples visando um baixo custo computacional. Os efeitos de não-linearidade do material são incluídos localmente no modelo numérico através de curvas que foram obtidas experimentalmente pelo presente trabalho. Resultados das simulações são apresentados e discutidos, e conclui-se que o veículo é seguro frente à condição analisada e que a metodologia aplicada incrementa a confiabilidade deste tipo de análise.

**PALAVRAS-CHAVE:** capotamento frontal, simulação dinâmica, curvas de rigidez, método dos elementos finitos.

MOSQUEN, A. **Numerical Simulation of a Tubular Frame Vehicle during a Front Rollover Event**. 2012 20 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

## ABSTRACT

Although it is fairly common in competitions involving off-road vehicles, front rollover is not a frequent topic in books, papers or standards. The present work introduces a methodology to analyze this type of event through numerical simulation. A procedure for a finite element dynamic analysis was developed to verify pilot's safety in a tubular frame vehicle when it is submitted to such a loading case. The model was based in the use of simple element types aiming a low computational cost. Effects of material non-linearity were locally considered through experimental curves obtained in this work. Results of simulations are presented and discussed, it is concluded that the vehicle is secure under the condition taken and that the methodology used increments the reliability of this type of analysis.

**KEYWORDS:** front rollover, dynamic simulation, stiffness curves, finite element method

## ÍNDICE

1.	INTRODUÇÃO.....	1
2.	OBJETIVOS E JUSTIFICATIVA.....	1
3.	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	2
3.1.	A Dinâmica do Capotamento .....	2
3.2.	Modelagem .....	3
3.3.	Análise de Problemas Dinâmicos.....	4
4.	METODOLOGIA .....	5
4.1.	Modelagem do Veículo .....	5
4.1.1.	Testes Experimentais: Suspensão e Pneus .....	7
4.1.2.	Consideração da Rigidez das Juntas .....	9
4.2.	Modelagem da Rampa.....	12
4.3.	Parâmetros da Simulação .....	12
4.4.	Determinação do Espaço de Segurança .....	12
5.	RESULTADOS.....	13
6.	CONCLUSÕES.....	14
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	15
	APÊNDICE I.....	16
	APÊNDICE II.....	17
	APÊNDICE III.....	18
	APÊNDICE IV .....	19

## 1. INTRODUÇÃO

O projeto Baja SAE, iniciado em 1976 na Universidade da Carolina do Sul e trazido ao Brasil em 1994, tem como objetivo proporcionar a alunos de Engenharia uma oportunidade de aplicar os conhecimentos desenvolvidos ao longo de seus cursos na prática [SAE Brasil, 2012].

Neste projeto os participantes devem dimensionar e construir um veículo leve de chassi tubular, com características fora-da-estrada, economicamente viável e competitivo. Dentre as competições realizadas pela SAE Brasil encontra-se o “enduro de resistência”, prova na qual os veículos rodam continuamente por quatro horas em um terreno bastante acidentado, as paradas são apenas para reabastecimento. Por sua longa duração e severidade, é nesta prova que a maior parte dos acidentes ocorre.

Os modos e a frequência dos acidentes variam muito de acordo com as características da pista, contudo, pode-se afirmar que grande parte destes acontece na saída de curvas ou rampas, constituindo acidentes do tipo capotamento lateral, impacto frontal e capotamento frontal.

A SAE Brasil disponibiliza regulamentos para participação na competição, dentre os quais estão o documento “Requisitos Gerais do Veículo” [SAE Brasil, 2012], que especifica dados como dimensões máximas, motor e pontos de reboque, e o documento “Requisitos Mínimos de Segurança” [SAE Brasil, 2012], que especifica detalhes de projeto e construção da gaiola de rolagem (rollcage), cabine de pilotagem (cockpit), sistemas de freio e combustível, entre outros itens.

## 2. OBJETIVOS E JUSTIFICATIVA

É importante ressaltar que apesar de a SAE Brasil impor requisitos mínimos visando à segurança, parte do projeto estrutural do veículo recai sobre os participantes, de tal forma que é imprescindível que seja realizada uma análise adequada da resistência do veículo e da segurança do condutor em situações críticas.

A Tabela 3.1 [DNIT, 2010] mostra a estatística dos acidentes de trânsito segundo o tipo e a gravidade, ocorridos em rodovias federais no ano de 2010. A análise destes dados permite notar que dentre os tipos de acidentes automotivos, o capotamento está entre os três mais graves, com mortalidade de 4%.

Tabela 3.1 - Estatística de acidentes ocorridos em rodovias federais no ano de 2010.

<b>Tipo de Acidente</b>	<b>Com Mortos</b>	<b>Com Feridos</b>	<b>Sem Vítimas</b>	<b>Total</b>	<b>Mortalidade (%)</b>
Choque com objeto fixo	466	5984	12509	19222	2,42
Capotagem	183	2409	1816	4513	4,05
Choque c/ veículo estacionado	41	288	1556	1886	2,17
Abalroamento no mesmo sentido	262	4904	18210	23393	1,12
Colisão Frontal	1514	2813	979	5312	28,50
Abalroamento no sentido oposto	343	1808	2450	4609	7,44
Abalroamento transversal	621	9367	9807	19805	3,14
Tombamento	110	2025	2712	4887	2,25
Saída de pista	717	9383	14153	24648	2,91
Queda de veículo	181	4820	304	5338	3,39

Com isso, o presente trabalho propõe a criação de um modelo numérico dinâmico que seja capaz de simular uma situação de capotamento frontal e de verificar se as deformações na estrutura podem prejudicar a segurança do piloto nesta condição. Apesar de dinâmico, este modelo deve ser simples o suficiente para que possa ser utilizado em computadores convencionais e com tempos de processamento aceitáveis. Para tanto, pretende-se empregar uma metodologia similar à mostrada por Tech, 2009, onde curvas de rigidez de juntas são obtidas a partir de experimentos ou modelos numéricos detalhados e são então inseridas nas conexões de elementos estruturais simples.

O desenvolvimento deste tema é válido uma vez que leva a utilização de uma metodologia para análise de deslocamentos e deformações plásticas em estruturas complexas através de modelos confiáveis e com elementos simples. A mesma metodologia poderia ser empregada então, por exemplo, na análise de outros veículos ou diferentes situações de colisão [Gillespie, 1992; Popp e Shiehlen, 2010].

### 3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

#### 3.1. A Dinâmica do Capotamento

O capotamento frontal é observado com grande frequência em competições do tipo fora-da-estrada devido ao terreno e a construção dos veículos para tal fim. Este tipo de acidente ocorre em situações onde o veículo passa por uma região íngreme ou rampa e, antes de tocar o solo novamente, rotaciona um determinado ângulo  $\alpha$  (Figura 3.1 - d) em torno do seu eixo de giro. O ângulo de inclinação  $\alpha$ , no momento do toque, depende de parâmetros da rampa e da suspensão do veículo, sendo dificilmente superior a  $90^\circ$ . Neste caso, se o momento resistente causado pelo peso do veículo não for de magnitude suficiente para cessar o movimento de giro, o veículo irá tocar a extremidade dianteira no solo e capotar.

A Figura 3.1 esquematiza qualitativamente a sequência dos eventos em uma ocorrência deste gênero. A listar: (a) tráfego normal na pista; (b) transposição de uma rampa: no momento em que o eixo dianteiro perde contato com o solo inicia-se um movimento rotacional acelerado; (c) o veículo rotaciona como corpo rígido; (d) o momento resistente não é suficiente para cessar o movimento de giro; (e) o veículo toca com a dianteira no solo; (f) o veículo capota, tocando com a gaiola de rolagem no solo.

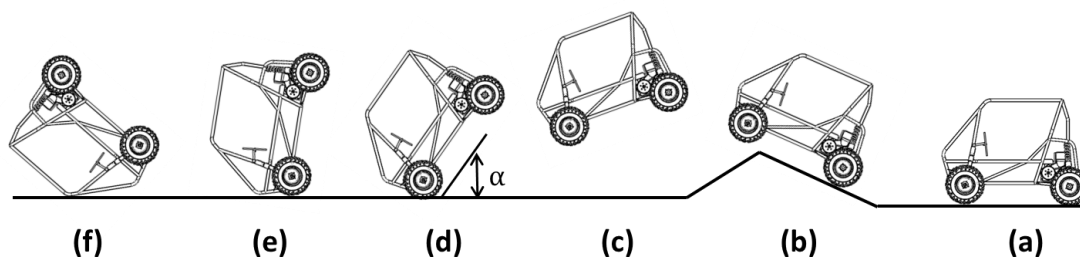


Figura 3.1 – Esquema para uma situação de capotamento frontal.

Apesar de o presente trabalho abordar nas seções seguintes este problema dinâmico por meio de um modelo com maior complexidade, uma maneira alternativa e simplificada para representação deste pode ser obtida a partir de um modelo de meio-carro com dois graus de liberdade, apresentado na Figura 3.2. As equações que governam o movimento neste caso são mostradas de (3.1) a (3.4) [Gao et. al., 2007].

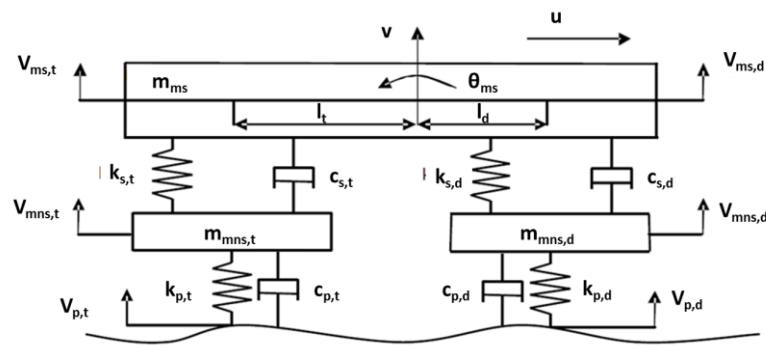


Figura 3.2 – Modelo de meio veículo com dois graus de liberdade.

$$m_{ms}\ddot{v}_{ms} + c_{s,d}(\dot{v}_{mns,d} - \dot{v}_{p,d}) + c_{s,t}(\dot{v}_{mns,t} - \dot{v}_{p,t}) + k_{s,d}(v_{mns,d} - v_{p,d}) + k_{s,t}(v_{mns,t} - v_{p,t}) = 0 \quad (3.1)$$

$$I_{ms}\ddot{\theta}_{ms} + l_d(c_{s,d}(\dot{v}_{mns,d} - \dot{v}_{p,d}) + k_{s,d}(v_{mns,d} - v_{p,d})) + l_t(c_{s,t}(\dot{v}_{mns,t} - \dot{v}_{p,t}) + k_{s,t}(v_{mns,t} - v_{p,t})) = 0 \quad (3.2)$$

$$m_{mns,d}\ddot{v}_{mns,d} - c_{s,d}(\dot{v}_{mns,d} - \dot{v}_{mns,d}) - k_{s,d}(v_{mns,d} - v_{mns,d}) + k_{p,d}(\dot{v}_{mns,d} - \dot{v}_{p,d}) + c_{p,d}(\dot{v}_{mns,d} - \dot{v}_{p,d}) = 0 \quad (3.3)$$

$$m_{mns,t}\ddot{v}_{mns,t} - c_{s,t}(\dot{v}_{mns,t} - \dot{v}_{mns,t}) - k_{s,t}(v_{mns,t} - v_{mns,d}) + k_{p,t}(v_{mns,t} - v_{p,t}) + c_{p,t}(\dot{v}_{mns,t} - \dot{v}_{p,t}) = 0 \quad (3.4)$$

Onde  $m$  é a massa,  $c$  é o coeficiente de amortecimento,  $k$  é o coeficiente de rigidez,  $\theta$  é o ângulo de arfagem,  $v$  é o deslocamento vertical,  $u$  é o deslocamento horizontal e  $l$  é uma medida de comprimento. Os sub-índices  $ms$ ,  $mns$ ,  $p$ ,  $t$  e  $d$  significam, respectivamente, massa suspensa, massa não-suspensa, pneu, parte traseira e parte dianteira.

### 3.2. Modelagem

A modelagem é um conceito amplamente aplicado na engenharia, e consiste basicamente na construção de um modelo numérico ou matemático que descreva satisfatoriamente características de interesse do sistema real. Um dos métodos geralmente utilizados com este fim é o de identificar o modelo mais simples capaz de reproduzir este comportamento de interesse [Belytschko et. al., 2000]. Em síntese, a simplificação visa reduzir o esforço na solução dos problemas através da manutenção das propriedades e comportamentos físicos e geométricos essenciais.

Em muitos casos de análise estrutural, a perfeita representação matemática dos carregamentos, geometria, condições de contorno e comportamento dos materiais apresenta-se de forma complexa, havendo assim a necessidade de introduzir muitas hipóteses simplificativas ao problema real [Marczak, 1995].

O Método dos Elementos Finitos, ou MEF, é uma alternativa aos modelos matemáticos, e tem por objetivo a busca de uma solução aproximada para as variáveis de interesse no domínio. É um método bastante flexível, pois permite sua aplicação a problemas estruturais lineares, não-lineares, de transferência de calor, eletromagnetismo, entre outros [Liu e Quek, 2003].



### 3.3. Análise de Problemas Dinâmicos

Problemas onde as forças de inércia e amortecimento geralmente não podem ser desconsideradas são ditos dinâmicos. Nestes casos, a resposta é uma função do tempo, e a equação (3.5) rege o movimento:

$$[m]\ddot{u} + [c]\dot{u} + [k]u = F_{EXT} \quad (3.5)$$

Onde  $[m]$ ,  $[c]$  e  $[k]$  são as matrizes de massa, amortecimento e rigidez da estrutura,  $F_{EXT}$  é o vetor do carregamento externo  $\ddot{u}$ ,  $\dot{u}$  e  $u$  são os vetores de aceleração, velocidade e deslocamento.

Segundo Logan, 2007, um método geral utilizado na solução da equação (3.5) e aplicável a problemas não-lineares é o método da integração direta, que pode ser classificada em explícita ou implícita. De acordo com Bathe, 1996, esse método é baseado em dois princípios: (a) a equação de equilíbrio dinâmico (3.5) é satisfeita em intervalos discretos de tempo, dados por  $\Delta t$ ; (b) assume-se uma lei de variação para os deslocamentos, velocidades e acelerações nodais entre cada intervalo de tempo  $\Delta t$ .

A integração direta explícita, também conhecida como método das diferenças centrais, é baseada em expressões para a velocidade (3.6) e aceleração (3.7):

$$\dot{u}_n = \frac{u_{n+1} - u_{n-1}}{2\Delta t} \quad (3.6)$$

$$\ddot{u}_n = \frac{\dot{u}_{n+1} - \dot{u}_{n-1}}{2\Delta t} \quad (3.7)$$

Onde  $n$  indica o passo de tempo e  $\Delta t$  o incremento de tempo.

Utilizando-se séries de Taylor é possível chegar aos deslocamentos nodais no passo seguinte ( $n+1$ ) em função da aceleração e deslocamentos nodais já encontrados:

$$u_{n+1} = 2u_n - u_{n-1} + \ddot{u}_n(\Delta t)^2 \quad (3.8)$$

Com isso, a solução da equação (3.5) para diferentes passos de tempo pode ser encontrada.

Em alguns casos é vantajosa a utilização do método explícito, isso se deve a algumas de suas características, leia-se: (a) seu custo computacional cresce linearmente com as dimensões do problema; (b) é mais eficiente na solução de problemas com grandes discontinuidades; (c) é capaz de resolver problemas envolvendo contatos complexos e generalizados [Dassault Systèmes, 2009].

Contudo, sua solução é condicionalmente estável, o que significa que o incremento de tempo,  $\Delta t$ , utilizado durante a análise é limitado. Logan, 2007, sugere a aplicação de dois critérios para verificação do máximo incremento de tempo (condição CFL):

$$\Delta t \leq \frac{3}{4} \left( \frac{2}{\omega_{max}} \right) \quad (3.9)$$

$$\Delta t \leq \frac{L_{min}}{c_x} \quad (3.10)$$

Onde  $\omega$  é a frequência circular natural mais alta,  $L_{min}$  é o mínimo tamanho de elemento e  $c_x$  é a velocidade de propagação do som no meio.

## 4. METODOLOGIA

Neste capítulo é proposta a análise de um caso de capotamento típico para o veículo em estudo. Esta análise será realizada por meio de um modelo dinâmico, que engloba o carro, com elementos simplificados para representação da estrutura, molas, amortecedores e pneus, e uma pista esquemática rígida, com relevo semelhante àquele encontrado nas competições. Todo o modelamento e análise foram realizados por meio do software ABAQUS.

Por se tratar de um modelo complexo, com não linearidades devido a condições de contato, grandes deslocamentos e uma possível plastificação de materiais, optou-se pelo emprego de elementos estruturais de viga, que devem reduzir significativamente o esforço computacional. Visto que esses elementos podem não representar com total fidelidade as deformações plásticas na gaiola de rolagem, foram levantadas e adicionadas ao modelo curvas de rigidez para as juntas consideradas críticas.

O detalhamento do método empregado é demonstrado nas seções a seguir.

### 4.1. Modelagem do Veículo

Como já mencionado, o conceito de modelagem sugere que um sistema real seja representado através de um sistema simplificado, porém com comportamento semelhante. Para isso, é necessária uma seleção dos componentes do veículo que tenham importância significativa na análise. A Figura 4.1 traz o veículo e os componentes considerados de maior importância, enquanto que a Tabela 4.1 lista estes itens e denota a maneira como serão simplificados para representação no modelo.

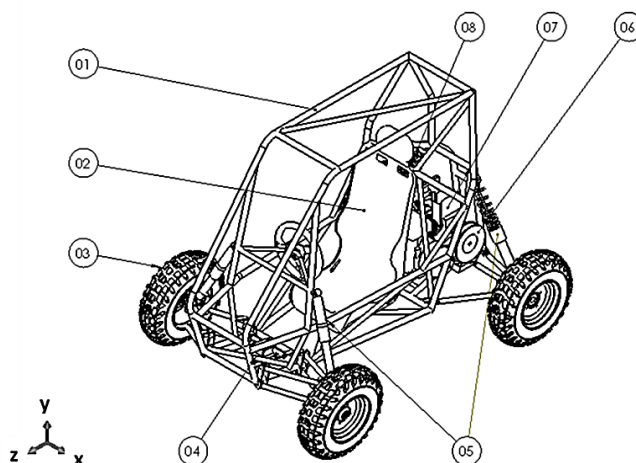


Figura 4.1 – Veículo e sistema de coordenadas adotado.

Tabela 4.1 – Componentes do veículo e suas formas de representação na análise.

Item	Componente	Quantidade	Simplificação
01	Chassi	01	Elemento Estrutural
02	Banco	01	Massa Pontual
03	Conjunto de rodas e pneus	04	Elemento Conector / Massa Pontual
04	Árvore de direção	01	Massa Pontual
05	Conj. de molas e amortecedores	02	Elemento Conector / Massa Pontual
06	Transmissão + CVT	01	Massa Pontual
07	Motor	01	Massa Pontual
08	Tanque de combustível	01	Massa Pontual

Na modelagem do chassi foram empregados elementos de viga de modo a reduzir o tempo de processamento. Devido às baixas relações de comprimento/diâmetro de alguns tubos, optou-se pela utilização da formulação de Timoshenko [Timoshenko, 1956], aplicada a elementos de primeira ordem, que apresentam melhor comportamento frente a situações que envolvem contato [Dassault Systèmes, 2009].

Dados referentes ao material dos tubos não foram encontrados, contudo, estima-se que se trate de um aço com teor de carbono de aproximadamente 0,2%. O dimensional dos tubos é mostrado na Figura 4.2, enquanto que as propriedades adotadas para os elementos estruturais estão listadas na Tabela 4.2. Considerações referentes a possíveis zonas com deformação plástica na estrutura serão feitas mais adiante, na seção 4.1.2.

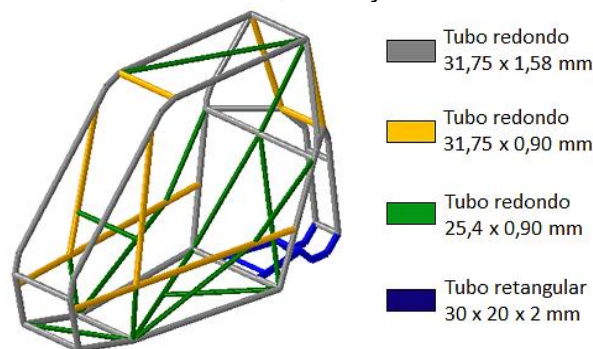


Figura 4.2 – Tubos utilizados na construção do veículo.

Tabela 4.2 – Propriedades do material utilizadas nos elementos estruturais.

Propriedade	Valor
Módulo de Elasticidade	210 GPa
Coefficiente de Poisson	0,292
Densidade	7800 kg/m <sup>3</sup>

Os elementos de massa concentrada, ou pontual, são aqueles que alteram a resposta dinâmica do veículo por meio de sua massa e localização espacial. Com o auxílio de um software CAD foi possível construir a Tabela 4.3, que relaciona a massa de cada item com as coordenadas globais X, Y e Z de seu centro de massa. A ligação destes elementos com a estrutura é feita por meio de barras rígidas conectadas a pontos próximos aos da fixação real. Os dados referentes ao chassi são apenas informativos, uma vez que este componente terá sua massa considerada através de elementos estruturais com densidade definida. O sistema de coordenadas adotado é do tipo cartesiano e está localizado na base do chassi, sua orientação pode ser verificada na Figura 4.1.

Tabela 4.3 – Massa e coordenadas globais de cada componente.

Componente	Massa (kg)	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
Chassi	30	0	434	252
Árvore de direção + Eixos Dianteiros	10	0	0	1056
Transmissão + CVT + Eixos Traseiros	29	0	140	-440
Motor	15	0	240	-300
Tanque de combustível	4	0	900	-310
Rodas e Pneus Dianteiros	7,9	520	0	1056
	7,9	520	0	-440
	7,9	-520	0	1056
	7,9	-520	0	-440

Molas / Amortecedores Dianteiros	2,5	370	260	942
	2,5	-370	260	942
Molas / Amortecedores Traseiros	4,5	529	315	-446
	4,5	-592	315	-446
Banco + Piloto	75	0	400	100

Componentes que realizam a ligação de duas ou mais regiões de uma estrutura podem ser representados por meio de elementos conectores. Estes elementos podem ser ajustados de modo que alguns de seus parâmetros obedeçam a determinados comportamentos. Isto é útil na representação de molas, amortecedores e pneus, que podem ter respostas não-lineares e outras características como pré-cargas e batentes.

Para caracterização destes componentes realizaram-se ensaios experimentais. Os instrumentos de medição utilizados no caso dos pneus foram uma balança industrial classe III de capacidade 300kgf e uma régua milimétrica de resolução 1 mm. Todos os demais componentes foram testados em uma máquina de ensaios universal com capacidade de força de até 25 kN e deslocamento máximo de 100 mm. Três testes foram realizados para cada componente. Os dados considerados para as simulações foram referentes aos valores médios obtidos nos testes, valores obtidos nos ensaios e incertezas de medição associadas são mostrados nos Apêndices I e II.

Os procedimentos e dados provenientes dos testes são abordados na seção 4.1.1.

#### 4.1.1. Testes Experimentais: Suspensão e Pneus

A suspensão do veículo é equipada com dois amortecedores dianteiros do tipo tubo duplo, envoltos por molas pneumáticas reguladas a uma pressão de 40 psi, além de dois amortecedores traseiros, também tubo duplo, envoltos por molas helicoidais de compressão.

Para todos os testes definiu-se um deslocamento total de 60 mm. No caso das molas, a velocidade do ensaio foi de 2 mm/s de modo que qualquer influência do amortecedor, utilizado como guia, fosse desprezível. As curvas “força x deslocamento” levantadas para as molas dianteira e traseira são mostradas na Figura 4.3.

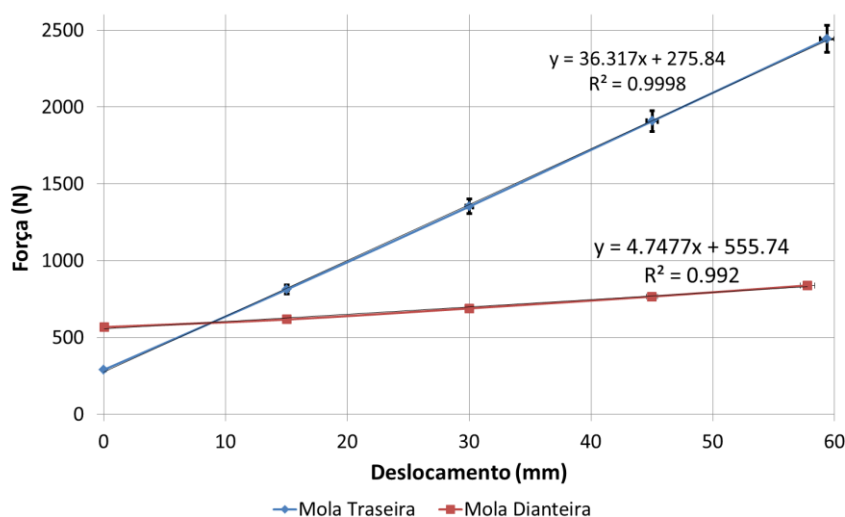


Figura 4.3 – Curvas “força x deslocamento” para molas dianteira e traseira.

Um ajuste de curva por mínimos quadráticos foi realizado em torno dos pontos médios de força e deslocamento. Com isso, assumiu-se valores para as rigidezes e pré-cargas das molas dianteira e traseira de 4,75 N/mm e 36,32 N/mm, e de 555,74 N e 275,84 N.

Já no caso dos amortecedores, que possuem um coeficiente de amortecimento dependente da taxa de aplicação das cargas, as curvas levantadas nos ensaios foram do tipo “força x velocidade”.

O procedimento consistiu no levantamento de diversas curvas tipo “força x deslocamento”, tomadas a diferentes velocidades de ensaio, tanto para compressão quanto para tração. De cada teste extraiu-se a velocidade e a força médias, possibilitando assim a construção da curva “força x velocidade” desejada. A Figura 4.4 exibe os resultados obtidos. As curvas foram inseridas no software ponto a ponto, tomando os valores médios para as forças e velocidades.

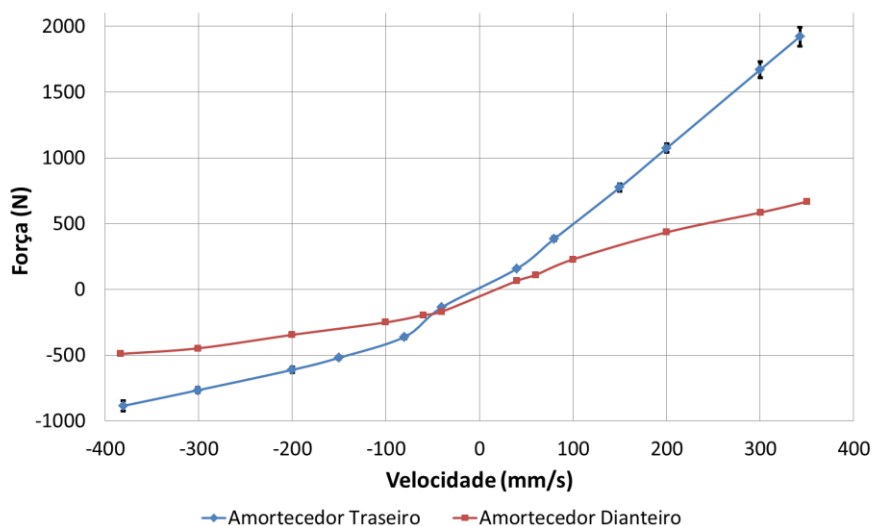


Figura 4.4 – Curvas “força x velocidade” para amortecedores dianteiro e traseiro.

Os pneus, assim como as molas, possuem uma rigidez que pode ser caracterizada por meio de curvas do tipo “força x deslocamento”. Contudo, nesse caso, o aparecimento de forças transversais devido ao contato com o solo tornaria inviável o emprego de conectores convencionais. Para contornar este problema, optou-se pela utilização de um modelo de pneu composto de um aro rígido ligado à ponta de eixo por meio de molas e amortecedores, que reproduzem a rigidez ( $k$ ) e o amortecimento ( $c$ ) do pneu. A Figura 4.5 mostra a curva “força x deslocamento” resultante do ensaio (à esquerda), e o modelo adotado para representação do pneu (à direita). Não houve caracterização do amortecimento do pneu, contudo, para fins de estabilidade adotou-se um valor de amortecimento igual a 0,75 N.s/mm.

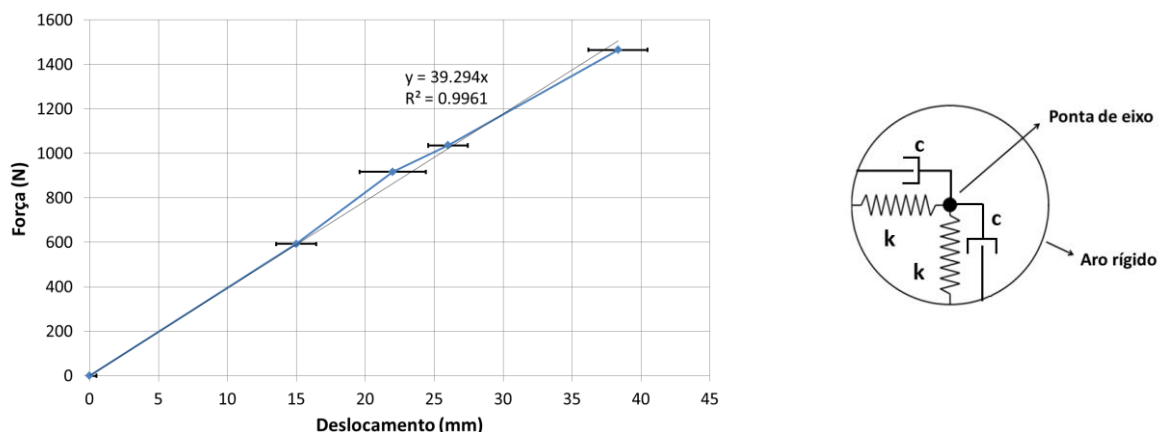


Figura 4.5 – Curva “força x deslocamento” obtida no ensaio (esq.) e modelo utilizado na representação do pneu (dir.).

Como já esperado, a curva “força x deslocamento” do pneu apresentou um comportamento linear. Adotou-se para a simulação um valor de rigidez de 39,47 N/mm, dado pelo coeficiente angular da reta ajustada em torno dos pontos médios de força e deslocamento.

Por fim, foram ainda considerados “batentes” de deslocamento de 120 mm para as molas e amortecedores dianteiros, 150 mm para as molas e amortecedores traseiros e de 60 mm para os pneus.

#### 4.1.2. Consideração da Rigidez das Juntas

Neste modelo a plasticidade será levada em conta por meio de curvas de rigidez elasto-plásticas, que serão adicionadas ao modelo em juntas consideradas críticas. Com isso, objetiva-se uma representação adequada do comportamento plástico dispensando a utilização no modelo dinâmico de elementos com maior complexidade, grau de refino e com considerações de não-linearidades geométricas e de material. O modelamento de rótulas plásticas em regiões intermediárias dos tubos não foi considerado uma vez que os pontos de impacto esperados localizam-se próximos das juntas. Uma análise voltada a flambagem dos elementos verticais também não foi realizada uma vez que a carga crítica para os tubos da estrutura, considerando um comprimento de 1 metro, é de 134,43 kN – o que equivale a cerca de 65 vezes o peso do veículo com piloto.

Na Figura 4.2 é possível notar que os tubos empregados têm em geral paredes finas. Isso dificulta uma análise por elementos de viga porque a falha, ou perda de rigidez, geralmente ocorre devido a um amassamento local na parede do tubo adjacente ao que está sendo solicitado. A metodologia proposta nesse trabalho para contornar esta limitação é a de substituir a ligação rígida entre as vigas por elementos conectores. Estes elementos serão alimentados por curvas do tipo “momento fletor x ângulo de rotação”, provenientes de simulações estáticas com elementos de casca de primeira ordem e dados referentes ao escoamento do material.

Com objetivo de ajustar o material destes modelos, ensaiou-se uma junta em “T”, soldada com tubos de diâmetro 31,75 mm e parede 1,58mm, os mesmos utilizados na construção do veículo. Durante o teste a força foi aplicada verticalmente a uma distância “d” constante de 115 mm do nó da junção dos tubos. O cálculo do momento fletor, M, foi realizado através da multiplicação do valor registrado de força, F, por esta distância “d”. Já o ângulo de giro,  $\Psi$ , foi calculado a partir do valor registrado de deslocamento,  $\delta$ , e o uso de relações trigonométricas, uma vez que  $\Psi = \tan^{-1} (\delta/d)$ .

Como apenas um teste foi possível as incertezas de medição associadas a este ensaio não foram calculadas. O modelo de material adotado nas simulações foi do tipo elasto-plástico com endurecimento. As propriedades de um aço AISI 1010 foram escolhidas para uma primeira simulação, sendo que para realização do ajuste optou-se por variar a tensão de escoamento e o módulo tangente do material. A Figura 4.6 traz as curvas “momento fletor x ângulo de rotação”, provenientes do ensaio e de três modelos numéricos testados, os valores adotados para os parâmetros variáveis na sequência dos modelos foram: tensões de escoamento de 180 MPa, 200 MPa e 200 MPa e módulo tangente de 520 MPa, 600 MPa e 2500 MPa. As propriedades de material adotadas como padrão são mostradas na Tabela 4.4.

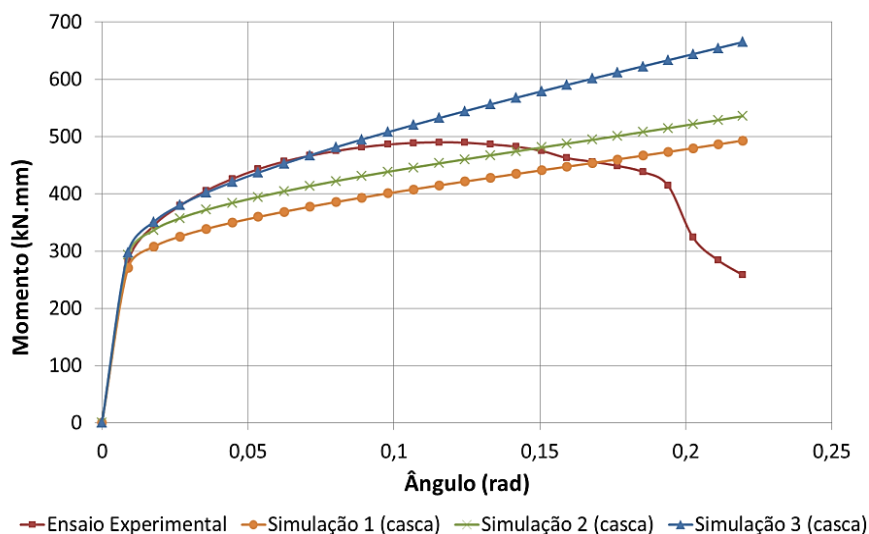


Figura 4.6 – Simulações testadas no ajuste das curvas do tipo “momento fletor x ângulo de rotação”.

Tabela 4.4 – Propriedades do material definidas com base no ajuste.

Propriedade	Valor
Módulo de Elasticidade	210 GPa
Coefficiente de Poisson	0,292
Tensão de Escoamento	200 MPa
Módulo Tangente	2500 MPa

Como o modelo de material adotado não leva em conta mecanismos de dano no material, as curvas experimental e ajustada tendem a divergir a partir de um certo ângulo de giro.

O levantamento das juntas críticas do veículo foi realizado através de uma simulação estática do chassi. Os pontos de fixação dos principais componentes do veículo foram restritos na direção “y”. Cargas unitárias, também na direção “y”, foram aplicadas nos prováveis pontos de impacto durante o capotamento. A Figura 4.7 ilustra as situações analisadas e as juntas críticas encontradas, numeradas de 1 a 5.

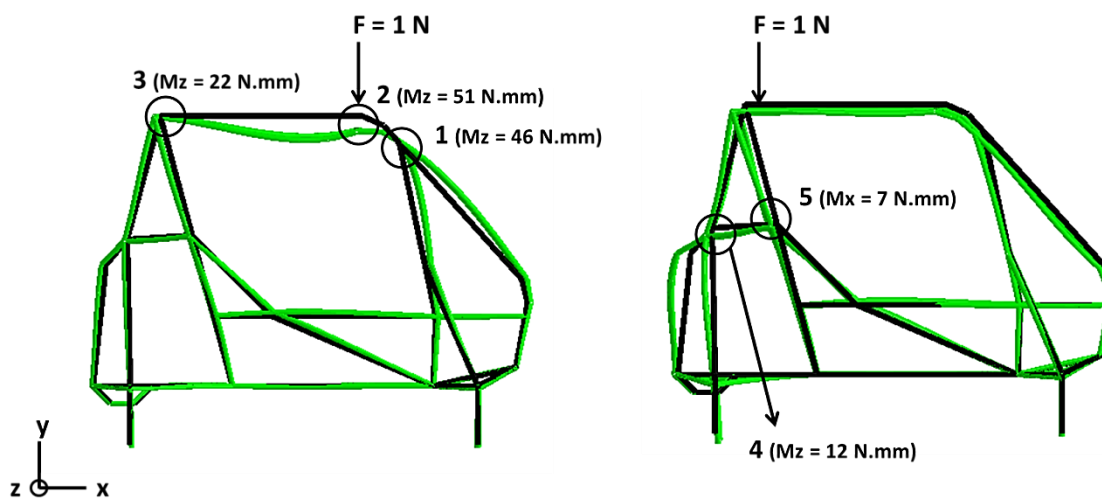


Figura 4.7 – Cargas unitárias aplicadas em pontos de possível impacto durante o capotamento.

Utilizando o mesmo procedimento validado anteriormente, estas juntas foram modeladas em elementos de casca e uma simulação estática foi realizada para levantamento das curvas “momento fletor x ângulo de rotação”.

Os modelos numéricos das juntas (1) a (5) são mostrados na Figura 4.8. Aplicaram-se deslocamentos prescritos,  $\delta$ , a uma distância de 115mm dos nós das juntas. Visando reduzir a complexidade da construção do modelo, optou-se pelo levantamento da curva de rigidez apenas para um tubo em cada junta, indicado pela cota “d” na Figura 4.8, os demais tubos foram engastados. Os momentos fletores e ângulos de giro foram calculados de acordo com o procedimento utilizado no teste experimental. As curvas resultantes de cada simulação, apresentadas na Figura 4.9, foram inseridas em conectores que substituem o comportamento das juntas críticas. Como estas juntas podem ser encontradas em ambos os lados do carro, foram substituídas ao todo 10 juntas. Com isso, acrescenta-se a identificação das juntas o lado: esquerdo (E) ou direito (D); sempre a partir de um referencial que observa o veículo da dianteira.

Dados referentes aos ensaios experimentais e as simulações numéricas mencionados nesta seção podem ser encontrados nos Apêndices II e III.

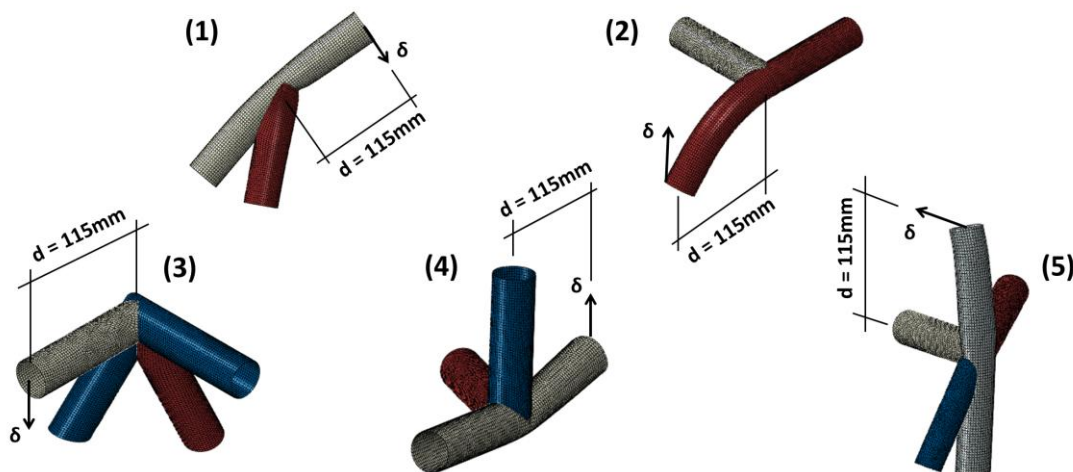


Figura 4.8 – Modelos numéricos das juntas críticas e deslocamentos prescritos.

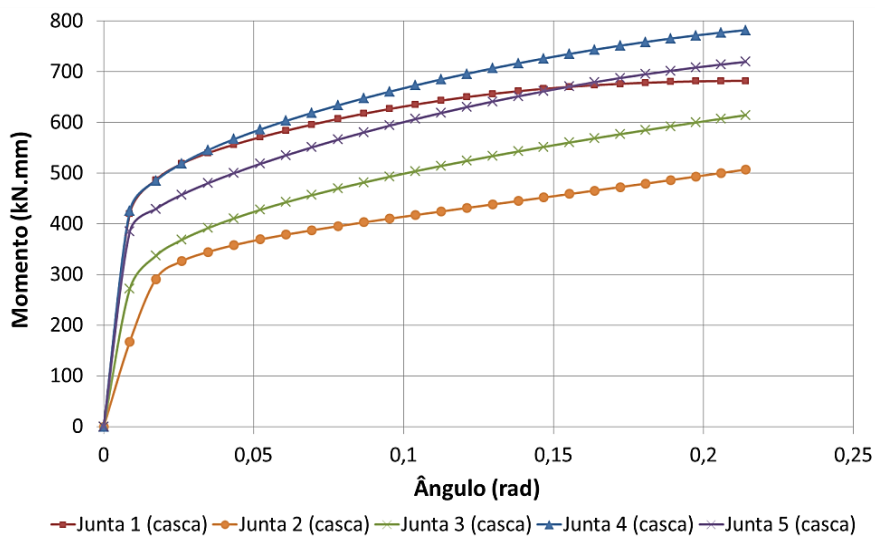


Figura 4.9 – Curvas “momento fletor x ângulo de rotação” para as juntas críticas 1, 2, 3, 4 e 5.



## 4.2. Modelagem da Rampa

A rampa do modelo foi idealizada com o emprego de elementos de superfície rígidos, o que deve fornecer resultados mais conservadores. É provável que a pista real provoque o capotamento com maior facilidade devido à alta deformabilidade do solo, contudo, este efeito será compensado no modelo por meio da utilização de um coeficiente de atrito entre o solo e o pneu (Seção 4.3). A geometria escolhida tem como base um obstáculo encontrado na competição de Baja da região Sul do Brasil, e está de acordo com aquela observada tipicamente na ocorrência de capotamentos frontais. A Figura 4.11 mostra um desenho esquemático com as dimensões essenciais da pista adotada.

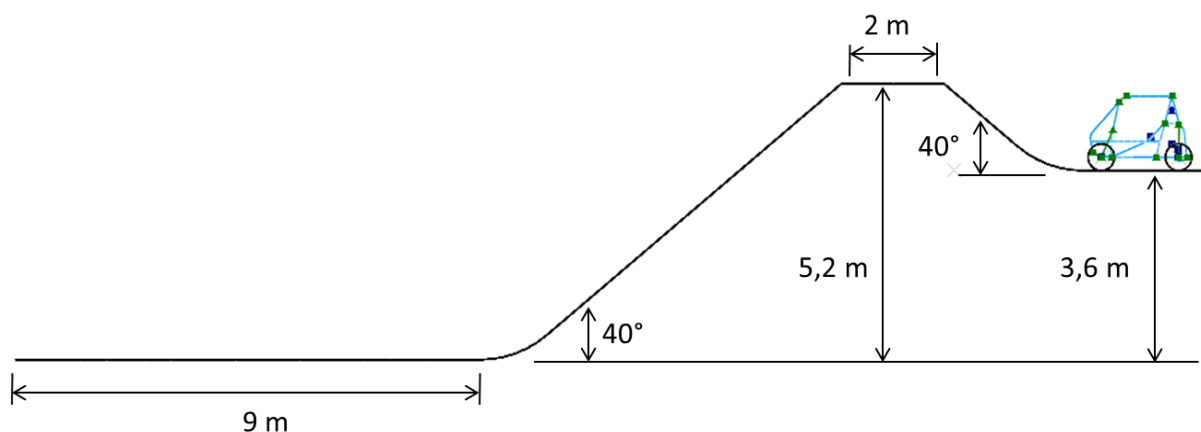


Figura 4.11 – Esquema da pista utilizada no modelo.

## 4.3. Parâmetros da Simulação

Devido às características do problema, adotou-se o método explícito para solução. O tamanho dos incrementos foi escolhido automaticamente como  $3,2 \times 10^{-6}$  segundos pelo software. Considerando uma velocidade de propagação do som no aço de 5000 m/s e sabendo que o menor elemento do modelo possui 20 mm de comprimento é possível aplicar a equação (3.10), que fornece um valor de incremento de  $4 \times 10^{-6}$  segundos. Ou seja, o tamanho de incremento escolhido pelo programa é adequado para o modelo.

A aceleração da gravidade foi adotada como  $9,806 \text{ m/s}^2$ . O carro inicia o movimento da direita para a esquerda antes da rampa, com aceleração nula e velocidade inicial de 34,2 km/h – valor encontrado por meio de uma varredura desta variável até que uma situação de capotamento fosse encontrada.

A condição de contato normal escolhida foi a de contato “duro”, onde a intrusão de nós escravos na superfície mestre é controlada por penalidades. A condição de contato tangencial foi definida com coeficiente de atrito de 0,5 entre qualquer parte do veículo e a pista, o contato entre as vigas não foi considerado uma vez que isto não era esperado. Nos primeiros instantes é feita uma consideração de atrito nulo para permitir que o veículo translade sem dissipação de energia.

## 4.4. Determinação do Espaço de Segurança

O espaço de segurança para o condutor foi estabelecido seguindo critérios presentes em um documento normativo da SAE para a competição Baja [SAE Brasil, 2012]. De acordo com esta norma, deve haver uma distância mínima de 152,4 mm entre a cabeça do condutor mais alto e a parte superior da gaiola de rolagem, bem como um espaço de pelo menos 76,2 mm entre seus membros superiores e inferiores e as laterais do *cockpit*. A Figura 4.12 mostra

esquemáticamente o espaço de segurança adotado, os pontos verdes indicam as posições de referência para o posicionamento da área hachurada.

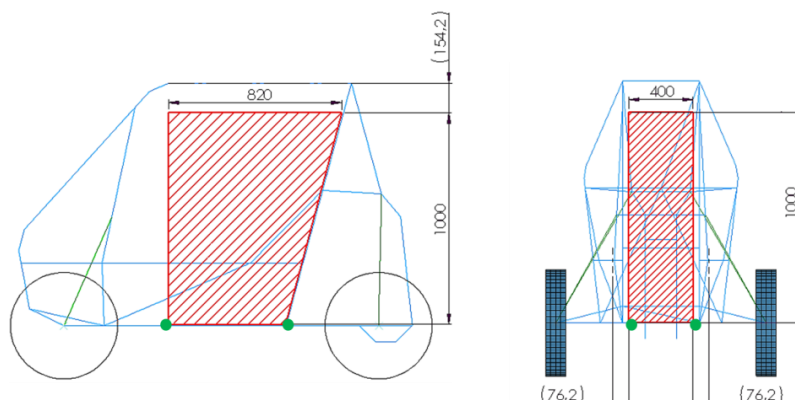


Figura 4.12 – Definição do espaço de segurança para o piloto.

## 5. RESULTADOS

O modelo apresentado é relativo a uma simulação de 2,9 segundos, sendo que a coleta do estado das variáveis foi realizada a cada 0,05 segundos. A dinâmica do movimento gerado pode ser observada na Figura 5.1.

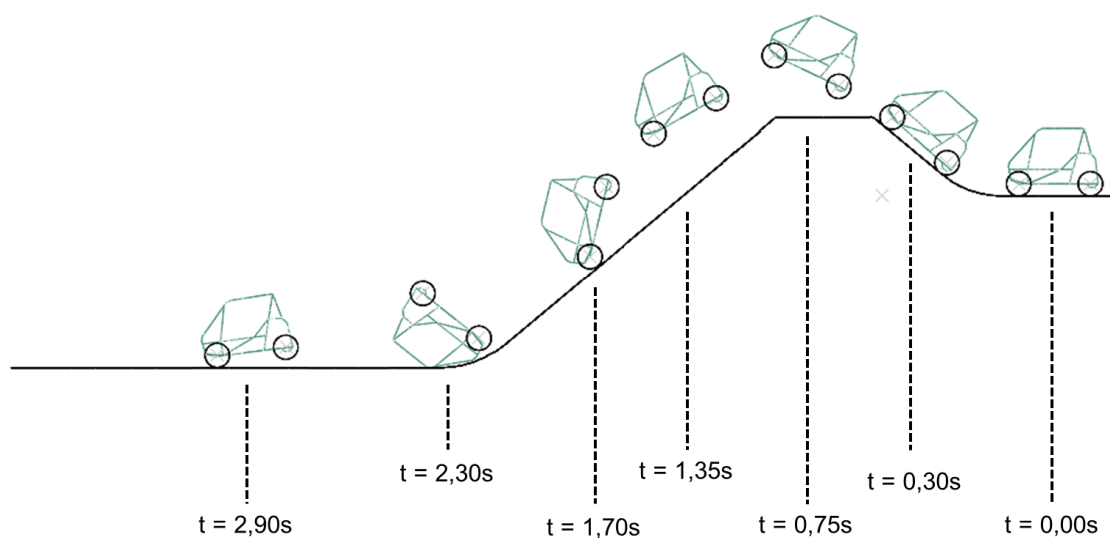


Figura 5.1 – Dinâmica do movimento gerado pela simulação numérica.

A Figura 5.2 mostra o estado de deformação do chassi ao fim da simulação, a verificação do espaço de segurança do piloto foi realizada de acordo com o mesmo procedimento apresentado anteriormente na Figura 4.11.

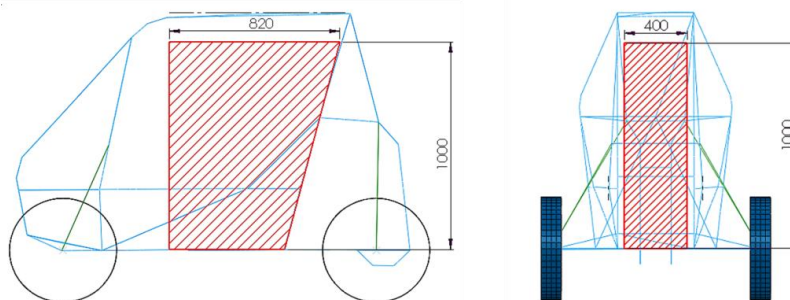


Figura 5.2 – Verificação do espaço de segurança do piloto após a simulação.

Na Figura 5.3 estão presentes os gráficos de “ângulo plástico x tempo” medidos nos elementos conectores das juntas críticas. A fim de proporcionar uma melhor leitura do gráfico, optou-se por mostrar apenas as curvas referentes ao lado (esquerdo ou direito) mais severo de cada junta.

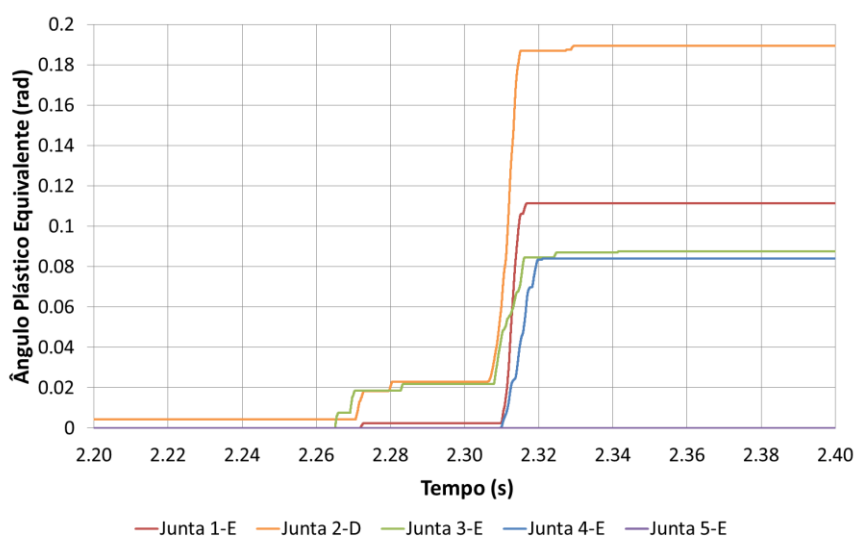


Figura 5.3 – Gráficos de “ângulo plástico equivalente x tempo” nos elementos conectores das juntas críticas.

## 6. CONCLUSÕES

Este trabalho apresentou uma metodologia para a simulação numérica de rolamento frontal de um veículo tipo Baja, empregando curvas do tipo “carga x deslocamento” elasto-plásticas obtidas numericamente por meio de modelos de casca.

Os resultados mostrados na Figura 5.2 permitem dizer que o espaço de sobrevivência foi preservado. O gráfico da Figura 5.3 permite notar que houve plastificação detectável em oito das dez juntas analisadas.

Do ponto de vista de invasão do espaço de sobrevivência do condutor, a presente análise mostra que há segurança para este tipo de acidente, considerando apenas o efeito de plastificação dos tubos analisados e a situação específica adotada.

O ajuste das curvas de rigidez das juntas baseado no teste experimental reduziu significativamente o número de experimentos a serem realizados. O emprego destas curvas no modelo proporcionou maior fidelidade quanto a representação do fenômeno plástico, contudo, uma análise dos resultados mostra que os ângulos de plastificação vão além do limite de concordância estabelecido entre as curvas de rigidez dos testes numéricos e do teste experimental.

O método empregado viabilizou a realização de uma análise dinâmica potencialmente complexa com esforço computacional aceitável. A utilização de dados experimentais no comportamento de componentes como molas, amortecedores e pneus foi válido como uma tentativa de representação mais realista da dinâmica dos movimentos.

Por fim, o autor propõe a realização dos seguintes trabalhos relacionados ao tema:

- Investigação os efeitos da taxa de aplicação das cargas na resposta das juntas;
- Utilização de um modelo de material com mecanismos de dano;
- Realização de uma análise similar voltada a outras situações de risco, como colisão frontal e capotamento lateral;
- Adição ao modelo de “sensores” para leitura de acelerações nos diversos componentes do veículo e no CG do condutor;
- Aplicação e validação da metodologia para casos não necessariamente dinâmicos, mas que demandam considerável esforço computacional, como estruturas tubulares em geral.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Bathe, K.J., “**Finite Element Procedures in Engineering Analysis**”, 1<sup>st</sup> edition, Prentice Hall, 1982.

Belytschko, T.; Liu, W.K.; Moran, B.; “**Non Linear Finite Elements for Continua and Structures**”, John Wiley & Sons, 1<sup>st</sup> edition, 2000.

Dassault Systèmes, “**Abaqus v.6.9 Analysis User’s Manual**”, Dassault Systèmes Simulia Corp., 2009

Departamento Nacional de Infraestrutura de Trânsito (DNIT); “**Anuário Estatístico das Rodovias Federais 2010**”, <http://www.dnit.gov.br>. Acessado em 04/06/2012.

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

Liu G.R.; Quek S.S.; “**The Finite Element Method: a Practical Course**”, Butterworth-Heinemann, 1<sup>st</sup> edition, 2003.

Logan D.L., “**A First Course in the Finite Element Method**”, Thomson, 4<sup>th</sup> edition, 2007.

Marczak R.J.; “**Elementos Finitos: Curso de Introdução ao Método**”, Apostila Editada pelo Autor, UFRGS, 1995.

Popp, K.; Schiehlen, W.; “**Ground Vehicle Dynamics**”, Springer-Verlag, 2010.

SAE Brasil; “**Regulamento Baja SAE Brasil**”, <http://www.saebrasil.org.br>. Acessado em 04/06/2012.

Tech, T.W.; “**Proposta de Metodologia para Otimização Estrutural de um Ônibus em Condições de Tombamento**”, Dissertação de Mestrado, UFRGS, Brasil, 2009.

Timoshenko, S. P.; “**Strength of Materials: Part III, Advanced Theory and Problems**”, D. Van Nostrand Co., 3<sup>rd</sup> edition, 1956.

W. Gao; N. Zhang; H.P. Du: “**A Half-Car Model for Dynamic Analysis of Vehicles with Random Parameters**”, 5<sup>th</sup> ACAM, Australia, 2007.

## APÊNDICE I

## TESTES EXPERIMENTAIS: MOLAS, AMORTECEDORES E PNEU

<b>Curva “força x deslocamento” Mola Dianteira – 03 medições</b>				
-	<b>Força Média (N)</b>	<b>D.P.A. (N)</b>	<b>Desloc. (mm)</b>	<b>D.P.A. (mm)</b>
1	567.60	0.13	0.05	0.05
2	617.44	0.32	15.01	0.05
3	689.96	0.54	30.01	0.05
4	766.91	0.55	45.01	0.05
5	838.73	0.26	57.77	0.05

<b>Curva “força x deslocamento” Mola Traseira – 03 medições</b>				
-	<b>Força Média (N)</b>	<b>D.P.A. (N)</b>	<b>Desloc. (mm)</b>	<b>D.P.A. (mm)</b>
1	290.13	2.47	0.02	0.02
2	812.89	1.27	15.02	0.02
3	1352.96	0.35	30.02	0.02
4	1908.45	0.92	45.03	0.02
5	2443.47	1.03	59.39	0.02

<b>Curva “força x velocidade” Amortecedor Dianteiro – 03 medições</b>				
-	<b>Força Média (N)</b>	<b>D.P.A. (N)</b>	<b>Veloc. Média (mm/s)</b>	<b>D.P.A. (mm/s)</b>
1	-885.22	5.37	-380.29	0.59
2	-766.34	5.14	-300.69	0.15
3	-611.49	1.50	-199.90	0.10
4	-519.81	3.05	-150.00	0.12
5	-361.14	1.21	-80.00	0.08
6	-136.30	0.21	-40.04	0.06
7	157.23	0.75	40.06	0.01
8	383.86	1.70	80.02	0.03
9	774.56	3.36	149.97	0.09
10	1074.39	7.59	200.24	0.02
11	1670.40	3.64	300.16	0.12
12	1921.73	3.34	342.49	0.32

<b>Curva “força x velocidade” Amortecedor Traseiro – 03 medições</b>				
-	<b>Força Média (N)</b>	<b>D.P.A. (N)</b>	<b>Veloc. Média (mm/s)</b>	<b>D.P.A. (mm/s)</b>
1	-490.07	2.97	-383.01	0.66
2	-447.59	3.00	-300.43	0.11
3	-345.73	0.85	-200.24	0.16
4	-250.92	1.47	-100.10	0.12
5	-195.28	0.66	-59.77	0.10
6	-168.37	0.26	-39.94	0.05
7	64.21	0.31	40.03	0.00
8	109.69	0.49	60.05	0.04
9	228.23	0.99	100.07	0.10
10	434.77	3.07	200.31	0.01
11	584.76	1.28	300.54	0.10
12	667.51	1.16	350.42	0.55

<b>Curva “força x deslocamento” Pneu – 03 medições</b>				
-	<b>Força Média (N)</b>	<b>D.P.A. (N)</b>	<b>Desloc. (mm)</b>	<b>D.P.A. (mm)</b>
1	567.60	0.13	0.0	0.00
2	617.44	0.32	15.0	1.00
3	689.96	0.54	22.0	1.73
4	766.91	0.55	26.0	1.00
5	838.73	0.26	38.3	1.53

## APÊNDICE II

## INCERTEZAS DE MEDIÇÃO: MOLAS, AMORTECEDORES E PNEU.

- **Máquina de Ensaio Universal:**
  - Capacidade de Carga: 25 kN;
  - Tolerância de Carga:  $\pm 1\%$  da leitura;
  - Deslocamento Máximo: 100 mm;
  - Tolerância de Deslocamento:  $\pm 1\%$  da leitura.
- **Balança Industrial Classe III:**
  - Capacidade de Carga: 300 kgf;
  - Resolução: 0,1 kgf;
  - Tolerância de Carga na Região de Interesse (Portaria nº236 - INMETRO): 0,1 kgf.

Curva "força x deslocamento" Mola Dianteira – 03 medições				
-	Força Média (N)	Erro Total (N)	Deslocamento (mm)	Erro Total (mm)
1	567.60	19.91	0.05	0.07
2	617.44	22.04	15.01	0.16
3	689.96	24.95	30.01	0.31
4	766.91	26.44	45.01	0.46
5	838.73	29.76	57.77	0.58

Curva "força x deslocamento" Mola Traseira – 03 medições				
-	Força Média (N)	Erro Total (N)	Deslocamento (mm)	Erro Total (mm)
1	290.13	7.34	0.02	0.03
2	812.89	30.35	15.02	0.15
3	1352.96	48.18	30.02	0.30
4	1908.45	66.35	45.03	0.45
5	2443.47	86.74	59.39	0.59

Curva "força x velocidade" Amortecedor Dianteiro – 03 medições				
-	Força Média (N)	Erro Total (N)	Veloc. Média (mm/s)	Erro Total (mm/s)
1	-885.22	37.87	-380.29	3.89
2	-766.34	20.70	-300.69	3.01
3	-611.49	23.11	-199.90	2.00
4	-519.81	14.46	-150.00	1.51
5	-361.14	14.01	-80.00	0.81
6	-136.30	4.67	-40.04	0.41
7	157.23	6.54	40.06	0.40
8	383.86	15.59	80.02	0.80
9	774.56	27.17	149.97	1.50
10	1074.39	34.00	200.24	2.00
11	1670.40	62.16	300.16	3.01
12	1921.73	70.94	342.49	3.45

Curva "força x velocidade" Amortecedor Traseiro – 03 medições				
-	Força Média (N)	Erro Total (N)	Veloc. Média (mm/s)	Erro Total (mm/s)
1	-490.07	20.97	-383.01	3.93
2	-447.59	12.09	-300.43	3.01
3	-345.73	13.07	-200.24	2.01
4	-250.92	6.98	-100.10	1.01
5	-195.28	7.57	-59.77	0.61
6	-168.37	5.77	-39.94	0.41
7	64.21	2.67	40.03	0.40
8	109.69	4.46	60.05	0.60
9	228.23	8.00	100.07	1.01
10	434.77	13.76	200.31	2.00
11	584.76	21.76	300.54	3.01
12	667.51	24.64	350.42	3.58

Curva "força x deslocamento" Pneu – 03 medições				
-	Força Média (N)	Erro Total (N)	Deslocamento (mm)	Erro Total (mm)
1	567.60	0.50	0.0	1.00
2	617.44	1.45	15.0	5.93
3	689.96	2.40	22.0	5.93
4	766.91	1.45	26.0	2.86
5	838.73	0.26	38.3	1.53

## APÊNDICE III

## CURVAS DE RIGIDEZ: MODELO EXPERIMENTAL x MODELO NUMÉRICO

<b>Curva “momento fletor x ângulo” Teste Experimental (Junta Soldada)</b>	
<b>Momento (N.mm)</b>	<b>Ângulo (rad)</b>
0.00	0.0000
280637.18	0.0089
344929.98	0.0179
379209.05	0.0268
405479.72	0.0357
426077.94	0.0446
443069.74	0.0535
456571.68	0.0624
466735.27	0.0713
474917.68	0.0802
481479.21	0.0891
486133.68	0.0979
489109.88	0.1067
490168.71	0.1156
489395.87	0.1244
486394.73	0.1331
482464.55	0.1419
475129.96	0.1506
462577.84	0.1594
456248.57	0.1680
448965.95	0.1767
438348.99	0.1853
414396.07	0.1940
323729.44	0.2025
284216.76	0.2111
258199.16	0.2196

<b>Curva “momento fletor x ângulo” Simulação 3 (selecionada)</b>		
<b>Momento (N.mm)</b>	<b>Ângulo (rad)</b>	<b>Def. Plást. (mm/mm)</b>
0.00	0.0000	-
297837.12	0.0089	0.0000
351332.80	0.0179	0.0089
380461.76	0.0268	0.0179
402050.88	0.0357	0.0268
420347.20	0.0446	0.0357
437039.68	0.0535	0.0446
452656.96	0.0624	0.0535
467434.24	0.0713	0.0624
481499.20	0.0802	0.0713
494847.36	0.0890	0.0801
507711.68	0.0979	0.0890
520219.84	0.1067	0.0978
532463.68	0.1156	0.1066
544467.84	0.1244	0.1154
556254.72	0.1331	0.1242
567772.80	0.1419	0.1330
579087.04	0.1506	0.1417
590257.92	0.1594	0.1504
601245.12	0.1680	0.1591
612057.60	0.1767	0.1678
622773.76	0.1853	0.1764
633431.68	0.1940	0.1850
644067.20	0.2025	0.1936
654637.76	0.2111	0.2022
665156.80	0.2196	0.2107

APÊNDICE IV  
CURVAS DE RIGIDEZ: MODELOS NUMÉRICOS DAS JUNTAS 1 A 5

Curva "momento x ângulo" Junta 1			Curva "momento x ângulo" Junta 2			Curva "momento x ângulo" Junta 3		
Momento (N.mm)	Ângulo (rad)	Def. Plást. (mm/mm)	Momento (N.mm)	Ângulo (rad)	Def. Plást. (mm/mm)	Momento (N.mm)	Ângulo (rad)	Def. Plást. (mm/mm)
0.00	0.0000	-	0.00	0.0000	-	0.00	0.0000	-
420003.00	0.0087	0.0000	167471.05	0.0087	0.0000	271642.65	0.0087	-
486577.65	0.0174	0.0087	290937.35	0.0174	0.0087	336824.65	0.0174	0.0000
518838.60	0.0261	0.0174	326368.85	0.0261	0.0174	368581.90	0.0261	0.0087
539869.80	0.0348	0.0261	344619.35	0.0348	0.0261	391644.00	0.0348	0.0174
556439.00	0.0435	0.0348	358090.45	0.0435	0.0348	410729.40	0.0435	0.0261
570872.65	0.0521	0.0434	369229.35	0.0521	0.0434	427507.90	0.0521	0.0347
583944.70	0.0608	0.0521	378815.75	0.0608	0.0521	442649.95	0.0608	0.0434
595957.60	0.0695	0.0608	387360.25	0.0695	0.0608	456609.80	0.0695	0.0521
607103.40	0.0781	0.0694	395382.65	0.0781	0.0694	469574.90	0.0781	0.0607
617398.20	0.0867	0.0780	402979.55	0.0867	0.0780	481677.50	0.0867	0.0693
626868.45	0.0954	0.0867	410325.75	0.0954	0.0867	493091.25	0.0954	0.0780
635531.40	0.1040	0.0953	417501.75	0.1040	0.0953	503936.90	0.1040	0.0866
643344.50	0.1126	0.1039	424543.20	0.1126	0.1039	514280.00	0.1126	0.0952
650337.65	0.1211	0.1124	431475.40	0.1211	0.1124	524202.20	0.1211	0.1038
656515.45	0.1297	0.1210	438358.15	0.1297	0.1210	533746.05	0.1297	0.1123
661899.75	0.1382	0.1295	445217.90	0.1382	0.1295	542948.35	0.1382	0.1209
666545.75	0.1468	0.1381	452060.40	0.1468	0.1381	551832.10	0.1468	0.1294
670491.40	0.1553	0.1466	458896.00	0.1553	0.1466	560424.90	0.1553	0.1379
673756.25	0.1637	0.1550	465740.80	0.1637	0.1550	568753.20	0.1637	0.1463
676379.40	0.1722	0.1635	472600.55	0.1722	0.1635	576846.90	0.1722	0.1548
678442.50	0.1806	0.1719	479481.00	0.1806	0.1719	584725.55	0.1806	0.1632
680031.80	0.1890	0.1803	486382.15	0.1890	0.1803	592409.85	0.1890	0.1716
681163.40	0.1974	0.1887	493314.35	0.1974	0.1887	599915.90	0.1974	0.1800
681895.95	0.2057	0.1970	500263.80	0.2057	0.1970	607260.95	0.2057	0.1884
682267.40	0.2141	0.2054	507233.95	0.2141	0.2054	614450.75	0.2141	0.1967



<b>Curva "momento x ângulo"</b> <b>Junta 4</b>		
<b>Momento (N.mm)</b>	<b>Ângulo (rad)</b>	<b>Def. Plást. (mm/mm)</b>
0.00	0.0000	-
425618.45	0.0087	0.0000
484852.65	0.0174	0.0087
519141.05	0.0261	0.0174
545407.05	0.0348	0.0261
567099.50	0.0435	0.0348
586046.90	0.0521	0.0434
603193.40	0.0608	0.0521
619017.40	0.0695	0.0608
633812.15	0.0781	0.0694
647737.50	0.0867	0.0780
660903.85	0.0954	0.0867
673334.20	0.1040	0.0953
685095.25	0.1126	0.1039
696257.15	0.1211	0.1124
706853.25	0.1297	0.1210
716891.60	0.1382	0.1295
726371.05	0.1468	0.1381
735323.80	0.1553	0.1466
743738.35	0.1637	0.1550
751607.80	0.1722	0.1635
758896.50	0.1806	0.1719
765624.00	0.1890	0.1803
771794.90	0.1974	0.1887
777377.00	0.2057	0.1970
782343.85	0.2141	0.2054

<b>Curva "momento x ângulo"</b> <b>Junta 5</b>		
<b>Momento (N.mm)</b>	<b>Ângulo (rad)</b>	<b>Def. Plást. (mm/mm)</b>
0.00	0.0000	-
384951.00	0.0087	0.0000
429309.95	0.0174	0.0087
457628.70	0.0261	0.0174
480187.10	0.0348	0.0261
500061.40	0.0435	0.0348
518252.10	0.0521	0.0434
535203.10	0.0608	0.0521
551127.15	0.0695	0.0608
566164.55	0.0781	0.0694
580379.70	0.0867	0.0780
593871.50	0.0954	0.0867
606671.00	0.1040	0.0953
618835.70	0.1126	0.1039
630381.70	0.1211	0.1124
641319.35	0.1297	0.1210
651693.50	0.1382	0.1295
661540.95	0.1468	0.1381
670885.85	0.1553	0.1466
679595.95	0.1637	0.1550
687733.35	0.1722	0.1635
695176.15	0.1806	0.1719
702070.40	0.1890	0.1803
708426.45	0.1974	0.1887
714286.85	0.2057	0.1970
719706.80	0.2141	0.2054