

RONALDO KLEIN SCHWEDER

**MODELAGEM DE CARROCERIA DE ÔNIBUS PELO MEF PARA
ESTUDO DE DINÂMICA VEICULAR**

Orientador:
Prof. Dr. Marcelo Augusto Leal
Alves

São Paulo
2007

RONALDO KLEIN SCHWEDER

**MODELAGEM DE CARROCERIA DE ÔNIBUS PELO MEF PARA
ESTUDO DE DINÂMICA VEICULAR**

Trabalho de formatura apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo para
obtenção do título de Graduação em Engenharia.

Orientador:
Prof. Dr. Marcelo Augusto Leal
Alves

São Paulo
2007

FICHA CALATOGRÁFICA

Schweder, Ronaldo Klein

**Modelagem de carroceria de ônibus pelo MEF para estudo de dinâmica veicular / R.K. Schweder. – São Paulo, 2007.
86 p.**

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Ônibus (Qualidade) 2.Veículos comerciais (Simulação computacional 3.Veículos de passageiros (Simulação) I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

AGRADECIMENTOS

A minha família, que eu devo tudo que tenho e sou.

Ao Professor Doutor Marcelo Augusto Leal Alves que além de excelente professor, motivou e coordenou a realização deste trabalho.

Ao grande amigo Alexandre D'Agostini Neto, grande incentivador e auxiliador nos momentos de dificuldade.

Aos amigos e companheiros de trabalho Celso da Cruz, Maurício Torrão e Daniel Pereira pela paciência e valiosa contribuição em passagens deste trabalho.

A todos que têm contribuído para minha formação humana e profissional.

RESUMO

Em projetos de veículos automotivos, prever adequadamente a durabilidade de um componente estrutural é vital para a redução de custos assim como para se estipular prazos de garantia e de manutenção. [6] Para isso, é de suma importância que se tenha um conhecimento aprofundado acerca da dinâmica do veículo e da influência da carroceria nesta.

O processo de desenvolvimento do setor de encarroçamento de ônibus no Brasil ocorreu de forma extremamente acelerada e com poucos recursos financeiros. Conseqüentemente, este fundamentou-se através de descobertas empíricas embasadas nas observações dos problemas de campo. Desencadeando assim, na falta de estudos estruturais aprofundados acerca de modos de vibrar, dinâmicas veiculares, pontos de concentração de tensões, otimizações de geometria e problemas relacionados ao super ou sub dimensionamento de carrocerias.

Assim sendo, o presente trabalho visa realizar uma análise dinâmica da carroceria através da realização de uma simulação conjunta entre a dinâmica veicular e uma análise estática pelo MEF. Sendo que esta análise deve seguir a rigor as limitações de um projeto de carroceria de ônibus impostas por normas de trânsito, manuais de encarroçamento e demandas de mercado.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Ônibus Mercedes L312 de 1956.....	11
Figura 2: Exemplo de carroceria de ônibus.....	11
Figura 3: Ônibus biarticulado em circulação na cidade de Curitiba. [13]	12
Figura 4: Metodologia para análise com MEF. [12].....	15
Figura 5: Representação de elemento de viga. [1].....	17
Figura 6: Ângulos de entrada e saída.	22
Figura 7: Fluxograma das etapas do processo de análise.	24
Figura 8: Modelo desenvolvido em CAD de carroceria de ônibus rodoviário.	26
Figura 9: Modelo desenvolvido em CAD de carroceria de ônibus urbano articulado.....	26
Figura 10: Representação de ônibus rodoviário em software CAD.	27
Figura 11: Entre-eixos ônibus em estudo.....	27
Figura 12: Determinação do Momento de Inércia em relação ao eixo y.	28
Figura 13: Determinação dos parâmetros inerciais da parte frontal do veículo.	29
Figura 14: Determinação dos parâmetros inerciais da parte traseira do veículo.	30
Figura 15: Carroceria do veículo representada em elementos finitos.	31
Figura 16: Definição da seção transversal da viga.....	32
Figura 17: Representação de modelo simplificado para análise de carroceria rígida.....	33
Figura 18: Representação do modelo simplificado da carroceria flexível.	39
Figura 19: Representação das restrições e carregamentos impostos à carroceria para determinação da rigidez torcional traseira.....	47
Figura 20: Representação das restrições e carregamentos impostos à carroceria para determinação da rigidez torcional dianteira.....	47
Figura 21: Vista isométrica da representação dos deslocamentos da estrutura com carregamento frontal.	48

Figura 22: Vista lateral da representação dos deslocamentos da estrutura com carregamento frontal.	49
Figura 23: Vista isométrica da representação dos deslocamentos da estrutura com carregamento traseiro.	50
Figura 24: Vista lateral da representação dos deslocamentos da estrutura com carregamento traseiro.	50
Figura 25: Entrada do modelo dinâmico.....	52
Figura 26: Deslocamento vertical da suspensão dianteira (z_1) no modelo com carroceria rígida.	53
Figura 27: Deslocamento vertical das duas suspensões (z_1 e z_2) no modelo com carroceria rígida.....	53
Figura 28: Deslocamento vertical da suspensão dianteira (z_1) no modelo com carroceria flexível.....	54
Figura 29: Deslocamento vertical das duas suspensões (z_1 e z_2) no modelo com carroceria flexível.	55
Figura 30: Deslocamento vertical da suspensão dianteira (z_1) nos dois casos (rígido e flexível).	55
Figura 31: Deslocamento vertical da suspensão traseira (z_2) nos dois casos (rígido e flexível).	56

SUMÁRIO

I	Considerações iniciais.....	10
I.1	<i>Introdução.....</i>	10
I.2	<i>Motivação</i>	13
I.3	<i>Método dos Elementos Finitos</i>	14
I.3.1	Histórico	14
I.3.2	Descrição do MEF.....	14
I.3.3	Limitações do Método	15
I.3.4	Elemento de viga	16
I.4	<i>Mecânica Analítica.....</i>	18
I.4.1	Coordenadas Generalizadas	18
I.4.2	Equações de Euler-Lagrange	19
I.5	<i>Processo de Encarroçamento</i>	20
I.5.1	Normas	20
I.5.1.1	Resolução CONMETRO	20
II	Fundamentação Teórica.....	24
II.1	<i>Metodologia</i>	24
II.2	<i>Características do Modelo</i>	25
II.3	<i>Modelagem em CAD</i>	27
II.3.1	Determinação do Centro de Gravidade do Veículo	27
II.3.2	Determinação dos Parâmetros Inerciais da Carroceria Flexível	28
II.4	<i>Modelagem por Elementos Finitos</i>	31
II.5	<i>Modelagem Matemática</i>	33
II.5.1	Modelo Carroceria Rígida.....	33
II.5.1.1	Energia Cinética do Corpo	34
II.5.1.2	Energia Potencial do Corpo.....	35

II.5.1.3	Função Dissipativa de Rayleigh	35
II.5.1.4	Equações Diferenciais do Modelo	35
II.5.1.5	Representação no Espaço de Estados	36
II.5.2	Modelo Carroceria Flexível.....	38
II.5.2.1	Energia Cinética do Corpo	40
II.5.2.2	Energia Potencial do Corpo.....	40
II.5.2.3	Função Dissipativa de Rayleigh	40
II.5.2.4	Equações Diferenciais do Modelo	40
II.5.2.5	Representação no Espaço de Estados	41
III	Resultados e Discussão.....	46
<i>III.1</i>	<i>Modelo de Elementos Finitos</i>	<i>46</i>
III.1.1	Rigidez Torcional da Parte Frontal	48
III.1.2	Rigidez Torcional da Parte Traseira	49
<i>III.2</i>	<i>Modelagem Dinâmica.....</i>	<i>51</i>
III.2.1	Respostas do Sistema no Caso de Carroceria Rígida	52
III.2.2	Respostas do Sistema no Caso de Carroceria Flexível	54
III.2.3	Análise dos Resultados	56
IV	Conclusão e Sugestão de Trabalhos Futuros.....	57
V	Referências Bibliográficas.....	58

I CONSIDERAÇÕES INICIAIS

I.1 Introdução

O fenômeno de evolução do capitalismo tem historicamente desencadeado no processo de formação de grandes centros urbanos, ligados principalmente ao processo de industrialização. Estes centros demandam volumosos investimentos em infra-estrutura, destacando-se a necessidade de locomoção e transporte.

As crescentes tendências mundiais de globalização tiveram o grande avanço tecnológico dos meios de transporte como um dos principais alicerces. Este avanço baseou-se, tanto no aumento das malhas de transporte, quanto no desenvolvimento de veículos.

O desenvolvimento das malhas de transporte brasileiras iniciou-se de forma maciça na década de 50, adotando-se uma solução similar à então adotada na reconstrução da Europa do pós Segunda Guerra Mundial. Infelizmente, graças à precariedade gerencial e orçamentária do país, em poucos anos tal malha viária deteriorou-se rapidamente, de modo que, não havendo investimentos significativos em manutenção, as principais rodovias apresentam hoje péssimo estado de trafegabilidade. [6]

Pudemos observar acima que, ao mesmo tempo em que houve a implantação de uma malha de transporte predominantemente rodoviária no Brasil, em detrimento de vias férreas, não houve um investimento contínuo em serviços de ampliação e manutenção. Isto levou à exigência de veículos robustos de transporte rodoviários tanto para carga quanto pessoas (Figura 1).



Figura 1: Ônibus Mercedes L312 de 1956.

A falta de investimentos brasileiros em infra-estrutura para mobilidade, vinculada à crescente demanda por sistemas de transporte urbano levaram a um intenso investimento em soluções de curto prazo, privilegiando assim sistemas de transporte que utilizam ônibus urbanos.

Este aumento crescente na demanda por ônibus desencadeou no surgimento de fábricas de carrocerias (Figura 2) brasileiras que suprissem a demanda de mercado.

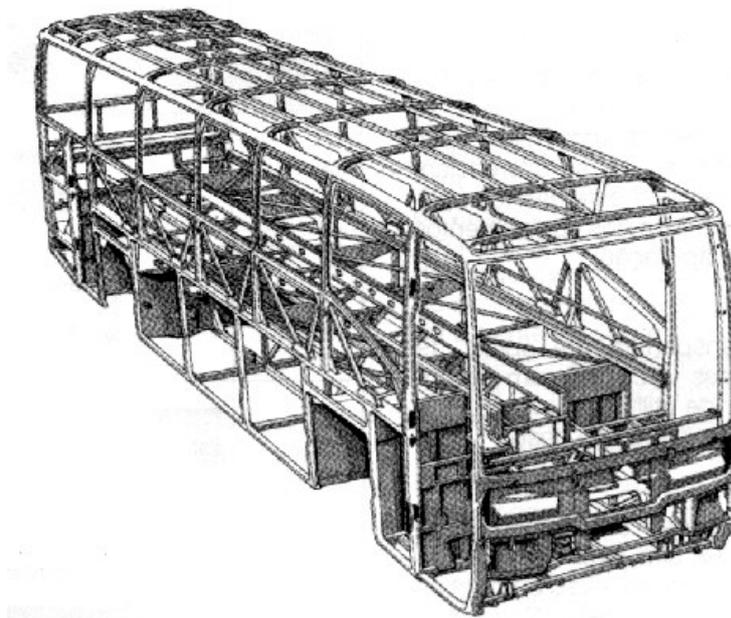


Figura 2: Exemplo de carroceria de ônibus.

O processo de desenvolvimento do setor de encarroçamento de ônibus no Brasil ocorreu de forma extremamente acelerada e com poucos recursos financeiros. Conseqüentemente, este fundamentou-se através de descobertas empíricas embasadas nas observações dos problemas de campo. Desencadeando assim, na falta de estudos estruturais aprofundados acerca de modos de vibrar, dinâmicas veiculares, pontos de concentração de tensões, otimizações de geometria e problemas relacionados ao super ou sub dimensionamento de carrocerias.

A conjuntura atual do mercado de ônibus exige que estes supram duas principais vertentes. A primeira é desenvolver produtos suficientemente robustos para aplicações de transporte rodoviário em estradas precárias, garantindo conforto e segurança aos passageiros. Já a segunda vertente tende à demanda por produtos urbanos de transporte em massa como alternativa a sistemas caros como o metrô. Um importante exemplo é o sistema implantado na cidade de Curitiba, premiado internacionalmente [14] e reconhecido por aliar baixo custo operacional a serviço de qualidade, que dentre suas principais inovações está a introdução de grandes corredores com ônibus que podem carregar até 270 passageiros (Figura 3).



Figura 3: Ônibus biarticulado em circulação na cidade de Curitiba. [13]

I.2 Motivação

Em projetos de veículos automotivos, prever adequadamente a durabilidade de um componente estrutural é vital para a redução de custos assim como para se estipular prazos de garantia e de manutenção. [6] Para isso, é de suma importância que se tenha um conhecimento aprofundado acerca da dinâmica do veículo e da influência da carroceria nesta.

A proposta principal deste trabalho é justamente desenvolver estudos mais aprofundados das propriedades estruturais de carrocerias de ônibus através de análises das solicitações dinâmicas às quais a carroceria é submetida e das tensões/deformações decorrentes.

Com isso, pretendemos extrapolar nosso estudo para o comportamento da suspensão quando submetida a um obstáculo nos casos de uma carroceria infinitamente rígida e de uma carroceria com comportamento mais próximo à realidade (flexível).

I.3 Método dos Elementos Finitos

Este trabalho será desenvolvido com embasamento no Método dos Elementos Finitos (MEF). Para isso, faremos uma breve revisão histórica do método juntamente com a apresentação das limitações e potencialidades da metodologia adotada.

I.3.1 Histórico

O termo MEF (ou FEM – *Finite Elements Method*) foi introduzido em 1960 por R. W. Clough e tem permeado em uso desde 1970. Na prática, a aplicação do MEF começou nos anos 60 nas indústrias aeronáuticas e aeroespaciais e logo foi seguida pela manufatura automotiva, baseando-se num trabalho feito pela Daimler-Chrysler AG, em Stuttgart, Alemanha. Esta usou um programa de elementos finitos próprio chamado de ESEM, bem antes do desenho assistido por computador (ou CAD – Computer Aided Design) entrar em cena no início dos anos 80. [12]

Desde então, o método tem sido utilizado em todos os campos da tecnologia, incluindo previsão do tempo, medicina e por muitos setores da produção automotiva, desde motores e componentes de chassis até cálculo de carroceria e comportamento em colisão. [12]

I.3.2 Descrição do MEF

O Método dos Elementos Finitos é um método aproximado de cálculo de sistemas contínuos de sorte que a estrutura, o componente mecânico ou, de forma geral, o corpo contínuo é subdividido em um número finito de partes (os elementos), conectadas entre si por intermédio de pontos discretos, que são chamados de nós. A montagem dos elementos, que constitui o modelo

matemático, tem o seu comportamento especificado por um número finito de parâmetros. [1]

Em particular, nos problemas de análise estrutural, os parâmetros são os deslocamentos nodais, que são as incógnitas do problema. A estratégia comumente adotada para solução de sistemas contínuos através da discretização pelo MEF geralmente segue o fluxograma indicado pela Figura 4.

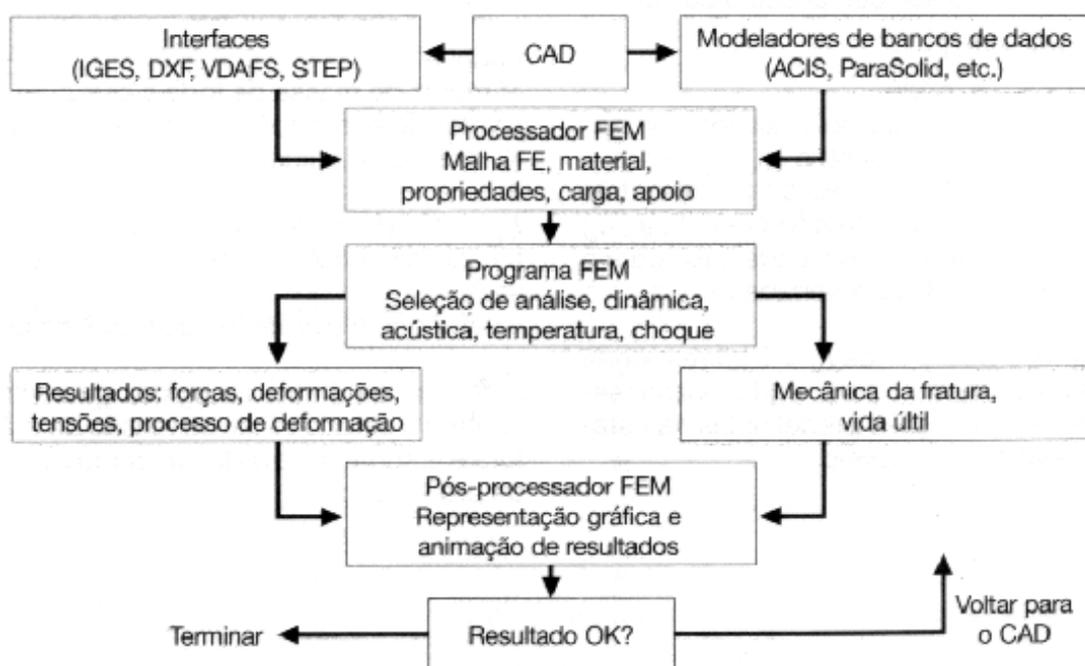


Figura 4: Metodologia para análise com MEF. [12]

I.3.3 Limitações do Método

A aplicação de métodos computacionais para solucionar problemas de engenharia deve ser acompanhada de uma profunda base conceitual para que não sejam tomados como verdadeiros resultados que não possuem nenhuma relação com a realidade. ALVES FILHO [1] evidencia esta dificuldade: “*Se o engenheiro não sabe modelar o problema sem ter o computador, ele não deve fazê-lo tendo*”.

Segundo MACNEAL, uma maneira de definir um “elemento finito” é estabelecer um conjunto de regras de formulação que estes devem satisfazer:

- Regra 1: Cada elemento finito satisfaz uma região bem definida no espaço e representa toda a física pertinente ao espaço.
- Regra 2: Dois elementos finitos interagem um com o outro somente através de valores comuns de um conjunto finito de variáveis localizadas na sua fronteira mútua.
- Regra 3: No interior dos elementos, variáveis de saída (deslocamentos, tensões e deformações) variam de acordo com funções de posição selecionadas pelo projetista. A suavidade dessas funções deve ser suficiente para assegurar a integração da energia (deformação).

I.3.4 Elemento de viga

O elemento utilizado no modelo por elementos finitos deste trabalho é o elemento de viga. Este foi escolhido por aproximar-se suficientemente da representação física necessária para obtenção das saídas do MEF. Desta forma, algumas propriedades das vigas devem ser definidas, conforme segue abaixo:

A partir da Resistência dos Materiais, sabemos que uma viga consiste de uma barra reta, de comprimento muito maior que as dimensões de sua seção transversal, e que pode transmitir, além de forças axiais, momentos fletores nos planos que contém seus dois eixos principais do plano da seção transversal da viga, forças cortantes nos mesmos planos de ação dos momentos fletores, e momentos torçores em relação ao eixo dos centros de torção da viga, como representa a figura abaixo. [1]

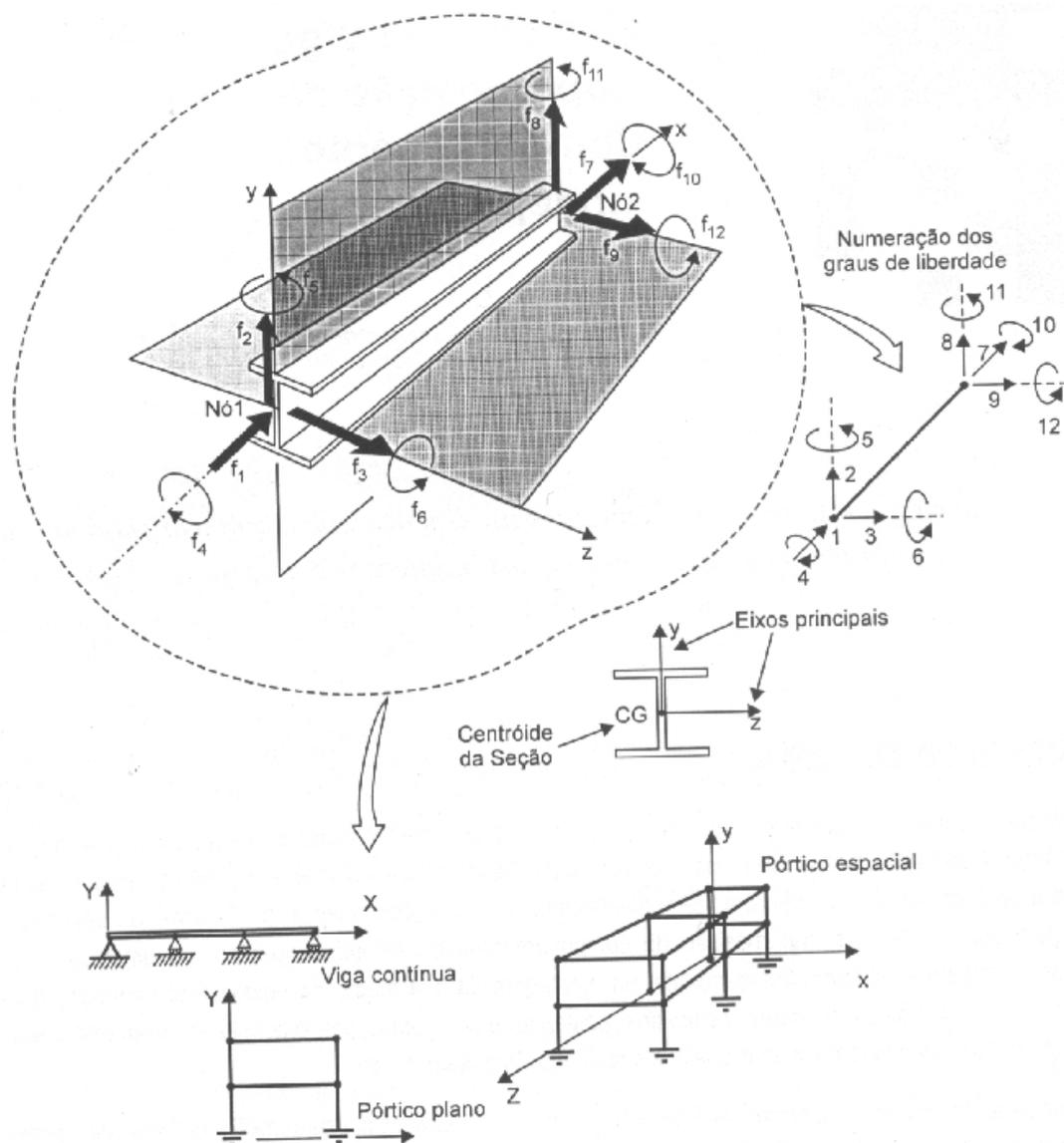


Figura 5: Representação de elemento de viga. [1]

A Lei das Seções Planas constitui a base da Teoria Elementar de Flexão de Vigas, estabelecendo que qualquer seção transversal de uma viga que é inicialmente plana, mantém-se plana após a deformação. As vigas, conectadas umas às outras em suas extremidades, compõem uma Estrutura Reticulada, como mostra a Figura 5. Nessas estruturas, ao contrário do que ocorre com uma treliça, as uniões entre os elementos não são articuladas, mas sim rígidas, dando origem nessas montagens às Vigas Contínuas, aos Pórticos Planos e aos Pórticos Espaciais, estes últimos amplamente utilizados nas Construções Metálicas, objeto de estudo deste trabalho. [1]

I.4 Mecânica Analítica

O modelamento dinâmico deste trabalho utilizará a abordagem proposta por Leibnitz e Lagrange, chamada de *Mecânica Analítica*. Esta considera o sistema como um todo, formulando o problema da mecânica a partir de duas quantidades escalares fundamentais: energia cinética e energia potencial. As restrições cinemáticas do movimento são levadas em conta, sem que seja necessário o cálculo das forças que as mantêm. A introdução de coordenadas generalizadas no lugar das coordenadas físicas torna a formulação mais versátil e padroniza a obtenção das equações do movimento [9].

I.4.1 Coordenadas Generalizadas

Coordenadas generalizadas são definidas como um conjunto de números utilizado para representar a posição de um sistema sem necessariamente ter um significado geométrico aparente.

Em muitos casos, a análise de um sistema mecânico fica bastante simplificada pela escolha adequada de um conjunto de coordenadas generalizadas independentes. Nesse caso, o número de coordenadas generalizadas é igual ao número de graus de liberdade e, portanto, não existem equações vinculares [9].

As equações de transformação de um conjunto de k coordenadas ordinárias x_i para um conjunto de n coordenadas generalizadas q_j têm a forma geral:

$$\left\{ \begin{array}{l} x_1 = f_1(q_1, q_2, \dots, q_n, t) \\ x_2 = f_2(q_1, q_2, \dots, q_n, t) \\ \dots \\ \dots \\ \dots \\ x_k = f_k(q_1, q_2, \dots, q_n, t) \end{array} \right. \quad (1)$$

I.4.2 Equações de Euler-Lagrange

A Mecânica de Lagrange, nomeada em referência ao seu conceptor, Joseph-Louis de Lagrange, é conhecida por resolver elegantemente sistemas complexos, ao contrário da Mecânica de Newton. Neste trabalho, utilizaremos a equação de Euler-Lagrange para deduzir as Equações de Movimento do sistema e posteriormente representá-las no Espaço de Estados.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} + \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_i} = Q_i \quad (2)$$

Onde:

L – Função Lagrangiana (L=T-V)

T – Energia Cinética do Corpo

V – Energia Potencial do Corpo

R – Função Dissipativa de Rayleigh

Q_i – Forças Generalizadas na direção q_i

q_i – Coordenadas Generalizadas

$$R = \sum \frac{1}{2} c \dot{q}_i^2 \quad (3)$$

I.5 Processo de Encarroçamento

O processo de fabricação de carrocerias para ônibus é caracterizado pela predominância de sistemas artesanais e pela alta participação decisória do operador de fábrica no produto final. Isso se deve à exigência de mercado pela alta variabilidade de produtos, vinculada à necessidade de flexibilidade das carrocerias para viabilizar a fabricação de produtos adaptáveis aos inúmeros chassis disponíveis no mercado.

O mercado de ônibus oferece veículos específicos para praticamente todas as aplicações, resultando em vários tipos diferentes de carrocerias, que se diferenciam através das dimensões externas (comprimento, largura e altura) e dos equipamentos periféricos para cada aplicação.

I.5.1 Normas

As carrocerias de ônibus devem seguir normas específicas para ônibus além de normas de trânsito e procedimentos exigidos pelos fabricantes de chassis.

Neste tópico foi feito um levantamento das principais restrições a serem seguidas pelos encarroçadores, de forma a termos um conhecimento das limitações no que diz respeito à variabilidade de produtos.

I.5.1.1 Resolução CONMETRO

O Conselho Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial (CONMETRO), através da Resolução nº 1 de 26 de janeiro de 1993 estabeleceu requisitos com o intuito de orientar a fabricação nacional de carrocerias de ônibus urbanos e garantir condições mínimas de segurança e conforto dos passageiros, tripulantes e terceiros, racionalizando a produção destes veículos e, conseqüentemente, reduzindo os custos industriais.

Do mesmo modo que os encarroçadores devem segui-la, este trabalho tomará suas determinações como referência quando do estudo de carrocerias urbanas. Desta forma, seguem abaixo os tópicos de maior destaque:

- Os ônibus urbanos são classificados em dois tipos:

Tipo I: Pelas suas características construtivas, é mais adequado para operar nas regiões periféricas ou como alimentador e/ou distribuidor do sistema de transporte;

Tipo II: Um veículo que, pelas suas características construtivas, é próprio para operar em vias, corredores ou áreas exclusivas;

- Para efeito de cálculo de passageiros em pé, deve ser tomado o valor de no máximo cinco passageiros (peso médio de 640N) por metro quadrado, desconsiderando:
 - a) área dos degraus;
 - b) área da catraca;
 - c) área de influência do posto do motorista;
 - d) área ocupada pelos pés dos passageiros sentados;
- É permitida uma tolerância nas dimensões em relação ao solo na ordem de 10% para ônibus Tipo I, de 5% para ônibus Tipo II e de 1º nos ângulos de entrada e saída.
- Normas e documentos complementares:
 - a) Norma Brasileira NBR 6070 – Pesos de Veículos Rodoviários Automotores, seus Rebocados e Combinados – Terminologia.
 - b) Norma Brasileira NBR 9491 – Vidros de Segurança para Veículos Rodoviários – Especificação.
 - c) Regulamento do Código Nacional de Trânsito.
 - d) Leis, Resoluções e Regulamentos Técnicos de órgãos federais pertinentes.
- O comprimento máximo, medido entre as faces externas dos pára-choques dianteiro e traseiro dos ônibus urbanos pode ser de até 13,20 m.
- A largura total máxima, incluindo-se os pára-choques e excluindo-se os espelhos retrovisores externos, partes retráteis e luzes de sinalização deve ser 2,60 m.

- A altura total máxima que pode ser atingida pela carroçaria em sua parte mais alta, medida entre o nível do solo e a geratriz superior do ponto externo mais elevado do teto do veículo deve ser de 3,50 m.
- A altura interna mínima, medida entre a face interior do teto e o assoalho no centro do corredor deve ser de 2,00 m.
- A altura máxima do piso, medida nas regiões das portas a partir do nível do solo, deve ser:
 - a) 1,05 m para ônibus Tipo I.
 - b) 0,92 m para ônibus Tipo II.
- A inclinação do piso deve ser, no máximo, de 5%.
- O balanço traseiro do ônibus deve atender aos limites estabelecidos no Regulamento do Código Nacional de Trânsito.
- O ângulo mínimo de entrada e saída (Figura 6), estando o veículo em ordem de marcha (EOM), conforme definido pela NBR 6070, deve ser de 8°.

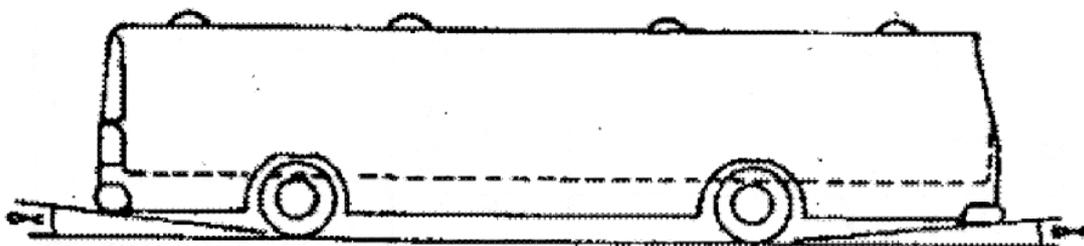


Figura 6: Ângulos de entrada e saída.

- A altura máxima para o patamar do primeiro degrau da escada, medida perpendicularmente ao plano de rolamento do veículo a partir do nível do solo, deve ser de:
 - a) 0,45 m para ônibus Tipo I;
 - b) 0,37 m para ônibus Tipo II;
- A altura máxima para os patamares dos demais degraus deve ser de:
 - a) 0,300 m para ônibus Tipo I, admitindo-se uma tolerância de 10%;
 - b) 0,275 m para ônibus Tipo II, admitindo-se uma tolerância de 5%;
- Todo ônibus urbano deve ter pelo menos duas portas de serviço localizadas nos respectivos balanços, sendo a porta traseira posicionada o mais próximo possível do eixo traseiro.

- As portas de serviço do veículo devem ser duplas e de dimensões tais que, quando abertas, proporcionem um vão livre de pelo menos 1,90 m, referente à altura, e 1,10 m referente à largura.
- Nos ônibus Tipo I, permite-se o uso de porta simples, cujo vão livre mínimo, referente à largura, deve ser de 0,70 m.
- O corredor de circulação deve ter no mínimo 0,65 m de largura, medido a 0,30 m acima do assento do banco passageiro.
- As janelas laterais podem ser construídas, tendo uma vidraça fixa inferior (bandeira) e outra móvel superior, capaz de deslizar em caixilho próprio, e/ou possuir os quatro vidros móveis.
- As janelas devem ter suas larguras compreendidas entre 1,20 m e 1,60 m com altura mínima de 0,80 m exceto para janelas de acabamento e/ou complementação e/ou necessidades estruturais.
- O peitoril da janela, considerando como tal a linha acima da qual se desenvolve a parte de vidro da mesma, deve estar a uma altura de no mínimo 0,70 m, e, no máximo, 0,95 m acima do assoalho.

II FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

II.1 Metodologia

O intuito deste trabalho é avaliar a influência do modelamento da flexibilidade de uma carroceria de ônibus no estudo do comportamento da suspensão em contraposição à hipótese de uma carroceria infinitamente rígida.

Para isso, uma análise por elementos finitos precede o estudo dinâmico do veículo. Nesta análise, uma carroceria é modelada por elementos de viga, onde são aplicados carregamentos de forma a obter como saída os deslocamentos desta carroceria.

Finalmente uma vez determinados os deslocamentos da carroceria e conhecendo o carregamento imposto, uma rigidez torcional equivalente é determinada. Esta rigidez torcional equivalente, por sua vez, é utilizada no modelamento dinâmico para confrontar as saídas entre o modelo infinitamente rígido e o modelo sujeito a flexão.



Figura 7: Fluxograma das etapas do processo de análise.

II.2 Características do Modelo

A definição do chassis como uma estrutura flexível na análise dinâmica é de suma importância no caso de ônibus, uma vez que a deformação dessas estruturas pode ser ordens de grandeza superior quando comparadas a menores veículos rodoviários. [2]

Como etapa inicial, o modelo geométrico do ônibus é construído de forma a obter as informações necessárias de massa e inércia para o modelo dinâmico. O modelo geométrico (Figura 8 e Figura 9) é obtido com sistemas CAD, que são amplamente utilizados no campo de desenvolvimento do produto.

A etapa seguinte ao modelamento em CAD é a representação desta carroceria num software de elementos finitos, cujas entradas são os nós, os elementos de viga, as respectivas seções transversais dos elementos, os carregamentos impostos e, finalmente, as restrições impostas ao modelo.

Uma vez encerrado o modelamento do veículo em elementos finitos e obtidas as saídas necessárias, a etapa seguinte é o levantamento do centro de gravidade do veículo (CG), de seus eixos principais de rotação e finalmente, as inércias rotacionais do mesmo (ainda em software CAD).

Finalmente, de posse de todas as informações necessárias, estas são compiladas e inseridas nas equações do modelamento dinâmico para obtenção das respostas da suspensão do veículo quando imposta a espectros de pista conhecidos.

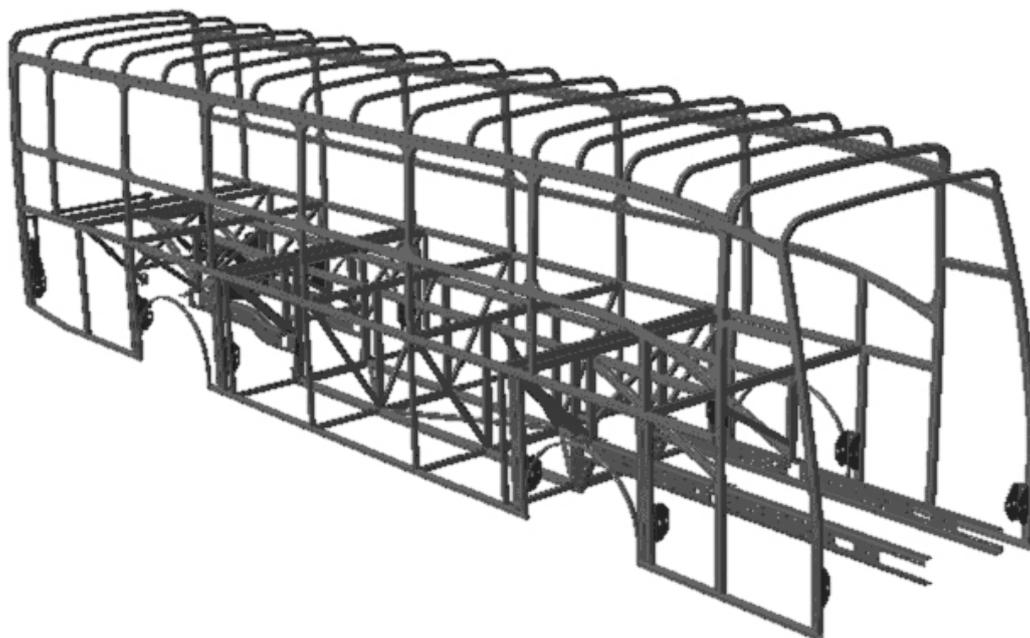


Figura 8: Modelo desenvolvido em CAD de carroceria de ônibus rodoviário.

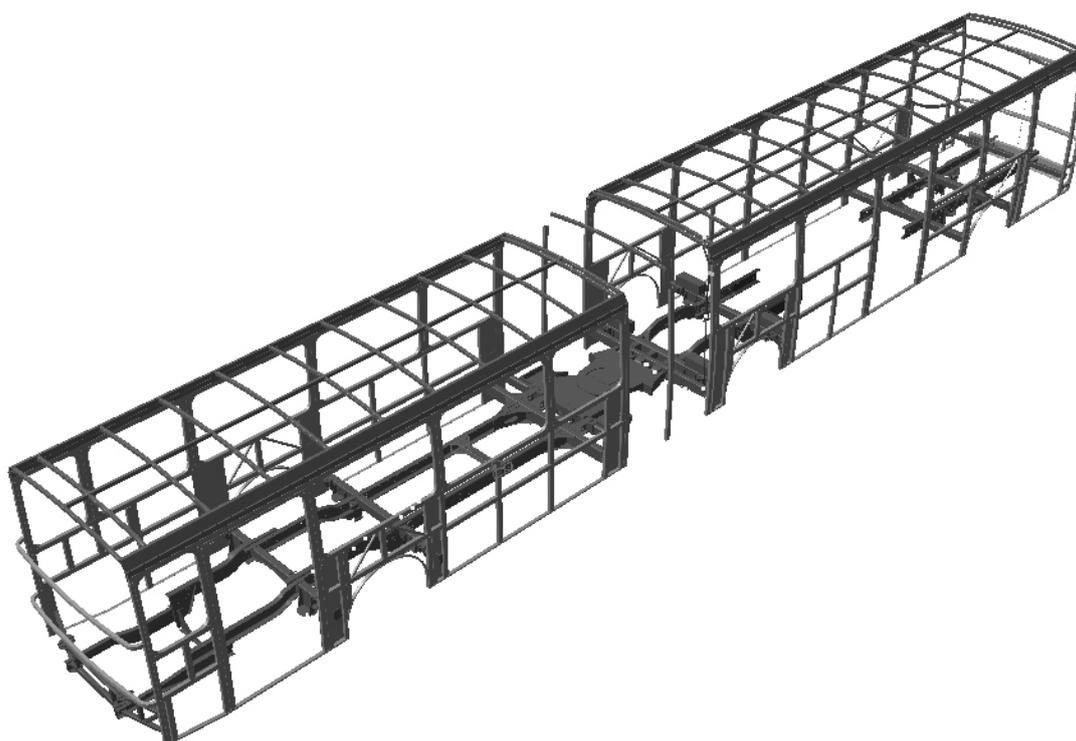


Figura 9: Modelo desenvolvido em CAD de carroceria de ônibus urbano articulado.

II.3 Modelagem em CAD

A modelagem em software CAD foi realizada através do CATIA v4, utilizando como referência desenhos em planta de uma carroceria de um ônibus rodoviário 4x2 (Figura 10) com entre-eixos de 5950 mm (Figura 11).



Figura 10: Representação de ônibus rodoviário em software CAD.

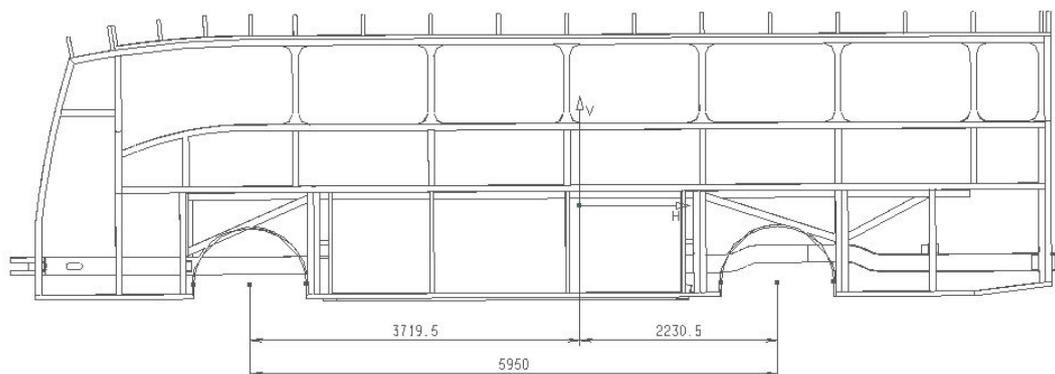


Figura 11: Entre-eixos ônibus em estudo.

II.3.1 Determinação do Centro de Gravidade do Veículo

A determinação do centro de gravidade do veículo encarroçado foi obtida a partir de dados experimentais. Um veículo descarregado foi colocado em uma balança, nesta foi medido o peso total do veículo e o peso por eixos. A partir destas medidas, pôde-se determinar a posição do centro de gravidade na longitudinal: $a = 3719,5mm$ e $b = 2230,5mm$.

No caso do momento de inércia em relação ao eixo y, este foi obtido a partir do modelo em CAD (veja Figura 12).

```

***** ANALYSIS *****
VOLUME : *SOL1872
-----
VOLUME      = .24677E+09
MASS        = 1937.17255
WETTED AREA = .15694E+09
-----
CENTER OF GRAVITY : X = .000000 Y = .000000 Z = .000000
1ST AXIS         : X = 1.000000 Y = .000000 Z = .000000
2ND AXIS         : X = .000000 Y = .000000 Z = -1.000000
3RD AXIS         : X = .000000 Y = 1.000000 Z = .000000
-----
MAIN INERTIA I1  = 3.03494E+09
MAIN INERTIA I2  = 26.03276E+09
MAIN INERTIA I3  = 26.54675E+09
-----

```

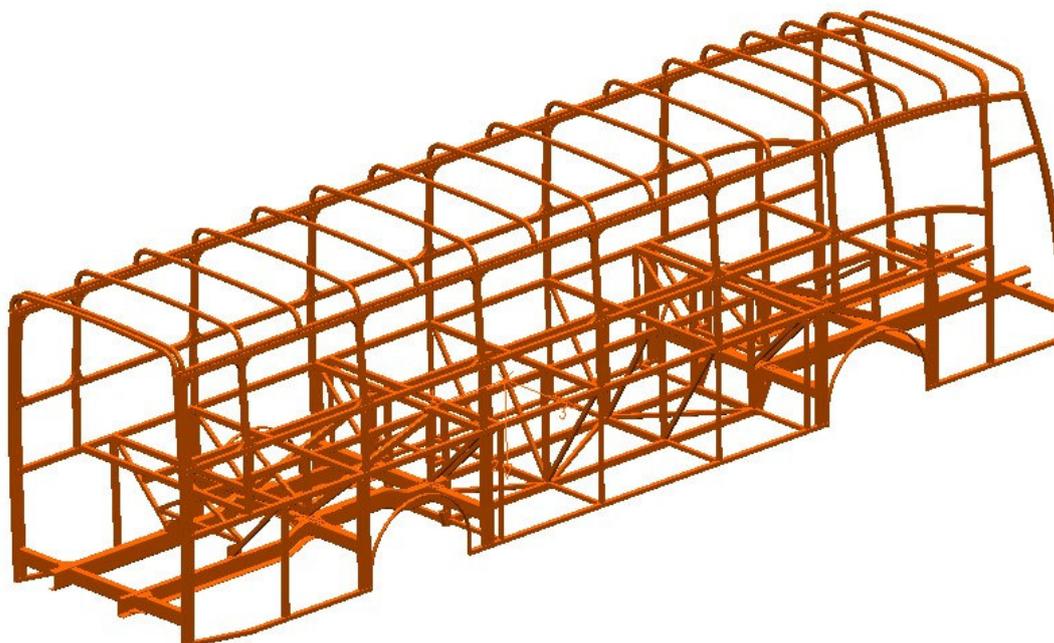


Figura 12: Determinação do Momento de Inércia em relação ao eixo y.

II.3.2 Determinação dos Parâmetros Inerciais da Carroceria Flexível

A determinação dos parâmetros inerciais da carroceria flexível foi feita a partir da divisão do modelo do veículo completo no plano transversal passando pelo CG (veja Figura 13 e Figura 14).

```

OFF PRINT RESET TOP BOTT ALPHANUMERIC WINDOW
***** ANALYSIS *****
VOLUME : *SOL1872
-----
VOLUME          = .12056E+09
MASS             = 946.40336
WETTED AREA     = .08436E+09
-----
CENTER OF GRAVITY : X = -3249.10649 Y = .35044 Z = 16.23803
1ST AXIS         : X = .996109 Y = .000618 Z = .088129
2ND AXIS         : X = .088129 Y = -.000156 Z = -.996109
3RD AXIS         : X = -.000602 Y = 1.000000 Z = -.000210
-----
MAIN INERTIA I1  = 1.56123E+09
MAIN INERTIA I2  = 3.47350E+09
MAIN INERTIA I3  = 3.75543E+09

```

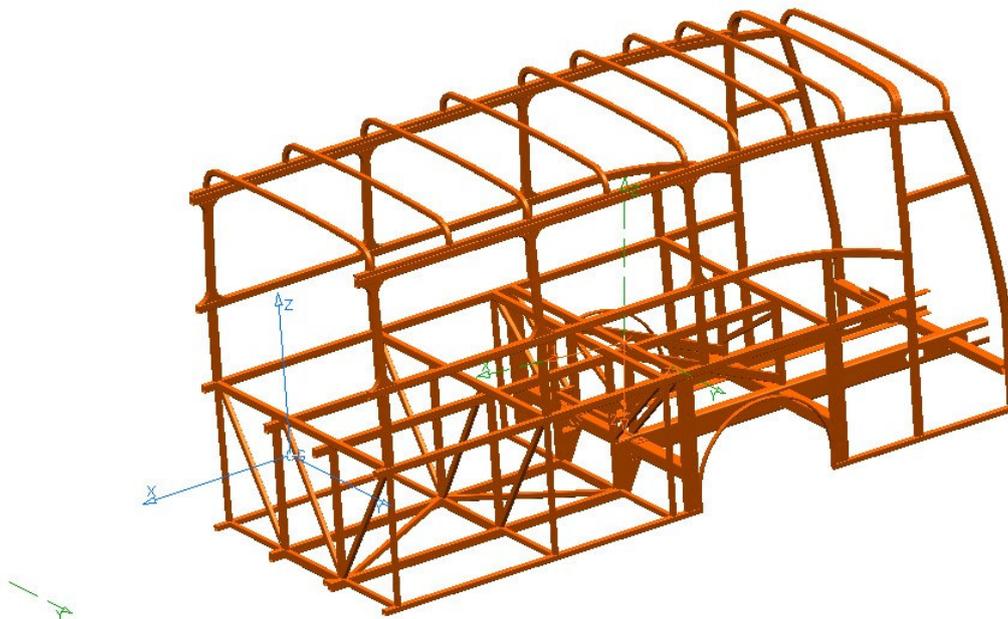


Figura 13: Determinação dos parâmetros inerciais da parte frontal do veículo.

		OFF	PRINT	RESET		TOP	BOTT	ALPHANUMERIC WINDOW
--	--	-----	-------	-------	--	-----	------	---------------------

```

***** ANALYSIS *****
VOLUME : *SOL1872
-----
VOLUME = .12616E+09
MASS = 990.33867
WETTED AREA = .07260E+09
-----
CENTER OF GRAVITY : X = 3104.82756 Y = -.11981 Z = -15.08531
1ST AXIS : X = .998982 Y = .000091 Z = -.045110
2ND AXIS : X = -.045110 Y = .001759 Z = -.998980
3RD AXIS : X = -.000012 Y = .999998 Z = .001761
-----
MAIN INERTIA I1 1.45453E+09
MAIN INERTIA I2 3.03939E+09
MAIN INERTIA I3 3.25260E+09
-----

```

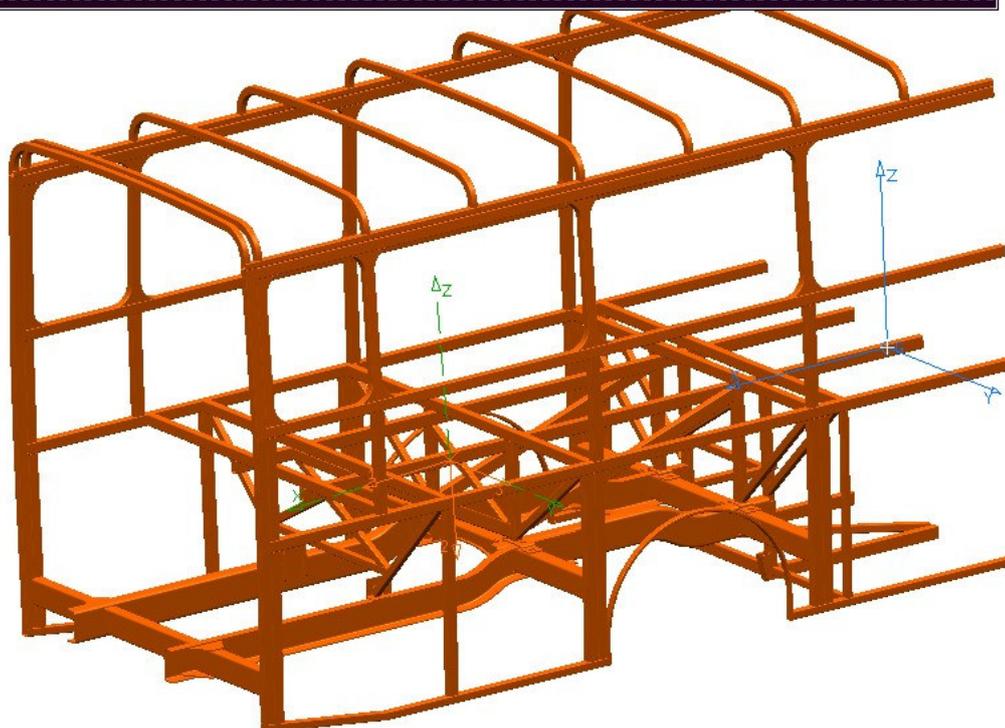


Figura 14: Determinação dos parâmetros inerciais da parte traseira do veículo.

II.4 Modelagem por Elementos Finitos

Conforme descrito acima, a modelagem por elementos finitos utilizou elementos de viga para representar os tubos da carroceria (Figura 15). De forma a facilitar a modelagem e eventuais ajustes no modelo, um arquivo de entrada foi gerado com as cotas dos nós e as representações das vigas (veja Anexo A).

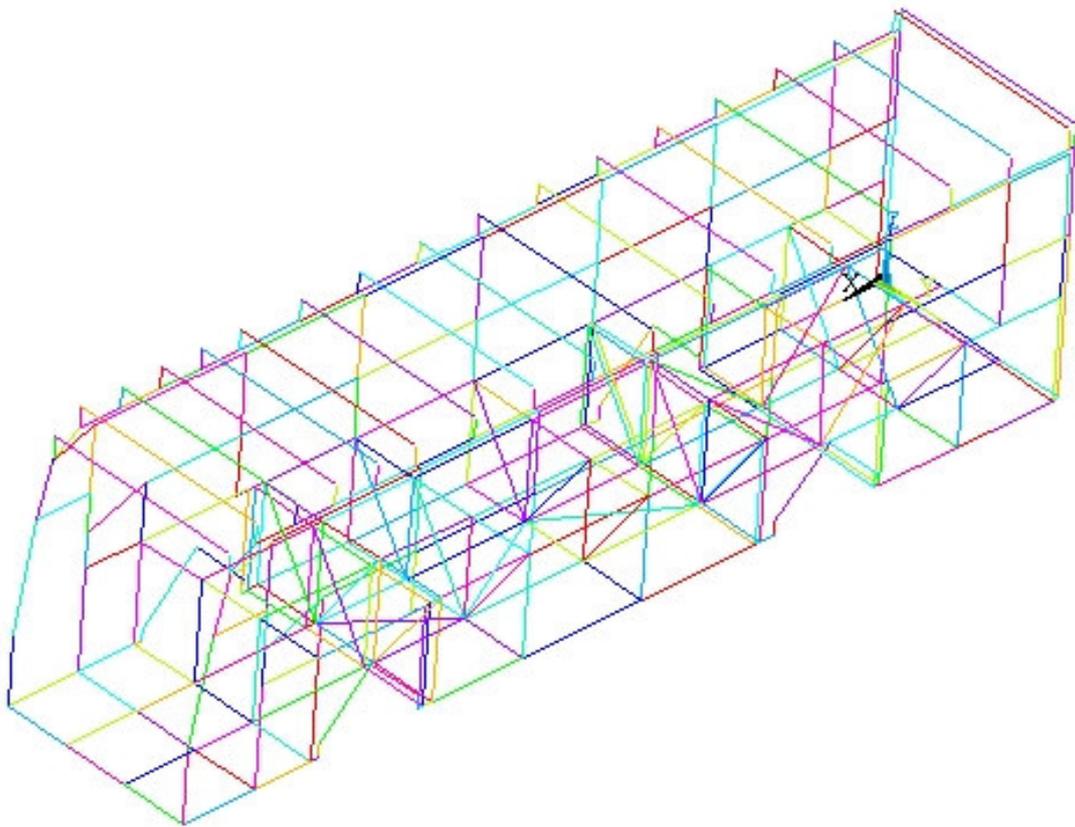


Figura 15: Carroceria do veículo representada em elementos finitos.

Após a leitura do arquivo de entrada, os próximos passos foram a definição da seção transversal dos tubos que constituem a estrutura (Figura 16) e também das longarinas e travessas montadas no chassi do veículo.

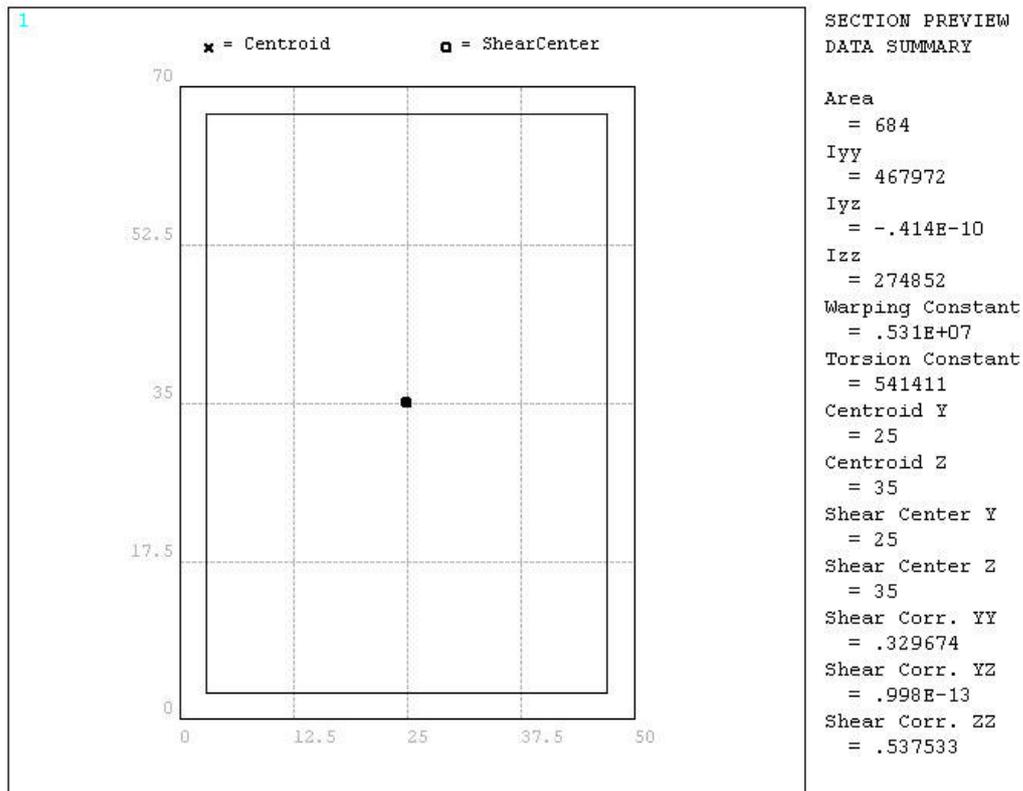


Figura 16: Definição da seção transversal da viga.

Finalmente, informações referentes às propriedades dos materiais são especificadas. Neste caso, os tubos da carroceria são feitos com aço ZAR 230, cujo Módulo de Young e Coeficiente de Poisson são respectivamente 270 MPa e 0,31%. O refinamento da malha foi variado até que obteve-se uma variação máxima de 5% na saída.

II.5 Modelagem Matemática

A modelagem matemática do ônibus para comparação do comportamento dinâmico considerando-se a carroceria infinitamente rígida em contraposição com uma carroceria mais próxima da realidade (flexível) adotou dois modelos distintos: O primeiro modelo considera a carroceria como um único corpo rígido, já o segundo modelo introduz uma rigidez torcional no centro de gravidade (CG) do veículo, de forma a representar esta flexão da carroceria.

A obtenção desta rigidez torcional realizou-se através do modelo por elementos finitos.

II.5.1 Modelo Carroceria Rígida

O equacionamento do modelo considerando a carroceria infinitamente rígida utilizou a abordagem no Espaço de Estados, sendo que a obtenção das Equações do Movimento foi realizada através da aplicação da Equação de Euler-Lagrange. Na figura abaixo segue um desenho esquemático do modelo dinâmico considerado para obtenção das equações da carroceria rígida.

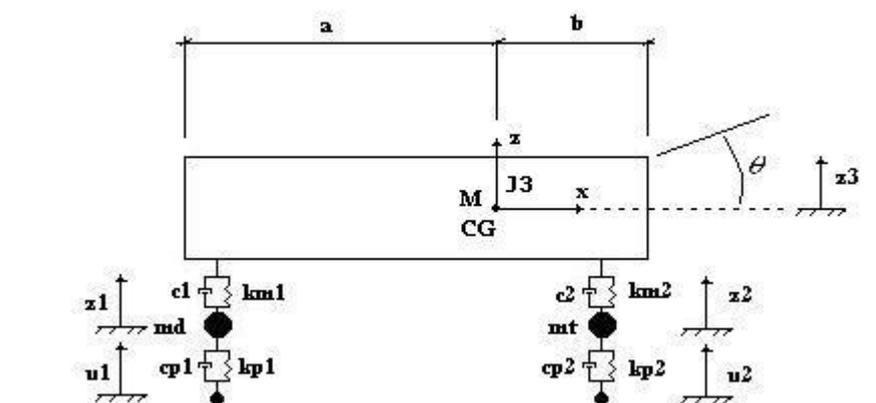


Figura 17: Representação de modelo simplificado para análise de carroceria rígida.

Onde:

- u_1 – entrada de pista no pneu dianteiro;
 u_2 – entrada de pista no pneu traseiro;
 z_1 – Coordenada generalizada do deslocamento vertical da massa não suspensa dianteira (m_d);
 z_2 – Coordenada generalizada do deslocamento vertical da massa não suspensa traseira (m_t);
 z_3 – Coordenada generalizada do deslocamento vertical da massa suspensa (M);
 θ – Coordenada generalizada da rotação da carroceria no eixo y ;
 J_3 – Momento de Inércia da carroceria em relação ao eixo y ;
 a – Distância do eixo dianteiro ao CG do veículo;
 b – Distância do eixo traseiro ao CG do veículo;
 k_{p1} – Rigidez equivalente do pneu dianteiro;
 k_{p2} – Rigidez equivalente do pneu traseiro;
 c_{p1} – Coeficiente de amortecimento do pneu dianteiro;
 c_{p2} – Coeficiente de amortecimento do pneu traseiro;
 k_{m1} – Rigidez da mola da suspensão dianteira;
 k_{m2} – Rigidez da mola da suspensão traseira;
 c_1 – Coeficiente de amortecimento do amortecedor dianteiro;
 c_2 – Coeficiente de amortecimento do amortecedor traseiro;

II.5.1.1 Energia Cinética do Corpo

Pelo Teorema da Energia Cinética (TEC), temos:

$$T = \frac{1}{2} M \vec{v}_o \cdot \vec{v}_o + M \vec{v}_o \cdot (\vec{\omega} \wedge (G - O)) + \frac{1}{2} [\omega]^T [J_o] [\omega] \quad (4)$$

Aplicando o TEC, temos:

$$T = \frac{1}{2} m_d \dot{z}_1^2 + \frac{1}{2} m_t \dot{z}_2^2 + \frac{1}{2} M \dot{z}_3^2 + \frac{1}{2} J_y^2 \dot{\theta}^2 \quad (5)$$

II.5.1.2 Energia Potencial do Corpo

$$V = \frac{1}{2}k_{p_1}(z_1 - u_1)^2 + \frac{1}{2}k_{p_2}(z_2 - u_2)^2 + \frac{1}{2}k_{m_1}(z_3 - a\theta - z_1)^2 + \frac{1}{2}k_{m_2}(z_3 + b\theta - z_2)^2 \quad (6)$$

II.5.1.3 Função Dissipativa de Rayleigh

Conforme visto anteriormente, utilizaremos a Função Dissipativa de Rayleigh para aproximar o amortecimento:

$$R = \frac{1}{2}c_{p_1}\dot{z}_1^2 + \frac{1}{2}c_{p_2}\dot{z}_2^2 + \frac{1}{2}c_1(\dot{z}_3 - a\dot{\theta} - \dot{z}_1)^2 + \frac{1}{2}c_2(\dot{z}_3 + b\dot{\theta} - \dot{z}_2)^2 \quad (7)$$

II.5.1.4 Equações Diferenciais do Modelo

a) Coordenada z_1

$$m_d\ddot{z}_1 + (c_1 + c_{p_1})\dot{z}_1 - c_1\dot{z}_3 + c_1a\dot{\theta} + (k_{p_1} + k_{m_1})z_1 - k_{m_1}z_3 + k_{m_1}a\theta = k_{p_1}u_1 \quad (8)$$

b) Coordenada z_2

$$m_t\ddot{z}_2 + (c_2 + c_{p_2})\dot{z}_2 - c_2\dot{z}_3 - c_2b\dot{\theta} + (k_{p_2} + k_{m_2})z_2 - k_{m_2}z_3 - k_{m_2}b\theta = k_{p_2}u_2 \quad (9)$$

c) Coordenada z_3

$$M\ddot{z}_3 - c_1\dot{z}_1 - c_2\dot{z}_2 + (c_1 + c_2)\dot{z}_3 + (c_2b - c_1a)\dot{\theta} - k_{m_1}z_1 - k_{m_2}z_2 + (k_{m_1} + k_{m_2})z_3 + (k_{m_2}b - k_{m_1}a)\theta = 0 \quad (10)$$

d) Coordenada θ

$$J_y\ddot{\theta} + c_1a\dot{z}_1 - c_2b\dot{z}_2 + (c_2b - c_1a)\dot{z}_3 + (c_1a^2 + c_2b^2)\dot{\theta} + k_{m_1}az_1 - k_{m_2}bz_2 + (k_{m_2}b - k_{m_1}a)z_3 + (k_{m_1}a^2 + k_{m_2}b^2)\theta = 0 \quad (11)$$

II.5.1.5 Representação no Espaço de Estados

Na representação no Espaço de Estados, utilizou-se a seguinte notação:

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + Bu \\ y = Cx + Du \end{cases} \quad (12)$$

Onde:

- x – Vetor de Estados
- u – Vetor de Entradas
- y – Vetor de Saídas
- A – Matriz Planta do Sistema
- B – Matriz de Entradas
- C – Matriz de Saídas
- D – Matriz de Alimentação Direta

a) Vetor de Estados

$$x = \begin{bmatrix} \ddot{z}_1 \\ \ddot{z}_2 \\ \ddot{z}_3 \\ \ddot{\theta} \\ \dot{z}_1 \\ \dot{z}_2 \\ \dot{z}_3 \\ \dot{\theta} \end{bmatrix} \quad (13)$$

b) Vetor de Saídas

$$y = \begin{bmatrix} \dot{z}_1 \\ \dot{z}_2 \\ \dot{z}_3 \\ \dot{\theta} \\ z_1 \\ z_2 \\ z_3 \\ \theta \end{bmatrix} \quad (14)$$

c) Matriz Planta do Sistema

$$A = \begin{bmatrix} -\frac{(c_1 + c_{p_1})}{m_d} & 0 & \frac{c_1}{m_d} & -\frac{c_1 a}{m_d} & -\frac{(k_{p_1} + k_{m_1})}{m_d} & 0 & \frac{k_{m_1}}{m_d} & -\frac{k_{m_1} a}{m_d} \\ 0 & -\frac{(c_2 + c_{p_2})}{m_t} & \frac{c_2}{m_t} & \frac{c_2 b}{m_t} & 0 & -\frac{(k_{p_2} + k_{m_2})}{m_t} & \frac{k_{m_2}}{m_t} & -\frac{k_{m_2} b}{m_t} \\ \frac{c_1}{M} & \frac{c_2}{M} & -\frac{(c_1 + c_2)}{M} & \frac{(c_1 a - c_2 b)}{M} & \frac{k_{m_1}}{M} & \frac{k_{m_2}}{M} & -\frac{(k_{m_1} + k_{m_2})}{M} & \frac{(k_{m_1} a - k_{m_2} b)}{M} \\ -\frac{c_1 a}{J_3} & -\frac{c_2 b}{J_3} & \frac{(c_1 a - c_2 b)}{J_3} & -\frac{(c_1 a^2 + c_2 b^2)}{J_3} & -\frac{k_{m_1} a}{J_3} & \frac{k_{m_2} b}{J_3} & \frac{(k_{m_1} a - k_{m_2} b)}{J_3} & -\frac{(k_{m_1} a^2 + k_{m_2} b^2)}{J_3} \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (15)$$

d) Matriz de Entradas

$$B = \begin{bmatrix} \frac{k_{p_1}}{m_d} & 0 \\ 0 & \frac{k_{p_2}}{m_t} \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (16)$$

e) Matriz de Saídas

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (17)$$

f) Matriz de Alimentação Direta

$$D = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (18)$$

II.5.2 Modelo Carroceria Flexível

O equacionamento do modelo considerando a flexibilidade da carroceria utilizou a abordagem no Espaço de Estados, sendo que a obtenção das Equações do Movimento foi realizada através da aplicação Equação de Euler-Lagrange. Na figura abaixo segue um desenho esquemático do modelo dinâmico considerado para obtenção das equações da carroceria flexível.

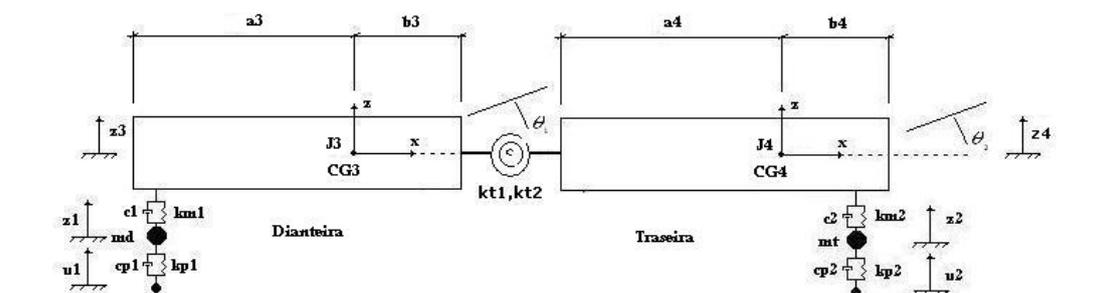


Figura 18: Representação do modelo simplificado da carroceria flexível.

Onde:

u_1 – entrada de pista no pneu dianteiro;

u_2 – entrada de pista no pneu traseiro;

z_1 – Coordenada generalizada do deslocamento vertical da massa não suspensa dianteira (m_d);

z_2 – Coordenada generalizada do deslocamento vertical da massa não suspensa traseira (m_t);

z_3 – Coordenada generalizada do deslocamento vertical do CG da parte dianteira da carroceria (m_3);

z_4 – Coordenada generalizada do deslocamento vertical do CG da parte traseira da carroceria (m_4);

θ_1 – Coordenada generalizada da rotação da parte dianteira da carroceria no eixo y;

θ_2 – Coordenada generalizada da rotação da parte traseira da carroceria no eixo y;

J_3 – Momento de Inércia da parte dianteira da carroceria em relação ao eixo y;

J_4 – Momento de Inércia da parte traseira da carroceria em relação ao eixo y;

a_3 – Distância do eixo dianteiro ao CG da parte dianteira do veículo;

b_3 – Distância do CG do veículo ao CG da parte dianteira do veículo;

a_4 – Distância do CG do veículo ao CG da parte traseira do veículo;

b_4 – Distância do eixo traseiro ao CG da parte traseira do veículo;

k_{p1} – Rigidez equivalente do pneu dianteiro;

k_{p2} – Rigidez equivalente do pneu traseiro;

c_{p1} – Coeficiente de amortecimento do pneu dianteiro;

- c_{p2} – Coeficiente de amortecimento do pneu traseiro;
 k_{m1} – Rigidez da mola da suspensão dianteira;
 k_{m2} – Rigidez da mola da suspensão traseira;
 c_1 – Coeficiente de amortecimento do amortecedor dianteiro;
 c_2 – Coeficiente de amortecimento do amortecedor traseiro;
 k_{T1} – Rigidez torcional da parte dianteira do veículo;
 k_{T2} – Rigidez torcional da parte traseira do veículo;

II.5.2.1 Energia Cinética do Corpo

Aplicando o TEC, temos:

$$T = \frac{1}{2} m_d \dot{z}_1^2 + \frac{1}{2} m_i \dot{z}_2^2 + \frac{1}{2} m_3 \dot{z}_3^2 + \frac{1}{2} m_4 \dot{z}_4^2 + \frac{1}{2} J_3 \dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2} J_4 \dot{\theta}_2^2 \quad (19)$$

II.5.2.2 Energia Potencial do Corpo

$$V = \frac{1}{2} k_{p1} (z_1 - u_1)^2 + \frac{1}{2} k_{p2} (z_2 - u_2)^2 + \frac{1}{2} k_{m1} (z_3 - a_3 \theta_1 - z_1)^2 + \frac{1}{2} k_{m2} (z_4 + b_4 \theta_2 - z_2)^2 + \frac{1}{2} k_{T1} \left(\frac{z_3}{b_3} + \theta_1 \right)^2 + \frac{1}{2} k_{T2} \left(\frac{z_4}{a_4} + \theta_2 \right)^2 \quad (20)$$

II.5.2.3 Função Dissipativa de Rayleigh

$$R = \frac{1}{2} c_{p1} \dot{z}_1^2 + \frac{1}{2} c_{p2} \dot{z}_2^2 + \frac{1}{2} c_1 (\dot{z}_3 - a_3 \dot{\theta}_1 - \dot{z}_1)^2 + \frac{1}{2} c_2 (\dot{z}_4 + b_4 \dot{\theta}_2 - \dot{z}_2)^2 \quad (21)$$

II.5.2.4 Equações Diferenciais do Modelo

- a) Coordenada z_1

$$m_d \ddot{z}_1^2 + (c_{p_1} + c_1) \dot{z}_1 - c_1 \dot{z}_3 + c_1 a_3 \dot{\theta}_1 + (k_{p_1} + k_{m_1}) z_1 - k_{m_1} z_3 + k_{m_1} a_3 \theta_1 = k_{p_1} u_1 \quad (22)$$

b) Coordenada z_2

$$m_t \ddot{z}_2^2 + (c_{p_2} + c_2) \dot{z}_2 - c_2 \dot{z}_4 - c_2 b_4 \dot{\theta}_2 + (k_{p_2} + k_{m_2}) z_2 - k_{m_2} z_4 - k_{m_2} b_4 \theta_2 = k_{p_2} u_2 \quad (23)$$

c) Coordenada z_3

$$m_3 \ddot{z}_3^2 - c_1 \dot{z}_1 + c_1 \dot{z}_3 - c_1 a_3 \dot{\theta}_1 - k_{m_1} z_1 + \left(k_{m_1} + \frac{k_{T_1}}{b_3^2} \right) z_3 + \left(\frac{k_{T_1}}{b_3} - k_{m_1} a_3 \right) \theta_1 = 0 \quad (24)$$

d) Coordenada z_4

$$m_4 \ddot{z}_4^2 - c_2 \dot{z}_2 + c_2 \dot{z}_4 + c_2 b_4 \dot{\theta}_2 - k_{m_2} z_2 + \left(k_{m_2} + \frac{k_{T_2}}{a_4^2} \right) z_4 + \left(k_{m_2} b_4 + \frac{k_{T_2}}{a_4} \right) \theta_2 = 0 \quad (25)$$

e) Coordenada θ_1

$$J_3 \ddot{\theta}_1 + c_1 a_3 \dot{z}_1 - c_1 a_3 \dot{z}_3 + c_1 a_3^2 \dot{\theta}_1 + k_{m_1} a_3 z_1 + \left(\frac{k_{T_1}}{b_3} - k_{m_1} a_3 \right) z_3 + (k_{T_1} + k_{m_1} a_3^2) \theta_1 = 0 \quad (26)$$

f) Coordenada θ_2

$$J_4 \ddot{\theta}_2 - c_2 b_4 \dot{z}_2 + c_2 b_4 \dot{z}_4 + c_2 b_4^2 \dot{\theta}_2 - k_{m_2} b_4 z_2 + \left(\frac{k_{T_2}}{a_4} + k_{m_2} b_4 \right) z_4 + (k_{T_2} + k_{m_2} b_4^2) \theta_2 = 0 \quad (27)$$

II.5.2.5 Representação no Espaço de Estados

Na representação no Espaço de Estados, utilizou-se a seguinte notação:

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + Bu \\ y = Cx + Du \end{cases} \quad (28)$$

Onde:

- x – Vetor de Estados
- u – Vetor de Entradas
- y – Vetor de Saídas
- A – Matriz Planta do Sistema
- B – Matriz de Entradas
- C – Matriz de Saídas
- D – Matriz de Alimentação Direta

a) Vetor de Estados

$$x = \begin{pmatrix} \ddot{z}_1 \\ \ddot{z}_2 \\ \ddot{z}_3 \\ \ddot{z}_4 \\ \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{\theta}_2 \\ \dot{z}_1 \\ \dot{z}_2 \\ \dot{z}_3 \\ \dot{z}_4 \\ \dot{\theta}_1 \\ \dot{\theta}_2 \end{pmatrix} \quad (29)$$

b) Vetor de Saídas

$$y = \begin{bmatrix} \dot{z}_1 \\ \dot{z}_2 \\ \dot{z}_3 \\ \dot{z}_4 \\ \dot{\theta}_1 \\ \dot{\theta}_2 \\ z_1 \\ z_2 \\ z_3 \\ z_4 \\ \theta_1 \\ \theta_2 \end{bmatrix} \quad (30)$$

c) Matriz Planta do Sistema

$$A = \begin{bmatrix} \frac{(c_1 + c_{p_1})}{m_d} & 0 & \frac{c_1}{m_d} & 0 & -\frac{c_1 a_3}{m_d} & 0 & -\frac{(k_{p_1} + k_{m_1})}{m_d} & 0 & \frac{k_{m_1}}{m_d} & 0 & -\frac{k_{m_1} a_3}{m_d} & 0 \\ 0 & -\frac{(c_{p_2} + c_2)}{m_i} & 0 & \frac{c_2}{m_i} & 0 & \frac{c_2 b_4}{m_i} & 0 & -\frac{(k_{p_2} + k_{m_2})}{m_i} & 0 & \frac{k_{m_2}}{m_i} & 0 & \frac{k_{m_2} b_4}{m_i} \\ \frac{c_1}{m_3} & 0 & -\frac{c_1}{m_3} & 0 & \frac{c_1 a_3}{m_3} & 0 & \frac{k_{m_1}}{m_3} & 0 & -\frac{\left(k_{m_1} + \frac{k_{T_1}}{b_3^2}\right)}{m_3} & 0 & \frac{\left(k_{m_1} a_3 - \frac{k_{T_1}}{b_3}\right)}{m_3} & 0 \\ 0 & \frac{c_2}{m_4} & 0 & -\frac{c_2}{m_4} & 0 & -\frac{c_2 b_4}{m_4} & 0 & \frac{k_{m_2}}{m_4} & 0 & -\frac{\left(k_{m_2} + \frac{k_{T_2}}{a_4^2}\right)}{m_4} & 0 & -\frac{\left(k_{m_2} b_4 + \frac{k_{T_2}}{a_4}\right)}{m_4} \\ -\frac{c_1 a_3}{J_3} & 0 & \frac{c_1 a_3}{J_3} & 0 & -\frac{c_1 a_3^2}{J_3} & 0 & -\frac{k_{m_1} a_3}{J_3} & 0 & \frac{\left(k_{m_1} a_3 - \frac{k_{T_1}}{b_3}\right)}{J_3} & 0 & \frac{\left(k_{m_1} a_3^2 - k_{T_1}\right)}{J_3} & 0 \\ 0 & \frac{c_2 b_4}{J_4} & 0 & -\frac{c_2 b_4}{J_4} & 0 & -\frac{c_2 b_4^2}{J_4} & 0 & \frac{k_{m_2} b_4}{J_4} & 0 & -\frac{\left(k_{m_2} b_4 + \frac{k_{T_2}}{a_4}\right)}{J_4} & 0 & -\frac{\left(k_{m_2} b_4^2 + k_{T_2}\right)}{J_4} \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (31)$$

d) Matriz de Entradas

$$B = \begin{bmatrix} \frac{k_{p1}}{m_d} & 0 \\ 0 & \frac{k_{p2}}{m_t} \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (32)$$

e) Matriz de Saídas

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (33)$$

f) Matriz de Alimentação Direta

III RESULTADOS E DISCUSSÃO

III.1 Modelo de Elementos Finitos

A modelagem de elementos finitos teve como objetivo a aproximação da flexibilidade da carroceria real por uma mola torcional posicionada no centro de gravidade do veículo. Para isso, dois modelos de elementos finitos foram gerados com diferentes restrições para determinar respectivamente a rigidez à torção da parte frontal e da parte traseira.

A determinação da rigidez torcional das diferentes partes do veículo em torno do CG foi realizada através da obtenção do deslocamento vertical da carroceria quando um carregamento é submetido em uma de suas extremidades, os deslocamentos translacionais são restringidos no CG e a extremidade oposta é engastada (veja Figura 19 e Figura 20).

Resumindo, os seguintes passos foram seguidos para determinação das rigidezes torcionais:

- Carregamentos positivos verticais foram impostos à extremidade em que pretendia-se obter a deflexão;
- Extremidade oposta ao carregamento é engastada;
- Vigas transversais do plano yz que passa pelo CG tiveram deslocamentos translacionais impostos nulos;

A saída do modelo com as restrições acima é o deslocamento vertical máximo da carroceria em torno do CG. De posse do deslocamento vertical (Δ), do carregamento imposto à carroceria ($2P$) e da distância do ponto de aplicação do carregamento ao CG (L), pode-se aproximar uma rigidez torcional equivalente (k_T) pela expressão:

$$k_T = \frac{2P L}{a \tan\left(\frac{\Delta}{L}\right)} \quad (35)$$

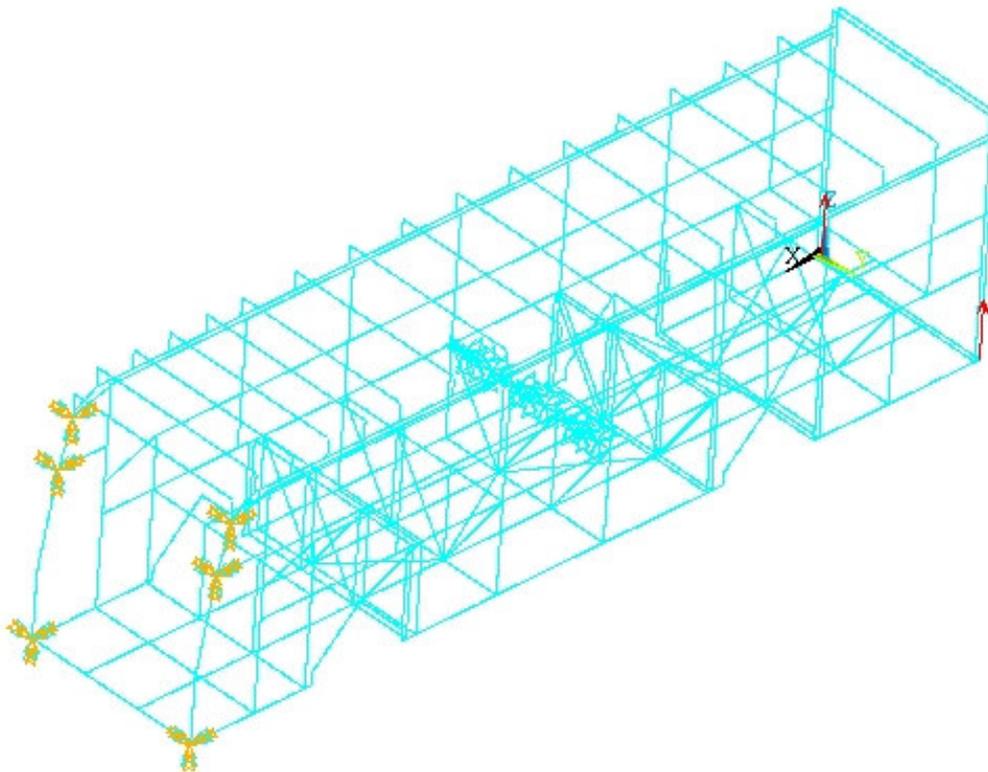


Figura 19: Representação das restrições e carregamentos impostos à carroceria para determinação da rigidez torcional traseira.

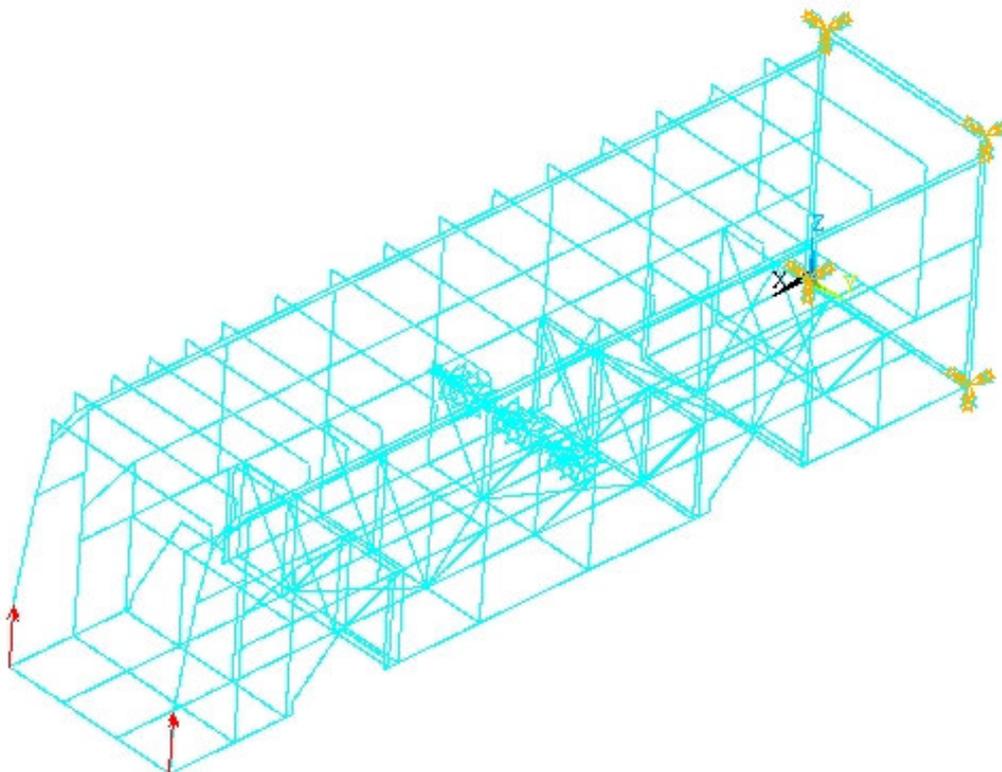


Figura 20: Representação das restrições e carregamentos impostos à carroceria para determinação da rigidez torcional dianteira.

III.1.1 Rigidez Torcional da Parte Frontal

A determinação da rigidez torcional equivalente da estrutura dianteira segue abaixo:

- $P=10000N$
- $L=3719,5mm$
- $\Delta=8,239mm$ (veja Figura 21 e Figura 22)

$$k_{T_1} = \frac{2 \cdot 10000N \cdot 3,7195m}{a \tan\left(\frac{8,239mm}{3719,5mm}\right)} \quad (36)$$

$$k_{T_1} = 33583451 \frac{Nm}{rad} \quad (37)$$

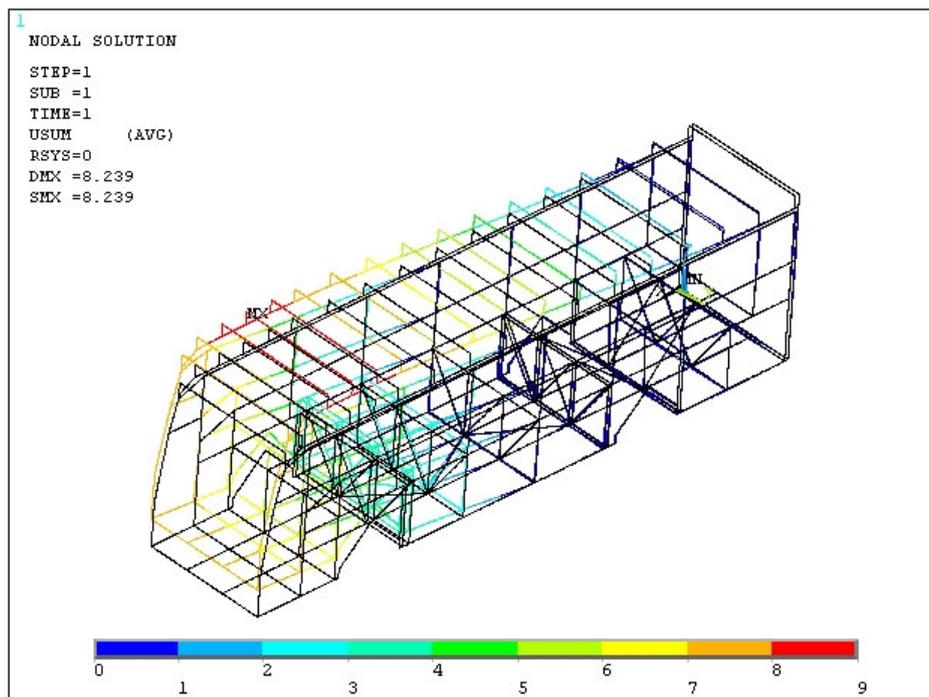


Figura 21: Vista isométrica da representação dos deslocamentos da estrutura com carregamento frontal.

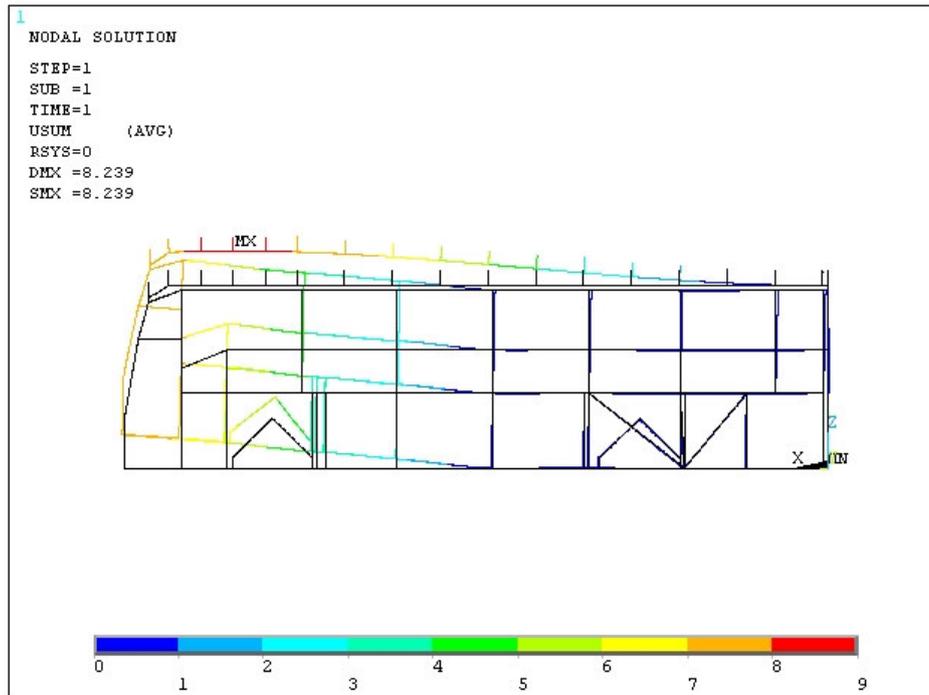


Figura 22: Vista lateral da representação dos deslocamentos da estrutura com carregamento frontal.

III.1.2 Rigidez Torcional da Parte Traseira

A determinação da rigidez torcional equivalente da estrutura traseira segue abaixo:

- $P=10000N$
- $L=2230,5mm$
- $\Delta=5,488mm$ (veja Figura 23 e Figura 24)

$$k_{T_2} = \frac{2 \cdot 10000N \cdot 2,2305m}{a \tan\left(\frac{5,488mm}{2230,5mm}\right)} \quad (38)$$

$$\boxed{k_{T_2} = 19130978 \frac{Nm}{rad}} \quad (39)$$

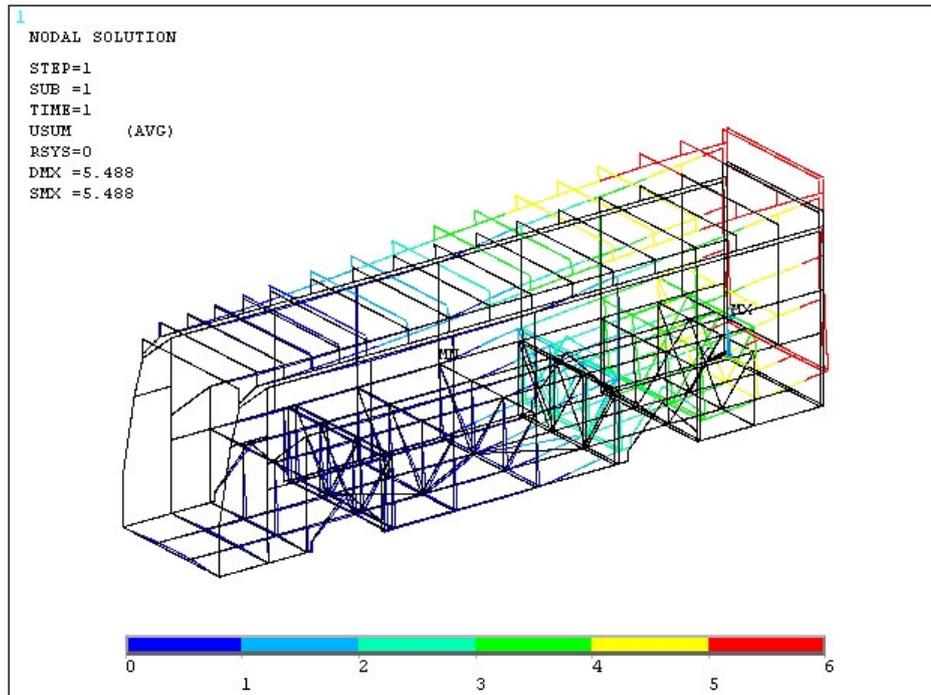


Figura 23: Vista isométrica da representação dos deslocamentos da estrutura com carregamento traseiro.

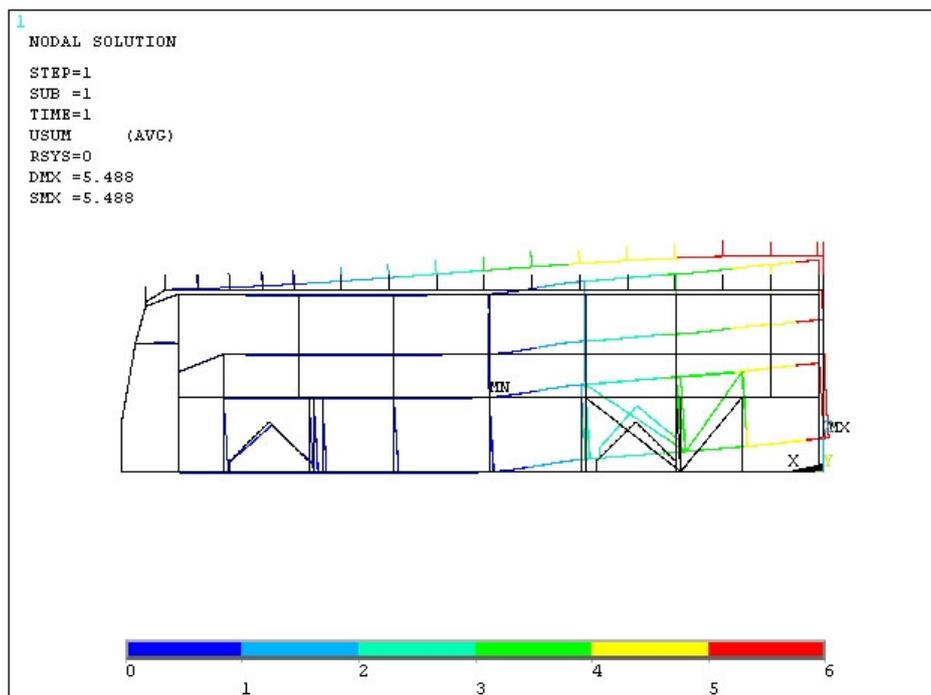


Figura 24: Vista lateral da representação dos deslocamentos da estrutura com carregamento traseiro.

III.2 Modelagem Dinâmica

A modelagem dinâmica seguiu o equacionamento indicado no item II.5. Os parâmetros da suspensão foram retirados da referência [4], os parâmetros inerciais dos modelos rígido e flexível foram obtidos da representação em CAD e finalmente, os parâmetros de torção foram obtidos da modelagem por elementos finitos, conforme abaixo:

$J_3=26546,75 \text{ Ns}^2;$	$k_{p1}=2500000 \text{ N/m};$
$M=16000 \text{ kg};$	$k_{p2}=5000000 \text{ N/m};$
$m3=10002 \text{ kg};$	$c_{p1}=70000 \text{ Ns/m};$
$m4=5998 \text{ kg};$	$c_{p2}=70000 \text{ Ns/m};$
$a=3,7195 \text{ m};$	$k_{m1}=2400000 \text{ N/m};$
$b=2,2305 \text{ m};$	$k_{m2}=400000 \text{ N/m};$
$a3=0,4695 \text{ m};$	$c_1=100000 \text{ Ns/m};$
$b3=3,2500 \text{ m};$	$c_2=100000 \text{ Ns/m};$
$a4=2,2305 \text{ m};$	$k_{T1}=33583452 \text{ Nm/rad};$
$b4=0 \text{ m};$	$k_{T2}=18130978 \text{ Nm/rad};$
$J_3=3252,69 \text{ Ns}^2;$	
$J_4=2755,43 \text{ Ns}^2;$	

A entrada do sistema para análise foi uma entrada do tipo degrau com amplitude 0,100 m (Figura 25).

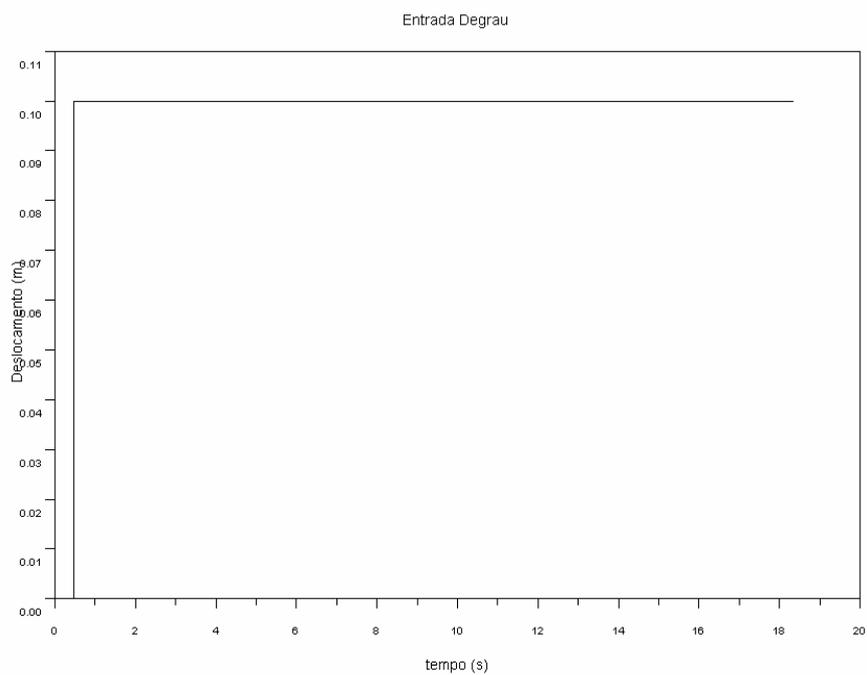


Figura 25: Entrada do modelo dinâmico.

III.2.1 Respostas do Sistema no Caso de Carroceria Rígida

A solução das equações do sistema com carroceria rígida foi realizada através do software Scilab, cujo código fonte encontra-se no Anexo B.

Abaixo encontram-se as saídas do deslocamento vertical das suspensões dianteira e traseira quando submetidas a uma entrada degrau:

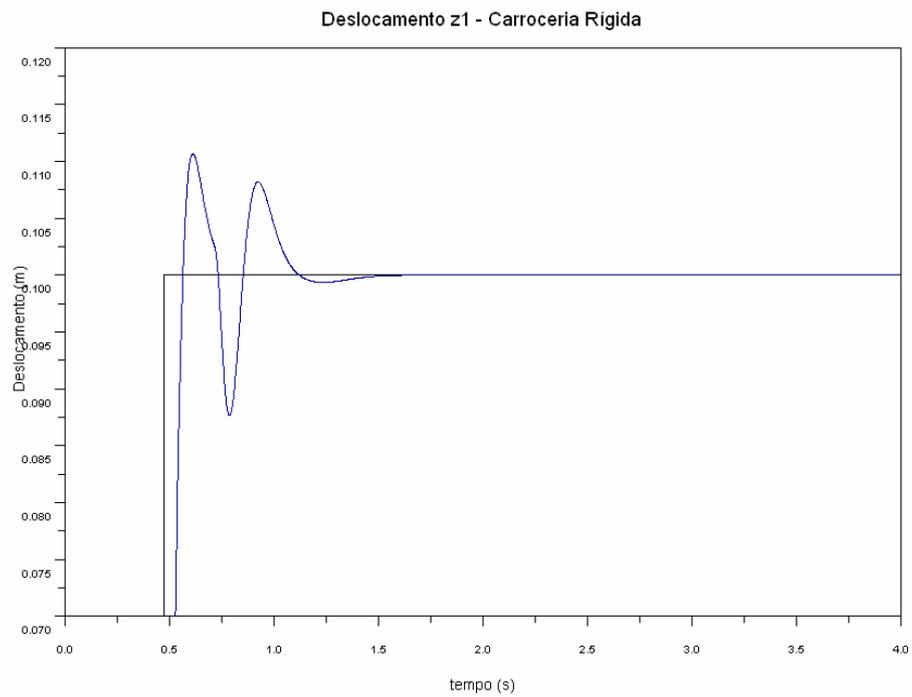


Figura 26: Deslocamento vertical da suspensão dianteira (z1) no modelo com carroceria rígida.

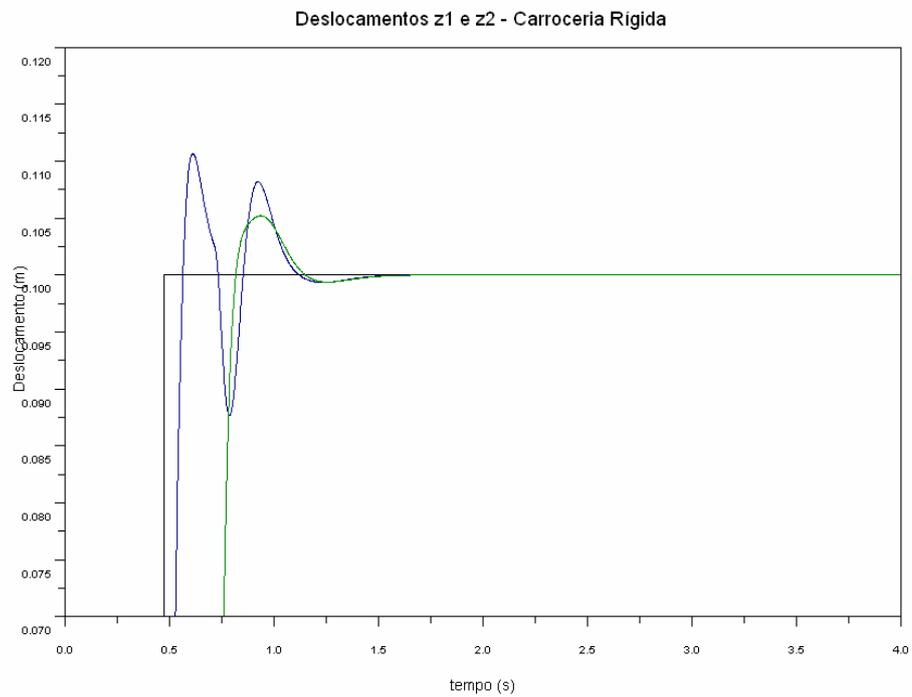


Figura 27: Deslocamento vertical das duas suspensões (z1 e z2) no modelo com carroceria rígida.

III.2.2 Respostas do Sistema no Caso de Carroceria Flexível

A solução das equações do sistema com carroceria flexível foi realizada através do software Scilab, cujo código fonte encontra-se no Anexo C.

Abaixo se encontram as saídas do deslocamento vertical das suspensões dianteira e traseira quando submetidas a uma entrada degrau:

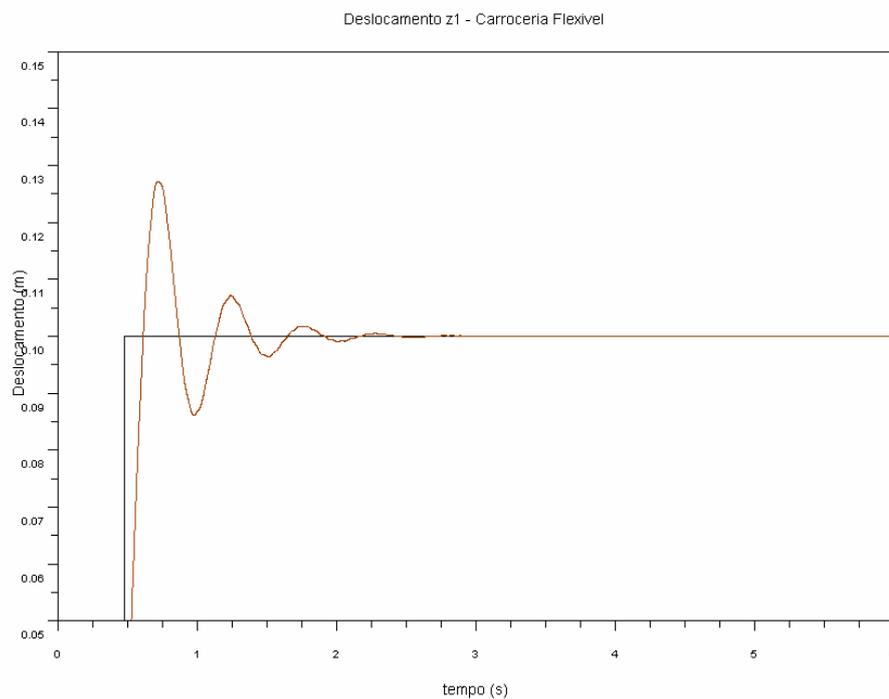


Figura 28: Deslocamento vertical da suspensão dianteira (z1) no modelo com carroceria flexível.

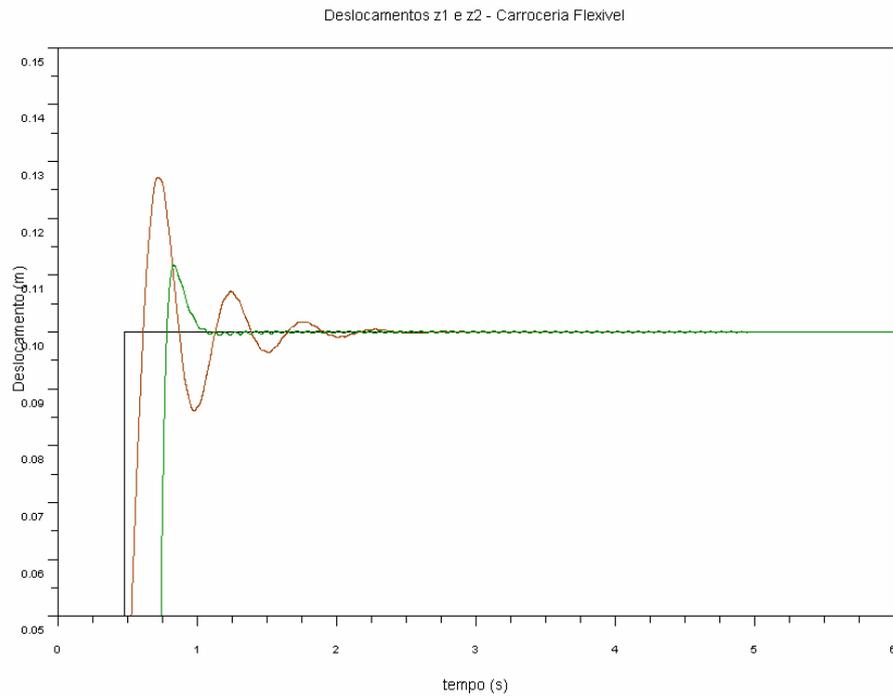


Figura 29: Deslocamento vertical das duas suspensões (z1 e z2) no modelo com carroceria flexível.

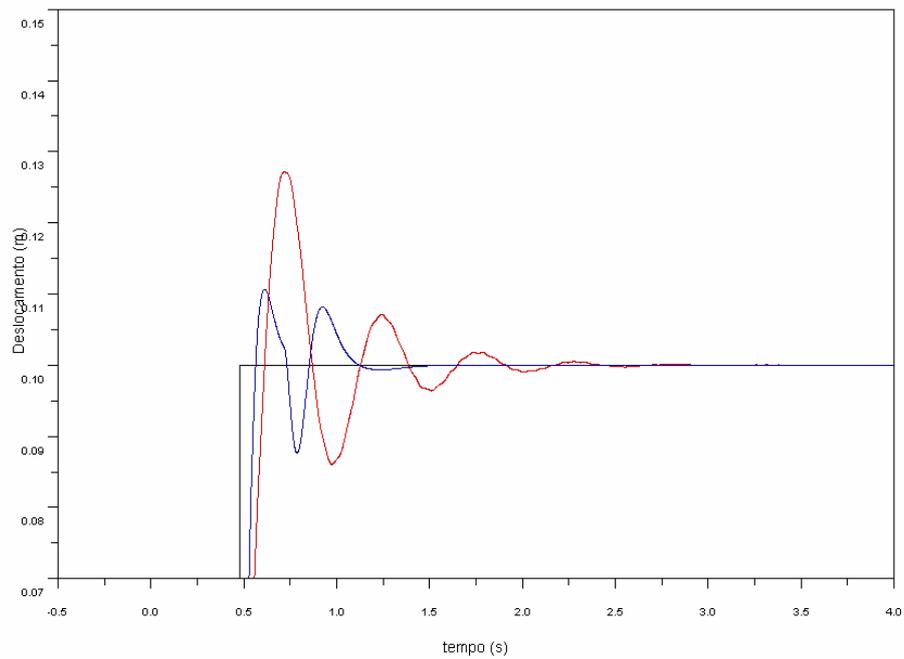


Figura 30: Deslocamento vertical da suspensão dianteira (z1) nos dois casos (rígido e flexível).

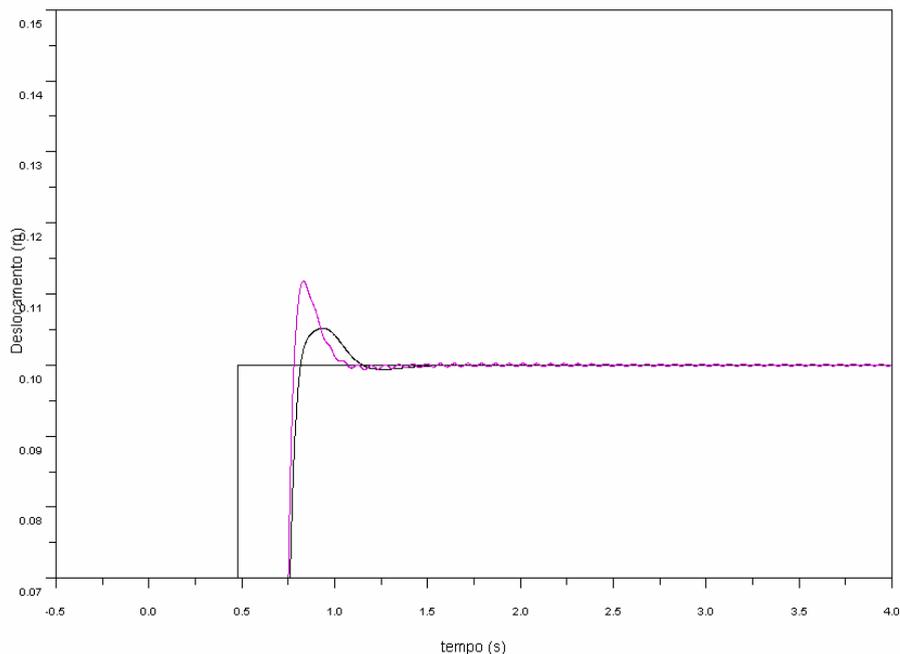


Figura 31: Deslocamento vertical da suspensão traseira (z2) nos dois casos (rígido e flexível).

III.2.3 Análise dos Resultados

A análise dos gráficos apresentados acima indica que existe uma significativa variação da resposta do sistema quando comparamos a curva da carroceria flexível com a carroceria infinitamente rígida.

Dentre as principais diferenças, destacam-se uma maior amplitude e um maior tempo de amortecimento quando analisamos a carroceria flexível. Desta forma, podemos concluir que há uma significativa perda de amortecimento, provavelmente decorrente de uma menor transmissibilidade do amortecimento entre as suspensões traseira e dianteira, uma vez que há um movimento relativo entre estas.

IV CONCLUSÃO E SUGESTÃO DE TRABALHOS FUTUROS

Este trabalho apresentou o desenvolvimento de modelos dinâmicos de uma carroceria de ônibus para análise da influência da flexibilidade da carroceria na resposta do sistema quando submetido a uma entrada degrau. A ausência de resultados experimentais foi suprida pela modelagem de um veículo considerando a hipótese de carroceria infinitamente rígida, cujos resultados foram comparados com os do modelo de carroceria flexível.

A metodologia empregada na análise iniciou-se com a modelagem de uma carroceria de ônibus rodoviário em software CAD, onde foram obtidos parâmetros inerciais. Em seguida, modelou-se a mesma carroceria em um software de elementos finitos (utilizando elementos de viga) para obtenção da deflexão da carroceria quando impostos carregamentos verticais. Finalmente, estes parâmetros foram compilados e inseridos como entrada nos modelos dinâmicos do comportamento do veículo.

As respostas dos modelos dinâmicos apresentaram significativas diferenças de amplitude e tempo de amortecimento, justificado pela menor transmissibilidade de amortecimento entre as suspensões dianteira e traseira devido ao movimento relativo entre as duas partes da carroceria.

A partir dos resultados acima, uma nova proposta de trabalho futuro pode ser apontada, a análise do comportamento dinâmico do veículo quando considera-se a torção da carroceria. O comportamento do veículo em curva pode variar quando considera-se a flexibilidade da carroceria.

As análises apresentadas neste trabalho indicam que é de suma importância o modelamento da carroceria como elemento flexível quando do projeto de suspensão de veículos de grande porte, neste caso um ônibus.

V REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] ALVES FILHO, A. **Elementos Finitos: A Base da Tecnologia CAE**. 4ª edição, São Paulo: Érica, 2006. 292p.
- [2] BALÁZS, G. **Dynamic analysis of a bus body frame: determination of the loads and stresses**. *Vehicle System Dynamics*, 43(11), 2005, 807-822.
- [3] BATHE, K. J. **Finite Element Procedures in Engineering Analysis**. New Jersey: Prentice-Hall, 1982. 735p.
- [4] CEBON, D. **Handbook of Vehicle Road Interaction**. 1ª edição, Taylor & Francis, 2000. 612p.
- [5] GOLDSTEIN, H. **Classical Mechanics**. AddisonWesley, 1980, 672p.
- [6] HOUGAZ, A. B. **Análise Probabilística de Durabilidade Aplicada a Veículos de Carga Rodoviária**. Tese de Doutorado, Escola Politécnica da USP, São Paulo, 2005. 112p.
- [7] IBRAHIM, I. M. et al. **Effect of frame flexibility on the ride vibration of trucks**. Department of Mechanical Engineering, University of Leeds, Leeds, 1994. 5p.
- [8] MACNEAL, R. H. **Finite elements: their design and performance**. New York: M. Dekker, 1994. 531p.
- [9] MARTINS, C. A. **Introdução à Mecânica Analítica**. São Paulo: Departamento de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da USP, 2003. 38p.
- [10] SILVA, M. M. **Análise de dirigibilidade de um veículo comercial leve em ambiente multicorpos considerando flexibilidade do quadro**. Dissertação de Mestrado, Escola de Engenharia de São Carlos – Universidade de São Paulo, 2004. 100p.
- [11] SHABANA, A. A. **Dynamics of Multibody Systems**. New York: John Wiley & Sons, 1989. 470p.
- [12] ZERBINI, E. J. et al. **Manual de Tecnologia Automotiva**. tradução da 25ª edição alemã: *Kraftfahrtechnisches Taschenbuch*, São Paulo: Edgard Blücher, 2005. 1232p.

- [13] Ônibus de Curitiba – <http://www.onibusdecuitiba.com.br> – acessado em 11 de outubro de 2007.
- [14] URBS – <http://www.curitiba.pr.gov.br/pmc/cgi-bin/Urbs/> - acessado em 10 de outubro de 2007.

ANEXO A

Arquivo de entrada para software Ansys v.11 com as especificações dos nós e elementos que definem a carroceria a ser estudada.

```
/PREP7
```

```
! Definindo keypoints
```

```
!
```

```
!Parte Lateral Esquerda da Carroceria
```

```
!
```

```
K,1,0,0,0
```

```
K,2,0,0,1905
```

```
L,1,2
```

```
K,3,0,0,2945
```

```
L,2,3
```

```
K,4,70,0,0
```

```
K,5,70,0,1205
```

```
L,4,5
```

```
K,6,70,0,1905
```

```
L,5,6
```

```
K,7,70,0,2875
```

```
L,6,7
```

```
L,1,4
```

```
K,8,867,0,0
```

```
L,4,8
```

```
K,9,1303,0,0
```

```
L,8,9
```

```
K,10,1303,0,1205
```

```
L,9,10
```

```
K,11,2293,0,0
```

```
L,9,11
```

```
K,12,2293,0,1205
```

```
L,11,12
```

```
L,10,12
```

```
K,13,2363,0,0
```

```
L,11,13
```

```
K,14,2363,0,1205
```

```
L,13,14
```

```
L,12,14
```

K,15,835,0,1205
L,5,15
L,15,10
K,16,835,0,1905
L,15,16
K,17,835,0,2875
L,16,17
L,7,17
K,18,2363,0,1905
L,14,18
K,19,2363,0,2875
L,18,19
L,17,19
L,2,6
L,6,16
L,16,18
K,20,2363,0,160
L,13,20
K,21,3008,0,805
L,20,21
K,22,3653,0,160
L,21,22
K,23,3653,0,0
L,22,23
K,24,3823,0,0
L,23,24
K,25,3823,0,1205
L,24,25
K,26,3823,0,1905
L,25,26
K,27,3823,0,2875
L,26,27
L,14,25
L,18,26
L,19,27
K,28,3893,0,0
L,24,28
K,29,3893,0,1205
L,28,29
L,25,29

K,30,5363,0,0
L,28,30
K,31,5363,0,1205
L,30,31
L,29,31
K,32,5363,0,1905
L,31,32
L,26,32
K,33,5363,0,2875
L,32,33
L,27,33
K,34,6893,0,0
L,30,34
K,35,6893,0,1205
L,34,35
K,36,6893,0,1905
L,35,36
K,37,6893,0,2875
L,36,37
L,31,35
L,32,36
L,33,37
K,38,8043,0,0
L,34,38
K,39,8043,0,1205
L,38,39
L,35,39
K,40,8179,0,0
L,38,40
K,41,8179,0,1205
L,40,41
L,39,41
K,42,8249,0,0
L,40,42
K,43,8249,0,1205
L,42,43
L,41,43
K,44,8249,0,160
L,42,44
K,45,8894,0,805

L,44,45
K,46,9539,0,160
L,45,46
K,47,9539,0,0
L,46,47
K,48,8414,0,1205
L,43,48
K,49,8414,0,1905
L,48,49
L,36,49
K,50,8414,0,2875
L,49,50
L,37,50
K,51,9624,0,0
L,47,51
K,52,9624,0,1205
L,51,52
L,43,52
K,53,9624,0,1905
L,52,53
L,49,53
K,54,10349,0,0
L,51,54
K,55,10349,0,1205
L,54,55
L,52,55
K,56,10349,0,1610
L,55,56
L,53,56
K,57,10349,0,2083
L,56,57
K,58,10349,0,2875
L,57,58
L,50,58
K,59,11254,0,0
L,54,59
K,60,11254,0,845
L,59,60
K,61,11039,0,2083
L,60,61

L,57,61
K,62,10876,0,2676
L,61,62
L,58,62
K,63,85,0,2945
L,3,63
K,64,850,0,2945
L,63,64
K,65,1615,0,2945
L,64,65
K,66,2380,0,2945
L,65,66
K,67,3145,0,2945
L,66,67
K,68,3910,0,2945
L,67,68
K,69,4675,0,2945
L,68,69
K,70,5440,0,2945
L,69,70
K,71,6205,0,2945
L,70,71
K,72,6970,0,2945
L,71,72
K,73,7735,0,2945
L,72,73
K,74,8500,0,2945
L,73,74
K,75,9000,0,2945
L,74,75
K,76,9527,0,2945
L,75,76
K,77,10040,0,2945
L,76,77
K,78,10557,0,2945
L,77,78
K,79,10876,0,2746
L,78,79
L,62,79
K,80,0,0,3185

L,3,80
K,81,85,0,3185
L,63,81
K,82,850,0,3185
L,64,82
K,83,1615,0,3185
L,65,83
K,84,2380,0,3185
L,66,84
K,85,3145,0,3185
L,67,85
K,86,3910,0,3185
L,68,86
K,87,4675,0,3185
L,69,87
K,88,5440,0,3185
L,70,88
K,89,6205,0,3185
L,71,89
K,90,6970,0,3185
L,72,90
K,91,7735,0,3185
L,73,91
K,92,8500,0,3185
L,74,92
K,93,9000,0,3185
L,75,93
K,94,9527,0,3185
L,76,94
K,95,10040,0,3185
L,77,95
K,96,10557,0,3185
L,78,96
K,97,10876,0,2986
L,79,97
!
! Parte Lateral Direita da Carroceria
!
K,98,0,2440,0
K,99,0,2440,1905

K,100,0,2440,2945
K,101,70,2440,0
K,102,70,2440,1205
K,103,70,2440,1905
K,104,70,2440,2875
K,105,867,2440,0
K,106,1303,2440,0
K,107,1303,2440,1205
K,108,2293,2440,0
K,109,2293,2440,1205
K,110,2363,2440,0
K,111,2363,2440,1205
K,112,835,2440,1205
K,113,835,2440,1905
K,114,835,2440,2875
K,115,2363,2440,1905
K,116,2363,2440,2875
K,117,2363,2440,160
K,118,3008,2440,805
K,119,3653,2440,160
K,120,3653,2440,0
K,121,3823,2440,0
K,122,3823,2440,1205
K,123,3823,2440,1905
K,124,3823,2440,2875
K,125,3893,2440,0
K,126,3893,2440,1205
K,127,5363,2440,0
K,128,5363,2440,1205
K,129,5363,2440,1905
K,130,5363,2440,2875
K,131,6893,2440,0
K,132,6893,2440,1205
K,133,6893,2440,1905
K,134,6893,2440,2875
K,135,8043,2440,0
K,136,8043,2440,1205
K,137,8179,2440,0
K,138,8179,2440,1205
K,139,8249,2440,0

K,140,8249,2440,1205
K,141,8249,2440,160
K,142,8894,2440,805
K,143,9539,2440,160
K,144,9539,2440,0
K,145,8414,2440,1205
K,146,8414,2440,1905
K,147,8414,2440,2875
K,148,9624,2440,0
K,149,9624,2440,1205
K,150,9624,2440,1905
K,151,10349,2440,0
K,152,10349,2440,1205
K,153,10349,2440,1610
K,154,10349,2440,2083
K,155,10349,2440,2875
K,156,11254,2440,0
K,157,11254,2440,845
K,158,11039,2440,2083
K,159,10876,2440,2676
K,160,85,2440,2945
K,161,850,2440,2945
K,162,1615,2440,2945
K,163,2380,2440,2945
K,164,3145,2440,2945
K,165,3910,2440,2945
K,166,4675,2440,2945
K,167,5440,2440,2945
K,168,6205,2440,2945
K,169,6970,2440,2945
K,170,7735,2440,2945
K,171,8500,2440,2945
K,172,9000,2440,2945
K,173,9527,2440,2945
K,174,10040,2440,2945
K,175,10557,2440,2945
K,176,10876,2440,2746
K,177,0,2440,3185
K,178,85,2440,3185
K,179,850,2440,3185

K,180,1615,2440,3185
K,181,2380,2440,3185
K,182,3145,2440,3185
K,183,3910,2440,3185
K,184,4675,2440,3185
K,185,5440,2440,3185
K,186,6205,2440,3185
K,187,6970,2440,3185
K,188,7735,2440,3185
K,189,8500,2440,3185
K,190,9000,2440,3185
K,191,9527,2440,3185
K,192,10040,2440,3185
K,193,10557,2440,3185
K,194,10876,2440,2986
L,98,99,,
L,99,100,,
L,101,102,,
L,102,103,,
L,103,104,,
L,98,101,,
L,101,105,,
L,105,106,,
L,106,107,,
L,106,108,,
L,108,109,,
L,107,109,,
L,108,110,,
L,110,111,,
L,109,111
L,102,112
L,112,107
L,112,113
L,113,114
L,104,114
L,111,115
L,115,116
L,114,116
L,99,103
L,103,113

L,113,115
L,110,117
L,117,118
L,118,119
L,119,120
L,120,121
L,121,122
L,122,123
L,123,124
L,111,122
L,115,123
L,116,124
L,121,125
L,125,126
L,122,126
L,125,127
L,127,128
L,126,128
L,128,129
L,123,129
L,129,130
L,124,130
L,127,131
L,131,132
L,132,133
L,133,134
L,128,132
L,129,133
L,130,134
L,131,135
L,135,136
L,132,136
L,135,137
L,137,138
L,136,138
L,137,139
L,139,140
L,138,140
L,139,141
L,141,142

L,142,143
L,143,144
L,140,145
L,145,146
L,133,146
L,146,147
L,134,147
L,144,148
L,148,149
L,140,149
L,149,150
L,146,150
L,148,151
L,151,152
L,149,152
L,152,153
L,150,153
L,153,154
L,154,155
L,147,155
L,151,156
L,156,157
L,157,158
L,154,158
L,158,159
L,155,159
L,100,160
L,160,161
L,161,162
L,162,163
L,163,164
L,164,165
L,165,166
L,166,167
L,167,168
L,168,169
L,169,170
L,170,171
L,171,172
L,172,173

L,173,174
L,174,175
L,175,176
L,159,176
L,100,177
L,160,178
L,161,179
L,162,180
L,163,181
L,164,182
L,165,183
L,166,184
L,167,185
L,168,186
L,169,187
L,170,188
L,171,189
L,172,190
L,173,191
L,174,192
L,175,193
L,176,194

!

! Tubos Conectando as Laterais - Teto

!

!

L,80,177
L,81,178
L,82,179
L,83,180
L,84,181
L,85,182
L,86,183
L,87,184
L,88,185
L,89,186
L,90,187
L,91,188
L,92,189
L,93,190

L,94,191

L,95,192

L,96,193

L,97,194

!

! Tubos Conectando as Laterais - Porta-Malas

!

! Piso Porta-Malas

!

K,195,0,813,0

K,196,0,1627,0

K,197,70,813,0

K,198,70,1627,0

K,199,1303,813,0

K,200,1303,1627,0

K,201,2293,813,0

K,202,2293,1627,0

K,203,2363,813,0

K,204,2363,1627,0

K,205,3823,813,0

K,206,3823,1627,0

K,207,3893,813,0

K,208,3893,1627,0

K,209,5363,813,0

K,210,5363,1627,0

K,211,6893,813,0

K,212,6893,1627,0

K,213,8043,813,0

K,214,8043,1627,0

K,215,8179,813,0

K,216,8179,1627,0

K,217,9624,813,0

K,218,9624,1627,0

K,219,10349,813,0

K,220,10349,1627,0

K,221,11254,813,0

K,222,11254,1627,0

L,1,195

L,195,196

L,196,98

L,4,197
L,197,198
L,198,101
L,9,199
L,199,200
L,200,106
L,11,201
L,201,202
L,202,108
L,13,203
L,203,204
L,204,110
L,24,205
L,205,206
L,206,121
L,28,207
L,207,208
L,208,125
L,30,209
L,209,210
L,210,127
L,34,211
L,211,212
L,212,131
L,38,213
L,213,214
L,214,135
L,40,215
L,215,216
L,216,137
L,51,217
L,217,218
L,218,148
L,54,219
L,219,220
L,220,151
L,59,221
L,221,222
L,222,156
!

L,195,197

L,196,198

L,197,199

L,198,200

L,199,201

L,200,202

L,201,203

L,202,204

L,203,205

L,204,206

L,205,207

L,206,208

L,207,209

L,208,210

L,209,211

L,210,212

L,211,213

L,212,214

L,213,215

L,214,216

L,215,217

L,216,218

L,217,219

L,218,220

L,219,221

L,220,222

!

L,208,209

L,209,212

L,212,213

!

! Teto Porta-Malas

!

K,223,1303,813,1205

K,224,1303,1627,1205

K,225,2363,813,1205

K,226,2363,1627,1205

K,227,835,813,1205

K,228,835,1627,1205

K,229,3823,813,1205

K,230,3823,1627,1205
K,231,3893,813,1205
K,232,3893,1627,1205
K,233,5363,813,1205
K,234,5363,1627,1205
K,235,6893,813,1205
K,236,6893,1627,1205
K,237,8043,813,1205
K,238,8043,1627,1205
K,239,8179,813,1205
K,240,8179,1627,1205
K,241,9624,813,1205
K,242,9624,1627,1205
L,10,223
L,223,224
L,224,107
L,14,225
L,225,226
L,226,111
L,15,227
L,227,228
L,228,112
L,25,229
L,229,230
L,230,122
L,29,231
L,231,232
L,232,126
L,31,233
L,233,234
L,234,128
L,35,235
L,235,236
L,236,132
L,39,237
L,237,238
L,238,136
L,41,239
L,239,240
L,240,138

L,52,241

L,241,242

L,242,149

!

L,223,225

L,224,226

L,225,227

L,226,228

L,227,229

L,228,230

L,229,231

L,230,232

L,231,233

L,232,234

L,233,235

L,234,236

L,235,237

L,236,238

L,237,239

L,238,240

L,239,241

L,240,242

!

! Ligação entre Teto e Piso

!

L,225,201

L,226,202

L,229,205

L,230,206

L,231,207

L,232,208

L,233,209

L,234,210

L,235,211

L,236,212

L,237,213

L,238,214

L,239,215

L,240,216

L,241,217

L,242,218

L,10,199

L,107,200

L,199,224

L,200,223

L,201,223

L,201,229

L,202,224

L,202,230

!

L,25,205

L,122,206

L,29,207

L,126,208

L,31,209

L,128,210

L,35,211

L,132,212

L,39,213

L,136,214

!

L,229,206

L,207,232

L,209,234

L,235,212

L,213,238

L,216,239

FINISH

ANEXO B**Código Fonte: Solução do Modelo de 1/2 veículo com Carroceria Rígida**

```
// DEFININDO AS CONSTANTES DO SISTEMA
```

```
// Posicao do CG
```

```
L=5.950; // [m]
```

```
a=3.7195; // [m]
```

```
b=2.2305; // [m]
```

```
M=16000; // [kg]
```

```
J3=26546.75; // [Ns^2]
```

```
// Suspensao Dianteira
```

```
kp1=2*1250000; // [N/m]
```

```
km1=2*1200000; // [N/m]
```

```
c1=2*50000; // [Ns/m]
```

```
cp1=2*35000; // [Ns/m]
```

```
md=500; // [kg]
```

```
// Suspensao Traseira
```

```
kp2=2*kp1; // [N/m]
```

```
km2=4*100000; // [N/m]
```

```
c2=2*50000; // [Ns/m]
```

```
cp2=4*35000; // [Ns/m]
```

```
mt=1000; // [kg]
```

```
// Entrada de pista
```

```
trecho1=2*L; // [m]
```

```
htrecho2b=0.100; // [m]
```

```
trecho2=0.900; // [m]
```

```
trecho3=75*L; // [m]
```

```
v=25; // [m/s]
```

```
deltat=0.001; // [s]
```

```
deltaobs=double(uint32(trecho2/(v*deltat)));
```

```
obstaculo=zeros(1,deltaobs);
```

```
for i=1:deltaobs,
```

```
if i <= deltaobs/3 then
```

```
obstaculo(i)=i*3*htrecho2b/deltaobs;
```

```

elseif i>= 2*deltaobs/3 then
    obstaculo(i)=(deltaobs-i)*3*htrecho2b/deltaobs;
else
    obstaculo(i)=htrecho2b;
end,
end
end

deltadegrau=uint32((trecho1+trecho2+trecho3)/(v*deltat));
degrau=ones(2,deltadegrau);
for i=1:uint32(trecho1/(v*deltat)),
    degrau(1,i)=0;
    degrau(2,i)=0;
    degrau(2,i+uint32(L/(v*deltat)))=0;
end
degrau=htrecho2b*degrau;

tam=uint32((trecho1+trecho2+trecho3)/(v*deltat));
u=zeros(2,tam);
for i=1:deltaobs,
    u(1,uint32(trecho1/(v*deltat))+i)=obstaculo(i);
    u(2,uint32((trecho1+L)/(v*deltat))+i)=obstaculo(i);
end
delocamento=zeros(1,tam);
for i=1:tam
    deslocamento(1,i)=(i-1)*(trecho1+trecho2+trecho3)/tam;
end

tempo=zeros(1,tam);
for i=1:tam
    tempo(1,i)=deltat*(i-1);
end

// DEFININDO AS MATRIZES DO SISTEMA NO ESPACO DE ESTADOS

// Matriz Planta do Sistema
A=[-(cp1+c1)/md,    0,    c1/md,    -c1*a/md,    -(kp1+km1)/md,    0,    km1/md,
-km1*a/md;
    0,    -(cp2+c2)/mt,    c2/mt,    c2*b/mt,    0,    -(kp2+km2)/mt,    km2/mt,
km2*b/mt;

```

$c1/M$, $c2/M$, $-(c1+c2)/M$, $(c1*a-c2*b)/M$, $km1/M$, $km2/M$, $-(km1+km2)/M$,
 $(km1*a-km2*b)/M$;

$-c1*a/J3$, $c2*b/J3$, $(c1*a-c2*b)/J3$, $-(c1*a^2+c2*b^2)/J3$, $-km1*a/J3$, $km2*b/J3$, $(km1*a-$
 $km2*b)/J3$, $-(km1*a^2+km2*b^2)/J3$;

1,	0,	0,	0,	0,	0,	0,	0;
0,	1,	0,	0,	0,	0,	0,	0;
0,	0,	1,	0,	0,	0,	0,	0;
0,	0,	0,	1,	0,	0,	0,	0;];

// Matriz de Entradas

B=[kp1/md, 0;

0, kp2/mt;

0, 0;

0, 0;

0, 0;

0, 0;

0, 0;

0, 0];

// Matriz de Saidas

C=[1,0,0,0,0,0,0,0;

0,1,0,0,0,0,0,0;

0,0,1,0,0,0,0,0;

0,0,0,1,0,0,0,0;

0,0,0,0,1,0,0,0;

0,0,0,0,0,1,0,0;

0,0,0,0,0,0,1,0;

0,0,0,0,0,0,0,1];

// Matriz de Alimentacao Direta

D=[0,0;

0,0;

0,0;

0,0;

0,0;

0,0;

0,0];

```
// MONTANDO O SISTEMA
sistema=syslin('c',A,B,C,D);

// Vetor de entradas
x0=[0;
    0;
    0;
    0;
    0;
    0;
    0;
    0];

// Obtendo a solução do sistema
[y]=csim(degrau,tempo,sistema,x0);

// Plotando gráficos
//plot2d(tempo,degrau(1,:));
//plot2d(tempo,y(5,:));
//plot2d(tempo,y(7,:));

// SAIDAS DO SISTEMA
//1 x=[dotz1,
//2  dotz2,
//3  dotz3,
//4  dotteta,
//5  z1,
//6  z2,
//7  z3,
//8  teta];
```

ANEXO C**Código Fonte: Solução do Modelo de 1/2 veículo com Carroceria Flexível**

```
// DEFININDO AS CONSTANTES DO SISTEMA
```

```
// Posicao do CG
```

```
L=5.950; // [m]
```

```
a=3.7195; // [m]
```

```
b=2.2305; // [m]
```

```
M=16000; // [kg]
```

```
m3=10002.02; // [kg]
```

```
m4=5997.98; // [kg]
```

```
a3=0.4695; // [m]
```

```
b3=3.250; // [m]
```

```
a4=2.2305; // [m]
```

```
b4=0; // [m]
```

```
J3=3252.69; // [Ns^2]
```

```
J4=2755.43; // [Ns^2]
```

```
// Suspensao Dianteira
```

```
kp1=2*1250000; // [N/m]
```

```
km1=2*1200000; // [N/m]
```

```
c1=2*50000; // [Ns/m]
```

```
cp1=2*35000; // [Ns/m]
```

```
md=500; // [kg]
```

```
// Suspensao Traseira
```

```
kp2=2*kp1; // [N/m]
```

```
km2=4*100000; // [N/m]
```

```
c2=2*50000; // [Ns/m]
```

```
cp2=2*35000; // [Ns/m]
```

```
mt=1000; // [kg]
```

```
// Rigidez Carroceria
```

```
kt1=33583452; // [Nm/rad]
```

```
kt2=18130978; // [Nm/rad]
```

```
// Entrada de pista
```

```
trecho1=2*L; // [m]
```

```

htrecho2b=0.100; // [m]
trecho2=0.900; // [m]
trecho3=75*L; // [m]
v=25; // [m/s]
deltat=0.001; // [s]

deltaobs=double(uint32(trecho2/(v*deltat)));
obstaculo=zeros(1,deltaobs);
for i=1:deltaobs,
    if i <= deltaobs/3 then
        obstaculo(i)=i*3*htrecho2b/deltaobs;
    elseif i>= 2*deltaobs/3 then
        obstaculo(i)=(deltaobs-i)*3*htrecho2b/deltaobs;
    else
        obstaculo(i)=htrecho2b;
    end,
end

deltadegrau=uint32((trecho1+trecho2+trecho3)/(v*deltat));
degrau=ones(2,deltadegrau);
for i=1:uint32(trecho1/(v*deltat)),
    degrau(1,i)=0;
    degrau(2,i)=0;
    degrau(2,i+uint32(L/(v*deltat)))=0;
end
degrau=htrecho2b*degrau;

tam=uint32((trecho1+trecho2+trecho3)/(v*deltat));
u=zeros(2,tam);
for i=1:deltaobs,
    u(1,uint32(trecho1/(v*deltat))+i)=obstaculo(i);
    u(2,uint32((trecho1+L)/(v*deltat))+i)=obstaculo(i);
end
delocamento=zeros(1,tam);
for i=1:tam
    deslocamento(1,i)=(i-1)*(trecho1+trecho2+trecho3)/tam;
end

tempo=zeros(1,tam);
for i=1:tam

```



```
0, 0;  
0, 0;  
0, 0;  
0, 0;  
0, 0;  
0, 0];  
  
// Matriz de Saidas  
C=[1,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;  
0,1,0,0,0,0,0,0,0,0,0;  
0,0,1,0,0,0,0,0,0,0,0;  
0,0,0,1,0,0,0,0,0,0,0;  
0,0,0,0,1,0,0,0,0,0,0;  
0,0,0,0,0,1,0,0,0,0,0;  
0,0,0,0,0,0,1,0,0,0,0;  
0,0,0,0,0,0,0,1,0,0,0;  
0,0,0,0,0,0,0,0,1,0,0;  
0,0,0,0,0,0,0,0,0,1,0,0;  
0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,1,0;  
0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,1];  
  
// Matriz de Alimentacao Direta  
D=[0,0;  
0,0;  
0,0;  
0,0;  
0,0;  
0,0;  
0,0;  
0,0;  
0,0;  
0,0;  
0,0;  
0,0];  
  
// MONTANDO O SISTEMA  
sistema=syslin('c',A,B,C,D);
```

```
// Vetor de entradas
x0=[0;
    0;
    0;
    0;
    0;
    0;
    0;
    0;
    0;
    0;
    0;
    0];

// Obtendo a solução do sistema
[y]=csim(degrau,tempo,sistema,x0);

// Plotando gráficos
plot2d(tempo,degrau(1,:));
pause
plot2d(tempo,y(7,:));
//plot2d(tempo,y(8,:));

// SAIDAS DO SISTEMA
//1 x=[dotz1,
//2 dotz2,
//3 dotz3,
//4 dotz4,
//5 dotteta1,
//6 dotteta2,
//7 z1,
//8 z2,
//9 z3,
//10 z4,
//11 teta1,
//12 teta2];
```