Campus de São Carlos

**SIMULAÇÃO E ANÁLISE NO AUXÍLIO DO
DESENVOLVIMENTO DE VEÍCULOS**

DANIEL MÜLLER SPINELLI

Orientador: Prof. Dr. Álvaro Costa Neto

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

**ESCOLA DE ENGENHARIA
DE SÃO CARLOS**

SIMULAÇÃO E ANÁLISE NO AUXÍLIO DO DESENVOLVIMENTO DE VEÍCULOS

Serviço de Pós-Graduação EESC/USP
EXEMPLAR REVISADO
Data de entrada no Serviço: 31 / 05 / 01
Ass.: <i>Guilherme</i>

Daniel Müller Spinelli

Dissertação apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica

DEDALUS - Acervo - EESC

31100017983

ORIENTADOR : Prof. Dr. Álvaro Costa Neto

São Carlos

2001

Class.	TESE-EESC
Cutl.	58 56
Tombo	T0113/01

1186773

Ficha catalográfica preparada pela Seção de Tratamento
da Informação do Serviço de Biblioteca – EESC/USP

S757s Spinelli, Daniel Müller
Simulação e análise no auxílio do desenvolvimento
de veículos / Daniel Müller Spinelli. -- São Carlos,
2001.

Dissertação (Mestrado) -- Escola de Engenharia de
São Carlos-Universidade de São Paulo, 2001.

Área: Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Álvaro Costa Neto.

1. Multicorpos. 2. Elementos finitos. 3. Explícito.
4. Implícito. I. Título.

FOLHA DE APROVAÇÃO

Candidato: Engenheiro **DANIEL MÜLLER SPINELLI**

Dissertação defendida e aprovada em 24.04.2001
pela Comissão Julgadora:

Prof. Doutor **ÁLVARO COSTA NETO (Orientador)**
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)

Prof. Doutor **JONAS DE CARVALHO**
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)

Prof. Titular **RONALDO DE BREYNE SALVAGNI**
(Escola Politécnica - Universidade de São Paulo)

Prof. Associado **ARTHUR JOSÉ VIEIRA PORTO**
Coordenador do Programa de Pós-Graduação
em Engenharia Mecânica

JOSÉ CARLOS A. CINTRA
Presidente da Comissão de Pós-Graduação da EESC

À minha família.

Agradecimentos

O autor gostaria de agradecer a todas as pessoas que contribuíram de alguma forma para o desenvolvimento dos conhecimentos adquiridos, de fundamental importância para concretização deste trabalho. Em especial, ao Eng. Marcos Antônio Argentino, MSc. Spencer McKellip, Dr. Helmut Pfitzer, Dr. Frank Off, Dr. Bockenhoff e ao Prof. Dr. Álvaro Costa Neto

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS	III
ÍNDICE DE FIGURAS	VIII
ÍNDICE DE TABELAS.....	XI
RESUMO	XV
ABSTRACT	XVI
LISTA DE SÍMBOLOS	XII
LISTA DE ABREVIATURAS	XII
CAPÍTULO 1	17
1.1 INTRODUÇÃO	17
1.2 OBJETIVOS	18
1.3 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO	19
CAPÍTULO 2	
REVISÃO DA LITERATURA	21
2.1 INTRODUÇÃO	21
2.2 MÉTODO DOS MULTICORPOS (MBS)	21
2.3 MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS (FEM)	23
2.3.1 Simulação FEM para análise de durabilidade de veículos.....	23
2.3.2 Simulação FEM não linear para análise de impacto	25
2.4 ANÁLISE COMPUTACIONAL NO PROJETO DE VEÍCULOS.....	27
CAPÍTULO 3	
MODELAGEM E SIMULAÇÃO DINÂMICA E CINEMÁTICA DE UMA SUSPENSÃO	
VEICULAR.....	28
3.1 FUNDAMENTOS	28
3.1.1 Massa concentrada.....	28
3.1.2 Sistema fixo de coordenadas no veículo	29
3.1.3 Forças.....	29
3.1.4 Carregamento Dinâmico nos eixos	30
3.2 GEOMETRIA DE SUSPENSÕES	31
3.2.1 Terminologia.....	31
3.2.2 Ângulo de Camber (β)	31
3.2.3 Ângulo de Caster (γ).....	33
3.2.4 Inclinação do Eixo Mestre	34

3.2.5	<i>Suspensões independentes</i>	35
3.2.6	<i>Análise do centro de tombamento (Roll Centre)</i>	36
3.3	ESTUDO DE CASO.....	39
3.3.1	<i>Dados Inerciais e Curvas dos Elementos Mecânicos</i>	39
3.3.2	<i>Dados Geométricos da Suspensão e conexões</i>	41
3.3.3	<i>Considerações a partir dos Dados Geométricos</i>	42
3.4	RIDE	43
3.4.1	<i>Fontes de excitação</i>	43
3.4.2	<i>Propriedades de resposta de um veículo</i>	43
3.4.3	<i>Isolamento da suspensão</i>	44
3.4.4	<i>Análise dinâmica do sistema no MATLAB</i>	48
3.4.5	<i>Rigidez da suspensão</i>	50
3.4.6	<i>Amortecimento da suspensão</i>	51
3.4.7	<i>Ressonâncias da massa não suspensa</i>	52
3.5	SIMULAÇÃO DE MODELOS MATEMÁTICOS DE SUSPENSÕES	53
3.5.1	<i>Modelagem no aplicativo MATLAB/SIMULINK</i>	54
3.5.2	<i>Simulação Multicorpos no SD/FAST</i>	60
3.6	ANÁLISE DOS RESULTADOS	64
3.7	CONCLUSÕES	65

CAPÍTULO 4

O MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS	66
4.1 FUNDAMENTOS	66
4.2 DISCRETIZAÇÃO FEM UM VEÍCULO COMERCIAL	67

CAPÍTULO 5

MODELAGEM E SIMULAÇÃO ESTRUTURAL DE UM VEÍCULO DE CARGA ATRAVÉS DO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS IMPLÍCITO	711
5.1 FEM IMPLÍCITO NO CÁLCULO DE DURABILIDADE DE VEÍCULOS UTILIZANDO O PROGRAMA NASTRAN.....	711
5.2 EQUACIONAMENTO PARA ANÁLISE MODAL.....	722
5.3 EQUACIONAMENTO PARA UMA ANÁLISE TRANSIENTE.....	733
5.4 PARÂMETROS DO MODELO	744
5.5 PROCEDIMENTO DE SIMULAÇÃO	755
5.6 ANÁLISES DOS RESULTADOS	766
5.7 CONCLUSÕES	822

CAPÍTULO 6

MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE IMPACTO DE UM VEÍCULO DE CARGA ATRAVÉS DO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS EXPLÍCITO.....	833
6.1 FEM EXPLÍCITO NO CÁLCULO DE IMPACTO DE VEÍCULOS UTILIZANDO O PROGRAMA LS/DYNA3D.....	833
6.2 PARÂMETROS DO MODELO	855
6.3 PROCEDIMENTO DE SIMULAÇÃO	877
6.4 ANÁLISE DOS RESULTADOS.....	888
6.5 CONCLUSÕES	933

CAPÍTULO 7

SIMULAÇÃO E ANÁLISE DA CINEMÁTICA DOS OCUPANTES.....	944
7.1 SIMULAÇÃO FEM/MBS NO PROGRAMA MADYMO.....	944
7.2 PARÂMETROS DO MODELO	944
7.3 PROCEDIMENTO DE SIMULAÇÃO	955
7.4 ANÁLISE DOS RESULTADOS	955
7.5 CONCLUSÕES	977

CAPÍTULO 8

ANÁLISE DOS MÉTODOS DE SIMULAÇÃO: APLICAÇÃO DENTRO DO CONTEXTO DE DESENVOLVIMENTO.....	999
8.1 APLICAÇÃO DOS MÉTODOS.....	100
8.2 ANÁLISES NAS FASES DE DESENVOLVIMENTO	1011
8.2.1 Atividades na fase de conceito	1022
8.2.2 Atividades na fase de detalhamento.....	1022
8.2.3 Informações necessárias em cada fase	1033
8.3 CRITÉRIOS DE APROVAÇÃO	1044
8.4 CONCLUSÕES	1055

CAPÍTULO 9

CONCLUSÕES FINAIS	1066
--------------------------------	-------------

CAPÍTULO 10

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	1088
APÊNDICE 1: ARQUIVOS DE SIMULAÇÃO NO MATLAB.....	1122
1.1 AMORTECL.M: RORINA DE AMORTECIMENTO	1122
1.2 GANHOM.M: ROTINA QUE CALCULA OS GANHOS VARIANDO AS FREQUÊNCIAS DE MASSA SUSPENSÃO E NÃO SUSPENSÃO.....	1133

APÊNDICE 2: ARQUIVOS DA SIMULAÇÃO NO SD/FAST.....	1135
2.1 ARQUIVO MAC3.SD : DESCRIÇÃO DO MODELO MBS.....	1135
2.2. ARQUIVO MAC3_I : INFORMAÇÃO SOBRE O MODELO MBS.....	1136
2.3 MAC3.C: PROGRAMA PRINCIPAL PARA A SIMULAÇÃO MBS	1138
APÊNDICE 3: PROCEDIMENTO PARA UMA ANÁLISE DE DURABILIDADE NO	
NASTRAN.....	1133
APÊNDICE 4: PROCEDIMENTOS PARA UMA ANÁLISE DE IMPACTO NO LS/DYNA3D.	
.....	1134
4.1 GERAÇÃO DO MODELO LS/DYNA3D A PARTIR DE UM MODELO NASTRAN	1134
4.2 ANÁLISE DE IMPACTO UTILIZANDO O LS/DYNA3D	1135

Índice de Figuras

FIGURA 3.1 : Sistema de coordenadas de um veículo segundo a SAE.....	29
FIGURA 3.2 : Forças arbitrárias que atuam num veículo.	30
FIGURA 3.3: Resultado das massas nos eixos para o veículo em estudo.....	31
FIGURA 3.4 : Camber de uma roda.....	32
FIGURA 3.5 : Ângulo de Caster	33
FIGURA 3.6 : inclinação do Eixo Mestre	34
FIGURA 3.7: Suspensão dianteira SLA	35
FIGURA 3.8: Estrutura MacPherson.....	36
FIGURA 3.9: Definição de centro de tombamento da suspensão e o eixo de tombamento.	37
FIGURA 3.10: Definição dos pontos geométricos para determinação do centro de tombamento	38
FIGURA 3.11 : Centro de Tombamento da estrutura <i>MacPherson</i>	39
FIGURA 3.12: Curva rigidez do pneu. Valor da inclinação $K=125000\text{N/m}$	40
FIGURA 3.13 : Curva de rigidez da mola e batente.	40
FIGURA 3.14 : Curva de amortecimento do amortecedor dianteiro.	41
Figura. 3.15: Diagrama correspondente à suspensão MacPerson.	41
FIGURA 3.16 : Modelo de um quarto de veículo.	44
Massa Suspensa [Kg].....	46
FIGURA 3.17 : Resposta do modelo de um quarto de veículo às entradas da pista. .	49
FIGURA 3.18: Espectro de aceleração com frequências naturais da <i>Massa suspensa</i> diferentes.	50
FIGURA 3.19 : Efeito do amortecimento no comportamento de isolamento da suspensão.....	51

FIGURA 3.20 : Efeito da <i>Massa não suspensa</i> no comportamento de isolamento. ...	53
FIGURA 3.21: Função de excitação de entrada no modelo matemático.....	55
FIGURA 3.22: Diagrama de blocos para o modelo linear.....	56
FIGURA 3.23 : Diagrama de blocos para modelo não linear.	57
FIGURA 3.24 : Resultados do modelo SIMULINK linear.	58
FIGURA 3.25: Resultados modelo SIMULINK não linear.....	59
FIGURA 3.26: Modelo topológico da suspensão MacPherson.	61
FIGURA 4.1: Modelo FEM de um veículo comercial leve.	68
FIGURA 4.2: Simulações de modelos FEM empregados na indústria de veículos atual.	69
FIGURA 5.1: Fluxograma de uma análise FEM implícita	72
FIGURA 5.2: Resultado de tensões no quadro para os casos estáticos.....	77
FIGURA 5.3: Resultado do modo de torção do quadro em 8Hz.	77
21Hz 24Hz	78
FIGURA 5.4: Resultado do modo de vibrar das portas.....	78
FIGURA 5.5: Resultado de tensão dos componentes do quadro para o caso dinâmico.	79
FIGURA 5.6: Resultado de tensão de partes da cabina para o caso dinâmico. Erro! Indicador não definido.	
FIGURA 5.7: Resultado de tensão de partes da cabina para o caso dinâmico. Erro! Indicador não definido.	
FIGURA 5.8: Resultados problemáticos determinados pela análise dinâmica.....	81
FIGURA 6.1: Fluxograma do método FEM explícito.....	85
FIGURA 6.2: Curva Tensão x Deformação utilizada na simulação de impacto.	86
FIGURA 6.3: Impacto numa barreira rígida a 35km/h.....	88
FIGURA 6.4: Impacto numa carroceria a 30km/h.	88

FIGURA 6.5: Impacto numa carroceria defasado a 30km/h.....	89
FIGURA 6.6: Impacto num poste a 50km/h.	89
FIGURA 6.7 Resultados comparativos dos valores de aceleração no caso do impacto a 35Km/h numa barreira rígida.....	90
FIGURA 6.8 Resultados comparativos dos valores de velocidade no caso do impacto a 35Km/h numa barreira rígida.....	91
FIGURA 7.1: Posição da máxima aceleração obtida na curva HIC.....	96
FIGURA 8.1: Atividades propostas nas fases de conceito e detalhamento de um projeto.	100
FIGURA 8.2: Definição dos sub-sistemas antes de uma análise global.....	102
FIGURA 8.3: Atividades na fase de detalhamento.	103
FIGURA 8.4: Informações básicas necessárias para as fases do projeto.	104

Índice de Tabelas

TABELA 3.1: Massas e inércia dos componentes da suspensão.....	39
TABELA 3.2: Coordenadas da suspensão MacPherson.....	42
TABELA 3.3: Grandezas obtidas através das coordenadas espaciais da suspensão..	42
TABELA 3.4: Resultados dos parâmetros de vibração para a suspensão.	46
TABELA 3.5: Comparação dos métodos.	64
TABELA 5.1: informações para modelagem do veículo.....	75
TABELA 5.2: Especificação da análise de durabilidade executada no modelo FEM.	76
TABELA 5.3: Tempos de simulação e análise de durabilidade.....	82
TABELA 6.1: Especificações da análise de impacto realizada no modelo FEM	87
TABELA 6.2: Tempos de simulação e análise de impacto.	92
TABELA 7.1: Especificações da análise da cinemática dos ocupantes.	95
TABELA 7.2: Valores encontrados na simulação e comparativo com testes e norma.	97
TABELA 7.3: Tempos de simulação e análise de cinemática dos ocupantes.	97
TABELA 8.1: Análises indicadas para utilização dos métodos estudados.	100

Lista de Abreviaturas

MBS – *Multibodysystem Method*

FEM – *Finite Element Method*

RMS – *Route Mean Square*

HIC – *Head Injury Criteria*

ECE – *European Community Exigencies*

Lista de Símbolos

CG: Centro de gravidade

F: Força

T: Momento

I: Momento de Inércia

M - Massa suspensa

m – Massa não suspensa

a - Aceleração

α : Aceleração angular

v: Velocidade

ω : Velocidade angular, frequência angular

f : frequência

W - peso do veículo atuando no CG.

W_f/W_r - forças normais à pista, pesos dinâmicos nos eixos dianteiro e traseiro.

F_{xf}/F_{xr} - forças de tração.

R_{xf}/R_{xr} forças de resistência ao rolamento na superfície de contato do pneu.

D_a - força de resistência aerodinâmica agindo no ponto ha acima do solo.

R_{hz}/R_{hx} - força vertical e longitudinal no ponto de encaixe de algum trailer.

α - inclinação do eixo mestre

β - ângulo de câmber

γ - ângulo de caster

o – Distância entre centro de giro da roda e centro da superfície de contato do pneu

RC - centro de tombamento

h – altura do centro de tombamento

RR – *Ride Rate*

K – Rigidez linear

g – aceleração da gravidade

C – coeficiente de amortecimento

Z – Deslocamentos das massas

ξ - razão de amortecimento

τ - trabalho

V – energia

P(t) – Entrada dependente do tempo

u – deslocamentos nodais

t - tempo

Δt – intervalo de tempo

σ - tensão elástica

Resumo

SPINELLI, D. M. (2001) Simulação e análise no auxílio do desenvolvimento de veículos. São Carlos, 2001. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

O uso de simulações computacionais no campo da engenharia vem se tornando cada vez mais freqüente. Este trabalho aplica diferentes tipos de análise, Método Multicorpos e Método dos Elementos Finitos, para estudos dinâmicos e estruturais, como ferramenta de auxílio no desenvolvimento de veículos terrestres.

Através de métodos de integração numérica e posteriormente a utilização do método dos multicorpos, uma suspensão independente dianteira de um veículo foi isolada, considerada como um conjunto de corpos unidos por juntas, movidos por forças e restringidos por batentes. O comportamento dinâmico do sistema foi determinado submetendo o modelo a entradas provenientes do pavimento.

O Método dos Elementos Finitos já é considerado como ferramenta potente para o cálculo estrutural. Para abordar tal tema, foi construído um modelo discretizado em Elementos Finitos de um veículo comercial completo. Este modelo foi submetido a simulações de situações reais *quasi*-estáticas e dinâmicas, utilizando algoritmos implícito e explícito, dependendo do fenômeno considerado. A partir destes, puderam ser verificadas a performance estrutural e a segurança passiva do veículo arremessado a obstáculos cotidianos.

O último estudo retrata que com a fusão dos métodos é possível, através de programas dedicados, prever a dinâmica de um modelo encriptado de um boneco tipo HYBRIDIII, quando submetido a um pulso de desaceleração no interior de um veículo com e sem bolsa de segurança (*airbag*).

Todos os resultados obtidos foram comparados à realidade ou *benchmark*. Os obstáculos enfrentados permitiram definir qual ferramenta melhor se encaixa num contexto de desenvolvimento dentro de uma corporação.

Palavras-chave : Multicorpos; Elementos Finitos, Explícito, Implícito.

Abstract

SPINELLI, D. M. (2001), Simulation and analysis aiding vehicle development. São Carlos, 2001. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

The use of computational tools in various engineering fields has increased over the last years. Mathematical modelling is identified as being the most adequate tool for simulating real service conditions along several product development phases. This work investigates different dynamic and structural analysis used for ground vehicle development tools.

By numerical integration using the Multibody system method, an independent suspension was isolated from the car and considered as bodies connected by joints, moved by forces and constrained by stoppers. The dynamic behaviour of the systems was predicted when submitted to input exclusively from the ground.

The Finite Element Method is already considered a very powerful simulation tool. In order to study the method, a full vehicle model was built and submitted to quasi-static and dynamic inputs. Both implicit and explicit methods were used to simulate different situations. The vehicle had its structural performance analysed related to durability and safety aspects.

The last analysis that shows the fusion of methods is possible using dedicated computational tools to simulate the passenger kinematics by using an encrypted dummy and an airbag model under a deceleration pulse as input.

All the results were compared to experimental and benchmark results. Also the difficulties emerged from each tool were pointed out in order to define which is the most appropriate within the development context.

Keywords: Multibody, Finite Element, Explicit, Implicit

Capítulo 1

1.1 Introdução

Modelagem é uma idealização de uma situação real que auxilia a análise de um problema. A modelagem preventiva é utilizada principalmente na engenharia do produto porque ajuda tanto a entender como prever o desempenho de um sistema. A simulação envolve a aplicação de entradas e condições de contorno ao modelo, com o objetivo de analisar a natureza dos resultados que poderiam ser encontrados numa situação real. Sendo assim, a simulação é a manipulação do modelo para atender aos objetivos desejados. Esta pode envolver equipamentos (modelos físicos) submetidos a um ambiente de trabalho ou modelos matemáticos submetidos a perturbações que simulam numericamente uma determinada condição de serviço.

A solução de modelos aplicando técnicas matemáticas tem sido o enfoque clássico em muitas instituições educacionais de engenharia. Entretanto, somente os modelos mais simples, e portanto pouco realistas, podem ser solucionados por métodos analíticos clássicos. Com o surgimento de computadores digitais, os modelos matemáticos puderam ser cada vez mais explorados. A utilização de métodos numéricos para a solução das equações físicas do problema, e a facilidade de resolução por procedimentos iterativos, auxiliam a verificação de diversas configurações de projeto. A modelagem e simulação computacional é portanto, atualmente, uma ferramenta poderosa nos projetos de engenharia.

Engenheiros utilizam modelos para pensar, comunicar, prever, controlar e treinar. Desde que diversos problemas de engenharia lidam com situações complexas, a modelagem geralmente auxilia a visualização e a concentração na questão. Um dos resultados no aprendizado de engenharia é o desenvolvimento de um “índice de modelos”, o qual é utilizado intuitivamente como parte do pensamento.

Geralmente, não existe um conhecimento total do problema sem antes haver uma habilidade de previsão a respeito. Engenheiros devem tomar decisões envolvendo alternativas. A capacidade de simular a operação do sistema através de modelos

matemáticos é uma grande vantagem em providenciar informações, geralmente a um custo e tempo menores do que se uma experimentação fosse necessária. Além do mais, há situações onde a experimentação torna-se inviável devido aos custos, segurança e tempo disponível.

Esta dissertação mostra a evolução de um estudo que fora amadurecendo durante anos de atividade profissional e acadêmica, de extrema importância para o aprendizado de metodologias de simulação para análise de estruturas e sistemas mecânicos. O tema chave do trabalho é a simulação numérica, direcionada ao estudo do comportamento *quasi*-estático e dinâmico de veículos terrestres. O veículo e suas partes são estudados para determinar quais forças serão produzidas numa determinada condição de operação e como o conjunto irá responder dinamicamente e estruturalmente. Para esse fim, é necessário uma aproximação rigorosa do fenômeno real considerando os objetivos da análise, e também estabelecer critérios de engenharia que permitam identificar a performance e estabelecer conclusões.

O nível de complexidade de uma modelagem influi diretamente no tempo necessário para a construção do modelo, na obtenção de resultados e na otimização da performance. Assim modelos extremamente complexos podem se tornar um gargalo no início do projeto onde são necessárias somente as informações básicas para dar início ao projeto. Este trabalho foca simulações, as quais terão o desempenho analisados, com o objetivo de mostrar suas vantagens e desvantagens.

Os métodos abordados auxiliam no desenvolvimento do projeto e comportamento dinâmico de suspensões, durabilidade de componentes, segurança passiva e cinemática dos ocupantes durante um impacto.

1.2 Objetivos

Este trabalho tem como objetivo abordar diferentes métodos de análise e mostrar qual se aplica e quando devem ser iniciados para prever as respostas dinâmicas e estruturais vitais que caracterizam o veículo. As ferramentas computacionais serão códigos disponíveis no mercado, que auxiliam o engenheiro na modelagem, simulação e análise dos resultados. O esforço de modelagem, processamento

computacional e os desvios nos resultados obtidos serão analisados a fim de determinar a performance do método.

1.3 Organização do trabalho

O Capítulo 2 apresenta a revisão bibliográfica utilizada como fonte de conhecimentos e idéias, descrevendo a contribuição das publicações para este presente trabalho.

O capítulo 3 apresenta a avaliação da dinâmica vertical de uma suspensão veicular. Inicialmente são mostrados os fundamentos teóricos necessários da física. Em seguida, será apresentada a terminologia utilizada para descrever as propriedades geométricas e a apresentação das características da suspensão avaliada. Posteriormente, as fontes de excitações de entrada num veículo trafegando sobre pista e os efeitos dos elementos mecânicos no comportamento vibracional dos corpos que compõem um veículo são avaliadas através de análises no MATLAB. Por fim, serão analisados os resultados de dois métodos de simulação numérica, para entrada proveniente da pista. A modelagem e simulação no ambiente SIMULINK utilizando o sistema de equações do movimento para descrever o de um modelo no plano, e a ferramenta SD/FAST, na qual é possível definir uma geometria espacial e resolver as equações do movimento através de uma simulação pelo Método dos Multicorpos, também serão avaliadas.

O Capítulo 4 descreve a teoria básica do Método dos Elementos Finitos, sua aplicação e procedimentos básicos de geração do modelo virtual.

O Capítulo 5 apresenta uma avaliação dinâmica estrutural para previsão de durabilidade de um veículo comercial leve. Inicialmente é apresentada sucintamente a teoria do Método dos Elementos Finitos implícito, de vasta aplicação hoje na engenharia, para mostrar o equacionamento implícito do problema estrutural. Em seguida, é mostrado como inserir os parâmetros necessários para discretização da geometria e geração do modelo em elementos finitos para os subsistemas cabina e chassis. Este último é submetido a carregamentos provenientes da pista e manobras costumeiras, e simulados utilizando o solver NASTRAN. Os resultados das

simulações são apresentados e comparados com resultados práticos, para validação do método.

O Capítulo 6 apresenta uma simulação de impacto de um veículo comercial leve. Inicialmente é mostrada a teoria que envolve o Método dos Elementos Finitos explícito, hoje ainda em crescimento, para o entendimento do processo de solução das equações do problema explícito. Em seguida são apresentados fundamentos necessários para a geração de um modelo discretizado do veículo, que é submetido a carregamentos típicos de impacto e simulado no programa LS-DYNA3D. Por fim os resultados serão analisados e comparados a fenômenos práticos para conclusão da viabilidade do método.

O Capítulo 7 apresenta uma fusão dos métodos Multicorpos e Elementos Finitos, para uma simulação de segurança dos ocupantes no interior do veículo. Serão mostrado os procedimentos utilizados para geração do modelo e particularidades da simulação no MADYMO. Os resultados serão analisados e comparados a valores experimentais, para concluir a viabilidade deste método.

O Capítulo 8 mostra tanto um panorama geral das análises demonstradas nos capítulos anteriores como as fases do projeto nas quais as simulações melhor se encaixam, justificado pelo contexto de desenvolvimento e aplicação.

O Capítulo 9 apresenta as conclusões finais do trabalho.

A presente abordagem procurou mostrar algumas etapas num processo moderno de desenvolvimento veicular, buscando, de certa forma, contribuir para a engenharia, não somente expondo o tema, mas também utilizando-se de casos práticos, para mostrar a viabilidade das ferramentas computacionais quando inseridas no contexto global de um projeto.

CAPÍTULO 2

Revisão da literatura

2.1 Introdução

O desenvolvimento de veículos e seus componentes fazem parte do cotidiano de instituições e indústria automobilística, que buscam na tecnologia disponível, meios para criar veículos cada vez mais seguros, leves e acessíveis. O estado da arte representa o atual estágio de desenvolvimento das técnicas para atingir tal meta. Sendo atualmente diversas as fontes de informações, e que muito do conhecimento se encontra em instituições financeiramente auto-suficientes, a base teórica inicial de um trabalho pode ser encontrada tanto em artigos, publicações, revistas, literatura, páginas da rede mundial, contatos com especialistas através de correio eletrônico e outros meios, como em conversas e discussões pessoais entre pesquisadores e profissionais dedicados ao tema.

O poder computacional crescente e códigos cada vez mais poderosos, permitem o uso de diversas ferramentas e métodos de simulação numérica para prever o comportamento de fenômenos físicos, baseando-se em fundamentos básicos da mecânica, termodinâmica e materiais.

2.2 Método dos Multicorpos (MBS)

Literaturas como CRUSE (1990) e HEISLER (1993) apresentam os principais parâmetros geométricos para suspensão de veículos. Estes parâmetros afetam o comportamento do veículo como um todo e devem ser ajustados afim de garantir boa dirigibilidade.

Devido à complexidade mecânica que caracteriza um veículo, RILL(1983) separou-o em conjuntos de massas e sub-sistemas, como suspensões e trem de força, onde aplicou os princípios de d’Alambert e as equações de Lagrange para modelar e

simular, através de computadores, as respostas dinâmicas quando o veículo for submetido a alguma entrada, simulando manobras ou trafegando sobre pista irregular. A influência das entradas, devido à irregularidade do pavimento no modelo multicorpos “não perfeito”, que aproxima o veículo globalmente, foi melhor demonstrada por RILL (1984), considerando o perfil de pista como um sinal randômico no tempo. Com a consolidação de seus modelos matemáticos, RILL (1987) criou o programa COMPACT, que executa simulações numéricas para veículos e condições definidas pelo usuário. A suspensão MacPherson foi alvo de estudo por RILL (1989), considerando a elasticidade das juntas de borracha, as quais têm grande influência no comportamento dinâmico, numa manobra de pista. Em 1992, com sua vinda ao Brasil, RILL(1992) deixou no SEM/EESC-USP o programa não compilado, que executa a simulação de um Audi80, o qual foi base de dados para todas as análises presentes no Capítulo 3.

Durante o mesmo período, GILLESPIE (1985) elaborou um material completo sobre modelagem de veículos comerciais. Utilizando uma abordagem no plano, foram dados os mesmos tratamentos de corpos rígidos para o quadro, a cabina, rodas e carreta, e os subsistemas suspensões e quinta roda, modelados de acordo com sua função mecânica. Particularidades de cada elemento são detalhadas, a fim de esclarecer as simplificações adotadas, em contraste com os mecanismos reais. Com o objetivo expor o desafio de projetar veículos, GILLESPIE (1992) mostra como lidar com as restrições impostas pelos requerimentos de produção e eficiência e explicar, além das fontes de vibração nos veículos, também a mecânica básica envolvida. Os aspectos de interesse são as respostas dinâmicas que caracterizam a eficiência de conforto do motorista, enquanto o veículo é submetido a um ambiente de excitações provenientes do pavimento, vibrações de componentes rotativos, desbalanceamento de rodas/pneus, motor, flexão de quadro e suspensão de cabina para caminhões. Diferenciando as excitações de baixa frequência (0-25 Hz) das de alta (acima de 25 Hz), as influências de cada variável das fonte de excitação são detalhadas através de exemplos. Pode ser considerado como literatura básica para o entendimento das fontes de entrada num veículo e a resposta em frequência da estrutura submetida a diversas entradas.

Seguindo a mesma tendência, COSTA et al. (1993) modelou uma suspensão veicular tipo 5-barras em detalhes e utilizou, como ferramenta, um código gerado a partir de uma linguagem computacional, o qual foi direcionado para a aplicação e executado em máquinas tipo *Workstation*. A partir de uma modelagem pela técnica de multicorpos, o sistema foi representado com elementos lineares e a entrada por deslocamento representando um obstáculo do solo. As saídas são as histórias no tempo de diversas informações sobre a cinemática e dinâmica dos pontos de interesse para futura análise. A técnica demonstrada apresentou aspectos de modelagem para sistemas mecânicos tridimensionais, proporcionando um entendimento de uma metodologia eficaz para simulação computacional de suspensões veiculares. Este trabalho inspirou a utilização de um sistema de corpos rígidos para determinação das respostas nos elementos que compõem o sistema.

Os artigos descritos foram de importância fundamental para o aprendizado de como modelar uma máquina sistematicamente. Simplificações significativas podem ser feitas sem que haja prejuízo nos resultados, quando comparados com valores experimentais. Portanto, a modelagem matemática e a simulação de condições de serviço são fontes confiáveis de informações sobre o comportamento de um produto que ainda não existe fisicamente.

2.3 Método dos Elementos Finitos (FEM)

Uma técnica que vem se desenvolvendo muito é o Método dos Elementos Finitos como ferramenta de simulação computacional de fenômenos transientes. Sendo explorado por duas frentes, implícita e explícita, pode ser utilizado com enorme flexibilidade em estudos de vibração estrutural, através da discretização do contínuo, podendo assim, representar a dinâmica de uma estrutura submetida a entradas das mais diversas formas.

2.3.1 Simulação FEM para análise de durabilidade de veículos

A análise de durabilidade está diretamente ligada à capacidade do material empregado na confecção dos componentes do veículo, de resistir aos carregamentos

de serviço. Ruptura ou trincas no material indicam que o componente ou a parte estrutural não estão bem dimensionados.

Segundo DIETER (1990), existem duas formas de falha em componentes, ruptura por carregamentos estáticos e ruptura por fadiga. Na primeira o rompimento é por deformação plástica, isto é, o material ultrapassa o regime elástico, enquanto que na segunda ocorre surgimento de trinca, que cresce até que a seção remanescente não suporta mais o carregamento e rompe estaticamente. Assim, os limites de tensão elástico e de fadiga dos materiais devem ser critérios de dimensionamento, para garantir a durabilidade do produto aos carregamentos característicos de serviço.

O ponto chave então, está em determinar os carregamentos de serviço. SING (1996) apresenta técnicas de simulação computacional para estimar a vida em fadiga de componentes veiculares sujeitos a carregamentos oriundos de uma pista de testes conhecida, tida como critério de aprovação de veículos. Tem como principal objetivo um estudo de durabilidade estrutural utilizando carregamentos na forma de histórias no tempo para uma simulação pelo Método dos Elementos Finitos. Mostra também como determinar a influência de uma modificação nas características geométricas, onde os parâmetros de amortecimento e rigidez da suspensão podem influenciar na resposta a diferentes perfis de pista. O autor utiliza recursos matemáticos de tratamento de dados como *Análise de Fourier*, contagem por *Rainflow*, determinação dos parâmetros estatísticos e acúmulo dos danos para interpretação e julgamento dos resultados. Sendo um completo estudo de fadiga, o trabalho realizado enfoca detalhadamente uma metodologia utilizada com sucesso em montadoras para previsão de vida em componentes e estruturas veiculares.

Este método é adotado na forma de um programa corporativo, NASMON (1998), que calcula os valores de tensão RMS (raiz da média ao quadrado) e valores de pico de tensões utilizando Distribuição Normal. O programa manipula os resultados dinâmicos de uma simulação FEM transiente, com o veículo trafegando sobre pista de perfil determinado, e escreve um arquivo final, contendo os valores necessários para análise de durabilidade. Estes valores são então, comparados com os valores limites de tensão estipulados para aprovação, ou não, do projeto.

2.3.2 Simulação FEM não linear para análise de impacto

A modelagem e a simulação não linear vem ganhando terreno nos ambientes de desenvolvimento, por estarem demonstrando eficácia nas abordagens, principalmente onde modelos mais sofisticados de materiais atuando também no regime plástico e algoritmos de contato, são essenciais.

Segundo SCHWEIZERHOF *et al* (1992), o método explícito de integração das variáveis temporais em conjunto com uma discretização espacial dos elementos estruturais, munidos de um controle energético (*Hourglass Control*), é uma ferramenta potente de simulação não linear. A descrição dos principais aspectos da modelagem através de elementos finitos unidimensionais, bidimensionais e tridimensionais, bem como modelos sofisticados de materiais, integração no tempo, a dinâmica de corpos rígidos e os contatos, mostram toda a potencialidade do método explícito. Os resultados obtidos para as simulações de impacto de uma estrutura veicular de componentes para absorção de energia, do sistema de direção e da cinemática dos ocupantes com o veículo munido de *airbag*, apresentaram boa correlação com os testes comparativos, o que assegurou a validade do método. Mais adiante, SCHWEIZERHOF *et al* (1996) apresentam os potenciais de desenvolvimento para o método utilizando algoritmos paralelos e as melhorias necessárias para viabilizar sua intensa aplicação. Esta é uma importante referência na qual é retratado todo o método explícito dos elementos finitos, fornecendo um embasamento importante para o entendimento da teoria aplicada.

A geração de modelos FEM para simulação de impacto, a partir de modelos FEM para durabilidade, é um meio eficiente de desenvolvimento com auxílio de ferramentas computacionais. Segundo VOLLAN (1996), a evolução de modelos NASTRAN para modelos de estudo de impacto, utilizando o programa LS/DYNA3D, é empregado dentro das organizações para obtenção de uma resposta rápida sobre o comportamento do veículo, quanto à segurança passiva.

Segundo CLARKE *et al* (1994), a absorção da energia cinética pela estrutura durante um impacto pode ser executada com boa performance, pelo uso de partes que absorvem melhor a energia, deformando-se de uma maneira controlada. Segundo HASAN (1997) é possível obter excelentes resultados de simulação de componentes

específicos para absorção de energia, como materiais compostos, comparando com valores experimentais. Neste trabalho, a modelagem de diferentes tipos de materiais seguiram instruções do manual do LS-DYNA3D e valores obtidos de curvas características do material obtidas por HOFFMAN (1999) através de ensaios monotônicos.

O controle desta absorção de energia foi abordado anteriormente por ZEUGER (1993), que mostra a influência da desaceleração do veículo nos passageiros. Este tema também foi abordado por ZIEJEWSKI (1996), utilizando pulsos de simulações com diferentes materiais estruturais, para depois avaliar a performance de um modelo humano, quando submetido às desacelerações, e preso por um cinto de três pontos.

A evolução de modelos matemáticos que caracterizam o meio físico aliado aos códigos matemáticos provocaram um salto na geração de modelos com alto grau não linear, trabalhando com grandes deslocamentos. Um exemplo de tal aplicação é apresentado por WU (1996), que utiliza um código explícito para simular um modelo de pneu através do método dos elementos finitos. O pneu é representado utilizando um modelo de bolsa de ar desenvolvida para análises de impacto. Os procedimentos computacionais para prever as cargas no pneu foram investigados e os testes necessários para calibragem do modelo foram apresentados. Os resultados da cinemática e dinâmica do modelo foram comparados com os de teste e apresentaram uma ótima correlação, o que assegurou a validade do método.

Tais modelos, à medida que vão se tornando complexos, necessitam cada vez mais de parâmetros de entrada. Isso nem sempre é fácil de ser obtido, pois podem ser informações de difícil acesso ou mesmo inexistentes para determinado produto. Porém, há empresas que divulgam seus produtos como a PALUSTRA CO. (1998), que apresenta um trabalho com a descrição da natureza da borracha e apresentando também as propriedades mecânicas, comportamento monotônico da deformação, histerese e comportamento dinâmico dependentes da temperatura, frequência e amplitude oscilação, associadas à borracha vulcanizada.

Outro meio alternativo para obtenção de informações pode ser pela rede mundial, como por exemplo, a página [HTTP://WWW.NHSTA.COM](http://WWW.NHSTA.COM), que apresenta normas de impacto, exemplos e tendências.

2.4 *Análise computacional no projeto de veículos*

Os métodos de análise de durabilidade e impacto já fazem parte do desenvolvimento de veículos que desejam investir no atendimento de diversos requisitos, além dos de durabilidade. Artigos como os de GREEN (1993) e ZEUGER (1993), já vêm mostrando esta tendência em modelos menos refinados para estudos de segurança passiva.

O rápido avanço no desenvolvimento de produtos, principalmente de veículos, requer um esforço contínuo e definições de novas estratégias. REMENSPERGER(1997) mostra, através da aplicação dos conceitos de Engenharia Simultânea, as vantagens da simulação computacional. A possibilidade de trazer as decisões conceituais da fase de testes de protótipos para um estágio anterior, através de uma corrente de desenvolvimento auxiliada por computadores (CAD/CAE), é investigada pelo uso de várias ferramentas de simulação. Mostra também, como deve ser o fluxo de informações, vitais para a concretização da simulação, como meio para atingir com sucesso o objetivo de desenvolvimento rápido e com eficiência a um custo menor.

A flexibilidade observada no tratamento de temas que envolvem diferentes vertentes de estudo da engenharia mecânica, é proporcionada por um ambiente integrado de simulação de diversos fenômenos, que combinados, formam o ambiente virtual muito próximo do real. A possibilidade de encontrar soluções para fenômenos reais, a partir da matemática computacional é um avançado nível do estado da arte, referente a ferramentas de auxílio no desenvolvimento de equipamentos mecânicos, que tende a se sofisticar cada vez mais.

CAPÍTULO 3

Modelagem e Simulação dinâmica e cinemática de uma Suspensão Veicular

3.1 Fundamentos

A seguir, A teoria necessária para o entendimento do processo de modelagem é apresentada de uma forma sucinta com o objetivo de mostrar como as quantidades físicas podem ser representadas para efeito de cálculos. É o início de um aprendizado que vai amadurecendo ao longo de todo trabalho, sendo portanto indispensável sua apresentação.

Os dados de entrada para o veículo em estudo nesta seção foram obtidos através de RILL (1993), por um programa de simulação para um Audi80, denominado *passcar.for*.

3.1.1 Massa concentrada

Um conjunto de corpos pode ser tratado como subsistemas de massa concentrada, com propriedades de inércia e massa apropriadas. Esta discretização permite conhecer o comportamento global do conjunto. No caso de um veículo, é possível considerar as rodas e componentes não suspensos (sofrem diretamente as forças causadas pelo solo) de uma forma concentrada, e a carroceria como outra massa concentrada, suspensa por elementos mecânicos com rigidez e amortecimento conhecidos.

A *massa não suspensa* representa as rodas e componentes da suspensão primária e a *massa suspensa* considera tudo em um veículo acima desta suspensão.

3.1.2 Sistema fixo de coordenadas no veículo

A FIGURA 3.1 mostra uma representação simples de um veículo, considerando-o como uma massa concentrada no CG e a denominação usual dos diversos graus de liberdade. Os movimentos de um veículo estão definidos como sendo um sistema de coordenadas ortogonal que segue a regra da mão direita, com origem no CG e que trafega com o veículo. Pela convenção da SAE as coordenadas são:

x - longitudinal e para frente

p - ROLL em torno de x

y - lateral e para a direita

q - PITCH em torno de y

z - para baixo

r - YAW em torno de z

FIGURA 3.1 : Sistema de coordenadas de um veículo, segundo a SAE

3.1.3 Forças

Forças e momentos são normalmente definidos como agindo no veículo. Então, uma força positiva na direção longitudinal do veículo é para frente. A força que corresponde ao carregamento no pneu age para cima e portanto é negativa em magnitude. Devido à inconveniência dessa convenção a SAEJ670e, "*Vehicle Dynamics Terminology*", dá o nome de Força Normal como agindo para baixo, e Força Vertical como sendo o negativo da força normal.

3.1.4 Carregamento Dinâmico nos eixos

FIGURA 3.2 : Forças arbitrárias que atuam num veículo.

Determinar o carregamento nos eixos em condições arbitrárias é uma aplicação simples das Leis de Newton. Considerando a FIGURA 3.2 pode-se obter as equações de equilíbrio.

Os carregamentos nos eixos consistirão de uma componente estática mais o peso transferido da frente para trás, ou vice-versa, devido a outras forças agindo no veículo. Pressupondo que o veículo não está acelerando em *Pitch*, a soma dos torques em A deverá ser zero. Então :

$$W_f L + D_A h_a + (W/g) a_x h + R_{hx} h_h + R_{hz} d_h + W h \sin \theta - W c \cos \theta = 0 \quad (3-3)$$

A equação acima é resolvida para W_f e de forma similar para os momentos agindo em B teremos W_r . As expressões para os carregamentos nos eixos serão :

$$W_f = (W c \cos \theta - D_A h_a - (W/g) a_x h - R_{hx} h_h - R_{hz} d_h - W h \sin \theta) / L \quad (3-4)$$

$$W_r = (W b \cos \theta - D_A h_a - (W/g) a_x h - R_{hx} h_h - R_{hz} (d_h + L) - W h \sin \theta) / L \quad (3-5)$$

Os valores das equações acima foram calculados para o veículo em estudo numa situação de velocidade constante enquanto trafegando no plano e corresponde à FIGURA 3.3 a seguir.

$$W_f = W c/L = 1160 \cdot (2.367-1.105)/2.367$$

$$W_f = 618 \text{ Kg}$$

$$W_r = W b/L = 1160 \cdot (1.105/2.367)$$

$$W_r = 542 \text{ Kg}$$

FIGURA 3.3: Resultado das massas nos eixos para o veículo em estudo.

3.2 Geometria de suspensões

3.2.1 Terminologia

Eixo Mestre : Eixo de giro da roda.

Centro de giro : ponto onde o *Eixo Mestre* intercepta o chão.

Superfície de contato : é a área achatada do pneu que está em contato com o chão.

Centro de contato : ponto central da *Superfície de Contato*.

3.2.2 Ângulo de Camber (β)

Camber é o ângulo de inclinação da roda relativo à vertical mostrado na FIGURA 3.4. Quando o topo da roda está inclinado para dentro do corpo este é dito negativo, e positivo quando ocorrer o oposto.

β - ângulo de câmber

FIGURA 3.4 : Camber de uma roda.

Quando o camber é positivo, o eixo de rotação da roda irá interceptar o chão no apex de um cone, gerado quando a roda completa uma revolução. O caminho que uma roda com ângulo de camber faz, quando livre para rodar, será o de um círculo ao redor do apex. Consequentemente, ambas as rodas dianteiras tenderão a girar para fora em direções opostas, conforme o veículo se move. Na prática, os pinos sofrerão tensões, pois eles irão restringir o movimento de separação das rodas enquanto o veículo se movimenta. Se uma roda estiver com um camber diferente da outra, devido por exemplo, ao rolamento do corpo em suspensões independentes, haverá uma tendência do veículo puxar para um lado quando for esterçado para a posição de linha reta.

Um camber negativo inclinando através do raio de uma trilha curva aumentará seu poder de curvar e reduzirá o ângulo de escorregamento para uma força de curva, quando comparado com uma roda sem camber.

Para promover um pouco de subesterçamento, as rodas dianteiras são normalmente ajustados para gerar um ângulo de escorregamento maior que na traseira, introduzindo um camber positivo nas rodas dianteiras e neutro nas rodas traseiras.

O camber positivo na dianteira desenvolve um ângulo de escorregamento maior que quando neutro. Quando eles estiverem sujeitos a ventos laterais súbitos ou trafegando

em pistas irregulares, os pneus não desviam instantaneamente do caminho desejado, o que resulta numa condição mais estável de dirigibilidade.

3.2.3 Ângulo de Caster (γ)

A inclinação das juntas rotativas na direção para frente ou para trás do veículo, o que faz o Centro de Contato situar na frente ou atrás do centro de pivoteamento produzido no chão é conhecida como ângulo de caster. É positivo quando o Centro de Contato da roda está atrás do ponto de pivoteamento no nível do chão, quando o oposto ocorre o caster é negativo. A FIGURA 3.5 ilustra essa geometria.

FIGURA 3.5 : Ângulo de Caster

Um veículo de tração na traseira tem as rodas da frente com caster positivo, FIGURA 3.4(a), pois quando o veículo é propelido pela traseira há um giro das rodas dianteiras em torno do eixo de pivoteamento até que o centro de contato do pneu fique para trás. Esta ação ocorre devido às forças de arrasto dos pneus dianteiros na pista que causam um movimento de ambos os pneus, até eles atingirem uma posição de equilíbrio entre as forças. Isto ocorre diretamente atrás do *Centro de Giro*.

Com tração na dianteira, a situação é diferente, porque o torque é transmitido através da roda dianteira esterçada. Nesse caso, o eixo de pivoteamento é empurrado para frente. Portanto, um castor negativo é recomendado. A FIGURA 3.5(b) ilustra o efeito do caster quando a roda é parcialmente virada. A distância entre o centro Superfície de Contato e o Centro de Giro rotaciona enquanto as rodas são giradas,

no qual a força propulsora e a força de reação no chão estão paralelas, mas agora com um *Offset*. Isso cria um binário de forças que tenta continuamente reduzir-se a zero, eliminando o *Offset* existente. Em outras palavras, a força motora e a de reação estão a todo momento tentando se alinhar, com as rodas girando quando o esterçamento estiver trancado numa direção. Quanto maior a ângulo de esterçamento, maior o *Offset* e maior o efeito auto-alinhante do castor. A ação auto-alinhante, que tende a reforçar o esterçamento para fora depois de ser girada da posição de linha reta, aumenta com a tração e com a velocidade do veículo.

3.2.4 Inclinação do Eixo Mestre

A inclinação do Eixo Mestre é uma inclinação lateral superior entre as juntas esféricas superior e inferior, como mostra a FIGURA 3.6. Se este eixo é perpendicular ao chão, o cruzamento com o chão estará com uma distância do centro da Superfície de Contato. Essa distância será o raio de um caminho semicircular percorrido pelas rodas quando giradas em torno das junções. Uma distância muito grande causará uma direção pesada, pois o torque necessário para realizar este movimento será grande. Se essa distância for nula não haverá esse caminho a ser percorrido mas provoca um esfregamento quando a roda é girada em baixas velocidades originando também uma resposta pesada ao movimento. O ideal é manter esta distância onde o centro do raio de giro permaneça dentro da Superfície de Contato. Outro efeito de grandes distâncias entre os pontos, é que quando a roda atinge um obstáculo, como uma lombada ou buraco, uma grande força oposta de giro se criará momentaneamente, que será transmitida para a direção, na forma de puxadas.

O = Distância entre os pontos

FIGURA 3.6 : inclinação do Eixo Mestre

3.2.5 Suspensões independentes

Este tipo de suspensão permite a cada roda mover-se verticalmente sem afetar a outra. Hoje, a maioria dos automóveis e caminhões leves utilizam este tipo de suspensão na dianteira, devido às suas vantagens em prover espaço para o motor e pela vantagem de resistir às vibrações de esterçamento. Também possui a vantagem de provocar uma rigidez maior ao tombamento relativo à razão vertical da mola.

3.2.5.1 Estrutura SLA

Comum dos automóveis americanos, esta estrutura utiliza dois braços laterais de controle para prender a roda como mostra a FIGURA 3.7. Os braços superiores e inferiores possuem tamanhos diferentes, o que elimina o movimento na lateral dos pneus, que causa um desgaste indesejável. Porém as rodas se movem para dentro, no topo.

A suspensão SLA se adapta perfeitamente para carros com motor na dianteira e de tração traseira, pois libera um espaço considerável para o motor orientado longitudinalmente.

O projeto de uma suspensão SLA necessita de refinamentos cuidadosos para atingir uma boa performance. A geometria do camber com sistemas de braços diferentes pode melhorar o camber na roda de fora, considerando a ação do tombamento, mas usualmente carrega um camber desfavorável na roda interna. Quando os braços são iguais, o problema se inverte.

FIGURA 3.7: Suspensão dianteira SLA

3.2.5.2 Estrutura MacPherson

Earle S. MacPherson desenvolveu uma suspensão similar a SLA, utilizando uma configuração estrutural. A estrutura é um membro telescópico que incorpora o amortecedor com a rigidez da roda presa na extremidade inferior, onde a estrutura mantém o roda na direção do camber. A extremidade superior é ligada ao chassis , e a extremidade inferior é localizada por mecanismos que absorvem as forças laterais e longitudinais. A FIGURA 3.8 mostra esta estrutura.

FIGURA 3.8: Estrutura MacPherson.

Essa estrutura trás consigo maiores vantagens em espaço para motores transversais, e portanto é amplamente utilizada em automóveis de tração dianteira. Possui vantagens também pelo fato de possuir menos partes e a capacidade de distribuir os esforços por uma grande área do chassis do veículo. A sua desvantagem esta na altura das conexões, que limita o projetista a lidar com uma baixa altura de compartimento.

3.2.6 Análise do centro de tombamento (*Roll Centre*)

Uma propriedade muito importante das suspensões é a localização de onde as forças laterais desenvolvidas pelas rodas são transmitidas para a *massa suspensa*. Este ponto , que é referido como *Roll Centre*, afeta o comportamento da *massa suspensa* e da *massa não suspensa*, e portanto influencia o comportamento em curvas.

Cada suspensão possui seu *Roll Centre*, definido como o ponto no plano transversal vertical através do centro das rodas, onde forças laterais podem ser aplicadas à *massa*

suspensa, sem produzir um tombamento da suspensão. Isto vem do fato de que todas as suspensões possuem um eixo de tombamento, que é o eixo instantâneo sobre o qual a *massa não suspensa* gira com respeito à *massa suspensa*, quando um binário simples é aplicado à *Massa não suspensa*. O centro de tombamento é a intercessão entre os eixos de tombamento das suspensões com o plano vertical, pelo centro das duas rodas. Essa definição é mostrada na FIGURA 3.9

FIGURA 3.9: Definição de centro de tombamento da suspensão e o eixo de tombamento.

A referência de eixo instantâneo nessa definição é usada para alertar o leitor de que o lugar do eixo é determinado na abstenção de tombamento. Quando há um tombamento do corpo, a mudança na geometria da maioria das suspensões causará uma migração no centro, que não será a original. Entretanto, o conceito é válido para estabelecer onde as forças reagem na *massa suspensa*, o que é necessário para a análise do comportamento no plano lateral.

Normalmente, a suspensão dianteira tem um centro de tombamento mais abaixo da traseira, o que causa uma inclinação do eixo para frente. Os fatores que determinam a inclinação do eixo são principalmente, a altura do CG e a distribuição de peso entre a dianteira e a traseira.

3.2.6.1 Determinação da altura do centro de tombamento

A determinação da altura do centro de tombamento pode ser melhor explicada utilizando do método dos três centros instantâneos, como o aplicado na suspensão *SLA*, a qual é a base para o desenvolvimento de qualquer geometria de suspensão.

De acordo com HEISLER (1989) e mostrado pela FIGURA 3.10, um sistema de suspensão veicular envolve três itens principais; a massa suspensa B, as rodas de suporte W e o chão G, que promove as reações do carregamento para baixo do veículo.

Os três centros instantâneos são os que seguem :

- 1) IBG - centro instantâneo do corpo relativo ao chão que é conhecido como o centro de tombamento do corpo, *Body Roll Centre*.
- 2) IWB - centro instantâneo da roda relativo ao corpo o qual é o centro virtual de rotação.
- 3) IWG - centro instantâneo da roda relativo ao chão que é o centro de contato entre o pneu e o chão. Forma o pivô, que capacita a roda de inclinar para dentro e para fora.

FIGURA 3.10: Definição dos pontos geométricos para determinação do centro de tombamento

3.2.6.2 Centro de tombamento para a estrutura *MacPherson*

Esta estrutura é a combinação de uma estrutura com um braço de controle inferior, como mostra a FIGURA 3.11. O ponto de reação virtual deve estar na intercessão do eixo do braço inferior e a linha perpendicular à estrutura. O centro de tombamento será a intercessão das linhas de ambos os lados do veículo.

FIGURA 3.11 : Centro de Tombamento da estrutura *MacPherson*

3.3 Estudo de caso

O estudo de caso definido para este trabalho é um conceito MacPherson de suspensão que equipa veículos de passeio. A geometria definida foi obtida através de dados oriundos de uma proposta de simulação realizada por RILL (1994) para um automóvel Audi80 denominada *passcar.for*. Através de ferramentas CAD foi possível determinar os parâmetros geométricos e utilizando ferramentas CAE, as propriedades elásticas e amortecedoras foram extraídas das rotinas, originalmente na linguagem FORTRAN. Todos os gráficos e cálculos posteriores deste capítulo estão baseados nos valores e curvas descritos nesta seção.

3.3.1 Dados Inerciais e Curvas dos Elementos Mecânicos

TABELA 3.1: Massas e inércia dos componentes da suspensão.

Componente	Massa [Kg]	Inércia [kgm^2] (I_{xx}, I_{yy}, I_{zz})
Bandeja inferior	14,7	-
Amortecedor	2,0	-
Bandeja	4,0	-
Barra de direção	1,0	-
Amortecedor e mola	4,0	-
Manga da roda e roda	15,0	1.1, 2.2, 1.1
TOTAL <i>Massa não Suspensa</i>	40,0	-

Os pneus dianteiros possuem características estáticas lineares para a faixa desejada e portanto, podem ser modelados como um elemento de rigidez linear, conforme mostra a FIGURA 3.12.

FIGURA 3.12: Curva rigidez do pneu. Valor da inclinação $K=125000\text{N/m}$

A massa do veículo é suspensa por meio de molas helicoidais. Estes elementos possuem rigidez apenas na direção de aplicação da carga, não suportando assim nenhuma carga da lateral. Assim, a curva de rigidez apresentada na FIGURA 3.13 é a curva de rigidez vertical da suspensão dianteira.

FIGURA 3.13 : Curva de rigidez da mola e batente.

Sendo as molas elementos de baixa rigidez, esta irá demandar amortecedores capazes de dissipar energia armazenada e movimentos de grande amplitude. Para este veículo

foi empregado somente um amortecedor na suspensão dianteira, respeitando a curva da FIGURA 3.14.

FIGURA 3.14 : Curva de amortecimento do amortecedor dianteiro.

Partindo destes dados básicos é possível determinar os parâmetros que governam o comportamento cinemático e dinâmico do veículo e com isto estabelecer conclusões sobre a performance de vibração do sistema.

3.3.2 Dados Geométricos da Suspensão e conexões

A geometria da suspensão é descrita pela FIGURA 3.15, e os pontos de conexão e tipo de juntas pela TABELA 3.2. Estes dados são utilizados no método onde a cinemática espacial também é avaliada.

Figura. 3.15: Diagrama correspondente à suspensão MacPerson.

TABELA 3.2: Coordenadas da suspensão MacPherson

	X	Y	Z
C1	0.1600	0.3315	0.2220
C2	-0.3200	0.3315	0.2205
C3	-0.0040	0.5280	0.8180
S1	-0.0110	0.6730	0.2185
S2	0.0	0.5690	0.3030
BI	0.0	0.7030	0.3050
BIS	0.0	0.7100	0.3050
PM	-0.1439	0.5817	0.5678
PC	-0.0097	0.0	0.5422

O eixo de rotação da roda corresponde ao vetor que vai de BI até BIS, e é paralelo ao eixo y, pois o camber da roda é zero. O raio do pneu não carregado é de 0.308 m e do pneu carregado é 0.298 m.

3.3.3 Considerações a partir dos Dados Geométricos

A partir dos modelo geométrico da FIGURA 3.15, foi possível obter os valores das características geométricas definidas que determinam a suspensão em condição estática de trabalho.

TABELA 3.3: Grandezas obtidas através das coordenadas espaciais da suspensão.

Símbolo	Grandeza	Valor
α	Ângulo da inclinação Eixo Mestre	10°
β	Ângulo de Camber	1°
γ	Ângulo de Caster	4°
o	<i>Offset</i>	45 mm
h	Altura do Centro de Tombamento no centro do veículo	35 mm

3.4 Ride

Automóveis trafegam em alta velocidade, e por consequência, experimentam um amplo espectro de vibrações. Estas são transmitidas aos passageiros por meios visual, auditivo e por tato. O termo em inglês *ride* é normalmente utilizado em referência às vibrações de baixa frequência (0 - 25 Hz), que são manifestações do comportamento dinâmico comum a todos os veículos que rodam com pneus de borracha. Já o ruído é caracterizado pelas vibrações acústicas (25 - 20,000 Hz).

O ambiente de vibração é um dos critérios de maior importância pelo qual pessoas julgam o projeto e a qualidade da construção de um veículo. Sendo um julgamento, torna-se difícil desenvolver métodos objetivos de engenharia para determinar o modo de performance do veículo.

O veículo é um sistema dinâmico, mas somente demonstra vibrações em resposta a alguma entrada. As propriedades de resposta determinam a magnitude, e direção das vibrações impostas no compartimento dos passageiros, que, por ultimo, ditam a percepção do veículo.

3.4.1 Fontes de excitação

Existem inúmeras fontes nas quais as vibrações do veículo podem ser excitadas. Estas geralmente são de três classes :

- irregularidade das pistas
- fontes internas
- componentes rotativos, motor e transmissão.

3.4.2 Propriedades de resposta de um veículo

Um tratamento sistemático de um veículo como um sistema dinâmico, melhor se inicia com as propriedades básicas de seu sistema de suspensão, isto é, os movimentos de seu corpo e eixos. A baixas frequências, o corpo do veículo trabalha como sendo um corpo rígido sustentado pela suspensão. Os eixos e os respectivos componentes associados, que formam a massa suportada apenas pelas rodas, também se movimentam como corpos rígidos e consequentemente, impõem forças de

excitação ao corpo. Além disso, é necessário observar o comportamento dinâmico dos subsistemas no veículo. Por fim, há diversas variáveis de projeto e condições de operação que afetam a resposta da vibração em um veículo.

O comportamento dinâmico de um veículo é mais significativo quando são consideradas as relações de entradas e saídas. As entradas podem ser quaisquer daquelas discutidas anteriormente, tal como sua combinação. As saídas de interesse serão as respostas cinemáticas e dinâmicas dos corpos considerados na análise.

3.4.3 Isolamento da suspensão

Em um nível básico, um veículo é uma massa suportada por sistemas primários de suspensão em cada roda. O comportamento dinâmico desse veículo será o isolamento contra as irregularidades das pistas. A dinâmica essencial pode então ser representada segundo GILLESPIE [1994], pelo modelo simples de um quarto do veículo mostrado na FIGURA 3.16.

FIGURA 3.16 : Modelo de um quarto de veículo.

Este consiste de uma *massa suspensa* suportada por uma suspensão conectada com a *massa não suspensa* do eixo, por elementos mecânicos. A suspensão tem

propriedades elásticas e amortecedoras. O pneu é representado por uma mola simples, apesar de possuir certo amortecimento.

A massa descansando sobre a suspensão e as molas do pneu são capazes de movimento na direção vertical. A rigidez efetiva da suspensão e das molas do pneu é chamada *ride rate* (RR), que é determinada pela equação (3-10) que segue:

$$RR = \frac{K_s \cdot K_t}{K_s + K_t} \quad (3-10)$$

onde :

RR : *ride rate*

Ks : rigidez da suspensão

Kt : rigidez do pneu

Na ausência do amortecimento, a frequência natural vertical é determinada pela equações (3-11) :

$$\omega_n = \sqrt{\frac{RR}{M}} \quad (\text{radianos/s}) \quad (3-11a)$$

$$f_n = 0.159 \sqrt{\frac{RR}{W/g}} \quad (\text{ciclos/s}) \quad (3-11b)$$

onde :

M : Massa suspensa

W=Mg : peso da Massa suspensa

G : aceleração da gravidade

Quando o amortecimento está presente a frequência de pico ocorre na "frequência natural amortecida", ω_d , dada por (3-12) :

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \xi_s^2} \quad (3-12)$$

onde: ξ_s (razão de amortecimento)

$$= C_s / \sqrt{4K_s M} \quad (3-13)$$

C_s :coeficiente de amortecimento

A razão de amortecimento, quando entre 0.2 e 0.4, influencia pouquíssimo a frequência natural, tal que ω_n é utilizada para caracterizar o veículo. A razão W/K_s representa a deflexão estática da suspensão devido ao peso que predomina na determinação da frequência natural. É um parâmetro simples, que indica o mais baixo limite no isolamento de um sistema. A frequência natural ideal de projeto, para a *massa suspensa*, é 1Hz para veículos de estrada, o que restringe o deslocamento necessário para que o fim de curso da suspensão não seja atingido. Os valores da seção 3.3, para o veículo, foram trabalhados e os resultados apresentados abaixo.

TABELA 3.4: Resultados dos parâmetros de vibração para a suspensão.

Símbolo	Grandeza	Valor
M	Massa Suspensa [Kg]	510
K_t	Rigidez do pneu [N/m]	125000
K_s	<i>Rigidez da mola [N/m]</i>	20000
RR	Ride Rate [N/m]	17241
f	Frequência[Hz]	1,03
C_s	Amortecimento	1050
ξ	Amortecimento	0.16 ou 16%

O comportamento dinâmico do modelo de um quarto de um carro com vibrações em regime pode ser obtido escrevendo a Segunda Lei de Newton para a Massa Suspensa e a Massa não Suspensa. Considerando um diagrama de corpo livre para cada, as seguintes equações diferenciais são obtidas para o modelo de um quarto de veículo da FIGURA 3.16:

$$M\ddot{Z} + C_s\dot{Z} + KZ = C_s\dot{Z}_u + K_sZ_u + F_b \quad (3-14)$$

$$m\ddot{Z}_u + C_s\dot{Z}_u + (K_s + K_t)Z_u = C_s\dot{Z} + K_sZ + K_tZ_r + F_w \quad (3-15)$$

onde :

Z : deslocamento da *Massa suspensa*

Z_u : deslocamento da *massa não suspensa*

Z_r : deslocamento da pista

F_b : força atuando na *Massa suspensa*

F_w : força atuando na *massa não suspensa*

Aplicando a Transformada de Laplace nas equações, foi encontrado :

$$s^2 Z(s) + CsZ(s) + k_2 Z(s) = Zu(s)(Cs + k_2)$$

$$\chi s^2 Zu(s) + CsZu(s) + K_2 Zu(s) + K_1 Zu(s) = CsZ(s) + K_2 Z(s) + K_1 Z_r(s)$$

$$\begin{cases} Z(s)[s^2 + Cs + K_2] - Zu(s)(Cs + K_2) = 0 \\ Z(s)[Cs + K_2] - Zu(s)[\chi s^2 + Cs + K_2 + K_1] = K_1 Z_r(s) \end{cases}$$

onde :

$\chi = m/M$: razão da *Massa não suspensa* para a *Massa suspensa*

$C = Cs/M$

$K_1 = K_t/M$

$K_2 = K_s/M$

O determinante do sistema é :

$$\Delta = -(\chi s^4 + C(1 + \chi)s^3 + [K_1 + K_2 + K_2 \chi]s^2 + CK_1 s + K_1 K_2)$$

O determinante para a variável Z é :

$$\Delta Z = -(K_1 Cs + K_1 K_2) Z_r(s)$$

O determinante para a variável Z_u é :

$$\Delta Z_u = -(K_1 s^2 + K_1 Cs + K_1 K_2) Z_r(s)$$

Assim, encontramos as Funções Transferência (FT) para as duas variáveis de interesse Z e Z_u , para uma entrada Z_r . As Funções Transferência (FT) para as acelerações são determinadas multiplicando-as pelo derivador s duas vezes.

$$\frac{\ddot{Z}}{Zr} = \frac{(K_1 K_2 + (K_1 C s))s^2}{[\chi s^4 - (K_1 + K_2 \chi + K_2)s^2 + K_1 K_2] + [K_1 C s - (1 - \chi)C s^3]} \quad (3-16)$$

$$\frac{\ddot{Z}_u}{Zr} = \frac{(K_1 K_2 + (K_1 C s) + K_1 s^2)s^2}{[\chi s^4 - (K_1 + K_2 \chi + K_2)s^2 + K_1 K_2] + [K_1 C s - (1 - \chi)C s^3]} \quad (3-17)$$

Estando estas fórmulas na forma complexa, consistem de um termo real e outro imaginário. Portanto, para obter as razões de amplitude, as partes reais e imaginárias devem ser calculadas na frequência de interesse. A magnitude do numerador é então determinada tomando a raiz quadrada dos quadrados da parte real e imaginária. A magnitude do denominador é determinado da mesma forma. A razão de ambas pode então ser tirada. Com manipulações apropriadas, o ângulo de fase das equações pode também ser determinado.

O modelo de um quarto de um automóvel é limitado somente para o estudo do comportamento vertical. Assim, as equações acima podem ser utilizadas para examinar as vibrações produzidas na *massa suspensa*, resultadas das entradas produzidas pelas irregularidades da pista e forças radiais provocadas pelas não-uniformidade do conjunto pneu/roda.

3.4.4 Análise dinâmica do sistema no MATLAB

O MATLAB é um programa matemático que utiliza uma linguagem de baixo nível para execução de programas escritos pelo usuário. Com o auxílio desta ferramenta de cálculo é possível determinar características e respostas do sistema de equações diferenciais, no domínio da frequência de entrada.

As propriedades de resposta podem ser apresentadas examinando o ganho como uma função da frequência, como mostrado na FIGURA 3.17. O ganho é definido diferentemente para cada tipo de excitação de entrada.

FIGURA 3.17 : Resposta do modelo de um quarto de veículo às entradas da pista.

Para a irregularidade da pista como entrada, a razão do ganho a baixas frequências é um, e próximo de 1Hz a Massa suspensa é ressonante na suspensão, então as entradas vindo da pista são amplificadas. O pico é sensível à razão de amortecimento. Acima da frequência ressonante as entradas da pista são atenuadas.

A respostas às excitações do conjunto pneu/roda e das provocadas diretamente na *massa suspensa* são ilustradas, escolhendo uma expressão adimensional para o ganho dos sistemas. Isso pode ser obtido multiplicando as acelerações de saída pela massa.

Nas excitações devido ao conjunto pneu/roda, a frequências muito próximas de zero, o ganho é zero, pois a força no eixo é absorvida pela elasticidade dos pneus. Esta cresce, passando pela frequência natural da Massa Suspensa e continua até quando a ressonância da roda ocorre entre 10Hz a 12Hz, quando então diminui. O gráfico revela muito sobre a sensibilidade das variações das forças radiais em componentes de pneus e rodas que devem ser esperadas em veículos convencionais. Particularmente, ilustra que um veículo terá uma resposta maior a excitações provocadas pelas não uniformidades do pneu e da roda, quando agindo próximo às frequências naturais da roda. A não uniformidade da força é transmitida diretamente para a *massa suspensa*.

3.4.5 Rigidez da suspensão

Como as molas da suspensão estão em série com a elasticidade relativa dos pneus, a mola da suspensão predomina em estabelecer a rigidez da suspensão, e portanto, a frequência natural do sistema no modo vertical. Como as entradas de amplitude crescem com o aumento da frequência, o melhor isolamento é atingido mantendo a frequência natural a menor possível.

Os efeitos da aceleração transmitidos à Massa Suspensa podem ser verificados pelo gráfico de ganho da FIGURA 3.18, calculado para um modelo de um quarto de veículo, no qual a rigidez da mola foi variada para atingir as frequências no intervalo de 1-2Hz.

FIGURA 3.18: Espectro de aceleração, com frequências naturais normalizada da massa suspensa diferentes.

A menor aceleração ocorre quando a frequência natural da mola é 1 Hz. Aumentando a rigidez, o pico de aceleração no intervalo de 1 a 5 Hz cresce, refletindo uma grande transmissão de entradas de aceleração provenientes da pista. Molas rígidas também elevam a frequência da massa não suspensa próxima de 10 Hz, permitindo maior transmissão da aceleração na faixa de alta frequência.

Enquanto essa análise mostra os benefícios de manter a suspensão mole para isolamento de rodagem, os limites práticos de fim de curso que podem ser acomodados por um veículo, dado o seu tamanho e compartimento para suspensão,

que impõe, para a maioria dos casos, uma frequência no intervalo de 1 a 1.5 Hz. Carros de alta performance, onde a rodagem é sacrificada em favor da dirigibilidade de uma suspensão rígida, terão uma frequência natural de 2 a 2.5 Hz.

3.4.6 Amortecimento da suspensão

O amortecimento em suspensões vem da ação de amortecedores hidráulicos, porém eles não absorvem os choques das ondulações da pista. Sua função é dissipar a energia imposta no sistema pelas ondulações, que foi absorvida pelas molas da suspensão.

A FIGURA 3.19 mostra os efeitos do amortecimento para o modelo de um quarto de veículo. A percentagem de amortecimento é dada pela equação (3-13). Para amortecimentos leves, a resposta é grande em 1Hz. Esse tipo de resposta faz a *Massa suspensa* amplificar ondulações longas da estrada. Apesar disso não ser desejado, é observado grande benefício em altas frequências, acima da ressonante.

FIGURA 3.19 : Efeito do amortecimento no comportamento de isolamento da suspensão

A curva de razão de amortecimento 40% é uma representação para a maioria dos carros, reconhecida por possuir frequências ressonantes entre 1.5 e 2.0. No amortecimento crítico (100%) os movimentos são bem controlados perto de 1Hz, mas às custas de penalidades no isolamento, nas frequências mais altas.

Esse tratamento analítico é uma ilustração simplificada dos efeitos de rodagem dos amortecedores da suspensão. O monitoramento dos amortecedores para atingir uma ótima performance é muito mais complicado, em automóveis modernos. Geralmente isto é atingido escolhendo uma "válvulação" no amortecedor, o que o torna não mais num elemento linear simples (força proporcional à velocidade), como havíamos assumido.

Como o amortecimento na compressão é somado com a força transmitida para a *Massa suspensa* quando a roda encontra um obstáculo, é coerente manter um baixo amortecimento nesta direção. Por outro lado, na extensão, o amortecimento é desejado, para dissipar a energia armazenada na mola, por ter encontrado o obstáculo. Consequentemente, um amortecedor típico será aquele com *Dual-Rate*, com a razão de três para um do amortecimento na extensão, contra o da compressão.

Para um tratamento compreensivo do amortecedor em análises de rodagem, este deve ser modelado como um elemento não linear. As características da força/velocidade, como a da FIGURA 3.19 , podem ser representadas por polinômios ou segmentos de reta aproximando a curva. E finalmente, os coxins de elastômeros constituem uma complacência significativa no sistema para pequenos movimentos de alta frequência, típico de eixos e que deve ser levado em consideração.

3.4.7 Ressonâncias da massa não suspensa

Os eixos e rodas formam a segunda maior massa que se pode separar ressonâncias de corpo rígido. Cada roda possui movimento vertical, que é excitado pela pista ou pela não-uniformidade da roda, e é somada às vibrações presentes no veículo. A resposta para entradas da pista ou rodas, irão normalmente atenuar rapidamente e continuamente quando na abstinência do modo ressonante da roda. No entanto, a resposta é acentuada a frequências acima da ressonância do corpo, devido ao movimento das rodas, com grande efeito na frequência ressonante da roda. A frequência ressonante é encontrada suspendendo o conjunto roda e eixo contra as molas da suspensão, agindo através dos pneus.

As frequências da *massa não suspensa* são mais altas do que a de ressonância da *massa suspensa*, que é mantida estacionária durante a oscilação da *massa não*

suspensa. Assim, ambas as molas da suspensão e do pneu agem paralelamente para resistir aos movimentos da *massa não suspensa* e a constante de mola total controlando a massa do eixo, será a soma das duas.

A magnitude da vibração da *massa não suspensa* surgindo das rodas, eixos, freios e componentes da suspensão, influenciam na transmissão das entradas da pista. A FIGURA 3.20 compara a resposta do ganho enquanto a *massa não suspensa* é variada de leve para pesada.

FIGURA 3.20 : Efeito da *Massa não suspensa* no comportamento de isolamento.

A ressonância do corpo perto de 1Hz não é afetada pelas mudanças na *massa não suspensa*, mas acima dela é observado que uma *massa não suspensa* pesada leva a frequência para próximo de 7Hz, aumentando a transmissão das entradas da pista nesta faixa. Como não há como isolar essas vibrações, o resultado é uma degradação na rodagem. Com a *massa não suspensa* mais leve, a frequência ressonante de *massa não suspensa* é aumentada, gerando melhor isolamento, apesar de que haverá algumas penalidades acima da ressonância. Sendo mais fácil isolar frequências mais altas em qualquer lugar do chassi, uma *Massa não suspensa* leve produz melhor performance de rodagem.

3.5 Simulação de modelos matemáticos de suspensões

A teoria sobre dinâmica de veículos mostra que há meios de realizar modelagens partindo-se de um modelo simples, e incrementando-o conforme os dados disponíveis

sobre os elementos mecânicos, entradas, e com a redução das hipóteses simplificadoras, fazendo o modelo se aproximar ao máximo do comportamento real de um veículo.

O procedimento tomado para efetuar as simulações surgiu de idéias. Assim, não existindo um padrão, cada modelo foi elaborado para que as saídas pudessem ter o maior número possível de variáveis relevantes para a observação do comportamento de cada elemento. As modelagens foram analisadas através dos resultados obtidos e posteriormente discutidas, para que as conclusões mais gerais, que envolvem a modelagem como uma seqüência de passos, pudessem ser tiradas.

3.5.1 Modelagem no aplicativo MATLAB/SIMULINK

O MATLAB (1994) um programa interativo, voltado para o cálculo numérico, cujo elemento básico de informação é uma matriz que não requer dimensionamento. Possui ampla aplicação na engenharia, pois as facilidades para imprimir gráficos e os recursos específicos para o tratamento das matrizes, tornam atraente a sua utilização.

O SIMULINK (1994) apresenta uma grande facilidade na definição do modelo, pois possui uma classe de janelas denominada janela de diagrama de blocos. Nestas janelas, os modelos são gerados e editados principalmente pôr comandos dirigidos pelo *mouse* do computador. Cada bloco tem uma função específica, que quando agrupadas formam um diagrama que corresponde à definição.

O diagrama de blocos funciona como um fluxo de sinais que podem ser multiplicados, somados, derivados, integrados, escolhidos e etc. Assim, o modelo é posto na forma de um diagrama, e após definidos o método numérico, o início e o final da simulação, além das entradas, é possível obter o valor de cada variável de interesse, que corresponderá a algum sinal gerado pela malha. Após a definição do modelo, são efetuadas análises escolhendo opções do SIMULINK ou entrando comandos no ambiente MATLAB .

3.5.1.1 Procedimento

Aplicando a segunda lei de Newton no modelo de um quarto de veículo, foi determinado o seguinte sistema de equações diferenciais :

$$M\ddot{Z} - F_{\text{amort}}(\dot{Z}_r) + F_{\text{mola}}(Z_r) - Mg = 0 \quad (3-18)$$

$$m\ddot{Z}_u - F_{\text{amort}}(\dot{Z}_r) - F_{\text{mola}}(Z_r) + F_{\text{contato}} - mg = 0$$

onde

$$Z_r = (Z - Z_u).$$

Os parâmetros das forças não foram dados, pois a intenção é a visualização do sentido adotado pelas forças do modelo. Futuramente, cada caso será discutido detalhadamente. O sentido das forças será também novamente enunciado, pois para o entendimento dos fenômenos é importante conhecer o sentido, negativo ou positivo, das forças.

A excitação de entrada no modelo foi uma função do tipo degrau aplicada ao pneu para baixo, com altura de 100mm conforme a FIGURA 3.21 abaixo.

FIGURA 3.21: Função de excitação de entrada no modelo matemático.

Inicialmente se dispõe de um sistema de equações diferenciais, onde todos os elementos são considerados lineares. Realizada esta modelagem linear, foi iniciado um processo para tornar o modelo mais real. O amortecedor foi implantado como uma função

FIGURA 3.24 : Resultados do modelo SIMULINK linear.

FIGURA 3.25: Resultados modelo SIMULINK não linear.

Os resultados das simulações, utilizando uma entrada degrau, mostram uma drástica mudança de comportamento das massas e dos elementos mecânicos entre o modelo linear e o não linear. Os resultados das forças, com implementação das não linearidades, apresentaram valores mais baixos em todas as grandezas medidas. Foi observado também, que o tempo para o restabelecimento do equilíbrio do sistema foi maior no modelo não linear, e que as massas vibraram mais do que no modelo linear. Isto se explica pelo fato de que com o amortecimento não linear, as forças dissipativas são menores o que permite às massas vibrarem mais.

Considerando o fenômeno natural de que o pneu não exerce forças de tração, a ocorrência de sensíveis mudanças nas respostas pode ser verificada com uma inspeção nas grandezas representadas. As massas sofrem acelerações menores no sentido positivo e a velocidade relativa atingida é consideravelmente menor, o que também diminui a força de amortecimento exigida. A força de contato do pneu contra o tempo, representada pelo item (f) das figuras, assumem posturas bem distintas. No modelo anterior, a força de contato do pneu apresentou valores positivos, o que não ocorreu no modelo subsequente, que permaneceu com um valor zero. Logo, o novo modelo sofreu uma perda momentânea da força que equilibrava o sistema com a força gravitacional, até encontrar o solo novamente.

3.5.2 Simulação Multicorpos no SD/FAST

O SD/FAST (1991) é uma ferramenta computacional que gera subrotinas de controle, que quando aliada a uma rotina principal, escrita pelo usuário, forma o programa que, após compilado, executa a simulação de mecanismos submetidos a uma entrada qualquer. As não linearidades são inseridas na rotina principal por meio de fórmulas, as quais recebem informações dos vetores instantâneos de estado para a determinação das grandezas físicas impostas no mecanismo.

O programa em C, desenvolvido para executar a simulação numérica, quando aliado às subrotinas geradas pelo SD/FAST para a descrição do sistema, possui as rotinas de amortecimento/rigidez da suspensão, ou seja, a rotina que descreve o comportamento do pneu, a rotina que insere no modelo as propriedades elásticas dos coxins e uma rotina que calcula as grandezas relacionadas com o movimento de esterçamento da roda.

3.5.2.1 Modelo Topológico

O modelo topológico auxilia na definição de quantidades como o número de corpos, tipos de junta, e a localização dos *loops* do sistema, de fundamental importância para definir os elos do mecanismo que forma a suspensão veicular em estudo. O modelo resultante está ilustrado pela FIGURA 3.26.

FIGURA 3.26: Modelo topológico da suspensão MacPherson.

A barra de direção está representada por um corpo que está conectado na manga da roda por uma junta pino e ao chassis por uma junta-u, para que possa efetuar movimentos de rotação em torno de x e y. A bandeja está conectada à manga por meio de uma junta esférica, ao chassis por meio de junta esférica na parte dianteira, e uma junta planar aliada com um junta pino para representar os movimentos devido à elasticidade dos coxins da bandeja. O êmbolo do corpo que representa o amortecedor, foi conectado ao chassis por meio de uma junta-u.

3.5.2.2 O Arquivo de Entrada

Para gerar as rotinas apropriadas, o SD/FAST necessita de um arquivo de entrada, que possui os vetores indicativos de todas as distâncias necessárias, apresentadas

pelo modelo topológico, além das propriedades de inércia de cada corpo e da definição de cada junta.

O arquivo possui palavras-chave orientadas que correspondem ao nome do corpo (*body=*), ao corpo que estão conectados (*inb=*), à junta utilizada (*joint=*), às propriedades de massa (*mass=*) e inércia (*inertia=*), das características geométricas (*bobytojoint=* ; *inbtojoint=*), e dos vetores dos eixos das juntas (*pin=*).

As quantidades geométricas para a entrada da suspensão foram obtidas utilizando a TABELA 3.2, o modelo topológico da FIGURA 3.26, e do MATLAB, para calcular os vetores necessários e os parâmetros dos polinômios das curvas não lineares dos elementos mecânicos.

3.5.2.3 Resultados das Simulações

Os resultados das simulações MBS foram obtidos aplicando a mesma entrada degrau com 100mm de altura da FIGURA 3.21, para representar o perfil da pista aplicada no elemento que simboliza o pneu. Este tipo de entrada é indicado para mostrar a variação de diversos parâmetros da suspensão que são de grande influência na escolha de uma concepção e também como comparação com os resultados da simulação no SIMULINK. Os gráficos mostram os resultados da variação do camber, do ângulo de direção, do deslocamento longitudinal e transversal do centro da roda, em função do deslocamento vertical proveniente da pista.

As respostas para este modelo tridimensional são agora mais completas, pois é possível obter uma quantidade maior de informações, quando comparado com o modelo plano. A principal característica das respostas é que elas são individuais para cada componente modelado, o que é de grande valor para a determinação de carregamentos, geralmente de difícil obtenção sem o auxílio de medições.

Os resultados foram gerados com o auxílio da ferramenta MATLAB para descrever, na forma de gráficos, os resultados numéricos da simulação, os quais saíram na forma de uma matriz.

FIGURA 3.27: Resultados do modelo Multicorpos SD/FAST.

3.6 Análise dos resultados

Os resultados das simulações foram comparados com os valores já validados obtidos através do programa *passcar*, RILL (1994), disponível para estudo na sua versão não compilada, e apresentam boa correlação de valores, principalmente nos resultados de aceleração da *massa não suspensa* (roda e componentes).

Os resultados entre as simulações no SIMULINK e SD/FAST também apresentam valores muito próximos nos resultados de aceleração da Massa não Suspensa, o que mostra que apesar do modelo no plano possuir limitações para um estudo detalhado do mecanismo de suspensão, o mesmo mostra boa performance quando os objetos de estudo estão apenas relacionados com a dinâmica do sistema global. Isto é um indicativo de que, para uma análise conceitual, o modelo no plano possui grandes virtudes no estudo da vibração dos corpos envolvidos, a um custo e tempo menor de modelagem e simulação.

A TABELA 3.5 apresenta o tempo de modelagem, considerando um profissional treinado, o esforço computacional para ambas as simulações e os equipamentos utilizados. Os objetivos desejados também foram inseridos para apreciação do leitor, a fim de estabelecer meios para a conclusão deste estudo.

TABELA 3.5: Comparação dos métodos.

Método	Equipamento	Tempo de modelagem	Tempo de simulação	Objetivos
SIMULINK	PC-Intel 486	2 dias	1 min.	Conceituar dinamicamente um sistema mecânico.
SD/FAST	VAX (VMS)	10 dias	5 min.	Conceituar, detalhar e medir a dinâmica e a cinemática de um sistema mecânico

3.7 Conclusões

Na modelagem matemática de sistemas mecânicos há um esforço voltado para que o modelo se aproxime ao máximo do sistema real, e, para isso, é necessário uma visão cada vez menos conservadora dos fenômenos envolvidos. Entretanto, à medida que o modelo vai se tornando mais complexo, maior é a dificuldade de monitorar as inúmeras variáveis de saída e assim concretizar um modelo correto. Portanto, é preciso encontrar um compromisso entre a dificuldade de criação de uma modelagem e a precisão dos resultados que sejam realmente relevantes para a análise do sistema.

Esta filosofia pode ser entendida observando os aspectos de cada modelo, desde o modelo de um quarto de veículo, plano, que era um sistema de duas equações diferenciais, até o último, um modelo multicorpos, onde, além de descrever o comportamento de uma suspensão no espaço, incorporou outros sistemas que influem diretamente no comportamento do mecanismo.

Os resultados das simulações não lineares mostram semelhança nos valores de aceleração das *massa não suspensas*, as quais foram comparadas com os resultados do modelagem matemática executada por RILL (1994), apresentando boa correlação numérica, o que valida ambos os métodos como ferramentas de simulação eficientes de sistemas mecânicos.

Uma análise mais sofisticada, como a do Método Multicorpos, nem sempre é o melhor caminho de partida quando o sistema mecânico está ainda na fase de conceito, onde o foco é a obtenção de parâmetros macro do sistema, enquanto que o método de solução por modelos menos sofisticados são insuficientes quando se deseja um maior detalhe dos movimentos e influências de cada corpo, na dinâmica e cinemática de mecanismos.

Esta análise apresenta fundamentos conceituais de grande importância para o engenheiro que pretende ingressar no mundo das análises computacionais, pois exemplifica, com um equacionamento básico, como é possível representar virtualmente um sistema mecânico de vários graus de liberdade.

CAPÍTULO 4

O Método dos Elementos Finitos

4.1 Fundamentos

O método dos elementos finitos (FEM) é uma das mais potentes ferramentas de cálculo atualmente utilizado em pesquisa e desenvolvimento na área de engenharia. É o resultado de longas tentativas de engenheiros e matemáticos em resolver sistemas de equações diferenciais que regem algum fenômeno físico. Pode ser considerado como a convergência de três enfoques :

- 1) Substituição análoga
- 2) Métodos Variacionais (Energia)
- 3) Diferenças finitas (Iteração Numérica)
- 4) Diferenças Centrais (Vetores de Estado)

O primeiro substitui porções contínuas de matéria por elementos, tal que as soluções do sistema se tornem mais simples de ser encontradas. O segundo método procura achar funções e funcionais que satisfaçam condições definidas para minimização das variacionais e condições de contorno.

O método das diferenças finitas é um método numérico onde as derivadas são substituídas por estimativas numéricas em certos pontos do domínio da função, ou seja, as equações diferenciais são transformadas finalmente em equações lineares. O método dos elementos finitos implícito combina os métodos 1, 2 e 3, substitui porções do contínuo por elementos, utiliza um método variacional e trabalha com malhas e funções associadas a ela, que substituem as equações diferenciais originais, e estimando a solução da equação abaixo:

$$M \ddot{u}_n + C_s \dot{u}_n + K u_n = 0 \quad (4-1)$$

O método das diferenças centrais é um método numérico para obtenção da solução de um sistema dinâmico, através de integração no tempo, que utiliza o equilíbrio num certo instante t_n para obtenção das estimativas do estado no instante $t_{n+1/2}$ e t_{n+1} . É chamado de algoritmo explícito, que em combinação com os métodos 1 e 2, forma o método dos elementos finitos explícito. Tem como maior atributo a necessidade de inversão somente da matriz de massa para determinar a solução do sistema. Com isto, e observando que nem a matriz da rigidez e a linearização das equações não lineares, são necessárias, torna-se um método atraente na resolução de fenômenos com alto nível de deslocamentos e deformações. O equacionamento básico para o método explícito se resume na solução da equação abaixo:

$$\{\ddot{u}\}_n = M^{-1}(F_{i,n} - P_n - F_{c,n} - F_{cr,n}) - M^{-1}C/(2\Delta t)\{\dot{u}\}_n \quad (4-2)$$

Enquanto o implícito é aconselhado para fenômenos lineares de longa duração o explícito é indicado para fenômenos dinâmicos não lineares no, porém converge melhor em fenômenos de curta duração. Isto não significa que o implícito não possa resolver equações no tempo, nem que o explícito não resolva fenômenos *quasi*-estáticos, mas sim que cada método possui uma técnica de resolução das equações e convergem de uma forma distinta para cada tipo de análise.

4.2 Discretização FEM um veículo comercial

A modelagem de um veículo através de uma discretização do contínuo, com o auxílio de ferramentas computacionais, proporciona a representação completa e detalhada de todas as partes que o compõe. Através de **elementos** geométricos básicos (triângulos, quadriláteros, cubos, entre outros) unidas por meio de **nós**, que definem matematicamente as coordenadas, formando uma **malha** tridimensional que unidas formam um todo, as partes são montadas até que o modelo virtual se complete. Isto leva tempo e demanda uma certa técnica para que as uniões sejam bem representadas.

As ferramentas atuais permitem ao profissional definir além da forma dos componentes, os elementos mecânicos que as ligam entre si, a fim de representar todo o sistema mecânico.

O veículo fica então representado como um sistema composto por elementos que podem representar rigidez, amortecimento, atrito, propriedades de massa, elasticidade e forma.

Tal meta necessita de dados que possam alimentar este modelo virtual na forma de arquivos CAD correspondente à geometria dos componentes, localização e tipo de uniões entre os mesmos, curvas de rigidez e amortecimento de molas, borrachas, amortecedores, massas e outros parâmetros discretos que são modelados de acordo com a complexidade desejada.

Para a construção do modelo em elementos finitos, a geometria CAD do sistema de suspensão foi discretizada utilizando o software MEDINA v.6.3. Foram utilizados elementos 1D, 2D e 3D para a discretização do contínuo, para representar rigidez e amortecimento, bem como distribuir localmente as massas concentradas.

FIGURA 4.1: Modelo FEM de um veículo comercial leve.

Este modelo foi suficientemente discretizado ao longo do tempo para permitir uma vasta gama de análises. O modelo foi submetido às análises da FIGURA 4.2, que mostra uma gama de simulações em aplicação atualmente na indústria de veículos (cortesia da DAIMLERCHRYSLER).

As chapas que formam o veículo, desde as peças da cabina, até as longarinas do quadro foram unidas entre si através de elementos que representaram pontos de solda, parafusos, coxins, molas, amortecedores entre outros. Isto demandou um

cuidado extremo na definição da chamada malha, elementos conectados por nós, e da definição correta de cada rigidez e amortecimento dos elementos incorporados. Os modelos de materiais foram desde o regime linear ao plástico, para fornecer os detalhes suficientes e necessários para cada análise.

O modelo FEM é preparado dependendo do tipo de análise. Dentro de uma organização a imagem do produto está relacionada, em primeiro lugar, com a sua durabilidade. O produto deve ser capaz de resistir às diversas condições de operação que ocorrerão ao longo de seu ciclo de vida. Portanto, a demanda por informações deste tipo é fundamental logo no início do projeto e as simulações estruturais de um veículo é tida como ponto de partida. Como consequência, o processo se inicia através da preparação de um modelo que contenha as propriedades necessárias para cumprir os objetivos da análise.

FIGURA 4.2: Simulações de modelos FEM empregados na indústria de veículos.

Outros critérios, como homologação ou de aceitação no mercado podem ser definidos como itens secundários, mas nunca menos importantes, como os critérios de segurança, conforto acústico, aerodinâmica, que fazem parte do processo através de adaptações ao modelo FEM de durabilidade, de acordo com os respectivos parâmetros necessários.

As simulações estudadas abordam os temas durabilidade e segurança passiva do modelo FEM, nos quais foi possível a verificação do Método dos Elementos Finitos Implícito, que resolve as equações por diferenças finitas e do Método dos Elementos Finitos Explícito, que resolve as equações por diferenças centrais.

CAPÍTULO 5

Modelagem e Simulação Estrutural de um Veículo de carga através do Método dos Elementos Finitos Implícito

5.1 FEM Implícito no cálculo de durabilidade de veículos utilizando o programa NASTRAN.

O NASTRAN (1997) é um programa utilizado em larga escala na indústria automobilística como ferramenta computacional de análise para estruturas. Possui amplas capacidades na obtenção dos valores de deslocamentos e tensões/deformações que a estrutura estará sujeita quando submetida a algum carregamento. Já vem sendo utilizado há anos com sucesso como instrumento de projeto na previsão de falhas e ações corretivas antes de um protótipo nascer. Representa com grande fidelidade valores práticos e por ser uma ferramenta difundida no meio acadêmico e profissional, possui inúmeros artigos com uma infinidade de aplicações comprovadas.

O Método dos Elementos Finitos Implícito utilizado no código NASTRAN, propõe estudar a solução para a equação do movimento e aplicar os resultados em uma equação estrutural que se iniciam após a obtenção das matrizes K (rigidez) e M (massa). O contínuo é dividido em um número finito de elementos que se interligam por um número discreto de nós situados nas suas fronteiras. Para deformação dos corpos elásticos, os deslocamentos nodais são as incógnitas básicas do problema. Os deslocamentos nodais são determinados por funções as quais

definirão o estado de tensão no elemento. Um sistema de forças nodais equilibra as tensões e possíveis cargas distribuídas, resultando numa relação de rigidez. Neste ponto, o conjunto de equações levará à obtenção de K e M que são utilizadas na equação inercial a seguir :

$$\{P(t)\} = K\{u\}_n + M\{\ddot{u}\}_n \quad (5-1)$$

Para o desenvolvimento do método, é necessário o entendimento do equacionamento dos elementos, o que dependerá do tipo de problema a se resolver; da montagem da matriz global, da geração das funções de forma e da integração numérica. Estes temas podem ser melhor explicados por HUGHES (1987).

O fluxograma da FIGURA 5.1 mostra o procedimento de uma análise FEM implícita para o caso estático, e pode ser extrapolada para cada passo de um caso dinâmico (análise transiente).

FIGURA 5.1: Fluxograma de uma análise FEM implícita

5.2 Equacionamento para Análise Modal

Os motivos que levam o engenheiro a executar uma análise modal de uma estrutura está ligada basicamente para conhecer as frequências de corpo flexível para que as mesmas não caiam na mesma faixa de outros corpos, para não haver acoplamento e

consequentemente aumento nas acelerações e tensões. Também auxiliar na localização apropriada para medições experimentais, bem como avaliar mudanças no projeto da estrutura. Esta análise não informa valores reais de deslocamentos e tensão, mas sim um indicativo de como a estrutura vibra numa determinada frequência de ressonância.

Para uma análise modal, a equação (5-1) é trabalhada retirando-se o vetor de carregamentos $\{P(t)\}$. Considerando então :

$$[K]\{u\}_n + [M]\{\ddot{u}\}_n = 0 \quad (5-2)$$

E assumindo a solução de uma forma harmônica :

$$\{u\}_n = \{\phi\} \cdot e^{i\omega t} \quad (5-3)$$

Temos que :

$$\{\ddot{u}\}_n = -\omega^2 \{\phi\} \cdot e^{i\omega t} \quad (5-4)$$

Que substituindo em (4-2) obtemos :

$$[K]\{\phi\} \cdot e^{i\omega t} - [M]\omega^2 \{\phi\} \cdot e^{i\omega t} = 0$$

que se torna por simplificação :

$$([K] - \omega^2 [M]) \{\phi\} = 0 \quad (5-5)$$

Esta é a equação que deve ser resolvida para um problema de autovalores que se torna reduzido para :

$\det ([K] - \omega^2 [M]) = 0$ para que seja obtido uma solução não trivial do problema.

5.3 *Equacionamento para uma Análise Transiente*

Uma análise transiente é executada quando se deseja obter as respostas de um sistema a uma excitação dinâmica que varia no domínio do tempo. As entradas são conhecidas a cada passo (Δt). As respostas computadas são geralmente valores de deslocamento e aceleração nos nós, e forças e tensões nos elementos.

Neste tipo de análise, o amortecimento aparece como um termo a mais na equação (5-1) conforme abaixo:

$$\{P(t)\} = [M]\ddot{u}_n + [C_s]\dot{u}_n + [K]u_n = 0 \quad (5-6)$$

A resposta é determinada para um passo (Δt) fixo utilizando o método das diferenças finitas para $\{\dot{u}\}_n$ e $\{\ddot{u}\}_n$

$$\begin{aligned} \{\dot{u}\}_n &= 1/2(2\Delta t) \{u_{n+1} - u_{n-1}\} \\ \{\ddot{u}\}_n &= 1/(2\Delta t) \{u_{n+1} - 2u_n + u_{n-1}\} \end{aligned}$$

Através de uma extrapolação do método Newmark-Beta de integração obtemos a solução :

$$[A_1] \{u_{n+1}\} = [A_2] + [A_3] \{u_n\} + [A_4] \{u_{n-1}\} \quad (5-7)$$

onde,

$$[A_1] = [M/\Delta t^2 + C/2\Delta t + K/3] \quad \text{Matriz Dinâmica} \quad (5-8)$$

$$[A_2] = 1/3 [P_{n+1} + P_n + P_{n-1}] \quad \text{Força aplicada} \quad (5-9)$$

$$[A_3] = [2M/\Delta t^2 - K/3] \quad \text{Condições iniciais} \quad (5-10)$$

$$[A_4] = [-M/\Delta t^2 + C/2\Delta t + K/3] \quad \text{dos passos anteriores} \quad (5-11)$$

Para esta solução pode ser observado que as matrizes M, C e K não variam com o tempo, e A_1 necessita ser decomposta apenas uma vez somente se Δt não variar ao longo da solução. Caso haja esta variação, A_1 deve se recomposta o que irá causar um custo maior de operação.

É possível também a utilização de um procedimento de superposição modal para obter a solução para a equação (5-6). Este método é um detalhamento maior da solução transiente direta, que pode ser verificado com maiores detalhes também em HUGES (1987).

5.4 Parâmetros do modelo

Para iniciar a modelagem FEM de um veículo, inicialmente foram solicitados junto às áreas competentes, os dados referentes a geometria e materiais dos componentes , bem como o tipo de uniões entre eles que quando compostas formariam o veículo.

TABELA 5.1: Informações para modelagem do veículo.

Dados de entrada	Valores obtidos
Geometria dos componentes e uniões	CATIA v4
Rigidez dos pneus	120000 N/mm (vertical)
Rigidez das molas dianteiras do veículo	7000 N/mm (vertical)
Rigidez das molas traseiras do veículo	10000 N/mm (vertical)
Rigidez dos coxins dianteiros da cabina	900 N/mm (vertical)
Rigidez dos coxins traseiros da cabina	400 N/mm (vertical)
Materiais do quadro	E500, E380, E260, St37, St44, ...
Materiais da cabina	St12, St14, E260
Espessuras do quadro	Variando de 7,0mm – 4,0mm
Espessuras da cabina	Variando de 2,5 – 0,9 mm

O modelo do veículo gerado é o demonstrado pela FIGURA 4.1, que possui em torno de 90.000 nós, representando-o com alto grau de detalhamento.

5.5 Procedimento de Simulação

A complexidade de um modelo FEM possui limites impostos pelo tempo de processamento e criação estimada, além dos dados disponíveis, que influem significativamente nas respostas. Para isto devemos assumir que os parâmetros que regem o comportamento de vibração, considerando os subsistemas de suspensão do veículo, cabina e motor, estejam corretamente ajustados.

Para o cálculo dinâmico, foi escolhida uma análise transiente pelo método de superposição modal, que é mais indicado para modelos grandes submetidos a carregamentos por um período longo de tempo.

A TABELA 5.2 apresenta um resumo dos itens necessários a serem definidos antes de iniciar o procedimento de análise. Nela estão contidos basicamente as informações utilizadas para os cálculos realizados utilizando o método dos elementos finitos implícito através do código NASTRAN.

TABELA 5.2: Especificação da análise de durabilidade executada no modelo FEM.

Itens fundamentais	Decisões
Definir claramente a análise	Linear (material regime elástico) e sem contato entre as partes.
Determinar o solver mais adequado.	NASTRAN
Definir os critérios de aprovação.	Limites de escoamento e fadiga
Definir o sistema de unidades	[N], [mm], [s]
Prever o tempo necessário para análise	Em torno de 400 horas
Realizar análises menos refinadas ou com passo maior para entender o problema.	5 ciclos de análise
Determinar carregamentos de serviço.	Entradas aplicadas nos pneus estáticos e dinâmicos
Procurar propriedades lineares dos materiais empregados e desvios estatísticos.	Módulo escoamento, coeficiente de Poisson, limites de tração do material, espessura chapas.
Construção e geometria do sistema	
Materiais.	Metais, borrachas, vidro, plástico, etc.
Elementos discretização da Geometria	QUAD4, TRIA3, TETRA4, PENTA6, HEXA8 entre outros de maior ordem.
Aproximar estruturas rígidas, parafusos, pontos de solda, pneus, coxins, entre outros a elementos conhecidos como molas, amortecedores, massas concentradas, elementos rígidos, etc ...	BAR, BEAM, CELAS2, VISC, MASS, RBE2, entre outros disponíveis.
Condições de contorno	Aplicados aos pneus. SPC3
Carregamentos <i>quasi</i> -estáticos	Torção, Aceleração lateral, Frenagem, Peso próprio,
Carregamentos dinâmicos	Veículo passando sobre pista conhecida.

5.6 Análises dos resultados

Os resultados de interesse na análise de durabilidade, executada conforme a TABELA 5.2, estão relacionados à capacidade do material em resistir aos carregamentos adotados. Sendo assim os níveis de tensão no material especificado são atribuídos como fundamentais para a avaliação. Os deslocamentos também servem como informação durante o processo de verificação dos resultados, porém

para as análises executadas o critério de aprovação é um confronto com os valores de tensão admissível.

FIGURA 5.2: Resultado estáticos de tensões Von Mises [MPa] no quadro.

Diretamente ligada às tensões de origem dinâmica, estão os modos de vibrar da estrutura flexível, os quais são informações de como as paredes finas da cabina e os elementos estruturais do quadro (longarinas e travessas) vão se comportar de acordo com as frequências de entrada da pista no modelo linear do pneu. Esta análise modal permite ao engenheiro estudar a origem das forças e movimentos, facilitando a visualização de uma solução para algum problema estrutural.

FIGURA 5.3: Resultado do modo de torção do quadro em 8Hz.

FIGURA 5.4: Resultado do modo de vibrar das portas.

Os resultados de tensão para uma análise transiente são muito importantes para previsão da durabilidade a fadiga dos componentes do veículo. Existem hoje diversas maneiras de processar os resultados de uma análise transiente e determinar a probabilidade de falha do componente. Atualmente o método mais utilizado ainda é a curva S-N (Tensão x Número de ciclos) de Wöhler. Este método funciona bem para tensões cíclicas alternadas e necessita da regra de Miner para determinar o acumulo de danos para um carregamento aleatório, o que é para o engenheiro razoavelmente custoso, pois demanda uma vasta gama de cálculos para que se encontre uma solução.

Para evitar tal transtorno, foi desenvolvida uma metodologia que calcula o valor de tensão RMS, que mede a quantidade de energia ao longo do evento, o qual é comparado com valores admissíveis de tensão obtidos, em conjunto com testes experimentais realizados ao longo dos anos. Por ser uma “caixa preta”, o programa que executa tal manipulação não pôde ser investigado, porém em conversas com os especialistas que o utilizam trata-se de um cálculo executado a cada passo de iteração, onde os valores de tensão Von Mises são trabalhados e utilizados nos passos seguintes até que um valor final RMS seja gerado. Este critério vem sendo utilizado com sucesso há anos na DAIMLERCHRYSLER, com extremo êxito, através de comparação direta entre testes e simulação, utilizando os mesmos carregamentos de entrada provenientes de uma pista de perfil controlado. A seguir são apresentados alguns resultados desta análise para componentes do quadro e partes que formam a cabina.

FIGURA 5.5: Resultado de tensão RMS Von Mises (MPa) dos componentes do quadro para o caso dinâmico.

FIGURA 5.6: Resultado de tensão RMS Von Mises (MPa) de partes da cabina para o caso dinâmico.

FIGURA 5.7: Resultado de tensão RMS Von Mises (MPa) de partes da cabina para o caso dinâmico.

Por decisões de projeto, foi montado um protótipo inicial de um veículo completo, e enviado para os testes na pista padrão, mesmo antes de ter sido completamente aprovado nas análise de durabilidade. Os pontos críticos apresentados na cabina, mostrados na FIGURA 5.8 abaixo, foram detectados e informados para que fossem monitorados ao longo dos testes. Estes pontos foram exatamente os que apresentaram trincas por fadiga durante os testes. Sendo assim, a metodologia utilizada é bem representativa para os carregamentos aplicados.

FIGURA 5.8: Regiões problemáticas determinados pela análise dinâmica.

As análises de durabilidade correspondem à fase de maior importância dentro do desenvolvimento, pois sem estar aprovado em testes, o veículo não entra em produção. Para assegurar que o veículo possui grandes chances de ser aprovado em testes, as simulações de durabilidade devem dar o sinal verde para a montagem do protótipo dimensionado. Assim, a fase de análise de durabilidade é onde se concentram as maiores pressões, pois nem sempre são planejadas com tal importância pelo gerenciamento, que assume como sendo somente uma etapa a ser cumprida pela engenharia do produto. Isto nem sempre acontece pois problemas de dimensionamento sempre surgem, o que demanda a aplicação novos ciclos de análise não previstos no planejamento. Para se ter uma idéia dos tempos necessário num

ciclo de análise, é mostrado um comparativo de horas homem, considerando-o apto e treinado a executar as tarefas expostas, e máquina necessários para esta etapa.

TABELA 5.3: Tempos de simulação e análise de durabilidade.

Tipo de análise	Modelagem (homem)	Simulação (máquina)
Estática	200hs	2hs (IBM 43P – 2Gb Disco)
Modal	+ 40hs	8hs(IBM 43P – 4Gb Disco)
Transiente	+ 40hs	12hs(CRAY C90 – 20Gb Disco)

5.7 Conclusões

O método apresentado encontra-se hoje num estágio muito maduro, sendo utilizado corriqueiramente no processo de desenvolvimento de veículos. É a etapa inicial no desenvolvimento auxiliado por ferramentas computacionais e considerada mundialmente a fase mais importante, pois os protótipos de teste somente devem ser construídos após aprovação nas análises de durabilidade.

Por ser um método em utilização já cerca de trinta anos, existe um banco de dados experimentais sobre valores de tensão admissíveis originárias de experimentos, o que auxilia na definição dos critérios e o consagra como excelente ferramenta de previsão de falhas em campo.

O veículo simulado foi construído e enviado para testes na pista de durabilidade ainda num estágio imaturo, isto é, devido às pressões do gerenciamento, o mesmo foi submetido a condições de serviço aceleradas, antes de estar totalmente aprovado em cálculo. Os pontos de trinca mostrados pela FIGURA 5.10 foram exatamente os mesmos que ocorreram nos testes o que de certa forma valida não somente o método FEM implícito, como também os critérios utilizados na análise.

O tempo e equipamento necessário para a modelagem e simulação estão razoáveis comparado com os prazos de projeto, o que torna a ferramenta bastante atraente num contexto de desenvolvimento moderno e eficaz, desde que planejados de uma forma realista pelo gerenciamento do projeto.

Capítulo 6

Modelagem e Simulação de Impacto de um Veículo de carga através do Método dos Elementos Finitos Explícito

6.1 FEM explícito no cálculo de impacto de veículos utilizando o programa LS/DYNA3D.

O LS-DYNA (1998) é um solver explícito de elementos finitos utilizado para analisar respostas dinâmicas não lineares em estruturas tridimensionais. Sua rotina automática de contato e checagem de erros possibilitaram a usuários resolver diversos problemas complexos. O LS-DYNA possui diversos procedimentos para simulação de estruturas tridimensionais, tais como dinâmica não linear, falhas, propagação de trinca, contato, fenômenos quasi-estáticos Euleriano e fluidos Lagrangiano-Euleriano, acústica, mecanismos, etc. Os elementos de baixa ordem são precisos, eficientes e rápidos.

O LS-DYNA pode ser utilizado em simulações de impacto, estampagem, explosões, dinâmica de veículos, análise estrutural e de falhas, entre outras. Sendo um programa tão genérico, é possível elaborar um modelo que contemple inúmeros fenômenos físicos e portanto, é possível obter uma solução para uma gama de informações para o objetivo ao qual se propõe a análise.

Após a descrição espacial do sistema, através de uma discretização FEM pelo engenheiro, o foco é na discretização temporal das equações diferenciais não lineares através de um código computacional, que irão descrever o processo de amassamento da estrutura devido ao impacto. A discretização temporal de fenômenos de curta

duração são obtidos utilizando o método das diferenças centrais (CD), veja HUGHES (1987), que leva a um sistema de equações matriciais típicas para uma integração explícita no tempo conforme (6-1):

$$\{\ddot{u}\}_n = M^{-1}(F_{i,n} - P_n - F_{c,n} - F_{cr,n}) - M^{-1}C/(2\Delta t) \{\dot{u}\}_n \quad (6-1)$$

$$\{\dot{u}\}_{n+1/2} = \{\dot{u}\}_{n-1/2} + \Delta t_n \{\ddot{u}\}_n$$

$$\{u\}_{n+1} = \{u\}_n + \Delta t_n \{\dot{u}\}_{n+1/2}$$

Sendo Δt_n o passo no instante t_n .

A geometria é atualizada por:

$$x_{n+1} = x_n + \Delta t_n \{\dot{u}\}_{n+1/2}$$

Para a equação (6-1), M é a matriz de massa, C é a matriz de amortecimento; $F_{i,n}$, $F_{c,n}$, $F_{cr,n}$ e P_n são os vetores representando as forças de contato, as forças internas e externas, e todas as forças que dependem não linearmente da deformação no estado atual. Os vetores $\{u\}$, $\{\dot{u}\}$ e $\{\ddot{u}\}$ correspondem às posições nodais, velocidades e acelerações. M e C são geralmente matrizes diagonais, pois assim o sistema de equações tornam-se independentes. A solução para cada equação é obtida então simplesmente por divisões escalares. No entanto, este algoritmo, que representa integração explícita no tempo através de diferenças centrais, só pode ter resultados confiáveis se o passo de tempo atingir o critério *Courant-Levy-Friederichs* de estabilidade, que relaciona uma onda atravessando os elementos a um máximo passo permitido. O passo necessário é geralmente algumas ordens de magnitude inferior ao permitido numa análise implícita, porém o excesso de resolução de equações matriciais (inversão de matrizes) não existe neste método. O maior esforço no algoritmo de integração explícita utilizado no LS-DYNA3D é para o cálculo das forças de contato e das forças internas, a última refletindo as respostas geométricas e dos materiais não lineares da estrutura. Assim, o foco estará sempre relacionado à velocidade computacional disponível na determinação destas forças. Um algoritmo generalizado está exemplificado no fluxograma da FIGURA 6.1.

Através deste método, é possível modelar diversos aspectos não lineares como curvas completas de amortecedores e molas, critérios de falhas em elementos de

ligação, contato e principalmente, características dos materiais empregados através de inúmeros modelos não lineares disponíveis no programa. Porém, para isto, a demanda de informações e conhecimentos sobre como estes fenômenos são modelados aumenta consideravelmente.

FIGURA 6.1: Fluxograma do método FEM explícito.

6.2 Parâmetros do modelo

O modelo do veículo completo é a mesma discretização realizada para análise de durabilidade, com algumas modificações necessária para que o mesmo possa servir aos propósitos de uma simulação de impacto através do método explícito.

Novos parâmetros e modelos de materiais foram necessários para que a modelagem representasse a realidade. Estes necessitaram estar definidos além do regime elástico, sendo então necessárias as curvas de tensão x deformação determinadas em sua parte plástica como mostra a FIGURA 6.2. Estudos mostram que o modo de deformação depende muito da velocidade de deformação, conhecido como *Strain-Rate*. Para o estudo este fenômeno não foi considerado pois além de ser de difícil determinação, globalmente não agrega precisão significativa para o escopo da análise.

FIGURA 6.2: Curva Tensão x Deformação utilizada na simulação de impacto.

Outra consideração para simulação de impacto que modifica significativamente a maneira de entrar com o modelo, é a presença necessária do contato entre as partes envolvidas. Esta subrotina verifica a cada instante de tempo a posição relativa entre os nós ou elementos opostos e reage com forças de contato e atrito, repelindo as malhas e dissipando energia. Portanto, no processo de inicialização, onde há uma verificação do estado do modelo, a ocorrência de penetrações entre as partes devido a uma malha mal gerada ou imprecisão na geometria CAD fornecida, pode acarretar erros de convergência ou até um aborto no processo de simulação. Além disto, os parâmetros de contato devem estar bem definidos a fim de se obter resultados coerentes com a realidade.

6.3 Procedimento de simulação

A preparação do modelo FEM utilizado para durabilidade utilizou de alguns programas desenvolvidos por colegas do grupo de análise da *DaimlerChrysler AG*. Estes programas, escritos em FORTRAN, continham rotinas e um banco de dados que definiam as curvas características dos materiais mais empregados além de conversões dos arquivos de entrada NASTRAN para o formato LS/DYNA3D. O processo de conversão e criação está detalhado no Apêndice 4.

TABELA 6.1: Especificações da análise de impacto realizada no modelo FEM

Itens fundamentais	Decisões
Definir claramente a análise	Não linear (material no regime elasto-plástico) e com contato entre as partes.
Determinar o solver mais adequado.	LS/DYNA3D
Definir os critérios de aprovação.	Alongamento máximo permitido Energia dissipada e forças de reação.
Definir o sistema de unidades	[N], [mm], [s]
Prever o tempo necessário para análise	Em torno de 600hs
Realizar análises menos refinadas ou com passo maior para entender o problema.	um ciclo de verificação e um de análise
Determinar carregamentos de serviço.	Impacto em estruturas rodoviárias ou em outros veículos.
Procurar propriedades lineares dos materiais empregados e suas variações estatísticas.	Curva completa Tensão x Deformação, espessura chapas, coeficientes de atrito .
Construção e geometria do sistema	
Materiais.	Metais, borrachas, vidro, plástico, etc.
Elementos discretização da Geometria	SHELL, SOLID
Aproximar estruturas rígidas, parafusos, pontos de solda, pneus, coxins, entre outros a elementos conhecidos como molas, amortecedores, massas concentradas, etc ...	BEAM, SPRING, DAMP, MASS
Condições de contorno	Condições de simetria e movimento somente na horizontal.
Casos aplicados	30km/h atrás de uma carreta. 35km/h e 15km/h numa parede rígida 50 km/h de encontro a um poste.

6.4 Análise dos resultados

Os resultados das análises foram apresentados de duas formas. A primeira visual, onde é possível verificar a intrusão das chapas no habitáculo do motorista e passageiro, bem como as deformações ocorridas nos componentes do quadro. Esta é provavelmente a parte fascinante do método, que simula com elevada precisão o processo de deformação no tempo, auxiliando na busca de soluções para problemas de segurança. Na simulação, é possível visualizar em câmara lenta a interação entre as partes, o que na prática, nem mesmo com o uso de câmaras filmadoras de alta resolução seria possível, além de não precisar destruir uma infinidade de protótipos.

FIGURA 6.3: Impacto numa barreira rígida a 35km/h.

FIGURA 6.4: Impacto numa carroceria a 30km/h.

FIGURA 6.5: Impacto numa carroceria defasado a 30km/h.

FIGURA 6.6: Impacto num poste a 50km/h.

Outra informação bastante útil são os pulsos de desaceleração e velocidade de certas localizações do veículo. É como se o veículo estivesse sendo monitorado por instrumentos e as respostas aos pulsos gravadas a fim de fornecer dados aos

fabricantes de sensores de bolsa inflável (*air-bag*), de bancos, de vidro e também alimentar uma análise de cinemática dos ocupantes. Estas informações obtidas através de simulação permitem ações simultâneas nos projetos ainda numa fase de desenvolvimento, para que o correto dimensionamento das formas e resistências das partes do veículo sejam definidas, antes da montagem dos protótipos para teste.

FIGURA 6.7 Resultados comparativos dos valores de aceleração no caso do impacto a 35Km/h numa barreira rígida.

FIGURA 6.8 Resultados comparativos dos valores de velocidade no caso do impacto a 35Km/h numa barreira rígida.

Durante os testes reais, os mesmos pontos são monitorados para realimentar a análise e fornecer parâmetros para veículos similares. Neste trabalho, os valores foram

comparados com testes de um veículo similar (curvas em vermelho) e apresentam grande correlação nos resultados.

Considerando que o modelo FEM não depende da capacidade da máquina e sim da habilidade do engenheiro que o está gerando, o tempo necessário para geração pode ser previsto acompanhando os passos apresentados no item 6.2. Já a resolução das equações depende, e muito, do equipamento no qual o programa executa a simulação numérica. O tempo de processamento passa a ser fundamental para análise dos resultados. A busca de possibilidades e soluções alternativas pode se tornar inviável, dependendo da plataforma de execução, limitando muito as vantagens do método.

TABELA 6.2: Tempos de simulação e análise de impacto.

Tempo de modelagem necessário	80 horas
Equipamento (<i>Hardware</i>)	Tempo de processamento
IBM43P	58 horas
IBM S3	40 horas
NEC (1 processador)	26 horas
NEC (2 processadores)	18 horas
SGI Octane (2 processadores)	22 horas
SGI Octane (4 processadores)	14 horas

Os processos foram executados utilizando modelos semelhantes possuindo em torno de 55.000 nós. Interessante de se notar, é que duplicando o número de processadores não significa numa redução do tempo de análise pela metade. Porém, a utilização de processos em paralelo é de extrema importância para a aceitação do método como ferramenta eficaz. Segundo SWEIZERHOF et al (1992), algoritmos paralelizados estão contribuindo para consolidação do método no campo da engenharia e a tendência de avanço nesta tecnologia é atualmente visível. A homologação de produtos através de simulações virtuais de testes destrutivos pode se tornar realidade nos próximos dez anos.

6.5 Conclusões

O programa LS/DYNA3D apresentou-se bastante robusto na resolução das equações diferenciais com elevado grau de não linearidades, que regem o fenômeno físico simulado. A complexidade envolvida está relacionada diretamente com os tempos de modelagem e simulação. Detalhamentos das regiões de interesse são freqüentemente necessários e uma aproximação correta das interfaces entre os materiais, principalmente quando há grande diferença de rigidez, é extremamente indispensável para a convergência do método.

A não convergência está relacionada com o equilíbrio das energias. Quando ocorre um desequilíbrio, geralmente devido ao fenômeno de *Hourglass*, que é a deformação descontrolada de um elemento quadrilátero, pode ser corrigido através de alteração na malha FEM ou de uma análise localizada do contato.

Apesar do método exigir equipamentos de elevado custo e demandar um tempo razoavelmente grande para terminar o processo, garante ser viável pela capacidade de informar ao engenheiro sobre as grandezas envolvidas ao longo do impacto, que pode tomar decisões junto aos colegas de projeto sobre as alternativas possíveis para uma melhora na performance de segurança passiva de veículos.

A animação gráfica é a melhor maneira de observar a interação das partes da cabina a fim de verificar o surgimento de superfícies cortantes e intrusões de material que possam vir a ferir os ocupantes. Atualmente, existem ferramentas de visualização tridimensional que contribuem muito para a análise detalhada dos resultados.

Os sinais retirados dos pontos localizados foram enviados ao fabricante de bolsas de ar (*airbag*) para ajustar os parâmetros de disparo, pois nem sempre é desejado o disparo, pois pode atrapalhar o condutor e ferir mais pessoas. É o caso do impacto no poste a 50km/h e na barreira rígida a 15km/h, considerados pouco severos para que haja um disparo.

A comparação dos sinais com um veículo similar mostra que o método apresenta boa correlação com a realidade e portanto pode ser utilizado com confiança durante esta fase de desenvolvimento, que contempla a segurança veicular.

Capítulo 7

Simulação e análise da cinemática dos ocupantes

7.1 Simulação FEM/MBS no programa MADYMO

Este capítulo é uma continuação do anterior, que detalha o processo de simulação da cinemática dos ocupantes do veículo utilizando um programa mais dedicado, que não consome tanto tempo e representa adequadamente o ambiente real.

O MADYMO (1998) é um programa que utiliza de modelos FEM para representar a flexibilidade do boneco que simula o ocupante e o cinto de segurança, e também na simulação de inflagem da bolsa de ar (*airbag*). As equações do sistema são resolvidas através do método multicorpos para uma desaceleração imposta. Contatos e restrições localizadas completam a modelagem do sistema.

7.2 Parâmetros do modelo

A modelagem FEM do *airbag* e boneco (*Hybrid III*) são fornecidos como „caixa preta“, isto é, estão encriptados e não podem ser acessados. Isto decorre do motivo de serem desenvolvidos pelas empresas de *airbag* e o boneco pela própria representante do programa MADYMO.

Assim, para o usuário esta modelagem é uma simples definição dos contornos internos do habitáculo dos passageiros, isto é, posicionamento do painel, bancos, laterais, cinto de segurança, altura do volante e posição dos ocupantes. Também, de extrema importância, está a definição das partes consideradas rígidas do boneco e suas juntas. O contato é feito definindo localmente onde não é permitida a penetração e as respectivas reações aos contatos serão os principais resultados da simulação, além dos valores de desaceleração HIC.

7.3 Procedimento de simulação

A preparação do modelo é feita utilizando o procedimento descrito no capítulo anterior, associada à entrada de desaceleração proveniente das simulações de impacto numa barreira rígida a 35Km/h, segundo método empregado atualmente na DAIMLERCHRYSLER AG. A TABELA 7.1 de requisitos para esta modelagem fica da seguinte forma.

TABELA 7.1: Especificações da análise da cinemática dos ocupantes.

Itens fundamentais	Decisões
Definir claramente a análise	Não linear (disparo do <i>airbag</i>) e com contato simples entre as partes.
Determinar o solver mais adequado.	MADYMO
Definir os critérios de aprovação.	Forças de reação e desaceleração HIC segundo FMVSS 208
Definir o sistema de unidades	[N], [mm], [s]
Prever o tempo necessário para análise	Em torno de 100hs
Realizar análises menos refinadas ou com passo maior para entender o problema.	um ciclo de verificação e um de análise
Determinar carregamentos de serviço.	Desaceleração na região do assento..
Procurar propriedades lineares dos materiais empregados e suas variações estatísticas.	Modelos encriptados <i>airbag</i> e boneco (<i>Hybrid III</i>). .
Construção e geometria do sistema	
Materiais.	Definidos pelo usuário (<i>airbag</i> e coluna vertebral)
Elementos discretização da Geometria	encriptado
Aproximar estruturas rígidas, painéis, volante e outras partes	Contornos com contato
Condições de contorno	Condições de simetria e direção vertical.
Casos aplicados	Desaceleração do caso de impacto de 35km/h numa barreira rígida.

7.4 Análise dos Resultados

Os resultados para esta simulação estão baseados principalmente nos valores HIC encontrados e das forças de reação máxima encontradas. A animação do boneco

também é uma fonte importante de observação para verificar se os contatos foram bem aplicados e se nenhuma anomalia ocorreu, durante o processo de cálculo no MADYMO.

A FIGURA 7.1 abaixo, mostra à esquerda a posição que o motorista estará quando o pico de desaceleração, indicado no gráfico ao lado, for obtido. A curva à direita mostra como a desaceleração evoluiu durante o período de impacto.

FIGURA 7.1: Posição da máxima desaceleração obtida na curva HIC.

Os valores de saída importantes que foram comparados a norma FMVSS 208, pertencente a uma legislação americana, e são apresentados na TABELA 6.1. Comparando com os valores de testes em veículo simular, encontram-se bastante próximos e abaixo do critério utilizado. Portanto, de acordo com os critérios desta análise, o veículo está aprovado em cálculo, no que diz respeito a segurança dos ocupantes, podendo ser testado com grandes chances de sucesso.

TABELA 7.2: Valores encontrados na simulação e comparativo com testes e norma.

	Resultados simulação	Valores de teste em veículo similar	FMVSS 208 (critério)
HIC	153	158	1000
Cabeça	39g	35g	80g
Peito	39g	26g	60g
Pélvis	58g	31g	60g
Fêmur esquerdo	-3KN	-3KN	-10KN
Fêmur direito	-2KN	-6KN	-10KN

Para esta simulação, o tempo de modelagem e processamento não são grandes, porém para que se possa executá-la são necessários os pulsos de desaceleração da estrutura do veículo em estudo. Portanto, deve ser utilizado inicialmente algum sinal similar e posteriormente os dados que emergirão da análise de impacto.

TABELA 7.3: Tempos de simulação e análise de cinemática dos ocupantes.

Tempo de modelagem	40 horas
Tempo de simulação	30 minutos (IBM 43P)

7.5 Conclusões

O método utilizado pelo MADYMO apresenta boa performance para análises deste tipo. Apesar de não adentrar no âmbito teórico, na prática é possível entender o funcionamento e aplicação deste programa. Uma vez que os modelos utilizados são encriptados, não foi possível abrir o sistema para um melhor entendimento do fenômeno mais detalhadamente. Porém este é o objetivo deste programa, onde a responsabilidade do usuário se restringe a definir corretamente as condições de contorno e carregamentos para execução dos cálculos.

Os resultados se aproximam bem dos valores medidos em veículo similar, garantindo a confiabilidade do método e pelo baixo custo computacional, se apresenta adequado para utilização nesta fase mais detalhada sobre o comportamento dos ocupantes durante um impacto do veículo com algum obstáculo severo.

A modelagem e simulação deste fenômeno dentro do ambiente LS/DYNA3D é possível, porém alimentar o modelo FEM com os modelos de *airbag* e do boneco *Hybrid III* não é tarefa trivial. Sendo assim, houve uma preferência para a desvinculação das análises em prol da simplicidade da modelagem, entendimento dos resultados e performance computacional disponível.

CAPÍTULO 8

Análise dos métodos de simulação: aplicação dentro do contexto de desenvolvimento

Sem sombra de dúvidas, as análises computacionais auxiliando no desenvolvimento de veículos já são ferramentas consolidadas, porém a investigação de quando e qual análise satisfaz o contexto do desenvolvimento é de grande importância na definição de todo processo.

A aplicação dos métodos deve ser executada de uma maneira racional dentro de uma corporação, onde prazos para apresentação de conceitos, projetos e decisões estão muito bem definidos e alterações devido a problemas no desenvolvimento acarreta atrasos que podem comprometer o lançamento de um produto.

Uma utilização correta das simulações, em paralelo com o desenvolvimento, realmente traz benefícios de custo e tempo de projeto. Porém uma má utilização das ferramentas pode transforma-la no principal caminho crítico no planejamento, o que irá provocar um gasto de tempo e dinheiro aquém do esperado.

A discussão da influência das novas tecnologias de análise na identificação de quando e quais ferramentas de análise devem se encaixar nas fases de desenvolvimento, é fundamental para um controle dos parâmetros definidos e dos que ainda necessitam uma definição.

Segundo REMENSPERGER (1997) a utilização de modelos virtuais para simulação do comportamento mecânico de veículos, quando submetido a condições de testes, com grande confiança podem substituir protótipos reais. Assim, grande parte do desenvolvimento seria virtual e os testes num único protótipo seriam para avaliar a performance real, antes de uma homologação final.

8.1 Aplicação dos métodos

Os métodos apresentados podem ser utilizados para estudos além dos apresentados neste trabalho. Cada um possui características próprias e portanto, contribuem melhor para um estudo focado especificamente nas potencialidades que apresentam.

TABELA 8.1: Análises indicadas para utilização dos métodos estudados.

Método	Características	Análises indicadas
Multicorpos (MBS)	Trabalha com as equações do movimento para determinação de performance dinâmica e da vibração de sistema mecânicos.	DINÂMICA VEICULAR NÃO LINEAR: Conforto, Vibração , Estabilidade.
FEM implícito	Trabalha com teorias da física para determinação de performance (dinâmica e estática) de componentes e estruturas quanto a resistência, deformação mecânica, vibrações entre outros. Trabalha bem com fenômenos de longa duração (veículo trafegando).	ESTRUTURA VEICULAR LINEAR: Durabilidade, Modos flexíveis, Vibração.
FEM explícito	Trabalha com teorias da física para determinação de performance dinâmica de componentes e estruturas quanto a resistência, deformação mecânica, vibrações, energia entre outros. Trabalha bem com fenômenos de curta duração (impactos)	ESTRUTURA VEICULAR NÃO LINEAR: Impacto, Estampagem

As sugestões da TABELA 8.1 estão diretamente relacionada com a performance computacional e o esforço de modelagem apresentados para cada método. Com o surgimento de códigos mais robustos e computadores cada vez mais velozes, o panorama exposto deve mudar. Porém, as análise ainda terão seus focos direcionados seguindo a tendência de uma fusão dos métodos em um único ambiente de simulação.

8.2 Análises nas fases de desenvolvimento

Como geralmente, o projeto de um veículo envolve muito além de simulações, estas devem ser planejadas no desenvolvimento, desde a fase de conceituação, até a fase de otimizações. Cada corporação possui uma filosofia de projeto, e portanto devem possuir abordagens diferentes de acordo com a estratégia implementada.

Porém, um panorama quanto ao uso de simulações deve prevalecer na escolha, pois ela deve ser a que melhor atenda às necessidades imediatas e não custe mais do que a demanda em relação a tempo de resposta. Seguindo este princípio, uma sugestão de abordagem de um processo de desenvolvimento de um veículo foi estabelecida, que poderia servir de padrão para muitas corporações.

Separando as principais fases de um projeto, o caminho das atividades foi determinado como mostrado na FIGURA 8.1.

FIGURA 8.1: Atividades propostas nas fases de conceito e detalhamento de um projeto.

8.2.1 Atividades de cálculo na fase de conceito

As atividades na conceituação estão ligadas à definições iniciais que caracterizam os requisitos básicos definidos para o veículo. Sendo um veículo uma máquina que consiste de diversos sub-sistemas básicos, uma abordagem para definir parâmetros localizados é isolar os sub-sistemas e ajustá-los conforme as necessidades. Em seguida, os sub-sistemas são montados, dando origem ao veículo completo, o qual é estudado, verificando agora a influência de todos os subsistemas no comportamento dinâmico global. A FIGURA 8.2 apresenta com maiores detalhes os passos sugeridos e as ferramentas recomendadas.

FIGURA 8.2: Definição dos sub-sistemas antes de uma análise global.

8.2.2 Atividades de cálculo na fase de detalhamento

A fase de detalhamento somente deve ser iniciada após definição do conceito. Qualquer mudança nos parâmetros conceituais gera um enorme prejuízo para o projeto, pois é um retrocesso de tudo que fora feito até o momento. Evitar alterações de parâmetros é um item primordial para o cumprimento da meta de lançar o produto adequado no tempo certo.

Partindo deste princípio, e assumindo que o veículo se comporta bem dinamicamente, o foco primordial agora é detalhamento geométrico e a durabilidade dos componentes que irão compor o veículo. Outros requisitos como de segurança, ruído e refinamento devem ser trabalhados nesta fase de uma maneira sistematizada para que o controle das modificações e seus motivos sejam registrados adequadamente para que se mantenha um histórico das possibilidades estudadas. A FIGURA 8.3 apresenta uma sugestão de ciclos (*loops*) para que no final se obtenha o veículo conforme requisitos estabelecidos no início do projeto.

FIGURA 8.3: Atividades na fase de detalhamento.

8.2.3 Informações necessárias em cada fase

Toda simulação necessita de dados de entrada. Se todos não estão disponíveis, é necessário que se assumam simplificações que podem ser toleráveis, porém um mínimo de informações é sempre necessário. À medida que o projeto caminha, novos dados são colhidos e os modelos alterados ou refeitos, para que possam fornecer resultados cada vez mais detalhados ao longo do desenvolvimento. A FIGURA 8.4 mostra quais são as informações fundamentais e como podem ser obtidas. É importante notar que um banco de dados sobre componentes existentes é tido como

fonte fundamental de dados no início de qualquer projeto, isto é, nada como utilizar de algo que já deu certo num futuro projeto, a não ser que haja impedimentos legais, custos de produção e qualquer outro fator externo que implique num desenvolvimento partindo-se do zero.

FIGURA 8.4: Informações básicas necessárias para as fases do projeto.

8.3 Critérios de aprovação

Os critérios de aprovação são as condições nas quais o veículo será submetido e qual a resposta esperada para que o veículo esteja apto para ir ao mercado. Procuram sempre representar situações cotidianas de serviço. Os critérios de projeto são diretamente responsáveis pelo dimensionamento do veículo, e sendo assim, estão ligados ao custo do produto. Critérios coerentes são aqueles que realmente indicam as condições na qual o veículo estará exposto durante a sua vida útil. Exageros podem tornar o produto caro, pesado e difícil de fabricar, ao ponto que a falta de critérios pode implicar de uma falha em serviço, o que prejudicaria a imagem do produto.

Os critérios de simulação devem sempre acompanhar os critérios de teste para que a correlação possa ser sempre medida e modelos cada vez mais representativos possam

ser gerados. Além disto atualmente são os testes que homologam um veículo e nada mais lógico que aprovar, em cálculo, as condições necessárias para homologação do produto.

8.4 Conclusões

Os caminhos da engenharia levam para uma utilização massiva de ferramentas computacionais antes da construção de protótipos. Esta realidade já aparece nas corporações de uma forma acentuada. O investimento na área de simulação pode parecer inicialmente elevado, pois demanda engenheiros qualificados e equipamentos de última geração, porém são justificáveis quando o objetivo da empresa é apresentar ao mercado produtos de qualidade, a um preço acessível e em tempos recordes.

Além do mais, o gerenciamento do conhecimento está cada vez mais voltados para técnicas que auxiliem nas decisões logo na fase de concepção, para que realmente as melhores alternativas sejam aplicadas no produto.

Definir a fase de simulação dentro de cronogramas de desenvolvimento, nada mais é do que estar inserido numa tendência atualmente mundial, dentro das mais eficazes corporações do mundo.

CAPÍTULO 9

Conclusões finais

Considerando os objetivos do trabalho, conclui-se que houve sucesso no estudo de algumas das ferramentas de simulação e análise, as quais quando empregadas de uma forma sistemática, registram os parâmetros de performance dinâmica e estrutural antes mesmo da montagem de algum protótipo. O nível de complexidade de um modelo computacional, que é possível se construir hoje, permite que haja uma ótima correlação com a realidade. Isto é fundamental para que haja confiança nas análises computacionais e elas sejam cada vez mais alternativas para substituição de testes. Ao atingir este estágio, o número de protótipos poderá ser reduzido a um, para que o comportamento real possa ser verificado e aprovado quanto aos requisitos fundamentais.

A montagem de um protótipo deve estar precedida de análises virtuais, a fim de evitar desperdícios de tempo e dinheiro, construindo soluções e testando possibilidades em campo. As possibilidades e o poder de manipular um modelo matemático rapidamente e com eficácia permite a tentativa de inúmeras alternativas, para a escolha da que mais se encaixa ao projeto.

A obtenção de dados para o modelo é o fator que mais dificulta a realização de simulações em fases anteriores às que temos hoje. A criação de um banco de dados é fundamental para que os modelos possam ser alimentados de uma maneira organizada, desde o início dos trabalhos

Grande parte do trabalho se deve a situações vivenciadas. A bibliografia utilizada foi útil para orientar sobre as tendências e estado da arte dos métodos utilizados, mas grande parte do texto reflete situações reais de sucessos e dificuldades enfrentadas ao longo do tempo. Conversas de corredor com colegas de análise, tanto do Brasil como da Alemanha ajudaram e muito a determinar como são vistos os engenheiros de cálculo dentro da organização, e quais são os desafios que cada um enfrenta.

Durante anos nesta área de análise, é notável a evolução de técnicas de geração e refinamento de malha, além da grande quantidade de formulações de elementos e novos algoritmos de solução para as equações, que surgem a cada ano. Porém quando se atém à utilização prática é de se perceber que o usuário não consegue acompanhar a tendência evolutiva do método quando precisa apresentar resultados dentro de uma corporação. Sendo assim, acompanhar as tendências e evoluções deste importante método de simulação requer grande motivação e vontade de se manter atualizado.

As simulações propostas foram expostas de uma forma na qual fosse possível descrever suas características, capacidades e performance. Em nenhum momento houve intenção de posicionamento sobre produto, isto é, temas referentes a aprovação do projeto não foi escopo deste trabalho. Os métodos sofreram uma abordagem descritiva a fim de sugerir onde, quando e como podem ser utilizados considerando seus méritos, dificuldades e restrições.

O estudo de um ambiente integrado, que pudesse realizar as simulações desejadas através de um detalhamento contínuo de um modelo inicial, parece ser a maneira mais sensata de se promover um estudo organizado de um veículo. Partindo de informações básicas e rumando para um nível localizado de previsão de comportamento, é o desafio para áreas de desenvolvimento que buscam o sucesso de um projeto desta máquina motriz, que necessita atender cada vez mais critérios, além de durabilidade, para a satisfação e segurança do usuário.

CAPÍTULO 10

Referências bibliográficas

CLARKE, R., M., PRASAD, K., A., et al, U.S. Efforts to Improve Truck Occupant Crash Protection and reduce Aggressively in Frontal Truck/Car Collisions, United States of America, Paper No. 94, S11 O 08, 1994.

COSTA, A., JONES, R. P., CHERRY, A., Modelling and Simulation of a Five-Point Vehicle Suspension Using Multibody Systems (MBS) Techniques, SAE Brasil 93, no. 931697, São Paulo, SP, Brasil, 1993.

CROUSE, WILLAM H.: Automotive Chassis and Body, McGrall Hill Book Company, 1990.

DIETER, K., Engineering Design, McGraw Hill, Segunda Edição, 1990.

GILLESPIE, T. D., Heavy Truck Ride, The University of Michigan, Transportation Research Institute, SAE Inc., article 850001, 1985.

GILLESPIE, T. D.: Fundamentals of Vehicle Dynamics, ISBN 1-5609-199-9, SAE, 1992.

GREEN, J., The use of OASYS/DYNA3D for Crash Simulation, International LS-DYNA3D Conference, 1993.

HASAN, A., HOBACK, S., A., On the Design of Vehicle Structure Crashworthiness (Numerical and Experimental Results), Paper No. 970579, SAE international Corners & Exhibition, Michigan, 1997.

HEISLER, HEINZ: Advanced vehicle technology, ISBN- 0-7131-3660-X, Edward Arnold, 1993.

HOFMANN, Rechnerischer Nachweis "Dachlasttest entsprechend Schwedenanforderungen", Mercedes-Benz Technischer Bericht, 1996.

HUGES, T. J. R., The Finite Element Method, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, 1987.

<http://www.NHTSA.ORG>, 1999

LSTC INC., LS/DYNA3D v940 Reference Guide, 1998.

MACNELL SCHRENDER INC., NASTRAN v. 70 reference Manual, 1997.

MACNELL SCHRENDER INC., NASTRAN v70 Users Guide, 1997.

MADYMO INC., MADYMO User's Guide, 1998.

PAULSTRA CO., Modelling of automotive antivibration rubber parts, 1998.

REMENSBERGER, R., KLAMSER, K., SCHELKE, Digital Prototyping: A Successful Development Strategy Applied in the Design of the Porsche Boxter Structure, First European LS-DYNA Conference, England, March 1997.

RILL, G. , The influence of correlated random road excitation processes on vehicle vibration, Proceedings of 8th IASVD Symposium MIT, Cambridge, MA, 1983.

RILL G., Simulation von Fahrzeugschwingungen, Regensburg FH, Stuttgart, 1984

RILL G., Vehicle Dynamics in real-time Simulation, IASD Symposium, Praha, 1987

RILL, G., Demands on Vehicle Modelling, The Dynamics of Vehicles on Roads and on Tracks, p. 451-460, Anderson R. Swets Zeitlinger, Amsterdam, 1989.

RILL, G., Passcar.for, programa- de simulação, SEM/EESC-USP, 1994.

SING V., Ermittlung von Belastungsdaten durch rechnerische Simulation von strassenunebenheitserregten Schwingungen, Stuttgart, 1996.

SCHWEIZERHOF, K., NILSSON, L., HALLQUIST, J. O., Crashworthiness analysis in the automotive industry, International Journal of Computer Applications in Technology, Use of Finite Element Analysis, v. 5, no. 2/3/4, p. 134-156, 1992.

SCHWEIZERHOF, K., WAINSCOTT, B., L., HALLQUIST, J. O., Crashworthiness and Metalforming Simulations of Automotive Parts on Massively Parallel Computers using LS-DYNA3D, CADFEM GmbH e Livemore Software Tecnology Corp, 1996.

SYBOLIC DYNAMICS INC, SD/FAST users manual vB.1.1, 1991.

THE MATHWORKS INC. MATLAB v. 4.0 Reference Manual, 1994.

VOLLAN, A., Application of DYNA3D at Pilatus, Schweizer CAD-FEM Users Meeting, Schweiss, 1996.

WU, S. R., GU, L., CHEN, H., Airbag Tire Modelling by Explicit Finite Element Method, The Tire Society at the University of Akron, Ohio, US, March 19-20, 1996.

ZEUGER, T., Energy Management in Frontal Crash using DYNA3D, International LS-DYNA3D Conference, 1993.

ZIEJEWSKI, M., ANDERSON, B., The Effect of Structural Stiffness on Occupant Response for a -Gx Acceleration Impact, Congresso SAE Brasil 96, Paper No. 962374, São Paulo, 1996.

Apêndice 1: Arquivos de simulação no MATLAB

1.1 AMORTECI.m: Rorina de Amortecimento

% ESTE PROGRAMA DETERMINA OS VALORES DO GRÁFICO - Força X Velocidade
- PARA O %AMORTECEDOR DO AUDI, CONFORME A SUBROTINA DKVALR.FOR. e
aproxima a curva a dois polinômios de sétimo grau.

% INICIALIZAÇÃO DOS PARÂMETROS

```
j = 0 ;
dfdx = 0 ;
f = 0 ;
fo = 0 ;
v = 0 ;
fpoll=0;
vpoll=0;
fpol2=0;
vpol2=0;
```

% ROTINA PARA DETERMINAÇÃO DOS PONTOS

```
for x = -3 : .05 : 3;
j=j+1 ;
A = [-1150 -1100 -1050 -1000 -950 -900 -820 -625 -430 -235 0 120 150
185 220 255 290 325 360 395 430] ;
dx = 0.05 ;
dxi = 20 ;
xo = -0.5 ;
xh = (x-xo) * dxi ;
ix = xh ;
if ix <= 0
ix = 1;
end ;
if ix >20
ix =20 ;
end ;
xh = xh - ix ;
fix = A(ix) ;
df = A (ix+1) - fix ;
f = fix + df.*xh ;
fo(j) = -f ;
v(j) = -x ;
dfdx = df.*dxi ;
end ;
```

% INTERPOLAÇÃO POLINOMIAL PARA UM GRAU SETE

```
k=0;
for i = 1 :1 :60;
k=k+1;
fpoll(k) = fo(i)+200;
vpoll(k) = v(i);
end;
polyfit (vpoll,fpoll,7);
```

```

a = ans
p=0;
for j = 60 :1 :120;
p=p+1;
fpol2(p) = fo(j)+200 ;
vpol2(p) = v(j);
end;
polyfit (vpol2,fpol2,7);
b = ans
ve = -3:.05:0;
vel = 0:.05:3;
C1=a(1).*vel.^7+a(2).*vel.^6+a(3).*vel.^5+a(4).*vel.^4+a(5).*vel.^3+
a(6).*vel.^2+a(7).*vel;
C=b(1).*ve.^7+b(2).*ve.^6+b(3).*ve.^5+b(4).*ve.^4+b(5).*ve.^3+b(6).*
ve.^2+b(7).*ve;

% TRAÇAGEM E IMPRESSÃO DO GRÁFICO DE AMORTECIMENTO

%subplot(2,1,1),
plot (v,fo)
title ( ' Gráfico de Amortecimento da Suspensão ' )
xlabel ( ' Velocidade (m/s) ' )
ylabel ( ' Força (N) ' )
grid
%subplot(2,1,2),
pause
plot (vel,C1,ve,C)
title ( ' Curva da Interpolação Polinomial ' )
xlabel ( ' Velocidade (m/s) ' )
ylabel ( ' Força (N) ' )
grid
%print

```

1.2 GANHO.m: Rotina que calcula os ganhos variando as frequências de Massa Suspensa e não Suspensa

```

clear
□
M=309;
□
m=40;
□
fs1=1.2;
□
fp1=8;
□
Qs1=0.001;
□
fs2=1.2;
□
fp2=10;
□
Qs2=0.001;
fs3=1.2;

```



```
fp3=12;
Qsi3=0.001;
```

```
Ks1=39.5*(fs1^2)*M;
Kp1=39.5*(fp1^2)*m;
Cs1=Qsi1*((4*Ks1*M)^0.5);
Ks2=39.5*(fs2^2)*M;
Kp2=39.5*(fp2^2)*m;
Cs2=Qsi2*((4*Ks2*M)^0.5);
Ks3=39.5*(fs3^2)*M;
Kp3=39.5*(fp3^2)*m;
Cs3=Qsi3*((4*Ks3*M)^0.5);
```

```
K11=Kp1/M;
K21=Ks1/M;
K12=Kp2/M;
K22=Ks2/M;
K13=Kp3/M;
K23=Ks3/M;
```

```
X=m/M;
```

```
% Programa para execucao de graficos
% variacao da frequencia e tempo
f = 0: .025 : 20;
t = 0: .025 : 20 ;
% calculo dos modulos do numerador e denominador da equacao do ganho
w = 6.28 .*f ;
a1 = (((K11*Cs1).*w).^2 + ((K11*K21).^2)).^0.5 ;
b1 = ((X.*(w.^4) - (K11+K21*X+K21).*w.^2
+K11*K21).^2+((K11*Cs1).*w - ((1-X)*Cs1).*w.^3).^2).^0.5 ;
a2 = (((K12*Cs2).*w).^2 + ((K12*K22).^2)).^0.5 ;
b2 = ((X.*(w.^4) - (K12+K22*X+K22).*w.^2
+K12*K22).^2+((K12*Cs2).*w - ((1-X)*Cs2).*w.^3).^2).^0.5 ;
a3 = (((K13*Cs3).*w).^2 + ((K13*K23).^2)).^0.5 ;
b3 = ((X.*(w.^4) - (K13+K23*X+K23).*w.^2
+K13*K23).^2+((K13*Cs3).*w - ((1-X)*Cs3).*w.^3).^2).^0.5 ;

% Calculo do modulo do ganho
tr1 = a1./b1 ;
tr2 = a2./b2 ;
tr3 = a3./b3 ;

% graficos
plot(f,tr1,f,tr2,'r',f,tr3,'g')
Title ('Ganho da Massa suspensa para diferentes
frequências')
xlabel ('frequencia (Hz)')
ylabel ('ganho')
print -dbitmap
pause
%
```

Apêndice 2: Arquivos da simulação no SD/FAST

2.1 Arquivo Mac3.sd : Descrição do Modelo MBS

```
#####
# Este e um modelo sdfast de uma suspensao MacPherson do Audi 90
# conforme os dados disponiveis no programa Pass_car.for do professor
# Dr. Rill.
```

```
# preambulo
```

```
grounded
gravity = 0.0 0.0 -9.81
```

```
# descricao dos corpos
```

```
Body = Horizontal          inb = $ground          joint = slider
mass = 360.0
inertia = 0 0 0
bodytojoint = 0 0 0
inbtojoint= 0 0 0
pin = 0 1 0
```

```
Body = Upper              inb = Horizontal        joint = ball
mass = 1.0
inertia = 0 0 0
inbtojoint = -0.004 0.528 0.818
bodytojoint = -0.001 -0.010 0.129
```

```
Body = Manga              inb = Upper          joint = slider
mass = 20.0
inertia = 0 0 0
inbtojoint = 0.001 0.010 -0.129
bodytojoint = -0.002 -0.025 0.300
pin = -0.0075 -0.075 0.9772
```

```
Body = roda              inb = Manga          joint = pin
mass = 12
inertia = 0.75 1.5 0.75
inbtojoint = 0.0 0.134 -0.258
bodytojoint = 0.0 0.002 0.0
pin= 0 1 0
```

```
Body = Dummy             inb = Horizontal        joint = pin
mass = 1.0
inertia = 0 0 0
inbtojoint = -0.32 0.3315 0.2210
bodytojoint = 0.0 0.0 0.0
pin= 1 0 0
```

```
Body = LCA               inb = Dummy          joint = planar
mass = 4.0
inertia = 0 0 0
```

```

inbtojoint = 0.0 0.0 0.0
bodytojoint = -0.16 -0.1138 0.0016
pin = 1 0 0
pin = 0 1 0
pin = 0 0 1

Body = Barra                inb = Horizontal joint = u-joint
mass = 2.0
inertia = 0 0 0
inbtojoint = -0.0097 0.0 -0.2618
bodytojoint = -0.0719 -0.2908 -0.0100
pin = 0.9744 -0.2248 0.0
pin = 0.0 -0.0447 0.9990

# Loop Joints

Body = Manga                inb = LCA                joint = ball
inbtojoint = 0.0 0.2276 -0.0025
bodytojoint = -0.011 -0.104 -0.0845

Body = LCA                  inb = Horizontal          joint = ball
inbtojoint = 0.0 0.3315 0.2210
bodytojoint = 0.16 -0.1138 0.0016

Body = Barra                inb = Manga                joint = ball
inbtojoint = 0.1439 0.010 0.010
bodytojoint = -0.0719 -0.2908 -0.100

#####

```

2.2. Arquivo Mac3_1 : Informação sobre o Modelo MBS

```

/*****
SD/FAST Information File: a:mac3.sd
Generated 12-Apr-1997 01:40:24 by SD/FAST, Kane's formulation
(sdfast BX.2.1 #30447) on machine ID 14150100

```

ROADMAP (a:mac3.sd)

Bodies	Inb												
No	Name	body	Joint	type	Coords	q							Multipliers
-1	\$ground												
0	Horizontal	-1	Sliding		0								
1	Upper	0	Ball		1	2	3	12					
2	Manga	1	Sliding		4								
3	roda	2	Pin		5								
4	Dummy	0	Pin		6								
5	LCA	4	Planar		7	8	9						
6	Barra	0	U-joint		10	11							

Loop Joints					Pseudo Coords	lq							
7	Manga	5	Ball		0	1	2	9		0	1	2	
8	LCA	0	Ball		3	4	5	10		3	4	5	
9	Barra	2	Ball		6	7	8	11		6	7	8	

STATE INDEX TO JOINT/AXIS MAP (a:mac3.sd)

Index q u	Joint	Axis	Joint type	Axis type	Joint Name
0 13	0	0	Sliding	translate	
1 14	1	0	Ball	quaternion	
2 15	.	1	.	quaternion	
3 16	.	2	.	quaternion	
4 17	2	0	Sliding	translate	
5 18	3	0	Pin	rotate	
6 19	4	0	Pin	rotate	
7 20	5	0	Planar	translate	
8 21	.	1	.	translate	
9 22	.	2	.	rotate	
10 23	6	0	U-joint	rotate	
11 24	.	1	.	rotate	
12	1	3	Ball	4th quat	

lq|lu

0 12	0	0	Ball	quaternion
1 13	.	1	.	quaternion
2 14	.	2	.	quaternion
3 15	1	0	Ball	quaternion
4 16	.	1	.	quaternion
5 17	.	2	.	quaternion
6 18	2	0	Ball	quaternion
7 19	.	1	.	quaternion
8 20	.	2	.	quaternion
9	0	3	Ball	4th quat
10	1	3	Ball	4th quat
11	2	3	Ball	4th quat

SYSTEM PARAMETERS (a:mac3.sd)

Parameter Value Description

nbod	7	no. bodies (also, no. of tree joints)
njnt	10	total number of joints (tree+loop)
ndof	12	no. degrees of freedom allowed by tree joints
nloop	3	no. loop joints
nldof	9	no. degrees of freedom allowed by loop joints
nq	13	no. position coordinates in state (tree joints)
nu	12	no. rate coordinates in state (tree joints)
nlq	12	no. position coordinates describing loop joints
nlu	9	no. rate coordinates describing loop joints
nc	9	total no. constraints defined
nlc	9	no. loop joint constraints
npresc	0	no. prescribed motion constraints
nuserc	0	no. user constraints

/*****

2.3 Mac3.c: Programa principal para a simulação MBS

```

#include <math.h>
#include <stdio.h>

#define NQ 9
#define NU 9
#define NEQ 18
#define NC 6

#define ground -1
#define Horizontal 0
#define Upper 1
#define Manga 2
#define roda 3
#define Dummy 4
#define LCA 5
#define Barra 6

#define kel 150000
#define Kt 16300
#define Km 20000
#define h 0.15
#define DTT 0.02

double tvel[3], tacc[3], fvecr[3], ptch[3], pto[3], cg[3];
double famort, fmola, al, sdefp, felx, fely;
FILE *fp;

/* programa principal */

main(void)
{
    double t, y[NEQ], dy[NEQ], TOL, CTOL;
    int i, nustp, fla, er, j, a;

    sdinit();

    for (i=0; i<3; i++)
    {
        tacc[i]=0.0;
        fvecr[i]=0.0;
    }

    /* posicao do cg da roda */

    cg[0]=0.0;
    cg[1]=0.0;
    cg[2]=0.0;

    fp=fopen("data", "w");
    a=1;
    pto[0]=0.0;
    pto[1]=0.0;
    pto[2]= -0.290;
    ptch[0]=0.0;

```

```

ptch[1]=0.703;
ptch[2]= 0.0;
famort=0.0;
sdefp=0.0;
fmola=0.0;
er=0;
fla=1;
t=0;
nustp=2000;
TOL= 1e-4;
CTOL= 1e-5;

/* Chamada de estabilizacao */

sdstab(2*a,a*a);

/* Chamada de conexao */

initconts(t,y);

/* Chamada inicial da sdmotion */

    sdmotion(&t,y,dy,0.0,CTOL,TOL,&fla,&er);
    if (er != 0);
    {printf("erro no   : %d\n ",er);}

    printf(" t  fpneu famor fmola acel def ");

/* Loop de simulacao */

    for(j=0;j<200; j++)
    {
        sdmotion(&t,y,dy,DTT,CTOL,TOL,&fla,&er);

/* Tomada das aceleracoes */

        sdacc(roda,cg,tacc);
        sdacc(LCA,cg,acel);

/* Tomada das posicoes */

        sdpos(roda,cg,tpos);
        sdpos(LCA,cg,posl);

/* Resultados da tela */

        printf(" t  fpneu famor fmola      LCA  acel  def  \n");
        printf("%.2f ",t);
        printf("%.4f ",fvecr[2]);
        printf("%.4f ",spvel);
        printf("%.4f ",spdef);
        printf("%.4f ",tacc[2]);
        printf("%.4f ",sdefp);
        printf("%.4f\n ",spdesp[2]);

/* gravacao das saidas */

```



```

        fprintf(fp,"t  fpneu  famor  fmola  cpos  cacel  tacc  tpos
sdefp \n");
        fprintf(fp,"%3.2f ",t);
        fprintf(fp,"%4f ",fvecr[2]);
        fprintf(fp,"%4f ",famort);
        fprintf(fp,"%4f ",fmola);
        fprintf(fp,"%4f ",posl[2]);
        fprintf(fp,"%4f ",acel[2]);
        fprintf(fp,"%4f ",tacc[2]);
        fprintf(fp,"%4f ",tpos[2]);
        fprintf(fp,"%4f\n",sdefp);

/* tomada dos erros */

        sdverr(verr);
        sdperp(perr);
        sdaerr(aerr);
        fprintf(erro,"%4d %4d %4d %4d \n
",verr[1],perr[1],aerr[1],er);
        sdprinterr(erro);
        fprintf(erro,"  esta e a descricao do erro \n");
    }

fclose(fp);
fclose(erro);

}

/* Condições iniciais para o sistema */

initconts(t,y)
double t,y[NEQ];
{
    int lock[NU],fcnt,err,i;
    double ctol,pos[3];
    err=0;
    ctol=1e-5;

    for (i=0;i<NU;i++)
    {
        lock[i]=0;
    }

    lock[0]=1;
    lock[6]=1;
    lock[7]=1;
    lock[8]=1;
    lock[2]=1;

    y[sdindx(2,0)]=0.0;
    y[NQ+sdindx(2,0)]=0.0;

    sdassemble(t,y,lock,ctol,500,&fcnt,&err);
    if (err!=0) puts("failed");
    printf(" erro : %d\n",err);

```

```

sdinitvel(t,y,lock,ctol,500,&fcnt,&err);
    if (err !=0) {puts("failed")};
    printf ("erro : %d\n",err);

sdpos(roda,cg,pos);
printf("posicao cg roda");
printf("%.4f\n ",pos);
sdpos(LCA,cg,pos);
printf("posicao cg LCA");
printf("%.4f ",pos);

}

/* Aplicar forca de suspensao na junta slider, e forca de contato do
pneu */

sduforce(t,q,u)
double t,q[NQ],u[NU] ;
{
double spdef,spvel,forcep,force,defx,defy;
double spdesp[3],fvec[3],vvec[3] ;

/* entrada da pista */

if(t>2) {
ptch[0]=0.0;
ptch[1]=0.703;
ptch[2]= -0.05;
}

sdpos(roda,cg,spdesp);
sdefp =(spdesp[2]-ptch[2]-h);
printf("%5.4f\n",spdesp[2]);

if (sdefp < 0.0) {forcep= -Kt*sdefp;}
else {forcep=0.0;}

/* forca radial do pneu */

fvecr[0]=0.0;
fvecr[1]=0.0;
fvecr[2]=forcep;

/* determinacao da forca de amortecimento e mola */

spdef=u[sdindx(2,0)];
spvel=q[sdindx(2,0)];

if (spvel>0)
{famort=94*(pow(spvel,7))-1048*(pow(spvel,6))+4675*(pow(spvel,5))-
10708*(pow(spvel,4))+13298*(pow(spvel,3))-
8666*(pow(spvel,2))+3301*spvel;}

```

```

else

{famort=79*(pow(spvel,7))+915*(pow(spvel,6))+4287*(pow(spvel,5))+104
14*(pow(spvel,4))+13935*(pow(spvel,3))+10041*(pow(spvel,2))+4494*spv
el;}

fmola=Km*spdef;

/* if (spdef > 0.0568) {fmola=fmola+3*(spdef-0.0568);}
if (spdef < -0.0568) {fmola=fmola+3*(spdef+0.0568);}
*/

force = -3000-(famort+fmola);

/* Forcas elasticas */

defx=u[sdindx(5,0)];
defy=u[sdindx(5,1)];

felx= -kel*defx;
fely= -kel*defy;

/* mudanca do referencial da terra para o da roda */
sdtrans(ground,fvecr,roda,fvecr);

/* aplicacao das forcas de suspensao na junta */
sdhinet(2,0,force);

/*aplicacao das forcas elasticas */

sdhinet(5,0,felx);
sdhinet(5,1,fely);

/* aplicacao da forza de contato no pneu */
sdpointf(roda,cg,fvecr);

/* determinacao da mudanca no camber */

al=atan((pto[1]-spdesp[1])/pto[2]-spdesp[2]));

/* detyerminação do angulo de esterçamento */

adir=atan(pto(0)/pto(2);

/* determinacao da aceleracao no cg da roda */
sdacc(roda,cg,tacc);
sdpos(roda,cg,tvel);

/* fim da rotina escrita pelo usuario */
/* As proximas rotinas foram geradas pelo SD/Fast */

}

```


Apêndice 3: Procedimento para uma análise de durabilidade no NASTRAN.

Apêndice 4: Procedimentos para uma análise de impacto no LS/DYNA3D.

4.1 Geração do modelo LS/DYNA3D a partir de um modelo NASTRAN

4.2 Análise de impacto utilizando o LS/DYNA3D