

701 64198

MODELAGEM E ANÁLISE DA DINÂMICA LATERAL DE VEÍCULOS AUTOMOTIVOS



José Pasquini Júnior

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

Orientador: Prof. Dr. Álvaro Costa Neto

DEDALUS - Acervo - EESC



31100036089

São Carlos

1998

Class. TESE/EESC
Cutt. 4190
Tombo T0164198

311 00036089

at 0979440

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

P284m Pasquini Júnior, José
Modelagem e análise da dinâmica lateral de
veículos automotivos / José Pasquini Júnior. --
São Carlos, 1998.

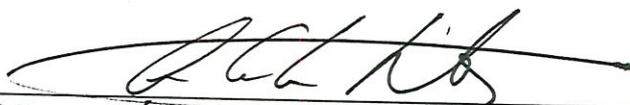
Dissertação (Mestrado) -- Escola de Engenharia
de São Carlos-Universidade de São Paulo, 1998.
Área: Engenharia Mecânica.
Orientador: Prof. Dr. Álvaro Costa Neto.

1. Modelagem. 2. Simulação. 3. Dinâmica de
veículos. 4. Dinâmica lateral. I. Título.

FOLHA DE APROVAÇÃO

Candidato: Engenheiro **JOSÉ PASQUINI JUNIOR**

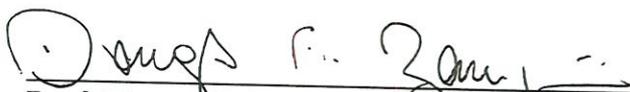
Dissertação defendida e aprovada em 07-05-1998
pela Comissão Julgadora:



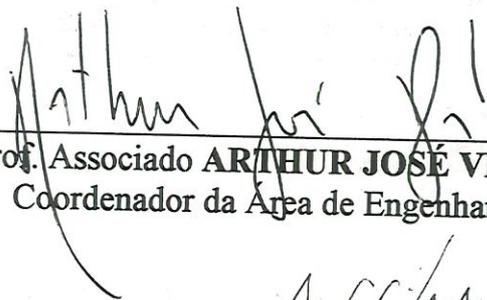
Prof. Doutor **ÁLVARO COSTA NETO (Orientador)**
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)



Prof. Doutor **ANTÔNIO CARLOS CANALE**
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)



Prof. Doutor **DOUGLAS EDUARDO ZAMPIERI**
(Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP)



Prof. Associado **ARTHUR JOSÉ VIEIRA PORTO**
Coordenador da Área de Engenharia Mecânica



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

Para minha esposa, Andrea,
e para minha família

Agradecimentos

Ao Prof. Dr. Álvaro Costa Neto, por ter me oferecido a oportunidade de realizar este trabalho e por ter proporcionado as condições necessárias à sua execução.

À CAPES - Coordenadoria de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior, pela bolsa de estudos concedida durante a realização do trabalho.

Aos colegas da pós-graduação, pela amizade, companheirismo, incentivo e colaboração.

Aos professores e funcionários da EESC, especialmente aos da pós-graduação e do Laboratório de Dinâmica, pelo apoio recebido.

A Deus, por tudo.

Sumário

Lista de figuras	vi
Lista de tabelas	ix
Resumo	x
Abstract	xi
1 Introdução	1
1.1 Objetivo	2
1.2 Organização do trabalho	3
2 Revisão da literatura	5
2.1 Introdução	5
2.2 Modelagem matemática de autoveículos	6
2.3 Dinâmica lateral de autoveículos	12
2.3.1 Aspectos fundamentais da dinâmica lateral	14
2.3.2 Parâmetros que influenciam a resposta direcional do veículo	15

2.3.3	Testes utilizados em estudos do comportamento lateral de autoveículos	16
3	Modelagem do veículo	18
3.1	Introdução	18
3.2	Modelagem matemática	19
3.2.1	Técnicas MBS de modelagem	20
3.2.2	ADAMS como uma ferramenta computacional para MSS	23
3.2.3	Tipos de análises	25
3.3	Modelagem do veículo para estudos de dirigibilidade	27
3.3.1	Sistemas de suspensão e esterçamento	28
3.3.2	Pneumáticos	36
3.3.3	Máquina de testes de pneumáticos	37
3.3.4	Modelo do motorista	38
4	Simulação e análise de resultados	41
4.1	Introdução	41
4.2	Análise do comportamento lateral	41
4.3	Principais efeitos da suspensão no <i>Handling</i> do veículo	51
4.4	Medição experimental do <i>Understeer Gradient</i>	53
4.5	Simulações	56
4.5.1	Entrada degrau de esterçamento	58

<i>SUMÁRIO</i>	v
4.5.2 Curva de raio constante	61
4.5.3 Dupla mudança de pista	65
5 Conclusões	68
Referências bibliográficas	70
A Informações sobre o modelo	76
B Resposta transiente com entrada degrau	81
C Resposta de regime permanente	85
D Dupla mudança de pista	88

Lista de figuras

2.1	Sistema de eixos do veículo (SAE)	15
3.1	Exemplos de modelos de sistemas multicorpos	20
3.2	Esquema geral da suspensão dianteira McPherson	28
3.3	Esquema geral da suspensão traseira com barra de torção	29
3.4	Esquema geral do sistema de esterçamento	29
3.5	Curva dos amortecedores dianteiros e traseiros	31
3.6	Barra estabilizadora da suspensão dianteira	33
3.7	Perfil da barra de torção traseira	36
3.8	Modelo da máquina de testes de pneumáticos	38
3.9	Força lateral em função do ângulo de escorregamento do pneumático	39
3.10	Força lateral em função do ângulo de cambagem do pneumático .	40
4.1	Geometria de um veículo em curva	42
4.2	Propriedades da força lateral do pneumático	44
4.3	Modelo <i>single track</i> realizando uma curva	45

4.4	Mudança do ângulo de esterçamento em função da velocidade . . .	50
4.5	Ângulo de cambagem de um pneumático	52
4.6	Exemplo da obtenção experimental do <i>Understeer Gradient</i>	55
4.7	Aceleração lateral para $V = 80 \text{ km/h}$ e $\delta_{direcao} = 40^\circ$	59
4.8	Tempo de resposta e tempo de resposta de pico	60
4.9	Entrada do ângulo de esterçamento da direção	61
4.10	<i>Yaw rate</i> para $V = 80 \text{ km/h}$ e $\delta_{direcao} = 40^\circ$	62
4.11	Medição do <i>Undertsteer Gradient</i> pelo método de raio constante	63
4.12	Trajetória percorrida e desejada durante o teste	66
4.13	Modelo do veículo desenvolvido no ADAMS	67
4.14	Aceleração lateral durante a manobra de dupla mudança de pista	67
B.1	Entrada do ângulo de esterçamento da direção	81
B.2	<i>Aceleração lateral</i>	82
B.3	<i>Yaw rate</i>	82
B.4	Ângulo de <i>roll</i>	83
B.5	Velocidade lateral	83
B.6	Velocidade longitudinal	84
B.7	Ângulo de escorregamento lateral	84
C.1	Característica do ângulo de esterçamento	85
C.2	Característica do ângulo de escorregamento lateral	87

C.3	Característica do ângulo de <i>roll</i>	87
D.1	Aceleração lateral	88
D.2	Ângulo de <i>roll</i>	89
D.3	Ângulo de esterçamento da direção	89
D.4	<i>Yaw rate</i>	90
D.5	Trajetória desejada e realizada	90
D.6	Curvatura desejada e realizada	91

Lista de tabelas

3.1	Características do veículo	27
3.2	Propriedades de Inércia da Suspensão Dianteira e Sistema de Es- terçamento	30
3.3	Propriedades de Inércia da Suspensão Traseira	30
3.4	Propriedades de Inércia do Veículo e da Roda	30
3.5	Tabela de Molas — Gol GLi	32
4.1	Resultados do Teste de Entrada Degrau	61
C.1	Resultados do teste de curva de raio constante	86

Resumo

PASQUINI JR, J. (1998). *Modelagem e análise da dinâmica lateral de veículos automotivos*. São Carlos, 1998. Dissertação (Mestrado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

Características de dirigibilidade de um veículo automotivo foram estudadas com o auxílio de uma ferramenta computacional para simulação de sistemas multicorpos. O modelo do veículo incluiu não somente os subsistemas completos de suspensão e esterçamento mas também os modelos do pneumático e do motorista. Manobras de dirigibilidade típicas realizadas incluíram entrada degrau de esterçamento, curva de raio constante e dupla mudança de pista. Os resultados obtidos incluíram máxima aceleração lateral, *understeer gradient* e resposta transitória. Os resultados da simulação mostraram boa aproximação com dados medidos e com uma avaliação subjetiva do comportamento do veículo. Finalmente, pode ser observado que o uso de ferramentas com uma interface amigável com o usuário proporcionam tempos de desenvolvimento mais curtos e estudos paramétricos mais fáceis, possibilitando ao projetista alcançar as características desejadas do veículo com custos muito menores.

Palavras-chave: modelagem; simulação; dinâmica de veículos; dinâmica lateral.

Abstract

PASQUINI JR, J. (1998). *Modeling and analysis of automotive vehicle lateral dynamics*. São Carlos, 1998. Dissertação (Mestrado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

Handling characteristics of an automotive vehicle were studied with the aid of a computational tool for multibody system simulation. The vehicle model included not only a full suspension and steering subsystems but also a tyre and a driver models. Typical handling maneuvers performed included step steer input, constant radius turn and double lane change. Results obtained included maximum lateral acceleration, understeer gradient and transient response. Simulation results showed good agreement with measured data and subjective vehicle evaluation. Finally, it can be observed that the use of a tool with a user friendly interface makes development times shorter and parametric studies easier, enabling the designer to achieve the desired vehicle characteristics much less costly.

Keywords: modeling; simulation; vehicle dynamics; lateral dynamics.

Capítulo 1

Introdução

O comportamento lateral, ou a dirigibilidade, de um veículo automotivo, é uma característica de desempenho frequentemente denominada *handling*. Este termo é usado para representar a estabilidade direcional e a facilidade de controle da resposta de um veículo, para uma entrada de esterçamento ou distúrbios da pista ou do vento. De modo geral, *handling* é uma medida global do comportamento da combinação veículo-motorista.

Certos problemas no projeto e operação de veículos automotivos estão intrinsecamente associados com suas características de *handling*, sendo importante, assim, um estudo adequado de tais características. Contudo, durante a fase inicial de desenvolvimento do veículo, estas características não são conhecidas de forma adequada, pois os testes de dirigibilidade só são realizados após a construção de um protótipo. Consequentemente, com a intenção de se prever o comportamento do veículo antes mesmo de ser contruído um protótipo, pode-se construir um modelo matemático do veículo, ou seja, um protótipo virtual, com o auxílio de ferramentas computacionais hoje existentes.

Fazendo-se uma comparação entre a realização de testes de campo com o veículo real, e a simulação de um protótipo virtual, podemos destacar os principais problemas encontrados em cada procedimento. Analisando primeiramente

o motorista, em testes de campo, um piloto de teste não representa verdadeiramente o comportamento de um motorista comum, e, para a realização dos testes com este último, necessitaríamos de vários motoristas para uma avaliação estatística dos resultados, devido às diferentes estratégias de esterçamento que podem ser adotadas por cada um. Em simulação, podemos desenvolver um modelo matemático do motorista, o que também não representará o comportamento de um motorista comum, pois aproximaria-se em alguns casos, a um motorista ideal habilidoso. Analisando agora o veículo, em testes de campo, devemos considerar o carregamento adicionado pelo equipamento de medição e a própria construção do protótipo para a realização dos testes. Em simulação, devemos atentar para a obtenção precisa dos dados necessários à modelagem, considerando também, a complexidade do modelo, que implica no aumento do tempo e do custo computacional. Analisando finalmente o ambiente, em testes de campo, é importante a observação e a manutenção de parâmetros como temperatura, velocidade do vento e coeficiente de adesão durante a realização dos testes. Em simulação, tais parâmetros são facilmente controlados, mas nem sempre outros, como a rugosidade do pavimento e os efeitos aerodinâmicos, são considerados adequadamente.

Consequentemente, é importante notar que o uso de protótipos virtuais não substitui a parte experimental no desenvolvimento de um veículo, ou seja, a construção de um protótipo e a realização de ensaios com o mesmo. O uso de simulação complementa a parte experimental, permitindo uma melhor escolha e elaboração dos procedimentos de teste, reduzindo o custo e o tempo nesta fase de projeto.

1.1 Objetivo

O presente trabalho tem como objetivo analisar características da resposta direcional de um veículo nacional com o auxílio de uma ferramenta computacional de simulação de sistemas multicorpos: *ADAMS* — Automatic

Dynamic Analysis of Mechanical Systems. A modelagem do veículo, incluindo os subsistemas de esterçamento e suspensão, e os modelos do pneumático e do motorista, e a simulação de testes normalmente empregados em estudos de dirigibilidade são realizados. Com a realização dos testes, podemos obter diversos parâmetros que descrevem o comportamento do veículo em diversas condições de operação.

1.2 Organização do trabalho

Com o objetivo de fornecer um suporte para estas idéias, uma breve revisão sobre os principais temas tratados nesta dissertação é apresentada no capítulo 2, destacando trabalhos relacionados à modelagem matemática e ao estudo da dinâmica lateral de autoveículos.

No capítulo 3, uma discussão sobre modelagem matemática e simulação é apresentada, destacando os conceitos básicos relacionados a um processo de modelagem e o uso de técnicas de modelagem de sistemas multicorpos. Podemos perceber que as aproximações correntes para simulação de dinâmica de veículos caem em 2 categorias distintas. A primeira aproximação envolve o uso de modelos matemáticos simples que são obtidos dos primeiros princípios e que são usualmente montados manualmente. Estes modelos são usados para investigações preliminares dentro da dinâmica longitudinal, lateral ou vertical, de forma isolada. Contudo, um veículo automotivo, quando visto como um sistema completo, no qual a interação entre os subsistemas de propulsão, de esterçamento e de suspensão é representada, podemos adotar uma segunda aproximação resultando em modelos matemáticos altamente complexos. Consequentemente, facilidades de geração do modelo automaticamente baseadas em técnicas de modelagem de sistemas multicorpos (MBS) são amplamente empregadas.

A modelagem do veículo utilizado neste trabalho também é discutida neste capítulo. Detalhes sobre a obtenção dos dados necessários e sobre a

modelagem das suspensões dianteira e traseira, dos pneumáticos e do modelo de motorista são apresentados.

O uso de modelos simplificados também é adotado por muitos autores para o desenvolvimento e o entendimento dos conceitos básicos relativos à dinâmica lateral de um veículo. Isto poderá ser visto no capítulo 4, onde são apresentadas equações que descrevem o comportamento lateral de um veículo descrito por um modelo de duas rodas conhecido por modelo bicicleta ou *single track*.

No capítulo 5 são apresentados os procedimentos utilizados e os resultados obtidos com a simulação de testes normalmente empregados em estudos de *handling*.

Capítulo 2

Revisão da literatura

2.1 Introdução

O objetivo deste capítulo é apresentar uma breve revisão sobre os aspectos relevantes da modelagem matemática e do estudo da dinâmica lateral de autoveículos. A importância da consideração das não-linearidades presentes nos sistemas reais, e o uso de modelos simples ou complexos na representação adequada do veículo é discutida. Aspectos fundamentais do estudo da dinâmica lateral de autoveículos é apresentada com o objetivo de introduzir alguns conceitos utilizados no desenvolvimento do trabalho.

O uso de simulação por computador para a análise da influência de alguns parâmetros de projeto na resposta do veículo, é muito importante na etapa de desenvolvimento do veículo, assim, este capítulo também mostra os principais parâmetros que influenciam a resposta do veículo, além de testes normalmente utilizados em estudos de dirigibilidade.

2.2 Modelagem matemática de autoveículos

Para compreender a dinâmica de veículos pode-se utilizar dois métodos: o empírico e o analítico. O entendimento empírico deriva da tentativa e erro pelos quais aprende-se quais fatores influenciam a performance do veículo e, sob quais condições. O método empírico, contudo, pode frequentemente falhar. Sem um entendimento de como mudanças no projeto ou propriedades do veículo afetam a performance, extrapolando a experiência passada para novas condições, pode-se levar ao desconhecimento de fatores que podem produzir um novo resultado. Por esta razão, engenheiros preferem a aproximação analítica. Esta tem o objetivo de descrever o mecanismo de interesse, baseado no conhecimento de leis físicas, para que um modelo analítico possa ser estabelecido. Estes modelos podem ser representados por equações algébricas ou diferenciais, que relatam forças ou momentos de interesse para controlar entradas e propriedades do veículo e do pneumático. Estas equações então, permitem a avaliação completa de cada propriedade do veículo no fenômeno de interesse. A existência do modelo portanto, fornece um meio para identificar os fatores importantes, o modo no qual eles operam, e sob quais condições. O modelo fornece uma capacidade preditiva tão favorável, que mudanças necessárias para alcançar uma dada performance podem ser identificadas.

No passado, muitas deficiências dos métodos analíticos foram uma consequência das limitações matemáticas na solução de problemas. Antes do advento dos computadores, as análises eram apenas consideradas bem sucedidas se o "problema" pudesse ser reduzido para uma solução de forma compacta. Isto é, apenas se a expressão matemática pudesse ser manipulada para uma forma que permitisse ao analista extrair relações entre as variáveis de interesse. Por um longo tempo isto limitou a funcionalidade da aproximação analítica para a solução de problemas em dinâmica de veículos. A existência de um grande número de componentes, sistemas, subsistemas, e não-linearidades no veículo tornavam tal modelagem completa virtualmente impossível, sendo útil apenas para os modelos

mais simplificados de certos sistemas mecânicos. Embora útil, a simplicidade dos modelos frequentemente constituíam deficiências que impediam a aproximação da engenharia no desenvolvimento de veículos.

Hoje, com o poder computacional disponível, a principal deficiência do método analítico tem sido vencida. Agora é possível montar modelos para estudar o comportamento de componentes individuais de um veículo, que depois podem ser integrados dentro de modelos completos do veículo, permitindo simulação e avaliação do seu comportamento antes de ser fabricado. No caso onde o engenheiro não está certo da importância de propriedades específicas, estas propriedades podem ser incluídas no modelo e sua importância estimadas pela avaliação de suas influências no comportamento do modelo simulado. Isto fornece ao engenheiro uma poderosa ferramenta para testar seu entendimento de um sistema complexo e investigar como melhorar a sua performance. No fim pode-se confrontar todas as variáveis que podem influenciar o comportamento do sistema de interesse, e reconhecer tudo que é realmente importante.

Assim, para a modelagem matemática de um veículo podemos aplicar mecânica clássica para obter equações que regem o movimento do mesmo (WHITCOMB & MILLIKEN, 1956; SEGEL, 1956), partindo da idéia de que a dinâmica do veículo é o resultado da interação de subsistemas, tais como o sistema de esterçamento e sistema de suspensão (LUGNER, 1982). Para a obtenção destas equações de movimento, no passado, a dinâmica de veículos foi tratada principalmente com base em teorias lineares. Um veículo real, contudo, apresenta, como a maioria dos sistemas reais, propriedades não-lineares.

Dificuldades são geralmente encontradas quando a modelagem matemática é realizada em sistemas e subsistemas inerentemente não-lineares. Técnicas de modelagem convencionais, onde não-linearidades são aproximadas por fórmulas matemáticas lineares, tem tido muito sucesso na modelagem complexa de sistemas não-lineares. Sob certas condições, contudo, as aproximações e hipóteses desenvolvidas para estes modelos falham em refletir o comportamento verdadeiro

do sistema. A não linearidade, no caso dos veículos, é particularmente severa quando o mesmo é utilizado em seus limites de performance. Quando utilizado com acelerações laterais inferiores a 4 m/s^2 , um modelo linear apresenta comportamento similar ao sistema real.

Assim, começou a surgir ferramentas computacionais, embaladas pelo crescente aumento de poder computacional. COSTA (1992) aplicou técnicas de modelagem de sistemas multicorpos para a modelagem de um veículo visando o desenvolvimento de um controle integrado dos subsistemas que o integram. Em seu trabalho, uma revisão sobre técnicas existentes para a obtenção de equações de movimento para sistemas multicorpos (MBS) é também realizada.

Existem propostas e trabalhos onde a aproximação adotada é simplificar o modelo pela troca dos componentes físicos do sistema com equivalentes funcionais (DICKISON & YARDLEY, 1993). A explicação apresentada para isso é que os programas de simulação de multicorpos existentes são baseados em representações físicas, que requerem grande quantidade de dados sobre os componentes do veículo, como a suspensão, por exemplo.

Desenvolvimentos recentes na área de redes neurais artificiais (ANNs) podem proporcionar uma aproximação alternativa para a modelagem das dinâmicas veiculares, particularmente para sistemas altamente não-lineares (PALKOVICS & EL-GINDY, 1993; GHAZIZADEH & FAHIM, 1996). A performance das ANNs mostram que elas são rápidas e relativamente precisas na previsão do comportamento do veículo.

Uma simplificação muito utilizada em estudos da dinâmica lateral é a adoção de um modelo *single-track* de veículo (WHITCOMB & MILLIKEN, 1956), também conhecido por modelo bicicleta por possuir apenas duas rodas, não considerando os subsistemas de suspensão e esterçamento, e a transferência lateral de carga. Normalmente é utilizado apenas para uma análise geral do comportamento lateral do veículo, não sendo possível uma avaliação da influência dos subsistemas desconsiderados. Segundo ALLEN & ROSENTHAL (1994), um

modelo deve ter suficiente complexidade para uma dada aplicação, mas não deve ser excessivamente complicado. Deve-se investigar o quão complicado um modelo matemático precisa ser para capturar o comportamento lateral de um veículo (HUANG et al., 1993; FURUKAWA, 1985).

ALLEN et al. (1987) apresentam modelos dinâmicos lineares e não-lineares e procedimentos numéricos projetados para permitir uma análise eficiente, em microcomputadores, da dinâmica de veículos. O modelo discutido inclui um modelo de pneumático e um sistema de suspensão para cobrir uma faixa completa de manobras. Atenção foi dada para minimizar o conjunto de parâmetros necessários para os modelos do veículo e do pneumático.

O pneumático possui uma importância fundamental em qualquer estudo da dinâmica lateral de veículos automotivos, pois as forças predominantes agindo no veículo, são originadas pelo contato pneumático/pavimento. Ainda, tais forças são funções não-lineares de diversas variáveis, como por exemplo, do escorregamento longitudinal, do escorregamento lateral, do carregamento normal e do ângulo de cambagem. Portanto, o uso de um modelo adequado, que represente com grande acuracidade o comportamento do pneumático é necessário (HEYDINGER et al., 1991). ALLEN et al. (1995) descreve a influência das características do pneumático na dirigibilidade do veículo e discute os requisitos para a sua modelagem apropriada.

Na literatura um considerável número de modelos de pneumáticos tem sido descritos. Esses modelos tem sido desenvolvidos para o uso em estudos da dinâmica de veículos. Alguns destes modelos são baseados na natureza física do pneumático. Outros modelos são basicamente empíricos.

BAKKER et al. (1987), BAKKER et al. (1989) e PACEJKA & BAKKER (1991) utilizam uma fórmula com coeficientes que descrevem alguns dos parâmetros típicos de um pneumático. Esta fórmula, que é o coração do modelo e que se tornou conhecida sob o nome de "Fórmula Mágica", é capaz de descrever as características da força lateral, força de frenagem e torque auto-

alinhante com grande acuracidade. Segundo os autores, o uso de parâmetros com significados físicos permite a variação de algumas características típicas do pneumático e investigar sua influência no comportamento do veículo. A determinação dos parâmetros utilizados neste modelo através dos dados medidos pelo equipamento de teste de pneumáticos da *Delft University of Technology* é tratada no trabalho de VAN OOSTEN & BAKKER (1991).

O trabalho de MASTINU & FAINELLO (1992) apresenta um modelo físico de pneumático capaz de descrever o comportamento completo do pneumático real durante os regimes permanente e transiente. Dada a deflexão radial, o escorregamento lateral e longitudinal, o ângulo de cambagem, a pressão interna e os parâmetros mecânicos que descrevem a estrutura do pneumático, o modelo retorna o carregamento vertical, as forças longitudinal e lateral, e o torque auto-alinhante. Particular atenção foi dada à computação, pelo método de elementos finitos, das deformações da carcaça e da banda de rodagem do pneumático.

Com o advento dos simuladores, o uso de pneumáticos que trabalham em baixas velocidades se tornou importante. O trabalho de BERNARD & CLOVER (1995) um novo modelo que fornece os resultados tradicionais em altas velocidades, e agora resultados para baixas velocidades sem problemas numéricos, já que em muitos modelos anteriores, para se calcular o valor do escorregamento longitudinal, a velocidade longitudinal do veículo aparece no denominador da expressão.

GIM & NIKRAVESH (1991a) apresentam um estudo de uma aproximação analítica para a determinação das propriedades dinâmicas de pneumáticos em uma sequência de três artigos. A maior parte dos parâmetros necessários são determinados usando dados geométricos, de orientação e práticos do pneumático. Formulações explícitas são obtidas analiticamente para as propriedades dinâmicas do pneumático como função do escorregamento longitudinal, do escorregamento lateral, do ângulo de cambagem e de outros parâmetros dinâmicos do pneumático. Segundo os autores, estas formulações podem ser usados para a simulação de

veículos gerais em manobras de frenagem/tração e esterçamento com variação do ângulo de cambagem e em terrenos regulares e irregulares. No primeiro artigo, uma breve revisão de alguns prévios estudos é dada. Propriedades da modelagem de pneumáticos, do contato, do escorregamento e da adesão são também estudados. Forças e momentos do pneumático devido a escorregamentos "puros", ou seja, escorregamentos longitudinal e lateral considerados individualmente, são investigados. No segundo artigo, forças e momentos devido ao escorregamento "combinado", ou seja, escorregamentos longitudinal e lateral considerados de forma combinada, são estudados. Finalmente, no terceiro artigo, estes modelos analíticos são validados contra alguns dados experimentais.

Uma nova aproximação para criar um mapeamento não-linear entre as características de entrada e saída do pneumático usando Redes Neurais Artificiais (ANNs - Artificial Neural Networks) é examinada por PALKOVICS & EL-GINDY (1993) e PALKOVICS et al. (1994). Uma comparação é feita entre os resultados obtidos usando ANNs e aqueles obtidos usando a "Fórmula Mágica" de Pacejka. A aplicabilidade das ANNs para combinar frenagem e curva é também investigada, e um meio relativamente simples para modelar este fenômeno complicado é oferecido. Para demonstrar sua usabilidade o modelo de pneumático desenvolvido, baseado em redes neurais, é usado em uma simulação do comportamento direcional de um veículo. Os resultados mostraram que as ANNs podem ser usadas para gerar modelos dinâmicos de pneumáticos com razoável acuracidade e alta eficiência computacional.

Em relação às características que influenciam o comportamento lateral do veículo, estudos já foram realizados sobre a flexibilidade lateral (YAMAZAKI et al., 1988; CHIESA & RINONAPOLI, 1967), sobre a variação da pressão interna (KAEPLER & GODTHELP, 1988) e sobre o *cornering stiffness* (XIA & WILLIS, 1995) do pneumático.

HOFFMANN et al. (1991), após apresentar os diferentes requisitos para que modelos de pneumáticos sejam usados em simulações de veículos completos,

apresenta uma interface geral de pneumáticos para o programa ADAMS. Seu trabalho trata da incorporação de modelos de pneumáticos em simulações de veículos. A interface criada consiste de uma biblioteca de diferentes modelos de pneumáticos e permite também o uso de modelos definidos pelo usuário. Assim, com este módulo específico sobre pneumáticos do ADAMS, podemos utilizar modelos analíticos e experimentais, somente fornecendo os parâmetros necessários para representar cada um.

Conforme discutido até agora nesta seção, concluímos que muitos parâmetros são necessários para um modelo matemático descrever adequadamente os movimentos dinâmicos de um veículo. Dentre eles, destacamos as propriedades de massa, os fatores de geometria e elasticidade do sistema de suspensão e de esterçamento, as propriedades de amortecimento, e as propriedades dos pneumáticos, considerando as não-linearidades principalmente quando em manobras severas.

2.3 Dinâmica lateral de autoveículos

Primeiramente é importante notar que o termo *handling* é frequentemente comparado com os termos *cornering*, *turning*, ou resposta direcional, mas existem variações entre estes termos. *Cornering*, *turning*, e resposta direcional se referem às propriedades objetivas do veículo quando este está mudando de direção e sustentando aceleração lateral. Por exemplo, habilidade de *cornering* pode ser quantificada pelo nível de aceleração lateral que pode ser sustentado em uma condição estável, e, resposta direcional pode ser quantificada pelo tempo requerido para a aceleração lateral ser desenvolvida seguido de uma entrada de esterçamento. *Handling*, de outro modo, adiciona a estes a qualidade do veículo que realimenta o motorista, afetando a facilidade da tarefa de dirigir ou afetando a habilidade do motorista para manter o controle. *Handling* implica, então, não apenas na capacidade explícita do veículo, mas na sua contribuição para a

performance da combinação veículo/motorista.

As características da resposta direcional do veículo, a habilidade do motorista, e a influência da pista e do ambiente são os três fatores primários que formam a performance em *handling* de veículos automotivos.

Estes fatores podem ser vistos formando um simples modelo de malha fechada da operação do veículo, onde o veículo interage com a superfície da pista e com o ambiente, e o motorista fecha a malha através da aplicação de entradas para o veículo, baseado na realimentação do veículo e da pista, seguindo e compensando a trajetória desejada.

Destes três fatores, apenas as características da resposta direcional são quantificáveis com algum grau de precisão. Vários programas de teste usando motoristas, tem mostrado uma grande variedade de níveis de habilidade e tempos de reação dos mesmos. O ambiente é ainda mais crítico, com uma grande variação dos níveis de adesão do pavimento, rugosidade da superfície e condições do tempo.

A influência destas entradas estocásticas prejudica a tentativa de quantificar as características direcionais usando métodos de testes em malha fechada. A determinação das características de performance do veículo durante operação em malha fechada, é apenas possível se uma grande quantidade de dados são extraídos a fim de normalizar a influência randômica do motorista e da pista. A solução normalmente adotada, é o uso de procedimentos de testes da resposta direcional em malha aberta, onde as influências do motorista e da pista são minimizadas através do uso de entradas cuidadosamente determinadas, conduzindo o teste em superfícies bem definidas, sob condições limitadas do ambiente (KUNKEL & LEFFERT, 1988).

2.3.1 Aspectos fundamentais da dinâmica lateral

O objetivo do estudo da dinâmica de veículos está associado aos movimentos do veículo sobre o pavimento. O comportamento dinâmico é determinado pelas forças impostas no veículo pelos pneumáticos, pela ação da gravidade, e por efeitos aerodinâmicos. O veículo e seus componentes são estudados para determinar quais forças serão produzidas por cada uma destas origens em uma manobra particular, e como o veículo responderá a estas forças. Para este propósito é essencial estabelecer uma aproximação rigorosa para modelar os sistemas e as convenções que serão utilizadas para descrever os movimentos.

Os movimentos do veículo são definidos com referência a um sistema de coordenadas ortogonal da mão direita (sistema de coordenadas fixo ao veículo), o qual tem origem no CG e se movimenta com o veículo (figura 2.1). Pela convenção SAE (*Society of Automotive Engineers*) as coordenadas são:

x – para frente e no plano longitudinal de simetria

y – lateral para o lado direito do veículo

z – para baixo em relação ao veículo

p – velocidade de *roll* sobre o eixo x

q – velocidade de *pitch* sobre o eixo y

r – velocidade de *yaw* sobre o eixo z

A dinâmica lateral aborda os aspectos de dirigibilidade, controle e estabilidade laterais dos veículos. O seu estudo envolve os movimentos na direção lateral, ou seja, deslocamento, velocidade a aceleração nesta direção (y), e os movimentos de rotação *yaw* (sobre o eixo z) e *roll* (sobre o eixo x).

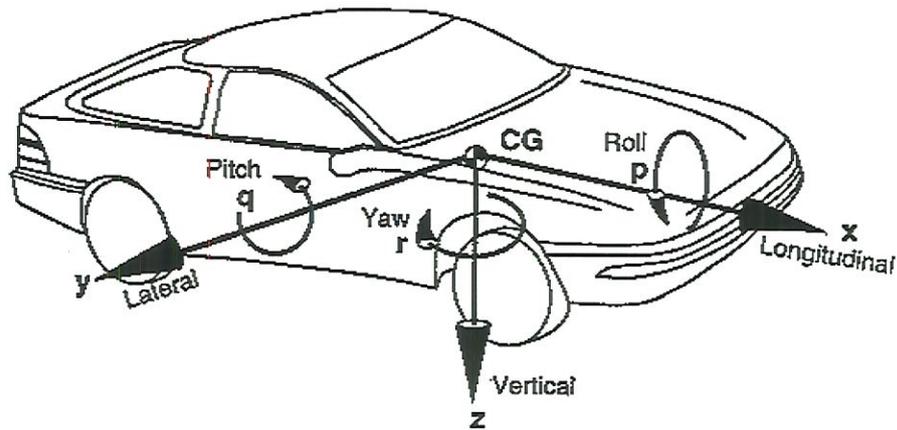


Figura 2.1: Sistema de eixos do veículo (SAE)

2.3.2 Parâmetros que influenciam a resposta direcional do veículo

A avaliação da dirigibilidade é necessária principalmente para se conhecer a influência de parâmetros de projeto, da suspensão e do pneumático por exemplo, no comportamento do veículo.

Dentre os principais parâmetros de projeto que alteram significativamente o comportamento lateral de um veículo, destacamos:

- elasticidade do sistema de suspensão;
- elasticidade do sistema de esterçamento (MACADAM, 1989);
- distribuição da transferência lateral de carga (ALLEN et al., 1991; CLOVER & BERNARD, 1993);
- rigidez lateral do pneumático (XIA & WILLIS, 1995);
- posição do centro de massa do veículo (WHITCOMB & MILLIKEN, 1956; SEGEL, 1956);
- propriedades aerodinâmicas do veículo (MACADAM, 1989), etc.

A velocidade longitudinal do veículo também possui um papel fundamental no seu comportamento lateral, e ainda, ALLEN et al. (1995) mostra o efeito da severidade de uma determinada manobra na estabilidade do veículo.

Assim, como vários parâmetros influenciam a resposta do veículo, é necessário a utilização de modelos adequados para capturar as características da resposta direcional do veículo, e também, a elaboração de métodos para a análise dos resultados do processo experimental, possibilitando ao engenheiro alterar algumas de variáveis e avaliar seus efeitos (LEE et al., 1996; LUKOWSKI et al., 1991).

2.3.3 Testes utilizados em estudos do comportamento lateral de autoveículos

Um dos mais antigos testes em dinâmica de veículos é o teste de curva em regime permanente (ISO, 1982). Ele fornece dados básicos de comparação para o desenvolvimento de veículos. Neste teste, a aceleração lateral, o ângulo de esterçamento, o ângulo de escorregamento lateral do veículo e o ângulo de rolagem são normalmente medidos. O veículo é acelerado até uma velocidade desejada em uma trajetória circular usualmente com raio constante entre 30 e 50 m. Quando a condição de regime permanente é alcançada, os dados são extraídos.

Para determinar o *handling* do veículo, é necessário também determinar a resposta transiente além das propriedades de regime permanente. Vários métodos de teste foram desenvolvidos para medir a resposta transiente. O método mais frequentemente usado na prática é o da entrada degrau de esterçamento.

Para o teste da entrada degrau, as variáveis normalmente medidas são: o ângulo de esterçamento da direção, a velocidade de *yaw*, a aceleração lateral, o ângulo de escorregamento lateral e o ângulo de rolagem (ISO, 1986). Em uma dada velocidade, geralmente entre 80 e 120 km/h, o veículo é levado de uma trajetória retilínea para uma trajetória circular, com uma dada aceleração lateral

(4 a 6 m/s²), através de uma entrada de degrau de esterçamento (ZOMOTOR, 1982).

Manobras de mudança de pista também são utilizadas para analisar a performance de esterçamento de um veículo, e inclui tanto uma simples mudança de pista (translação lateral de uma largura da pista) como uma dupla mudança de pista (translação lateral de uma largura da pista e o retorno para a pista original) (ALLEN & ROSENTHAL, 1993). A resposta do veículo neste teste é avaliada subjetivamente, porque não existe um critério objetivo pelo qual as características de *handling* em uma dupla mudança de pista possam ser julgadas, devido à grande influência das diferentes estratégias de esterçamento adotadas por cada motorista (NAUDE & STEYN, 1993).

O uso dos testes de esterçamento em forma de pulso para a avaliação das qualidades de *handling* está sendo investigado em vários trabalhos. Sempre são comparados seus resultados com os dos testes de entrada senoidal na obtenção da resposta em frequência. Segundo estes trabalhos, os testes com entrada pulso oferecem boa acuracidade e repetibilidade, pelo menos igual ou melhor aos métodos de teste com entrada senoidal. Ainda podem oferecer uma significativa redução de tempo e de custos, e a possibilidade de se usar pistas de testes mais curtas (VEDAMUTHU & LAW, 1993; HEYDINGER et al., 1993). O principal problema para uma execução prática mais correta deste método é devido às limitações potência da máquina de teste, resultando em baixas faixas de frequências válidas para estudar a dinâmica completa das respostas do pneumático (LEE et al., 1995). Mas já se propõe o projeto de máquinas de maior potência para solucionar este problema.

Capítulo 3

Modelagem do veículo

3.1 Introdução

Este capítulo tem o objetivo de introduzir alguns conceitos sobre modelagem matemática, e também, apresentar a modelagem do veículo utilizado neste trabalho para a determinação de suas características de dirigibilidade.

A modelagem proposta engloba todos os aspectos do movimento do veículo, incluindo os elementos dos subsistemas de suspensão e de esterçamento. Tal modelo foi construído utilizando o software de simulação de sistemas mecânicos ADAMS, que utiliza técnicas de modelagem de sistemas multicorpos para a obtenção de equações dinâmicas do movimento.

Este software oferece uma interface gráfica para auxiliar a criação do modelo matemático e para a visualização dos resultados da simulação, além de fornecer um módulo específico para a análise cinemática de suspensões de veículos, onde os parâmetros necessários são fornecidos através de uma maneira simples e rápida.

3.2 Modelagem matemática

Esta seção tem como objetivo apresentar os conceitos básicos relativos a um processo de modelagem, discutindo técnicas de modelagem de Sistemas Multicorpos (MBS - *Multibody Systems*). Uma breve descrição do *software* ADAMS utilizado no desenvolvimento do trabalho também é apresentada.

No estudo de um problema de modelagem, vários níveis de complexidades distintas são envolvidas. A capacidade da definição apropriada dos aspectos relevantes de um problema de modelagem é uma qualidade requerida de cientistas e engenheiros. De qualquer maneira, os seguintes passos são parte de um processo de modelagem:

1. Descrever um modelo físico de um sistema o qual contem os aspectos relevantes para o estudo desejado, com suas hipóteses simplificadoras;
2. Obter equações que descrevem matematicamente o comportamento do sistema;
3. Resolver as equações resultantes analítica ou numericamente com o objetivo de estimar o comportamento do sistema;
4. Verificar os resultados do modelo por comparação com o comportamento do sistema real;
5. Modificar o sistema físico, se necessário, ou usá-lo para propostas de análise e projeto.

O uso de computadores para realizar as tarefas 2 e 3 é uma prática comum nestes dias, como por exemplo, os métodos dos elementos finitos, programas de geração de equações MBS, linguagens de simulação para propostas diversas, etc., e eles permitem aos cientistas e engenheiros concentrarem-se nos aspectos mais importantes do estudo, como nas tarefas 1 e 5.

3.2.1 Técnicas MBS de modelagem

No processo de projeto e análise de sistemas mecânicos complexos, um número de questões fundamentais são frequentemente realizadas relativas ao comportamento pretendido e real do sistema sendo estudado. Quando os sistemas envolvem partes e subsistemas, que podem se articular em relação a outra parte, para permitir grande rotação e translação, tais como os quatro sistemas mostrados na figura 3.1, muitas das questões realizadas pelos engenheiros e projetistas se focalizam nos possíveis movimentos dos sistemas.

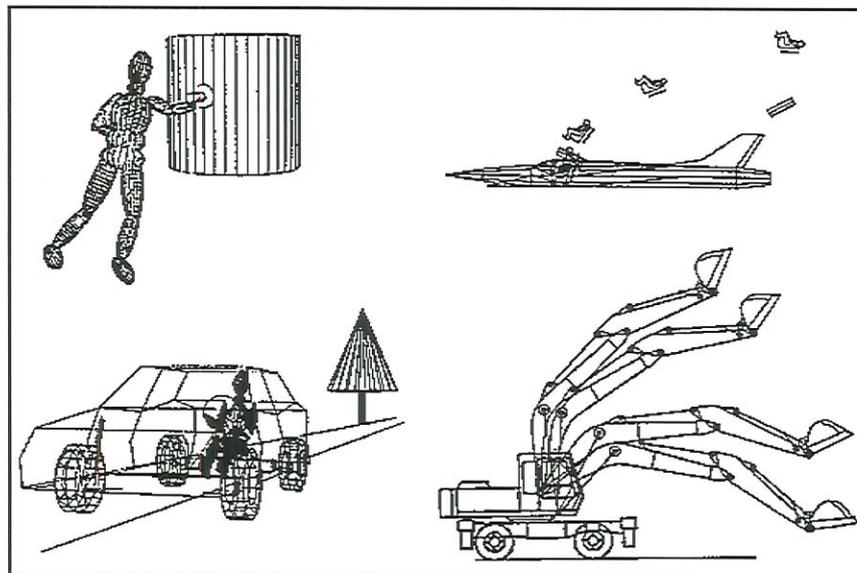


Figura 3.1: Exemplos de modelos de sistemas multicorpos

Estas informações são típicas no ciclo de projeto de qualquer produto que é submetido a movimentos significativos. Felizmente, as ferramentas de análise de sistemas multicorpos (MBS), agora existentes, tais como a descrita neste trabalho, tem revolucionado o modo que engenheiros realizam análises cinemáticas, estáticas e dinâmicas de sistemas mecânicos.

MBS é definido como um sistema mecânico com muitos graus de liberdade. O movimento de um MBS é governado pelas equações chamadas equações dinâmicas do movimento. Estas equações incluem um conjunto de equações diferenciais e algumas equações algébricas. As equações diferenciais são expressões de

leis físicas (Leis de Newton), as quais descrevem o movimento de corpos rígidos, e as equações algébricas levam em consideração as restrições desejadas na geometria do sistema ou no seu movimento, tais como as ligações conectando corpos adjacentes, ou características particulares do contato entre os corpos.

Técnicas de modelagem MBS podem ser usadas para realizar estudos de análise e projeto de qualquer sistema mecânico que possa ser modelado como um conjunto de corpos rígidos interconectados por juntas, influenciado por forças, dirigido por movimentos prescritos e limitado por vínculos. As equações do movimento para estes sistemas são muito laboriosas e difíceis para serem geradas manualmente, até para um sistema compreendido por um número pequeno de corpos interconectados. Portanto, foi um grande progresso o fato dos formalismos serem desenvolvidos, através dos quais as equações do movimento para um MBS podem ser geradas por computador, baseado em dados simples sobre os corpos (geométricos e inerciais) a suas interconexões (vínculos cinemáticos e leis de força). Sistemas típicos que podem ser estudados por tais técnicas incluem espaçonaves articuladas, veículos terrestres, mecanismos e máquinas em geral, manipuladores, dispositivos eletromecânicos de alta velocidade, etc.

Engenheiros utilizam tais implementações computacionais no campo de Simulação de Sistemas Mecânicos (MSS - *Mechanical System Simulation*), permitindo desenvolver, testar, reajustar e otimizar a performance de sistemas mecânicos submetidos a grandes movimentos. Esta poderosa capacidade é conhecida como "prototipagem virtual".

Tradicionalmente, as empresas constroem protótipos para aprender sobre sistemas complicados, possibilitando a tomada de decisões críticas de projeto. Quando se está aprendendo através de um protótipo real, o processo é:

1. Projetar, construir e montar o sistema completo;
2. Instrumentá-lo com acelerômetros, extensômetros, etc.;
3. Executar um conjunto de testes;

4. Coletar e organizar os dados;
5. Interpretar os dados;
6. Finalmente, tomar decisões de projeto, as quais frequentemente envolvem mudanças no protótipo e a repetição do processo.

No caso da prototipagem virtual, o processo é:

1. Construir (modelar) o sistema;
2. Instrumentá-lo, apenas solicitando certas saídas de interesse ao programa de MSS;
3. Executar um conjunto de testes (simulações);
4. Comparar visualmente a performance de várias alternativas de projeto através de animações gráficas;
5. Interpretar os dados, já automaticamente coletados, organizados e plotados;
6. Rapidamente tomar decisões de projeto.

A prototipagem virtual libera o engenheiro para focalizar os aspectos criativos do projeto, interpretando os dados de testes, e tomando novas decisões. Em adição, uma vez que se avaliou os testes iniciais do protótipo virtual, pode-se necessitar de novos dados ou de modificações substanciais de projeto para o protótipo. Os programas de MSS são, em geral, adaptados para esta necessidade; rapidamente pode-se alterar o modelo, pedir novos dados de saída, e executar novamente os testes. Em contraste, trabalhando com protótipos reais, o processo de construção e instrumentação deve ser completamente reproduzido, e o tempo reprogramado.

Deve-se atentar para o fato de que a prototipagem virtual não elimina a construção de protótipos reais. O uso desta tecnologia reduz o tempo e o

custo perdidos nos inúmeros testes normalmente realizados nos protótipos reais, otimizando facilmente parâmetros críticos de projeto, com a simulação do modelo nas mais diversas condições de operação. Assim, pode-se construir o protótipo real, sabendo-se que será necessário executar poucos testes, apenas para confirmar e validar os resultados das simulações.

O programa de MSS também complementa outros programas usados na Engenharia Mecânica Auxiliada por Computador (MCAE - *Mechanical Computer Aided Engineering*), trocando dados entre si. Assim, outros programas podem usar a saída do programa de MSS, fornecer dados para uma análise MSS, ou ambos. Um exemplo importante da integração de aplicações MCAE, consiste da dificuldade de se obter os esforços atuantes em determinado componente de um sistema complexo, para a realização de uma análise de elementos finitos (FEA - *Finite Element Analysis*). Com o uso de programas de MSS podemos modelar tal sistema e obter os esforços atuantes em qualquer ponto de qualquer componente, importando então tais informações para o programa de FEA.

3.2.2 ADAMS como uma ferramenta computacional para MSS

Durante uma simulação, o ADAMS descreve a posição e a orientação de todas as partes do sistema mecânico em termos de seis coordenadas, três translacionais, e três angulares. Armazena os deslocamentos, velocidades e acelerações, translacionais e angulares, dependentes do tempo, no vetor de estado. O vetor de estado também contém os valores correntes das reações e das forças aplicadas em cada uma das partes nas posições inerciais e nos vínculos. Assim, o vetor de estado fornece uma descrição completa do sistema mecânico para a simulação dos mesmos.

Com base nos resultados da simulação, pode-se ajustar os parâmetros de projeto para melhorar a performance do sistema.

As leis da física formam a base para o campo de MSS. As ferramentas de simulação MSS implementam as leis de Newton do movimento, ou uma formulação equivalente dos princípios físicos. O ADAMS usa o sistema de equações de Euler-Lagrange do movimento. Este sistema, composto de equações algébricas e diferenciais de segunda ordem, requer métodos numéricos sofisticados para sua solução.

O ADAMS define o seguinte, para especificar o modelo mecânico para uma simulação:

- Características inerciais das partes;
- Relacionamentos entre as partes;
- Movimentos e forças para o sistema.

O modelo pode também incluir equações diferenciais (de primeira ordem) e algébricas adicionais acopladas ao, ou independentes do, sistema mecânico.

Os dados de entrada para uma simulação inclui as seguintes entidades:

- Massa e inércia dos corpos rígidos ou partes;
- Definição dos aspectos geométricos do sistema incluindo os centros de massa para as partes, as posições nas partes das juntas que unem os elementos do sistema, e os pontos nos quais as funções de movimento específicas e forças se aplicam;
- Conectividade para o sistema (o mecanismo para a conexão das partes) definidos em termos das juntas mecânicas, e outros vínculos e elementos elásticos;
- Descrição das forças externas e excitações agindo no sistema;
- Atributos gráficos que possibilitam a animação e a visualização do comportamento do sistema.

Uma biblioteca de juntas padrões simplificam a tarefa da definição das conexões entre as partes do sistema.

Cada simulação começa com uma análise dos dados de entrada para verificar se a descrição do sistema mecânico é completa, correta e consistente.

O processo de verificação é minucioso. Um conjunto completo de mensagens identificarão quaisquer erros que poderão ocorrer nos dados de entrada. A montagem das equações diferenciais e algébricas (DAEs) para a simulação real do problema apenas acontecerá após os dados de entrada passarem pelos padrões listados acima.

3.2.3 Tipos de análises

Podemos realizar seis diferentes tipos de análises dependendo das características do problema e do interesse que se tem. Cada um destes tipos de análises é útil em um contexto apropriado. As várias análises fornecem diferentes informações sobre o sistema, como é descrito a seguir.

1. O ADAMS realiza uma análise de condições iniciais (o processo de montagem) antes das análises estática, quase-estática e dinâmica. Após processar os dados de entrada e antes da simulação começar, o ADAMS requer um consistente conjunto de valores para o estado do sistema. Isto é, os deslocamentos e velocidades tem que satisfazer as equações de vínculo que definem o sistema.

Em sistemas complexos, os valores iniciais que se especifica para deslocamentos e velocidades frequentemente violam as equações de vínculo. A análise das condições iniciais modifica os dados de entrada para os deslocamentos e velocidades necessários para satisfazer os vínculos do sistema enquanto minimiza a mudança nos dados. Frequentemente, é conveniente especificar apenas pequenos deslocamentos e velocidades iniciais, e permitir

que a análise das condições iniciais monte o resto para o sistema de forma adequada.

2. Uma análise cinemática simula o movimento do sistema. Ela permite ao engenheiro determinar a faixa de valores possíveis para o deslocamento, velocidade e aceleração de qualquer ponto de interesse em um equipamento mecânico. Especificando-se as propriedades de massa e de inércia de uma parte, o ADAMS também calcula as correspondentes forças aplicadas e de reação requeridas para gerar os movimentos prescritos.

Uma aplicação típica desta análise é a avaliação preliminar de um modelo complicado para posterior análise dinâmica.

3. A análise de equilíbrio estático determina um estado para o sistema para balancear todas as forças internas e externas na ausência de quaisquer movimentos ou forças inerciais. Todas as velocidades e acelerações do sistema são ajustadas para zero.

Frequentemente, acha-se um ponto de partida para um análise dinâmica pelo uso de uma análise estática para remover transientes indesejados no início da simulação.

4. Uma análise quase-estática é uma sequência de análises estáticas realizadas para diferentes configurações do sistema, tipicamente, em intervalos fixos de tempo por todo um movimento prescrito para o sistema.
5. O tipo mais complexo de análise é a análise dinâmica. Vários integradores diferentes estão disponíveis para achar a solução para um sistema completo de equações diferenciais e algébricas (DAE's).

A análise dinâmica fornece solução no tempo (história no tempo) para todos os deslocamentos, velocidades, acelerações, forças de reação internas em um sistema mecânico dirigido por um conjunto de forças e excitações externas.

6. Na análise linear, o ADAMS lineariza o sistema de equações não-lineares para o modelo sobre um ponto de operação. Isto resulta em um conjunto de equações lineares invariantes no tempo na forma

$$\underline{M}\ddot{x} + \underline{C}\dot{x} + \underline{K}x = \underline{F}$$

onde x representa uma perturbação do estado de seu ponto de operação; \underline{M} , \underline{C} e \underline{K} são as matrizes de massa, de amortecimento e de rigidez, respectivamente; e \underline{F} é a matriz coluna de termos de força.

3.3 Modelagem do veículo para estudos de dirigibilidade

A modelagem do veículo utilizado neste trabalho é apresentada nesta seção, discutindo-se a modelagem das suspensões dianteira e traseira, incluindo o sistema de esterçamento, e a modelagem do pneumático e do motorista. A obtenção de parâmetros necessários para a criação do modelo também é discutida. Os dados gerais do veículo utilizado encontram-se na tabela 3.1.

Tabela 3.1: Características do veículo

Marca e modelo	Volkswagen GOL GLi 1.8
Ano	1995
Sistema de esterçamento	Tipo pinhão e cremalheira
Suspensão dianteira	Independente McPherson e barra estabilizadora
Suspensão traseira	Semi-independente com corpo autoestabilizante de perfil em "V"
Pneumáticos	175/70 R13
Distância entre-eixos	2,47 m
Bitola	1,38 m
Massa total	974 kg
Distância do eixo dianteiro ao CG	0,852 m
Distância do eixo traseiro ao CG	1,618 m
Altura do CG	0,5 m

3.3.1 Sistemas de suspensão e esterçamento

Os esquemas gerais das suspensões dianteira e traseira, e do sistema de esterçamento do veículo utilizado, podem ser vistas nas figuras 3.2, 3.3 e 3.4, respectivamente.

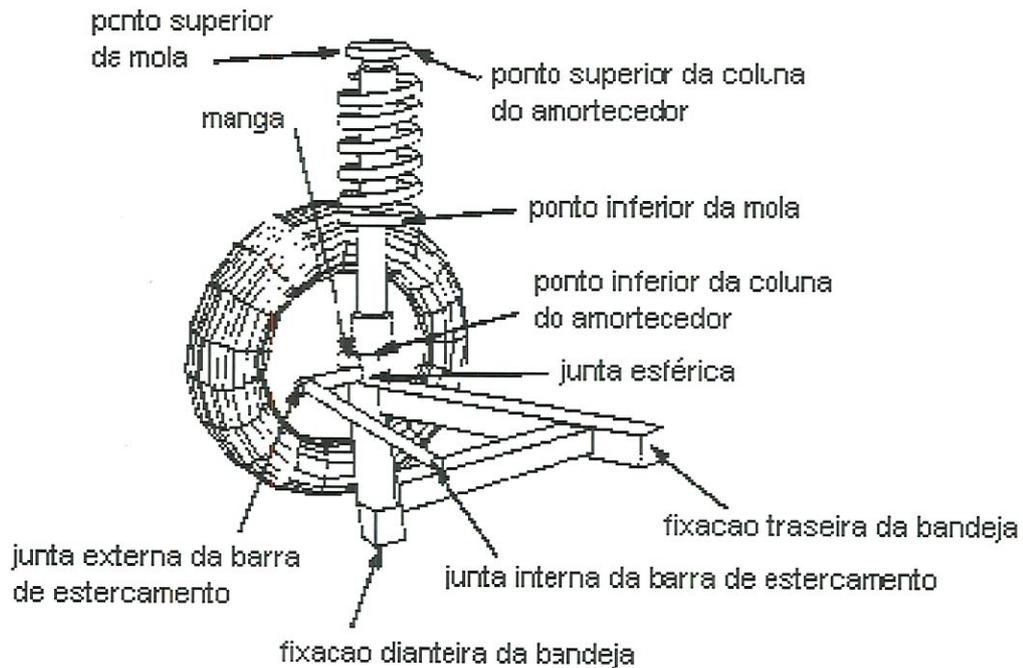


Figura 3.2: Esquema geral da suspensão dianteira McPherson

Para a modelagem da suspensão dianteira e do sistema de esterçamento foi possível o uso do módulo ADAMS/Vehicle, que possui *templates* de vários tipos de suspensões e sistemas de esterçamento utilizados nos veículos comerciais. Com isso, foi necessário apenas o fornecimento das posições de fixação e das propriedades inerciais dos elementos do sistema a ser modelado. Após isso, o módulo ADAMS/Vehicle gera a geometria da suspensão e do sistema de esterçamento e possibilita a realização de análises cinemáticas do modelo.

O modelo da suspensão traseira foi criado diretamente no ADAMS/View, pois não se dispunha de um *template* para tal suspensão. Uma biblioteca de juntas padrões simplificam a tarefa da definição das conexões entre as partes do modelo.

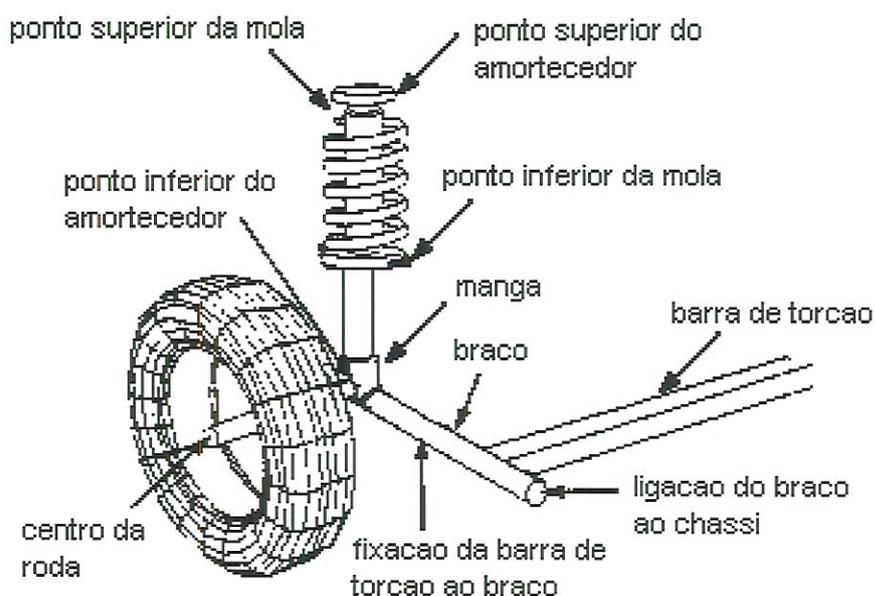


Figura 3.3: Esquema geral da suspensão traseira com barra de torção

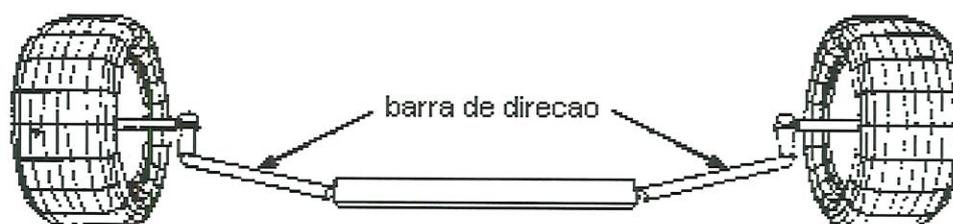


Figura 3.4: Esquema geral do sistema de esterçamento

Como já foi mencionado anteriormente, é preciso obter as propriedades de inércia de cada corpo, os tipos e as posições das juntas ligando os corpos e as forças agindo no modelo, como as forças geradas pelas molas, amortecedores e barras de torção.

A localização dos pontos de ligação entre os corpos — chassi, elementos da suspensão, elementos do sistema de esterçamento e roda — necessários à modelagem do veículo, foram obtidos experimentalmente.

Propriedades de Inércia

O *software* AutoCAD foi utilizado para a obtenção das propriedades de inércia — massa, centro de massa e momentos de inércia — dos elementos

da suspensão dianteira e traseira, e do sistema de esterçamento. Para isso, foi necessário desenhar a geometria aproximada de cada elemento, aproveitando as características de modelagem de sólidos deste *software*.

Tabela 3.2: Propriedades de Inércia da Suspensão Dianteira e Sistema de Esterçamento

	I_{xx} [Kg.mm ²]	I_{yy} [Kg.mm ²]	I_{zz} [Kg.mm ²]	I_{xy} [Kg.mm ²]	I_{yz} [Kg.mm ²]	I_{zx} [Kg.mm ²]	m [Kg]
Bandeja (A-arm)	2,858x10 ⁴	1,842x10 ⁴	4,695x10 ⁴	0,114x10 ⁴	0,359	-0,125	3,93
Manga	1,003x10 ⁴	1,096x10 ⁴	0,998x10 ⁴	-0,159x10 ⁴	-0,274x10 ⁴	0,118x10 ⁴	3,6
Coluna	5,839x10 ⁴	5,764x10 ⁴	0,329x10 ⁴	10,73	-0,304x10 ⁴	-39,25	2,54
Barra de direção	2,042x10 ⁴	21,483	2,042x10 ⁴	0	-1,615	0	0,77

Os dados para os principais elementos da suspensão dianteira e sistema de esterçamento, e para a suspensão traseira, se encontram nas tabelas 3.2 e 3.3, respectivamente.

Tabela 3.3: Propriedades de Inércia da Suspensão Traseira

	I_{xx} [Kg.mm ²]	I_{yy} [Kg.mm ²]	I_{zz} [Kg.mm ²]	I_{xy} [Kg.mm ²]	I_{yz} [Kg.mm ²]	I_{zx} [Kg.mm ²]	m [Kg]
Braço	0.119x10 ⁴	2.567x10 ⁴	2.566x10 ⁴	0	0.711	0	1.8
Manga	0.909x10 ⁴	0.902x10 ⁴	0.815x10 ⁴	0	-10.21	0	2.9
Coluna	1.272x10 ⁴	1.270x10 ⁴	808.87	0	-51.957	0	1.17

Os momentos de inércia para o veículo foram obtidos através do trabalho de RIEDE et al. (1984), que fornece uma estimativa para tais valores baseado na massa do veículo. Tais valores são apresentados na tabela 3.4.

Tabela 3.4: Propriedades de Inércia do Veículo e da Roda

	I_{xx} [Kg.mm ²]	I_{yy} [Kg.mm ²]	I_{zz} [Kg.mm ²]	m [Kg]
Roda e Pneu	5.0x10 ⁵	5.0x10 ⁵	1.0x10 ⁶	24.8
Veículo	2.0x10 ⁸	1.0x10 ⁹	1.0x10 ⁹	974

Molas e amortecedores

Para a entrada de dados no programa de simulação, além das propriedades de inércia e dos pontos de fixação de cada corpo, foi necessário obter parâmetros das molas, dos amortecedores, da barra estabilizadora da suspensão dianteira e da barra de torção da suspensão traseira.

A melhor maneira de se obter tais dados seria através de ensaios realizados com os próprios componentes. Somente no caso dos amortecedores foi possível obter dados de ensaios realizados pelo próprio fabricante, relacionando força e velocidade entre seus terminais, que podem ser vistos no gráfico da figura 3.5. Para os demais elementos, devido a dificuldades encontradas para a realização de ensaios, foi necessário, a partir de relações de resistência dos materiais, obter os dados de forma teórica.

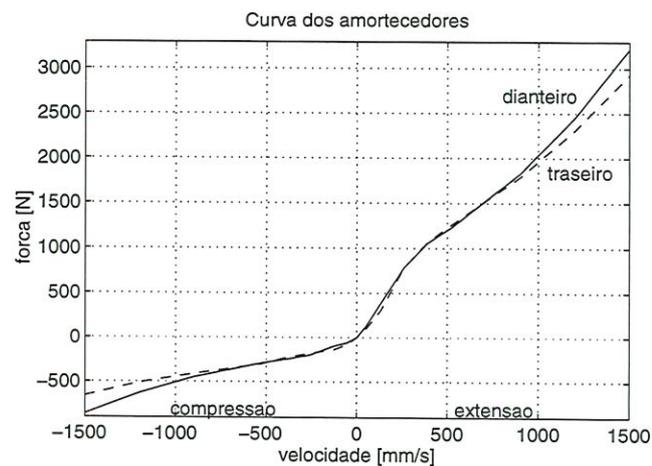


Figura 3.5: Curva dos amortecedores dianteiros e traseiros

No caso das molas, suas dimensões foram obtidas de tabelas do fabricante, possibilitando um cálculo mais preciso dos valores de rigidez. Para as barras de torção, as dimensões foram obtidas experimentalmente.

Podemos então, calcular os valores da rigidez K , para as molas dianteiras e traseiras com a seguinte relação:

$$K = \frac{Gd^4}{8ND^3} \quad (3.1)$$

onde:

K → rigidez da mola

$G \approx 8.0 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$ → módulo de elasticidade transversal

d → diâmetro da barra

D → diâmetro externo da mola

N → número de espiras da mola

Tabela 3.5: Tabela de Molas — Gol GLi

	$\phi_{barra} [mm]$	$\phi_{externo} [mm]$	altura livre [mm]	n ^o espiras
dianteira	12.2	143	367	7.1
traseira	10.52	102	324	10.4

Assim os valores obtidos com a aplicação da equação anterior foram:

$$K_{dianteira} = 14,2 \text{ N/mm}$$

$$K_{traseira} = 15,7 \text{ N/mm}$$

Barra estabilizadora da suspensão dianteira

A barra estabilizadora na suspensão dianteira, além de reduzir a rolagem do veículo durante uma curva, tem como objetivo aumentar a transferência lateral de carga no eixo dianteiro, aumentando a tendência subesterçante do veículo (ver seção 4.3).

Através de uma geometria aproximada da barra, foi calculado a rigidez torsional para esta barra, através da relação:

$$K_t = \frac{GJ_t}{l} \quad (3.2)$$

onde:

$J_t = \frac{\pi d^4}{32} \rightarrow$ momento de inércia à torção

$l \rightarrow$ comprimento da barra de torção

$G \approx 8.0 \times 10^5 \text{ N/mm}^2 \rightarrow$ módulo de elasticidade transversal

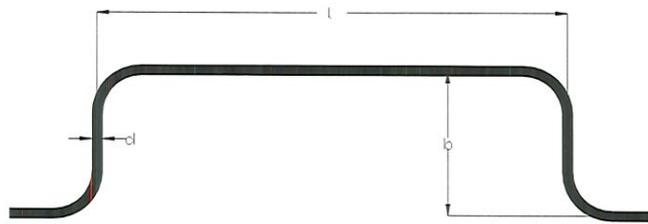


Figura 3.6: Barra estabilizadora da suspensão dianteira

Podemos modelar esta barra através de duas maneiras:

1. Representar os braços da barra como dois corpos, com uma extremidade ligada à manga da suspensão e outra à uma mola rotacional;
2. Aplicar diretamente na manga da suspensão uma força proporcional ao deslocamento relativo entre as extremidades da barra, ou seja, deslocamento vertical relativo entre as rodas.

Decidiu-se adotar a representação 2, eliminando a criação de mais dois corpos no modelo do veículo, e também devido à facilidade de se aplicar uma força em qualquer ponto de um corpo, em função de dados extraídos do modelo durante a simulação.

Assim, devemos achar a relação entre a força F e o deslocamento x na extremidade da barra. Usando a relação:

$$K_t = \frac{M}{\theta} \quad (3.3)$$

onde:

$M \rightarrow$ momento torsor

$\theta \rightarrow$ deslocamento angular dos braços da barra

E substituindo as seguintes relações:

$$M = Fb \quad (3.4)$$

$$\theta = \frac{x}{b} \quad (3.5)$$

onde:

$b \rightarrow$ comprimento do braço da barra estabilizadora

temos:

$$\frac{F}{x} = \frac{K_t}{b^2} \quad (3.6)$$

De acordo com a figura 3.6:

$$l = 800 \text{ mm}$$

$$b = 250 \text{ mm}$$

$$d = 18 \text{ mm}$$

e então:

$$J_t \approx 10306 \text{ mm}^4$$

$$K_t \approx 1 \times 10^6 \text{ Nmm/rad}$$

$$\frac{F}{x} \approx 16 \text{ N/mm}$$

Barra de torção da suspensão traseira

A suspensão traseira é semi independente, sendo formada por uma barra de torção com perfil "V". Foi também calculado a rigidez torsional K_t , para esta barra de torção.

Fazendo os cálculos, de forma aproximada, para o perfil, desenhado de forma aproximada, mostrado na figura 3.7, e para um comprimento da barra $l = 1 \text{ m}$, temos:

$$K_t = \frac{GJ_t}{l} \quad (3.7)$$

De acordo com a figura 3.7, temos que:

$$J_t = 2 \frac{\sum b_i t_i^3}{3} \quad (3.8)$$

onde:

$$b_1 = 24 \text{ mm} \quad t_1 = 4,8 \text{ mm}$$

$$b_2 = 61 \text{ mm} \quad t_2 = 4,8 \text{ mm}$$

$$b_3 = 6 \text{ mm} \quad t_3 = 4,8 \text{ mm}$$

portanto, substituindo estes valores nas equações obtemos:

$$K_t = 5,5 \times 10^5 \text{ Nmm/rad}$$

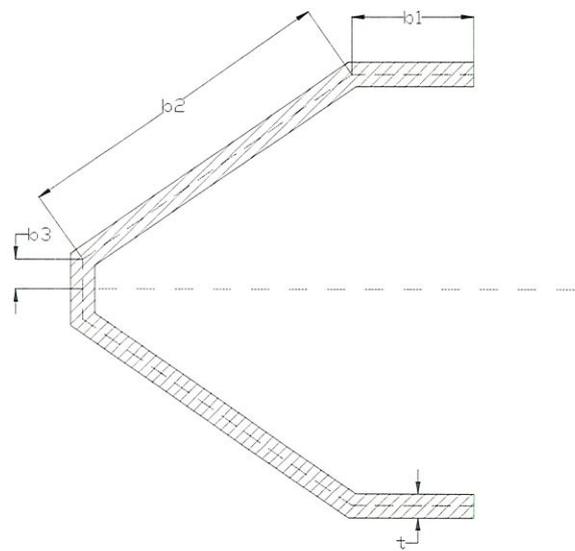


Figura 3.7: Perfil da barra de torção traseira

3.3.2 Pneumáticos

Para determinar qual modelo de pneumático utilizar, dentre os modelos disponíveis no módulo *Tire* do ADAMS, deve-se considerar alguns pontos, como por exemplo, a disponibilidade de dados sobre o pneumático utilizado no veículo e o tipo de análise a ser realizada.

Como o ADAMS já possuía os dados do pneumático *175/70 R13*, utilizado pelo veículo modelado neste trabalho, para o modelo *Smithers* de pneumático, optou-se, inicialmente, por este. Tal modelo possui este nome porque a *Smithers Scientific Services, Inc.* fornece dados experimentais para o cálculo da força lateral e do torque auto-alinhante. O modelo de pneumático *Smithers* é uma modificação do método apresentado por BAKKER et al. (1987). Na literatura corrente sobre pneumáticos, o modelo *Smithers* é chamado de *BNPS* em reconhecimento às contribuições de Bakker, Nyborg, Pacejka e Smithers.

A técnica de *Smithers* emprega um polinômio cúbico para calcular parâmetros similares aos empregados na "Fórmula Mágica", e usá-los para a obtenção da força lateral e do torque auto-alinhante sob condições de escorregamento lateral puro.

Com o uso deste modelo *Smithers*, apareceram forças laterais, de mesmo sentido, nos quatro pneumáticos durante o início das simulações. Tais forças tiravam o veículo da sua trajetória inicial desejada. Por não ter sido possível uma investigação mais aprofundada da causa deste problema, optou-se pelo uso de outro modelo para a representação do pneumático. Dentre os modelos com aplicação em análises de dirigibilidade, escolheu-se o modelo de pneumático desenvolvido na Universidade do Arizona (*UA-Tire*), baseado no trabalho de GIM & NIKRAVESH (1991a) já mencionado.

O modelo *UA-Tire*, além de não apresentar o problema descrito anteriormente, é mais adequado para estudos de dirigibilidade pois calcula as forças normal, longitudinal e lateral, assim como o torque auto-alinhante e a resistência ao rolamento, sob condições de escorregamento lateral e longitudinal combinados. Estas forças e momentos são determinados por formulações explícitas, as quais são obtidas analiticamente dependendo das propriedades de acoplamento da razão de escorregamento, do ângulo de escorregamento, do ângulo de cambagem, da deflexão normal, e de outras propriedades dinâmicas do pneumático. Este modelo, apesar de mais adequado, não foi utilizado inicialmente, pela não disponibilidade de dados de entrada para o pneumático utilizado no veículo em estudo.

3.3.3 Máquina de testes de pneumáticos

Para a obtenção dos dados necessários ao uso deste modelo, criamos o modelo de uma máquina de testes de pneumáticos para extrair tais dados do modelo *Smithers*, o qual, como já foi dito anteriormente, possui um arquivo de dados correspondente ao pneumático utilizado pelo veículo analisado neste trabalho.

O modelo da máquina de testes de pneumáticos também foi criado no ADAMS e pode ser visto na figura 3.8. Através deste modelo, obtemos as curvas

da força lateral em função do ângulo de escorregamento e do ângulo de cambagem do pneumático, mostradas nas figuras 3.9 e 3.10 respectivamente. Deste modo, simulando o modelo de pneumático *Smithers*, extraímos os dados necessários para a utilização do modelo *UA-Tire*.

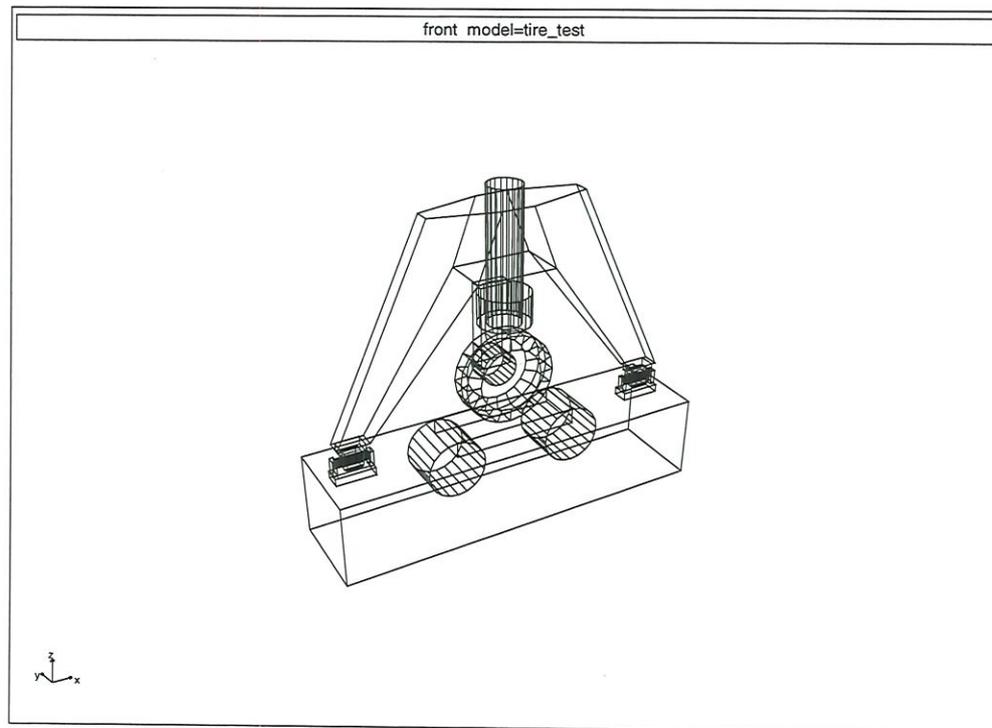


Figura 3.8: Modelo da máquina de testes de pneumáticos

O ensaio do pneumático consistiu primeiramente da variação do ângulo de escorregamento, mantendo o pneumático a uma velocidade constante e a um ângulo de cambagem zero, obtendo os valores da força lateral. Depois, variou-se o ângulo de cambagem, mantendo o pneumático a uma velocidade constante e a um ângulo de escorregamento zero, obtendo, novamente, os valores da força lateral.

3.3.4 Modelo do motorista

Para a realização dos testes de regime permanente e de dupla mudança de pista, foi necessário desenvolver um modelo do motorista para que o veículo percorresse uma trajetória preestabelecida.

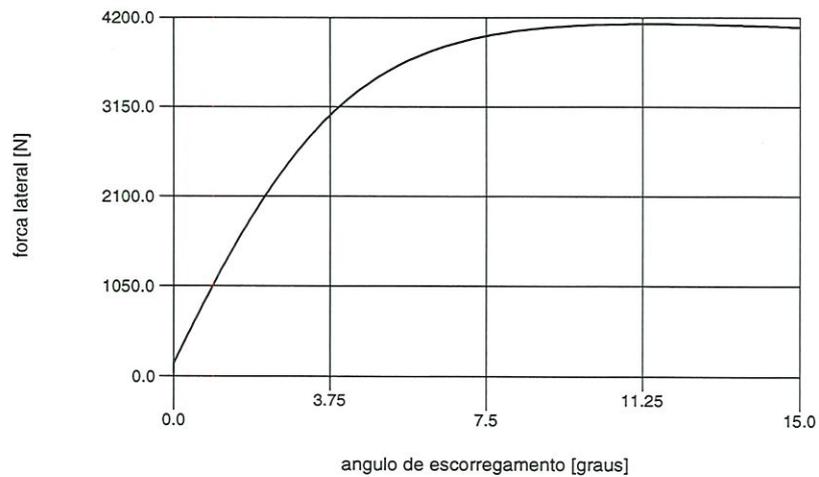


Figura 3.9: Força lateral em função do ângulo de escorregamento do pneumático

Adotamos um controlador do tipo proporcional integral, que para o teste de regime permanente, onde é necessário que o veículo percorra uma trajetória circular de raio constante, atua em função curvatura desejada e atual do veículo, aplicando-se a relação:

$$\delta = k_p(\kappa_d - \kappa_a) + k_i \int (\kappa_d - \kappa_a) dt$$

onde:

δ → ângulo de esterçamento

k_p → constante do controle proporcional

k_i → constante do controle integral

κ_d → curvatura da trajetória desejada

κ_a → curvatura da trajetória atual

Para o teste de dupla mudança de pista, além da curvatura, fazemos o motorista atuar em função da posição lateral desejada e atual do veículo. Assim, utilizamos a relação:

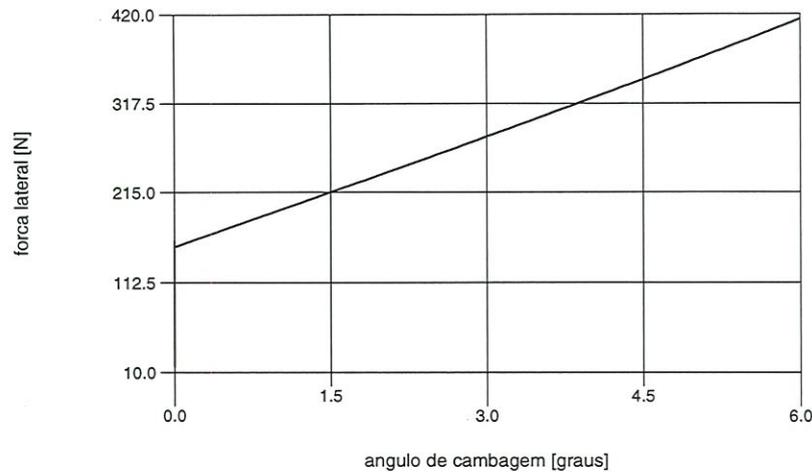


Figura 3.10: Força lateral em função do ângulo de cambagem do pneumático

$$\delta = k_p(\kappa_d - \kappa_a) + k_i \int (\kappa_d - \kappa_a) dt + k_p^*(y_d - y_a) + k_i^* \int (y_d - y_a) dt$$

onde:

k_p^* → constante do controle proporcional

k_i^* → constante do controle integral

y_d → posição lateral desejada

y_a → posição lateral atual do veículo

Com todos os dados necessários à modelagem do veículo, foram criados os corpos, as juntas interligando os corpos, os atributos gráficos, e as forças atuantes no modelo. Também foram definidas todas as saídas de interesse, destacando por exemplo, a velocidade longitudinal, a aceleração lateral e o ângulo de rolagem do veículo, as forças geradas pelos pneumáticos e o ângulo de esterçamento. Um resumo de todos os elementos criados no ADAMS para a geração do modelo pode ser visto no apêndice A.

Capítulo 4

Simulação e análise de resultados

4.1 Introdução

Este capítulo apresenta a simulação do modelo, descrito no capítulo anterior, realizando testes normalmente empregados em estudos de dirigibilidade. Antes porém, uma análise teórica do comportamento lateral de autoveículos é apresentada com o objetivo de introduzir alguns conceitos e definições referentes ao estudo da dinâmica lateral.

4.2 Análise do comportamento lateral

Podemos dividir tal análise estudando o comportamento lateral do veículo em baixa velocidade, e então, considerar as diferenças que surgem sob condições de alta velocidade, como a importância das propriedades do pneumático.

Curva em baixa velocidade

Em baixa velocidade (manobras de estacionamento) os pneumáticos não precisam gerar forças laterais. Assim eles rolam sem escorregamento lateral, e o veículo deve realizar uma curva como ilustrado na figura 4.1. Se as rodas traseiras não são esterçáveis, o centro da curva deve se situar na projeção do eixo traseiro. Igualmente, a linha perpendicular ao plano de cada roda dianteira e partindo do seu centro, deve passar através do mesmo ponto (o centro da curva). Se isto não acontece, as rodas dianteiras irão "brigar" entre si na curva, com cada uma experimentando algum escorregamento na curva. Assim, os ângulos de esterçamento ideais nas rodas dianteiras são estabelecidos pela geometria vista na figura e definem os ângulos de esterçamento para a curva.

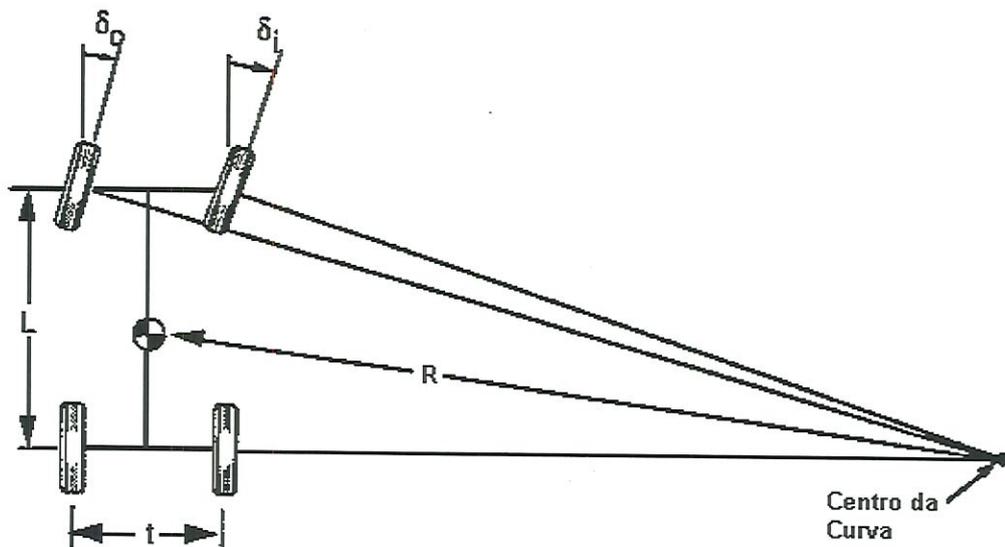


Figura 4.1: Geometria de um veículo em curva

Para a geometria apropriada na curva (assumindo pequenos ângulos), os ângulos de esterçamento são dados por:

$$\delta_o \cong \frac{L}{\left(R + \frac{t}{2}\right)} \quad (4.1)$$

$$\delta_i \cong \frac{L}{\left(R - \frac{t}{2}\right)} \quad (4.2)$$

O ângulo médio das rodas dianteiras (novamente assumindo ângulos pequenos) é definido como o *Ângulo de Ackerman* (GILLESPIE, 1992):

$$\delta = \frac{L}{R} \quad (4.3)$$

Os termos "Esterçamento de Ackerman" ou "Geometria de Ackerman" são frequentemente usados para denotar a geometria exata das rodas dianteiras mostrada na figura 4.1. Os ângulos corretos são dependentes da distância entre-eixos do veículo e do raio da curva. Com a geometria correta de Ackerman, os torques de esterçamento tendem a aumentar com o ângulo de esterçamento, fornecendo ao motorista um sentimento natural de realimentação através da roda esterçada. Já com o esterçamento paralelo, os torques de esterçamento crescem com o ângulo de esterçamento inicialmente, mas diminuem além de um certo ponto, e até se torna negativo (tendendo a esterçar mais para dentro da curva). Este tipo de comportamento do sistema de esterçamento é indesejável.

Curva em alta velocidade

Em alta velocidade, as equações de curva serão diferentes porque a aceleração lateral estará presente. Para neutralizar a aceleração lateral, os pneumáticos devem desenvolver forças laterais, e ângulos de escorregamento estarão presentes em cada roda.

Sob condições de *cornering*, nas quais o pneumático deve desenvolver força lateral, o mesmo também experimentará escorregamento lateral ao mesmo tempo em que rola. O ângulo entre seu eixo longitudinal e seu vetor velocidade é conhecido como *ângulo de escorregamento*, α (figura 4.2).

A força lateral, denotada por F_y , é frequentemente chamada de *cornering force*. Em um dado carregamento no pneumático, a *cornering force* cresce com o ângulo de escorregamento. Em baixos ângulos de escorregamento (5 graus

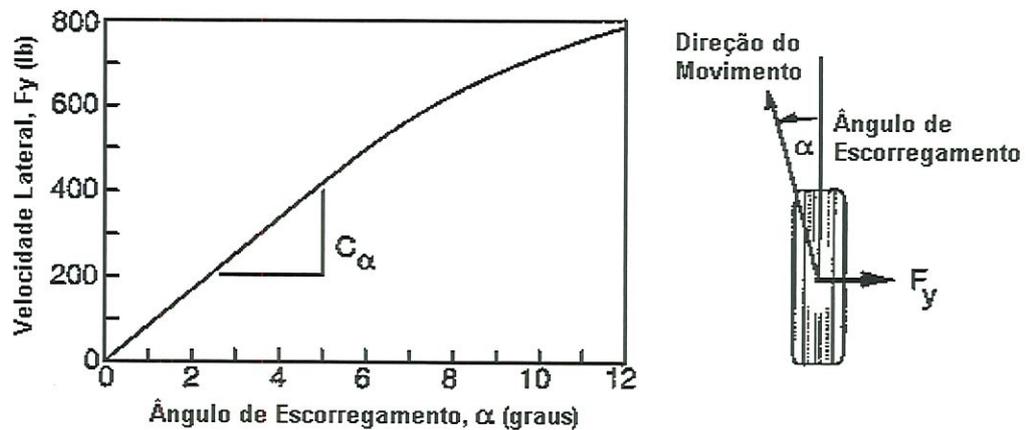


Figura 4.2: Propriedades da força lateral do pneumático

ou menos) a relação é linear, e conseqüentemente, a *cornering force* pode ser descrita por:

$$F_y = C_\alpha \alpha \quad (4.4)$$

A constante de proporcionalidade, C_α , é conhecida como o *cornering stiffness*, ou rigidez lateral, e é definida como a inclinação da curva de F_y em função de α quando $\alpha = 0$.

O *cornering stiffness* é dependente de muitas variáveis. Para um dado pneumático, o carregamento e a pressão interna são as variáveis principais. A velocidade não influencia fortemente as forças de *cornering* produzidas por um pneumático.

Para fins de análise, é conveniente representar o veículo pelo modelo bicicleta mostrado na figura 4.3. Em altas velocidades o raio da curva é muito maior do que a distância entre eixos do veículo. Então ângulos pequenos podem ser assumidos, e a diferença entre os ângulos de esterçamento nas rodas dianteiras externa e interna é negligenciada. Assim, por conveniência, as duas rodas dianteiras podem ser representadas por uma única roda com um ângulo de esterçamento, δ , com uma força lateral equivalente para ambas as rodas. A mesma hipótese é adotada para as rodas traseiras.

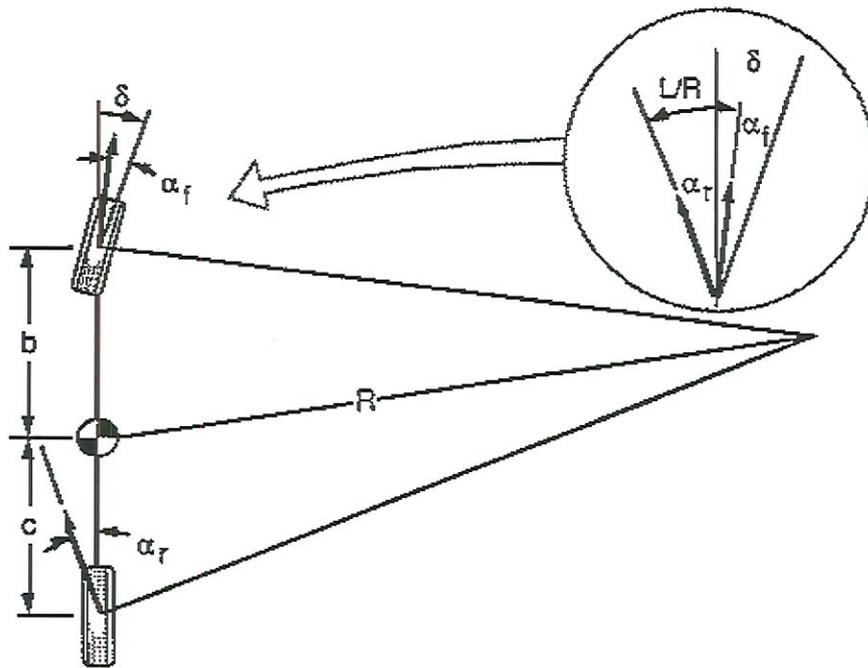


Figura 4.3: Modelo *single track* realizando uma curva

Para um veículo trafegando com uma velocidade longitudinal V , a soma das forças na direção lateral dos pneumáticos deve ser igual a massa do veículo multiplicada pela aceleração centrípeta:

$$\sum F_y = F_{yf} + F_{yr} = MV^2/R \quad (4.5)$$

onde:

F_{yf} → força lateral no eixo dianteiro

F_{yr} → força lateral no eixo traseiro

M → massa do veículo

V → velocidade longitudinal

R → raio da curva

Também, para o veículo estar em um equilíbrio de momentos sobre o

centro de gravidade, a soma dos momentos gerados pelas forças laterais dianteira e traseira deve ser zero.

$$F_{yf}b - F_{yr}c = 0 \quad (4.6)$$

Assim

$$F_{yf} = F_{yr}c/b \quad (4.7)$$

onde:

b → distância do eixo dianteiro ao CG

c → distância do eixo traseiro ao CG

Substituindo na equação 4.5:

$$MV^2/R = F_{yr}(c/b + 1) = F_{yr}(b + c)/b = F_{yr}L/b \quad (4.8)$$

$$F_{yr} = Mb/L(V^2/R) \quad (4.9)$$

Mas Mb/L é simplesmente a parte da massa do veículo carregada no eixo traseiro (ou seja, W_r/g); assim a equação 4.9 simplesmente nos diz que a força lateral desenvolvida no eixo traseiro deve ser W_r/g vezes a aceleração lateral neste ponto. Resolvendo para F_{yf} do mesmo modo, teremos que a força lateral no eixo dianteiro deve ser W_f/g vezes a aceleração lateral.

Com as forças laterais, requeridas para realizar a curva de raio R , conhecidas, os ângulos de escorregamento nas rodas dianteira e traseira são também estabelecidos da equação 4.4. Isto é:

$$\alpha_f = W_f V^2 / (C_{\alpha_f} g R) \quad (4.10)$$

e

$$\alpha_r = W_r V^2 / (C_{\alpha r} g R) \quad (4.11)$$

Nós devemos, agora, olhar para a geometria do veículo em curva para completar a análise. Com um pequeno estudo da figura 4.3, pode-se ver que:

$$\delta = 57.3L/R + \alpha_f - \alpha_r \quad (4.12)$$

Agora substituindo α_f e α_r das equações 4.10 e 4.11:

$$\delta = 57.3 \frac{L}{R} + \frac{W_f V^2}{C_{\alpha f} g R} - \frac{W_r V^2}{C_{\alpha r} g R} \quad (4.13)$$

$$\delta = 57.3 \frac{L}{R} + \left(\frac{W_f}{C_{\alpha f}} - \frac{W_r}{C_{\alpha r}} \right) \frac{V^2}{g R} \quad (4.14)$$

onde:

δ → ângulo de esterçamento das rodas dianteiras

L → distância entre eixos

R → raio da curva

V → velocidade longitudinal

g → aceleração da gravidade

W_f → carregamento no eixo dianteiro

W_r → carregamento no eixo traseiro

$C_{\alpha f}$ → rigidezes laterais dos pneumáticos dianteiros

$C_{\alpha r}$ → rigidezes laterais dos pneumáticos traseiros

Esta equação é frequentemente escrita em uma forma curta:

$$\delta = 57.3L/R + K a_y \quad (4.15)$$

onde:

$$K = \left(\frac{W_f}{C_{\alpha_f}} - \frac{W_r}{C_{\alpha_r}} \right) \longrightarrow \text{Understeer Gradient}$$

$a_y \longrightarrow$ Aceleração lateral

A equação 4.14 é muito importante para a análise das propriedades da resposta em curva de um veículo automotivo. Ela descreve como o ângulo de esterçamento deve ser alterado em função do raio da curva, R , ou da aceleração lateral, $V^2/(gR)$. O termo $[W_f/C_{\alpha_f} - W_r/C_{\alpha_r}]$ determina a magnitude e a direção da entrada de esterçamento requerida. Ele consiste de duas parcelas, cada uma das quais é a razão do carregamento no eixo (dianteiro ou traseiro) sobre o *cornering stiffness* dos pneumáticos no eixo. Ele é chamado de *Understeer Gradient*, e será denotado pela letra, K .

Três possibilidades existem em função do seu valor:

1) *Comportamento Neutro*:

$$W_f/C_{\alpha_f} = W_r/C_{\alpha_r} \rightarrow K = 0 \rightarrow \alpha_f = \alpha_r$$

Em uma curva de raio constante, não haverá necessidade de mudança no ângulo de esterçamento se a velocidade longitudinal for variada. O ângulo de esterçamento requerido para fazer a curva será equivalente ao ângulo de Ackerman, $57.3L/R$. Fisicamente, o caso de comportamento neutro corresponde a um balanço no veículo, tal que a "força" da aceleração lateral no CG causa um aumento idêntico no ângulo de escorregamento das rodas dianteiras e traseiras.

2) *Comportamento Subesterçante*:

$$W_f/C_{\alpha_f} > W_r/C_{\alpha_r} \rightarrow K > 0 \rightarrow \alpha_f > \alpha_r$$

Em uma curva de raio constante, o ângulo de esterçamento deverá aumentar com a velocidade longitudinal na proporção K vezes a aceleração lateral. Neste caso, a aceleração lateral no CG causa um maior ângulo de escorregamento lateral nas rodas dianteiras do que nas traseiras. Assim, para gerar a força lateral nas rodas dianteiras para manter o raio da trajetória, tais rodas devem ser esterçadas com um ângulo maior.

3) *Comportamento Sobreesterçante:*

$$W_f/C_{\alpha_f} < W_r/C_{\alpha_r} \rightarrow K < 0 \rightarrow \alpha_f < \alpha_r$$

Em uma curva de raio constante, o ângulo de esterçamento deverá diminuir com o aumento da velocidade longitudinal (e aceleração lateral). Neste caso, a aceleração lateral no CG causa um maior ângulo de escorregamento lateral nas rodas traseiras. O aumento na aceleração lateral faz com que o veículo "saia de traseira", sendo necessário reduzir o ângulo de esterçamento das rodas dianteiras para que o mesmo se mantenha na trajetória.

A maneira na qual o ângulo de esterçamento muda com a velocidade em uma curva de raio constante, para cada um destes casos, é ilustrado na figura 4.4. Com um veículo de comportamento neutro, o ângulo de esterçamento para qualquer velocidade é o ângulo de Ackerman. Com um comportamento subesterçante, o ângulo aumenta com o quadrado da velocidade, alcançando duas vezes o valor inicial na chamada velocidade característica. No caso sobreesterçante, o ângulo de esterçamento diminui com o quadrado da velocidade e se torna zero na chamada velocidade crítica.

Velocidade Característica Para um veículo subesterçante, o nível de subesterçamento pode ser quantificado por um parâmetro conhecido como veloci-

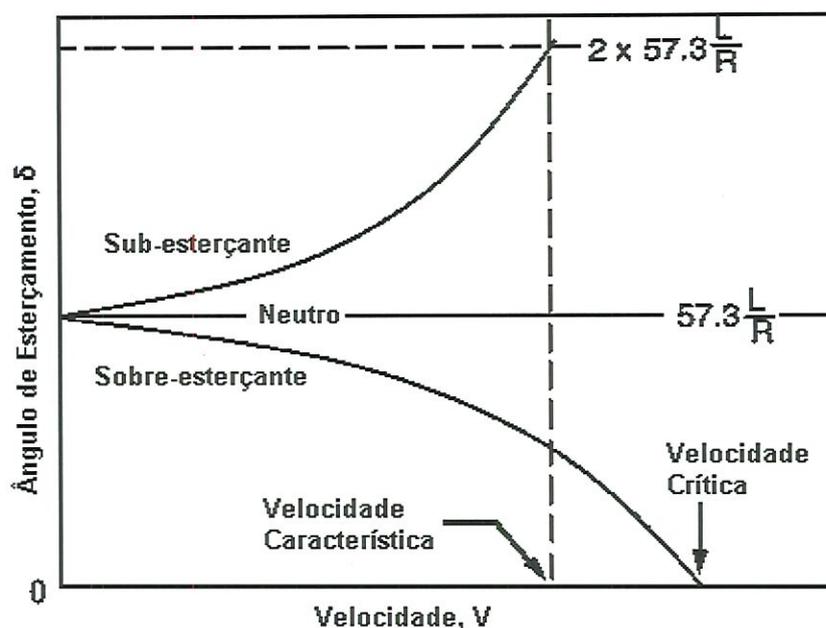


Figura 4.4: Mudança do ângulo de esterçamento em função da velocidade característica. Esta é simplesmente, a velocidade na qual o ângulo de esterçamento requerido para realizar uma dada curva, é duas vezes o ângulo de Ackerman. Isto pode ser visto na equação 4.15 quando:

$$K a_y = 57.3L/R \quad (4.16)$$

Uma vez que a_y é uma função da velocidade ao quadrado, a velocidade característica é:

$$V_{char} = \sqrt{57.3Lg/K} \quad (4.17)$$

Velocidade Crítica No caso sobreesterçante, uma velocidade crítica existirá acima da qual o veículo será instável. A velocidade crítica é dada pela expressão:

$$V_{crit} = \sqrt{-57.3Lg/K} \quad (4.18)$$

Deve-se notar que K é negativo (veículo sobreesterçante), tendo que a expressão sob a raiz quadrada é positiva e tem um valor real. Note que a velocidade crítica é dependente da distância entre eixos do veículo; para um dado nível de sobreesterçamento, veículos longos tem uma velocidade crítica maior do que veículos curtos. Um veículo sobreesterçante pode ser dirigido em velocidades menores que a crítica, mas se tornam direcionalmente instáveis em velocidades superiores a crítica.

4.3 Principais efeitos da suspensão no *Handling* do veículo

A análise em curva mostrou que o comportamento do veículo depende das razões do carregamento/*cornering stiffness* nos eixos dianteiro e traseiro ($W_f/C_{\alpha f}$ e $W_r/C_{\alpha r}$). Embora o *cornering stiffness* do pneumático foi usado como a base para o desenvolvimento das equações que levam a tais razões, existem vários fatores no projeto do veículo que podem influenciar as forças desenvolvidas na presença de aceleração lateral. Qualquer fator de projeto que influencia a força lateral gerada em uma roda terá um efeito direto na resposta direcional. Os sistemas de suspensão e de esterçamento são as principais origens destas influências. Nesta seção os principais fatores da suspensão afetando o *handling* do veículo serão discutidos brevemente.

Distribuição da transferência lateral de carga

A transferência lateral de carga, que aparece quando o veículo está realizando uma curva, também afeta sua estabilidade direcional porque altera o carregamento normal sobre os pneumáticos, aumentando-o nos pneumáticos do lado externo da curva e, diminuindo-o nos pneumáticos do lado interno. Como a força lateral gerada pelo pneumático é função não-linear do carregamento normal,

a soma das forças laterais geradas pelos pneumáticos, no eixo dianteiro ou traseiro, será menor quanto maior for a transferência lateral de carga. Assim, se a maior transferência ocorrer no eixo dianteiro, haverá uma contribuição subesterçante no comportamento do veículo. Caso contrário, se ocorrer maior transferência no eixo traseiro, haverá uma contribuição sobreesterçante.

As barras estabilizadoras alteram o comportamento lateral do veículo através deste mecanismo — aplicada ao eixo dianteiro, aumenta a distribuição da transferência lateral de carga para este mesmo eixo, aumentando a tendência subesterçante, e aplicada ao eixo traseiro, aumenta a tendência sobreesterçante.

Mudança do ângulo de cambagem

A inclinação da roda, como vista na figura 4.5, é conhecida como ângulo de cambagem. Cambagem em uma roda irá produzir força lateral conhecida como *camber thrust*.

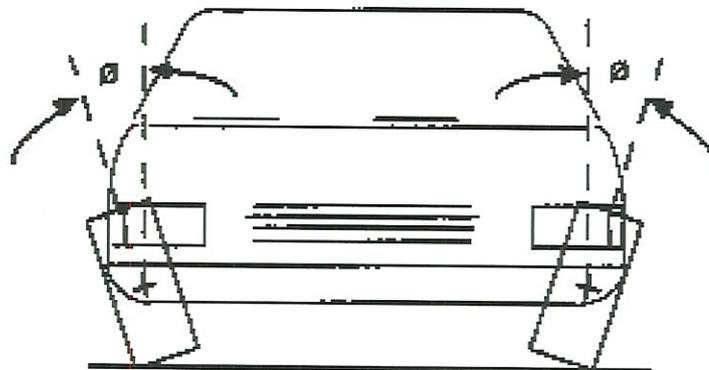


Figura 4.5: Ângulo de cambagem de um pneumático

O ângulo de cambagem produz muito menos força lateral do que o ângulo de escorregamento lateral. Aproximadamente 5 graus de cambagem são necessários para produzir a mesma força lateral gerada com 1 grau de escorregamento lateral. De qualquer forma, *camber thrust* é adicionada à força lateral devido ao escorregamento, afetando o comportamento do veículo em curva.

Os ângulos de cambagem são pequenos em suspensões de eixo rígido, e

no máximo apenas alteram as forças laterais em 10% ou menos. Em suspensões independentes, contudo, a cambagem pode ter um papel importante. A cambagem muda com a rolagem do chassi do veículo e com os movimentos da suspensão.

4.4 Medição experimental do *Understeer Gradient*

Métodos para a medição experimental do *Understeer Gradient* são baseados na seguinte equação:

$$\delta = 57.3L/R + Ka_y \quad (4.19)$$

A obtenção desta equação assume o veículo estar em condição de operação em regime permanente; portanto, o *understeer gradient* é definido como uma propriedade de regime permanente. Para a medição experimental o veículo deve ser colocado em uma curva em regime permanente, realizando as medições apropriadas das quantidades na equação acima para que o valor de K possa ser determinado. Dois métodos serão apresentados para a medição desta propriedade: raio constante e velocidade constante.

Método de curva de raio constante

O *understeer gradient* pode ser medido com o veículo operando em uma curva de raio constante e observando o ângulo de esterçamento em função da aceleração lateral. O método reflete bem a operação do veículo em muitas situações em estradas. No mínimo, a instrumentação deve estar disponível para medir o ângulo de esterçamento da direção e a aceleração lateral. Dado o raio da curva e algumas medidas da velocidade longitudinal do veículo, a aceleração pode ser computada usando a relação:

$$a_y = V^2/(Rg) \quad (4.20)$$

O procedimento recomendado é colocar o veículo em uma trajetória circular em baixa velocidade, para a qual a aceleração lateral pode ser negligenciada, e anotar o ângulo de esterçamento da direção (ângulo de esterçamento de Ackerman) requerido para se manter na curva. A velocidade do veículo é então aumentada em passos que produzirão acelerações laterais em incrementos razoáveis (tipicamente 0.1g), anotando o ângulo de esterçamento da direção em cada velocidade. Tal ângulo, dividido pela relação de esterçamento para a obtenção do ângulo de esterçamento da roda, é então plotado como uma função da aceleração lateral como ilustrado na figura 4.6.

O significado deste gráfico pode ser visto tomando a derivada da equação 4.15:

$$\frac{\partial \delta}{\partial a_y} = \frac{\partial}{\partial a_y} \left(57.3 \frac{L}{R} \right) + K \frac{\partial a_y}{\partial a_y} \quad (4.21)$$

Uma vez que o raio da curva é constante, o ângulo de esterçamento de Ackerman é também constante e sua derivada é zero. Assim:

$$K = \frac{\partial \delta}{\partial a_y} \quad (4.22)$$

A inclinação da curva do ângulo de esterçamento é o *understeer gradient*. Uma inclinação positiva indica um comportamento subesterçante, inclinação zero indica um comportamento neutro, e uma inclinação negativa um comportamento sobreesterçante. Medições típicas tomarão uma das formas mostradas na figura 4.6. Alguns veículos serão subesterçantes sobre uma faixa de operação completa, permanecendo assim até o limite. Outros podem ser subesterçantes em baixos níveis de aceleração lateral, mas podem se tornar sobreesterçantes em altos níveis de aceleração lateral.

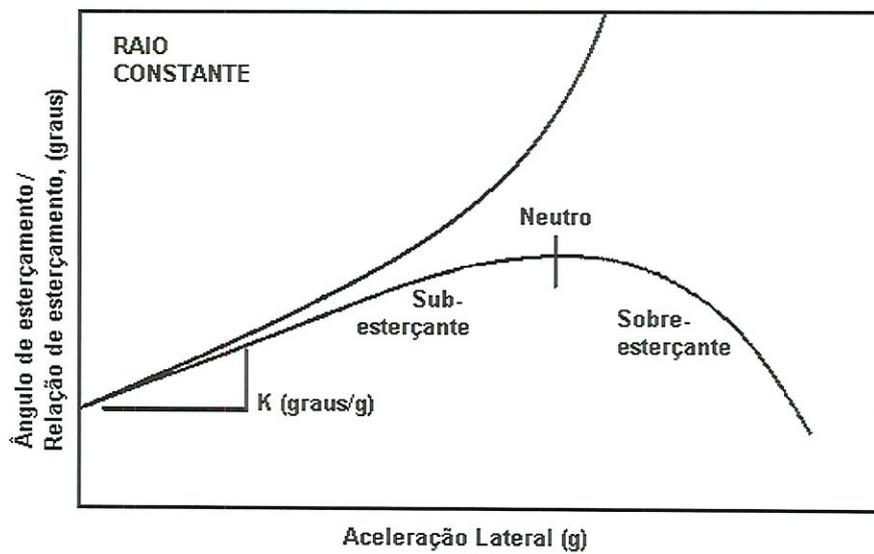


Figura 4.6: Exemplo da obtenção experimental do *Understeer Gradient*

O raio mínimo da curva para a execução deste teste é de normalmente 30 m.

Método de velocidade constante

O *understeer gradient* pode ser medido em velocidade constante pela variação do ângulo de esterçamento. Medições por este método refletem também muitas situações reais, uma vez que os veículos são dirigidos em velocidades quase constantes. Com este método, o raio da curva variará continuamente requerendo uma coleta maior de dados para determinar o gradiente. Em adição da medida da velocidade e do ângulo de esterçamento, o raio da curva deve ser determinado para cada condição. A maneira mais prática para medir o raio da curva é também pela medição da aceleração lateral ou do *yaw rate*. O raio da curva é obtido das medições usando a forma apropriada da relação abaixo:

$$R = V^2/a_y = V/r \quad (4.23)$$

onde:

V = Velocidade longitudinal

a_y = Aceleração lateral

r = *Yaw rate*

Substituindo a equação 4.20 na equação 4.15, eliminando o raio, temos a forma:

$$\delta = 57.3L/R + Ka_y = 57.3La_y/V^2 + Ka_y \quad (4.24)$$

Tomando as derivadas em relação à aceleração lateral, obtemos a expressão para o *understeer gradient*:

$$K = \frac{\partial \delta}{\partial a_y} - \frac{\partial}{\partial a_y} \left(57.3 \frac{L}{V^2} \right) \quad (4.25)$$

Uma vez que a velocidade e a distância entre eixos são constantes, o gradiente do ângulo de esterçamento de Ackerman (o segundo termo do lado direito da equação) é uma linha reta com inclinação constante. O gradiente do ângulo de esterçamento de Ackerman indica o comportamento neutro. Em regiões onde o gradiente do ângulo de esterçamento é maior do que o de Ackerman, o veículo é subesterçante. Um ponto onde os dois possuem a mesma inclinação indica um veículo de comportamento neutro, e onde o gradiente do ângulo de esterçamento é menor do que o de Ackerman, o veículo é sobreesterçante. Para o veículo sobreesterçante, o ponto onde a inclinação da curva do ângulo de esterçamento é zero indica o limite de estabilidade correspondente à velocidade crítica.

4.5 Simulações

Com a modelagem completada, definimos os testes a serem realizados e definimos as entradas e saídas de maior interesse. De um modo geral, o estudo é

realizado tomando-se como entrada o ângulo de esterçamento das rodas dianteiras do veículo, obtendo-se as respostas transitória e de regime permanente. As saídas de interesse podem ser, por exemplo:

- velocidade angular de *yaw* (*yaw rate*);
- aceleração lateral;
- ângulo de *roll*;
- ângulo de escorregamento lateral do veículo.

Os testes simulados neste trabalho são:

- Entrada degrau de esterçamento (análise transiente);
- Curva de raio constante (análise de regime permanente);
- Dupla mudança de pista.

Foram utilizadas normas para a realização destes testes, sendo importante notar que são normas de procedimentos, não especificando valores ou faixas de valores, ideais ou desejados, para as variáveis de saída medidas, e sim, a metodologia que deve ser utilizada e observada para a preparação e realização dos testes.

Um ponto importante, é que em todos os procedimentos de teste realizados experimentalmente, deve-se atentar para as condições do ambiente e da pista, como por exemplo, a velocidade do vento e o valor do coeficiente de adesão. No caso de simulação por computador, tais variáveis podem ser facilmente ajustadas, obtendo resultados de várias simulações com a certeza da manutenção de tais condições.

4.5.1 Entrada degrau de esterçamento

Pode-se adotar vários métodos de teste para a análise da resposta transiente. O mais utilizado na prática é o método de entrada degrau de esterçamento (ISO, 1986).

Método

Neste teste, o veículo deve atingir a velocidade de teste em linha reta e, então, uma entrada de esterçamento é aplicada rapidamente até um valor preestabelecido e mantido neste valor por vários segundos até as variáveis do movimento desejadas atingirem um estado permanente.

É necessário medir:

- aceleração lateral;
- velocidade angular de *yaw* (*yaw rate*);
- ângulo de esterçamento da direção;
- ângulo de escorregamento lateral de regime permanente; e
- velocidade longitudinal.

Pode-se medir também a velocidade lateral e o ângulo de *roll* do veículo.

O valor do ângulo de esterçamento foi escolhido de modo a produzir uma aceleração lateral em torno de 4 m/s^2 , de acordo com o recomendado pela norma. Pode-se ver o gráfico da aceleração lateral em relação ao tempo, na figura 4.7, para uma velocidade longitudinal de 80 km/h e uma entrada degrau da direção de 40 graus.

Para a manutenção da velocidade longitudinal constante durante a realização do teste, foi aplicado ao veículo uma força longitudinal proporcional à

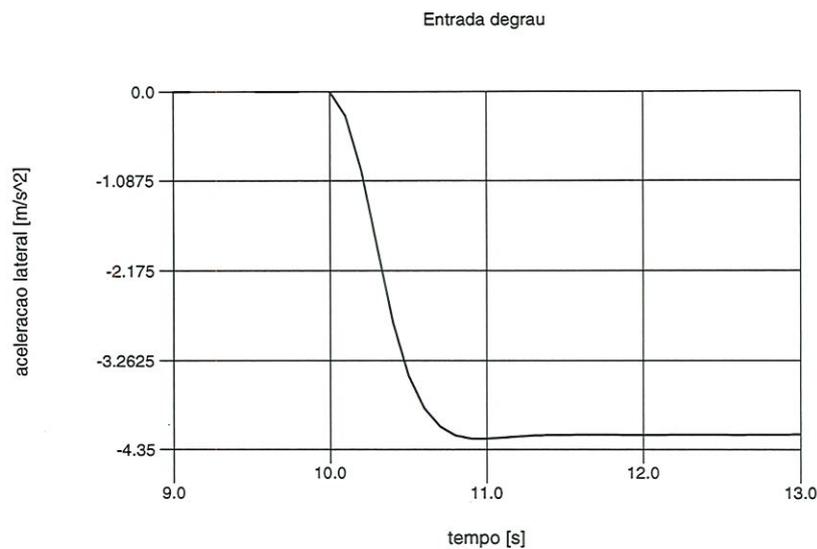


Figura 4.7: Aceleração lateral para $V = 80 \text{ km/h}$ e $\delta_{direcao} = 40^\circ$

diferença entre a velocidade desejada e a velocidade real.

Análise dos resultados

Para a análise dos resultados, a origem de cada resposta deve ser tomada no instante de tempo em que o ângulo de esterçamento alcança 50% do seu valor final (figura 4.8). Este é o ponto de referência do qual todos os dados da resposta no tempo são analisados.

Tempo de resposta Tempo de resposta é definido como o tempo, medido do ponto de referência, para que uma resposta transiente alcance 90% do seu novo valor de regime.

Para obter os valores dos tempos de resposta da aceleração lateral e da velocidade de *yaw*, analisamos os gráficos correspondentes obtidos no teste, mostrados nas figuras 4.7 e 4.10, respectivamente. Tais valores se encontram na tabela 4.1.

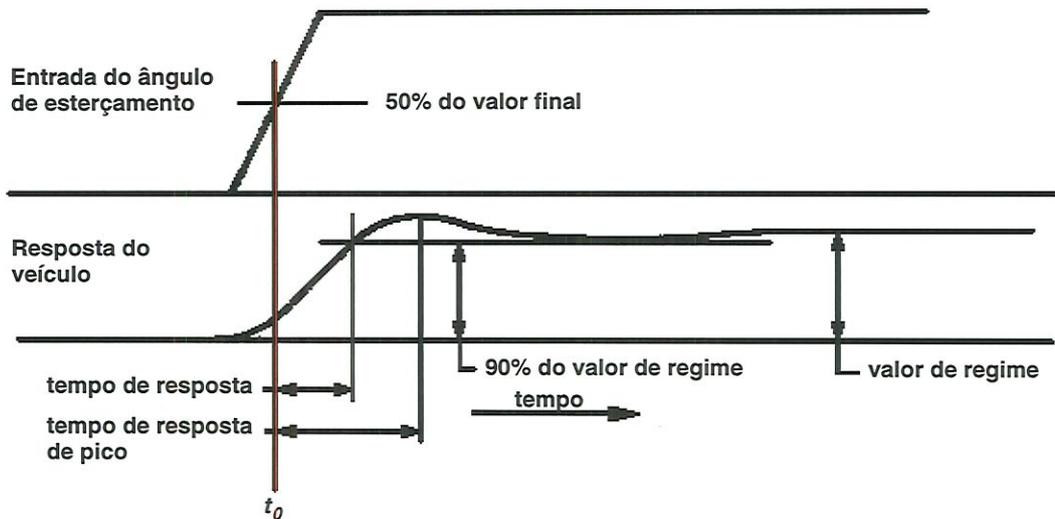


Figura 4.8: Tempo de resposta e tempo de resposta de pico

Tempo de resposta de pico Tempo de resposta de pico é o tempo, medido do ponto de referência, para uma resposta transitente do veículo atingir seu valor de pico.

Analisando também os gráficos das figuras 4.7 e 4.10, obtemos os valores dos tempos de resposta de pico da aceleração lateral e da velocidade de *yaw*, que são mostrados na tabela 4.1.

Valores de *overshoot* Os valores de *overshoot* são calculados através da razão:

$$\frac{\text{valor de pico} - \text{valor de regime}}{\text{valor de regime}} \quad (4.26)$$

Os valores de *overshoot* da aceleração lateral e da velocidade de *yaw* também se encontram na tabela 4.1.

Todos os outros resultados obtidos neste teste se encontram no apêndice B.

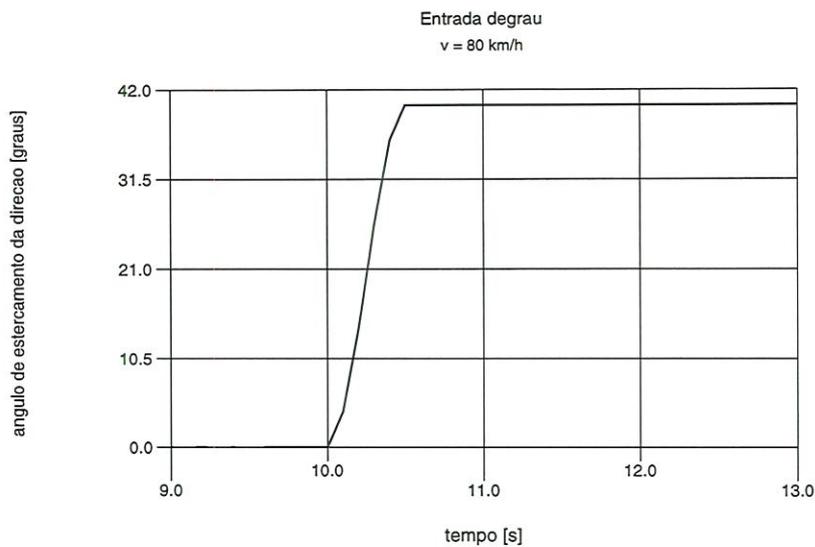


Figura 4.9: Entrada do ângulo de esterçamento da direção

Tabela 4.1: Resultados do Teste de Entrada Degrau

Tempo de resposta da aceleração lateral	0,32 s
Tempo de resposta da velocidade de <i>yaw</i>	0,19 s
Tempo de resposta de pico da aceleração lateral	0,7 s
Tempo de resposta de pico da velocidade de <i>yaw</i>	0,37 s
Valor de <i>overshoot</i> da aceleração lateral	1,2 %
Valor de <i>overshoot</i> da velocidade de <i>yaw</i>	8,1 %

4.5.2 Curva de raio constante

O objetivo principal deste tipo de teste é medir o ângulo de esterçamento como uma função da aceleração lateral e descrever o comportamento de esterçamento do veículo dado pela curva do *understeer gradient*. Podemos medir também o ângulo de escorregamento lateral e o ângulo de rolagem do veículo durante o teste (ISO, 1982).

Método

Como foi descrito na seção 4.4, podemos obter o valor do *Understeer Gradient* obtendo diversos valores do ângulo de esterçamento e da aceleração

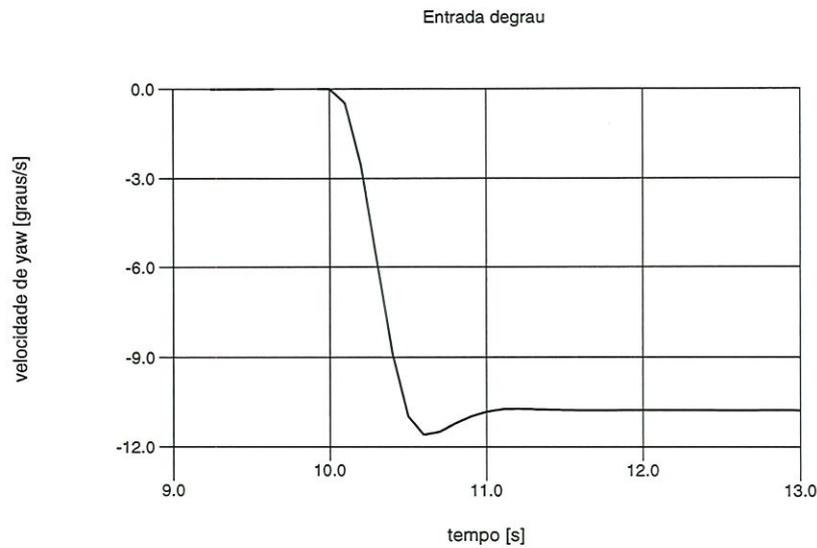


Figura 4.10: *Yaw rate* para $V = 80 \text{ km/h}$ e $\delta_{\text{direcao}} = 40^\circ$

lateral, para uma trajetória de raio constante, variando-se apenas a velocidade longitudinal do veículo. Com isso, este parâmetro será a inclinação da curva do ângulo de esterçamento em função da aceleração lateral:

$$K = \frac{\partial \delta}{\partial a_y} \quad (4.27)$$

onde:

$K \rightarrow$ *understeer gradient*

$\delta \rightarrow$ ângulo de esterçamento

$a_y \rightarrow$ aceleração lateral

Neste teste é necessário medir:

- ângulo de esterçamento; e
- aceleração lateral.

Pode-se também medir a velocidade de *yaw*, a velocidade longitudinal, o ângulo de escorregamento lateral do veículo e o ângulo de rolagem.

Para que o veículo percorresse, com velocidades diferentes, uma curva de raio pré-estabelecido, um módulo de controle (motorista) foi desenvolvido. Este módulo consiste de um controle proporcional e integral do ângulo de esterçamento do veículo em relação ao erro entre a curvatura da trajetória desejada e a curvatura da trajetória sendo percorrida pelo veículo.

Análise dos resultados

Os valores da aceleração lateral e do ângulo de esterçamento obtidos para uma curva de raio 50 m, e portanto curvatura $1/50 \text{ m}^{-1}$ se encontram na figura 4.11. Estes resultados foram obtidos variando-se a velocidade do veículo (de 20 a 80 km/h) a cada teste e, anotando-se os valores do ângulo de esterçamento. Estes valores são plotados em função da aceleração lateral também obtida em cada teste.

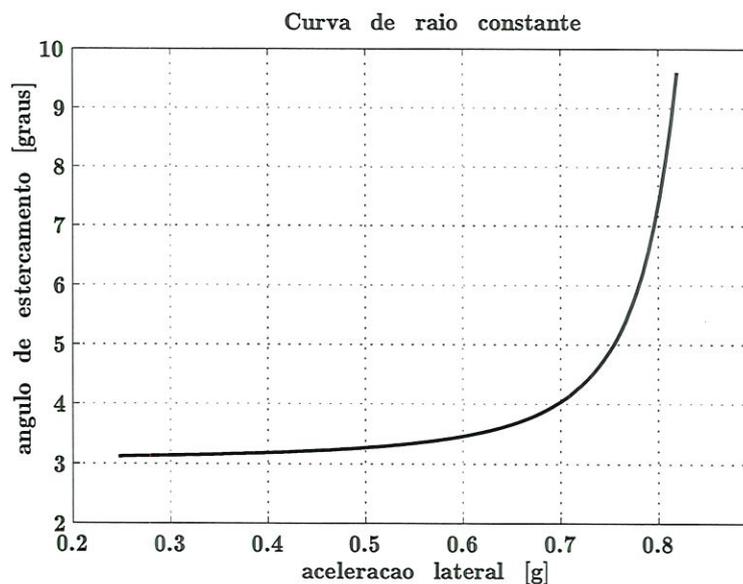


Figura 4.11: Medição do *Understeer Gradient* pelo método de raio constante

Podemos observar que até em torno de 4 m/s^2 ($0,4 \text{ g}$), a inclinação da curva é constante, ou seja, o valor do *understeer gradient* não se altera. A partir desta aceleração lateral, a inclinação da curva não é mais constante, mostrando que o valor do *understeer gradient* se altera. Isto se deve à influência de outros parâmetros tais como as não-linearidades presentes no pneumático, a trans-

ferência lateral de carga e a elasticidade do sistema de esterçamento. A influência destes fatores normalmente aumenta a tendência subesterçante do veículo.

Todos os resultados obtidos com a realização deste teste se encontram no apêndice C.

De acordo com os resultados obtidos, vemos que o veículo estudado apresenta um comportamento subesterçante, como pode ser visto na figura 4.11, onde a curva sempre possui uma inclinação positiva. Assim, podemos calcular a velocidade característica para este veículo, a qual já foi apresentada na seção 4.2.

Sabendo que a distância entre eixos do veículo é $L = 2.47 \text{ m}$ e o raio da curva durante o teste é $R = 50 \text{ m}$, podemos calcular o ângulo de Ackerman, obtido pela equação:

$$\delta_{Ackerman} = 57.3 \frac{L}{R} \quad (4.28)$$

temos então

$$\delta_{Ackerman} = 2.83^\circ$$

A velocidade característica é aquela na qual o ângulo de esterçamento requerido para realizar uma dada curva é duas vezes o ângulo de Ackerman. Para tal valor, obtemos uma aceleração lateral de aproximadamente 7.6 m/s^2 , através do gráfico da figura 4.11. Sabendo que a velocidade

$$V = \sqrt{a_y R}$$

temos, portanto, que a velocidade característica para este veículo será

$$V \simeq 70 \text{ km/h}$$

Foi realizada uma avaliação subjetiva do comportamento do veículo real utilizado neste trabalho, percorrendo com o mesmo, uma trajetória circular de raio constante e variando sua velocidade longitudinal. A medida que se aumentava a velocidade, o ângulo de esterçamento devia ser aumentado para que o veículo permanecesse na trajetória desejada, comprovando sua tendência subesterçante.

Este teste também é utilizado para obter a máxima aceleração lateral alcançada pelo veículo. Isto é feito, aumentando-se a velocidade longitudinal até que o veículo não consiga permanecer na trajetória circular desejada. O veículo utilizado neste trabalho alcançou uma aceleração lateral de $0,82 g$, mostrando boa aproximação com o valor obtido por REVISTA1 (1994) de $0,81 g$.

4.5.3 Dupla mudança de pista

Este procedimento de teste tenta reproduzir uma manobra de ultrapassagem ou de desvio de um obstáculo estacionário. Para a sua execução também foi necessário o uso do modelo do motorista para que o veículo se mantivesse na trajetória desejada. Neste caso, o controle proporcional e integral também age em relação ao erro entre a posição lateral desejada e a posição lateral atual do veículo.

Este teste é muito utilizado em estudos de dirigibilidade por representar bem o comportamento da combinação veículo-motorista. Isto se deve ao fato de que diferentes motoristas podem adotar diferentes estratégias de esterçamento. O uso de um modelo de motorista, neste caso, tem a vantagem de sempre se reproduzir a mesma estratégia de controle.

A trajetória percorrida pelo veículo nesta manobra, com uma velocidade longitudinal de 60 km/h , comparada com a trajetória desejada pode ser vista no gráfico da figura 4.12.

Na figura 4.13 podemos ver o modelo criado no ADAMS durante a

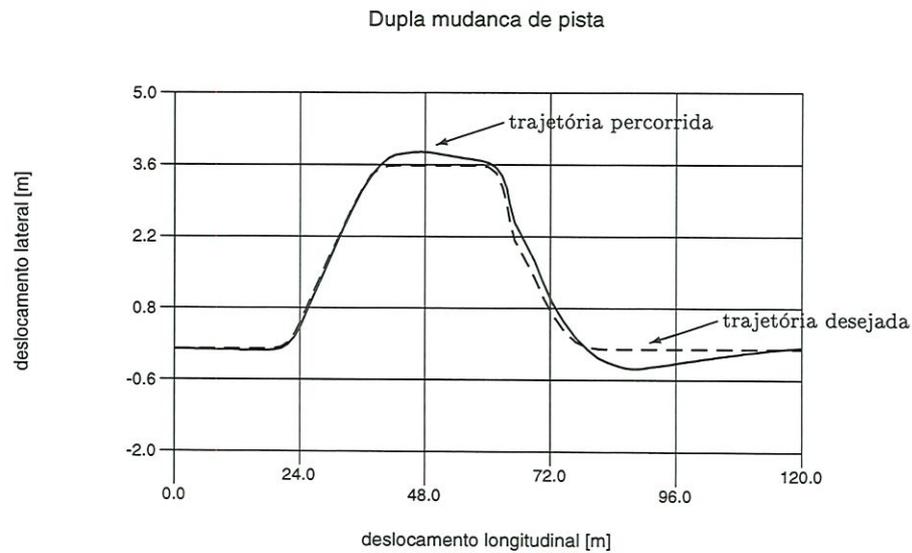


Figura 4.12: Trajetória percorrida e desejada durante o teste

execução desta manobra, e na figura 4.14, se encontra o gráfico da aceleração lateral do veículo.

É importante observar que não existe uma maneira objetiva de avaliar os resultados obtidos com este teste, devido a grande influência das diferentes estratégias de esterçamento que podem ser adotadas por cada motorista. Assim, o objetivo é que o veículo percorra a trajetória desejada sem tocar nos cones, que foram posicionados de acordo com o sugerido por RONITZ (1987).

Outros resultados do teste, como a variação do ângulo de rolagem e a variação da curvatura do veículo, se encontram no apêndice D.

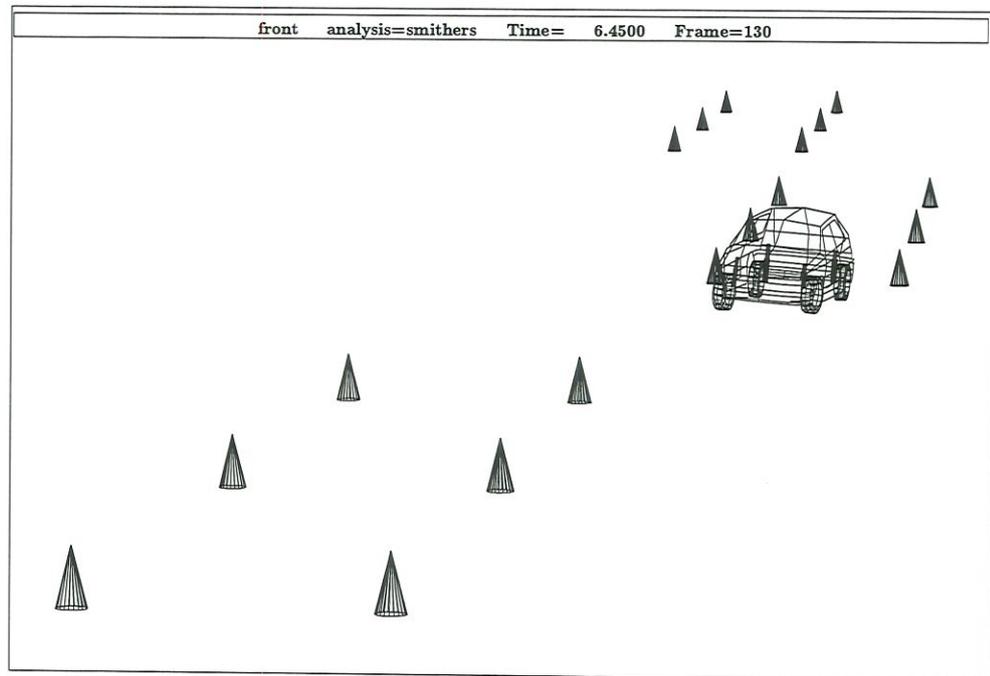


Figura 4.13: Modelo do veículo desenvolvido no ADAMS

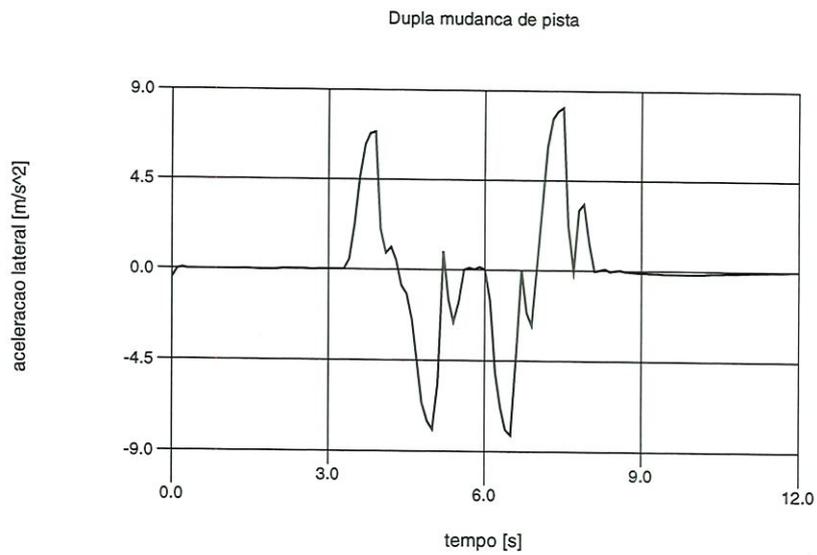


Figura 4.14: Aceleração lateral durante a manobra de dupla mudança de pista

Capítulo 5

Conclusões

O comportamento lateral de um veículo nacional foi estudado com o auxílio de uma ferramenta computacional de modelagem e simulação de sistemas dinâmicos. O modelo foi desenvolvido incluindo os subsistemas de suspensão e de esterçamento. As localizações dos pontos de fixação dos elementos com o chassi, e de todas as outras juntas, utilizados na modelagem, foram obtidas de maneira experimental. Os coeficientes de elasticidade das molas, da barra estabilizadora da suspensão dianteira e a barra de torção da suspensão traseira foram obtidos de forma teórica, através de dados do fabricante e de medições experimentais.

Foram realizadas simulações de testes normalmente empregados em estudos de dirigibilidade:

- Entrada degrau de esterçamento (análise transiente);
- Obtenção do *Understeer Gradient* através do método de curva de raio constante (análise de regime permanente);
- Teste de dupla mudança de pista.

Devido à grande influência do pneumático no comportamento do veículo, foi criado um modelo de uma máquina de testes de pneumáticos, com o

objetivo de obter dados do pneumático utilizado pelo veículo, para o uso com um modelo de pneumático mais adequado, o qual leva em consideração o acoplamento existente entre o escorregamento lateral e longitudinal.

Para a realização dos testes também foi necessário a criação de um modelo de motorista com o objetivo de manter o veículo na trajetória desejada.

Percebemos que o uso de ferramentas computacionais, empregando técnicas de modelagem de sistemas multicorpos, fornece ótimos resultados, podendo ser utilizadas para a previsão do comportamento do veículo em diversas condições de operação, mesmo algumas inviáveis de se realizarem experimentalmente.

Ainda, programas computacionais que apresentam uma interface amigável com o usuário, tornando simples a tarefa de criação e modificação dos modelos, facilitam e reduzem o tempo de estudo da influência de certos parâmetros de projeto nas características de resposta do veículo.

A dificuldade de obtenção dos dados necessários para a criação do modelo foi o principal problema encontrado no desenvolvimento do trabalho. A disponibilidade de poucos resultados experimentais obtidos com o veículo real, como por exemplo, a aceleração lateral máxima alcançada pelo veículo, divulgada por uma revista técnica, não permitiu uma validação ampla do modelo matemático. Porém, podemos notar que os resultados obtidos nas simulações são coerentes quando comparados a dados medidos em veículos de características semelhantes e a uma avaliação subjetiva do comportamento do veículo utilizado.

O modelo desenvolvido neste trabalho poderá ser utilizado em trabalhos futuros, para a incorporação de outros subsistemas do veículo, como por exemplo, motor e sistema de transmissão, para estudos de dinâmica longitudinal. Também pode fornecer valores de esforços atuantes nos componentes da suspensão para possíveis análises estruturais por elementos finitos.

Referências bibliográficas

- ALLEN, R. W.; MAGDALENO, R. E.; ROSENTHAL, T. J.; KLYDE, D. H.; HOGUE, J. R. (1995). Tire Modeling Requirements for Vehicle Dynamics Simulation. *Society of Automotive Engineering*, vol. Paper No. 950312 (SP-1074).
- ALLEN, R. W.; ROSENTHAL, T. J. (1993). A Computer Simulation Analysis of Safety Critical Maneuvers for Assessing Ground Vehicle Dynamics Stability. *Society of Automotive Engineering*, vol. Paper No. 930760 (SP-950).
- ALLEN, R. W.; ROSENTHAL, T. J. (1994). Requirements for Vehicle Dynamics Simulation Models. *Society of Automotive Engineering*, vol. Paper No. 940175.
- ALLEN, R. W.; ROSENTHAL, T. J.; SZOSTAK, H. T. (1987). Steady State and Transient Analysis of Ground Vehicle Handling. *Society of Automotive Engineering*, vol. Paper No. 870495.
- ALLEN, R. W.; SZOSTAK, H. T.; ROSENTHAL, T. J.; KLYDE, D. H.; OWENS, K. J. (1991). Characteristics Influencing Ground Vehicle Lateral/Directional Dynamic Stability. *Society of Automotive Engineering*, vol. Paper No. 910234.
- BAKKER, E.; NYBORG, L.; PACEJKA, H. B. (1987). Tyre Modelling for Use in Vehicle Dynamics Studies. *Society of Automotive Engineering*, vol. Paper No. 870421.
- BAKKER, E.; PACEJKA, H. B.; LIDNER, L. (1989). A New Tire Model with an

- Application in Vehicle Dynamics Studies. *Society of Automotive Engineering*, vol. Paper No. 890087.
- BERNARD, J. E.; CLOVER, C. L. (1995). Tire Modeling for Low-Speed and High-Speed Calculations. *Society of Automotive Engineering*, vol. Paper No. 950311 (SP-1074).
- CANALE, A. C. (1989). *Automobilística : Dinâmica e Desempenho*. Érica, São Paulo.
- CHIESA, A.; RINONAPOLI, L. (1967). Vehicle Stability Studied with a Non-Linear Seven Degree Model. *Society of Automotive Engineering*, vol. Paper No. 670476.
- CLOVER, C. L.; BERNARD, J. E. (1993). The Influence of Lateral Load Transfer Distribution on Directional Response. *Society of Automotive Engineering*, vol. Paper No. 930763 (SP-950).
- COSTA, A. N. (1992). Application of Multibody System (MBS) Techniques to Automotive Vehicle Chassis Simulation for Motion Control Studies. *Ph.D. Thesis*, vol. University of Warwick, Coventry, England.
- DICKISON, J. G.; YARDLEY, A. J. (1993). Development and Application of a Functional Model to Vehicle Development. *Society of Automotive Engineering*, vol. Paper No. 930835 (SP-950).
- FURUKAWA, Y. (1985). Practical Vehicle Mathematical Models Effective for Evaluating Handling Quality Corresponding to Various Driving Conditions. *Society of Automotive Engineering*, vol. Paper No. 851238.
- GHAZIZADEH, A.; FAHIM, A. (1996). Neural networks representation of a vehicle model: 'Neuro-Vehicle (NV)'. *International Journal of Vehicle Design*, vol. v.17.
- GILLESPIE, T. D. (1992). *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Society of Automotive Engineers, Inc., Warrendale.

- GIM, G.; NIKRAVESH, P. E. (1991a). An Analytical Model of Pneumatic Tyres for Vehicle Dynamic Simulations. Part 1: Pure Slips. *Vehicle Design*, vol. 11.
- GIM, G.; NIKRAVESH, P. E. (1991b). An Analytical Model of Pneumatic Tyres for Vehicle Dynamic Simulations. Part 2: Comprehensive slips. *Vehicle Design*, vol. 12.
- GIM, G.; NIKRAVESH, P. E. (1991c). An Analytical Model of Pneumatic Tyres for Vehicle Dynamic Simulations. Part 3: Validation Against Experimental Data. *Vehicle Design*, vol. 12.
- HEYDINGER, G. J.; GARROTT, W. R.; CHRSTOS, J. P. (1991). The Importance of Tire Lag on Simulated Transient Vehicle Response. *Society of Automotive Engineering*, vol. Paper No. 910235.
- HEYDINGER, G. J.; GRYGIER, P. A.; LEE, S. (1993). Pulse Testing Techniques Applied to Vehicle Handling Dynamics. *Society of Automotive Engineering*, vol. Paper No. 930828 (SP-950).
- HOFFMANN, M.; FISCHER, E.; RICHTER, B. (1991). The Incorporation of Tire Models into Vehicle Simulations. *1st International Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis*.
- HUANG, F.; CHEN, J. R.; TSAI, L.-W. (1993). The Use of Random Steer Test Data for Vehicle Parameter Estimation. *Society of Automotive Engineering*, vol. Paper No. 930830 (SP-950).
- ISO International Standard (1982). *4138: Road Vehicles - Steady state circular test procedure*.
- ISO Draft International Report (1986). *7401: Road Vehicles - Lateral Transient Response Test Method*.
- KAEPPLER, W. D.; GODTHELP, H. (1988). Effects of tyre pressure variations on vehicle handling. *International Journal of Vehicle Design*, vol. v.9.

- KUNKEL, D. T.; LEFFERT, R. L. (1988). Objective Directional Response Testing. *Society of Automotive Engineering*, vol. Paper No. 885008.
- LEE, S.; HEYDINGER, G. J.; GUENTHER, D. A. (1995). The Application of Pulse Input Techniques to the Study of Tire Lateral Force and Self-Aligning Moment Dynamics in the Frequency Domain. *Society of Automotive Engineering*, vol. Paper No. 950317 (SP-1074).
- LEE, Y.-L.; DZIUBA JR., J. C.; LU, M.-W. (1996). Vehicle handling design process using DOE. *International Journal of Vehicle Design*, vol. v.17.
- LUGNER, P. (1982). Horizontal Motion of Automobiles. *CISM*, vol. v.274.
- LUKOWSKI, S. A.; FIEDLER, R. A.; CLAAR, P. W. (1991). An Investigation of a Road-Vehicle Directional Behaviour Under Steady-State Conditions. *Society of Automotive Engineering*, vol. Paper No. 911872.
- MACADAM, C. C. (1989). The Interaction of Aerodynamic Properties and Steering System Characteristics of Passenger Car Handling. *11th IAVSD Symposium*.
- MASTINU, G.; FAINELLO, M. (1992). Study of the Pneumatic Tyre Behaviour on Dry and Rigid Road by Finite Element Method. *Vehicle System Dynamics*, vol. v.21.
- MECHANICAL DYNAMICS, INC (1994a). *ADAMS/Solver Reference Manual - Version 8.0*.
- MECHANICAL DYNAMICS, INC (1994b). *ADAMS/Tire Option - Version 8.0*.
- MECHANICAL DYNAMICS, INC (1994c). *ADAMS/Vehicle User's Guide - Version 8.0*.
- MECHANICAL DYNAMICS, INC (1994d). *ADAMS/View User's Reference Manual - Version 8.0*.
- MECHANICAL DYNAMICS, INC (1994e). *An Overview of How to Use ADAMS/Solver - Version 8.0*.

- NAUDE, A. F.; STEYN, J. L. (1993). Objective Evaluation of the Simulated Handling Characteristics of a Vehicle in a Double Lane Change Manoeuvre. *Society of Automotive Engineering*, vol. Paper No. 930826 (SP-950).
- PACEJKA, H. B.; BAKKER, E. (1991). The Magic Formula Tyre Model. *1st International Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis*.
- PALKOVICS, L.; EL-GINDY, M. (1993). Neural network representation of tyre characteristics: the Neuro- Tyre. *International Journal of Vehicle Design*, vol. v.14.
- PALKOVICS, L.; EL-GINDY, M.; PACEJKA, H. B. (1994). Modelling of the cornering characteristics of tyres on an uneven road surface: a dynamic version of the 'Neuro-Tyre'. *International Journal of Vehicle Design*, vol. v.15.
- REVISTA OFICINA MECANICA (1994). *Setembro, n.96*.
- REVISTA QUATRO RODAS (1994). *Setembro, n.410*.
- RIEDE, P. M.; LEFFERT, R. L.; COBB, W. A. (1984). Typical Vehicle Parameters for Dynamics Studies Revised for the 1980's. *Society of Automotive Engineering*, vol. Paper No. 840561.
- RONITZ, R. (1987). Objective Test Procedures for the Handling Characteristics of Motor Vehicles and Their International Standardisation. *The Motor Industry Research Association*, vol. 14/87.
- SEGEL, L. (1956). Theoretical Prediction and Experimental Substantiation of the Response of the Automobile to Steering Control. *The Institution of Mechanical Engineering*.
- SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS, INC (1976). *Vehicle Dynamics Terminology - SAE J670e*.
- VAN OOSTEN, J. J. M.; BAKKER, E. (1991). Determination of Magic Tyre Model Parameters. *1st International Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis*.

- VEDAMUTHU, S.; LAW, E. H. (1993). An Investigation of the Pulse Steer Method for Determining Automobile Handling Qualities. *Society of Automotive Engineering*, vol. Paper No. 930829 (SP-950).
- WHITCOMB, D. W.; MILLIKEN, W. F. (1956). Design Implications of a General Theory of Automobile Stability and Control. *The Institution of Mechanical Engineering*.
- XIA, X.; WILLIS, J. N. (1995). The Effects of Tire Cornering Stiffness on Vehicle Linear Handling Performance. *Society of Automotive Engineering*, vol. Paper No. 950313 (SP-1074).
- YAMAZAKI, S.; OGASAWARA, S.; AKASAKA, T. (1988). Lateral stiffness of radial tyres and effect of lowering aspect ratio. *International Journal of Vehicle Design*, vol. v.9.
- ZOMOTOR, A. (1982). Horizontal Motion of Automobiles, Vehicle Handling, Measurement Methods and Experimental Results. *CISM*, vol. v.274.

Apêndice A

Informações sobre o modelo

Object Name : .Gol
Object Type : Model

Part:

Ground_Part_and_Markers	ADAMS ID: 99	TYPE: Part
Left_Lower_A_Arm	ADAMS ID: 1005	TYPE: Part
Right_Lower_A_Arm	ADAMS ID: 1006	TYPE: Part
Left_Spindle	ADAMS ID: 1003	TYPE: Part
Right_Spindle	ADAMS ID: 1004	TYPE: Part
Left_Strut_Rod	ADAMS ID: 1001	TYPE: Part
Right_Strut_Rod	ADAMS ID: 1002	TYPE: Part
Left_Tie_Rod	ADAMS ID: 1007	TYPE: Part
Right_Tie_Rod	ADAMS ID: 1008	TYPE: Part
Steering_Rack	ADAMS ID: 1014	TYPE: Part
Left_Drag_Strut__front_half_	ADAMS ID: 2003	TYPE: Part
Right_Drag_Strut__front_half_	ADAMS ID: 2004	TYPE: Part
Left_Rear_Spindle	ADAMS ID: 2001	TYPE: Part
Right_Rear_Spindle	ADAMS ID: 2002	TYPE: Part
Left_Rear_Lower_Strut_Rod	ADAMS ID: 2105	TYPE: Part

Right_Rear_Lower_Strut_Rod	ADAMS ID: 2106	TYPE: Part
Left_Rear_Upper_Strut_Rod	ADAMS ID: 2107	TYPE: Part
Right_Rear_Upper_Strut_Rod	ADAMS ID: 2108	TYPE: Part
Vehicle_Body	ADAMS ID: 100	TYPE: Part

Geometry:

GSPR10044	ADAMS ID: 10044	TYPE: Springdamper Graphic
GSPR10048	ADAMS ID: 10048	TYPE: Springdamper Graphic
GSPR10052	ADAMS ID: 10052	TYPE: Springdamper Graphic
GSPR10056	ADAMS ID: 10056	TYPE: Springdamper Graphic
GSPR22045	ADAMS ID: 22045	TYPE: Springdamper Graphic
GSPR20045	ADAMS ID: 20045	TYPE: Springdamper Graphic
GSPR20049	ADAMS ID: 20049	TYPE: Springdamper Graphic
GSPR20053	ADAMS ID: 20053	TYPE: Springdamper Graphic
GSPR20057	ADAMS ID: 20057	TYPE: Springdamper Graphic

Constraint:

Left_Lower_Ball_Joint	ADAMS ID: 10003	TYPE: Spherical
Left_Lower_Body_Joint	ADAMS ID: 10006	TYPE: Revolute
Right_Lower_Ball_Joint	ADAMS ID: 10013	TYPE: Spherical
Right_Lower_Body_Joint	ADAMS ID: 10016	TYPE: Revolute
Left_Strut_Rod_Body_Mount	ADAMS ID: 10026	TYPE: Universal
Left_Strut_Rod_Spindle_Bushin	ADAMS ID: 10029	TYPE: Cylindrical
Right_Strut_Rod_Body_Mount	ADAMS ID: 10035	TYPE: Universal
Right_Strut_Rod_Spindle_Bushi	ADAMS ID: 10038	TYPE: Cylindrical
JOI10058	ADAMS ID: 10058	TYPE: Universal
JOI10061	ADAMS ID: 10061	TYPE: Spherical
JOI10068	ADAMS ID: 10068	TYPE: Universal
JOI10071	ADAMS ID: 10071	TYPE: Spherical
JOI10078	ADAMS ID: 10078	TYPE: Translational
Left_Body_Pivot	ADAMS ID: 20015	TYPE: Revolute

Left_Spindle_Pivot	ADAMS ID: 20018	TYPE: Fixed
Right_Body_Pivot	ADAMS ID: 20023	TYPE: Revolute
Right_Spindle_Pivot	ADAMS ID: 20026	TYPE: Fixed
Left_Rear_Ball_Joint	ADAMS ID: 21002	TYPE: Spherical
Right_Rear_Ball_Joint	ADAMS ID: 21005	TYPE: Spherical
Left_Upper_Body	ADAMS ID: 21010	TYPE: Universal
Right_Upper_Body	ADAMS ID: 21013	TYPE: Universal
Left_Lower_Upper	ADAMS ID: 21016	TYPE: Cylindrical
Right_Lower_Upper	ADAMS ID: 21019	TYPE: Cylindrical
MOT1	ADAMS ID: 1	TYPE: Motion

Force:

TIR1	ADAMS ID: 1	TYPE: Tire
TIR2	ADAMS ID: 2	TYPE: Tire
TIR3	ADAMS ID: 3	TYPE: Tire
TIR4	ADAMS ID: 4	TYPE: Tire
Left_Spring	ADAMS ID: 10041	TYPE: Translational Springdamper
Right_Spring	ADAMS ID: 10049	TYPE: Translational Springdamper
SPR22042	ADAMS ID: 22042	TYPE: Rotational Springdamper
SPR20042	ADAMS ID: 20042	TYPE: Translational Springdamper
SPR20050	ADAMS ID: 20050	TYPE: Translational Springdamper
Left_Shock	ADAMS ID: 10045	TYPE: Single Component Force
Right_Shock	ADAMS ID: 10053	TYPE: Single Component Force
SF020046	ADAMS ID: 20046	TYPE: Single Component Force
SF020054	ADAMS ID: 20054	TYPE: Single Component Force
VF05	ADAMS ID: 5	TYPE: Force Vector
stab_bar1	ADAMS ID: 20055	TYPE: Single Component Force
stab_bar2	ADAMS ID: 20056	TYPE: Single Component Force
VF06	ADAMS ID: 6	TYPE: Force Vector
ACC	ADAMS ID: 1	TYPE: Acceleration due to gravity

Equation:

driver ADAMS ID: 1 TYPE: Differential Equation

Data Element:

curv_n	ADAMS ID: 1	TYPE: Variable
curv_a	ADAMS ID: 2	TYPE: Variable
steer	ADAMS ID: 3	TYPE: Variable
path_a	ADAMS ID: 4	TYPE: Variable
path_n	ADAMS ID: 5	TYPE: Variable
v_long	ADAMS ID: 6	TYPE: Variable
SPL1	ADAMS ID: 1	TYPE: Spline
SPL3	ADAMS ID: 3	TYPE: Spline
SPL4	ADAMS ID: 4	TYPE: Spline
SPL2	ADAMS ID: 2	TYPE: Spline
SPL5	ADAMS ID: 5	TYPE: Spline
SPL6	ADAMS ID: 6	TYPE: Spline

Finite Element Modeling data:

None.

Multiple Request:

None.

Request:

acceler	ADAMS ID: 1	TYPE: Request
velocity	ADAMS ID: 2	TYPE: Request
displac	ADAMS ID: 3	TYPE: Request
body_left_rear	ADAMS ID: 6	TYPE: Request
body_left_front	ADAMS ID: 7	TYPE: Request
roll	ADAMS ID: 10	TYPE: Request
Left_Spring_Force	ADAMS ID: 11	TYPE: Request

Right_Spring_Force	ADAMS ID: 12	TYPE: Request
Left_Rear_Spring_Force	ADAMS ID: 13	TYPE: Request
Right_Rear_Spring_Force	ADAMS ID: 14	TYPE: Request
Left_Shock_Force	ADAMS ID: 15	TYPE: Request
Right_Shock_Force	ADAMS ID: 16	TYPE: Request
Left_Rear_Shock_Force	ADAMS ID: 17	TYPE: Request
Right_Rear_Shock_Force	ADAMS ID: 18	TYPE: Request
Long_Force	ADAMS ID: 22	TYPE: Request
Left_Steering_Angle	ADAMS ID: 23	TYPE: Request
Right_Steering_Angle	ADAMS ID: 24	TYPE: Request
Yaw_Rate	ADAMS ID: 25	TYPE: Request
Left_Front_Wheel_Center	ADAMS ID: 26	TYPE: Request
Left_Rear_Wheel_Center	ADAMS ID: 27	TYPE: Request
Steering_Force	ADAMS ID: 28	TYPE: Request
path_actual	ADAMS ID: 29	TYPE: Request
path_nominal	ADAMS ID: 30	TYPE: Request
curv_nominal	ADAMS ID: 31	TYPE: Request
curv_actual	ADAMS ID: 32	TYPE: Request
St_Rack	ADAMS ID: 33	TYPE: Request
Steering_Wheel_Angle	ADAMS ID: 34	TYPE: Request
Sideslip	ADAMS ID: 35	TYPE: Request

Apêndice B

Resposta transiente com entrada degrau

Apresentação dos resultados

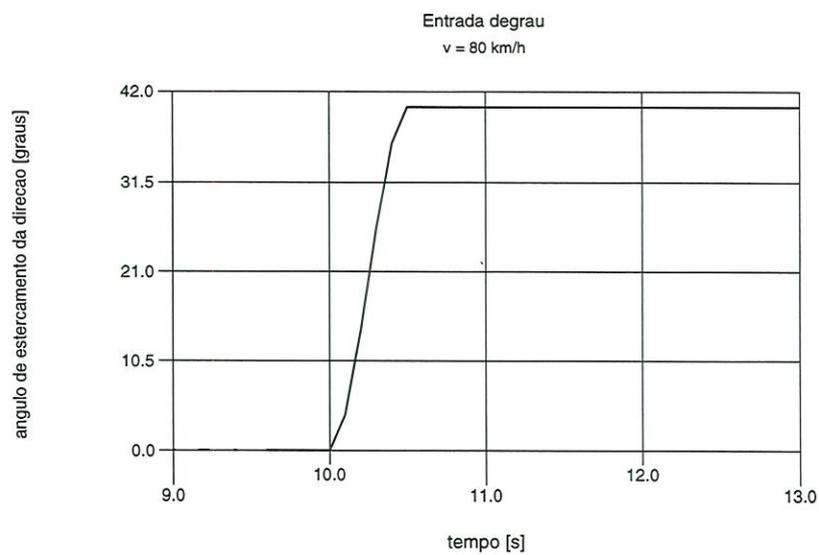


Figura B.1: Entrada do ângulo de esterçamento da direção

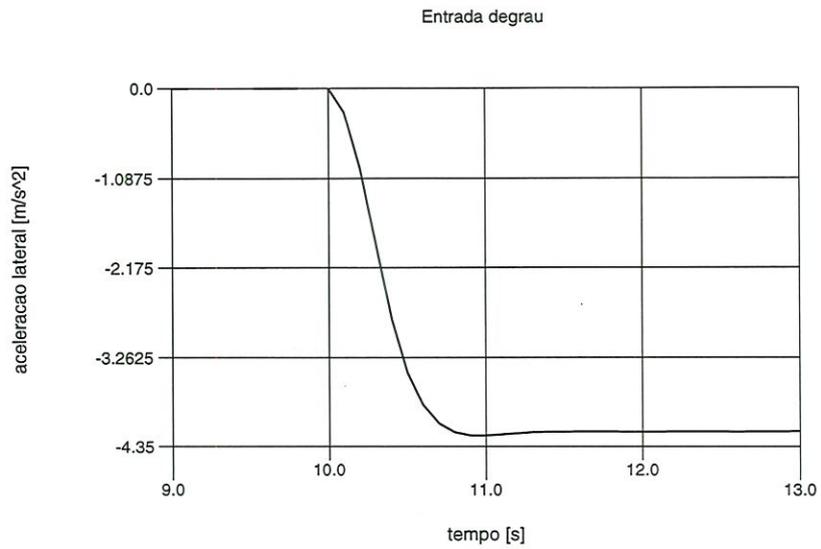


Figura B.2: Aceleração lateral

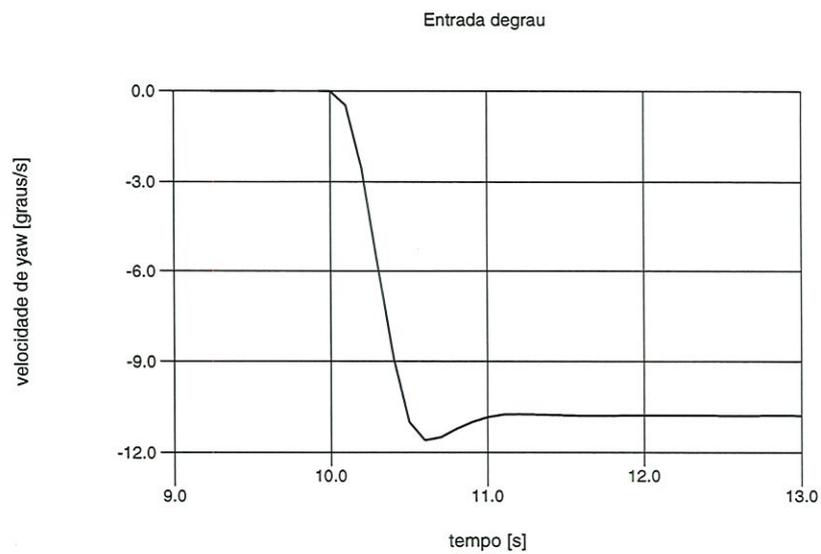


Figura B.3: Yaw rate

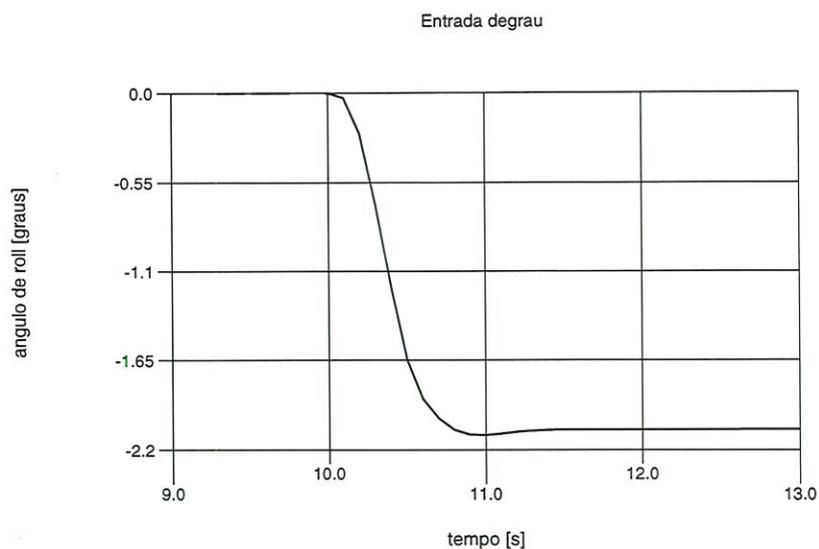


Figura B.4: Ângulo de *roll*

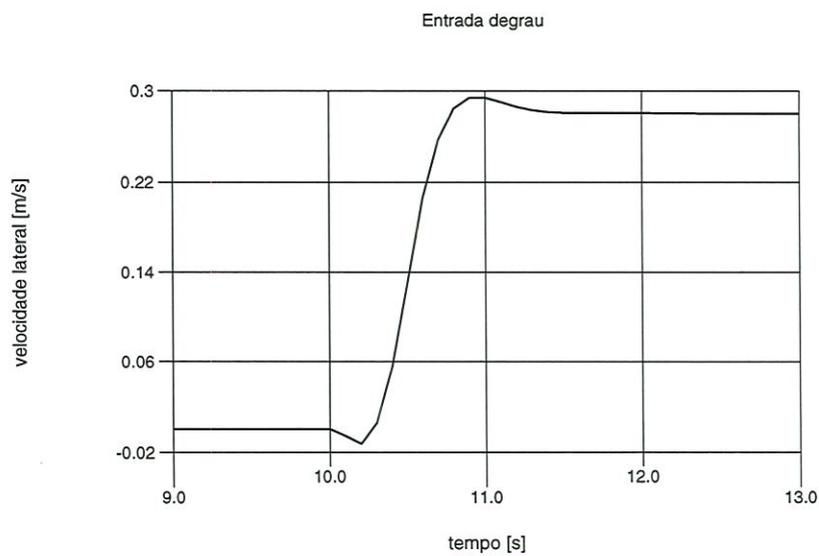


Figura B.5: Velocidade lateral

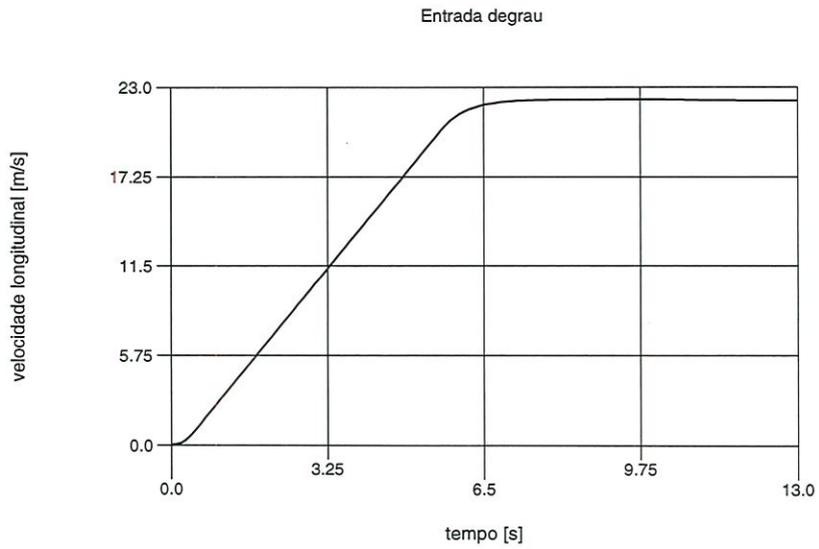


Figura B.6: Velocidade longitudinal

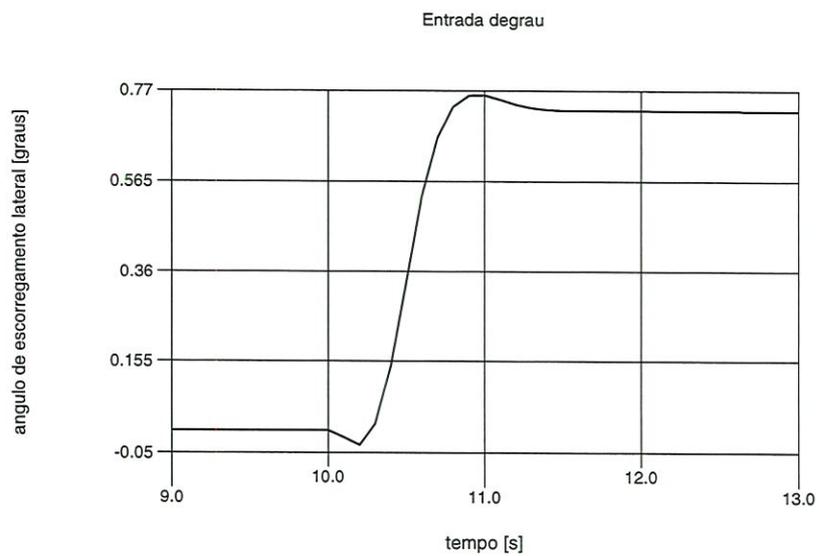


Figura B.7: Ângulo de escorregamento lateral

Apêndice C

Resposta de regime permanente

Apresentação dos resultados

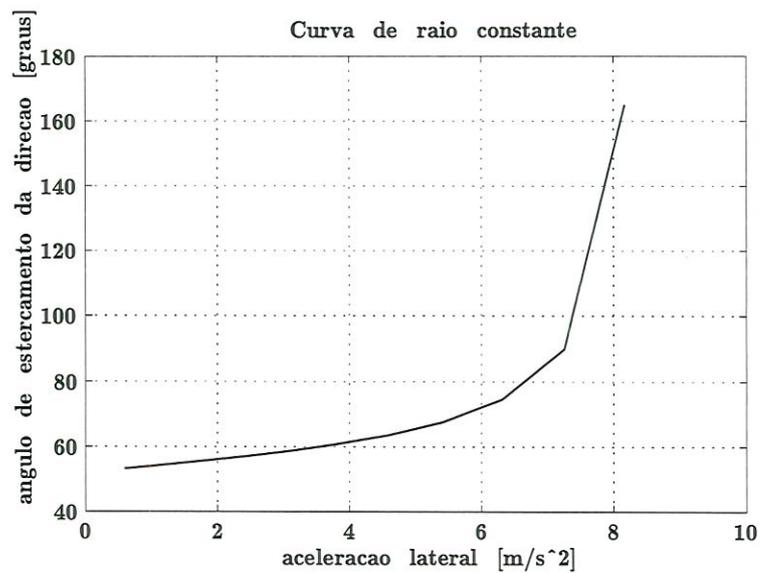


Figura C.1: Característica do ângulo de esterçamento

Tabela C.1: Resultados do teste de curva de raio constante

velocidade longitudinal [km/h]	ângulo de esterçamento [graus]	ângulo de escorregamento lateral [graus]	aceleração lateral [m/s ²]	yaw rate [graus/s]	ângulo de rolagem [graus]
20	53,269	1,4678	0,5954	6,2865	0,2978
25	53,938	1,3424	0,94505	7,8751	0,4685
30	54,778	1,1854	1,3653	9,4598	0,6773
35	55,793	0,9974	1,8588	11,042	0,9235
40	57,054	0,7758	2,4267	12,6210	1,2074
45	58,629	0,5175	3,0725	14,199	1,5287
50	60,700	0,2143	3,7898	15,777	1,8897
55	63,457	-0,1363	4,5681	17,317	2,2817
60	67,575	-0,55603	5,4099	18,857	2,7118
65	74,572	-1,0726	6,3141	20,378	3,1762
70	89,965	-1,7288	7,258	21,836	3,6662
75	164,91	-2,4557	8,1699	23,120	4,1393
80	182,59	-2,6528	8,1944	21,773	4,1546

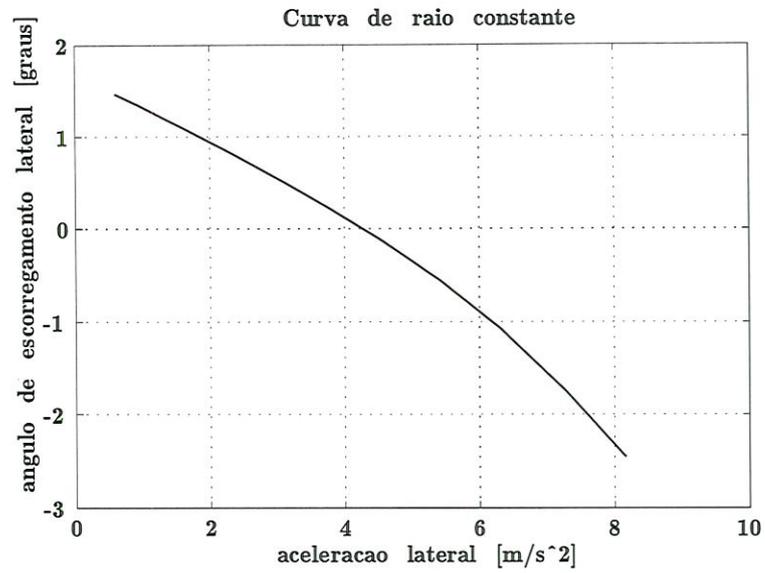


Figura C.2: Característica do ângulo de escorregamento lateral

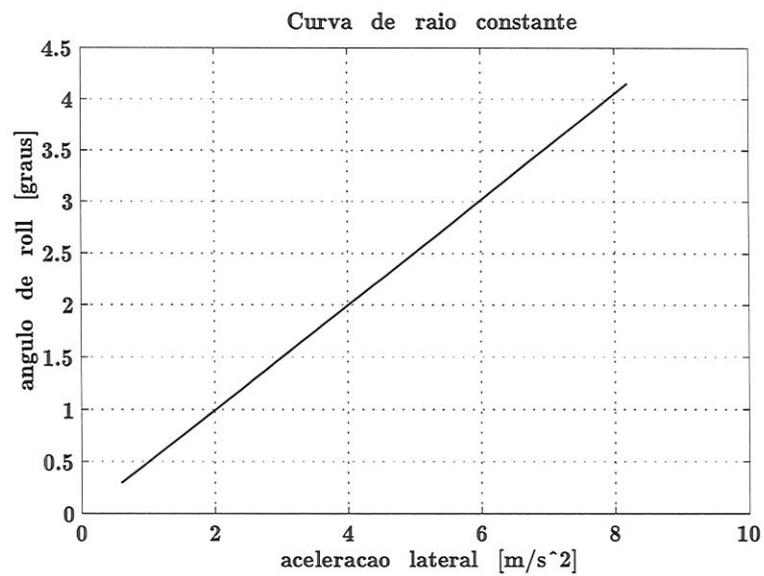


Figura C.3: Característica do ângulo de *roll*

Apêndice D

Dupla mudança de pista

Apresentação dos resultados

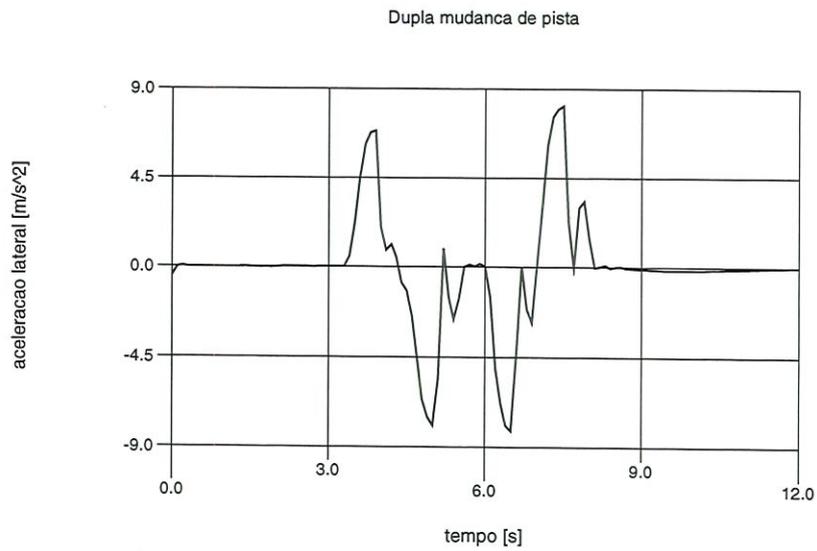


Figura D.1: Aceleração lateral

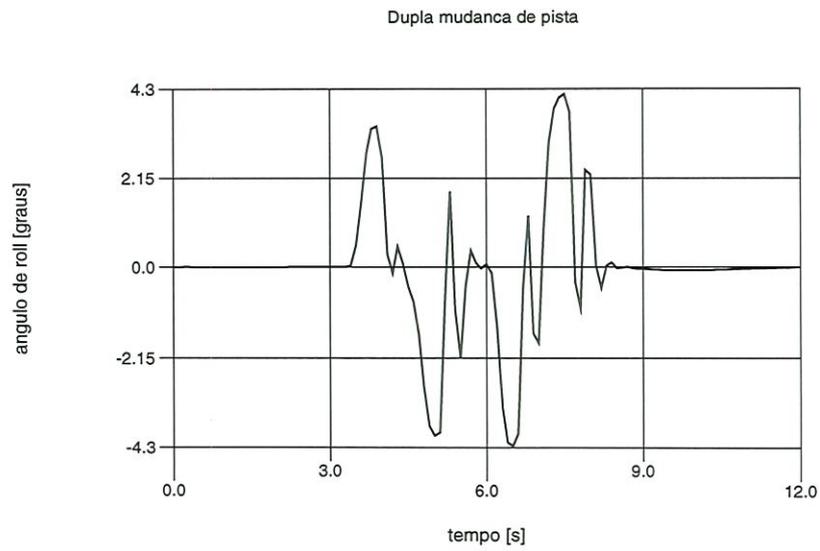


Figura D.2: Ângulo de *roll*

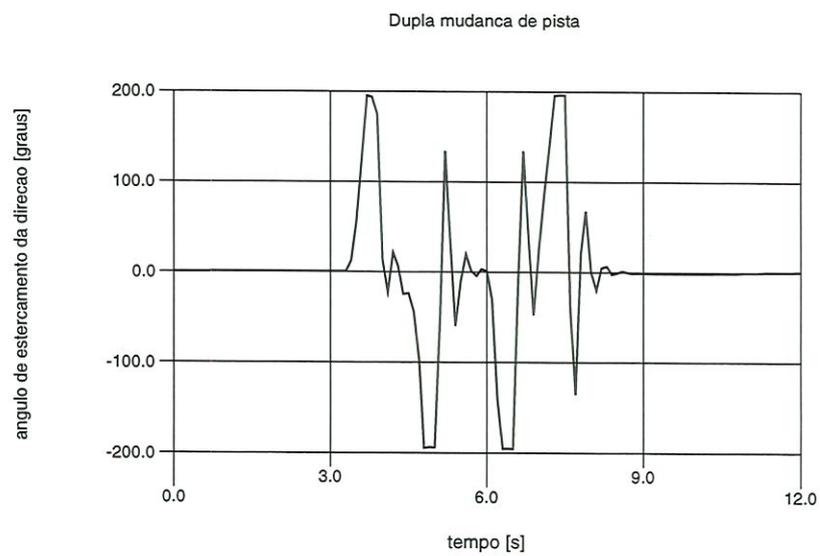


Figura D.3: Ângulo de esterçamento da direção

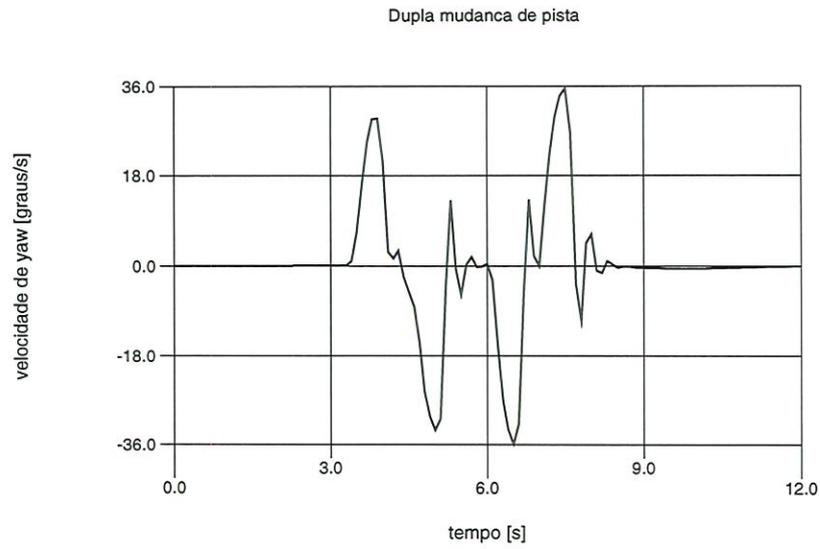


Figura D.4: *Yaw rate*

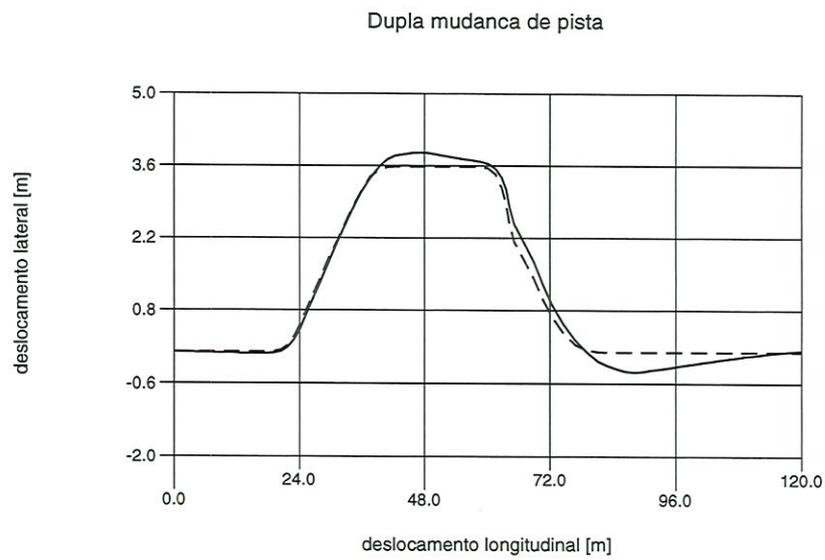


Figura D.5: Trajetória desejada e realizada



Figura D.6: Curvatura desejada e realizada