Campus de São Carlos

ESTUDO DO ESTERÇAMENTO NAS QUATRO RODAS
DE UM VEÍCULO AUTOMOTIVO BASEADO EM DUAS
ESTRATÉGIAS DE CONTROLE DA LITERATURA

LUCIANA DE MORAES GAMBA
HUTTENLOCHER

Orientador: Prof. Dr. Álvaro Costa Neto

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

**ESCOLA DE ENGENHARIA
DE SÃO CARLOS**

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ESTUDO DO ESTERÇAMENTO NAS
QUATRO RODAS DE UM VEÍCULO
AUTOMOTIVO BASEADO EM DUAS
ESTRATÉGIAS DE CONTROLE DA
LITERATURA

LUCIANA DE MORAES GAMBA HUTTENLOCHER

Mestre em Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Dr. Álvaro Costa Neto

São Carlos, SP

Outubro 2001

Serviço de Pós-Graduação EESC/USP

EXEMPLAR REVISADO

Data de entrada no Serviço: 12/11/01

Ass: Guilherme

DEDALUS - Acervo - EESC

31100036829

Classe	TESE-EESC
Cutt.	12659
Tombo	T0256/01

12 12 845

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

H982e Hunttenlocher, Luciana de Moraes Gamba
Estudo do esterçamento nas quatro rodas de um
veículo automotivo baseado em duas estratégias de
controle da literatura / Luciana de Moraes Gamba
Hunttenlocher. -- São Carlos, 2001.

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

Área: Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Álvaro Costa Neto.

1. Esterçamento nas quatro rodas. 2. Dinâmica
lateral. 3. Dinâmica de veículos. 4. Multicorpos.
5. MBS. 6. Modelagem. 7. Simulação. I. Título.

A meu esposo, Luis Carlos, a minha filha, Carolina, e a toda minha família.

Agradecimentos

Ao Prof. Dr. Álvaro Costa Neto, pela amizade, por me oferecer a oportunidade de realizar este trabalho, e por sua ajuda e orientação.

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

À minha família, pela paciência, compreensão, apoio e incentivo.

Aos colegas de trabalho, pela compreensão e colaboração.

Aos colegas de pós-graduação, pelo incentivo e colaboração.

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

À Deus, por tudo.

Sumário

Agradecimentos	i
Sumário	ii
Resumo	v
Abstract	vii
Lista de Figuras	viii
Lista de Variáveis	xii
1 Introdução	1
1.1 Objetivo	2
1.2 Organização do Trabalho	2
2 Revisão Bibliográfica	4
2.1 Introdução	4
2.2 Dinâmica Lateral de Veículos	4
2.2.1 Aspectos Fundamentais da Dinâmica Lateral	5

2.3	Esterçamento nas Quatro Rodas	18
2.3.1	A Influência do Esterçamento Adicional das Rodas Traseiras na Dinâmica Lateral	19
2.3.2	Estratégias de Controle Utilizadas	24
2.3.3	Testes Utilizados na Avaliação do Comportamento Lateral do Veículo 4WS	43
3	Modelo Matemático Não Linear do Veículo	45
3.1	Introdução	45
3.2	Modelagem Matemática	45
3.3	Implementação do Modelo do Veículo	47
3.4	Modelo Matemático do Veículo	48
3.4.1	Modelo do Veículo	49
3.4.2	Modelo Topológico	52
4	Simulações e Análise dos Resultados	55
4.1	Introdução	55
4.2	Estratégia de Controle de Esterçamento das Rodas Traseiras . . .	55
4.3	Simulações Realizadas	57
4.4	Análise dos Resultados	61
4.4.1	Resposta Transitória	61
4.4.2	Resposta de Regime Permanente	62
5	Conclusões	65

Referências Bibliográficas	68
A Detalhes do Modelo Matemático	73
B Resultados do Modelo do Veículo 2WS	77
C Resultados do Modelo do Veículo 4WS - Estratégia I	83
D Resultados do Modelo do Veículo 4WS - Estratégia II	90
E Resultados comparativos entre as estratégias	97

Resumo

HUTTENLOCHER, L. M. G., *Estudo do esterçamento nas quatro rodas de um veículo automotivo baseado em duas estratégias de controle da literatura*, Dissertação (Mestrado), Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2001.

O comportamento da dinâmica lateral de veículos automotivos com esterçamento nas quatro rodas é estudado com o auxílio de uma ferramenta computacional de modelagem e simulação de sistemas multicorpos. São utilizadas duas estratégias de controle do esterçamento das rodas traseiras para a avaliação de suas principais características. Uma das estratégias esterça as rodas traseiras em função do ângulo de esterçamento do volante, e a outra esterça as rodas traseiras em função do ângulo de esterçamento do volante e da velocidade longitudinal do veículo. O teste utilizado para as análises é a entrada degrau de esterçamento, onde é avaliada a resposta transitória e de regime da aceleração lateral, da velocidade de guinada e do ângulo de rolagem dos veículos. Os resultados das simulações mostram que os veículos com esterçamento nas quatro rodas têm o tempo de resposta da velocidade de guinada maior, e da aceleração lateral e do ângulo de rolagem menores que o veículo convencional. Também apresentam uma diminuição no ganho da aceleração lateral, da velocidade de guinada e do ângulo de rolagem. Além disso apresentam uma característica subesterçante mais acentuada. Essas características são mais evidentes no veículo com estratégia de controle função do esterçamento do volante. Os resultados obtidos correspondem ao comportamento dos veículos com esterçamento nas quatro rodas apresentado na literatura.

Palavras-chave: estercamento nas quatro rodas, dinâmica lateral, dinâmica de veículos, multicorpos, MBS, modelagem, simulação.

Abstract

HUTTENLOCHER, L. M. G., *Four wheel steering study of an automotive vehicle based on two control strategies of literature*, Dissertação (Mestrado), Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2001.

The lateral dynamic behavior of the automotive vehicles is studied with the aid of a computational tool for multibody systems modeling and simulation. Two rear wheel steering control strategies are used for evaluation of the main four wheel steering characteristics. One strategy steer the rear wheels as a function of the steering wheel angle, and the other one, steer the rear wheels as a function of the steering wheel angle and the speed. The steer step input is the test used, where the lateral acceleration, the yaw rate and the roll angle transient and steady state response are evaluated. The simulation results show that the four wheel steering vehicles have a slower yaw rate time response, and a fast lateral acceleration and roll angle time response than the conventional vehicle. Also four wheel vehicles show a reduction in lateral acceleration, yaw rate and roll angle gain. Moreover they are more understeer than the conventional vehicle. These characteristics are particularly more evident on the vehicle with steer dependent system. The obtained results correspond with four wheel steering vehicles behavior founded in literature.

Keywords: four wheel steering, lateral dynamics, vehicle dynamics, multibody, MBS, modeling, simulation.

Lista de Figuras

2.1	Sistema de coordenadas da SAE [14, GILLESPIE 1992].	6
2.2	Geometria de um veículo realizando curva [14, GILLESPIE 1992].	7
2.3	Propriedade da força lateral do pneu [14, GILLESPIE 1992]. . . .	9
2.4	Modelo de bicicleta realizando curva [14, GILLESPIE 1992]. . . .	10
2.5	Variação do ângulo de esterçamento com a velocidade [14, GILLESPIE 1992].	13
2.6	Ganho da velocidade de guinada como função da velocidade longitudinal [14, GILLESPIE 1992].	16
2.7	Ângulo de escorregamento lateral em curva de baixa velocidade [14, GILLESPIE 1992].	17
2.8	Ângulo de escorregamento lateral em curva em alta velocidade [14, GILLESPIE 1992].	18
2.9	Modelo de bicicleta do veículo com esterçamento traseiro [46, VANDERPLOEG et al. 1988].	21
3.1	Vista geral do veículo (modelo do ADAMS).	48
3.2	Esquema da junta de esterçamento das rodas traseiras [35, PASQUINI 1998].	49
3.3	Curva dos amortecedores [35, PASQUINI 1998].	51

3.4	Modelo topológico do veículo	53
4.1	Estratégia I - Ângulo de esterçamento traseiro como função do ângulo de esterçamento do volante.	56
4.2	Estratégia II - Ganho do esterçamento traseiro (δ_2/δ_{vol}) como função da velocidade longitudinal do veículo.	57
4.3	Curva da velocidade longitudinal.	58
4.4	Entrada degrau de deslocamento da cremalheira para esterçamento do volante de 30°.	59
4.5	Comparação da característica de esterçamento dos veículos anali- sados.	60
B.1	Ângulo de esterçamento das rodas dianteiras.	78
B.2	Aceleração lateral do veículo.	78
B.3	Velocidade de guinada.	79
B.4	Ângulo de escorregamento lateral do veículo.	79
B.5	Ângulo de rolagem do veículo.	80
B.6	Trajectoria do veículo.	80
B.7	Aceleração lateral do veículo.	81
B.8	Velocidade de guinada.	81
B.9	Ângulo de escorregamento lateral do veículo.	82
B.10	Trajectoria do veículo.	82
C.1	Ângulo de esterçamento das rodas dianteiras.	84
C.2	Ângulo de esterçamento das rodas traseiras.	84

C.3	Aceleração lateral do veículo.	85
C.4	Velocidade de guinada.	85
C.5	Ângulo de escorregamento lateral do veículo.	86
C.6	Ângulo de rolagem do veículo.	86
C.7	Trajectoria do veículo.	87
C.8	Aceleração lateral do veículo.	87
C.9	Velocidade de guinada.	88
C.10	Ângulo de escorregamento lateral do veículo.	88
C.11	Trajectoria do veículo.	89
D.1	Ângulo de esterçamento das rodas dianteiras.	91
D.2	Ângulo de esterçamento das rodas traseiras.	91
D.3	Aceleração lateral do veículo.	92
D.4	Velocidade de guinada.	92
D.5	Ângulo de escorregamento lateral do veículo.	93
D.6	Ângulo de rolagem do veículo.	93
D.7	Trajectoria do veículo.	94
D.8	Aceleração lateral do veículo.	94
D.9	Velocidade de guinada.	95
D.10	Ângulo de escorregamento lateral do veículo.	95
D.11	Trajectoria do veículo.	96
D.12	Ângulo de esterçamento das rodas traseiras.	96

E.1	Aceleração lateral do veículo.	98
E.2	Velocidade de guinada.	98
E.3	Ângulo de escorregamento lateral do veículo.	99
E.4	Ângulo de rolagem do veículo.	99
E.5	Trajetória do veículo.	100
E.6	Ângulo de esterçamento Traseiro.	100
E.7	Aceleração lateral do veículo.	101
E.8	Velocidade de guinada.	101
E.9	Ângulo de escorregamento lateral do veículo.	102
E.10	Ângulo de rolagem do veículo.	102

Lista de Variáveis

- $a_y \Rightarrow$ aceleração lateral;
- $b \Rightarrow$ distância do eixo dianteiro ao CG do veículo;
- $c \Rightarrow$ distância do eixo traseiro ao CG do veículo;
- $C\alpha \Rightarrow$ rigidez lateral dos pneus;
- $F_y \Rightarrow$ força lateral dos pneus;
- $g \Rightarrow$ aceleração da gravidade;
- $k \Rightarrow$ razão entre o ângulo de esterçamento traseiro e o dianteiro;
- $K \Rightarrow$ gradiente subesterçante;
- $L \Rightarrow$ entre-eixos do veículo;
- $M \Rightarrow$ massa do veículo;
- $r \Rightarrow$ velocidade de guinada;
- $R \Rightarrow$ raio da curva;
- $t \Rightarrow$ bitola do veículo;
- $V \Rightarrow$ velocidade longitudinal do veículo;
- $V_{carac} \Rightarrow$ velocidade característica do veículo;
- $V_{crit} \Rightarrow$ velocidade crítica do veículo;
- $W \Rightarrow$ peso do veículo;

- $\alpha \Rightarrow$ ângulo de escorregamento do pneu;
- $\beta \Rightarrow$ ângulo de escorregamento lateral do veículo;
- $\delta \Rightarrow$ ângulo de Ackerman;
- $\delta_1 \Rightarrow$ ângulo de esterçamento dianteiro;
- $\delta_2 \Rightarrow$ ângulo de esterçamento traseiro;
- $\delta_{vol} \Rightarrow$ ângulo de esterçamento do volante;
- $\delta_o \Rightarrow$ ângulo de esterçamento da roda externa à curva;
- $\delta_i \Rightarrow$ ângulo de esterçamento da roda interna à curva;

Capítulo 1

Introdução

O objetivo da engenharia automotiva é tornar o veículo mais seguro, mais fácil de operar, mais confortável, aumentar seu desempenho, minimizar sua emissão, e reduzir a relação custo/benefício. Para alcançar esses objetivos conflitantes, diferentes técnicas, com crescente complexidade vêm sendo utilizadas. Dentre elas incluem-se o desenvolvimento tecnológico em pneumáticos, motor e transmissão, o desenvolvimento de sistemas de suspensão, o uso de novos materiais para diminuição de peso, a aplicação da microeletrônica, e a mudança no projeto do veículo para melhorar a aerodinâmica.

No início da década de 70 houve um rápido aumento na aplicação de técnicas de controle automático em veículos automotivos, principalmente em motores. Posteriormente, motivado pela legislação de anti-emissão norte-americana, outros desenvolvimentos surgiram em controle de veículos, porém de maneira isolada em subsistemas do veículo como a suspensão, o sistema de freios e direção. Uma tendência mundial visando atingir os objetivos acima estabelecidos é a introdução do controle integrado em veículos que leva em conta a interação dos subsistemas de forma capaz de coordenar a ação de cada subsistema.

Neste sentido já existem produtos comerciais como sistemas de injeção e de ignição que controlam a ação do motor, o sistema de freios antiblocante (ABS) e o sistema antiderrapante (ASR - *Acceleration Slip Regulation*) que controlam o sistema de freios e de tração, que mostram a integração existente nos veículos

atuais.

Um veículo pode ser manobrado mais facilmente pelo motorista se seu comportamento em pista corresponder a suas expectativas [21, KUDRITZKI e WILLUMEIT 1988]. A alta porcentagem de falha humana como causa de acidentes indica que muito ainda pode ser feito no campo de segurança ativa de forma a produzir um veículo que para o motorista pode ser melhor controlado em situações de eminência de acidentes. A literatura mostra citação a veículos com controle de estabilidade integrado com o objetivo de aumentar a segurança e melhorar a manobrabilidade do veículo. Dentro deste contexto o esterçamento independente das rodas de um veículo é mais uma ferramenta que fornece a flexibilidade necessária para a otimização da dirigibilidade.

1.1 Objetivo

O objetivo desse trabalho é fazer um estudo das características da dinâmica lateral de veículos automotivos com esterçamento nas quatro rodas, através da avaliação de estratégias de controle do esterçamento adicional encontradas na literatura. Para tanto, utiliza-se um aplicativo de sistemas multicorpos para a modelagem e simulação do veículo.

1.2 Organização do Trabalho

O Capítulo 2 faz uma breve revisão do esterçamento nas quatro rodas e suas estratégias de controle para fornecer um suporte no desenvolvimento do trabalho, e também apresenta os aspectos fundamentais da dinâmica lateral de veículos automotivos.

Para destacar os aspectos básicos do processo de modelagem matemática e do uso da modelagem de sistema multicorpos, o Capítulo 3 faz uma discussão sobre modelagem matemática e apresenta o modelo matemático do veículo utilizado, além dos dados relacionados ao modelo.

O Capítulo 4 apresenta os procedimentos utilizados e os resultados obtidos nas simulações de testes normalmente empregados na avaliação das características dos veículos com esterçamento nas quatro rodas, e também mostra como as simulações foram implementadas.

E finalmente o Capítulo 5 faz um resumo do trabalho, apresenta suas principais conclusões mostrando algumas possibilidades de continuidade do trabalho.

Capítulo 2

Revisão Bibliográfica

2.1 Introdução

O objetivo deste capítulo é apresentar uma revisão sobre a dinâmica lateral de veículos com esterçamento nas quatro rodas e suas estratégias de controle. Inicialmente são apresentados os aspectos fundamentais da dinâmica lateral de veículos com o intuito de introduzir os conceitos básicos utilizados no decorrer do trabalho.

2.2 Dinâmica Lateral de Veículos

Como mencionado anteriormente, os objetivos principais da engenharia automotiva são tornar os veículos¹ mais seguros, mais fáceis de operar, mais confortáveis, aumentar seu desempenho, minimizar suas emissões, e reduzir a relação custo/benefício. Dentro do projeto de um veículo o estudo da dinâmica lateral tem relevada importância, já que as características de dirigibilidade de um veículo podem ser vistas como sua resposta a entradas do motorista, e a facilidade de controle do veículo por parte do mesmo, o que influencia sua estabilidade lateral.

O termo *handling* ou dirigibilidade é frequentemente comparado com

¹A palavra veículo aqui se refere a um veículo terrestre, movido por atrito, não guiado, rodoviário, de passeio, e com pneumático de borracha.

os termos *cornering*, *turning*, ou resposta direcional, mas existem variações entre esses 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, a habilidade de *cornering* pode ser quantificada pelo nível de aceleração lateral que pode ser sustentado em uma condição estável, e a resposta direcional do veículo pode ser quantificada pelo tempo requerido para a aceleração lateral ser desenvolvida depois de uma entrada de esterçamento. Dirigibilidade, de outro modo, adiciona a esses a qualidade do veículo que realimenta o motorista, afetando a facilidade da tarefa de dirigir ou a habilidade do motorista para manter o controle do veículo. Dirigibilidade implica, então, não apenas na capacidade explícita do veículo, mas na sua contribuição para o desempenho do sistema veículo-motorista [14, GILLESPIE 1992].

Na dinâmica de veículos a interação veículo-motorista-ambiente pode ser visualizada como um modelo em malha fechada, onde o veículo e o motorista recebem entradas do ambiente, e o motorista alimenta o sistema do veículo com entradas, e é realimentado pelo próprio veículo. As principais entradas que o motorista aplica ao veículo são as de deslocamento da direção (ou controle fixo), de torque na direção (ou controle livre), de aceleração, de frenagem, e da transmissão. As principais entradas do ambiente para o veículo são as irregularidades da pista e os distúrbios aerodinâmicos.

No sistema veículo-motorista, embora o motorista seja uma parte ativa, as dinâmicas associadas ao ser humano não serão abordadas devido à grande diversidade de perfis existentes, que torna difícil quantificar a resposta do veículo em malha fechada. Desta forma, o motorista não será considerado, e o veículo será tratado como um sistema isolado, isto é, em malha aberta, solução adotada com frequência em dinâmica de veículos.

2.2.1 Aspectos Fundamentais da Dinâmica Lateral

Os movimentos do veículo são definidos com referência a um sistema de coordenadas ortogonal da mão direita, fixo ao veículo, com origem no seu CG, e que

obedece a convenção da SAE (*Society of Automotive Engineers*) como mostra a figura 2.1.

Figura 2.1: Sistema de coordenadas da SAE [14, GILLESPIE 1992].

onde:

- x - movimento longitudinal, positivo para frente do veículo;
- y - movimento lateral, positivo para o lado direito do veículo;
- z - movimento vertical, positivo para baixo em relação ao veículo;
- p - velocidade de rolagem (*roll*) em torno do eixo x ;
- q - velocidade de arfagem (*pitch*) em torno do eixo y ;
- r - velocidade de guinada (*yaw*) em torno do eixo z .

A dinâmica lateral aborda os aspectos de dirigibilidade, controle e estabilidade laterais do veículo. Assim, dos graus de liberdade do veículo, apenas os movimentos na direção lateral, ou seja, deslocamento, velocidade, e aceleração na direção y , e os movimentos de rotação no eixo z , guinada, e no eixo x , rolagem, são estudados. Para mostrar as características básicas de regime da resposta direcional do veículo, o controle fixo será usado como entrada do sistema.

Um primeiro passo para entender a dinâmica lateral é analisar o comportamento lateral do veículo em baixas velocidades, isto é, velocidade de manobras para estacionar. Em baixas velocidades os pneus não precisam gerar forças laterais, eles rolam sem ângulo de escorregamento. Se as rodas traseiras não esterçam, o centro da curva deve se situar na projeção do eixo traseiro como mostra a figura 2.2.

Figura 2.2: Geometria de um veículo realizando curva [14, GILLESPIE 1992].

Da mesma forma, a perpendicular de cada roda traseira deve passar pelo mesmo ponto, o centro da curva, definindo o ângulo de esterçamento ideal das rodas dianteiras. Assumindo ângulos pequenos, os ângulos de esterçamento podem ser definidos por geometria da seguinte forma:

$$\delta_o \cong \frac{L}{(R + t/2)} \quad (2.1)$$

$$\delta_i \cong \frac{L}{(R - t/2)} \quad (2.2)$$

onde:

$\delta_o \Rightarrow$ ângulo de esterçamento da roda externa à curva;

$\delta_i \Rightarrow$ ângulo de esterçamento da roda interna à curva;

$R \Rightarrow$ raio da curva;

$t \Rightarrow$ bitola do veículo;

$L \Rightarrow$ entre-eixos do veículo.

E o ângulo médio das rodas dianteiras é definido como **Ângulo de Ackerman** [14, GILLESPIE 1992]:

$$\delta \cong L/R \quad (2.3)$$

Em altas velocidades, o equacionamento difere porque a aceleração lateral está presente. E para neutralizar a aceleração lateral, os pneus precisam desenvolver forças laterais, F_y , e para tanto, o pneu sofrerá escorregamento lateral ao mesmo tempo em que rola. O ângulo entre o eixo longitudinal do pneu e seu vetor velocidade é chamado de ângulo de escorregamento, α . Para uma determinada carga no pneu, a força lateral cresce com o ângulo de escorregamento, como mostra a figura 2.3. Em baixos ângulos de escorregamento (menor que 5°) a relação é linear e pode ser descrita da seguinte forma:

$$F_y = C\alpha \quad (2.4)$$

Onde a constante de proporcionalidade $C\alpha$ é chamada de **rigidez lateral** (*cornering stiffness*). A rigidez lateral depende de muitas variáveis, sendo que para um dado pneu, o carregamento e a pressão interna são as principais.

Para fins de análise, é conveniente representar o veículo por um modelo simplificado. Em altas velocidades o raio da curva é muito maior que o entre-eixos do veículo, e assim é possível assumir pequenos ângulos, e a diferença entre o ângulo de esterçamento das rodas dianteiras internas e externas pode ser desprezada. Desta forma será utilizado o modelo de bicicleta para representação do veículo, o qual, desprezando a transferência de carga, e a rolagem, tem as duas rodas dianteiras representadas por uma única, com as propriedades equivalentes

Figura 2.3: Propriedade da força lateral do pneu [14, GILLESPIE 1992].

a das duas, como rigidez lateral, propriedades de inércia, etc. (figura 2.4). A mesma hipótese é adotada para as rodas traseiras.

Para um veículo trafegando com uma velocidade longitudinal V , a soma das forças na direção lateral dos pneus deve ser igual à massa vezes a aceleração centrípeta:²

$$\sum F_y = F_{y1} + F_{y2} = MV^2/R \quad (2.5)$$

Onde:

$V \Rightarrow$ velocidade longitudinal do veículo;

$M \Rightarrow$ massa do veículo.

E para o veículo estar em equilíbrio de momentos em torno do centro de gravidade, a soma dos momentos devido às forças laterais dianteiras e traseiras deve ser zero.

$$F_{y1}b - F_{y2}c = 0 \quad (2.6)$$

²Onde 1 indica dianteiro e 2 indica traseiro.

Figura 2.4: Modelo de bicicleta realizando curva [14, GILLESPIE 1992].

Onde:

$b \Rightarrow$ distância do eixo dianteiro ao CG do veículo;

$c \Rightarrow$ distância do eixo traseiro ao CG do veículo.

Substituindo F_{y1} na equação 2.5:

$$MV^2/R = F_{y2}(c/b + 1) = F_{y2}(b + c)/b = F_{y2}L/b \quad (2.7)$$

$$F_{y2} = Mb/L(V^2/R) \quad (2.8)$$

Conhecendo-se as forças laterais, os ângulos de escorregamento das rodas dianteira e traseira são estabelecidos da equação 2.4:

$$\alpha_1 = W_1 V^2 / (C_{\alpha 1} g R) \quad (2.9)$$

$$\alpha_2 = W_2 V^2 / (C_{\alpha 2} g R) \quad (2.10)$$

onde $W_1/g = Mc/L$ e $W_2/g = Mb/L$ ($g \Rightarrow$ aceleração da gravidade).

Fazendo-se um estudo geométrico da figura 2.4, tem-se:

$$\delta = L/R + \alpha_1 - \alpha_2 \quad (2.11)$$

Substituindo 2.9 e 2.10, obtém-se:

$$\delta = \frac{L}{R} + \frac{W_1 V^2}{C_{\alpha 1} g R} - \frac{W_2 V^2}{C_{\alpha 2} g R}$$

$$\delta = \frac{L}{R} + \left(\frac{W_1}{C_{\alpha 1}} - \frac{W_2}{C_{\alpha 2}} \right) \frac{V^2}{g R} \quad (2.12)$$

Escrevendo a equação anterior de outra forma obtém-se:

$$\delta = \frac{L}{R} + K a_y \quad (2.13)$$

onde

$K = \frac{W_1}{C_{\alpha 1}} - \frac{W_2}{C_{\alpha 2}}$ é o **Gradiente Subesterçante** (*Understeer Gradient*);

$a_y = \frac{V^2}{g R}$ é aceleração lateral.

A medida da resposta de malha fechada mais comumente utilizada é o gradiente subesterçante. O gradiente subesterçante é uma medida do desempenho do veículo sob condições de regime. A equação 2.12 é muito importante para a análise das propriedades de resposta em curvas de um veículo. Ela descreve como o ângulo de esterçamento do veículo deve ser alterado em função do raio de curva, R , ou da aceleração lateral, $V^2/(gR)$. Ela determina a magnitude e a direção das entradas de esterçamento necessárias. Consiste de duas parcelas, cada uma delas é a razão entre o carregamento nos eixos (dianteiro e traseiro)

e a rigidez lateral dos pneus nos respectivos eixos. Desta forma, os parâmetros básicos de estabilidade lateral de um veículo, além das características de massa e inércia são, rigidez lateral total do veículo ($-C_{\alpha Total}/Mg$), a posição do centro de gravidade (a/L), e a razão entre a rigidez lateral traseira e total do veículo ($C_{\alpha 2}/C_{\alpha Total}$). Analisando o gradiente subesterçante, três possibilidades existem:

1. Comportamento Neutro

$$W_1/C_{\alpha 1} = W_2/C_{\alpha 2} \rightarrow K = 0 \rightarrow \alpha_1 = \alpha_2$$

Um veículo com comportamento neutro realizando uma curva de raio constante não precisa de modificação no ângulo de esterçamento se apresentar variação da velocidade longitudinal. Especificamente, o ângulo de esterçamento necessário para realizar a curva será equivalente ao ângulo de Ackerman, L/R . Fisicamente, corresponde a um balanço no veículo de forma que a “força” da aceleração lateral no CG causa um aumento idêntico no ângulo de escorregamento das rodas dianteiras e traseiras.

2. Comportamento Subesterçante

$$W_1/C_{\alpha 1} > W_2/C_{\alpha 2} \rightarrow K > 0 \rightarrow \alpha_1 > \alpha_2$$

Um veículo com comportamento subesterçante realizando uma curva de raio constante, necessita de um aumento do ângulo de esterçamento para um aumento da velocidade longitudinal proporcional à K vezes a aceleração lateral. Neste caso, a aceleração lateral no CG causa um escorregamento lateral das rodas dianteiras maior que das rodas traseiras. Assim, para desenvolver a força lateral necessária nas rodas dianteiras para manter o raio da curva, as rodas dianteiras devem ser esterçadas com um ângulo maior.

3. Comportamento Sobre-esterçante

$$W_1/C_{\alpha 1} < W_2/C_{\alpha 2} \rightarrow K < 0 \rightarrow \alpha_1 < \alpha_2$$

Um veículo com comportamento sobre-esterçante realizando uma curva de raio constante, necessita de um decréscimo do ângulo de esterçamento para um aumento da velocidade longitudinal (e aceleração lateral). Neste caso, a

aceleração lateral no CG causa um ângulo de escorregamento nas rodas traseiras maior que das rodas dianteiras. A projeção da traseira do veículo para fora da curva gira as rodas dianteiras para dentro, diminuindo o raio da curva. O aumento na aceleração lateral faz com que o veículo “saia de traseira”, sendo necessário reduzir o ângulo de esterçamento das rodas dianteiras para manter o mesmo raio da curva.

Esses três comportamentos podem ser visualizados na figura 2.5. Com um veículo de comportamento neutro, o ângulo de esterçamento para qualquer velocidade é o ângulo de Ackerman. Com o comportamento subesterçante, o ângulo aumenta com o quadrado da velocidade, alcançando duas vezes o valor inicial na chamada **velocidade característica**. No caso sobre-esterçante, o ângulo de esterçamento diminui com o quadrado da velocidade e se torna zero na chamada **velocidade crítica**.

Figura 2.5: Variação do ângulo de esterçamento com a velocidade [14, GILLESPIE 1992].

Para um veículo subesterçante, o nível de subesterçamento pode ser quantificado pela velocidade característica, que é simplesmente a velocidade na qual o ângulo de esterçamento requerido para realizar uma determinada curva é duas vezes o ângulo de Ackerman. De outra forma, para um dado ângulo de

esterçamento, a velocidade característica é a velocidade na qual o raio de curva é duas vezes o raio de curva em velocidade muito baixa.

Em velocidade muito baixa, tem-se: $\delta = \delta_{Ackerman} = \frac{L}{R}$

$$\delta = \frac{L}{R} + \frac{KV^2}{gR} \quad (2.14)$$

$$\frac{L}{R} = \frac{L}{2R} + \frac{KV_{carac}^2}{g2R}$$

$$V_{carac} = \sqrt{Lg/K} \quad (2.15)$$

Assim, quanto menor o valor da velocidade característica, mais subesterçante é o veículo.

Para um veículo sobre-esterçante, a velocidade crítica existirá de tal forma que acima dela o veículo se torna instável, isto é, uma pequena entrada de esterçamento resulta numa resposta muito alta (teoricamente infinita) em termos de velocidade de guinada, aceleração lateral, ângulo de escorregamento lateral, etc.

Desta forma, para $\delta \rightarrow 0$ na equação 2.14, tem-se:

$$V_{crit} = \sqrt{-Lg/K} \quad (2.16)$$

Um dos objetivos de se esterçar um veículo é produzir aceleração lateral, assim a equação de realização de curva pode ser usada para examinar o desempenho visto desta perspectiva. A equação 2.13 pode ser resolvida para a razão entre aceleração lateral (a_y) e ângulo de esterçamento, que é o ganho de aceleração lateral:

$$\frac{a_y}{\delta} = \frac{\frac{V^2}{Lg}}{1 + \frac{KV^2}{Lg}} \quad (2.17)$$

Quando K é zero (neutro), o ganho de aceleração lateral é determinado somente pelo numerador, e é diretamente proporcional ao quadrado da velocidade longitudinal. Quando K é positivo (subesterçante), o ganho diminui por causa do segundo termo no denominador, e é sempre menor que para o veículo neutro. Finalmente quando K é negativo (sobre-esterçante), há um aumento do ganho em relação ao neutro. Quando a velocidade chega à velocidade crítica, o segundo termo do denominador se torna 1, e o denominador vai a zero, isto é, ganho infinito.

A segunda razão para se esterçar o veículo é mudar o ângulo de atitude (*head angle*) através do desenvolvimento da velocidade de guinada. A velocidade de guinada, r , é a velocidade de rotação do ângulo de atitude e é dada pela equação:

$$r = V/R \quad (2.18)$$

Substituindo na equação 2.13, tem-se:

$$\frac{r}{\delta} = \frac{V/L}{1 + \frac{KV^2}{Lg}} \quad (2.19)$$

A razão representa o ganho que é proporcional à velocidade no caso de um veículo neutro. Isso é ilustrado na figura 2.6. No caso do veículo sobre-esterçante, o ganho da velocidade de guinada se torna infinito quando a velocidade longitudinal alcança a velocidade crítica. No caso do veículo subesterçante, a velocidade de guinada aumenta com a velocidade longitudinal até a velocidade característica, e então começa a diminuir. Assim a velocidade característica é a velocidade na qual o veículo é mais responsivo em guinada.

Da discussão da característica do comportamento do veículo na realização de curvas, é evidente que quando a aceleração lateral pode ser desprezada, as rodas traseiras têm sua trajetória mais interna à curva que a dianteira. Mas com o aumento da aceleração lateral, a traseira do veículo deve sair para fora da curva para poder desenvolver o ângulo de escorregamento necessário nos pneus

Figura 2.6: Ganho da velocidade de guinada como função da velocidade longitudinal [14, GILLESPIE 1992].

traseiros. Em qualquer ponto do veículo um ângulo de escorregamento lateral pode ser definido como o ângulo entre o eixo longitudinal do veículo e a direção do movimento local. Em geral, o ângulo de escorregamento lateral será diferente em cada ponto do veículo durante a curva. Utilizando o centro de gravidade como um ponto, o ângulo de escorregamento lateral é definido como mostra a figura 2.7. O ângulo de escorregamento lateral é definido positivo para este caso porque a direção do movimento (o vetor velocidade local) é orientado no sentido horário do eixo longitudinal do veículo. Já em alta velocidade o ângulo de escorregamento dos pneus traseiros faz o ângulo de escorregamento lateral no CG se tornar negativo como mostra a figura 2.8.

Para qualquer velocidade o ângulo de escorregamento lateral, β , no CG será:

$$\beta = c/R - \alpha_2 \quad (2.20)$$

$$\beta = c/R - W_2 V^2 / (C_{\alpha 2} g R)$$

Figura 2.7: Ângulo de escorregamento lateral em curva de baixa velocidade [14, GILLESPIE 1992].

Note que a velocidade na qual o ângulo de escorregamento lateral se torna zero é:

$$V_{\beta=0} = \sqrt{gcC_{\alpha 2}/W_2} \quad (2.21)$$

e é independente do raio da curva.

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.

Analisando o veículo de uma forma geral, pode-se dizer que os principais parâmetros de projeto que alteram significativamente o comportamento lateral do veículo são:

- Rigidez lateral dos pneus;
- Posição do centro de massa do veículo;
- Torque auto-alinhante;
- Transferência lateral de carga;
- Sistema de direção;

Figura 2.8: Ângulo de escorregamento lateral em curva em alta velocidade [14, GILLESPIE 1992].

- Sistema de suspensão
- Mudança no ângulo de cambagem;
- Esterçamento devido ao rolamento;
- Esterçamento devido à rigidez lateral da suspensão.

Também a velocidade longitudinal do veículo possui um papel fundamental no seu comportamento lateral, e ainda, ALLEN et al. (1995) mostram o efeito da severidade de uma determinada manobra na estabilidade do veículo [35].

2.3 Esterçamento nas Quatro Rodas

Se você deseja influenciar e modificar o comportamento completo de dirigibilidade ou de manobrabilidade de um veículo em operação, as forças externas devem ser modificadas, enquanto o motorista ainda controla a trajetória e a velocidade do veículo. Assim, sem levar em consideração as forças aerodinâmicas, as forças de contato entre o pneu e o pavimento têm que ser modificadas. Parte disso já é feito, sistemas antiderrapante e antiblocante limitam as forças longitudinais dos pneus; a força normal é influenciada por molas e amortecedores ativos; e a força lateral pode ser modificada pelo esterçamento adicional [25, LUGNER 1985].

pneus; a força normal é influenciada por molas e amortecedores ativos; e a força lateral pode ser modificada pelo esterçamento adicional [25, LUGNER 1985].

O desempenho de um veículo durante uma manobra é função dos parâmetros do veículo, da velocidade longitudinal e de influências externas. As forças laterais dos pneus geradas pelas rodas traseiras têm grande importância nas características de dirigibilidade do veículo, particularmente nas manobras transientes. Tradicionalmente os engenheiros usam a geometria e elasticidade da suspensão para modificar a geração de forças nos pneus para melhorar a estabilidade e o desempenho de dirigibilidade do veículo. Com o advento de computadores de bordo e/ou mecanismos inovadores, tornou-se possível esterçar as rodas traseiras ativamente e assim controlar mais diretamente o tempo e magnitude das forças geradas nos pneus [32, NAMETZ 1988].

O veículo esterçado ou guiado automaticamente é uma importante área de pesquisa que pode ser chamada de controle de esterçamento. Um dos primeiros trabalhos em controle de esterçamento foi desenvolvido por Kasselman e Keranen, cuja intenção era rejeitar perturbações externas, como vento, usando o critério de estabilidade da indústria aeronáutica.

Os objetivos principais de se usar o esterçamento adicional traseiro são aumentar a estabilidade e diminuir o tempo de resposta do veículo a forças externas (vento lateral, superfícies escorregadias) em alta velocidade, e aumentar a manobrabilidade em baixas velocidades. Na literatura, os meios para alcançar esses objetivos variam muito, mas pode-se dizer que a característica comum das soluções existentes, direta ou indiretamente, envolve o controle do ângulo de esterçamento das rodas traseiras de maneira que, em baixas velocidades as rodas traseiras esterçam em oposição de fase com as dianteiras, e em alta velocidade elas esterçam em fase [8, COSTA 1992].

2.3.1 A Influência do Esterçamento Adicional das Rodas Traseiras na Dinâmica Lateral

A parte transitória do movimento em alta velocidade pode ser dividida em duas partes. Uma é a rotação em torno do centro de gravidade do veículo que ocorre nos primeiros estágios do movimento devido à força lateral gerada pelas rodas dianteiras. A outra é o giro em torno do centro da curva, o qual ocorre nos últimos estágios do movimento, onde a força lateral das rodas traseiras se junta à das rodas dianteiras, e juntas elas definem o giro do veículo. A rotação do veículo em torno do seu centro de gravidade corresponde às respostas de guinada, enquanto a revolução em torno do centro da curva corresponde às respostas da aceleração lateral. Antes de entrar em regime, o veículo tem que girar em torno do seu centro de gravidade e dar ao seu corpo um ângulo de escorregamento lateral para fazer as rodas traseiras gerarem a força lateral.

Já que a aceleração angular do veículo em torno do seu centro de gravidade está relacionada com o momento de inércia de guinada do corpo, quanto maior o ângulo de escorregamento lateral do corpo for necessário, maior o atraso se torna antes do veículo entrar em regime na curva. Quanto maior a velocidade do veículo maior o ângulo de esterçamento necessário, e assim o atraso na resposta da aceleração lateral aumenta mais. Para compensar este atraso, o motorista deve usar controle preditivo para prever o movimento do veículo que se segue.

Um modo aparente de se reduzir este atraso é fazer um pneu de alto desempenho que possa produzir uma maior força lateral com um ângulo de escorregamento lateral pequeno, e melhorar o sistema de suspensão de maneira que mantenha o pneu trabalhando eficientemente. Na realidade, melhorar a dirigibilidade através destas duas maneiras está limitado ao fato de serem afetadas pela qualidade do pavimento e outros desempenhos. Uma outra solução com ponto de vista completamente diferente, é mudar o mecanismo de geração de força lateral nas rodas traseiras. O resultado é o sistema de esterçamento nas quatro rodas [36, SANO et al. 1986].

É interessante analisar alguns fatores da resposta direcional do veículo

com esterçamento das quatro rodas, como o gradiente subesterçante, a velocidade característica, e a velocidade crítica, da mesma forma que foi feito para o veículo convencional com esterçamento somente das rodas dianteiras na Seção 2.2.1. O modelo matemático usado para o equacionamento, analogamente, será o modelo de bicicleta, mas agora com possibilidade de esterçamento traseiro, como mostra a figura 2.9:

Figura 2.9: Modelo de bicicleta do veículo com esterçamento traseiro [46, VAN-DEPLOGE et al. 1988].

A equação 2.11 é um caso particular onde o esterçamento traseiro é nulo, desta forma a equação para o modelo com esterçamento adicional traseiro fica:

$$\delta_1 - \delta_2 = \frac{L}{R} + \alpha_1 - \alpha_2$$

De onde chegamos à equação 2.22 que é semelhante à 2.13:

$$\delta_1 - \delta_2 = \frac{L}{R} + K \frac{V^2}{gR} \quad (2.22)$$

Esta equação mantém a mesma definição do gradiente subesterçante para o veículo 2WS [7, BERNARD et al. 1988].

Para analisar a velocidade característica do veículo com esterçamento nas quatro rodas, faz-se $\delta_2 = k\delta_1$, então a equação 2.22 fica:

$$\delta_1(1 - k) = \frac{L}{R} + K \frac{V^2}{gR} \quad (2.23)$$

Pela definição de velocidade característica apresentada em 2.2.1, pode-se ver que, se k não é dependente da velocidade longitudinal, a velocidade característica para o veículo 4WS³ mantém a mesma expressão que para o veículo 2WS.

$$V_{carac} = \sqrt{Lg/K}$$

Mas se k é uma função da velocidade longitudinal, então a velocidade característica mudará seu valor tradicional. Por exemplo, se k é definido pelo algoritmo do ângulo de escorregamento lateral zero obtido por SANO et al. (1986) [36], então:

$$k = \frac{-b + \frac{MaV^2}{C_{\alpha 2}L}}{a + \frac{MbV^2}{C_{\alpha 1}L}}$$

Substituindo em 2.23:

$$\delta_1 \left[1 - \frac{-b + \frac{MaV^2}{C_{\alpha 2}L}}{a + \frac{MbV^2}{C_{\alpha 1}L}} \right] = \frac{L}{R} + K \frac{V^2}{gR}$$

Que pode ser reduzido à:

$$\delta_1 = \frac{1}{R} \left[a + \frac{MbV^2}{C_{\alpha 1}L} \right]$$

E assim, a velocidade característica se torna:

$$V_{carac} = \sqrt{\frac{a C_{\alpha 1} L}{b M}}$$

³2WS (*two wheel steering*) - esterçamento nas duas rodas dianteiras.

4WS (*four wheel steering*)- esterçamento nas quatro rodas.

Que pode ainda ser escrita da forma:

$$V_{carac} = \sqrt{\frac{ga}{W_1/C_{\alpha 1}}} \quad (2.24)$$

Uma comparação da equação 2.24 com a equação 2.15 indica que a velocidade característica para esse caso é muito menor que o valor tradicional, já que:

$$ga < gL$$

$$\frac{W_1}{C_{\alpha 1}} > K$$

Isso indica que esse veículo 4WS tem uma característica subesterçante maior que o veículo convencional.

Considerando agora a velocidade crítica para um veículo com esterçamento adicional traseiro, fica claro que para valores finitos de k na equação 2.23, se obtém a expressão tradicional da velocidade crítica:

$$V_{crit} = \sqrt{-Lg/K}$$

Desta forma, a velocidade crítica não é afetada pelo mecanismo de esterçamento do veículo 4WS [7, BERNARD et al. 1988].

Algumas Características do Sistema com Esterçamento nas Quatro Rodas

- Em baixas velocidades

- redução do raio de curva;
- projeção da traseira do veículo para fora da pista.

- **Em altas velocidades**

- forte característica subesterçante;
- aumento agudo do raio de curva com o aumento da velocidade (a razão para esse aumento está relacionada com o princípio de controle adotado);
- redução do ganho da resposta do veículo para aceleração lateral e velocidade de guinada;
- diminuição da diferença no atraso de fase entre velocidade de guinada e aceleração lateral;

Embora o veículo mostre excelente estabilidade em altas velocidades, a controlabilidade é deteriorada por que o ganho da resposta do veículo é muito baixo em relação a manobras de esterçamento.

2.3.2 Estratégias de Controle Utilizadas

Os sistemas de esterçamento nas quatro rodas desenvolvidos por vários fabricantes diferem no método de controle utilizado para esterçar as rodas traseiras. Esses sistemas melhoram a resposta do veículo em alta velocidade através do esterçamento das rodas traseiras na mesma direção que as dianteiras de maneira a reduzir o ângulo de escorregamento do veículo e reduzir o tempo requerido pelo veículo para alcançar regime [30, NALECZ, BINDEMANN 1988].

O sistema de esterçamento das rodas traseiras em direção oposta tem como objetivo melhorar a manobrabilidade em baixas velocidades através da redução da diferença no raio da curva entre a roda dianteira e traseira ou reduzindo o raio de curva. Esse tipo de sistema já foi utilizado comercialmente em alguns veículos com usos especiais, incluindo aqueles que operam em lugares estreitos. Mas esse sistema não pode ser usado em carros de passeio por que em alta velocidade ele aumenta o atraso de fase da aceleração lateral. Outra tentativa foi um veículo com esterçamento traseiro proporcional ao ângulo de escorregamento lateral e adicionar ao ângulo traseiro o ângulo dianteiro, mas esta tentativa não

passou do papel já que era necessário um mecanismo complexo e era inviável um sensor de ângulo de escorregamento lateral [36, SANO et al. 1986] apud [34, OKADA e TAKAGI 1964].

Os sistemas de esterçamento nas quatro rodas se tornaram tópico de grande interesse no início da década de 80, apesar de pesquisas em esterçamento nas quatro rodas terem relativamente uma longa história desde a década de 60 [42, SHIBAHATA et al. 1986]. Muitos engenheiros japoneses buscaram desenvolver sistemas 4WS como meio de dar um salto na dinâmica do chassi. A Honda, que lançou o primeiro modelo 4WS com volume de produção do Japão com a série Prelude coupe, trabalha nessa área desde a década de 70. Sua mais velha publicação é um artigo apresentado no sétimo *ESV technical conference* em Paris em 1979. A Mazda seguiu a Honda e incluiu uma versão 4WS no Mazda 626 poucos meses depois da Honda. Mas a “revelação” do esterçamento nas quatro rodas pelos pesquisadores de Hiroshima data antes disso. Eles concluíram que “a maior melhora em controle e estabilidade pode ser obtida através de um sistema de esterçamento das rodas traseiras” num artigo apresentado num encontro técnico na Associação de Engenharia Automotiva Japonesa, em 1962. Esse sistema 4WS da Honda é puramente mecânico e o esterçamento traseiro varia de acordo com o esterçamento do volante. Já esse sistema 4WS da Mazda tem o sistema de esterçamento traseiro eletronicamente controlado e hidraulicamente atuado para obter maior precisão, e varia de acordo com a velocidade do veículo, e com o esterçamento do volante. Já a Mitsubishi implantou o pacote Penta-Fours (quatro válvulas por cilindro, 4WD⁴, suspensão independente nas quatro rodas, sistema de freios com ABS⁵ nas quatro rodas, e 4WS), num modelo sedan de tamanho médio, onde o sistema 4WS é sensível à velocidade, onde as rodas traseiras são esterçadas por um sistema hidráulico, e cujo princípio do sistema é parecido com o Nissan HICAS de 1985 [47, YAMAGUCHI 1987].

SATO et al. (1983) do Traffic Safety and Nuisance Research Institute (Tokyo, Japão) investiga o uso da realimentação da velocidade de guinada para determinar o ângulo de esterçamento traseiro [30, NALECZ e BINDEMANN

⁴4WD (*four wheel drive*) - tração nas quatro rodas.

⁵ABS (*anti-lock braking system*) - sistema anti-blocante.

1988] apud [39, SATO 1983].

SANO et al. (1986), da Honda R&D Co. Ltd., usaram um modelo linear para estudar esterçamento nas quatro rodas. Eles definiram o parâmetro k como a razão entre o ângulo de esterçamento traseiro e o dianteiro. Um valor positivo de k indica que as rodas dianteiras são esterçadas na mesma direção que as traseiras. Eles sugeriram que k seja escolhido para manter zero o ângulo de escorregamento lateral do CG do veículo realizando uma curva em regime, e computaram a seguinte expressão para k :

$$k = \frac{-b + \frac{Ma}{C_{\alpha 2} L} V^2}{a + \frac{Mb}{C_{\alpha 1} L} V^2}$$

Isso significa que em baixas velocidades a razão do ângulo de esterçamento é negativa, resultando em um raio de curva menor, e desta maneira melhorando a manobrabilidade. Em altas velocidades a razão do ângulo de esterçamento é positiva, o que eles mostraram levar a uma redução no ganho da aceleração lateral e no atraso de fase da aceleração lateral [46, VANDERPLOEG 1988] apud [36, SANO 1986].

SANO et al. (1986) também discutem as características desejadas do ângulo de esterçamento das rodas traseiras, num conceito de sistema 4WS, no qual o esterçamento traseiro é controlado como uma função do ângulo de esterçamento do volante, de maneira que as rodas traseiras são esterçadas na mesma direção que as dianteiras quando o ângulo de esterçamento do volante fica num intervalo de valor baixo, enquanto num intervalo de valor mais elevado as rodas traseiras são esterçadas no sentido oposto, para isso utilizam o modelo matemático de bicicleta. Escolheram esse método pois buscaram um sistema simples mas que fosse comparável ao sistema com ângulo de esterçamento traseiro função da velocidade longitudinal. Mostram uma variedade de efeitos que o sistema 4WS produz no comportamento operacional do veículo através de testes de campo [36].

SHIBAHATA et al. (1986), da Nissan Motor Co., Ltd., apresentaram os resultados de um veículo experimental equipado com esterçamento nas quatro rodas. O veículo usa um microcomputador para mudar a razão do ângulo de

esterçamento como função da velocidade longitudinal do veículo. A razão do ângulo de esterçamento, k , como função da velocidade longitudinal é determinada baseada no ângulo de escorregamento lateral zero em regime. Como esperado, o esterçamento traseiro reduz o raio da curva em baixa velocidade e aumenta o raio em alta velocidade. A taxa de variação do raio da curva com a velocidade longitudinal é extrema em altas velocidades, refletindo um decréscimo significativo no ganho da aceleração lateral. Os autores oferecem duas possíveis soluções para corrigir a redução no ganho da aceleração lateral. A primeira é usar um valor constante para k em altas velocidades, e outro para baixas velocidades. A segunda inclui o controle ativo da razão entre o esterçamento do volante e das rodas dianteiras e traseiras com alimentação da velocidade longitudinal e do ângulo de esterçamento do volante com objetivo de manter o ganho da aceleração lateral constante [46, VANDERPLOEG 1988] apud [42, SHIBAHATA 1986].

Outro veículo experimental com esterçamento nas quatro rodas foi desenvolvido por TAKIGUCHI et al. (1986), da Mazda Motor Corp. De novo o sistema de controle de esterçamento varia o k como uma função da velocidade longitudinal do veículo. Entretanto, ao invés de determinar a razão do ângulo de esterçamento baseado no critério de ângulo de escorregamento lateral zero, escolheram a razão do ângulo de esterçamento de maneira a equalizar o atraso de fase para a velocidade de guinada e para aceleração lateral. Esse critério estava baseado na avaliação subjetiva que considerou que valores mais positivos de avaliação foram obtidos quando a diferença do atraso de fase entre a velocidade de guinada e a aceleração lateral era minimizada. Resultados de testes demonstraram que o valor de k selecionado desta maneira produzia uma melhora na resposta direcional por toda faixa de velocidade de operação. Uma melhora particular sobre a estratégia de ângulo de escorregamento lateral zero era a manutenção de ganhos aceitáveis da aceleração lateral em altas velocidades [46, VANDERPLOEG 1988] apud [44, TAKIGUCHI 1986].

Em 1986, NAKAYA e OGUCHI usaram uma combinação de resultados de testes e simulações para estudar um veículo com esterçamento nas quatro rodas. Eles observaram que, ao contrário da configuração de esterçamento dianteiro, as respostas da velocidade de guinada e da aceleração lateral poderiam

ser tratadas separadamente. Eles fizeram um cálculo inverso e computaram o esterçamento corretivo necessário para o veículo seguir uma pista de teste em forma de J . Mostraram que é necessário uma correção muito menor para se manter na trajetória se o k for aumentado. Sugerem que para um certo valor positivo de k , os motoristas têm mais facilidade para o controle do esterçamento, resultando em um desempenho de controle melhor. Resultados de vários testes também foram apresentados, os quais ilustram as vantagens do esterçamento nas quatro rodas [46, VANDERPLOEG 1988] apud [28, NAKAYA e OGUCHI 1986].

NAKAMOTO et al. (1987) estudam os efeitos do esterçamento das rodas traseiras controlado pela velocidade no movimento de guinada do veículo [30, NALECZ e BINDEMANN 1988] apud [29, NAKAMOTO 1987]. SANO et al. (1987) da Honda Motor Company analisa as características da resposta de um sistema de esterçamento nas quatro rodas que usa o ângulo de esterçamento do volante para determinar a quantidade de esterçamento das rodas traseiras [30, NALECZ e BINDEMANN 1988] apud [37, SANO 1987].

A maioria dos trabalhos relacionados com esterçamento nas quatro rodas se concentram nas características da resposta de veículos equipados com sistemas 4WS e não examinam as propriedades de estabilidade dos veículos equipados com esses sistemas. FUKUNAGA et al. (1987) do Nissan Motor Engineering Staff [11], investigam a estabilidade dos veículos com esterçamento nas quatro rodas usando características subesterçantes e sobre-esterçantes. Entretanto, sua análise é baseada somente na comparação dos ângulos de escorregamento lateral das rodas dianteiras e traseiras. Eles avaliaram vários métodos de controle para esterçar as rodas traseiras usando uma combinação de teste e análise. Mostraram que introduzindo um atraso no esterçamento das rodas traseiras até se obter a velocidade de guinada necessária, resulta numa melhora na resposta da velocidade de guinada com somente uma pequena piora na resposta de aceleração lateral. Uma melhora adicional na resposta da velocidade de guinada foi obtida através de um esterçamento das rodas traseiras momentaneamente em fase oposta ao esterçamento dianteiro. Esses métodos de controle mostram uma melhora sobre o método de controle com escorregamento lateral zero e sobre o esterçamento dianteiro convencional [46, VANDERPLOEG 1988] apud [11,

FUKUNAGA 1987].

ABE (1987), dentro de um estudo de aplicação de um método de tração nas quatro rodas de veículo para analisar os efeitos do controle de distribuição da força de tração no comportamento lateral do veículo, investiga o uso do esterçamento adicional nas rodas traseiras para conseguir um comportamento do veículo em curva que seja insensível no caso do veículo estar acelerando, e no caso de estar tirando o pé do acelerador, assim como, conseguir capacidade de aceleração mais alta. A lei de controle para as rodas traseiras proposta usa a realimentação da velocidade de guinada para reduzir os efeitos da aceleração longitudinal, e como se assume resposta quase de regime, as características da resposta transiente da lei de controle são desconsideradas. Assim o ganho de realimentação é proporcional ao produto velocidade e aceleração longitudinal, fazendo com que o veículo com velocidade constante não seja esterçado ativamente [1].

LEUCHT (1987), da General Motors Truck and Bus Group, apresenta um sistema de controle de esterçamento ativo computadorizado das quatro rodas de um veículo, no qual aplica a metodologia de projeto de controle *Linear Quadratic Gaussian* (LQG) incorporando um modelo da dinâmica direcional do veículo, e modelos da dinâmica de esterçamento dianteiro e traseiro. O modelo do veículo é baseado no modelo de massa suspensa e não suspensa com rolamento da massa suspensa, incluindo o esterçamento das rodas traseiras, e a dinâmica de esterçamento das rodas, onde cada roda é esterçada individualmente. O método de controle é caracterizado por uma relação entre esterçamento traseiro/dianteiro que minimiza o ângulo de escorregamento lateral do veículo em regime. Para realizar as simulações utilizou o aplicativo Matrix_x. Além das simulações o sistema foi implementado no veículo Blazer XT-1. Os resultados obtidos foram comparados com o sistema tradicional com esterçamento dianteiro (2WS) e com o sistema de esterçamento nas quatro rodas proporcional, mostrando que o sistema com esterçamento ativo proposto é superior [24].

SANO et al. (1988) mostram a técnica de controle de esterçamento das rodas traseiras para o sistema de esterçamento nas quatro rodas dependente do esterçamento do volante da Honda, que é baseado numa combinação de

dois métodos, onde um controla o ângulo de esterçamento traseiro sem atraso usando somente o ângulo de esterçamento do volante como entrada de controle (SFI), e o outro controla o ângulo traseiro com uma função não-linear do ângulo de esterçamento do volante (SAI). Esses métodos foram adotados para reduzir eficientemente o atraso na resposta da aceleração lateral durante manobras em linha reta, gerando força lateral nas rodas traseiras o mais rápido possível, e adicionalmente, oferecer uma resposta mais alta de guinada na execução de curvas fechadas [38].

NAMETZ et al. (1988) detalham o projeto e teste de um veículo conceito 4WS com controle em malha aberta e fechada. O controle em malha aberta mede a entrada do veículo incluindo o ângulo de esterçamento e a velocidade longitudinal para determinar o ângulo de esterçamento traseiro. O controle em malha fechada usa essas entradas e também mede a resposta resultante do veículo, isto é, velocidade de guinada e ângulo de rolamento traseiro. O erro entre a resposta desejada e a real determina o ângulo de esterçamento traseiro. A malha fechada permite a redução de respostas indesejadas a entradas externas, como vento lateral e pista irregular. As estratégias incorporadas nesse modelo foram estratégias de malha aberta que esterçavam as rodas traseiras numa relação direta com a entrada de ângulo de esterçamento do volante, e esquemas de malha fechada foram considerados usando realimentação da velocidade de guinada e da aceleração lateral. A estratégia de realimentação da aceleração lateral foi abandonada quando se mostrou instável em certas circunstâncias. O veículo usado para testes foi um Tempo 1984 da Ford. As diferentes estratégias foram geradas num único programa num computador de bordo, onde a primeira é esterçamento traseiro dependente do ângulo de esterçamento do volante, a segunda estratégia proporciona esterçamento dependente proporcional à velocidade (a velocidade do veículo determina a direção e magnitude do ângulo traseiro), a terceira é uma estratégia em malha fechada baseada na realimentação da velocidade de guinada, e a quarta gera esterçamento traseiro devido ao ângulo de rolagem do veículo, simulando esterçamento passivo devido a rolagem da suspensão. Esta última não muda o tempo para o crescimento da força lateral traseira e não explora os benefícios do 4WS. Entretanto esta característica pode ser usada como um sistema em desenvolvimento para experimentar com diferentes magnitudes de esterçamento

de rolagem. Uma estratégia em desenvolvimento é usar malha fechada usando erro de velocidade de guinada proporcional, integral e derivativo. Simulações desse tipo de estratégia já mostraram melhoria no teste de vento lateral [32].

KUDRITZKI e WILLUMEIT (1988) mostra que o comportamento de dirigibilidade pode ser variado se o ângulo de convergência da roda do eixo traseiro é variado antes do motorista executar a sua manobra. Usando provas experimentais e teóricas, mostra que variar o ângulo de convergência das rodas traseiras, para modificar as propriedades de dirigibilidade, pode melhorar a resposta transitória dos automóveis, mesmo sob o ponto de vista subjetivo dos motoristas. O comportamento do veículo pode ser descrito pelo ganho de guinada e pelo gradiente subesterçante. Considerando isso, uma comparação é feita entre mudanças no posicionamento das rodas traseiras com esterçamento nas quatro rodas. Esta comparação é baseada na suposição de que mudanças no posicionamento das rodas tem uma influência similar ao esterçamento nas quatro rodas. A conclusão que se chega é que convergência nas rodas traseiras é equivalente ao esterçamento na mesma direção, e divergência corresponde à esterçamento na direção oposta [21].

NALECZ e BINDEMANN (1988) em [30] e em [31] investigam as propriedades de estabilidade de quatro métodos de controle de esterçamento diferentes, em manobras puramente de realização de curvas em velocidade moderada e alta, assim como propriedades de estabilidade em manobras de curva combinadas com frenagem. Um modelo de três graus de liberdade, não linear, no domínio do tempo é usado nas simulações. Os sistemas de esterçamento explorados são o sistema convencional de esterçamento em duas rodas, esterçamento nas quatro rodas proporcional, esterçamento nas quatro rodas com esterçamento traseiro adiantado, e esterçamento nas quatro rodas com esterçamento traseiro e dianteiro adiantados.

FUKUI et al. (1988), da Toyota Central Res. & Development Labs. Inc., mostram as características do controle de esterçamento do motorista, descritos por uma função transferência, para vários tipos de veículos com esterçamento nas quatro rodas, as quais foram obtidas através de resultados de testes de um

sistema motorista-veículo usando um simulador. Também mostram os resultados da avaliação sobre as características dinâmicas dos veículos do ponto de vista das características de controle de esterçamento do motorista. O modelo matemático do veículo utilizado é o de massa suspensa. Usam o sistema 4WS proporcional e depois propõem um sistema 4WS que combina com as características de controle de esterçamento do motorista, obtida dos testes do simulador. No sistema proposto as rodas traseiras são esterçadas em função da velocidade de esterçamento e do ângulo de esterçamento. Mostram também que o veículo 4WS controlado pelo sistema proposto poderia obter simultaneamente uma resposta e convergência melhores comparados com o veículo 2WS [10].

WHITEHEAD (1988) apresenta uma análise teórica de veículos com esterçamento nas quatro rodas. Faz uma discussão sobre manobras em baixa velocidade mostrando que não se pode esperar melhoras significativas em manobras de estacionamento paralelo. Também faz comparações entre veículos 4WS e 2WS usando o modelo de bicicleta, e mostra que a resposta lateral do 4WS tem menor atraso de fase, o que permite mudanças de pista mais rápidas com menor movimento do volante em altas frequências. Ainda, os veículos 4WS podem fazer uso mais eficiente dos pneus durante manobras transitórias. Um modelo matemático estendido que trata o ângulo de esterçamento como grau de liberdade, mostra que o modo de controle livre do sistema de esterçamento das rodas dianteiras é estabilizado por ambos mecanismos de esterçamento nas quatro rodas considerados, ângulo traseiro proporcional ao dianteiro (constante = 0.25); e ângulo de escorregamento lateral igual a zero com realimentação da velocidade de guinada e constante proporcional ao ângulo dianteiro [49].

VANDERPLOEG et al. (1988) apresentam equações diferenciais lineares de primeira ordem que podem ser solucionadas para velocidade de guinada e ângulo de escorregamento lateral como função da aceleração lateral. O ângulo de esterçamento é uma função linear algébrica da velocidade de guinada, ângulo de escorregamento lateral, e aceleração lateral. Essas equações chamadas de inversas são úteis para estudar o ângulo de esterçamento necessário para seguir um determinado caminho. Uma análise do lugar das raízes das equações inversas mostra que a frequência necessária para esterçar diminui com o aumento da relação de

esterçamento traseiro/dianteiro [46].

SENGER (1988) em [40] investiga quatro sistemas de esterçamento nas quatro rodas diferentes usando métodos analíticos e simulações computacionais. Combinando um modelo simples de veículo e um modelo analítico de motorista, encontrou um aumento no desempenho da estabilidade do sistema veículo-motorista como um todo para três sistemas de esterçamento descritos na literatura: realimentação com ângulo de esterçamento dianteiro e velocidade de guinada; dependência do ângulo de esterçamento dianteiro com compensação do ângulo de escorregamento; ângulo de esterçamento traseiro como função do ângulo de esterçamento dianteiro; esse sistema usa a realimentação da velocidade de guinada e tem como objetivo produzir um veículo com característica neutra, e não reduzir o ângulo de escorregamento do centro de gravidade como os anteriores. Estes sistemas entretanto apresentam uma característica extremamente subesterçante. Por isso um mecanismo de esterçamento dependente da velocidade foi desenvolvido. Esta modificação permite uma característica neutra independente da posição do centro de gravidade do veículo. Entretanto esse sistema pode produzir problemas de estabilidade devido ao aumento da sensibilidade ao esterçamento.

ABE (1989) obtém um tipo de lei de controle de alimentação para um veículo com esterçamento ativo nas quatro rodas que produz uma resposta do veículo dada arbitrariamente a uma entrada de esterçamento, através da solução de um problema inverso de equações fundamentais de movimento de um veículo com dois graus de liberdade. A rigidez lateral equivalente que é introduzida como uma função linear da aceleração lateral e longitudinal é usada para a lei de controle para adaptar para uma grande extensão de condições de manobras [2].

NAGAI (1989) propõe um método de controle avançado de sistema de esterçamento ativo nas quatro rodas baseado no controle de modelo de referência de maneira a melhorar as características dinâmicas de dirigibilidade e a estabilidade dos automóveis. Esse controlador de esterçamento compensa não somente o ângulo da roda traseira mas também da roda dianteira, cooperativamente. Usou dois métodos de controle no qual as rodas dianteiras e traseiras são esterçadas

por uma compensação de alimentação, onde o ângulo de esterçamento traseiro depende do dianteiro, da velocidade de guinada, e do ângulo de escorregamento lateral do veículo virtual. No outro método as rodas dianteiras e traseiras são esterçadas não somente por uma compensação de alimentação mas também por uma compensação de realimentação para o ângulo de escorregamento lateral e velocidade de guinada do corpo do veículo real [27].

WILLIAMS e RAHULAN (1989) consideram uma quantidade de sistemas 4WS, os quais variam em complexidade desde um simples sistema passivo, onde o ângulo de esterçamento traseiro é relacionado como uma função do ângulo dianteiro, até um sistema completamente ativo onde a dirigibilidade e resposta a uma rajada de vento podem ser feitas independentes da dinâmica passiva do veículo. Os tipos de estratégias utilizadas foram:

- ângulos de esterçamento das rodas dianteiras e traseiras funções fixas do ângulo de esterçamento do volante;
- o ângulo dianteiro é função do ângulo de esterçamento do volante, e ângulo traseiro função do ângulo de esterçamento do volante dependente da velocidade;
- ângulo dianteiro função do ângulo de esterçamento do volante, e traseiro controlado ativamente como uma função do ângulo de esterçamento do volante, e da dinâmica de movimento do veículo (velocidade longitudinal, aceleração lateral, velocidade de guinada, derivações da suspensão, etc.);
- ambas dianteira e traseira são controladas ativamente como função do ângulo de esterçamento do volante e uma variedade de parâmetros da dinâmica do veículo [50].

FURUKAWA do Wako Research Center e SANO da Honda R & D Co. Ltd. (1989), apresentam um método analítico quase-linear usando rigidez lateral equivalente para descrever a resposta de esterçamento do veículo realizando curva com alta aceleração lateral. Baseado nesse método, conduziram um estudo quantitativo nos resultados de um sistema 4WS projetado para controlar o ângulo

de esterçamento das rodas traseiras como uma função não-linear do dianteiro. Os resultados indicam que, comparado com o controle 4WS linear, o não-linear pode oferecer um declínio maior no ganho da velocidade de guinada, um menor aumento na resposta no tempo de guinada equivalente devido a um aumento na aceleração lateral. Com relação ao momento de guinada residual, um indicador da capacidade restante do sistema para realizar o movimento de guinada adicional, encontraram que o sistema não-linear pode manter um grau substancial desse movimento até uma alta faixa de aceleração lateral que o 4WS linear [13].

LUGNER e MITTERMAYR (1989) simularam, usando um modelo de veículo com massa suspensa, e um modelo de pneu, o controle da transferência de força de contato entre os pneus e o pavimento devido ao esterçamento e frenagem adicionais controlados, e suas conseqüências com relação ao comportamento do veículo. Para avaliar, escolheram um cenário de um dos piores casos, curva com mudança das condições de atrito da superfície, com e sem frenagem. Os resultados mostram, que para reconhecimento das condições da pista a frenagem adicional tem mais vantagens comparada com o esterçamento adicional nas quatro rodas. Mas a correção do veículo para se manter na pista é melhor realizada pelo esterçamento adicional. O objetivo desejado foi manter o veículo o mais próximo possível da trajetória circular da pista durante o tempo de reação do motorista independente das condições da pista [26].

YAMAMOTO et al. (1989), da Toyota Motor Corporation [48], e também em HARADA (1994) [17], estudaram um sistema que esterça ativamente as rodas traseiras e fizeram análises teóricas de um algoritmo de controle das rodas traseiras que consiste da alimentação do ângulo de esterçamento das rodas dianteiras e da realimentação da velocidade de guinada. Ainda mais, a zona de estabilidade do sistema real com tempo de atraso de controle foi obtida analiticamente, e a relação entre o atraso de fase e o ganho de realimentação foi esclarecido. A manobrabilidade do veículo com esse sistema foi simulada computacionalmente e experimentada por um veículo experimental real -Toyota FXV-2 - que possui vários sensores (de velocidade, de ângulo de esterçamento e de velocidade de guinada). Provou-se que a dirigibilidade e a estabilidade do veículo melhoraram substancialmente não somente na resposta ao esterçamento,

mas também a entradas de perturbação, comparado com o veículo convencional e o veículo 4WS controlado somente com alimentação do ângulo de esterçamento das rodas dianteiras. Ainda confirmou-se que o controle integrado desse sistema com outros sistemas de controle do chassis como suspensão ativa a ar, ABS, e 4WD possui um potencial maior de desempenho. Comparações foram feitas com o sistema convencional 2WS, com um sistema de alimentação do ângulo de esterçamento dianteiro, cujo ganho depende da velocidade longitudinal, e outro com atraso de primeira ordem.

SENGER e KORTÜM (1989) investigam a utilização de observadores de estado para a dinâmica lateral de um veículo com esterçamento nas quatro rodas. O objetivo é determinar os estados desconhecidos do sistema (a partir de um sensor de aceleração lateral e da entrada de ângulo de esterçamento do volante) através da estimativa da velocidade de guinada e da velocidade lateral usando um observador, de maneira que um modelo do sistema real seja implementado num computador de bordo em paralelo com o próprio sistema. Esse método é suficientemente acurado para pequenas acelerações laterais [41].

LANDREAU (1989) desenvolveu um modelo de veículo e de motorista para analisar a resposta transiente de um veículo com esterçamento nas quatro rodas, o Renault RD2, cujo ângulo de esterçamento traseiro é uma função do ângulo dianteiro e da velocidade longitudinal, de maneira a manter o ângulo de escorregamento lateral igual a zero. O estudo é feito sobre a resposta transiente através de um modelo matemático completo do veículo, e mais um modelo não-linear de pneus, e quando necessário, um modelo simples de motorista. Simulou duas situações, uma em que o veículo entra em uma curva, e outra de mudança de pista repentina, as quais mostram que é necessário o controle do atraso no esterçamento das rodas traseiras para otimizar a segurança e eficiência durante situações críticas de pilotagem. Durante a fase transitória o sistema 4WS com atraso reduz o ângulo de escorregamento lateral à zero, enquanto o outro sem atraso produz um ângulo momentaneamente positivo, o que é considerado um ponto negativo em avaliações subjetivas. O estudo revela que a resposta transiente do veículo 4WS entrando numa curva, é melhorada pelo esterçamento das rodas traseiras com atraso. Por outro lado, em uma mudança de pista repentina,

esse atraso é uma desvantagem já que se obtém um deslocamento lateral mais cedo através do esterçamento traseiro ao mesmo tempo que o dianteiro. Assim, uma otimização da estratégia de esterçamento traseiro depende da possibilidade de distinção das duas manobras. O modelo motorista-veículo demonstra que o veículo 4WS contribui em grande quantidade à melhora da eficiência e segurança em manobras de mudança de pista [22].

OHNUMA e METZ (1989) usaram um modelo de veículo linear de dois graus de liberdade para examinar as características de controlabilidade e estabilidade de vários algoritmos de esterçamento nas quatro rodas. Usaram a velocidade de guinada e a velocidade lateral como graus de liberdade do modelo, e como variáveis de estado de realimentação para implementação de vários tipos de controladores de esterçamento nas quatro rodas. Com os controladores desenvolvidos usando o modelo de dois graus de liberdade, realizaram investigações de desempenho desses controladores quando implementados usando um modelo não-linear de três graus de liberdade com rolamento e possibilidade de saturação dos pneus. Propriedades desejáveis de regime para velocidade de guinada e velocidade lateral podem ser obtidas usando os controladores robustos de realimentação desenvolvidos através do uso do modelo de dois graus de liberdade. A estabilidade do sistema mostrou-se dependente da rigidez lateral dos pneus, e foi examinada quantitativamente e qualitativamente. Utilizaram três tipos de controladores, um que controla somente o ângulo das rodas traseiras com realimentação da velocidade de guinada, outro que controla as rodas traseiras com realimentação da velocidade lateral, e o terceiro que controla ambas as rodas dianteira e traseira com realimentação da velocidade de guinada e da velocidade lateral [33].

EGUCHI et al. (1989), da Nissan Motor Co. Ltd., conduziram uma pesquisa na aplicação de controle ativo no ângulo de esterçamento das rodas dianteiras em adição à aplicação desse controle nas rodas traseiras. O trabalho foi realizado usando um veículo de teste equipado com controle ativo em ambas as rodas dianteiras e traseiras, que possibilita criar todos os tipos de características de veículo. O objetivo do trabalho foi otimizar as características transientes para controlar os ângulos de esterçamento dianteiro e traseiro. As pesquisas levaram ao desenvolvimento do sistema SUPER HICAS montado no modelo do Nissan

300ZX. Esse sistema produz um controle de fase reversa sobre as rodas traseiras para conseguir uma melhora significativa na resposta do veículo e na estabilidade. Como resultado, o veículo reage de acordo com os desejos do motorista e produz uma resposta muito natural com uma quantidade pequena de movimentos desnecessários. Como é construído como sistema de controle de malha aberta, ele alcança um alto nível de funcionalidade prática e assegura acuracidade suficiente para o uso em produção. Para obter esses objetivos o controle deve reduzir o atraso de fase da velocidade de guinada e da aceleração lateral, e o valor absoluto da diferença entre suas fases deve ser trazido para quase zero (que teria o mesmo resultado que zerar o ângulo de escorregamento lateral no centro de gravidade do veículo). E ainda, os picos de ressonância no ganho da velocidade de guinada deveriam ser eliminados para melhorar o amortecimento de guinada. O modelo utilizado na análise é um modelo linear com três graus de liberdade (deslocamento lateral, guinada, rolamento), e leva em consideração as propriedades da suspensão, como esterçamento por rolamento e por elasticidade. Os ângulos de esterçamento são controlados baseado no ângulo de esterçamento do volante, da velocidade e aceleração de esterçamento, e da velocidade do veículo [9].

HARADA (1991), da Toyota Motor Corporation, deriva analiticamente um critério de estabilidade dinâmica e um índice de desempenho para o sistema veículo-motorista, assumindo um modelo de controle de previsão linear do motorista em manobras de mudança de pista. Na área de estabilidade do plano u (velocidade)- T_p (tempo de previsão), pode-se discutir, nas mesmas medidas, os parâmetros de projeto do veículo, o algoritmo de controle de esterçamento das rodas traseiras, e também as características do motorista, para que o motorista tenha uma boa sensação de dirigir ou para um possível critério de estabilidade. Um dos critérios analisados é o usado pelo TOYOTA SOARER (1991) cuja lei de controle usa alimentação do ângulo de esterçamento, e realimentação da velocidade de guinada. Outro critério é do sistema HICAS da Nissan que usa realimentação do torque de esterçamento, isto é, do ângulo de escorregamento lateral do pneu dianteiro com ganho que inclui o *trail* do pneu dianteiro e a rigidez lateral dianteira [16].

KAWAKAMI et al. (1992), da Toyota Motor Corp., adotaram uma

suspensão ativa hidropneumática e um esterçamento nas quatro rodas ativo para o SOARER 1991 (primeiro veículo de produção do mundo com sistema 4WS com realimentação da velocidade de guinada). O sistema de esterçamento das quatro rodas usa um sensor de velocidade de guinada, um do ângulo de esterçamento do volante, e um da velocidade longitudinal do veículo, e o ângulo de esterçamento da roda traseira é controlado proporcionalmente pelo ângulo de esterçamento da roda dianteira combinado com o controle de realimentação da velocidade de guinada. O sistema de esterçamento nas quatro rodas é eficaz para a estabilidade do veículo contra ventos laterais. Eles combinaram esses dois sistemas com o controle de tração e sistema ABS para melhorar o comportamento dinâmico global do veículo através do controle integrado desses sistemas. O controle integrado é obtido através de uma troca mútua de informações entre os sistemas de controle. O sistema 4WS com controle ativo melhora significativamente a resposta ao esterçamento e a convergência da velocidade de guinada após a mudança de pista, mas tende gerar uma aceleração lateral em alta frequência, causando, em um veículo normal, o desenvolvimento rápido de um transiente de rolamento, resultando numa sensação desconfortável para o motorista. Mas com o uso da suspensão ativa essa sensação desaparece e melhora o comportamento em guinada e rolamento, principalmente nas manobras de mudança de pista [20].

TRAN (1992), da Daimler-Benz AG, apresenta a teoria da engenharia de controle, para implementação de um sistema de esterçamento nas quatro rodas, de uma maneira clara, para que para os engenheiros de dinâmica de veículos tenham acesso ao assunto. Utiliza um controlador de realimentação de estado com um integrador para conseguir qualquer característica de esterçamento desejada, tanto de regime quanto transitória, para melhorar consideravelmente a resposta a perturbações externas, e para corrigir qualquer desvio de curso devido a maus alinhamentos no chassis. Além disso, utiliza um observador de estado (Luenberger) para diminuir o número de sensores utilizados, medindo somente o ângulo de esterçamento do volante, o ângulo de esterçamento traseiro, a velocidade longitudinal, e a velocidade de guinada. O modelo de veículo para o sistema de controle é o modelo de bicicleta de dois graus de liberdade. A estratégia de controle utilizada (compensação do ângulo de escorregamento lateral do veículo) se restringe ao controle do esterçamento traseiro, considera um atraso para o

valor do ângulo de esterçamento traseiro, um controlador integrador para a realimentação da velocidade de guinada para melhorar a acuracidade da resposta de regime a entradas de perturbação permanentes, e um observador para o ângulo de escorregamento lateral do veículo. Ainda para obter um controlador capaz de se adaptar às diferentes condições de utilização de um veículo real, determinou, através de simulações um controlador robusto que pudesse atender essa variação do sistema de controle. Os testes realizados com um veículo com esterçamento adicional traseiro confirmam as considerações observadas teoricamente. O controle das características de dirigibilidade não somente melhorou a estabilidade de dirigir, mas também possibilitou que os motoristas tivessem acesso às características de direção que balanceiam otimamente a segurança e o conforto [45].

BERKEFELD e SEIFERT (1992) apresentam um método de adaptação da estratégia de esterçamento das rodas traseiras a vários coeficientes de atrito. As estratégias de esterçamento das rodas traseiras são desenvolvidas de maneira a permitir compensar ativamente certas perturbações. Nas manobras de frenagem em curva e de tirar o pé do acelerador as rodas traseiras são esterçadas de maneira a agir contra o comportamento sobre-esterçante do veículo. Os desvios de curso causados por vento lateral podem ser reduzidos consideravelmente, e as mudanças do ângulo de guinada podem ser quase completamente anuladas através da medição da diferença de pressão entre os lados esquerdo e direito do veículo e controlando o eixo traseiro adequadamente. A base de cada estratégia é minimizar o ângulo de escorregamento lateral do veículo, mas ao contrário das publicações que determinam a função transferência entre os ângulos de esterçamento dianteiro e traseiro, o trabalho apresentado primeiro determina a aceleração lateral do carro com 4WS usando a velocidade longitudinal e o ângulo de esterçamento do volante e então controla as rodas traseiras usando a aceleração lateral calculada. Esse método adapta otimamente a dirigibilidade do veículo para vários coeficientes de adesão da pista. Por causa da linearização, a razão de esterçamento traseira/dianteira depende somente da velocidade longitudinal do veículo [6].

HIRANO et al. (1993), da Toyota Motor Corp., apresentam uma lei de controle para integração dos sistemas de esterçamento nas quatro rodas e de

tração nas quatro rodas, que é baseado num modelo não-linear de veículo no qual as forças laterais atuando nos pneus mudam de acordo com o ângulo de escorregamento lateral dos pneus, a razão de escorregamento e a carga. O objetivo do sistema é fazer a velocidade de guinada real seguir a velocidade de guinada desejada, que é calculada a partir da entrada de esterçamento e da velocidade do veículo. Uma estrutura de controle de dois graus de liberdade foi projetada, e a transformação de variáveis é usada para linearizar o modelo não-linear, de maneira que a teoria de controle de H^∞ possa ser aplicada para projetar o compensador de realimentação. Uma nova teoria de controle é usada para calcular os valores de comando ótimos para os atuadores do 4WS e 4WD. Ainda mais, uma lógica adaptativa, baseada no ângulo de escorregamento lateral estimado do veículo, é adicionada para reduzir a velocidade de guinada desejada quando os pneus se aproximam dos limites de adesão. As simulações computacionais foram realizadas com um modelo de veículo de 14 graus de liberdade e um mapa de características não-linear dos pneus. As simulações e experimentos mostram uma grande melhora na estabilidade durante curvas, e uma maior estabilidade em manobras em superfícies escorregadias [18].

SHIOTSUKA et al. (1994) apresentam dois tipos de sistemas de controle ativo utilizando redes neurais para realizar um movimento ótimo de dirigibilidade em veículos com esterçamento nas quatro rodas. Um sistema de controle simultâneo do ângulo das rodas dianteiras e traseiras é usado como sistema de controle de esterçamento das quatro rodas. O primeiro sistema é baseado na suposição de que o carro é simplificado como um modelo linear de bicicleta, e que a força de atrito entre o pneu e a superfície é representada pelo modelo não-linear de Fiala. A relação não-linear entre o ângulo de escorregamento do pneu e a força lateral é expressa com redes neurais. Uma estratégia de controle do tipo modelo de referência é adotada no primeiro sistema, com os ganhos de alimentação e realimentação para o controle do ângulo de esterçamento das rodas traseiras determinados adaptativamente com redes neurais de acordo com a mudança do ângulo de esterçamento do volante. Nesse sistema de rede neural são dados como sinais de entrada a força de atrito entre o pneu e o pavimento, a velocidade longitudinal do veículo e os ângulos de escorregamento dos pneus dianteiros e traseiros. A rigidez lateral calculada com o modelo de Fiala é dada

como sinal de aprendizado. O segundo sistema é baseado na suposição de que as características dinâmicas do carro e da força de atrito do pneu são não-lineares. As características dinâmicas do carro e da força de atrito são identificadas com redes neurais, usando os dados medidos do carro real no lugar de equações de estado. O segundo sistema de controle é composto somente pelo modelo de rede neural, onde o ângulo de escorregamento do veículo, a velocidade de guinada, o inverso da velocidade longitudinal do veículo e seu quadrado, o ângulo de esterçamento dianteiro e traseiro são dados como entrada ao primeiro *layer*, a variação do ângulo de escorregamento e da velocidade de guinada são dados como sinal de aprendizagem ao terceiro *layer*. O sistema de controle é baseado na minimização do ângulo de escorregamento lateral do veículo. As simulações e experimentos realizados usando um veículo real mostram que o desempenho de dirigibilidade dos veículos com sistema de controle ativo são muito melhores que aqueles com sistema de controle com ganho de controle fixo, e que o último tipo de controle é no geral mais útil que o primeiro [43].

LEE (1997) mostra o desenvolvimento do veículo VDTV (*Variable Dynamic Testbed Vehicle*) que foi desenvolvido pelo NHTSA (*National Highway Traffic Safety Administration*). O veículo foi projetado para ter um sistema de esterçamento dianteiro por comando eletrônico e um traseiro independente. Esses sistemas habilitam o VDTV simular características de controle direcional de uma larga faixa de veículos de passeio. Nesse estudo, o método de controle de modelo de referência é usado para modificar as características de resposta lateral transitória e de regime de um VDTV de tamanho pequeno para igualar às de veículos de tamanho compacto e médio. Para duas classes de entradas de esterçamento consideradas nesse estudo (pseudo-degrau e senoidal) o método de projeto de controle de modelo de referência permitiu ao VDTV seguir acuradamente e robustamente a resposta lateral dos veículos alvo sob uma faixa de velocidades longitudinais [23].

FUJITA et al. (1998), da Toyota Motor Corp., desenvolveram um novo sistema de esterçamento traseiro ativo (ARS - *active rear steering*), que foi instalado no modelo 1997 do TOYOTA ARISTO para uso prático no Japão. O ARS é um sistema de esterçamento nas quatro rodas elétrico controlado por

uma nova lógica (projetada com H^∞ - μ synthesis) que mantém bom desempenho de controle mesmo se os parâmetros do veículo ou as condições da superfície da pista sejam modificadas. O controle ARS é uma típica tecnologia para prevenir o escorregamento lateral do veículo na região linear das características do pneu. Esse sistema oferece fácil controle e reduz a ação do movimento de guinada antes de se aproximar do limite crítico. Através da combinação do ARS e do VSC (controle de estabilidade do veículo), é possível dar suporte de direção, de forma precisa, desde a forma de dirigir normal até à excessiva [12].

2.3.3 Testes Utilizados na Avaliação do Comportamento Lateral do Veículo 4WS

Para a avaliação do desempenho de veículos com esterçamento nas quatro rodas ainda não foram padronizados testes. HARADA (1991) [16] tenta estabelecer um critério de estabilidade e um índice de desempenho para os veículos com esterçamento nas quatro rodas.

Na literatura, vários tipos de testes experimentais e simulações são realizados na tentativa de avaliar os veículos com esterçamento nas quatro rodas. Na maioria dos casos os testes são realizados para comparação de desempenho entre os veículos com esterçamento nas quatro rodas com diferentes estratégias de controle e entre os veículos convencionais. Os testes realizados avaliam a resposta transiente e a resposta de regime do comportamento dos veículos através da observação de algumas variáveis como o ângulo de escorregamento lateral, a velocidade de guinada, a aceleração lateral, o ângulo de escorregamento das rodas, etc.

Os testes mais comumente realizados são:

- Resposta em frequência;
- Entrada degrau;
- Entrada senoidal;

- Curva em regime;
- Mudança de pista;
- Slalom;
- Entrada de vento lateral;
- Frenagem durante realização de curva;
- Frenagem em pista escorregadia;
- Curva com mudança nas condições de atrito com e sem frenagem;
- Tirar o pé do acelerador.

Capítulo 3

Modelo Matemático Não Linear do Veículo

3.1 Introdução

Este capítulo tem como objetivo mostrar a modelagem do veículo utilizada para avaliação de suas características de dirigibilidade, e características fundamentais da ferramenta matemática utilizada. A modelagem proposta engloba os aspectos do veículo e seus subsistemas de suspensão e esterçamento, e dos métodos de controle de esterçamento das rodas traseiras adotados.

3.2 Modelagem Matemática

Em um problema de modelagem, vários são os níveis de complexidade envolvidos. A capacidade de definir adequadamente os aspectos relevantes de uma modelagem em cada nível, é um atributo exigido de engenheiros e cientistas. Desta forma, pode-se definir os seguintes passos como partes integrantes de um processo de modelagem:

1. Descrever um modelo físico do sistema que contenha os aspectos relevantes ao estudo, juntamente com as hipóteses simplificadoras;
2. Obter equações constitutivas que descrevam matematicamente o comportamento das grandezas do sistema;
3. Resolver as equações, analítica ou numericamente afim de obter o comportamento estimado do sistema;
4. Verificar os resultados do modelo por comparação com o comportamento do sistema real;
5. Modificar o modelo físico, se necessário, ou utilizá-lo para análise e projeto.

O uso de computadores para executar as tarefas 2 e 3 é uma prática bastante comum atualmente, como o método dos elementos finitos, programas de geração de equações de sistemas multicorpos, etc. Esta prática permite aos engenheiros e cientistas concentrarem-se nos aspectos mais importantes do processo de modelagem, que são as tarefas 1 e 5 [8, COSTA 1992].

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 em estudo. Quando os sistemas envolvem corpos e subsistemas, com grande movimento relativo entre si, muitas questões envolvem os possíveis movimentos dos corpos e forças que atuam nos sistemas.

Na modelagem por Sistemas Multicorpos (*Multibody Systems* - MBS) o veículo é considerado como um sistema composto por corpos rígidos com grande movimento relativo entre si. Esses corpos são conectados entre si por juntas, e que são influenciados por forças (gravidade, elasticidades, amortecimentos, etc.) podendo possuir movimentos prescritos, e serem restritos por vínculos [8, COSTA 1992].

O movimento de um MBS é governado pelas equações chamadas equações dinâmicas do movimento. Essas 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 em seu movimento, tais como as ligações que conectam corpos adjacentes, ou características particulares de contato entre os corpos.

As equações de movimento para esses sistemas são muito laboriosas e difíceis de serem geradas manualmente, até para um sistema com um pequeno número de corpos interconectados. Portanto, foi um grande progresso o fato dos formalismos matemáticos serem desenvolvidos, através dos quais as equações de movimento para um MBS podem ser geradas por computador, baseados em dados simples do sistema como a geometria e inércia dos corpos e suas interconexões.

3.3 Implementação do Modelo do Veículo

Como o objetivo do trabalho é fazer um estudo das características da dinâmica lateral de veículos automotivos com esterçamento nas quatro rodas, e devido à dificuldade de se obter dados de veículos de passeio necessários para modelagem, optou-se por utilizar um modelo matemático já existente e validado, de um veículo convencional (2WS) para inclusão do esterçamento adicional.

Para modelar o veículo foi utilizado o aplicativo de simulação de sistemas mecânicos ADAMS [4]. Esse aplicativo usa o sistema de equações de Euler-Lagrange do movimento, que é composto por equações algébricas e diferenciais de segunda ordem, com métodos numéricos sofisticados para sua solução.

Para definição do modelo do sistema mecânico, o ADAMS requer os seguintes dados:

- Características geométricas dos corpos (posição do CG e das conexões);
- Características inerciais dos corpos;
- Conexão entre os corpos;
- Movimentos e forças que agem no sistema.

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

Durante a simulação o ADAMS descreve a posição e orientação de todos os corpos 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, em vetores de estado. O vetor de estado também contém os valores correntes das reações e das forças aplicadas em cada um dos corpos nas posições iniciais e nos vínculos. Assim, o vetor de estado fornece uma descrição completa do sistema mecânico para simulação dos mesmos.

3.4 Modelo Matemático do Veículo

O modelo matemático utilizado é baseado no modelo do veículo Volkswagen GOL GLi 1.8 1995, apresentado no trabalho de PASQUINI (1998) [35]. Nele são modelados o chassi, as suspensões dianteira e traseira, e o sistema de direção. Além disso, também é feita a modelagem dos pneus.

Figura 3.1: Vista geral do veículo (modelo do ADAMS).

3.4.1 Modelo do Veículo

Em dinâmica de veículos os modelos matemáticos utilizados são basicamente os seguintes:

- Modelo de bicicleta;
- Modelo plano de quatro rodas;
- Modelo tridimensional com aproximação para rolagem;
- Modelo tridimensional com efeito da geometria da suspensão.

O modelo matemático utilizado é o modelo tridimensional com efeito da geometria da suspensão, com esterçamento possível nas quatro rodas. O chassi, representado por um único corpo, possui seis graus de liberdade. As rodas possuem grau de liberdade de rotação em torno de seu eixo central, e de rotação de esterçamento em torno do pino-mestre. O grau de liberdade de esterçamento das rodas traseiras do veículo não existe no modelo original, e foi incluído utilizando a geometria de pino-mestre mostrada na figura 3.2.

Figura 3.2: Esquema da junta de esterçamento das rodas traseiras [35, PASQUINI 1998].

A tabela 3.1 mostra as características gerais do veículo.

Tabela 3.1: Características gerais do veículo [35, PASQUINI 1998].

Marca e modelo	Volkswagen GOL GLi 1.8
Ano	1995
Sistema de esterçamento	Pinhão-cremalheira
Suspensão dianteira	Independente McPherson com barra estabilizadora
Suspensão traseira	Semi-independente com corpo autoestabilizante de perfil em "V "
Pneus	175/70 R13
Entre-eixos	2.47 m
Bitola	1.38 m
Massa total	974 kg

A tabela 3.2 mostra as propriedades de inércia e posição do chassi e de cada conjunto roda/pneu.

Tabela 3.2: Propriedades de posição e inércia [35, PASQUINI 1998].

	Posição do CG ¹ [mm]	Massa [kg]	I _{xx} [kg.mm ²]	I _{yy} [kg.mm ²]	I _{zz} [kg.mm ²]
Chassi	[852, 0, 500]	840.61	2.0x10 ⁸	1.0x10 ⁹	1.0x10 ⁹
Roda/Pneu dianteiros	[0, +/-690, 276.5]	24.8	5.0x10 ⁵	5.0x10 ⁵	1.0x10 ⁶
Roda/Pneu traseiros	[2470, +/-690, 283.9]	24.8	5.0x10 ⁵	5.0x10 ⁵	1.0x10 ⁶

Subsistemas do Veículo

O sistema de direção é do tipo pinhão-cremalheira e foi modelado considerando as propriedades de inércia da coluna de direção e das barras de direção, sem considerar a elasticidade do sistema.

¹Posição do CG em relação à projeção no plano do solo do centro do eixo dianteiro.

A suspensão dianteira é independente do tipo McPherson com barra estabilizadora e a traseira é semi-independente com corpo autoestabilizante de perfil em “V”. Elas foram modeladas considerando as propriedades de inércia, curvas dos amortecedores, rigidez das molas helicoidais, rigidez da barra estabilizadora dianteira, e rigidez da barra de torção traseira. A figura 3.3 mostra a curva dos amortecedores dianteiros e traseiros, e a tabela 3.3 mostra os dados de rigidez.

Figura 3.3: Curva dos amortecedores [35, PASQUINI 1998].

Tabela 3.3: Rigidez das suspensões [35, PASQUINI 1998].

Elemento	Valor da Rigidez
Mola helicoidal dianteira	14.2 N/mm
Mola helicoidal traseira	15.7 N/mm
Barra estabilizadora dianteira	16.0 N/mm
Barra de torção trasiera	5.5×10^5 Nmm/rad

Modelo do Pneu

O tipo do pneu do veículo é o 175/70 R13 e foi modelado com o modelo de pneumático desenvolvido na Universidade do Arizona - o *UA-Tire*, baseado no trabalho de GIM & NIKRAVESH (1991) [15]. Esse é um dos modelos de pneu com aplicações em análises de dirigibilidade disponíveis no ADAMS. Esse modelo 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 [35, PASQUINI 1998].

3.4.2 Modelo Topológico

O modelo topológico de um sistema define o número de corpos, os tipos de juntas entre os corpos, e a localização das cadeias fechadas do modelo. A figura 3.4 mostra o modelo topológico do veículo.

Onde os corpos são:

- 1: referencial inercial;
- 2: chassi com seis graus de liberdade em relação ao referencial inercial;
- 3 e 3': bandeja inferior da suspensão dianteira (*A arm*);
- 4 e 4': cubos de roda dianteiros;
- 5 e 5': bandeja superior da suspensão dianteira (*strut rod*);
- 6 e 6': barra de direção;
- 7: cremalheira;
- 8 e 8': braços de conexão da barra torção traseira;

Figura 3.4: Modelo topológico do veículo

- 9 e 9': cubos de roda traseiros;
- 10 e 10': bandeja inferior da suspensão traseira;
- 11 e 11': bandeja superior da suspensão dianteira;
- 12 e 12': conjuntos roda/pneu dianteiros;
- 13 e 13': conjuntos roda/pneu traseiros.

As juntas de conexão entre os corpos são:

- c $\Rightarrow$ junta cilíndrica;
- r $\Rightarrow$ junta de revolução;
- s $\Rightarrow$ junta esférica;
- t $\Rightarrow$ junta de translação;
- u $\Rightarrow$ junta universal.

A indicação t e r dos conjuntos mola/amortecedor significam respectivamente translação e rotação.

Na modelagem não são consideradas entradas externas aerodinâmicas.

Capítulo 4

Simulações e Análise dos Resultados

4.1 Introdução

Este capítulo apresenta a metodologia das simulações realizadas e sua forma de implementação, baseado em testes normalmente empregados na análise de veículos com esterçamento nas quatro rodas. Além disso, faz uma análise dos resultados obtidos nas simulações.

4.2 Estratégia de Controle de Esterçamento das Rodas Traseiras

O comportamento do veículo será avaliado comparando-se o veículo convencional com esterçamento somente nas rodas dianteiras com o veículo com esterçamento nas quatro rodas.

São utilizados dois tipos de estratégia de controle de esterçamento das rodas traseiras para comparação. Na primeira estratégia, as rodas traseiras são esterçadas em função do ângulo de esterçamento do volante como uma função fixa,

não linear, chamada aqui de Estratégia I, onde as rodas são esterçadas em fase para pequenos ângulos de esterçamento e em fase oposta para grandes ângulos de esterçamento. Já na segunda estratégia, a razão entre o ângulo de esterçamento traseiro e o dianteiro é função da velocidade longitudinal do veículo, chamada aqui de Estratégia II, assim as rodas esterçam em oposição de fase em baixas velocidades e em fase em altas velocidades. Essas duas estratégias são baseadas no trabalho de WILLIAMS e RAHULAN (1989) [50], onde avaliam alguns dos benefícios na dirigibilidade de um veículo com esterçamento nas quatro rodas. São estratégias de controle em malha aberta, muito utilizadas em aplicações práticas e experimentais, visto que as variáveis utilizadas nas leis de controle podem ser medidas de maneira simples e a um baixo custo.

As curvas que definem a estratégia de esterçamento das rodas traseiras para os dois métodos podem ser vistas nas figuras 4.1 e 4.2.

Figura 4.1: Estratégia I - Ângulo de esterçamento traseiro como função do ângulo de esterçamento do volante.

Figura 4.2: Estratgia II - Ganho do esteramento traseiro (δ_2/δ_{vol}) como funo da velocidade longitudinal do veculo.

4.3 Simulaes Realizadas

A partir da modelagem do veculo realiza-se as simulaes computacionais para comparao das estratgias de controle adotadas. As simulaes tambm so efetuadas utilizando o aplicativo ADAMS. Obtm-se nas simulaes a resposta transitria e a resposta de regime das variveis observadas. O teste simulado o de entrada degrau de esteramento, utilizado com freqncia no estudo da dinmica lateral. A entrada degrau aplicada nas simulaes utiliza a funo *STEP* do aplicativo ADAMS, a qual aproxima uma funo degrau com um polinmio cbico [3].

Neste teste o veculo deve atingir a velocidade de anlise em linha reta e, ento, uma entrada de esteramento aplicada rapidamente at um valor preestabelecido e mantido neste valor por alguns segundos at as variveis do movimento desejadas atingirem um estado de regime. A velocidade mantida constante durante o teste, atravs de uma fora de compensao longitudinal

aplicada ao CG do veículo, proporcional à diferença entre a velocidade desejada e a velocidade medida. A figura 4.3 mostra a variação da velocidade longitudinal do veículo em uma das simulações realizadas.

Figura 4.3: Curva da velocidade longitudinal.

A entrada aplicada ao veículo é o deslocamento da cremalheira que aciona as barras de direção, esterçando as rodas dianteiras do veículo. A figura 4.4 mostra uma entrada aplicada.

O início do esterçamento é feito com um segundo de simulação, quando a velocidade longitudinal já está estabilizando, e entra em regime com um segundo e meio de simulação, mantendo o deslocamento da cremalheira constante. O tempo total das simulações é de oito segundos.

Neste teste são medidas as seguintes variáveis no tempo:

- ângulo de esterçamento das rodas dianteiras;
- ângulo de esterçamento das rodas traseiras;
- aceleração lateral;
- velocidade de guinada;

Figura 4.4: Entrada degrau de deslocamento da cremalheira para esterçamento do volante de 30° .

- ângulo de escorregamento lateral do veículo;
- ângulo de rolagem do veículo;
- trajetória do veículo.

Além dessas variáveis, outras também podem ser medidas, como a velocidade lateral, a força lateral nos pneus, e o ângulo de escorregamento lateral dos pneus.

Foram realizadas simulações onde variou-se o ângulo de esterçamento das rodas dianteiras mantendo a velocidade longitudinal constante, e ao contrário, manteve-se o ângulo de esterçamento variando a velocidade longitudinal, de tal maneira a varrer uma faixa de esterçamento do volante de 10 a 45 graus, e da velocidade longitudinal de 10 a 33 m/s, desta forma, fazendo os veículos analisados alcançarem níveis de aceleração lateral da ordem de 4 m/s^2 , como recomenda a norma ISO (1986) [19].

Os Anexos B, C, D e E mostram os resultados de algumas simulações, onde o Anexo B mostra os resultados referentes ao veículo 2WS, primeiramente com velocidade longitudinal de 30 m/s (ou 120 km/h) e ângulo de esterçamento de

Figura 4.5: Comparação da característica de esterçamento dos veículos analisados.

10, 30 e 45 graus, e depois com esterçamento de 30 graus e velocidade longitudinal de 10, 20, 30 e 33 m/s (ou 36, 72, 108 e 120 km/h respectivamente). Da mesma forma que o Anexo B, o Anexo C mostra os resultados referente ao veículo 4WS com estratégia I, e o Anexo D do veículo 4WS com estratégia II. Já o Anexo E coloca junto os resultados dos três veículos para a simulação com velocidade longitudinal de 30 m/s (ou 108 km/h) e esterçamento do volante de 30 graus, e para a simulação dos veículos com aceleração lateral de regime próxima a $3,65 \text{ m/s}^2$, para uma comparação mais direta dos três casos.

Já para a análise da resposta da tendência de esterço de cada tipo de veículo montou-se o gráfico de tendência de esterço com ganho da velocidade de guinada a partir da resposta de regime permanente dadas simulações realizadas, como mostra a figura 4.5.

A partir desses resultados faz-se uma análise das características mais importantes observadas.

4.4 Análise dos Resultados

Para analisar o comportamento dos veículos estudados será feita primeiramente uma análise da resposta transitória observada e em seguida do comportamento de regime observado.

4.4.1 Resposta Transitória

Analizando os gráficos do ângulo de esterçamento das rodas dianteiras (figuras B.1, C.1 e D.1), é possível observar que aparece um transitório antes de se iniciar a entrada de grau propriamente (de 0 a 0,8 s). Este transitório está associado ao período de estabilização da velocidade longitudinal, no qual a força longitudinal de compensação atua acelerando e desacelerando o veículo, causando entradas verticais no veículo, o que produz uma pequena variação do ângulo de esterçamento.

Observando os gráficos de aceleração lateral é possível verificar que os veículos com esterçamento nas quatro rodas diminuem os valores de pico com relação ao veículo convencional, além de diminuir o tempo de resposta (figura E.7). Também é possível observar a presença de outro pico durante a parte transitória da aceleração lateral do veículo com estratégia I (função do esterçamento do volante), como mostra a figura C.3. Esse segundo transitório está relacionado à excitação vertical do ângulo de rolagem do veículo, visto na resposta transitória do ângulo de rolagem - figura C.6. O veículo com estratégia II (função da velocidade e do esterçamento do volante) também apresenta o mesmo comportamento mas de forma bem atenuada, como mostra a figura D.3.

Quando se analisa os gráficos da velocidade de guinada observa-se que, com o aumento do ângulo de esterçamento do volante, existe uma diminuição no tempo de resposta da velocidade de guinada em todos os veículos analisados. Observa-se também que os valores de pico diminuem nos sistemas 4WS, e o tempo de resposta aumenta (figura E.8). Ainda é possível observar que no veículo com estratégia I a resposta de guinada apresenta sinal contrário ao de regime no início

do transitório, o que subjetivamente não é desejável (figura C.4).

Com relação ao ângulo de rolagem dos veículos, é possível observar que, para os veículos 4WS, os valores de pico diminuem e o tempo de resposta também diminui (figura E.10). Observando agora os gráficos do ângulo de escorregamento lateral do veículo verifica-se que o veículo 2WS apresenta o ângulo de escorregamento lateral negativo, mas com um pico ligeiramente positivo no início do transitório - figura B.4. Essa característica é considerada uma desvantagem em avaliações subjetivas porque quando o veículo realiza uma curva com ângulo de atitude para fora da direção tangencial à curva, o motorista tem a face voltada para fora da curva [22, LANDREAU, 1989]. Já o veículo com estratégia I apresenta um ângulo de escorregamento lateral positivo (figura C.5) e o veículo de estratégia II apresenta ângulo positivo para esterçamentos menores e ângulo negativo para esterçamentos maiores, como mostra a figura D.5. No caso da estratégia II, a característica do primeiro pico do transitório ser positivo aparece mais acentuada, piorando a avaliação subjetiva do veículo. Para resolver esse problema pode-se utilizar um atraso no esterçamento traseiro, como mostra LANDREAU (1989) [22].

4.4.2 Resposta de Regime Permanente

Analisando a resposta de regime das variáveis medidas é possível observar que tanto a aceleração lateral, quanto a velocidade de guinada e o ângulo de rolagem do veículo apresentam uma diminuição no seu ganho nos veículos com esterçamento nas quatro rodas, isto é, os valores de regime dessas variáveis desenvolvidos pelos veículos com esterçamento nas quatro rodas são menores que no veículo convencional (2WS), principalmente na estratégia I.

Com relação a velocidade de guinada, também é possível observar que com o aumento da velocidade longitudinal, o ganho da velocidade de guinada aumenta em velocidades mais baixas e passa a diminuir em velocidades mais altas, isto é, na velocidade característica o veículo atinge o ganho máximo da velocidade de guinada, como mostram as figuras B.8, C.9, e D.9, e pode ser com-

provado na figura 4.5. O gráfico da figura 4.5 mostra que os veículos analisados possuem uma característica subesterçante, e ainda que os veículos 4WS apresentem essa característica mais acentuada, principalmente o veículo com estratégia I. Esse comportamento subesterçante dos veículos pode ser observado também nos gráficos das figuras B.10, C.11, e D.11, onde, para um mesmo ângulo de esterçamento, o aumento da velocidade longitudinal, resulta num raio de curva maior. Observa-se também, no gráfico das trajetórias dos veículos da figura E.5, que para o mesmo ângulo de esterçamento do volante e velocidade longitudinal, os raios de curva desenvolvidos pelos veículos 4WS são maiores que do veículo convencional.

Essa característica dos sistemas com esterçamento nas quatro rodas de deixar os veículos mais subesterçantes é desejável, mas um veículo extremamente subesterçante não é muito desejado, pois deixa o veículo menos responsivo o que pode causar problemas para o motorista quando acelerando ou desacelerando em curvas, pois é forçado a grandes mudanças de esterçamento.

Ainda é possível observar que os valores de regime do ângulo de escorregamento lateral dos veículos 4WS são menores, o que é bom, pois menor é o atraso para o veículo entrar em regime na curva.

Analizando os gráficos dos ângulos de esterçamento das rodas traseiras dos veículos com esterçamento nas quatro rodas observa-se que esses estão em fase com o esterçamento dianteiro conforme indicado pelas estratégias de controle respectivas. Verifica-se também que os ângulos de esterçamento traseiro obtidos com a estratégia I são maiores que os obtidos com a estratégia II.

É possível concluir que quanto mais alta a velocidade longitudinal e mais alta a relação de esterçamento traseiro/dianteiro, mais são acentuadas as características de redução de ganho e aumento no tempo de resposta da velocidade de guinada e diminuição no tempo de resposta da aceleração lateral e do ângulo de rolagem.

Para evitar esse comportamento, outras estratégias são aplicadas de tal forma a minimizar o aumento no tempo de resposta da velocidade de guinada,

como adicionar um pequeno atraso no esterçamento traseiro, com o esterçamento ativo das rodas, e o esterçamento com realimentação de parâmetros, como a velocidade de guinada, etc.

Os sistema 4WS ativos podem fazer o transitório ficar mais rápido, com menor valor de pico e menos oscilações.

Capítulo 5

Conclusões

A análise de veículos automotivos com esterçamento nas quatro rodas foi feita baseada em um modelo matemático do veículo Volkswagen GOL GLi 1.8 [35, PASQUINI 1998] com esterçamento nas rodas dianteiras. Para tanto foi utilizada uma ferramenta computacional de modelagem e simulação de sistemas dinâmicos. Neste modelo foi incluído o esterçamento nas rodas traseiras e foram implementadas duas estratégias de controle do esterçamento traseiro para visualização das principais características do veículo com esterçamento nas quatro rodas. Uma das estratégias esterça a roda traseira como função do esterçamento do volante, e a outra em função do esterçamento do volante e da velocidade longitudinal do veículo [50, WILLIAMS e RAHULAN 1989].

Para a análise da dinâmica lateral dos veículos com esterçamento nas quatro rodas utilizou-se um dos testes normalmente empregado no estudo de dinâmica lateral, a entrada degrau de esterçamento. A partir dos testes realizados fez-se uma análise comparativa das principais características do comportamento lateral dos veículos.

As simulações mostraram que, no transitório, a aceleração lateral e o ângulo de rolagem diminuem o tempo de resposta, e que a velocidade de guinada aumenta seu tempo de resposta. Já em relação ao regime permanente, observa-se uma diminuição do ganho da velocidade de guinada, da aceleração lateral e do ângulo de rolagem, ainda verifica-se que os veículos com esterçamento nas qua-

tro rodas têm uma característica mais subesterçante que o veículo convencional, fazendo com que o veículo com esterçamento nas quatro rodas fique menos responsivo. Os pontos observados estão de acordo com o que é visto na literatura em termos das características gerais do comportamento do veículo com esterçamento nas quatro rodas com estratégias de controle similares às utilizadas nesse trabalho.

Todas as características observadas dos sistemas de esterçamento das quatro rodas se mostram mais acentuadas no caso da estratégia de controle dependente do esterçamento do volante, fazendo o veículo apresentar uma característica extremamente subesterçante. Para melhorar os resultados desta estratégia seriam necessários outros testes para adequar a função de controle do ângulo de esterçamento traseiro para as características do veículo utilizado, já que os resultados da aplicação de uma estratégia de controle são dependentes dos parâmetros do veículo analisado, portanto, cada estratégia deve ser otimizada quando aplicada a um veículo.

Uma forma de melhorar as características de dirigibilidade dos veículos com esterçamento nas quatro rodas passivo, principalmente no que diz respeito à resposta da velocidade de guinada, é aplicar estratégias de controle que tenham realimentação de um ou mais parâmetros de controle, ou que use uma estratégia de controle ativo nas rodas traseiras e nas dianteiras, como mostra a literatura.

Desta forma o modelo adaptado para a realização desse trabalho pode ser ainda utilizado para implementação de outras estratégias de controle, e para realização de outros tipos de teste de esterçamento nas quatro rodas como a mudança de pista, entrada de vento lateral, varredura em seno, etc. Ainda esse modelo pode ter o sistema de direção melhor discretizado, ou até ter um sistema de esterçamento traseiro mecânico implemetado.

Apesar do tópico de esterçamento nas quatro rodas ter um volume de trabalhos apresentados concentrado no final da década de 80 e início de 90, ficando atualmente mais escassos, não significa que o estudo foi descartado. O foco de estudo foi alterado para outros sistemas que influenciam a resposta direcional do veículo com custo/benefício melhores, e também porque a legislação em muitos

países não permite que se tenha esterçamento comandado eletronicamente num veículo. Essas legislações exigem um sistema mecânico para garantir segurança, o que deixa as estratégias de controle limitadas, já que para uma otimização da dirigibilidade do veículo há a necessidade de controladores e de aquisição de dados eletrônicos, como visto anteriormente. Apesar disso, alguns trabalhos estão sendo realizados, já que existe uma tendência em se permitir o uso de sistemas controlados eletronicamente.

Referências Bibliográficas

- [1] ABE, M., Effects of traction force distribution control with additional rear wheel steer on turning behavior of 4WD vehicle, *10th IAVSD Symposium*, Prague, Checkoslovakia, 1987.
- [2] ABE, M., Handling characteristics of four wheel active steering vehicles over full maneuvering range of lateral and longitudinal accelerations, *11th IAVSD Symposium*, p. 1-14, Ontario, Canada, 1989.
- [3] *An overview of how to use ADAMS/solver*, versão 8.0, Mechanical Dynamics, Inc., Ann Arbor, E.U.A., 1994.
- [4] *ADAMS user's reference manual*, versão 9.0, Mechanical Dynamics, Inc., Ann Arbor, E.U.A., 1998.
- [5] ALLEN, R. W., et al., Tire modeling requirements for vehicle dynamics simulation, *SP-1074*, Society of Automotive Engineers, paper 950312, 1995.
- [6] BERKEFELD, V., SEIFERT, G., Four wheel steering - handling and disturbance compensation on surfaces with various friction conditions, *IMechE 1992*, paper 925051, p. 87-94, 1992.
- [7] BERNARD, J.E. et al., Linear analysis of a vehicle with four-wheel steering, *International Congress & Exposition, Society of Automotive Engineers*, Detroit, EUA, paper 880643, 1988.
- [8] COSTA, A. N., *Aplication of multibody system (MBS) techniques to automotive vehicle chassis simulation for motion control studies*, Ph.D. Thesis, University of Warwick, Conventry, Inglaterra, 1992.

- [9] EGUCHI, T. et al., Development of "Super Hicas ", a new rear wheel steering system with phasereversal control, paper 891978, p. 1495-1504, 1989.
- [10] FUKUI, et al., Analysis of driver and a "four wheel steering vehicle " system using a driving simulator, *International Congress and Exposition*, SAE paper 880641, Detroit, EUA, 1988.
- [11] FUKUNAGA, Y. et al., Improved handling and stability using four-wheel steering, *11th International Conference on Experimental Technical Safety Vehicles*, Washington, DC. 1987.
- [12] FUJITA, K. et al., Development of active rear steer system applying $H_{\infty} - \mu$ synthesis, *SP-1338, International Congress & Exposition, Society of Automotive Engineers*, Detroit, EUA, paper 981115, p. 163-169, 1998.
- [13] FURUKAWA, Y., SANO, S., Effects of nonlinear rear steer control on steering response during higher lateral acceleration cornering, *11th IAVSD Symposium*, p. 248-262, Ontario, Canada, 1989.
- [14] GILLESPIE, T. D., *Fundamentals of vehicle dynamics*, Society of Automotive Engineers, Inc., Warrendale, E.U.A., 1992.
- [15] GIM, G., NIKRAVESH, P. E., An analytical model of pneumatic tyres for vehicle dynamic simulations. part 1: pure slips, *Vehicle Design*, vol. 11, 1991.
- [16] HARADA, H., A study on the stability criteria and the objective evaluation of steering systems as a vehicle-driver control system, *12th IAVSD Symposium*, p. 1-14, Lyon, França, 1991.
- [17] HARADA, H., Stability criteria and evaluation of steering maneuver in "Driver-Vehicle System ", *JSME International Journal*, Series C, vol. 37, n. 1, p. 115-122, 1994.
- [18] HIRANO, Y. et al., Development of an integrated system of 4WS and 4WD by H_{∞} control, paper 930267, p. 7986, 1993.
- [19] ISO Draft International Report, *7401: Road Vehicles - Lateral Transient Response Test Method*, 1986.

- [20] KAWAKAMI, H. et al., Development of integrated system between active control suspension, active 4WS, TRC and ABS, paper 920271, 1992.
- [21] KUDRITZKI, D., WILLUMEIT, H.P., Rear axle steering by variable rear wheel toe: a possibility to optimize transient response of automobiles from the driver's view too, *XXII FISITA*, paper 885088, p. 1659-1671, 1988.
- [22] LANDREAU, T., Simulation of dynamic behavior of a four wheel steering vehicle by means of a vehicle and driver model, *Society of Automotive Engineers, Inc.*, paper 890078, 1989.
- [23] LEE, A.Y., Matching vehicle responses using the model-following control method, *SP-1228*, International Congress & Exposition, Society of Automotive Engineers, Detroit, EUA, paper 970561, p. 57-69, 1997.
- [24] LEUCHT, P. M., Active four-wheel-steering design for the Blazer XT-1, paper SAE 872285, *Truck and Bus Meeting and Exposition*, Dearborn, EUA, 1987.
- [25] LUGNER, P., Some investigations on computer aided steering, *9^o IAVSD Symposium*, p.115-128, Switzerland, 1985.
- [26] LUGNER, P., MITTERMAYR, P., Possibilities to improve the vehicle cornering dynamics by control of the tire forces, *11th IAVSD Symposium*, p. 377-390, Ontario, Canada, 1989.
- [27] NAGAI, M., Active four-wheel-steering system by model following control, *11th IAVSD Symposium*, p. 428-439, Ontario, Canada, 1989.
- [28] NAKAYA, H., OGUCHI, Y., Characteristics of four-wheel steering vehicle and its future prospects, *JSAE Review*, vol. 7, n. 1, pp. 70-77, abril 1986.
- [29] NAKAMOTO, M. et al., The effect of vehicle speed sensing four-wheel steering system on handling performance, *11th International Technical Conference on Experimental Safety Vehicles*, Washington, E.U.A., 1987.
- [30] NALECZ, A. G., BINDEMANN, A.C., Investigation into the stability of four wheel steering vehicles, *INT. J. of Vehicle Design*, vol. 9, n.2, p. 159-178, 1988.

- [31] NALECZ, A. G., BINDEMANN, A.C., Handling properties of four wheel steering vehicles, *Society of Automotive Engineers, Inc.*, paper 890080, 1989.
- [32] NAMETZ et al., The design and testing of a microprocessor controlled four wheel steer concept car, *XXII FISITA*, paper 885087, p. 1652-1658, 1988.
- [33] OHNUMA, A., METZ, L.D., Controllability and stability aspects of actively controlled 4WS vehicles, paper 891977, p. 1481-1494, 1989.
- [34] OKADA, T., TAKAGI, T., On automobile control and stability, *Journal of the J.S.A.E.* vol.18, n.3, 1964.
- [35] PASQUINI, J. P., *Modelagem e análise da dinâmica lateral de veículos automotivos*, Dissertação (Mestrado), Universidade de São Paulo, São Carlos, BR, 1998.
- [36] SANO, S. et al., Four wheel steering system with rear wheel steer angle controlled as a function of steering wheel angle, paper SAE 860625, p. , 1986.
- [37] SANO, S. et al, Operational and design features of the steer angle dependent four wheel steering system, *11th International Technical Conference on Experimental Safety Vehicles*, Washington, E.U.A., 1987.
- [38] SANO, S. et al., Handling characteristics of steer angle dependent four wheel steering system, *XXII FISITA*, paper 885034, p.1279-1292, 1988.
- [39] SATO, H. et al., Dynamic characteristics of a whole wheel steering vehicle with yaw velocity feedback rear wheel steering, *IMechE C124/83*, Road Vehicle Handling, 146-156, 1983.
- [40] SENGER, K.-H., *Case study on four wheel steering*, DVFLR - Inst. for Flight Systems Dynamics, Internal Document, 1989.
- [41] SENGER, K.-H., KORTÜM, W., Investigations on state observers for the lateral dynamics of four-wheel steered vehicles, *11th IAVSD Symposium*, Ontario, Canada, 1989.

- [42] SHIBAHATA, Y. et al., The development of an experimental four-wheel-steering vehicle, paper SAE 860626, p.3862-3869, 1986.
- [43] SHIOTSUKA, T. et al., Active control of drive motion of four wheel steering car with neural network, *International Congress & Exposition*, Society of Automotive Engineers, paper 940229, p. 145-158, 1994.
- [44] TAKIGUCHI, T., et al., Improvement of vehicle dynamics by vehicle-speed-sensing four-wheel-steering system, paper SAE 860624, p. 3870-38-79, 1986.
- [45] TRAN, V. T., Handling control with additional rear wheel steering, *IMEchE 1992*, paper 925050, p. 76-86, 1992.
- [46] VANDERPLOEG, M. J., et al., Evaluation of four-wheel steer path following performance using a linear inverse vehicle model, *International Congress and Exposition*, Society of Automotive Engineers, paper 880644, Detroit, E.U.A., 1988.
- [47] YAMAGUCHI, Y. Four-wheel steering blossoms in Japan, *Automotive Engineering*, SAE, July, p. 60-62, 1987.
- [48] YAMAMOTO, M., HARADA, H., MATSUO, Y., A study on active controlled chassis system for vehicle dynamics, *11th IAVSD Symposium*, p. 603-615, Ontario, Canada, 1989.
- [49] WHITEHEAD, J. C., Four wheel steering: maneuverability and high speed stabilization, *International Congress and Exposition*, Society of Automotive Engineers, paper 880642, Detroit, E.U.A., 1988.
- [50] WILLIAMS, R.A., RAHULAN, T., Actively controlled, four wheel steering, *IMA Conference (Mathematic in the Automotive)*, 1989.

Anexo A

Detalhes do Modelo Matemático

- Parts:

Ground_Part_and_Markers

Left_Lower_A_Arm

Right_Lower_A_Arm

Left_Spindle

Right_Spindle

Left_Strut_Rod

Right_Strut_Rod

Left_Tie_Rod

Right_Tie_Rod

Steering_Rack

Left_Drag_Strut__front_half__

Right_Drag_Strut__front_half__

Left_Rear_Spindle

Right_Rear_Spindle

Left_Rear_Lower_Strut_Rod

Right_Rear_Lower_Strut_Rod

Left_Rear_Upper_Strut_Rod

Right_Rear_Upper_Strut_Rod

Vehicle_Body

Ref_Aux

- Constraint:

Left_Lower_Ball_Joint (Spherical Joint)

Right_Lower_Ball_Joint (Spherical Joint)

Left_Lower_Body_Joint (Revolute Joint)

Right_Lower_Body_Joint (Revolute Joint)

Left_Strut_Rod_Spindle_Bushing (Cylindrical Joint)

Right_Strut_Rod_Spindle_Bushin (Cylindrical Joint)

JOI10061 (Spherical Joint)

JOI10071 (Spherical Joint)

Left_Strut_Rod_Body_Mount (Universal Joint)

Right_Strut_Rod_Body_Mount (Universal Joint)

JOI10058 (Universal Joint)

JOI10068 (Universal Joint)

JOI10078 (Translational Joint)

Left_Body_Pivot (Revolute Joint)

Right_Body_Pivot (Revolute Joint)

Left_Rear_Kingpin (Revolute Joint)

Rigt_Rear_Kingpin (Revolute Joint)

Left_Rear_Ball_Joint (Spherical Joint)

Right_Rear_Ball_Joint (Spherical Joint)

Left_Lower_Upper (Cylindrical Joint)

Right_Lower_Upper (Cylindrical Joint)

Left_Upper_Body (Universal Joint)

Right_Upper_Body (Universal Joint)

Planar_Aux (Planar Joint)

Hooke_Aux (Hooke Joint)

MOT1(Translational Motion)

Left_Rear_Steer(Rotational Motion)

Right_Rear_Steer(Rotational Motion)

- Force:

Left_Spring (Translational Spring_damper)

Right_Spring (Translational Spring_damper)

Left_Shock (Single_Component_Force)

Right_Shock (Single_Component_Force)

stab_bar1 (Single_Component_Force)
stab_bar2 (Single_Component_Force)
SPR22042 (Rotational Spring_damper)
SPR20042 (Translational Spring_damper)
SFO20046 (Single_Component_Force)
SPR20050 (Translational Spring_damper)
SFO20054 (Single_Component_Force)
FORCE_1 (Single_Component_Force)
ACC (Acceleration due to gravity)
TIR1 (Tire)
TIR2 (Tire)
TIR3 (Tire)
TIR4 (Tire)

- Variables:

Steer_Ratio (Variable)
veloc_des (Variable)
cte (Variable)
Steer_Rear_Steer (Spline)
Speed_Rear_Steer (Spline)

Anexo B

Resultados do Modelo do Veículo 2WS

As figuras B.1, B.2, B.3, B.4, B.5 e B.6 referem-se às simulações do veículo na condição de velocidade longitudinal de 120 km/h com esterçamento do volante de 10°, 30° e 45°.

Já as figuras B.7, B.8, B.9 e B.10 referem-se às simulações do veículo na condição de ângulo de esterçamento do volante de 30° com variação da velocidade longitudinal de 36, 72, 108 e 120 km/h.

Figura B.1: Ângulo de esterçamento das rodas dianteiras.

Figura B.2: Aceleração lateral do veículo.

Figura B.3: Velocidade de guinada.

Figura B.4: Ângulo de escorregamento lateral do veículo.

Figura B.5: Ângulo de rolagem do veículo.

Figura B.6: Trajetória do veículo.

Figura B.7: Aceleração lateral do veículo.

Figura B.8: Velocidade de guinada.

Figura B.9: Ângulo de escorregamento lateral do veículo.

Figura B.10: Trajetória do veículo.

Anexo C

Resultados do Modelo do Veículo 4WS - Estratégia I

As figuras C.1, C.2, C.3, C.4, C.5, C.6 e C.7 referem-se às simulações do veículo na condição de velocidade longitudinal de 120 km/h com esterçamento do volante de 10°, 30° e 45°.

Já as figuras C.8, C.9, C.10 e C.11 referem-se às simulações do veículo na condição de ângulo de esterçamento do volante de 30° com variação da velocidade longitudinal de 36, 72, 108 e 120 km/h.

Figura C.1: Ângulo de esterçamento das rodas dianteiras.

Figura C.2: Ângulo de esterçamento das rodas traseiras.

Figura C.3: Aceleração lateral do veículo.

Figura C.4: Velocidade de guinada.

Figura C.5: Ângulo de escorregamento lateral do veículo.

Figura C.6: Ângulo de rolagem do veículo.

Figura C.7: Trajetória do veículo.

Figura C.8: Aceleração lateral do veículo.

Figura C.9: Velocidade de guinada.

Figura C.10: Ângulo de escorregamento lateral do veículo.

Figura C.11: Trajetória do veículo.

Anexo D

Resultados do Modelo do Veículo 4WS - Estratégia II

As figuras D.1, D.2, D.3, D.4, D.5, D.6 e D.7 referem-se às simulações do veículo na condição de velocidade longitudinal de 120 km/h com esterçamento do volante de 10°, 30° e 45°.

Já as figuras D.8, D.9, D.10, D.11 e D.12 referem-se às simulações do veículo na condição de ângulo de esterçamento do volante de 30° com variação da velocidade longitudinal de 36, 72, 108 e 120 km/h.

Figura D.1: Ângulo de esterçamento das rodas dianteiras.

Figura D.2: Ângulo de esterçamento das rodas traseiras.

Figura D.3: Aceleração lateral do veículo.

Figura D.4: Velocidade de guinada.

Figura D.5: Ângulo de escorregamento lateral do veículo.

Figura D.6: Ângulo de rolagem do veículo.

Figura D.7: Trajetória do veículo.

Figura D.8: Aceleração lateral do veículo.

Figura D.9: Velocidade de guinada.

Figura D.10: Ângulo de escorregamento lateral do veículo.

Figura D.11: Trajetória do veículo.

Figura D.12: Ângulo de estercamento das rodas traseiras.

Anexo E

Resultados comparativos entre as estratégias

As figuras E.1, E.2, E.3, E.4 e E.5 e E.6 referem-se à simulação dos veículos na condição de velocidade longitudinal de 108 km/h com esterçamento do volante de 30°.

Já as figuras E.7, E.8, E.9 e E.10 referem-se à simulação dos veículos na condição de aceleração lateral próxima a 3,65 m/s².

Figura E.1: Aceleração lateral do veículo.

Figura E.2: Velocidade de guinada.

Figura E.3: Ângulo de escorregamento lateral do veículo.

Figura E.4: Ângulo de rolagem do veículo.

Figura E.5: Trajetória do veículo.

Figura E.6: Ângulo de esterçamento Traseiro.

Figura E.7: Aceleração lateral do veículo.

Figura E.8: Velocidade de guinada.

Figura E.9: Ângulo de escorregamento lateral do veículo.

Figura E.10: Ângulo de rolagem do veículo.