

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

PEDRO QUEIROZ ESPINDOLA

RECUPERAÇÃO DE DIRIGIBILIDADE VEICULAR POR CONTROLE
DE ESTERÇAMENTO

SÃO CARLOS

2014

PEDRO QUEIROZ ESPINDOLA

Recuperação De Dirigibilidade Veicular Por Controle
De Esterçamento

Dissertação de trabalho de
conclusão de curso

Área de concentração:
Simulação de Controle
Veicular

Orientadora: Prof.^a Dr.^a Maíra
Martins da Silva

São Carlos

2014

AUTORIZO A REPRODUÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO,
POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS
DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

E77 Espinola, Pedro Queiroz
 Recuperação de dirigibilidade veicular por
 controle de esterçamento São Carlos / Pedro Queiroz
 Espinola; orientador Prof. Máira Martins da Silva. São
 Carlos, 2014.

 Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) --
 Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de
 São Paulo, 2014.

 1. Controle esterçamento . 2. Direção ativa . 3.
 Estabilidade. 4. Dirigibilidade veículo . 5. Modelo. 6.
 Motorista. I. Título.

FOLHA DE AVALIAÇÃO

Candidato: Pedro Queiroz Espindola

Título: " Recuperação de dirigibilidade veicular por controle de esterçamento "

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à
Escola de Engenharia de São Carlos da
Universidade de São Paulo
Curso de Engenharia Mecatrônica.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Rodrigo Nicoletti

Nota atribuída: 8,0 (oito)

Rodrigo Nicoletti
(assinatura)

Renzo Fernandes Bastos

Nota atribuída: 8,0 (oito)

Renzo Fernandes Bastos
(assinatura)

Prof.^a Dr.^a Maíra Martins da Silva

Nota atribuída: 8,0 (oito)

Maíra M. de Silva
(assinatura)

Média: 8,0 (oito)

Resultado: APROVADO

Data: 08 / 12 / 2014

Este trabalho tem condições de ser hospedado no Portal Digital da Biblioteca da EESC

SIM NÃO Visto do orientador Maíra M. de Silva

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus pais por todo o apoio e incentivo que me deram.

Agradeço à professora Dr.^a Maíra Martins da Silva pela atenção e pelos ensinamentos.

Agradeço à Universidade de São Paulo pelo excelente ambiente acadêmico fornecido a mim e aos meus colegas.

Agradeço aos meus colegas de curso pelo companheirismo na busca pelo aprendizado.

RESUMO

Espindola, P.Q. **Recuperação de dirigibilidade veicular por controle de esterçamento**
Dissertação de trabalho de conclusão de curso, Escola de engenharia de São Carlos,
Universidade de São Paulo, 2014

Neste trabalho é feita avaliação se um sistema simples de controle de esterçamento é capaz de manter a estabilidade de um veículo baseando-se apenas em sua velocidade de guinada. Modelos de veículo e motorista foram desenvolvidos para formar um sistema capaz de seguir trajetórias de forma eficiente. Um sistema de controle foi então calibrado para manter a velocidade de guinada próxima a um valor ideal. Foram feitas simulações de manobras de mudança de faixa e reação a distúrbios de desvio de trajetória. Verificou-se que o sistema de controle é capaz de manter a estabilidade do veículo nestas ocasiões sem no entanto interferir em situações normais de condução.

Palavras chave: controle esterçamento direção ativa estabilidade dirigibilidade veículo modelo motorista

ABSTRACT

Espindola, P.Q. **Vehicle handling recovery by steering control** End of course paper, Escola de engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, 2014

This work evaluates if a simple steering control system is capable of maintaining the stability of a vehicle based solely on its yaw rate. Vehicle and driver models were developed to form an efficient track following system. A control system was then calibrated to maintain the vehicle's yaw rate close to a desired value. Lane change and track deviation disturbance reaction were simulated. It was verified that the control system is capable of maintaining stability without compromising normal driving.

Keywords: steering control active steering stability handling vehicle driver model

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1.1: Sistema de orientação da SAE. [2].....	16
Figura 2.1.2: Sistema de coordenadas fixo no solo. [2].....	16
Figura 2.1.3: Sistema de coordenadas fixo na roda. [2]	17
Figura 2.1.4: Variação da força lateral com o ângulo de deriva.....	18
Figura 2.2.1: Representação em blocos das características do motorista. [4]	19
Figura 2.2.2: Diagrama de blocos do modelo de controlador motorista. [5].....	19
Figura 3.1.1: Representação do modelo de veículo em 3 graus de liberdade. [9]	21
Figura 3.1.2 Representação do veículo como um modelo bicicleta. [6]	23
Figura 3.4.1 Representação do sistema em diagrama de blocos.....	25
Figura 4.1.1: Posição do c.g. do veículo em teste a 30 km/h sem controlador.	27
Figura 4.1.2: Direção em teste a 30 km/h sem controlador.	27
Figura 4.1.3: Velocidade de guinada em teste a 30 km/h sem controlador.	28
Figura 4.1.4: Trajetória do veículo com e sem controlador em manobra a 30 km/h	29
Figura 4.1.5: Velocidade de guinada com e sem controlador em manobra a 30 km/h.....	29
Figura 4.1.6: Trajetória com e sem controlador em manobra a 80km/h	30
Figura 4.1.7: Velocidade de guinada com controlador em manobra a 80km/h	30
Figura 4.2.1: Reação a um distúrbio externo em reta a 80 km/h	31

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.4.1: Parâmetros do modelo veicular	26
Tabela 3.4.2: Parâmetros de controle do modelo de motorista	26
Tabela 3.4.3: Parâmetros do controlador PID	26

LISTA DE SÍMBOLOS

a - distância do c.g. ao eixo dianteiro do veículo

b - distância do c.g. ao eixo traseiro do veículo

B – *stiffness factor*

c_1 – parâmetro de Pacejka

c_2 – parâmetro de Pacejka

C – fator de forma do pneu

$C_{f\alpha}$ – *cornering stiffness* do pneu

d – distância do ponto central de contato do pneu esquerdo ao do direito

D – fator de pico

e_A – desvio de trajetória

E – fator de forma do pneu

F_{xlf} – força de atrito longitudinal no pneu dianteiro esquerdo

F_{xrf} – força de atrito longitudinal no pneu dianteiro direito

F_{xlr} – força de atrito longitudinal no pneu traseiro esquerdo

F_{xrr} – força de atrito longitudinal no pneu traseiro direito

F_{yf} – força de atrito lateral nos pneus do eixo dianteiro

F_{ylf} – força de atrito lateral no pneu dianteiro esquerdo

F_{yrf} – força de atrito lateral no pneu dianteiro direito

F_{yr} – força de atrito lateral nos pneus do eixo traseiro

F_{ylr} – força de atrito lateral no pneu traseiro esquerdo

F_{yrr} – força de atrito lateral no pneu traseiro direito

F_z – força vertical atuando no pneu

I_{zz} - momento de inércia ao redor do eixo vertical (z)

L – distância entre eixos do veículo

m – massa total do veículo

M_z – momento ao redor do eixo z

r – velocidade de guinada

R – raio de curva

v_x – velocidade longitudinal do veículo em relação ao referencial fixo no veículo

v_y – velocidade lateral do veículo em relação ao referencial fixo no veículo

V_x – velocidade longitudinal do veículo em relação ao referencial fixo no pavimento

V_y – velocidade lateral do veículo em relação ao referencial fixo no pavimento

W – peso do veículo

W_f – componente do peso do veículo atuando no eixo dianteiro

W_r – componente do peso do veículo atuando no eixo traseiro

y_v – posição Y do veículo

y_r – posição Y da trajetória desejada

α – ângulo de deriva do pneu

β – ângulo de escorregamento lateral do veículo

δ – ângulo de esterçamento

δ_l – ângulo de esterçamento da roda dianteira esquerda

δ_r – ângulo de esterçamento da roda dianteira direita

μ – coeficiente de atrito entre o pneu e o pavimento

ψ – ângulo de guinada do veículo em relação ao referencial fixo no pavimento

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	14
1.1. PROBLEMA DE PESQUISA.....	14
1.2. OBJETIVOS	15
1.3. PLANO DE TRABALHO	15
2. REVISÃO DA LITERATURA.....	16
2.1. VEÍCULO.....	16
2.2. MOTORISTA	18
3. MÉTODOS	21
3.1. MODELO DE VEÍCULO.....	21
3.2. MODELO DO PNEU.....	23
3.3. MODELO DE MOTORISTA	24
3.4. CONTROLE.....	24
4. RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	26
4.1. PREVENÇÃO DE DERRAPAGEM	27
4.2. REAÇÃO A DISTÚRBIOS	31
5. CONCLUSÃO	32
REFERÊNCIAS	33

1. INTRODUÇÃO

1.1. PROBLEMA DE PESQUISA

Muito se tem discutido sobre a inclusão de sistemas de controle de direção para melhorar o desempenho dos automóveis. No entanto, o sistema predominante para aumentar a segurança nos veículos hoje é o sistema de Controle Eletrônico de Estabilidade, ou ESC (*Electronic Stability Control*), o qual já é obrigatório em alguns lugares. O sistema geralmente se baseia em controle de frenagem, com ABS e frenagem diferencial sendo usados para corrigir distúrbios para os quais o motorista é incapaz de medir e reagir corretamente. Contudo, este sistema fica limitado ao desempenho permitido pelo coeficiente de atrito em cada um dos pneus, e pode não ser eficaz em ocasiões onde há gelo ou óleo afetando um dos lados, por exemplo.

Para expandir as possibilidades de reação a distúrbios pode-se utilizar um sistema de controle de esterçamento capaz de complementar a ação do motorista para evitar eventuais desvios de trajetória. Entre os problemas que podem ser minimizados, encontram-se derrapagens durante desvios repentinos de obstáculo, curva ou frenagem com coeficientes de atrito assimétricos, furo de pneus e rajadas de vento. As correções são feitas gerando um torque adicional capaz de devolver a dirigibilidade do veículo e mantê-lo próximo à trajetória desejada. Em [1], Ackerman sugere com demonstrações matemáticas como o controle de esterçamento pode reduzir em até 75% a força de atrito necessária para manter a trajetória durante uma frenagem com atrito assimétrico em relação ao uso de frenagem diferencial.

No entanto, para se produzir um sistema de controle eficiente é necessário que este utilize variáveis fáceis de se medir com equipamentos de baixo custo. Além disso, o controlador não deve atrapalhar o motorista fora de situações críticas. Por isso, pode-se controlar a velocidade de guinada, a qual se desviará do valor ideal em situações de emergência.

Entre os testes necessários para a certificação do ESC, existe a manobra de dupla mudança de faixa, especificado pela norma ISO 3888 parte 2. Neste teste, o veículo deve passar entre os cones sem tocá-los na maior velocidade possível. Devido à importância do desempenho nesta manobra, simulações de mudança rápida de faixa serão simuladas neste trabalho.

1.2. OBJETIVOS

O objetivo deste trabalho é avaliar a melhoria de desempenho de um veículo com a inclusão de um sistema de controle de esterçamento. Para isso, é necessária a elaboração de modelos de veículo, motorista e controlador, e simulação utilizando software Mathworks MATLAB e SIMULINK. Os resultados são expressos em forma de gráficos gerados com o próprio software.

1.3. PLANO DE TRABALHO

Este trabalho foi executado durante as disciplinas de Trabalho de Conclusão de Curso 1 e 2 e consistiu em 5 fases:

- A. Elaboração de um modelo não linear de veículo com 3 graus de liberdade e pneu.
- B. Desenvolvimento de um modelo de motorista.
- C. Desenvolvimento de um sistema de controle.
- D. Aplicação dos modelos em MATLAB e SIMULINK.
- E. Simulação e avaliação de desempenho dos modelos e realização dos ajustes necessários.

2. REVISÃO DA LITERATURA

2.1. VEÍCULO

Para desenvolver e utilizar um modelo de veículo é necessário apresentar alguns conceitos que são definidos em [2]. Um sistema de orientação fixo no centro de gravidade do veículo é definido segundo normas da SAE de acordo com a Figura 2.1.1. Neste referencial é possível conhecer a velocidade longitudinal (v_x), a velocidade lateral (v_y) e a velocidade de guinada (r) do veículo.

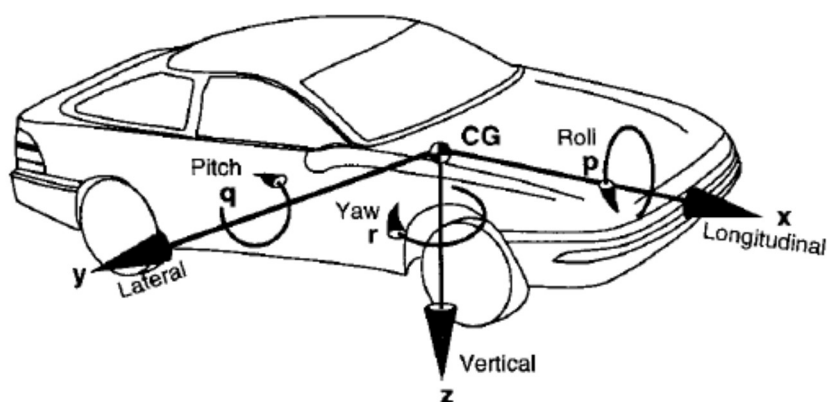


Figura 2.1.1: Sistema de orientação da SAE. [2]

Para se conhecer a posição (X, Y, Z), velocidade (V_x, V_y, V_z) e direção (ψ) define-se um referencial fixo no solo, como é mostrado na Figura 2.1.2.

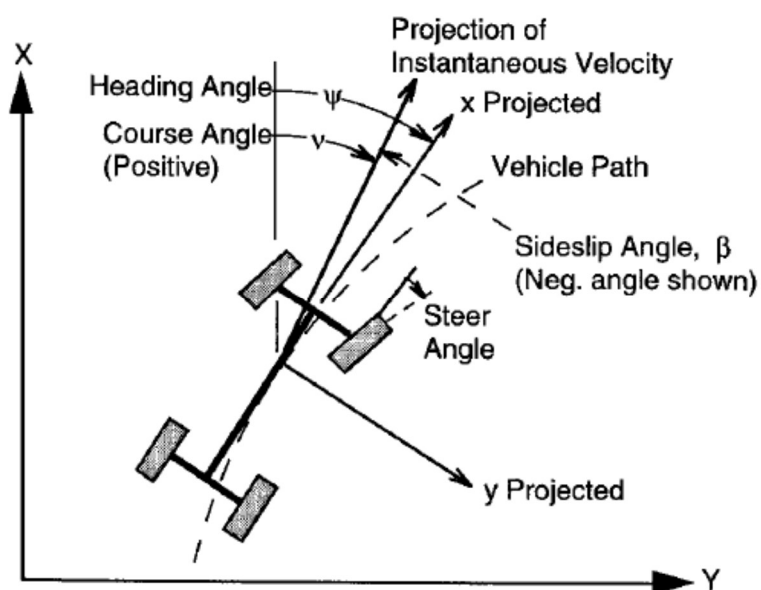


Figura 2.1.2: Sistema de coordenadas fixo no solo. [2]

O ângulo de escorregamento do veículo (β) é o ângulo entre a direção (eixo x) do veículo e o vetor velocidade. O ângulo de esterçamento (δ_i) é o ângulo que a roda i faz com sua posição neutra, ou o eixo x do sistema de coordenadas do veículo. A razão entre a velocidade de guinada e o ângulo de esterçamento é chamado ganho de velocidade de guinada, e definido na equação

$$\frac{r}{\delta} = \frac{V/L}{1 + \frac{KV^2}{57,3Lg}} \quad (2.1.1)$$

onde L é a distância entre eixos do veículo e K é o gradiente e sob-esterçamento. Para um veículo de esterçamento neutro ($K = 0$), o ganho de velocidade de guinada é proporcional à velocidade (V) da forma

$$\frac{r}{\delta} = \frac{V}{L} \quad (2.1.2)$$

A partir deste conceito é possível conhecer o valor desejado de r para que o veículo volte à estabilidade.

Alguns conceitos são definidos com um sistema de orientação fixo na roda, apresentado na Figura 2.1.3.

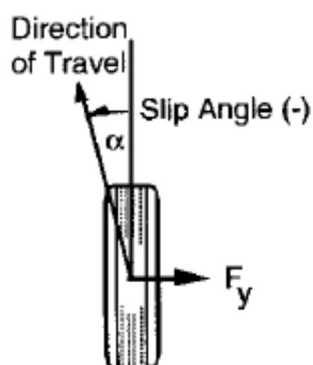


Figura 2.1.3: Sistema de coordenadas fixo na roda. [2]

O ângulo de deriva (α_i) é definido entre o vetor velocidade da roda e sua direção de rolagem. Este ângulo é importante para este estudo porque a partir dele é possível calcular

a força lateral (F_y) exercida pelo pavimento sobre o pneu. Para pequenos ângulos de deriva pode-se considerar que a força lateral varia linearmente com o ângulo de deriva, exercida pelo pavimento sobre o pneu, conforme a equação (2.1.3).

$$F_y(\alpha) = C_{F\alpha} \cdot \alpha \quad (2.1.3)$$

Para altos ângulos de deriva, no entanto, a variação da força lateral deixa de ser linear e atinge um ponto máximo, a partir do qual só poderá decrescer. Este comportamento é ilustrado no gráfico da figura Figura 2.1.4 de acordo com o Modelo da Formula Mágica de Pacejka, apresentado em [3]. O modelo e suas respectivas equações são apresentados em maiores detalhes na seção 3.2.

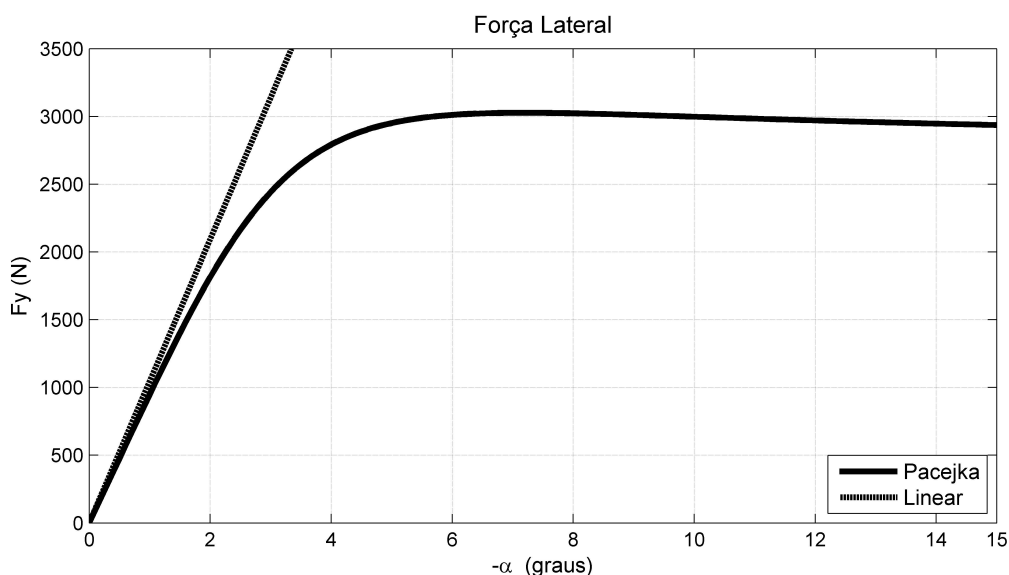


Figura 2.1.4: Variação da força lateral com o ângulo de deriva.

2.2. MOTORISTA

Para elaborar um modelo de motorista, várias características físicas e psicológicas devem ser consideradas, como atrasos de resposta, resposta em frequência, desconsideração de distúrbios pequenos, limites máximos de resposta e influência de ruídos. Tais efeitos podem ser traduzidos em modelos matemáticos exemplificados nos blocos da Figura 2.2.1. Em [4] o autor descreve tais características e suas influências sobre o comportamento de um motorista de acordo com a situação.

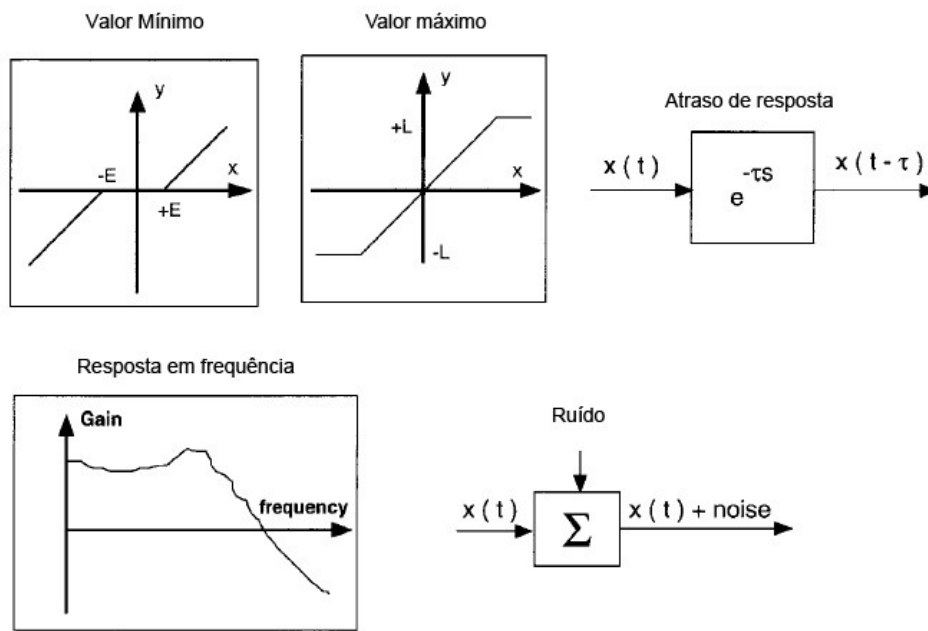


Figura 2.2.1: Representação em blocos das características do motorista. [4]

A partir destes conceitos, um modelo complexo é elaborado em [5], o qual pode ser calibrado para descrever diferentes tipos de resposta do motorista. Nele, o motorista calcula o desvio de trajetória e_A e responde com atuação δ_{driver} . O diagrama de blocos do modelo é apresentado na figura Figura 2.2.2.

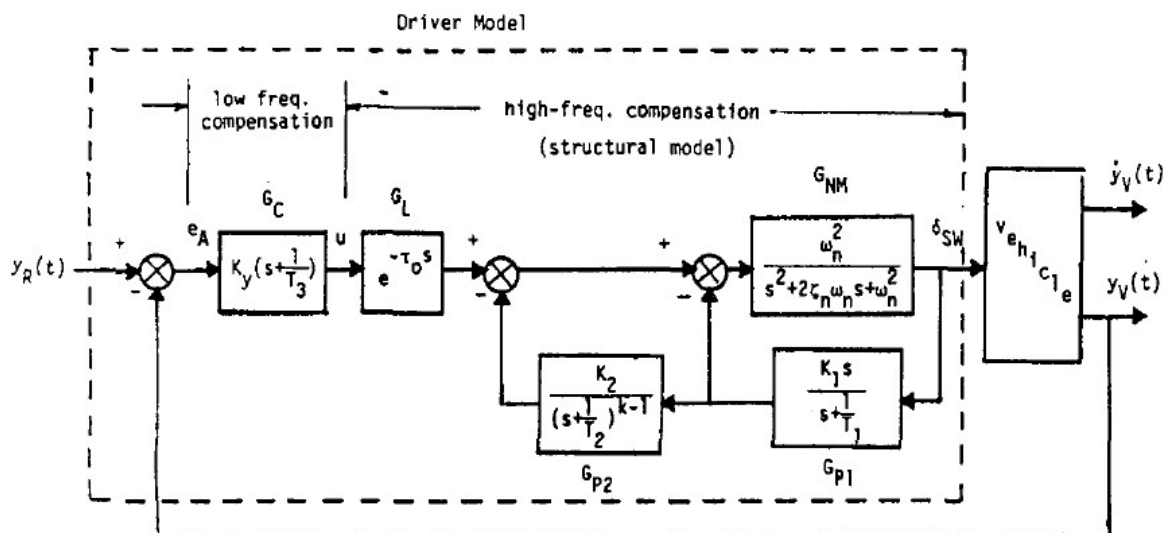


Figura 2.2.2: Diagrama de blocos do modelo de controlador motorista. [5]

O bloco G_{NM} representa a resposta neuromuscular dos braços do motorista. O bloco G_L representa o atraso de processamento das informações recebidas. Os blocos G_{p1} e G_{p2} correspondem aos movimentos dos braços e dos músculos, e por isso possuem feedback

proprioceptivo, do sistema de localização do próprio corpo. O bloco G_c corresponde à compensação em baixa frequência e fecha a malha de controle do motorista.

Para regular o comportamento do motorista de acordo com a situação em questão, pode-se alternar os valores de k entre 1,2 e 3, resultando em características integral, proporcional e derivativa, respectivamente.

3. MÉTODOS

3.1. MODELO DE VEÍCULO

Para simular o comportamento do automóvel durante uma manobra pode-se utilizar um modelo planar de três graus de liberdade, o qual é ilustrado na Figura 3.1.1.

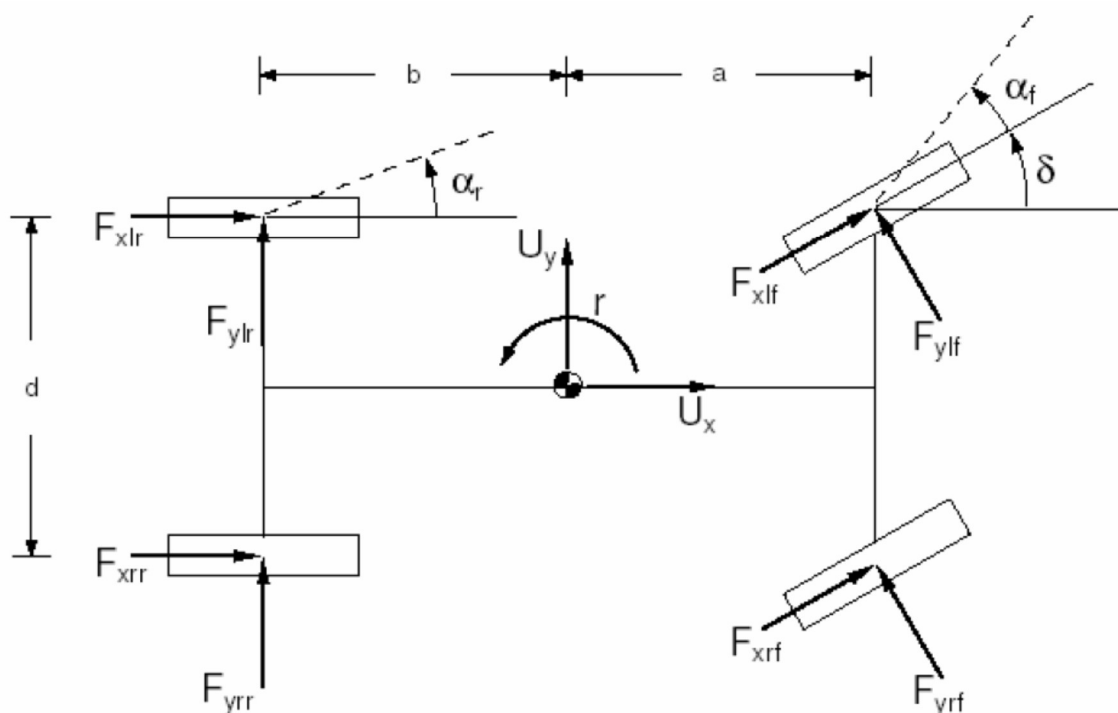


Figura 3.1.1: Representação do modelo de veículo em 3 graus de liberdade. [9]

Aplicando a Segunda Lei de Newton, encontra-se o modelo descrito pelas equações (3.1.1)

$$\begin{aligned}
 m(\dot{v}_x - \psi \dot{v}_y) &= (F_{xrf} + F_{xlf}) \cos(\delta) - (F_{yrf} + F_{ylf}) \sin(\delta) + F_{xrr} + F_{xlr} \\
 m(\dot{v}_y + \psi \dot{v}_x) &= (F_{xrf} + F_{xlf}) \sin(\delta) + (F_{yrf} + F_{ylf}) \cos(\delta) + F_{yrr} + F_{ylr} \\
 I_z \ddot{\psi} &= a \left((F_{xrf} + F_{xlf}) \sin(\delta) + (F_{yrf} + F_{ylf}) \cos(\delta) \right) - b(F_{yrr} + F_{ylr}) \\
 &\quad + \frac{d}{2} \left((F_{xlf} - F_{xrf}) \cos(\delta) + F_{xlr} - F_{xrr} \right)
 \end{aligned} \tag{3.1.1}$$

As equações podem ser simplificadas para encontrar um modelo bicicleta de acordo com as seguintes hipóteses:

- i. O centro de gravidade do veículo localiza-se no nível do solo, de modo que não exista variação de *pitch* e *roll*, nem mudança na carga das rodas durante uma manobra.
- ii. O comportamento dinâmico do veículo é idêntico nas rodas esquerdas e direitas, e $\delta_l = \delta_r = \delta$. Assim, as forças atuantes em cada eixo podem ser combinadas em apenas duas rodas.
- iii. A força lateral produzida pelos pneus é diretamente proporcional ao ângulo de deriva e está localizada exatamente no centro da área de contato.
- iv. As características elásticas do eixo são modeladas no pneu.
- v. As forças de resistência ao rolamento, resistência do ar e atrito nos eixos de rolamento são desprezíveis.
- vi. As forças de frenagem, aceleração e demais forças longitudinais nos pneus são nulas.

Pelas hipóteses (i) e (ii), pode-se fazer a simplificação $F_{irj} + F_{ilj} = F_{ij}$, na qual o índice i corresponde à direção x ou y e j corresponde ao eixo frontal (f) ou traseiro (r). Pelas hipóteses (v) e (iv) as forças longitudinais F_{xj} são iguais a zero. Logo, o modelo pode ser simplificado da forma

$$\begin{aligned}
 m(\dot{v}_x - \dot{\psi}v_y) &= -F_{yf} \sin(\delta) \\
 m(\dot{v}_y + \dot{\psi}v_x) &= F_{yr} \cos(\delta) + F_{yr} \\
 I_z \ddot{\psi} &= aF_{yf} \cos(\delta) - bF_{yr}
 \end{aligned} \tag{3.1.2}$$

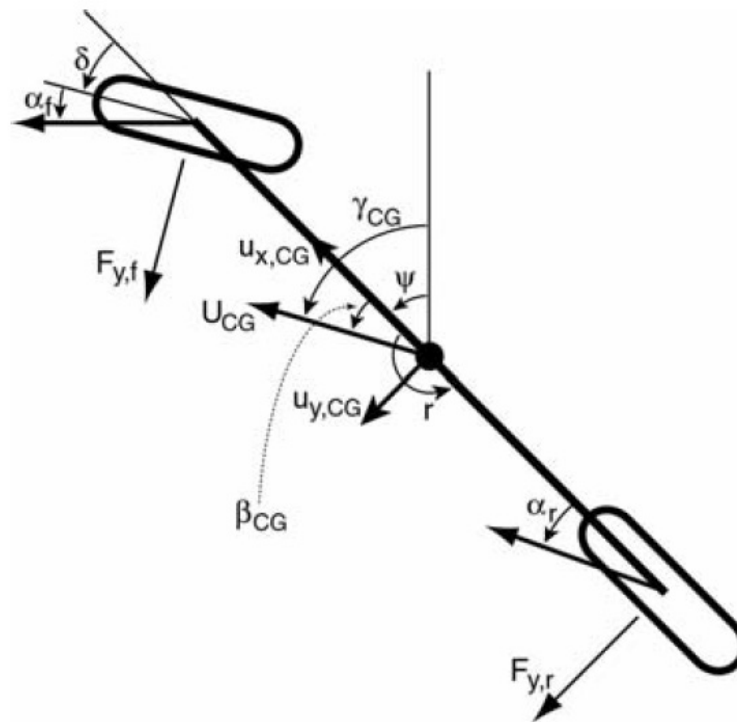


Figura 3.1.2 Representação do veículo como um modelo bicicleta. [6]

3.2. MODELO DO PNEU

Para modelar o comportamento do pneu, será utilizada a fórmula mágica de Pacejka, de acordo com [3], na qual a força lateral no pneu é dada por:

$$F_y = D_y \sin \left[C_y \tan^{-1} \left(B_y \alpha - E_y (B_y \alpha - \tan^{-1}(B_y \alpha)) \right) \right] \quad (3.2.1)$$

onde

$$B_y = \frac{C_{f\alpha}}{C_y D_y} \quad (3.2.2)$$

é o *stiffness factor*,

$$D_y = F_z \mu \quad (3.2.3)$$

é o fator de pico,

$$C_{f\alpha} = c_1 \sin \left(2 \tan^{-1} \frac{F_z}{c_2} \right) \quad (3.2.4)$$

é o *cornering stiffness*.

Os parâmetros C_y , E_y , c_1 , c_2 , e o coeficiente de atrito μ são constantes empíricas do pneu.

O ângulo de deriva é calculado de acordo com as equações

$$\alpha_f = \tan^{-1} \left(\frac{v_y + ra}{v_x} \right) - \delta \quad (3.2.5)$$

$$\alpha_r = \tan^{-1} \left(\frac{v_y - rb}{v_x} \right) \quad (3.2.6)$$

3.3. MODELO DE MOTORISTA

Para simular a condução do motorista, foi utilizada uma modificação do modelo apresentado em [5], descrito na seção 2.2. Para permitir que o modelo seja aplicado no Matlab Simulink, é necessário que o termo G_c possua denominador de maior ordem que o numerador. Para isso, multiplicou-se esse termo por $\frac{1}{0,1s+1/\tau_4}$, onde τ_4 é escolhido para minimizar as oscilações em alta frequência resultantes.

3.4. CONTROLE

Para auxiliar na manutenção da estabilidade e dirigibilidade do veículo, foi utilizado um controlador PID capaz de manter o comportamento do veículo próximo ao de um veículo de esterçamento neutro. Para isso, o controlador calcula a velocidade de guinada ideal a partir da atuação do motorista (δ_{driver}) e da velocidade longitudinal do veículo (v_x) aplicados na equação (2.1.1), conforme equação abaixo:

$$r_d = \frac{v_x}{L} \delta_{driver} \quad (3.4.1)$$

Com isso, o controlador então gera uma ação de controle $\delta_{controller}$ que complementa a ação do motorista para minimizar $(r - r_d)$, de forma que

$$\delta = \delta_{driver} + \delta_{controller} \quad (3.4.2)$$

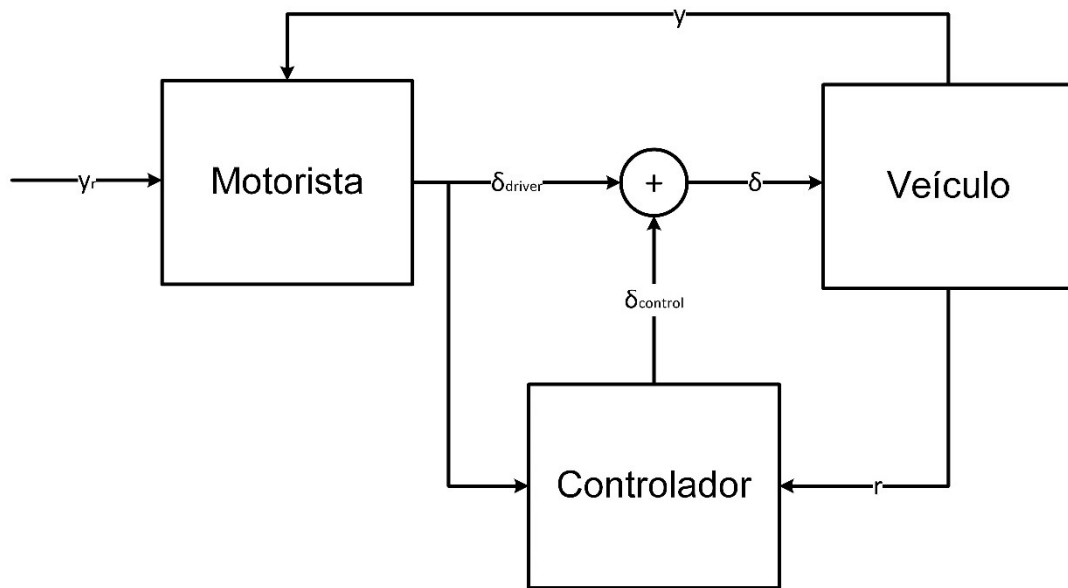


Figura 3.4.1 Representação do sistema em diagrama de blocos.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Para as simulações com os modelos de veículo, motorista e controlador foram utilizados os valores apresentados nas tabelas Tabela 3.4.2 e Tabela 3.4.2.

Tabela 3.4.1: Parâmetros do modelo veicular

Parâmetros do veículo	Símbolo	Valor
Massa total do veículo	m	1270 kg
Momento de inércia	I_{zz}	1808,8 kg N
Distância do c.g. ao eixo dianteiro	a	1 m
Distância do c.g. ao eixo traseiro	b	1,454 m
Ângulo de esterçamento máximo	δ_{max}	40°
Parâmetros dos pneus		
Cornering Stiffness	$C_{f\alpha}$	60000
Coeficientes empíricos	C_y	1,26
	E_y	-1,6
	c_1	60000
	c_2	5200
Parâmetros ambientais		
Coeficiente de atrito	μ	0,9
Aceleração da gravidade	g	-9,81 m/s ²

Tabela 3.4.2: Parâmetros de controle do modelo de motorista

Compensação	K	K_1	K_2	T_1	T_2	τ_0	ζ_n	ω_n	K_y	T_3	T_4
Integral	0	1	2	5,0	-	0,15	0,707	10	1,75	3	.1
Proporcional	1	1	2	5,0	0,1	0,15	0,707	10	1,75	3	.1
Derivativo	2	1	10	2,5	0,1	0,15	0,707	10	1,75	3	.1

Tabela 3.4.3: Parâmetros do controlador PID

Tipo de ganho	Símbolo	Valor
Proporcional	K_P	220
Integral	K_I	0
Derivativo	K_D	0

4.1. PREVENÇÃO DE DERRAPAGEM

Primeiramente, para verificar o funcionamento do modelo de motorista, foi simulada uma manobra de mudança abrupta de faixa a 30 km/h, mostrada nas figuras Figura 4.1.1 a Figura 4.1.3.

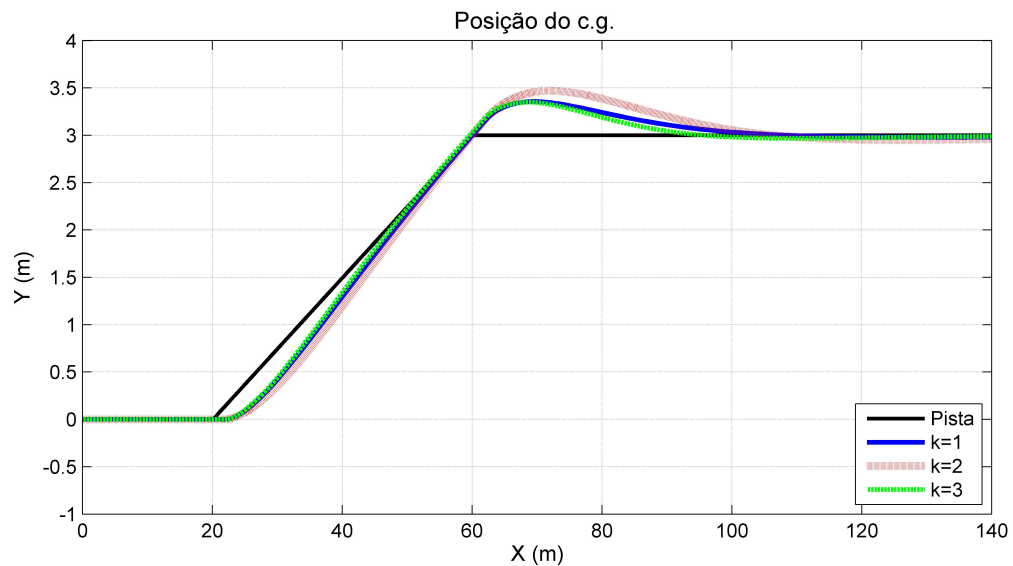


Figura 4.1.1: Posição do c.g. do veículo em teste a 30 km/h sem controlador.

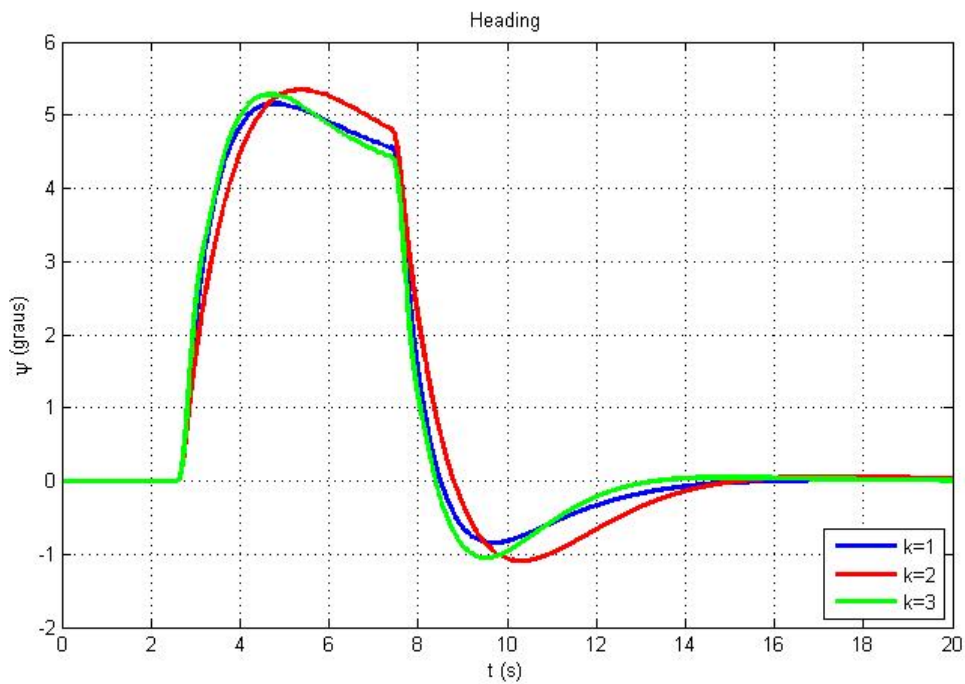


Figura 4.1.2: Direção em teste a 30 km/h sem controlador.

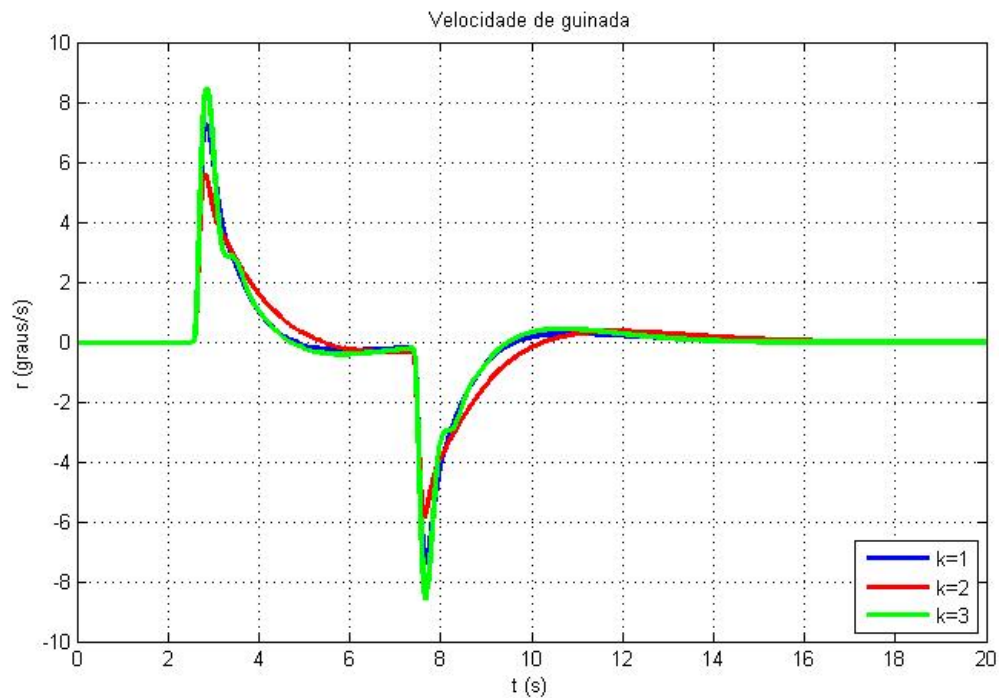


Figura 4.1.3: Velocidade de guinada em teste a 30 km/h sem controlador.

Observa-se que o modelo de motorista apresentado foi capaz de seguir a trajetória desejada com desvio máximo de trajetória de 0,47 m.

Devido ao melhor desempenho e menor oscilação do modelo com compensação integral ($k = 1$), este foi escolhido para a verificação do funcionamento do controlador. É necessário verificar o comportamento do controlador fora de situações de risco para que ele não atrapalhe o trabalho do motorista. A mesma manobra apresentada anteriormente foi repetida na mesma velocidade. As figuras Figura 4.1.4 e Figura 4.1.5 apresentam uma comparação de desempenho com e sem controlador.

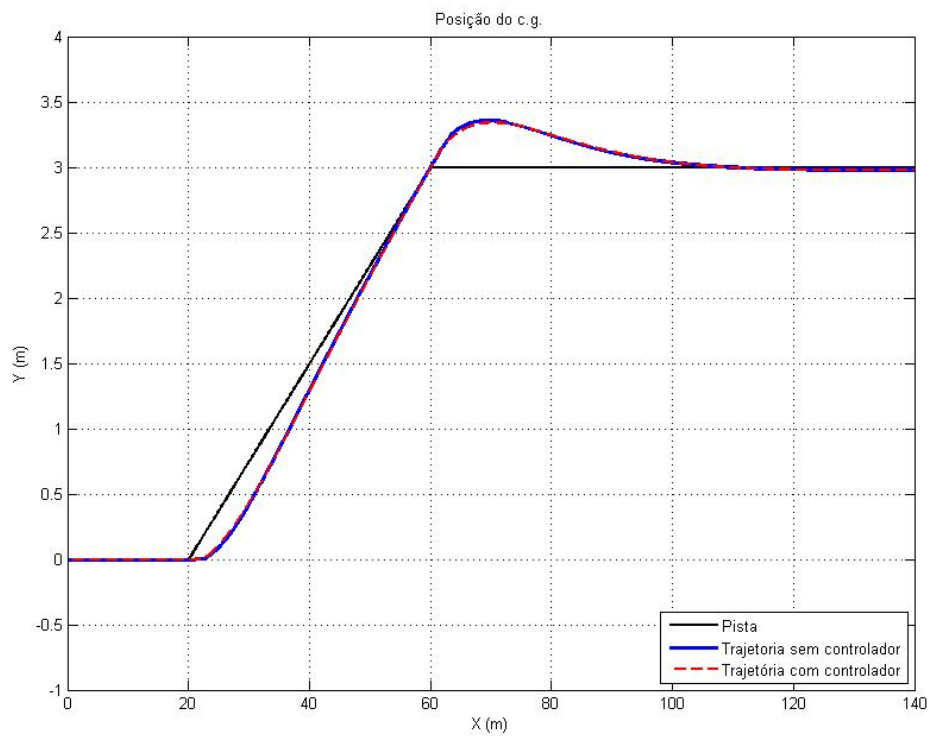


Figura 4.1.4: Trajetória do veículo com e sem controlador em manobra a 30 km/h

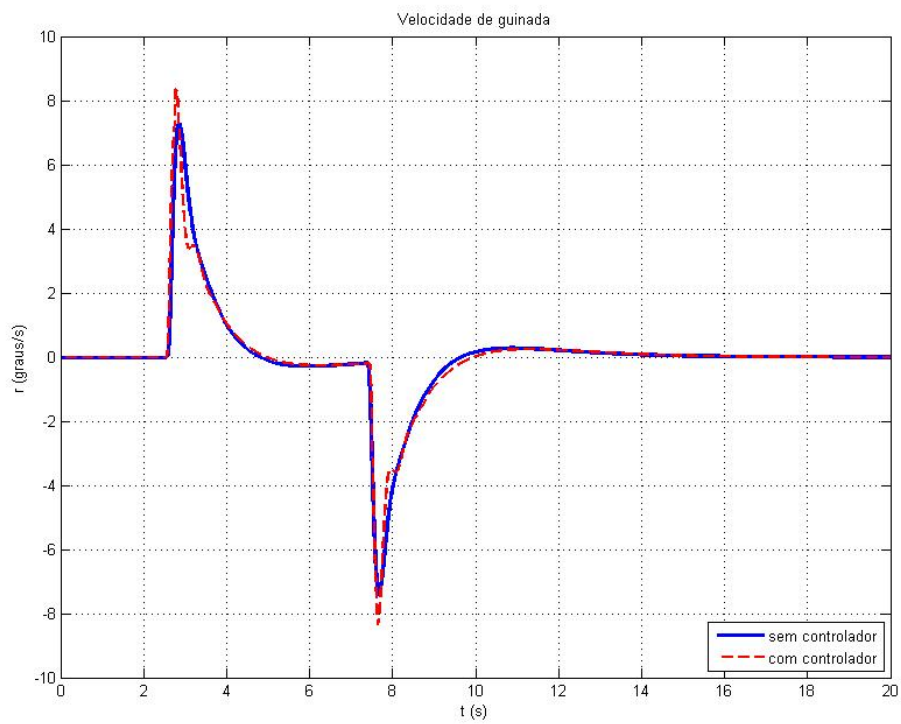


Figura 4.1.5: Velocidade de guinada com e sem controlador em manobra a 30 km/h

Observa-se que o controlador pouco influencia o desempenho da manobra em situações normais. No entanto, é necessário verificar se em situações de emergência o controlador é capaz de garantir a estabilidade. Para isso, a mesma manobra de mudança de faixa foi utilizada e a velocidade aumentada para 80 km/h. Os resultados são apresentados nas figuras a seguir.

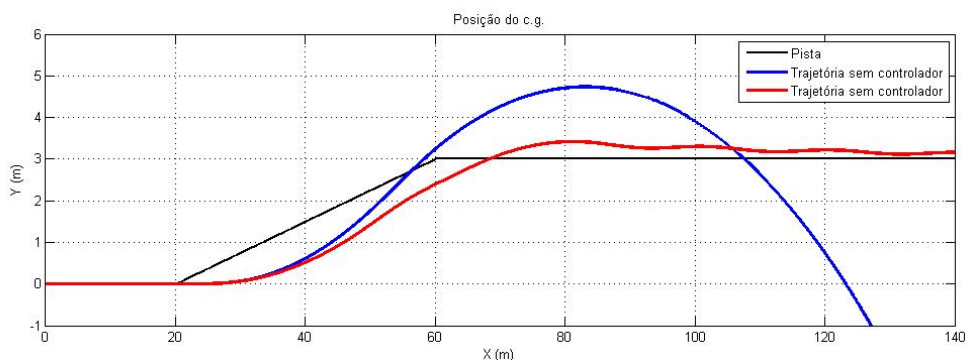


Figura 4.1.6: Trajetória com e sem controlador em manobra a 80km/h

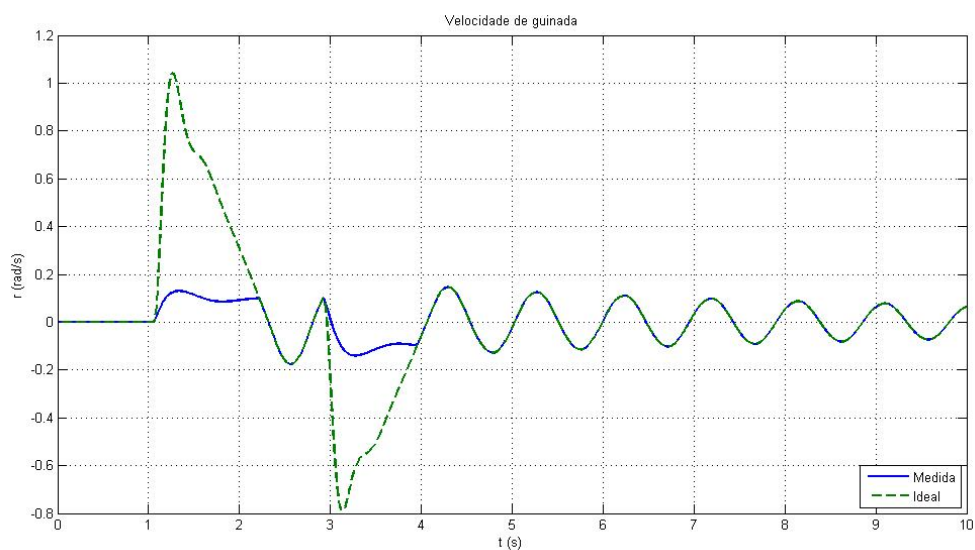


Figura 4.1.7: Velocidade de guinada com controlador em manobra a 80km/h

Observa-se que o controlador foi bem sucedido em manter a estabilidade e dirigibilidade do veículo. Na Figura 4.1.7 a velocidade de guinada medida se desvia do ideal e é logo corrigida.

4.2. REAÇÃO A DISTÚRBIOS

O mesmo sistema de controle é capaz de reagir a distúrbios como rajada de vento, furo de pneu e frenagem assimétrica. Para simular esse fenômeno foi aplicado um momento $M_z = 1000 \text{ Nm}$ a um veículo em trajetória reta. A Figura 4.2.1 demonstra os resultados.

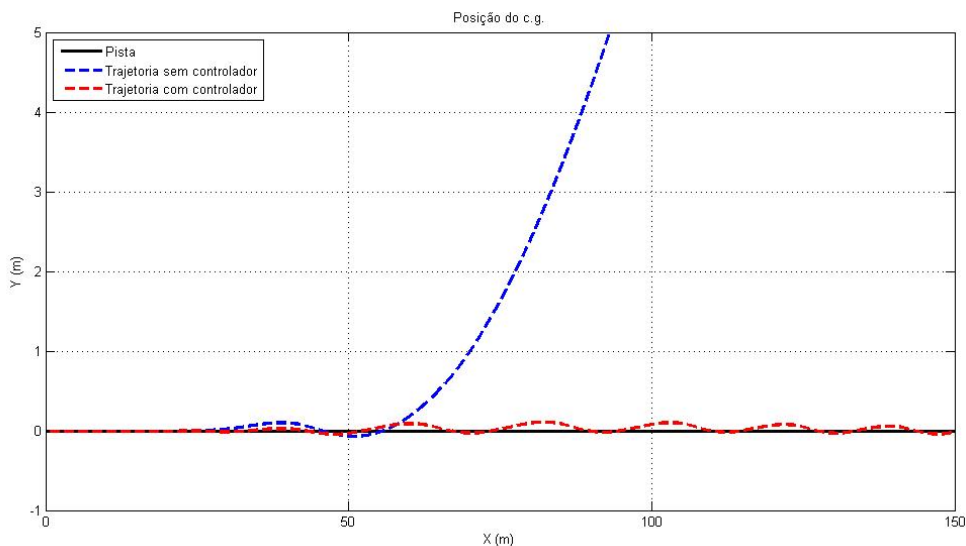


Figura 4.2.1: Reação a um distúrbio externo em reta a 80 km/h

Novamente observa-se que o controlador foi bem sucedido em manter a estabilidade do veículo.

O estudo foi limitado pelo modelo de motorista, o qual foi calibrado para reagir a situações de emergência, e conseqüentemente gera oscilação além do normal após o retorno à trajetória desejada. Apesar disso, o conjunto controlador e motorista é capaz de manter a estabilidade em situações nas quais apenas o motorista não pode.

5. CONCLUSÃO

A partir dos resultados encontrados nas simulações é possível concluir que um sistema de controle de esterçamento puro é bastante eficiente para manter a estabilidade de um veículo em diversas situações. O controlador mostrou ser capaz de corrigir situações em que o motorista quase sempre seria incapaz de corrigir, ao mesmo tempo que não interfere na condução normal do motorista.

Para aumentar o conforto e segurança do veículo, este sistema de controle pode ser combinado a um calibrador de sensibilidade da direção, fazendo com que o *steering ratio* seja modificado de acordo com a velocidade. Pode-se ainda incluir este sistema no já existente ESC, o qual é capaz de garantir auxílios de frenagem e desempenho de curva que o controle de esterçamento puro não fornece.

Para complementar este estudo, seria interessante verificar o desempenho do controlador em um simulador onde pessoas pudessem substituir o modelo de motorista para verificar a adaptação do sistema a diferentes habilidades e estilos de direção.

Por fim, conclui-se que o controle de esterçamento por regulação da velocidade de guinada é um sistema muito eficiente para manter a dirigibilidade e estabilidade do veículo.

REFERÊNCIAS

- [1] J Ackermann, Dr. T Bunte, and D Odenthal, "Advantages of active steering for vehicle dynamics control," *German Aerospace Center*, vol. D.99ME013, 1999.
- [2] T.D. Gillespie, *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Warrendale, Estados Unidos: Society of Automotive Engineers, 1992.
- [3] H.B. Pacejka, *Tire and Vehicle Dynamics*. Warrendale, Estados Unidos: Society of Automotive Engineers, 2006.
- [4] Charles C MacAdam, "Understanding and Modeling the Human Driver," *Vehicle System Dynamics*, vol. 40, no. 1-3, pp. 101-134, 2003.
- [5] R A Hess and A Modjtahedzadeh, "A Control Theoretic Model of Driver Steering Behavior," *IEEE Control Systems Magazine*, vol. 10, pp. 3-8, 1990.
- [6] P Yih, J Ryu, and J C Gerdes, "Modification of Vehicle Handling Characteristics via Steer-by-Wire," *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, vol. 13, pp. 965-976, Nov. 2005.
- [7] M. Mirzaei, "A new strategy for minimum usage of external yaw moment in vehicle dynamic control system," *Transportation Research Part C: Emerging Technologies*, vol. 18, pp. 213-224, Abril 2010.
- [8] Saïd Mammar and Damien Koenig, "Vehicle Handling Improvement by Active Steering," *Vehicle System Dynamics*, vol. 38, no. 3, pp. 211-242, 2002.
- [9] Siavash Taheri and Kazemi Reza, "Improvement of Vehicle Handling and Stability by an Optimal Steering Control System," *não publicado*.