

## ANÁLISE DA ESTABILIDADE VEICULAR MEDIANTE CONTROLE DO ÂNGULO DE CAMBER DO SISTEMA DE SUSPENSÃO

André Luis Aguiar Paladini, andrepaladini01@gmail.com<sup>1</sup>  
Vitor Ramos Franco, vrfranco@ufscar.br<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Universidade Federal de São Carlos, Rod. Washington Luiz, s/n, São Carlos - SP, 13565-905, Brasil,

**Resumo.** Na busca pela otimização do desempenho dinâmico e da estabilidade em veículos automotores, diversas soluções de sistemas de suspensão foram propostas ao longo da história. O presente trabalho teve como objetivo desenvolver um modelo matemático que representasse o deslocamento vertical e a rolagem do chassi do veículo através de um sistema de suspensão ativo com controle da variação do ângulo de cambagem referente à uma das rodas. Desta forma, foi construído um modelo não linear de quatro graus de liberdade de 1/2 veículo, tendo como característica a rigidez variável em um dos pneus, devido à variação do ângulo de cambagem e, conseqüentemente, da diminuição da largura de contato da banda de rodagem. Para tanto, foi considerada uma geometria de suspensão Double Wishbone, modelada como um mecanismo quatro barras, cuja bandeja superior variasse seu comprimento de modo ativo, possibilitando o controle do ângulo de cambagem, dado o deslocamento vertical da suspensão. O modelo foi construído no Simulink®, levando-se em consideração um controlador PID e obtendo-se como resultado uma atenuação das vibrações, em termos de deslocamento vertical e rolagem no chassi, aumentando a estabilidade e conforto do veículo durante a pilotagem.

**Palavras chave:** Estabilidade Veicular. Suspensão ativa. Geometria de Suspensão. Modelo dinâmico. Controle de cambagem.

**Abstract.** In the quest to optimize dynamic performance and stability in automobiles, several suspension system solutions has been proposed throughout history. The present work aimed to develop a mathematical model that represented vertical displacement and the vehicle chassis roll based on an active suspension system with control of the camber angle variation referring to one of the wheels. In this way, a nonlinear model of four degrees of freedom of 1/2 vehicle was developed, featuring the variable stiffness in one of the tires, due to the variation in the camber angle and, consequently, the decrease in the tread contact width. For this purpose, a Double Wishbone suspension geometry (modeled as a four-bar mechanism) was considered, whose upper arm varied its length in an active way, allowing the control of the camber angle, given the vertical displacement of the suspension. The model was developed on Simulink®, taking into account a PID controller, obtaining as a result an attenuation of vibrations, in terms of vertical displacement and vehicle chassis roll, increasing the stability and comfort of the vehicle during driving.

**Keywords:** Vehicular stability. Active suspension. Suspension geometry. Dynamic model. Camber control.

### 1. INTRODUÇÃO

O estudo de sistemas de controle de estabilidade automotiva tem sido um dos principais focos da indústria automobilística durante sua história. A exigência por diferentes tipos de veículos e, conseqüentemente, diferentes tipos e comportamentos do sistema de controle de estabilidade tornaram o estudo deste tema um dos mais complexos e multifacetados desta indústria. Os principais sistemas de controle de estabilidade veicular são os sistemas de suspensão e direção, os quais se baseiam em elementos predominantemente passivos, como molas e amortecedores. Segundo Lee *et al.* (2008), as condições de desempenho desse tipo de sistema, as quais são definidas de acordo com o propósito do veículo e seu público alvo, como conforto, dirigibilidade, isolamento de vibrações, desgaste de pneus e estabilidade, são tratados como conflitantes entre si, devido à utilização destes elementos passivos. Assim sendo, desperta-se o interesse em se desenvolver sistemas de controle de estabilidade veicular ativos, através de elementos ativos ou semiativos sob controle em malha fechada, os quais poderiam atingir várias condições de desempenho, as quais eram conflitantes, simultaneamente (Harada, 1999).

De acordo com Milliken e Milliken (1995), o termo estabilidade, também referido como dirigibilidade, é a capacidade de se ter controle direcional do veículo em uma dada situação. Neste contexto, a estabilidade está associada à resposta

dinâmica do veículo, dadas as características de seu sistema de suspensão e direção, já que grande parte das entradas são advindas do solo.

Neste caminho, Park e Sohn (2012) propõem um mecanismo controlado eletronicamente para ajuste do ângulo de camber num sistema de suspensão Double Wishbone, de modo a aprimorar a resposta do veículo em curvas. Desta forma, foi utilizado um “modelo de bicicleta”, em que o controle de cambagem é realizado na roda dianteira (roda associada ao sistema de direção). Neste trabalho, foi simulado o movimento de guinada (*yaw*), cuja entrada se dá no ângulo de direção e uma saída em ângulo de camber em função do tempo, sendo que para a situação de controle de camber, o veículo mostrou-se estável, enquanto para a situação sem controle, apresentou comportamento de deslizamento lateral.

Nemeth e Gaspar (2013) propõem um método de geometria de suspensão variável, controlada por um sistema de controle robusto, de modo a atingir estabilidade veicular. O sistema de controle garante que situações de rolamento do chassi sejam mantidas em valores ótimos. O controle do ângulo de cambagem é realizado para o sistema de suspensão dianteiro, de modo a se analisar e modificar o movimento de guinada (*yaw*) do veículo em situação de curva. O sistema de controle é baseado nos métodos LPV de controle robusto.

Lee, *et al.* (2008) realiza uma revisão dos sistemas de suspensão traseiros com controle do ângulo de divergência (*toe angle*). O trabalho apresenta os mecanismos de controle para geometria do tipo multilink e o seu layout, de forma a minimizar o uso de energia. O trabalho também apresenta métodos de resolução dos modelos e os métodos para uma precisa medição do sistema.

Crivellaro (2008) realiza o projeto de um atuador semiativo baseado em fluido magneto-reológico com aplicação automobilística e desenvolve um controlador economicamente viável, baseado na teoria de controle robusto. Diferentemente dos outros trabalhos citados nesta revisão, os quais são relacionados ao controle da geometria, este se propõe a tratar de um elemento da suspensão, o amortecedor. Assim sendo, foi possível controlar a constante de amortecimento viscoso via atuação no fluido magneto-reológico, caracterizando um problema de modelagem não linear.

Com base nesta revisão, o presente trabalho visou aprimorar a estabilidade e desempenho de carros em situações desfavoráveis, como irregularidades na pista. Assim sendo o objetivo foi desenvolver um modelo matemático para um sistema de suspensão com atuação ativa no ângulo de cambagem, o qual implica no controle da rigidez do pneu, através do deslocamento vertical da roda (curso de suspensão), dada uma entrada advinda da pista, e controlar as saídas de deslocamento vertical (*Bounce*) e rolagem (*Roll*) do chassi.

## 2. METODOLOGIA

Esta seção apresenta o desenvolvimento da modelagem e implementação de um sistema de controle do ângulo de cambagem de um veículo automotor visando como resposta o deslocamento vertical e a rolagem, ambas respostas referentes ao chassi. Tais respostas serão chamadas, deste ponto em diante, de *Bounce* ( $y_s$ ) e *Roll* ( $\theta_s$ ), respectivamente, bem como o ângulo de cambagem será chamado de *Camber*.

### 2.1. Modelagem do mecanismo de suspensão

Para a obtenção do modelo completo, a primeira etapa foi descrever matematicamente o sistema de suspensão, obtendo-se as funções de transferência que correlacionam o movimento vertical da roda com o *Camber*. A Figura 1 apresenta o deslocamento da roda ( $y_u$ ), o ângulo de entrada ( $\theta_2$ ), o ângulo de *Camber* ( $\psi$ ), os elos de comprimentos fixos ( $a$ ,  $b$  e  $d$ ) e o elo de comprimento variável ( $c$ ), o qual tem função de mecanismo de atuação.

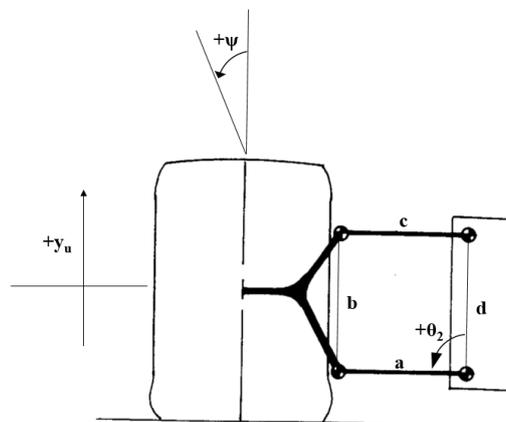


Figura 1. Modelo de quatro barras da suspensão *Double Wishbone* com os ângulos e os elos de importância representados (Smith, 1978 [modificada])

A Equação (1), em sua forma vetorial, descreve matematicamente o comportamento cinemático deste mecanismo (Norton, 2010). Os valores numéricos dos elos estão apresentados na Tab. 1.

$$ae^{j\theta_2} + be^{j\psi} + ce^{j\theta_4} + de^{j\theta_1} = 0 \quad (1)$$

Tabela 1. Dimensões dos elos da geometria de suspensão (Próprio autor)

Elo	Valor	Dimensão
$a$	300	mm
$b$	200	mm
$c$	316	mm
$d$	300	mm

O ângulo  $\theta_1$  (referência do chassi, não apresentado na Fig. 1) é definido como zero para se obter a solução da Eq. (1), enquanto o ângulo  $\theta_4$ , que também não foi apresentado na Fig. 1, faz parte do par ordenado  $(\psi, \theta_4)$ , o qual é solução do problema. Desta forma, obteve-se as soluções: a variação de *Camber* em função do curso de suspensão com o elo de atuação com comprimento em um valor fixo, apresentado na Fig. 2; a solução para a variação de comprimento do elo de atuação em relação ao curso de suspensão com o ângulo de *Camber* em um valor fixo, apresentado na Fig. 3; e a solução para a variação de *Camber* em relação ao curso do elo de atuação com o curso de suspensão em um valor fixo, apresentado na Fig. 4. Tais soluções estão apresentadas na cor azul, acompanhadas da legenda “Real”, e em laranja, acompanhadas da legenda “Linearizado”.

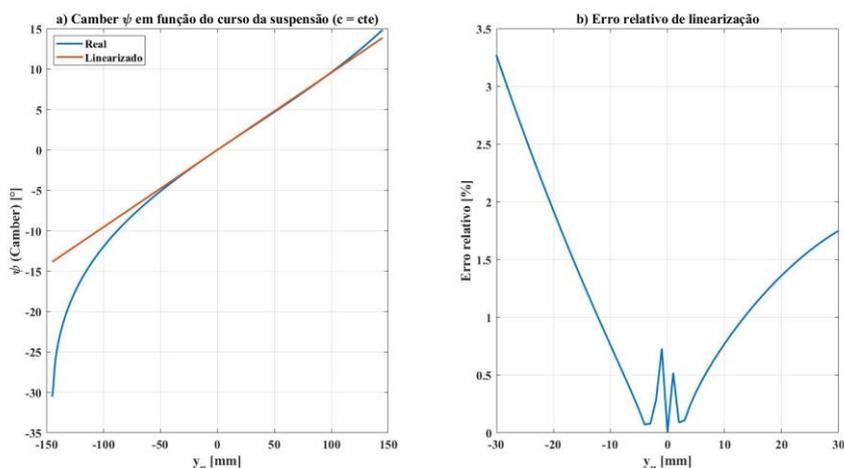


Figura 2. a) Solução da Eq. (1) para a variação de *Camber* em relação ao curso de suspensão com o elo de atuação com comprimento fixo e b) Erro relativo de linearização da solução para curso de -30 a 30 mm (Próprio autor)

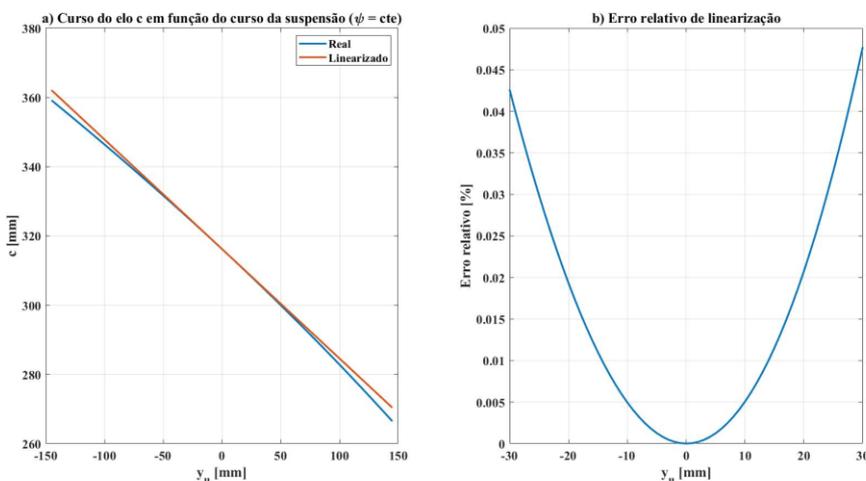


Figura 3. a) Solução da Eq. (1) para a variação de comprimento do elo de atuação em relação ao curso de suspensão com o ângulo de *Camber* fixo e b) Erro relativo de linearização da solução para curso de -30 a 30 mm (Próprio autor)

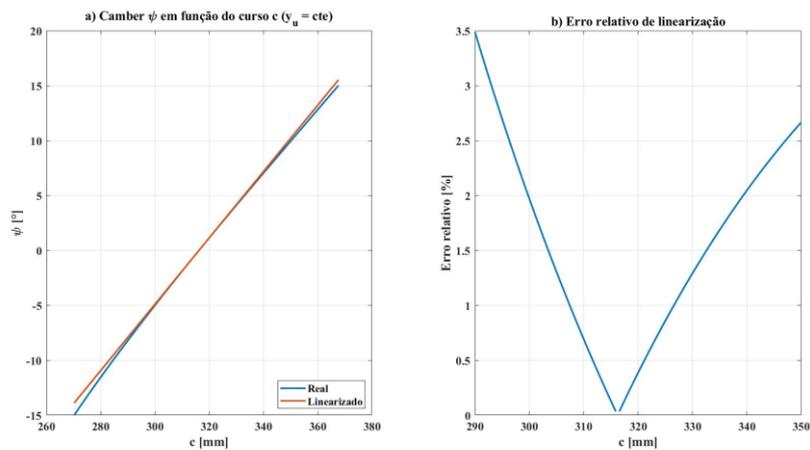


Figura 4. a) Solução da Eq. (1) para a variação de *Camber* em relação ao curso do elo de atuação com o curso de suspensão fixo e b) Erro relativo de linearização da solução para curso de -30 a 30 mm (Próprio autor)

Fazendo-se a linearização das soluções reais, mostradas nos gráficos em laranja, nota-se que os erros relativos são baixos (inferiores a 5%) para o curso de suspensão útil de -30 a 30 mm. Desta forma, opta-se por utilizar a solução linearizada no modelo em diagrama de blocos.

Com base nos resultados anteriores, a Eq. (2) representa o comportamento em que o ângulo de *Camber* depende tanto de  $y_u$ , quanto de  $c$ , simultaneamente. Esta equação foi obtida através da linearização dos comportamentos de  $\psi$ , variando estes dois parâmetros separadamente, ou seja, um parâmetro foi variado enquanto o outro foi mantido fixo no seu valor de referência. As derivadas parciais, cujos valores são constantes, devido à linearização do problema, são ganhos do modelo em diagrama de blocos (apresentado posteriormente), representados por  $K_{y_u}$  e  $K_c$ . A Equação (3) mostra que o parâmetro  $k$  é obtido mantendo-se os parâmetros e o *Camber* nos valores de referência:  $\psi_{inicial}$  e  $y_u$  iguais a zero e  $c_{inicial}$  igual a 316 mm.

$$\psi(y_u, c) = \frac{\partial \psi}{\partial y_u} y_u + \frac{\partial \psi}{\partial c} c + k = K_{y_u} y_u + K_c c + k \quad (2)$$

$$k = -\frac{\partial \psi}{\partial c} c_{inicial} + \psi_{inicial} \quad (3)$$

## 2.2. Rigidez do pneu

A segunda etapa foi a descrição matemática da variação de rigidez do pneu com a variação de *Camber*, sendo esta idealizada, como hipótese simplificadora, de acordo com o comportamento de função módulo. Tal hipótese deve-se à condição da redução de contato da banda do pneu com a variação deste ângulo, sendo assim suposto que haja uma perda de rigidez proporcional a essa redução de contato da banda de rodagem.

Segundo Smith (1978), a variação do ângulo de *Camber* devido deslocamento da roda no curso de suspensão tem efeitos na rigidez do pneu e na força lateral produzida durante uma curva. Esta variação se dá pela mudança no contato da banda do pneu com a superfície da pista. Tal situação está representada de modo esquemático na Fig. 5.

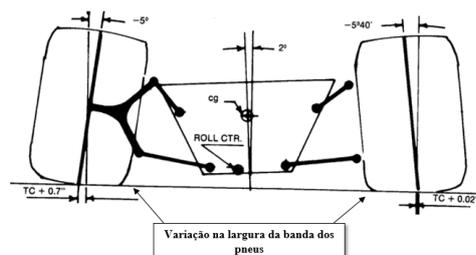


Figura 5: Variação na largura da banda dos pneus em contato com a superfície da pista, dada uma variação do camber (Smith, 1978 [modificada])

Assim sendo, foi assumido um pneu ideal que segue as hipóteses simplificadoras a seguir: a curva de rigidez em função do *Camber* é linear; a rigidez máxima do pneu se dá com *Camber* nulo; a variação de *Camber* implica em perda de rigidez; tanto a variação para *Camber* positivo quanto para *Camber* negativo implicam em perda igual de rigidez; em valores de *Camber* iguais a  $\pm 5^\circ$ , a rigidez é 70% do valor máximo. Portanto, a adoção de tais hipóteses resulta na Fig. 6.

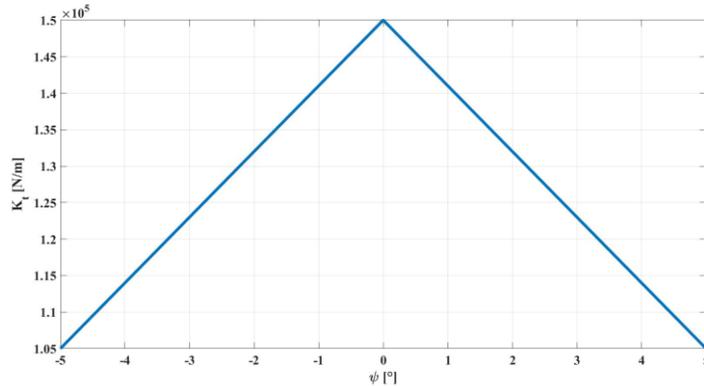


Figura 6. Rigidez idealizada do pneu em função do ângulo de camber (Próprio autor)

A Equação (4) apresenta a relação matemática advinda das hipóteses citadas anteriormente, sendo  $K_t(\psi)$  a função rigidez em relação ao ângulo de *Camber*,  $K_{tmax}$  a rigidez máxima do pneu em *Camber* zero,  $K_{70\%}$  o valor com 70% da rigidez máxima no ângulo de *Camber* de  $\pm 5^\circ$ , representado por  $\psi_{70\%}$ , e  $K_{kt}$  o ganho que correlaciona rigidez com *Camber* no modelo em diagrama de blocos, apresentado posteriormente.

$$K_t(\psi) = K_{tmax} + \frac{K_{70\%} - K_{tmax}}{\psi_{70\%}} |\psi| = K_{tmax} + K_{kt} |\psi| \quad (4)$$

### 2.3. Modelagem matemática de 1/2 veículo com graus de liberdade de *Bounce* e *Roll*

A terceira etapa foi a obtenção do sistema de equações diferenciais, com o efeito de variação de rigidez em uma das rodas, que regem o modelo físico de quatro graus de liberdade de 1/2 veículo, apresentado na Fig. 7. Os parâmetros do modelo, apresentados na Tab. 2, foram dimensionados a partir de uma condição dinâmica pré-estabelecida com base nas massas suspensa e não-suspensa e no fator de amortecimento (Gillespie, 1992) e são relacionados a um carro sedan padrão com pneus esportivos macios (Freitas Jr., 2006).

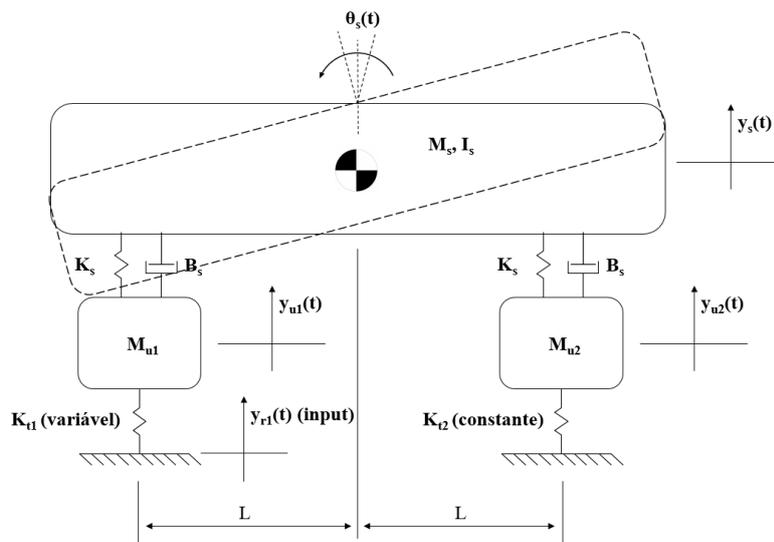


Figura 7. Modelo físico de quatro graus de liberdade de meio veículo (Próprio autor)

Tabela 2. Parâmetros do modelo físico (Próprio autor)

Parâmetros para o modelo			
Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade
Massa suspensa 1/2 de veículo	$M_s$	638	kg
Massa não suspensa esquerda	$M_{u1}$	39	kg
Massa não suspensa direita	$M_{u2}$	39	N/m
Raio de giração	$R_G$	1,6	m
Momento de inércia da massa suspensa	$I_s$	1633,28	kg·m <sup>2</sup>
Rigidez da suspensão	$K_s$	75846	N/m
Rigidez dos pneus	$K_{t1}$ (em $\psi = 0^\circ$ ),	150000	N/m
	$K_{t2}$		
Coefficiente de amortecimento da suspensão	$B_s$	2164,3	N·s/m
Meia bitola	$L$	0.8	m

Com base na Fig. 7, foram obtidas quatro funções de transferência (uma para cada grau de liberdade) que representam o comportamento dinâmico do modelo e foram escritas em sua forma iterativa no domínio de Laplace (Ogata, 2004), de modo a facilitar a implementação do modelo em diagrama de blocos. A Equação (5) representa, como dito, a função de transferência de *Roll*  $\theta_s$  da massa suspensa. A Equação (6) representa a função de transferência de *Bounce*  $Y_s$  da massa suspensa. A Equação (7) representa a função de transferência de deslocamento vertical  $Y_{u1}$  da roda esquerda, a qual apresenta rigidez do pneu variável, e A Eq. (8) representa a função de transferência de deslocamento vertical  $Y_{u2}$  da roda direita, sendo esta com rigidez do pneu constante.

$$\theta_s = -\frac{2B_s L^2}{I_s} \frac{1}{s} \theta_s - \frac{2K_s L^2}{I_s} \frac{1}{s^2} \theta_s - \frac{B_s L}{I_s} \frac{1}{s} Y_{u1} - \frac{K_s L}{I_s} \frac{1}{s^2} Y_{u1} + \frac{B_s L}{I_s} \frac{1}{s} Y_{u2} + \frac{K_s L}{I_s} \frac{1}{s^2} Y_{u2} \quad (5)$$

$$Y_s = -\frac{2B_s}{M_s} \frac{1}{s} Y_s - \frac{2K_s}{M_s} \frac{1}{s^2} Y_s + \frac{B_s}{M_s} \frac{1}{s} Y_{u1} + \frac{K_s}{M_s} \frac{1}{s^2} Y_{u1} + \frac{B_s}{M_s} \frac{1}{s} Y_{u2} + \frac{K_s L}{M_s} \frac{1}{s^2} Y_{u2} \quad (6)$$

$$Y_{u1} = \frac{K_{t1}}{M_{u1}} \frac{1}{s^2} Y_r - \frac{B_s}{M_{u1}} \frac{1}{s} Y_{u1} - \frac{K_s + K_{t1}}{M_{u1}} \frac{1}{s^2} Y_{u1} - \frac{B_s L}{M_{u1}} \frac{1}{s} \theta_s - \frac{K_s L}{M_{u1}} \frac{1}{s^2} \theta_s + \frac{B_s}{M_{u1}} \frac{1}{s} Y_s + \frac{K_s}{M_{u1}} \frac{1}{s^2} Y_s \quad (7)$$

$$Y_{u2} = -\frac{B_s}{M_{u2}} \frac{1}{s} Y_{u2} - \frac{K_s + K_{t2}}{M_{u2}} \frac{1}{s^2} Y_{u2} + \frac{B_s L}{M_{u2}} \frac{1}{s} \theta_s + \frac{K_s L}{M_{u2}} \frac{1}{s^2} \theta_s + \frac{B_s}{M_{u2}} \frac{1}{s} Y_s + \frac{K_s}{M_{u2}} \frac{1}{s^2} Y_s \quad (8)$$

Vale ressaltar que a entrada do sistema, dada por  $Y_r$  (deslocamento causado pela pista) ocorre apenas no terceiro grau de liberdade, ou seja, na roda esquerda, como mostrado na Eq. (7). Assim, o modelo se caracteriza como SIMO (*single input – multiple output*). Existe a ação da rigidez variável  $K_{t1}$ , porém esta não atua como uma entrada propriamente dita, apesar de ser representada no diagrama de blocos como uma, já que é intrínseca ao sistema e não uma ação externa.

Como citado anteriormente, a rigidez  $K_{t1}$ , presente apenas na Eq. (7), varia com o deslocamento vertical da roda de acordo com a Eq. (9), o que caracteriza um problema não linear:

$$K_{t1} = f(Y_{u1}) \quad (9)$$

A Equação (9) é obtida pela substituição das Eq. (2) e Eq. (3) na Eq. (4) e foi aplicada diretamente no diagrama de blocos do sistema de controle, apresentado posteriormente.

#### 2.4. Construção do diagrama de blocos para o modelo de 1/2 veículo e controle em malha fechada de *Bounce* e *Roll*

A quarta etapa foi a implementação das equações diferenciais e do sistema de controle em malha fechada no Simulink®. Em posse de tais equações, as funções de transferência iterativas para cada grau de liberdade foram baseadas no diagrama de blocos para um grau de liberdade, exemplificado na Fig. 8.

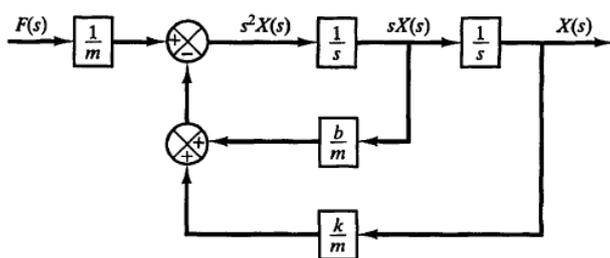


Figura 8. Sistema genérico de um grau de liberdade na forma iterativa em diagrama de blocos (Ogata, 2004)

Com base neste exemplo, construiu-se o sistema de quatro graus de liberdade em diagrama de blocos, representado na Fig. 9:

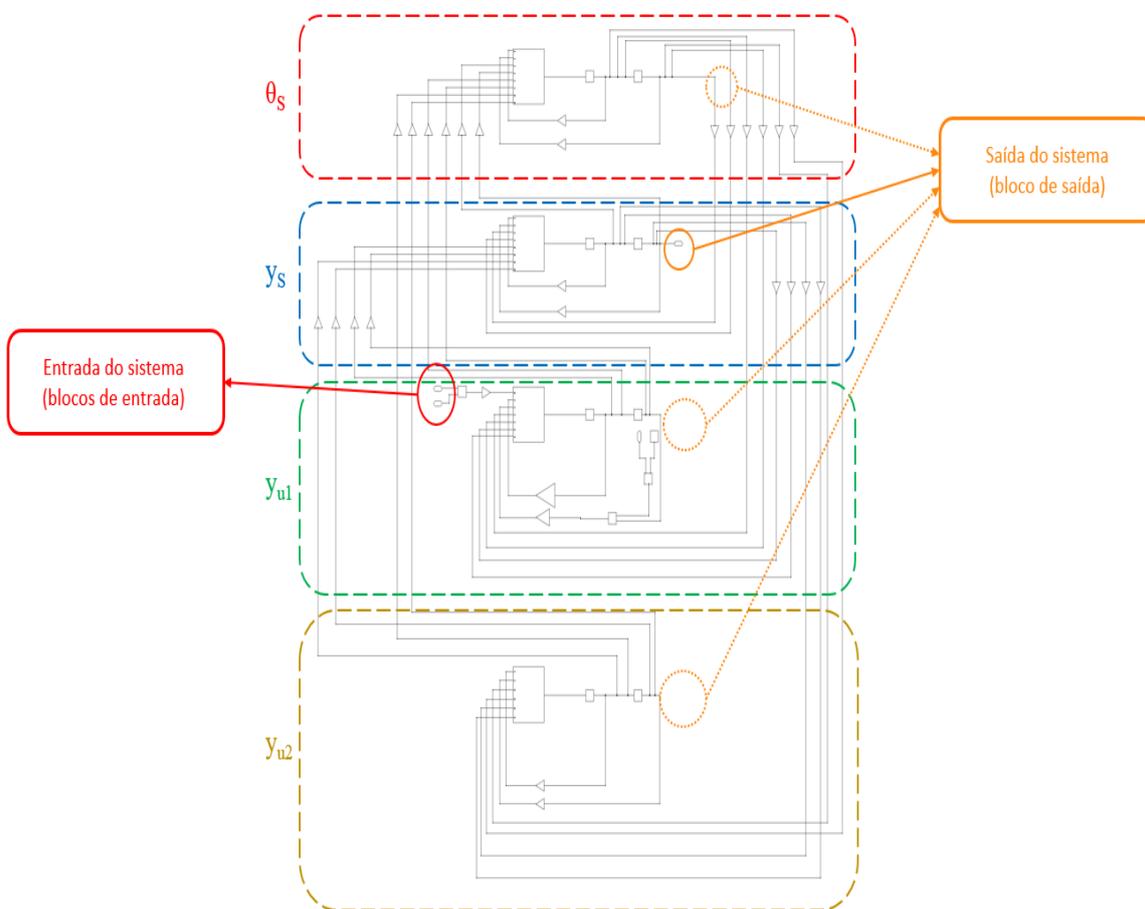


Figura 9. Sistema de quatro graus de liberdade na forma iterativa em diagrama de blocos (Próprio autor)

Assim, pode-se obter qualquer uma das quatro saídas possíveis individualmente, pois se trata de um sistema SIMO com quatro funções de transferência, sendo de interesse deste trabalho apenas as saídas relacionadas à massa suspensa e à roda esquerda. A entrada de deslocamento da pista e a rigidez do pneu, como dito anteriormente, se dão na roda esquerda ( $Y_{u1}$ ).

Em seguida, criou-se um novo diagrama, apresentado na Fig. 10, para o modelo não linear em malha aberta, levando em conta a Eq. (9) e correlacionando-a com as funções de transferência obtidas anteriormente, representadas apenas como um único bloco, indicado na figura com a legenda “Resposta”. A criação deste diagrama seguiu as instruções propostas por Felício (2010) para problemas não lineares no Simulink®. Pode-se notar que houve a necessidade de se utilizar uma iteração com a rigidez do pneu esquerdo assumindo um valor constante, de modo que o software receba um valor inicial para iniciar os cálculos e chegar a uma solução numérica do sistema de equações diferenciais.

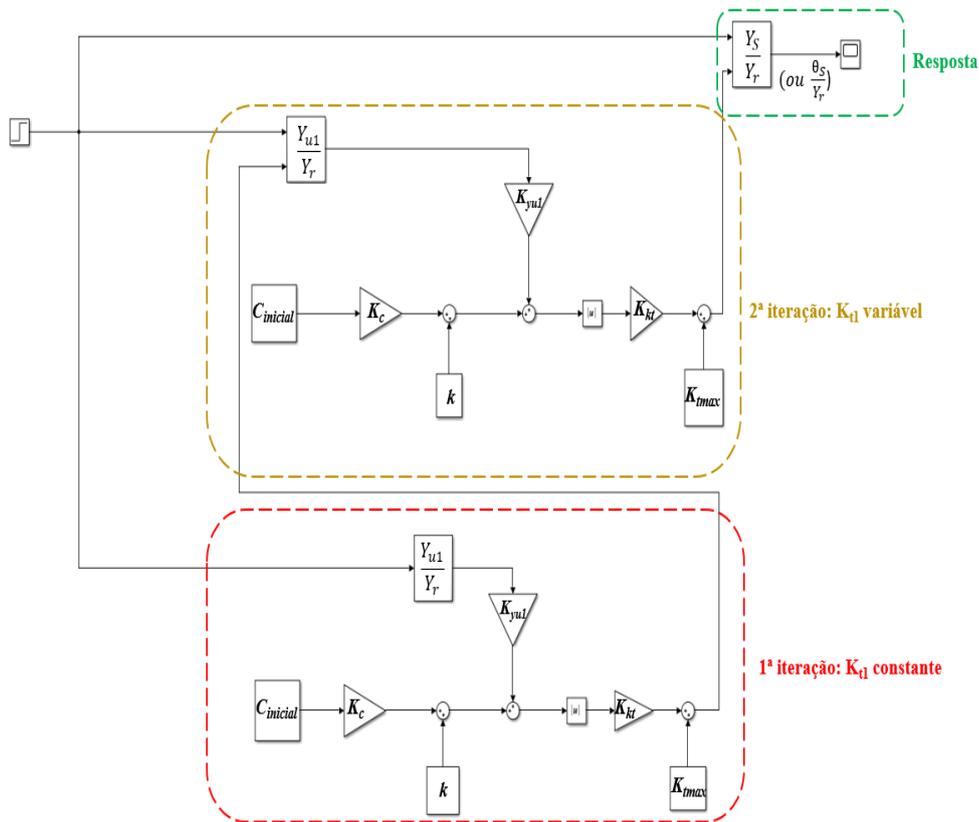


Figura 10. Diagrama de Blocos em malha aberta de *Bounce* (ou *Roll*), via variação de *Camber* (Próprio autor)

O passo seguinte foi construir um diagrama de blocos, apresentado na Fig. 11, que contempla o controle em malha fechada de *Bounce* e *Roll*. Para isso, utilizou-se um controlador PID com duas realimentações: a primeira é o sinal de saída de *Bounce* ou *Roll* e a segunda é o sinal do ângulo de *Camber* instantâneo. Deste modo, foi possível selecionar valores de ganhos do controlador com o objetivo de se atenuar as oscilações nas respostas (apresentadas na próxima seção). Nota-se que, assim como no modelo em malha aberta, também foi necessária uma iteração com a rigidez do pneu esquerdo assumindo um valor constante, dada a mesma justificativa de se fornecer um valor inicial para o método numérico de solução de equações diferenciais.

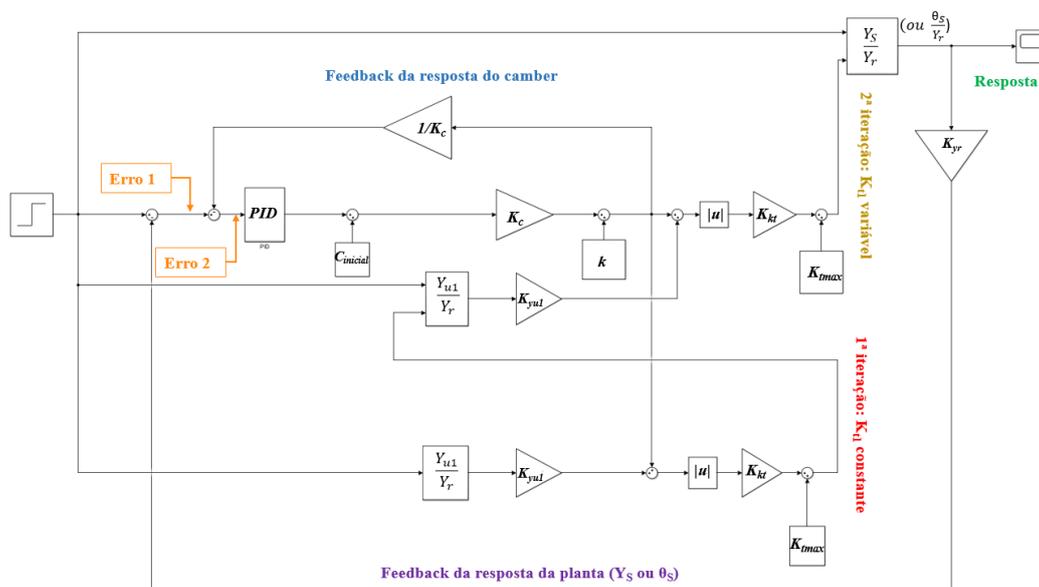


Figura 11. Diagrama de Blocos do sistema de controle de *Bounce* (ou *Roll*), via variação de *Camber* (Próprio autor)

Os parâmetros numéricos utilizados na simulação bem como seus símbolos nos diagramas de blocos estão representados na Tab. 3.

Tabela 3. Parâmetros numéricos para simulação (Próprio autor)

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade
Amplitude do degrau	$A_S$	50	mm
Tempo do degrau	$t_d$	0	s
Tempo de simulação	$t_f$	10	s
Tempo de amostragem	$t_s$	0,01	s
Ganho 1 [ys] ( $\theta_s$ )	$K_{yr}$	[2] (-0,625)	[-] ( $m^\circ$ )
Ganho 2	$K_{yul}$	95,58929	$^\circ/m$
Ganho 3	$K_c$	335,5462	$^\circ/m$
Ganho 4	$K_{kt}$	-9000	(N/m)/ $^\circ$
Constante 1	$k$	-106,11	$^\circ$
Constante 2	$c_{inicial}$	0,31623	m
Constante 3	$K_{max}$	150000	N/m

### 3. RESULTADOS

Esta seção apresenta as respostas no domínio do tempo para os modelos de quatro graus de liberdade em malha aberta e malha fechada não lineares, dada uma entrada degrau na massa  $M_{u1}$ . As respostas obtidas são relacionadas aos graus de liberdade da massa suspensa, são eles  $\theta_S$  (*Roll*) e  $y_S$  (*Bounce*).

Para se obter as respostas, foi utilizado o método numérico de Runge-Kutta (*ode4*) como solver no Simulink®, dado o sistema de equações diferenciais ordinárias, referente ao modelo físico.

A primeira etapa foi controlar a resposta de *Bounce*, tendo como objetivo a atenuação das oscilações no sinal de resposta no domínio do tempo. Desta forma, foi realizada a sintonia manual do controlador PID, encontrando-se os seguintes valores de ganho, apresentados na Tab. 4.

Tabela 4. Ganhos do controlador PID, escolhidos para o controle de *Bounce* (Próprio autor)

Ganhos	Valores
$K_p$	0,01
$K_i$	107
$K_d$	0,5

A Figura 12 apresenta as respostas no domínio do tempo, demonstrando que, para estes valores de ganho definidos no controlador, a resposta de *Bounce* é atenuada mais rapidamente. Contudo, para os mesmos valores de ganho, a resposta de *Roll* é piorada.

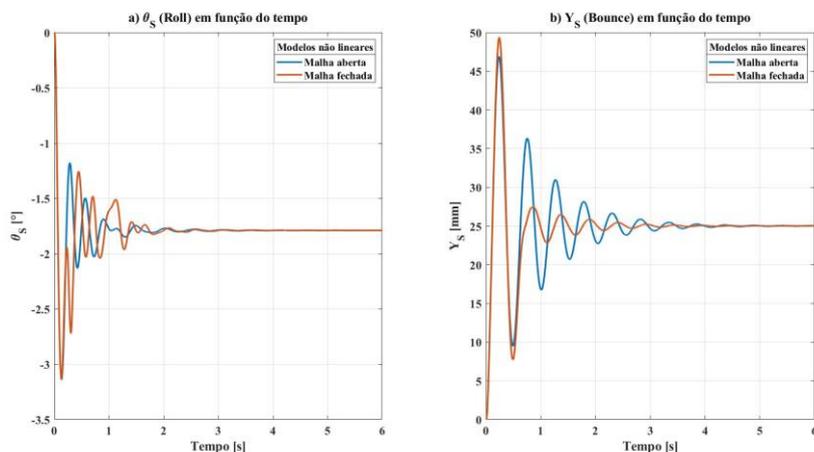


Figura 12. Resposta de a) *Roll* e b) *Bounce* em malha aberta e fechada para rigidez do pneu variável e ganhos para controle de *Bounce* (Próprio autor)

A próxima etapa foi controlar a resposta de *Roll*, tendo como objetivo a atenuação das oscilações no sinal de reposta no domínio do tempo. Desta forma, uma nova sintonia manual do controlador PID foi feita, encontrando-se os seguintes valores de ganho, apresentados na Tab. 5.

Tabela 5. Ganhos do controlador PID, escolhidos para o controle de *Roll* (Próprio autor)

Ganhos	Valores
$K_p$	0,8
$K_i$	105
$K_d$	0,52

A Figura 13 apresenta as respostas no domínio do tempo, demonstrando que, para estes valores de ganho definidos no controlador, a resposta de *Roll* é atenuada mais rapidamente. Contudo, para os mesmos valores de ganho, a resposta de *Bounce* sofre pouca influência.

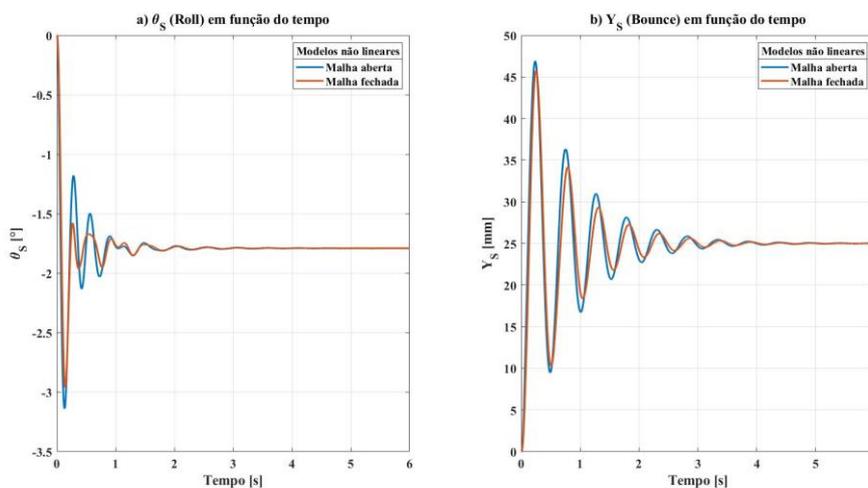


Figura 13. Resposta de a) *Roll* e b) *Bounce* em malha aberta e fechada para rigidez do pneu variável e ganhos para controle de *Roll* (Próprio autor)

#### 4. CONCLUSÕES

A partir dos resultados obtidos na seção anterior, conclui-se que foi possível realizar o controle do deslocamento vertical e do rolamento da massa suspensa de forma independente, mas não simultaneamente, através do controle do ângulo de camber, dado o deslocamento vertical da roda.

O controle do comprimento da bandeja superior permitiu reduzir as vibrações no chassi, aumentando assim a estabilidade e conforto percebidos pelo piloto. Apesar de não se ter conseguido controlar deslocamento vertical e rolamento simultaneamente, nota-se que o impacto das vibrações de deslocamento vertical é mais perceptível, em comparação com as de rolamento, estas possuindo amplitudes menores e de natureza angular. Desta forma, faz-se preferência pelo controle do deslocamento vertical em detrimento do rolamento.

Os modelos desenvolvidos neste trabalho contaram com hipóteses simplificadoras como a desconsideração do ângulo de rolagem do chassi no cálculo do camber, bem como a utilização de um modelo idealizado para a variação de rigidez do pneu. Desta forma, possíveis aprimoramentos seriam inserir este ângulo de rolagem do chassi no cálculo, através de uma terceira realimentação na malha de controle, além de se obter modelos reais de pneus, através de experimentos de caracterização para a medição da rigidez, dada a variação de *Camber*.

Vale ressaltar que o método de sintonia utilizado para se inserir os ganhos no controlador PID foi o método manual. Portanto, sugere-se utilizar outras técnicas de controle, métodos de sintonia ou controladores alternativos de modo a se realizar um controle mais otimizado e buscando melhoria na resposta, com base em especificações de desempenho como sobressinal, tempo de subida e tempo de acomodação, por exemplo.

As respostas obtidas neste trabalho não foram validadas experimentalmente. Assim sendo, é de interesse o desenvolvimento de um protótipo que contemple um modelo baseado em dinâmica vertical e/ou rolamento. Também seria necessário que o protótipo contasse com o deslocamento vertical da roda, considerando uma trajetória em arco das bandejas de suspensão, de modo a replicar o efeito de variação de camber dado por uma geometria *Double Wishbone*.

Outro ponto de interesse seria o projeto de um mecanismo real de atuação no controle do ângulo de *camber*. A inserção de componentes reais ao mecanismo de atuação, como motores elétricos, sensores e controladores levaria a alterações na malha de controle, já que implicaria em novas funções de transferência, as quais não foram consideradas neste trabalho. Além disso, a realização de um projeto do mecanismo de atuação levaria a questionamentos a respeito da viabilidade de implementação do sistema em um veículo real, devido a fatores como tamanho do mecanismo, espaço físico no veículo, massa adicional (provavelmente um acréscimo de massa não suspensa) e tempo de atuação do mecanismo.

## 6. REFERÊNCIAS

- Crivellaro, C., 2008. *Controle Robusto De Suspensão Semi-Ativa Para Caminhonetes Utilizando Amortecedores Magneto-Reológicos*. Tese de doutorado, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo.
- Felício, L. C., 2010. *Modelagem Dinâmica de Sistemas e Estudo da Resposta*. São Carlos: RiMa, 2ª edição.
- Freitas Jr., L. M. P., 2006. *Estudo da dinâmica vertical de uma suspensão veicular do tipo Macpherson*. Dissertação de mestrado, Escola de Engenharia da Universidade de São Paulo, São Carlos.
- Gillespie, T. D., 1992. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc., 1ª edição.
- Harada, M., 1999. *Analysis of lateral stability with integrated control of suspension and steering systems*. In *JSAE Review*, v. 20, n. 4, p. 465–470.
- Lee, U. K. et al., 2008. *Active geometry control suspension system for the enhancement of vehicle stability*. In *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, v. 222, n. 6, p. 979–988.
- Milliken, W. F. e Milliken, D. L., 1994. *Race Car Vehicle Dynamics*. Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc., 1ª edição.
- Nemeth, B. e Gaspar, P., 2013. *Control design of variable-geometry suspension considering the construction system*. In *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, v. 62, n. 8, p. 4104–4109.
- Norton, R. L., 2010. *Cinemática e dinâmica dos mecanismos*. Porto Alegre: AMGH Editora Ltda., 1ª edição.
- Ogata, K., 2004. *System Dynamics*. New Jersey: Pearson, 4ª edição.
- Park, S. J. e Sohn, J. H., 2012. *Effects of camber angle control of front suspension on vehicle dynamic behaviors*. In *Journal of Mechanical Science and Technology*, v. 26, n. 2, p. 307–313.
- Smith, C., 1978. *Tune To Win*. Fallbrook: Aero Publishers, Inc., 1ª edição.

## 7. RESPONSABILIDADE PELAS INFORMAÇÕES

Os autores são os únicos responsáveis pelas informações incluídas neste trabalho.