ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNCIA

Trabalho de Conclusão de Curso

Projeto de uma suspensão veicular com controle de cambagem e amortecimento.

Renan Destéfani Monteiro

SÃO PAULO
2008

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNCIA

Trabalho de Conclusão de Curso

Projeto de uma suspensão veicular com controle de cambagem e amortecimento.

Trabalho de formatura apresentado a Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção do titulo de graduação em Engenharia Mecànica

Renan Destéfani Monteiro

Orientador: Prof. Dr. Marcelo Augusto Leal Alves

Área de concentração: Engenharia Automotiva

SÃO PAULO
2008

Ficha Cartalográfica

Monteiro, Renan Destéfani
Projeto de uma suspensão veicular com controle de cambagem e amortecimento / R. D. Monteiro -- São Paulo: EPUSP, 2008. 48 p.

Trabalho de formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1. Engenharia automotiva I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

Agradecimentos

Ao Prof. Dr. Marcelo Augusto Leal Alves, pelo apoio, paciência e orientação.

Ao Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury, pelos muitos momentos de conversa em que agregou experiência e motivação.

Aos Amigos, Ivan Miguel Trindade e Leonardo Bartalini Baruffaldi, pela amizade, carinho e companheirismo nas diversas horas e madrugadas que passamos.

Resumo

O presente trabalho tem como objetivo projetar e modelar uma suspensão integrada à roda, com controle de cambagem e de amortecimento. Este trabalho é uma parte de outras duas conclusões de curso para projetar um novo conceito em veículo. Baseado no eCorner, o novo conceito integra ao conjunto de rodas, motor elétrico, freio, direção e suspensão. Além do projeto da nova suspensão, que envolve o estudo de todos os seus parâmetros e dimensionamento da suspensão, este trabalho busca também aplicar algum controle capaz de melhorar o desempenho do veículo em dirigibilidade, conforto e segurança.

Abstract

This paper aims to designing and modeling a suspension system integrated in the wheel, with control of camber angle and suspension damping. This work is part of two other final papers that design a new concept vehicle. Based on eCorner, the new concept couple the wheels, electric motor, brakes, steering and suspension systems. In addition to the suspension of the new project, which involves the study of all its parameters, this work also seeks to apply a control system to increase the performance of the vehicle in handling, comfort and safety.

1. Introdução 7
2. Revisão da literatura 7
2.1 Interação Pneu/Solo 7
2.2 Parâmetros da suspensão 8
2.2.1 Pino Mestre (KingPin) 8
2.2.2 Ângulo de Cambagem (Camber Angle) 9
2.2.3 Ângulo de Caster (Caster Angle) 10
2.2.4 Ângulo de Convergência (Toe Angle) 11
2.2.5 Variação de Bitola (Total Track) 12
2.2.6 Centro de Rolagem (Roll Center) 13
2.3 Suspensões inteligentes 15
2.4 Componentes de suspensão ativa 17
2.5 Aplicações de suspensão 18
2.6 Sky hook damper 18
2.7 Influência da Cambagem 19
3. Materiais e métodos 22
3.1 Modelo Matemático de ¼ de veículo 22
3.2 Modelo Duplo A 25
3.3 Modelo com Atuador 28
3.4 Modelo Matlab/Simulink 29
3.4.1 Controle PID e Espaço de estados 30
3.4.2 Controle Sky Hook 35
4. Resultados 36
4.1 Simulação do Controle PID 36
4.2 Simulação do Sky Hook no Simulink 37
4.3 Verificação dos parâmetros cinemáticos 39
4.4 Simulação Dinâmica no Software Adams/Car 42
4.4.1 Interação Adams/Matlab 43
5. Discussão 46
6. Conclusões 47
7. Bibliografia 48
8. Anexos ..... **Erro! Indicador não definido.**

1. Introdução

Conforto, dirigibilidade e segurança são características conflitantes de um veículo. No projeto de suspensões passivas busca-se uma relação de compromisso entre estas. Mas quando comparado com suspensões ativas é notável alguma melhora no desempenho desses 3 objetivos. Inspirado no novo conceito eCorner, este trabalho tenta integrar a suspensão do veículo à roda e projetar algum controle capaz de otimizar um ou mais dos 3 objetivos citados.

2. Revisão da literatura

A geometria da suspensão em conjunto com a direção determina o posicionamento da roda. Este posicionamento será fundamental nas respostas do veículo nas situações em que ele se encontrar. Esse estudo é complexo, porque existem muitas variáveis, entre elas o próprio piloto e o terreno no qual o veículo irá trafegar. O tipo de comportamento dinâmico desejável para o veículo é dependente da interação entre todas essas variáveis. A seguir serão citadas algumas dessas variáveis.

2.1 Interação Pneu/Solo

É de fundamental importância saber que toda interação do veículo com o solo se submete à área de contato entre o pneu e o solo. O comportamento do veículo dependerão dessa interação com o solo na frenagem, na tração, nas manobras, entre outros.

Na configuração da suspensão dianteira existem variações geométricas no seu curso vertical, variação da cambagem, da bitola e da convergência (devido à barra da direção). Essas variações podem gerar esforços indesejáveis e desnecessários, que criam resistência à rolagem, por causa da variação de convergência e podem provocar escorregamento do pneu prejudicando a dirigibilidade e segurança.

O estudo dessa interação do pneu com o solo é complexo e sua modelagem é complicada. O pneu não possui uma rigidez elástica constante e, varia com a pressão,

histerese, aquecimento, o formato da estrutura, condições de operação. A aderência também não é constante, depende do desenho, com muitos tipos de sulcos em sua superfície, das forças atuantes, da temperatura, das condições do solo podendo até mesmo ser liso, muitos parâmetros que geram comportamentos diferentes durante o contato com o solo.

2.2 Parâmetros da suspensão

A suspensão faz a interação entre a massa suspensa e a não suspensa. As irregularidades da pista chegam ao veículo através do pneu e as ações do piloto, imporão acelerações que atuarão no comportamento do veículo.

Basicamente o grande dilema de uma suspensão é se ela deve ser rígida ou macia, mas pode-se de dizer que existem essas duas características em qualquer sistema de suspensão: A alta rigidez do pneu que normalmente é da ordem de 10 vezes maior que a mola da suspensão. Isto significa que as vibrações predominantes em um veículo serão de duas frequências distintas, dado pelo pneu e pela mola.

2.2.1 Pino Mestre (KingPin)

A roda direcional é projetada para girar em torno do pino mestre e tanto pode ser nas rodas dianteiras como nas traseiras, mas é muito comum o conjunto direcional serem nas rodas dianteiras.

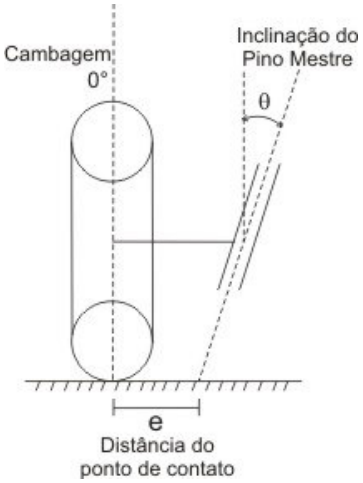

Figura 1. Pino Mestre e Offset da roda.

O Pino Mestre possui uma inclinação que é o ângulo entre o plano vertical e o seu eixo de esterçamento. Essa inclinação gera um momento auto - alinhante quando a roda esterça e pode diminuir a distância "**e**" que é excentricidade do Pino Mestre (Offset da roda). Quando a roda esterça, a inclinação faz a roda levantar o eixo criando uma situação instável. Essa situação instável gera o momento auto – alinhante, que varia proporcionalmente ao ângulo "**θ**" e à excentricidade "**e**".

2.2.2 Ângulo de Cambagem (Camber Angle)

A cambagem é definida pelo ângulo formado entre o plano da roda e plano vertical, podendo ser negativo ou positivo, conforme as ilustrações abaixo:

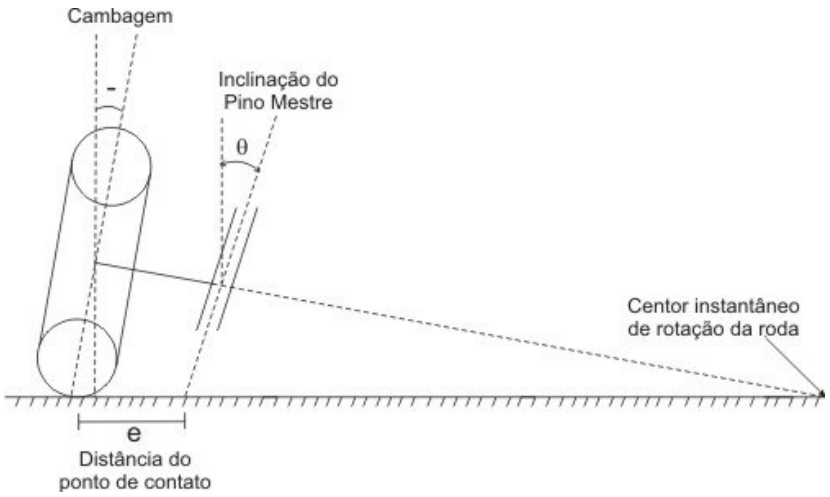

Figura 2. Cambagem negativa

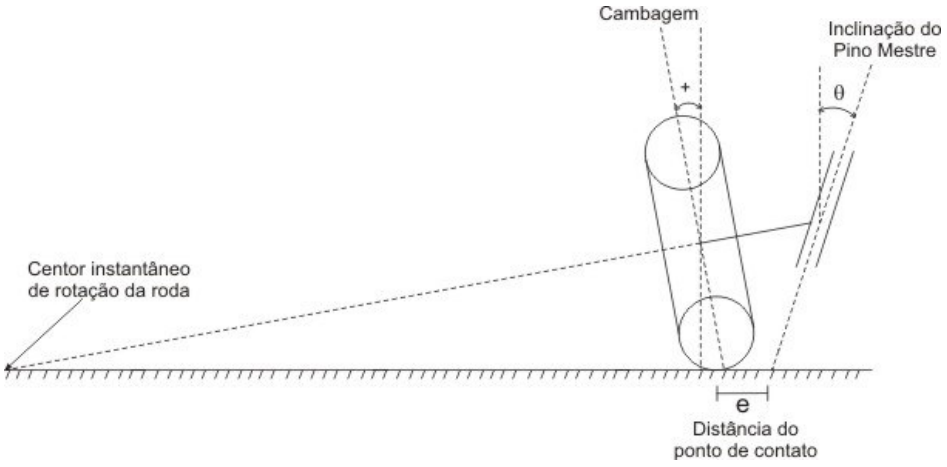

Figura 3. Cambagem Positiva

O curso da suspensão e a rolagem do chassi podem provocar uma variação da cambagem, dependendo da geometria de suspensão adotada. Essa variação da cambagem faz variar a distância "**e**" entre o ponto de contado do pneu e ponto de intersecção do eixo do pino mestre com o solo, distância "**e**", que como dito anteriormente, provoca um torque auto-alinhante.

A cambagem também pode influenciar na área de contado do pneu, principalmente nos pneus de face plana. A cambagem positiva provocará um

desgaste maior na área externa do pneu e a cambagem negativa um desgaste na parte interna do pneu. Dependendo do sentido de esforço lateral, a cambagem pode ajudar a aumentar a área de contato entre o pneu e o solo, o que aumenta também a aderência do pneu.

Poder controlar a cambagem é então um fator importante para a suspensão, pois pode diminuir o desgaste dos pneus e melhorar o desempenho do veículo em curvas.

O atuador na bandeja da suspensão mostrado na figura 4 entra para controlar o tamanho da bandeja, e conseqüentemente, variando a cambagem.

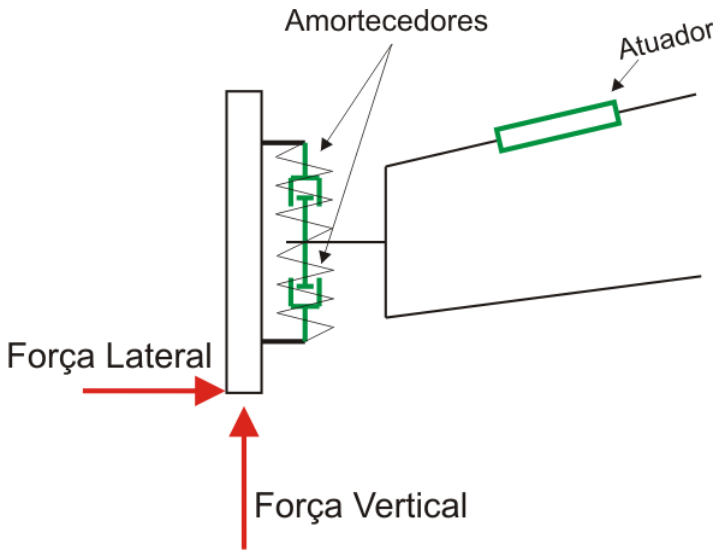

Figura 4. Modelo conceito com o Conjunto mola-amortecedor na roda e atuador para variação da cambagem na bandeja.

2.2.3 Ângulo de Caster (Caster Angle)

O ângulo de caster é a inclinação do pino mestre olhando a roda de lado.

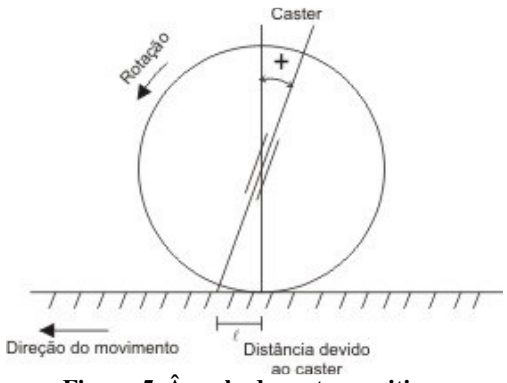

Figura 5. Ângulo de caster positivo.

O ângulo de Caster é negativo se a intersecção com o solo for atrás do ponto de contato do pneu e se for à frente é positivo. Devido à distância "ℓ" o ângulo de Caster **positivo** também provoca um momento auto – alinhante, devido à resistência a rolagem, aos atritos e durante o torque de frenagem. Se o conjunto direcional for na traseira o ângulo de Caster deverá ser **negativo** para provocar o torque auto – alinhante nessas condições. O contrário dos dois criará uma instabilidade no conjunto direcional.

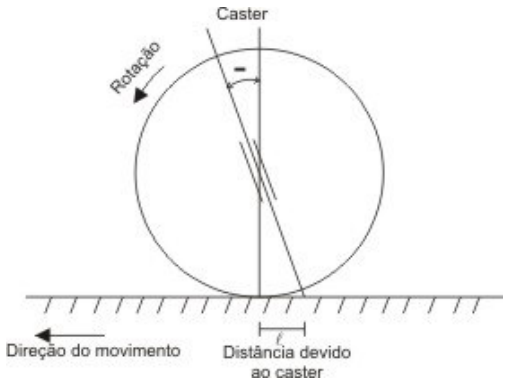

Figura 6. Ângulo de caster negativo.

2.2.4 Ângulo de Convergência (Toe Angle)

As rodas se não tiverem alinhadas formarão um ângulo de convergência. A convergência é o ângulo formado pelo plano da roda o eixo longitudinal do veículo.

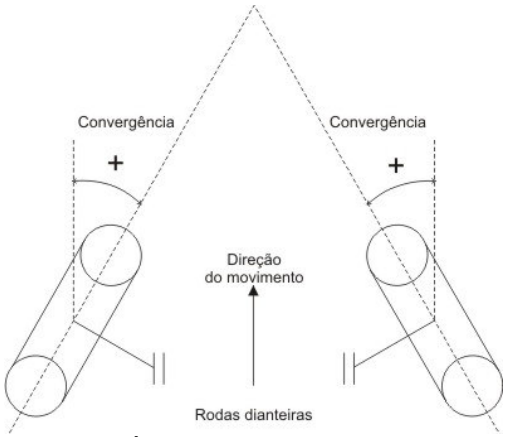

Figura 7. Ângulo de convergência positivo.

Durante o curso vertical da suspensão o ângulo de convergência pode variar, devido ao mecanismo direcional que se move junto com a suspensão. Se a barra da direção tiver um centro de rotação diferente do centro de rotação da geometria da suspensão, certamente irá provocar uma variação da convergência durante o curso da roda. O problema é que quase nunca o centro de rotação da geometria da suspensão é constante.

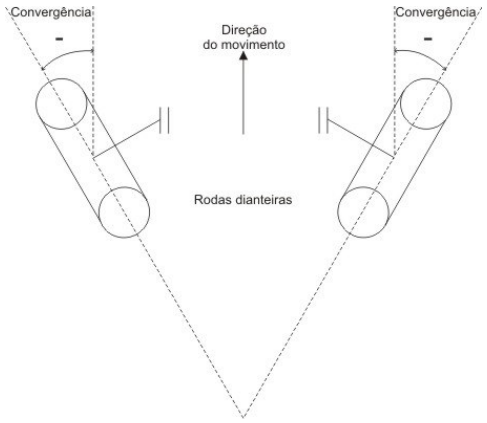

Figura 8. Ângulo de convergência negativo.

Um ângulo de convergência excessivo provocará desgaste do pneu e resistência à rolagem.

2.2.5 Variação de Bitola (Total Track)

A Bitola é a distância entre as rodas. Durante o curso da suspensão a bitola pode variar como mostra a ilustração a seguir:

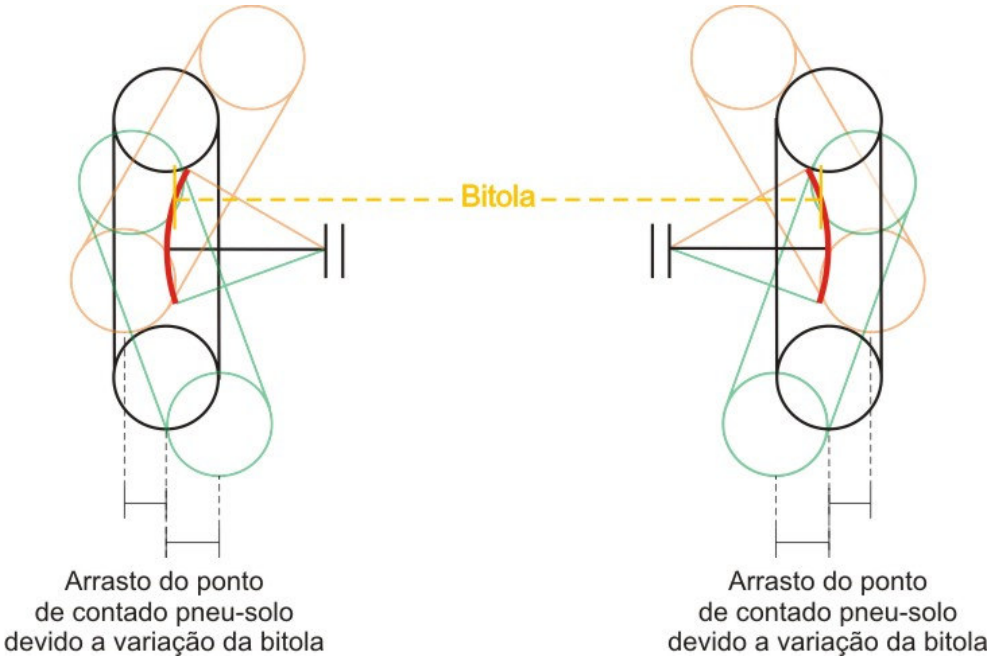

Figura 9. Variação da bitola.

Pegando o centro da roda e marcando sua trajetória durante o curso da suspensão (em vermelho), é possível verificar como a bitola varia. Essa variação em conjunto com a variação de cambagem provoca um arrasto considerável do ponto de contato do pneu com o solo.

2.2.6 Centro de Rolagem (Roll Center)

O centro de rolagem é o ponto pelo qual a massa suspensa inclina quando o veículo faz curva, é o ponto onde são aplicadas as forças laterais do pneu na curva.

O Centro de Rolagem é a intersecção da linha de centro com a linha que liga o ponto de contado do pneu e o centro instantâneo de rotação da roda.

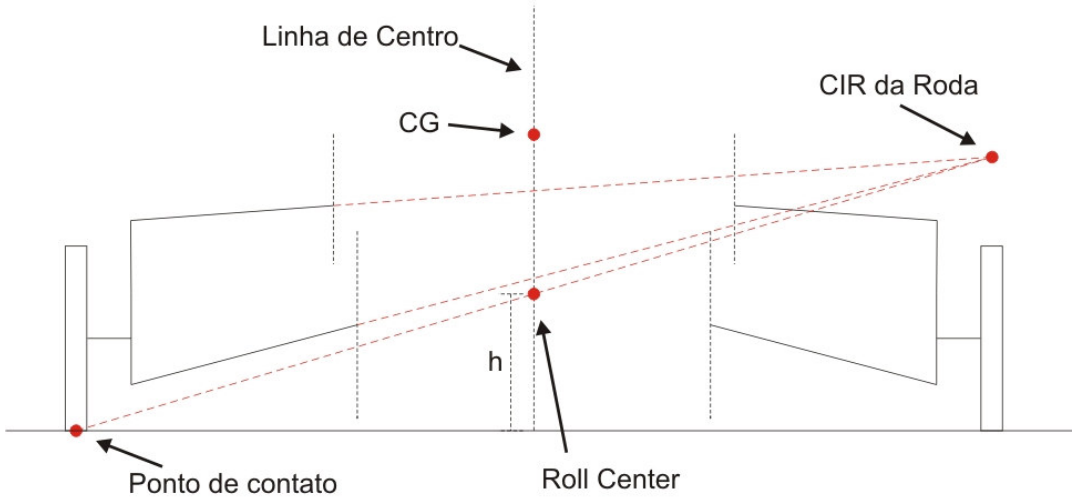

Figura 10. Roll Center.

O Centro de Rolagem é fundamental no estudo do veículo em tráfego e principalmente na sua dirigibilidade, segurança e conforto.

Em curva um Centro de Rolagem alto pode gerar mais transferência de carga lateralmente. Um baixo centro de rolagem pode provocar um deslocamento lateral do CG e gerar uma rolagem excessiva da massa suspensa, como pode ser visto na figura 11, que causa muito desconforto aos passageiros.

O movimento de rolagem da massa suspensa é afetado pelo momento gerado pela sua força centrifuga na curva e a altura do CG em relação ao Centro de Rolagem. Quando maior a altura do CG em relação ao Centro de Rolagem, maior será o momento e, consequentemente, sua inclinação. O sistema de suspensão reage gerando forças contrárias ao movimento de inclinação da massa suspensa, aumentando a carga na roda que está do lado de fora da curva. Para diminuir essa rolagem é muito comum o uso de barras estabilizadoras e sistemas mais modernos utilizam sistemas com suspensão ativa.

A altura do Centro de Rolagem em relação ao solo também afeta a dinâmica, principalmente na transferência de carga em curva. Quanto maior for essa altura, maior será a transferência de carga.

O Centro de rolagem pode variar quanto a sua altura seguindo a linha de centro, quando a suspensão é comprimida ou estendida, porque o CIR da roda varia. Em curva o Centro de Rolagem varia muito até mesmo saindo da linha de centro. Essa variação dificulta ainda mais o estudo da inclinação da massa suspensa e do

efeito da transferência de carga na roda. Podendo gerar efeitos totalmente indesejáveis, como capotamento e transferência de carga excessiva, que faz com que o pneu atinja seu ponto de saturação e diminui a capacidade força lateral.

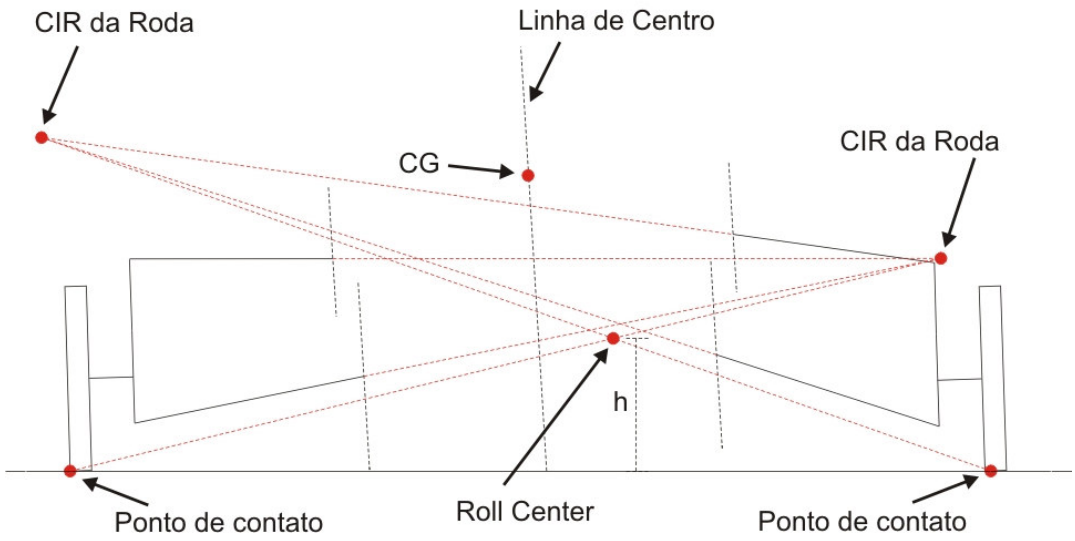

Figura 11. Efeitos da rolagem do chassi no deslocamento do CG e do Roll Center.

O estudo da dinâmica lateral fica mais completo quando é feito um estudo do Centro de Rolagem dianteiro junto com o traseiro, que gera uma linha em torno da qual o veículo inteiro inclina.

O novo modelo proposto possui o CIR da roda no infinito, e o centro de rolagem é o ponto que uni as retas que passam no ponto de contato do pneu e que são perpendiculares ao ângulo de cambagem. Logo o centro de rolagem irá variar lateralmente e verticalmente de acordo com o ângulo de cambagem.

2.3 Suspensões inteligentes

As principais características das suspensões passivas são:

- A deflexão estática varia com o inverso do quadrado da frequência, conforme mostra a equação 3.1.4
- As características dinâmicas mudam com as cargas do veículo
- Não requer fonte externa de energia e sua função limita-se a apenas armazenar energia na mola e dissipar no amortecedor
- As respostas são dependentes das forças atuantes e dos deslocamentos relativos, conforme estas vão ocorrendo

Com suspensões inteligentes é possível:

- Diminuir as frequências naturais para aumentar o conforto dos passageiros
- Diminuir as deflexões estáticas
- Manter as características da suspensão independente das cargas atuantes
- Obter rápida resposta sob qualquer condição de entrada
- Obter flexibilidade na escolha das respostas dinâmicas

Em contra partida as suspensões inteligentes, além de terem um custo bem maior, possuem fortes desvantagens:

- Sistemas complexos
- Dificuldades de implementação e manutenção
- Confiança no funcionamento e garantia de durabilidade
- Alto consumo de energia

Nos sistemas passivos a dissipação no elemento amortecedor por ser de 3 formas:

1. Fixo – Amortecedor convencional
2. Adaptativo – Sistema com amortecimento ajustável em níveis de acordo com as opções:
    - Preferência do piloto
    - Velocidade do veículo
    - Acelerações longitudinais e laterais
    - Entrada na direção
    - Aceleração ou frenagem

    O sistema ou o piloto tenta ajustar o nível de amortecimento que melhor se adapte a situação. Uma vez escolhido o valor do amortecimento, a suspensão volta a ser totalmente passiva, até que se altere a manobra ou a escolha do piloto.
3. Semi – Ativo – Sistema com controle do amortecimento
    - Amortecimento ajustado em tempo real, continuamente, em função dos movimentos das massas.
    - A variação dos valores de amortecimento pode ser contínua ou discreta

- As características de pista, piloto e cenários de manobra também podem ser levados em consideração

A diferença entre uma suspensão adaptativa e semi-ativa é muito sutil, mas o principal é o tempo e a velocidade das ações, a semi-ativa é em tempo real e a adaptativa é intermitente, modulada, por período.

Os sistemas ativos e semi-ativos possuem atuação rápida, acima de 25 Hz, já o sistema adaptativo atua a partir de 1 Hz.

Existem várias técnicas e métodos para controle de uma suspensão ativa:

- Técnica Clássica – controle na carroceria da aceleração, velocidade e deslocamento.
- Controle dos Modos – desacopla-se os modos de vibrar da carroceria (Bounce, pitch, roll) controlando seus movimentos isoladamente
- Controle Linear – controle linear quadrático, alocação de pólos
- Controle não-linear – controle "bang-bang", controle bilinear, VSC (Variable Structure Control)

2.4 Componentes de suspensão ativa

Os sistemas ativos precisam gerar forças para poder controlar, para isso são necessários sensores e componentes eletrônicos para tratar os sinais.

Fontes de energia podem ser:

- Hidráulica
- Pneumática
- Elétrica

Sensores:

- Acelerômetros
- Inclinômetros
- Transdutores de pressão
- *LVDT* (Linear Variable Differential Transformer), para medir deslocamento linear

Atuadores:

- Hidráulico
- Pneumático

- Eletromagnético

Componentes eletrônicos:

- Amplificadores
- Filtros analógico e digital
- Conversor AD e AC
- Microprocessadores

2.5 Aplicações de suspensão

Os sistemas de suspensões são necessários em quase todos os meios de transporte.

Veículos terrestres:

- Controle direcional
- Durabilidade
- Conforto
- Veículos de competição
- Veículos fora de estrada

Veículos guiados:

- Controle do “boogie”
- Esterçamento positivo nas curvas
- Inclinações da carroceria
- Pantógrafos
- Controle em baixa e alta velocidade no caso dos veículos suspensos magneticamente

Em aeronaves tem grande aplicação no trem de pouso, para absorver as aterrissagens e garantir o conforto no solo.

2.6 Sky hook damper

Nos veículos comuns o amortecedor é colocado entre a carroceria e a roda, funcionando com o deslocamento relativo das velocidades destes, ou seja, gera uma

força simultânea na carroceria e na roda. Sabemos que a frequência da carroceria e da roda são completamente diferentes, assim o ideal seria ter um amortecedor para cada um. O modelo Sky hook damper faz isso, ele coloca um amortecedor entre a carroceria e o "céu".

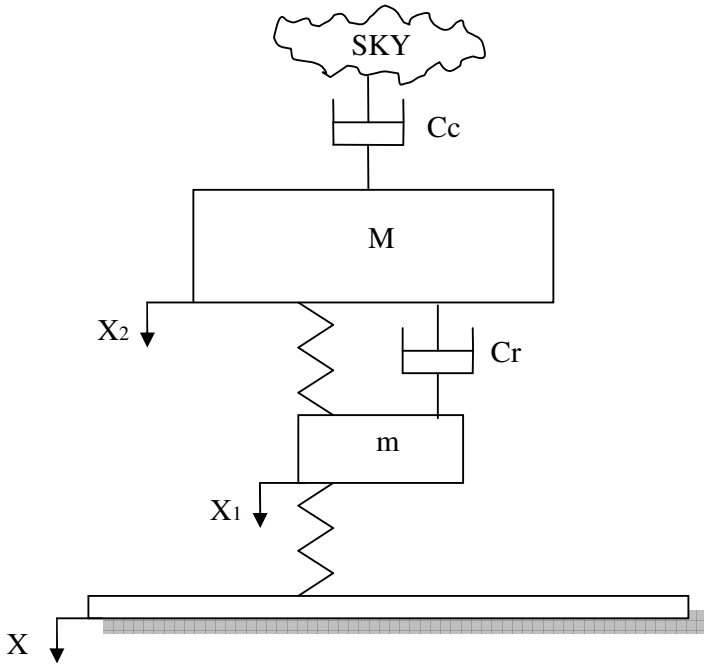

Figura 12. Modelo conceitual do Sky Hook Damper.

Dessa Forma é possível obter um coeficiente de amortecimento ideal para cada massa. A força de amortecimento ficaria então:

$$Fa = \dot{X}_2 . C_c - \dot{X}_1 . C_r \qquad 2.6.1$$

2.7 Influência da Cambagem

O ângulo de cambagem pode aparecer de duas formas, a primeira é devido ao deslocamento da geometria, isto é, determinado pela cinemática do mecanismo da suspensão. A segunda é quando o veículo está realizando uma curva que, devido a aceleração lateral, causa uma inclinação da carroceria, fazendo com que as rodas inclinem também. Os dois casos podem ser verificados na figura a abaixo.

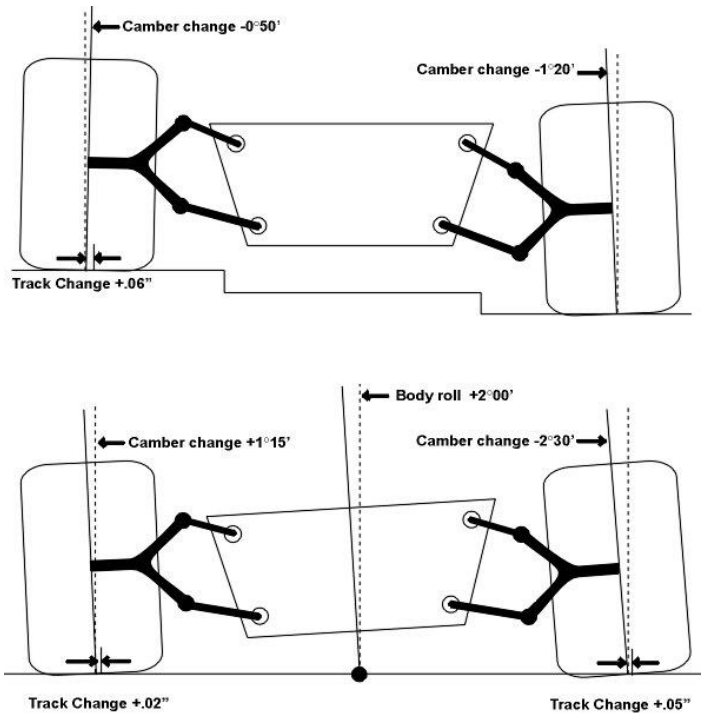

Figura 13. Modos como o ângulo de cambagem pode surgir.

O ângulo de cambagem quando atuando sem a força lateral de uma curva, causa o que se chama de "puro" escorregamento lateral (pure lateral slip). Assim a cambagem sozinha cria um esforço lateral no pneu mostrado no gráfico a seguir.

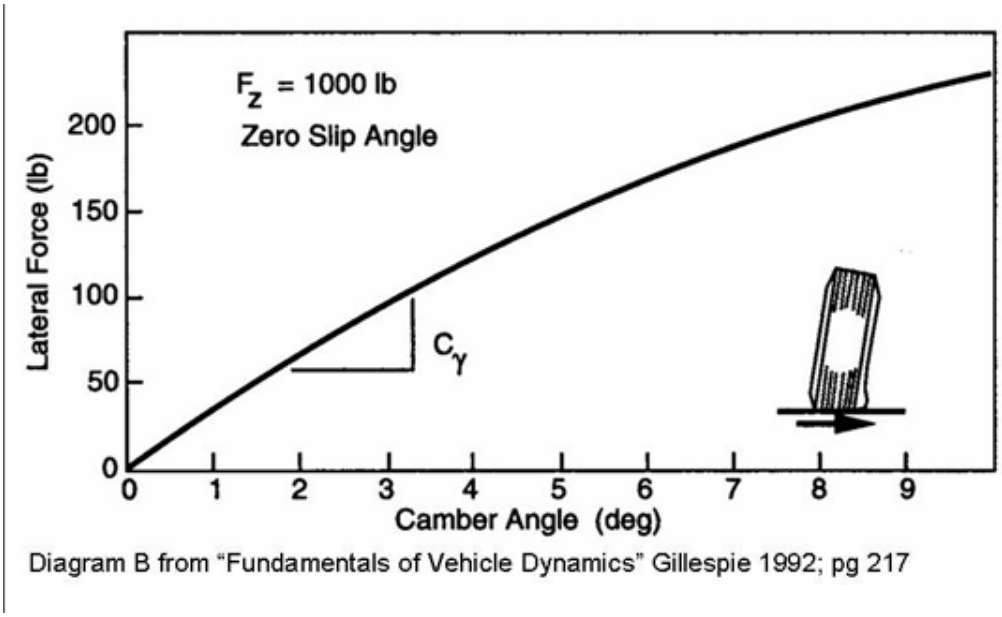

Gráfico 1. Força lateral que surge devido à cambagem.

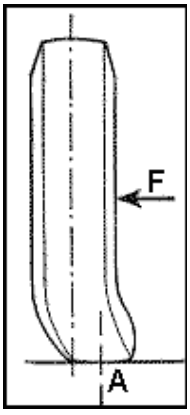

Figura 14. Deformação lateral do pneu.

Durante uma curva com aceleração lateral atuando, a cambagem pode alterar significativamente a capacidade de força lateral do pneu. Nos casos dos pneus com banda circular, como os utilizados nas motocicletas, não há grandes problemas, mas em pneus com banda plana, que é o caso da grande maioria dos automóveis, a cambagem altera a área de contato do pneu. Por exemplo, na ilustração ao lado, se a cambagem for positiva a banda lateral do pneu começará a pegar no solo, prejudicando a aderência do pneu. Se a cambagem for negativa, a banda principal de rodagem ou a banda plana do pneu estará em maior contato com o solo, melhorando o desempenho nas curvas.

Logo, existem os dois parâmetros que devem ser levados em consideração para projetar o controle da cambagem, e que terão grande influência no comportamento do veículo, bem como no desgaste do pneu.

3. Materiais e métodos

3.1 Modelo Matemático de ¼ de veículo

O modelo de ¼ de veículo pode ser aplicado a qualquer tipo de geometria de suspensão, é um modelo limitado, mas muito útil e necessário no projeto de uma suspensão veicular. Veremos sua utilidade e suas limitações.

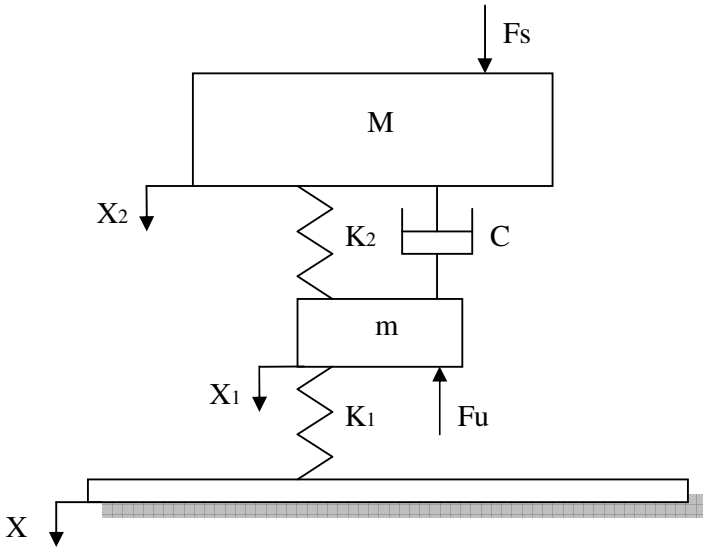

Figura 15. Modelo matemático de ¼ do veículo.

Aplicando as leis newtonianas chega-se as seguintes equações:

$$M\ddot{X}_2 = -K_2(X_2 - X_1) - C(\dot{X}_2 - \dot{X}_1) + F_s \qquad 3.1.1$$

$$m\ddot{X}_1 = K_2(X_2 - X_1) + C(\dot{X}_2 - \dot{X}_1) + K_1(X - X_1) - F_u \qquad 3.1.2$$

Onde:

M – Massa suspensa

m – Massa não suspensa

C – Coeficiente de amortecimento da suspensão

K_2 – Constante elástica da mola

K_1 – Constante elástica do pneu

F_s – Força na massa suspensa

F_u – Força na massa não suspensa

Nesse modelo vários parâmetros são dados iniciais que deverão ser pré-definidos como dados iniciais de projeto ou escolhidos de acordo com a experiência do engenheiro. Dados como massa suspensa, não suspensa, rigidez do pneu, entre outros. As outras variáveis deverão ser calculadas a partir desses parâmetros com as equações citadas abaixo.

Rigidez equivalente (Ride Rate):

$$RR = \frac{K_1 K_2}{K_1 + K_2} \qquad 3.1.3$$

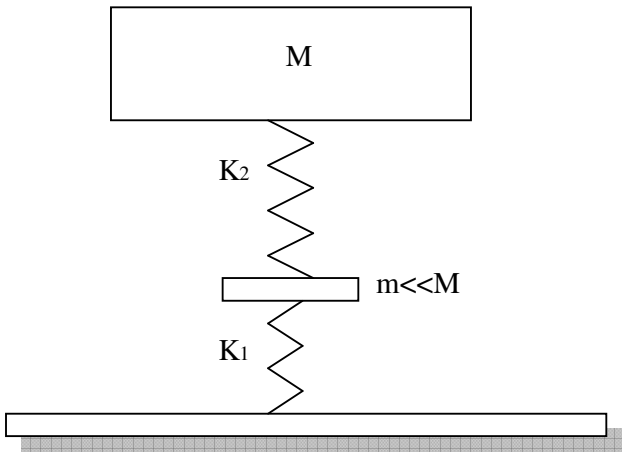

Figura 16. Molas ligadas em série.

O cálculo considera as molas ligadas em série. Essa aproximação é melhor quanto maior for a diferença de frequências naturais entre a massa suspensa e a não suspensa, por exemplo, fazendo M>>m (figura 16).

Frequência natural não amortecida da massa suspensa:

$$\omega_M = \sqrt{\frac{RR}{M}} = \sqrt{\frac{g}{\delta_e}} \qquad 3.1.4$$

É importante frisar que a frequência natural estará definida se a deflexão estática δ_e estiver definida, isso para uma mola sem pré-carga. Deflexão estática é a deflexão da mola para o veículo em repouso sob ação da gravidade.

Frequência natural amortecida para a massa suspensa:

$$\omega_a = \omega_M \sqrt{1-\zeta_s^{\,2}} \qquad 3.1.5$$

Onde ζ_s é o fração de amortecimento da massa suspensa definido pela razão:

$$\zeta = \frac{C}{C_{crítico}} = \frac{C}{\sqrt{4K_2M}} \qquad 3.1.6$$

Se o fator de amortecimento for maior do que 1, significa que $C > C_{crítico}$ e o amortecimento é chamado de supercrítico. Se for menor do que 1, significa $C < C_{crítico}$ e o amortecimento é chamado de subcrítico. Quando $C = C_{crítico}$, ou seja, $\zeta = 1$, o amortecimento é crítico.

O amortecimento crítico ($C_{crítico}$) é o valor que faz com que o veículo, após sofrer uma oscilação, volte no menor tempo para sua posição de deflexão estática, sem que o conjunto massa - mola - amortecedor fique oscilando. Quando o amortecimento é subcrítico o conjunto fica oscilando e leva um tempo maior para estabilizar na posição estática. No amortecimento supercrítico o sistema não fica oscilando, mas o período de retorno para a posição estática é maior que no amortecimento crítico.

A constante C para achar o fator de amortecimento é um valor médio para amortecedor do tipo duplo. O C médio é uma simplificação, pois os amortecedores duplos possuem dois conjuntos de válvulas que possibilitam curvas de amortecimento diferentes na compressão (bump) e expansão (rebound) da suspensão.

Frequência natural para a massa não suspensa é calculada fazendo uma aproximação do trabalho das molas em paralelo (figura 17), considerando as extremidades fixas, novamente será mais preciso quanto maior for a diferença (M>>m):

$$\omega_m = \sqrt{\frac{K_1 + K_2}{m}} \qquad 3.1.7$$

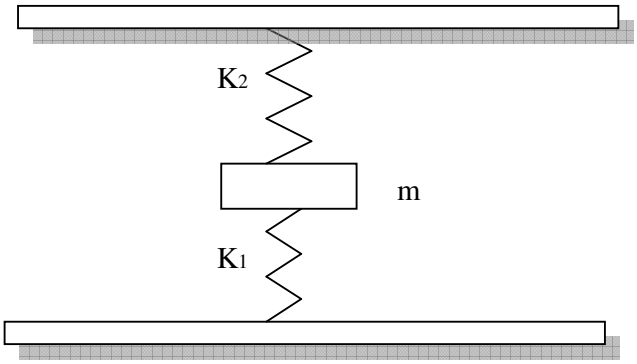

Figura 17. Molas ligadas em paralelo.

3.2 Modelo Duplo A

O modelo Duplo A será estudo por possuir características semelhantes ao modelo novo. A rigidez calculada da mola no modelo de ¼ de veículo não é a rigidez que vai no carro, devido a geometria. Todas as equações formuladas neste capítulo são muito úteis e práticas, a obtenção delas são simples e derivam de relações trigonométricas. No modelo é como se a mola estivesse em cima do pneu, mas na verdade a mola fica na bandeja e geralmente inclinada, como mostrado na figura 18 e 19.

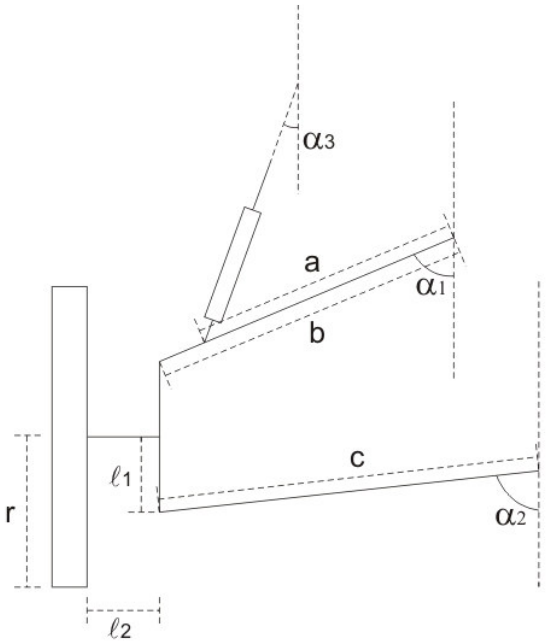

Figura 18. Mecanismo de 4 barras do Duplo A

Isso também vale para os valores de amortecimento, porém é somente uma função de transferência, mantendo-se as frequências naturais.

O diagrama de corpo livre da geometria fica da seguinte forma:

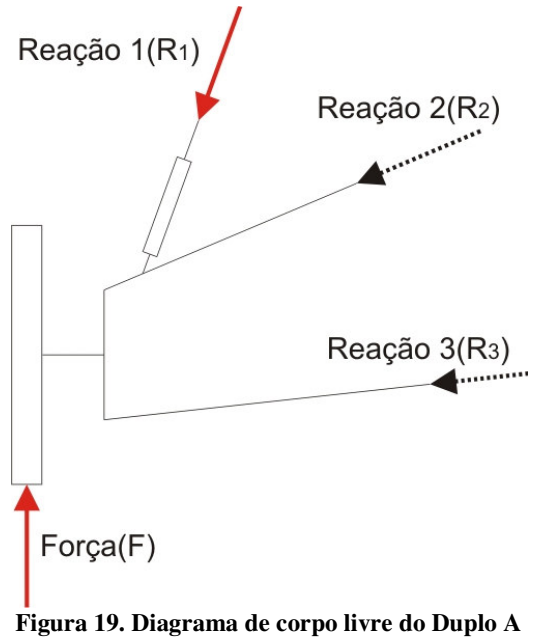

Figura 19. Diagrama de corpo livre do Duplo A

A reação 1 (R1) mostrada na figura é a força desejada para o cálculo da rigidez da mola real, e pode ser calculada com a equação abaixo:

$$R_1 = \frac{F * b}{\cos(\alpha_3) * a} \qquad 3.2.1$$

As reações 2 e 3 (R2 e R3) não são relevantes para o curso vertical da suspensão e para o cálculo da transferência, já que o cálculo é estático. Quando envolve reações dinâmicas esses esforços se tornam muito importantes na análise estrutural da própria bandeja e dos impactos no chassi, principalmente em manobras e nos trancos fortes originados da pista.

O cálculo da variação de cambagem fica muito simplificado no modelo fazendo a roda subir como mostrado abaixo:

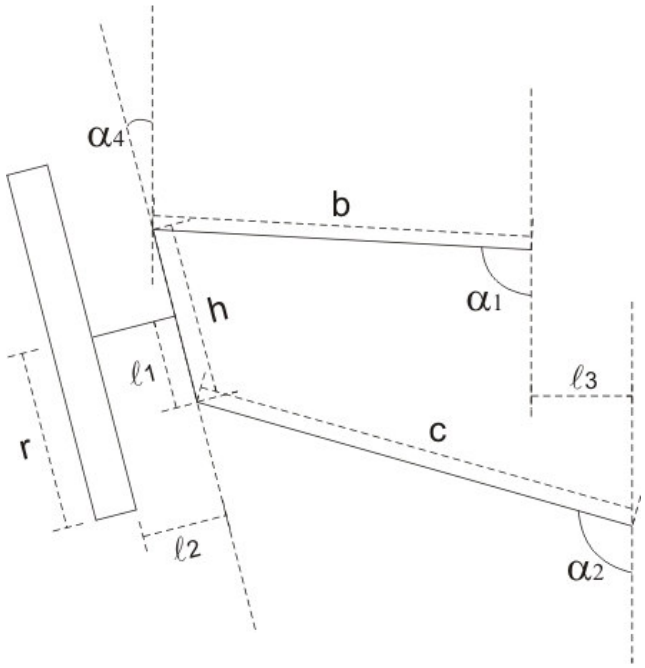

Figura 20. Variação da cambagem no Duplo A.

Devido a geometria do modelo a função sen(α_4) fica como mostrado abaixo:

$$sen(\alpha_4) = \frac{b * sen(\alpha_1) + \ell_3 + c * sen(\alpha_2)}{h} \qquad 3.2.2$$

Para a variação da bitola é preciso avaliar a parte variável da geometria, pois a parte que envolve a estrutura é constante. A figura abaixo mostra como a geometria provoca a variação.

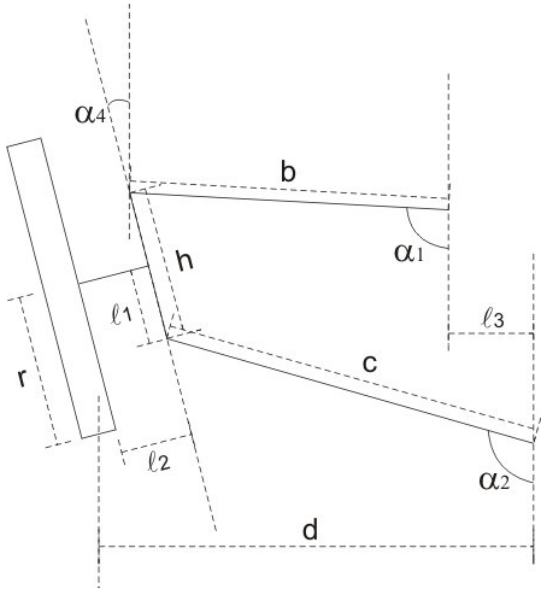

Figura 21. Variação da bitola no Duplo A.

$$d = c * sen(\alpha_2) + \ell_1 * sen(\alpha_4) + \ell_2 * \cos(\alpha_4) - r * sen(\alpha_4) \qquad 3.2.3$$

Substituindo a função da variação de cambagem (α_4) encontrado anteriormente:

$$d = c * sen(\alpha_2) + \ell_1 * \frac{b * sen(\alpha_1) + \ell_3 + c * sen(\alpha_2)}{h} + \ell_2 * \sqrt{1 - \frac{b * sen(\alpha_1) + \ell_3 + c * sen(\alpha_2)}{h}} - r * \frac{b * sen(\alpha_1) + \ell_3 + c * sen(\alpha_2)}{h} \qquad 3.2.4$$

Essa equação é da parte variável da geometria, somando ela 2 vezes com a parte constante da estrutura tem-se o comprimento total da bitola do veículo.

Os modelos de ¼ de veículo e do Duplo A, serão modificados para aplicação de controle na 2ª parte do trabalho.

3.3 Modelo com Atuador

O modelo se difere do modelo duplo A na posição das molas e os graus de liberdade das bandejas. A bandeja inferior agora é fixa e a bandeja superior é de

tamanho variável, onde está o atuador que fará a variação de cambagem. As molas se integram ao conjunto de rodas. O modelo foi construído em sistema multicorpos utilizando o Software MSC/Adams. Nesse modelo, com a geometria da suspensão, será possível estudar todos os seus parâmetros e aplicar funções de controle no atuador verificando o seu funcionamento.

O eixo onde as molas trabalham é o próprio “kingpin”, onde a direção esterça a roda. O modelo foi modificado e construído com uma mola de compressão na parte inferior, diferente do modelo com duas molas, inferior e superior, nesse caso a mola superior deveria ser de tração.

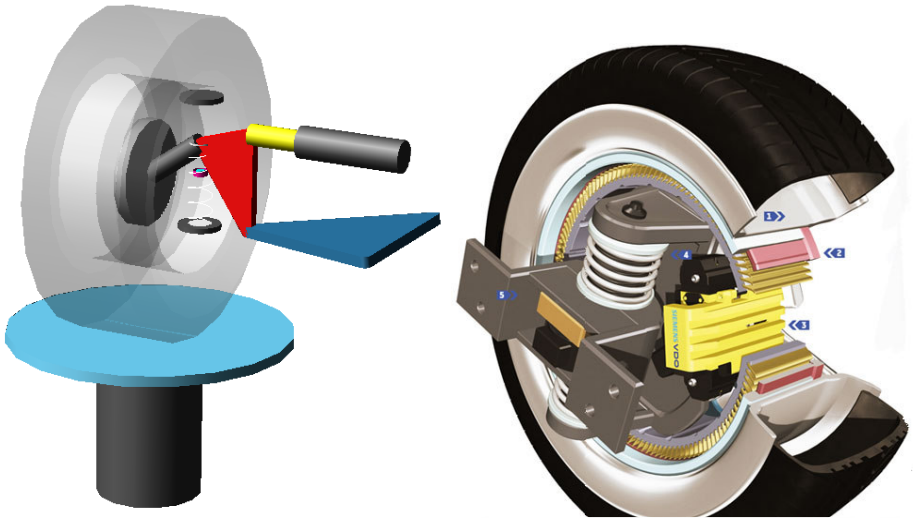

Figura 22. Modelo com atuador e modelo do eCorner da Siemens VDO.

3.4 Modelo Matlab/Simulink

Dois tipos de controle foram modelados para testar os resultados, um controle PID e o outro controle P utilizando, ganhos proporcionais, mas no conceito Sky Hook.

No controle PID a idéia foi controlar a aceleração da carroceria e a posição da roda, na tentativa de diminuir as acelerações na carroceria e manter o contato pneu/solo, minimizando a variação da sua posição.

O controle Sky Hook utiliza as velocidades da carroceria e da roda, aplicando ganhos proporcionais. Esse controle aparentemente é muito limitado, mas seu conceito é muito forte, tornando o controle muito eficiente. O controle Sky Hook foi escolhido para fazer o modelo do veículo completo.

3.4.1 Controle PID e Espaço de estados

Aplicando a Transformada de Laplace nas equações do modelo de ¼ de carro:

$$M\,s^2 X_2(s) = -K_2(X_2(s) - X_1(s)) - Cs(X_2(s) - X_1(s)) + F_s(s) \qquad \text{Eq 3.4.1.1}$$

$$ms^2 X_1(s) = K_2(X_2(s) - X_1(s)) + Cs(X_2(s) - X_1(s)) + K_1(X(s) - X_1(s)) - F_u(s) \qquad \text{Eq 3.4.1.2}$$

Fazendo Fs(s) e Fu(s) iguais a 0, temos as seguintes funções de transferência:

$$X_2(s) = \frac{(K_2 + Cs)X_1(s)}{Ms^2 + k_2 + Cs} = G_1(s)X_1(s) \qquad \text{Eq 3.4.1.3}$$

$$X_1(s) = \frac{(K_2 + Cs)X_2(s) + K_1X(s)}{Ms^2 + K_1 + K_2 + Cs} = G_2(s)X_2(s) + G_3(s)X(s) \qquad \text{Eq 3.4.1.4}$$

Definindo os Parâmetros:

K1=160 kN/m

K2=16 kN/m

M=240 kg

M=35 kg

C=1,2 kN.s/m

Resolvendo as equações no espaço de estados as matrizes são:

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A} \cdot \mathbf{x} + \mathbf{B} \cdot \mathbf{u}$$
$$\mathbf{y} = \mathbf{C} \cdot \mathbf{x}$$

Eq 3.4.1.5

A =

1.0e+003 *

0	0.0010	0	0
-0.0667	-0.0050	0.0667	0.0050
0	0	0	0.0010
0.4571	0.0343	-5.0286	-0.0343

B =

1.0e+003 *

0
0
0
4.5714

C =

1	0	0	0
0	0	1	0

As funções de transferência são:

X2/X=(0.2286*s + 3.0476)/)/(1*s^4 + 0.0393*s^3 + 5.0952*s^2 + 0.0229*s + 0.3048)

X1/X=(0.0457*s^2 + 0.2286*s + 3.0476)/(1*s^4 + 0.0004*s^3 + 0.0510*s^2 + 0.2286*s + 3.0476)

Os pólos são:

-17.5270 +67.6558i

-17.5270 -67.6558i

-2.1159 + 7.6103i

-2.1159 - 7.6103i

O zero da primeira função de transferência é:

-13.3316

Os gráficos com os respectivos pólos e zeros da massa suspensa (X2) estão plotados abaixo:

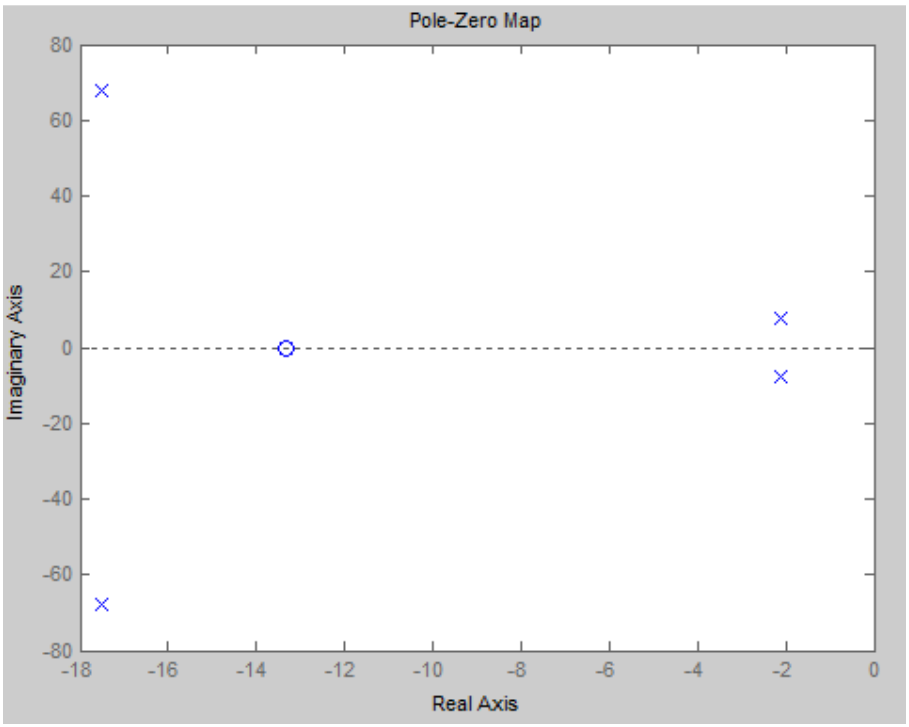

Figura 23. Pólos e zeros da função de transferência para X2.

Os zeros da segunda função de transferência são:

-2.5011 + 7.7738i

-2.5011 - 7.7738i

Os gráficos com os respectivos pólos e zeros da massa não suspensa (X1) estão plotados abaixo:

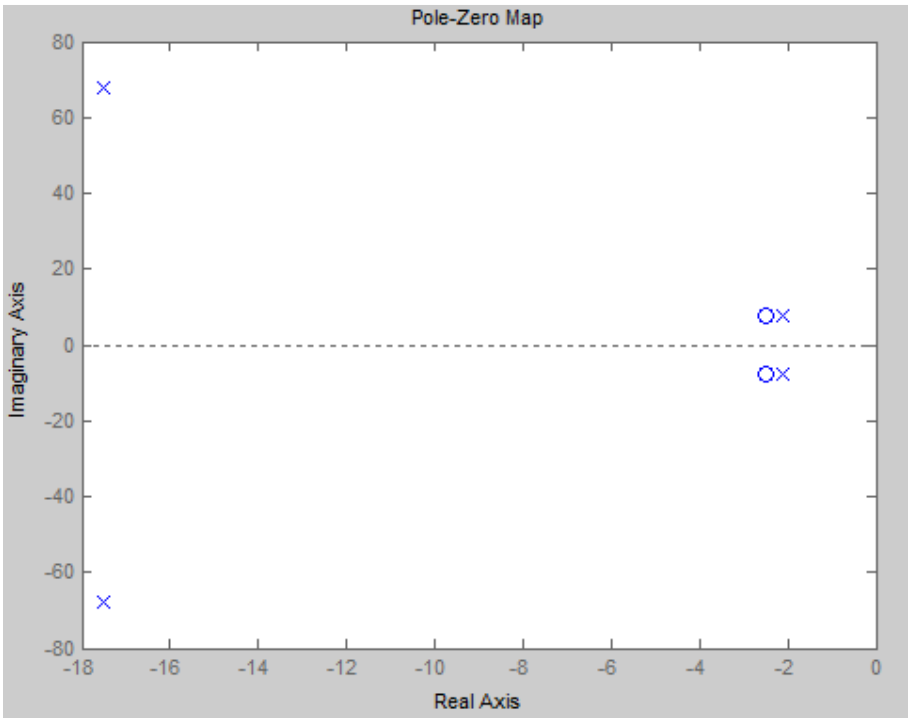

Figura 24. Pólos e zeros da função de transferência para X1.

Os diagramas de bode são mostrados a seguir:

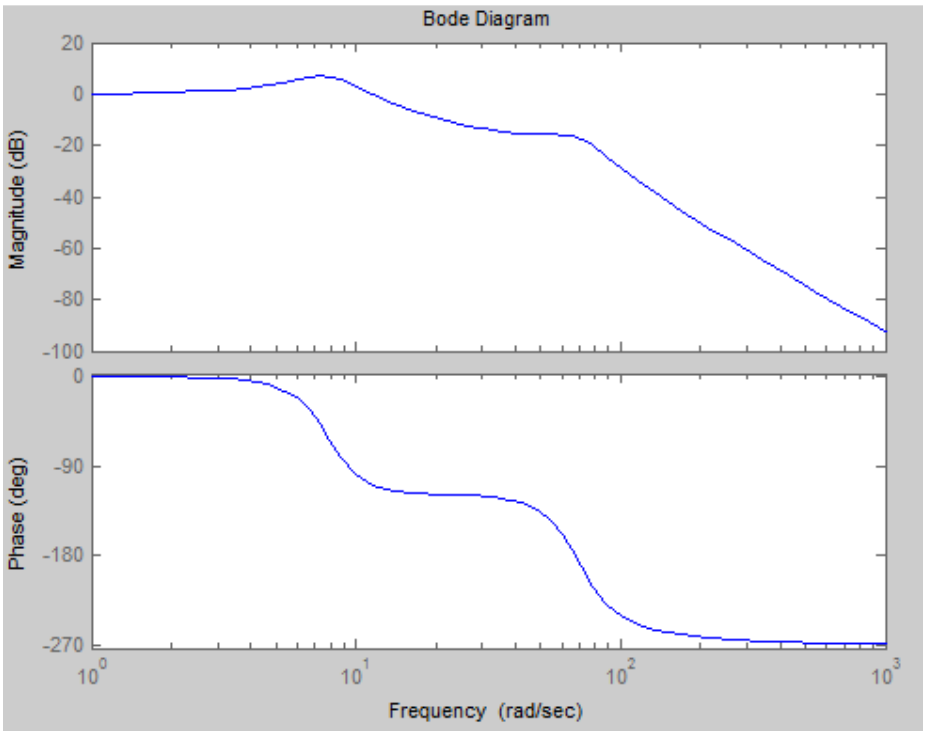

Figura 25. Diagrama de Bode da função de transferência para X2. As freqüências naturais são aproximadamente 7,8 e 70,5 rad/seg.

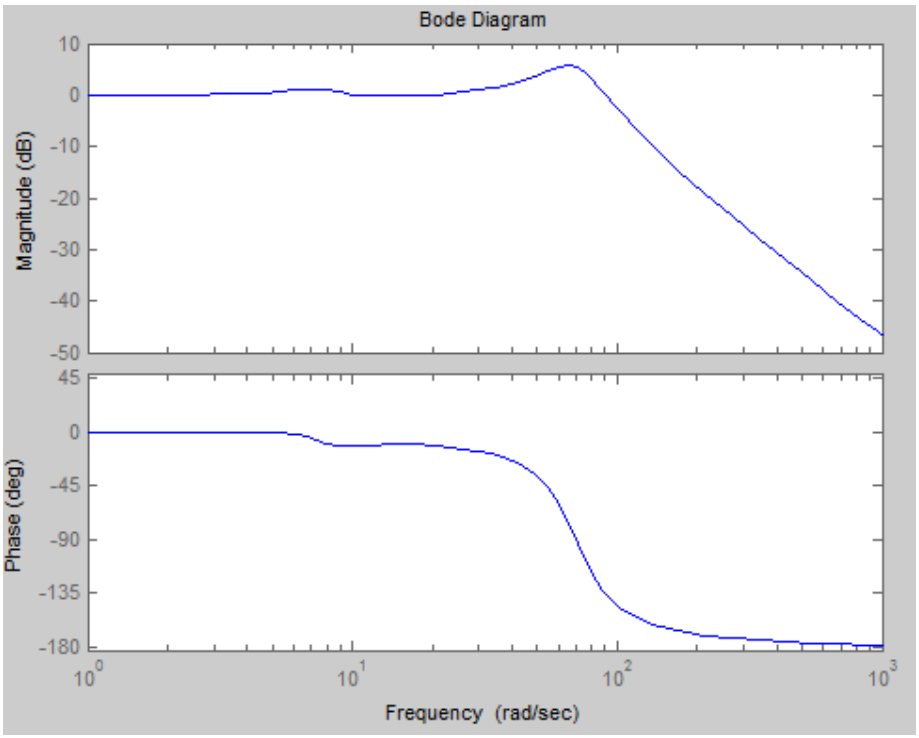

Figura 26. Diagrama de Bode da função de transferência para X1. As freqüências naturais são aproximadamente 7,8 e 70,5 rad/seg.

O Sistema foi resumido da seguinte maneira para a aplicação de controle:

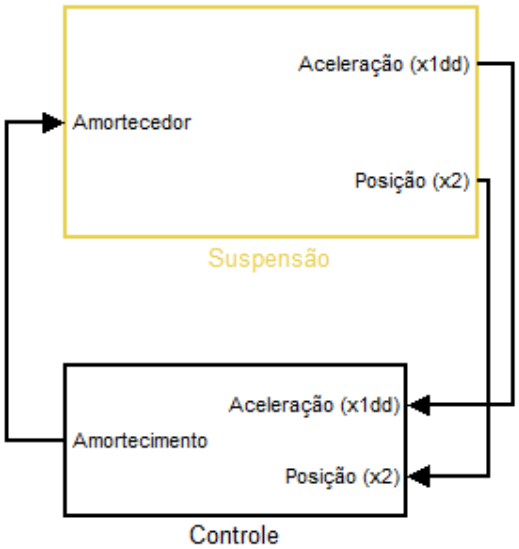

Figura 27. Diagrama dos Subsistemas.

As variáveis a serem controladas são a aceleração da massa suspensa e a posição da massa não suspensa. A atuação do controle é através do amortecedor, variando a constante de amortecimento.

A figura abaixo ilustra o subsistema suspensão, com a entrada sendo o comando e as saídas a aceleração e a posição.

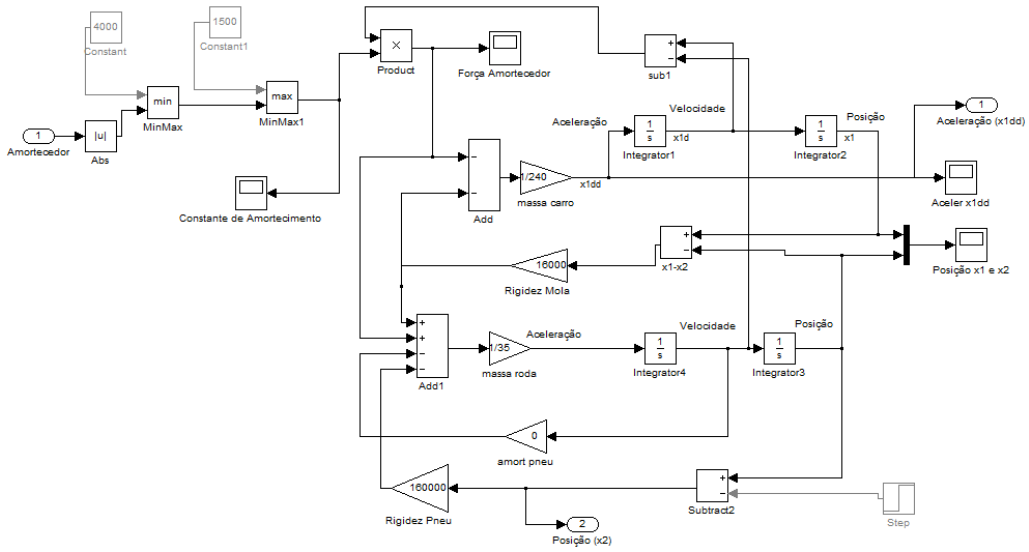

Figura 28. Subsistema suspensão.

3.4.2 Controle Sky Hook

O modelo de ¼ de carro foi construído no software Matlab/Simulink e nele foi aplicado o conceito do Sky hook damper. Para fazer o controle ativo com o conceito Sky hook deve-se medir as velocidades tanto da carroceria como da roda. Cada uma dessa velocidade estará associada a um ganho, que dará o coeficiente de amortecimento mais adequado, ou seja, se somente a carroceria estiver se movendo o coeficiente de amortecimento deverá ser maior, caso contrário o amortecimento deverá ser menor, para poder atuar no movimento da roda sem perturbar a carroceria. Para isso o ganho associado a velocidade da carroceria deverá ser maior do que o ganho associado a velocidade da roda. Numa simulação em tempo real isso acontece simultaneamente, ambas as velocidades são medidas e no controle a saída é a força de amortecimento. A figura 29 mostra o modelo massa mola do Quarter Car que

alimenta o bloco de controle com as velocidades, e o bloco de controle devolve ao modelo do Quarter Car a força do amortecimento.

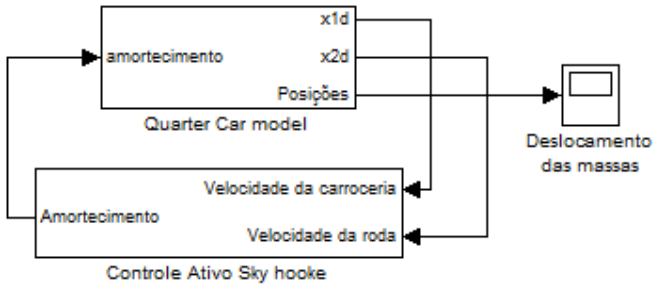

Figura 29. Modelo com controle Sky hook no Simulink.

No Bloco do Quarter Car tem ainda uma saída que são as posições das massas, para verificar o funcionamento do controle. É importante ressaltar que o sistema continua com um único amortecedor atuando entre a carroceria e a roda, mas o amortecimento é controlado como se estivesse mais um amortecedor apoiado no céu, conforme foi explicado no conceito Sky Hook. A figura 30 mostra o diagrama de blocos do controle Sky Hook.

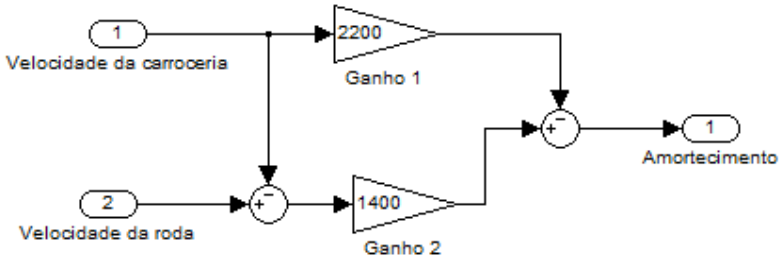

Figura 30. Bloco do controle ativo Sky Hook.

4. Resultados

Diversas simulações foram realizadas e elas serão apresentadas em tópicos para facilitar o entendimento das etapas.

4.1 Simulação do Controle PID

As simulações feitas são a resposta a um impulso numa situação com a atuação do controle e na outra com uma constante de amortecimento correspondente a 40% da crítica, encontrado em veículos de passeio.

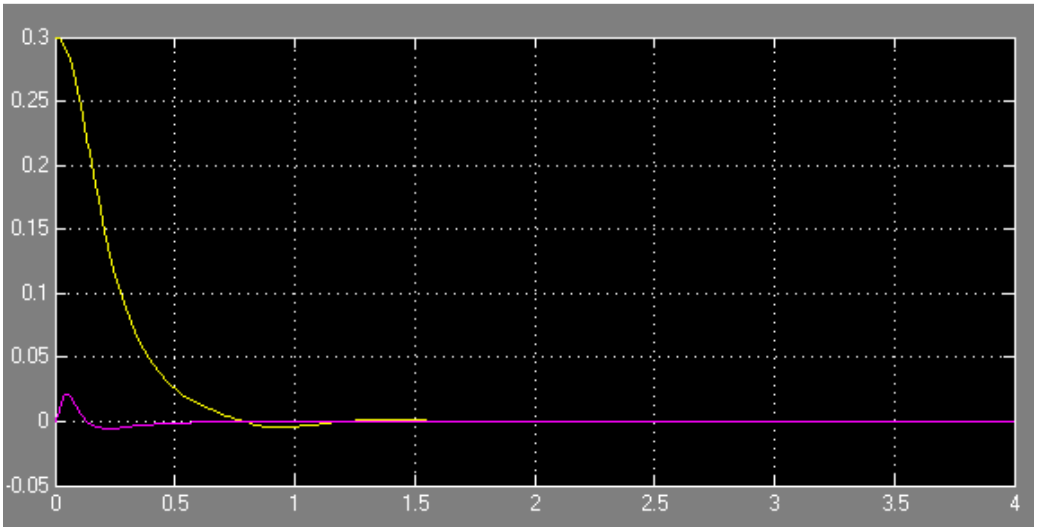

Figura 31. Simulação com controle. A linha amarela é a posição da carroceria (X2) e roxa a posição da roda (X1).

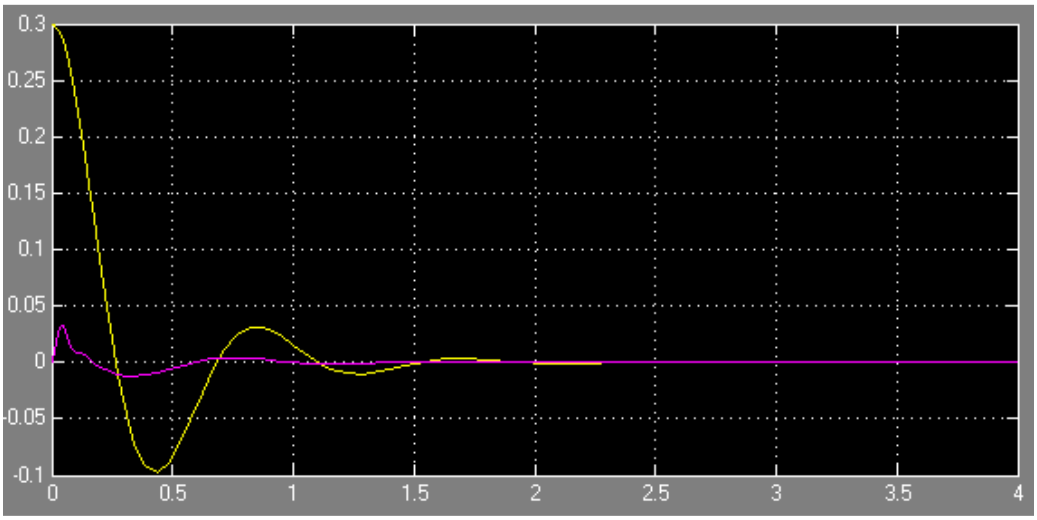

Figura 32. Simulação sem controle. A linha amarela é a posição da massa suspensa (X2) e roxa a posição da massa não suspensa (X1).

O controle PID funciona bem, porém os ganhos devem ser ajustados e essa é uma parte muito trabalhosa, se os ganhos não forem otimizados, o controle também não terá a performance desejada.

4.2 Simulação do Sky Hook no Simulink

Foi feita a comparação entre 3 modelos do Quarter Car:

- Amortecedor convencional (40% da crítica)
- Sky Hook convencional (amortecedor ligado ao céu)
- Sky Hook com controle ativo, utilizando apenas um amortecedor entre a carroceria e a roda, mas controlando a força de amortecimento de acordo com as velocidades

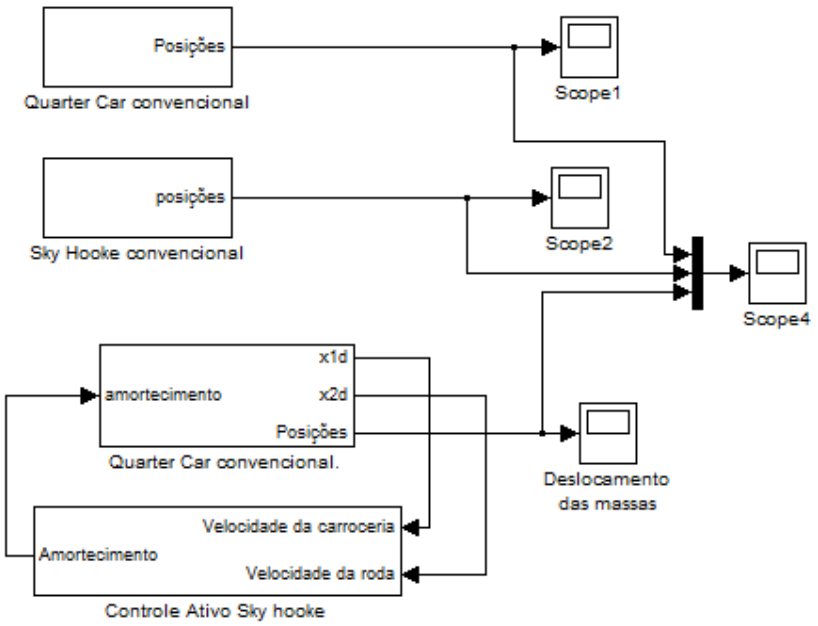

Figura 33. Diagrama de blocos para comparação dos modelos.

Dessa forma foi possível comparar as posições das massas e verificar o funcionamento de cada modelo. O gráfico 2 mostra a resposta da simulação devido a um deslocamento inicial de 0,1m acima da posição inicial da massa da carroceria. Nas curvas pode-se notar claramente as diferenças, a amarela e as verdes são os movimentos da carroceria, do Quarter Car convencional e utilizando o conceito Sky Hook, respectivamente. O movimento das rodas são, em vermelho do Quarter Car convencional, a roxa do Sky hook com amortecedor no céu e a azul do Sky Hook com controle, utilizando o amortecedor convencional do Quarter car, porém como se tivesse um amortecedor ligado ao céu.

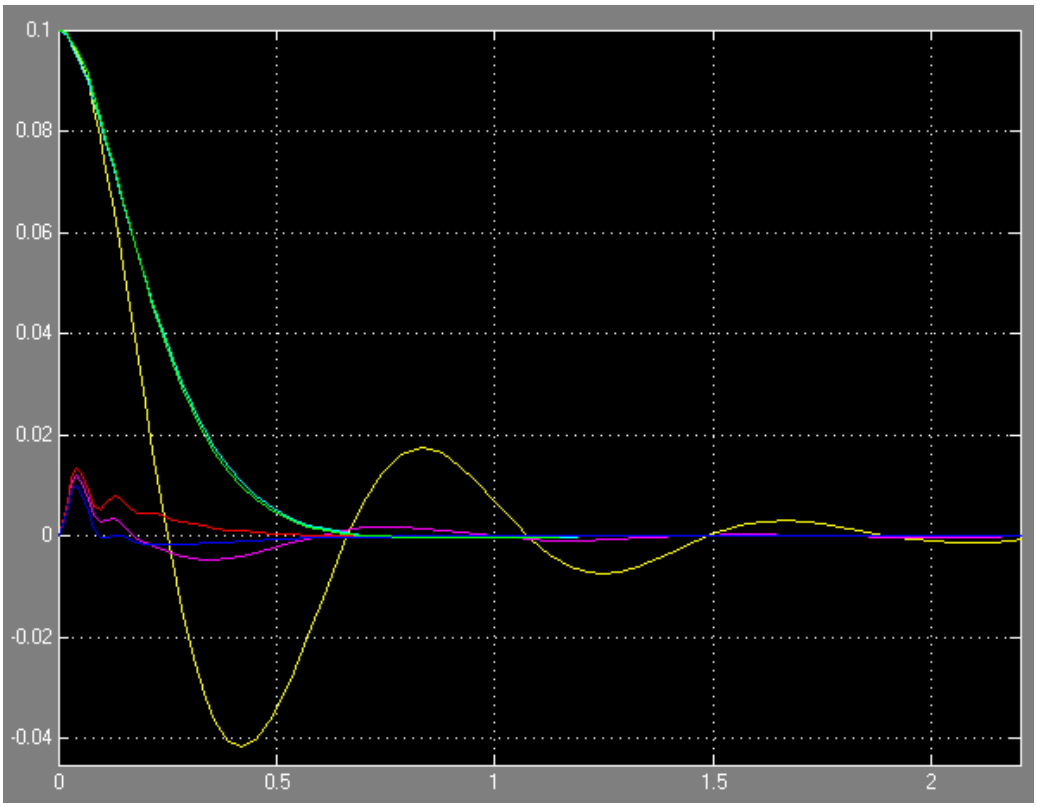

Gráfico 2. As curvas acima mostram claramente a diferença devido a força de amortecimento. O primeiro modelo Quarter Car convencional são as linhas amarela e roxa, posição da carroceria e da roda, respectivamente. O segundo e terceiro modelos estão praticamente iguais, as linhas verdes são da carroceria e na roda há uma pequena diferença, sendo a vermelha do Sky Hook convencional e a azul do controle.

4.3 Verificação dos parâmetros cinemáticos

Foram realizadas análises da suspensão para avaliar o seu funcionamento e a variação dos parâmetros, como centro de rolagem, variação da bitola, deslocamento do atuador e força do atuador.

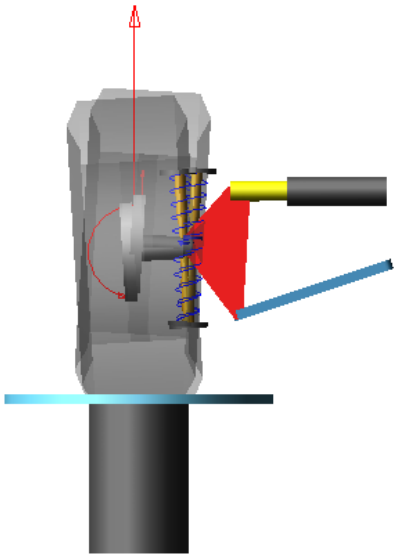

Figura 34. Ação do Atuador.

As análises feitas são estáticas e com a variação da cambagem apenas. Na figura 34 é possível observar o funcionamento do mecanismo na variação do ângulo de cambagem devido à ação do atuador. O atuador se move na posição estática do veículo. A figura 35 mostra a relação entre o deslocamento do atuador e a respectiva variação do ângulo de cambagem. Verifica-se que posicionamento do mecanismo permite considerar uma relação linear entre as duas variáveis. A medida que seja aumentado o deslocamento do atuador, o ângulo de cambagem começa a variar menos, mas com uma variação da inclinação muito pequena, podendo ser desprezado e manter a relação linear.

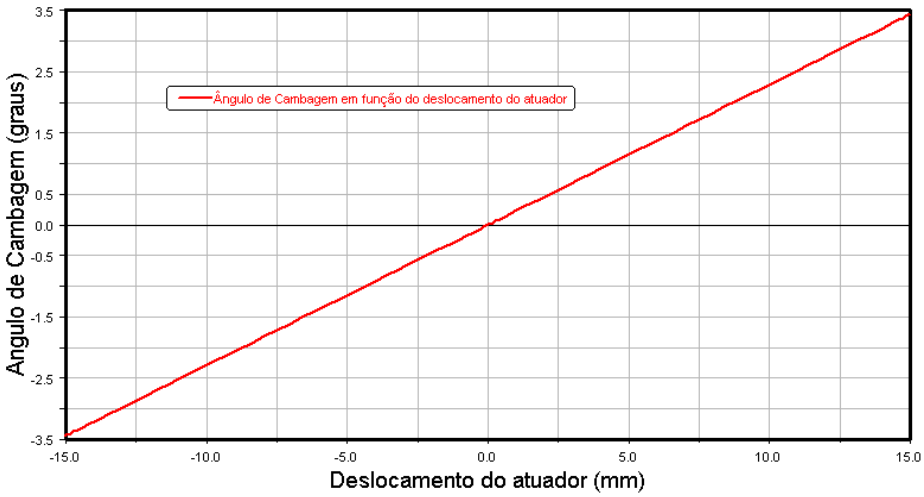

Figura 35. Ângulo de Cambagem em função do deslocamento do Atuador.

A força que atuador faz não é constante, mas podemos observar que também pode ser aproximado por uma reta como mostrado na figura 36. Essa força é estática, durante uma manobra ou com o veículo em marcha passando por obstáculos, a força no atuador deve variar consideravelmente, sabendo que ele também deve ser um elemento estrutural no mecanismo. Porém essa força deve ser prevista para dimensionamento do atuador.

Outro fator que não é desejável é a variação da bitola. Esta variação gera esforços desnecessários na suspensão, que com certeza tem uma parcela importante na força que o atuador realiza. Esse arrasto lateral também irá provocar um desgaste do pneu em longo prazo. A variação pode ser observada na imagem 37.

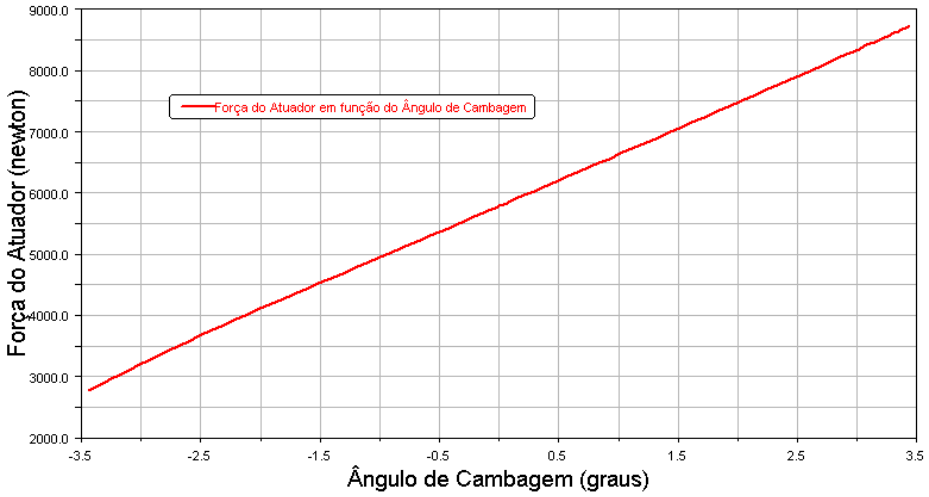

Figura 36. Força do Atuador em função do Ângulo de Cambagem.

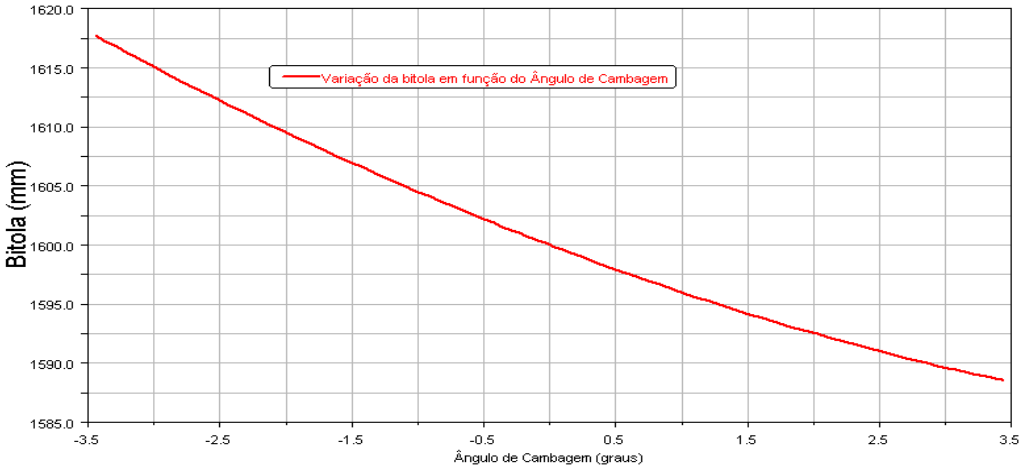

Figura 37. Variação da bitola em função do Ângulo de Cambagem.

O centro instantâneo de rotação da roda vai para o infinito, pois o curso da suspensão faz a roda se deslocar sobre uma reta vertical, conferindo uma curva de raio infinito. Dessa forma a altura do Centro de Rolagem do veículo não variará com o curso da suspensão, mas terá uma variação devido à cambagem, como mostrado na figura 38, que também é linear.

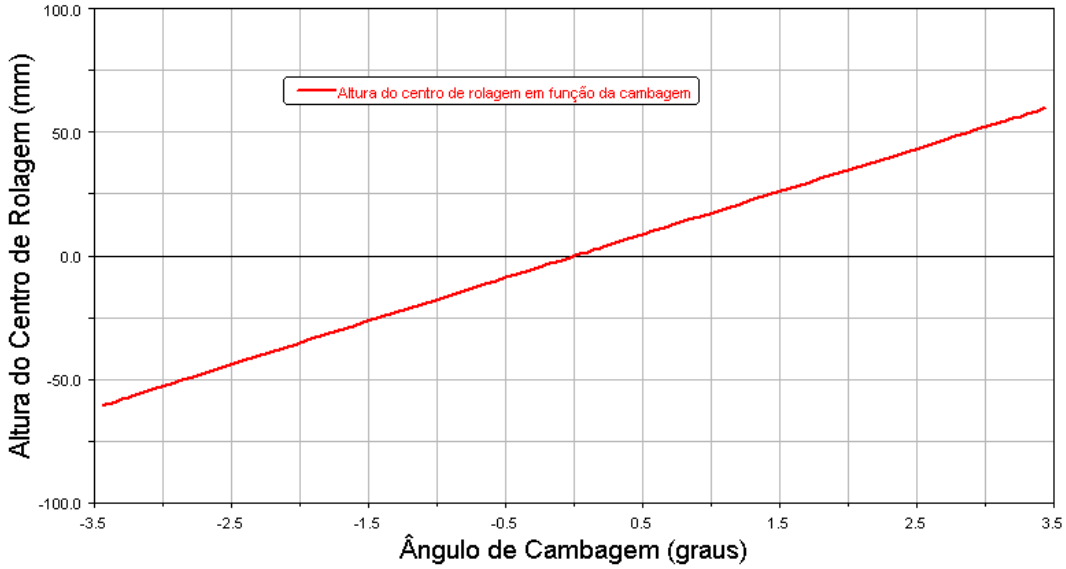

Figura 38. Variação da Altura do Centro de Rolagem em função do Ângulo de Cambagem.

4.4 Simulação Dinâmica no Software Adams/Car

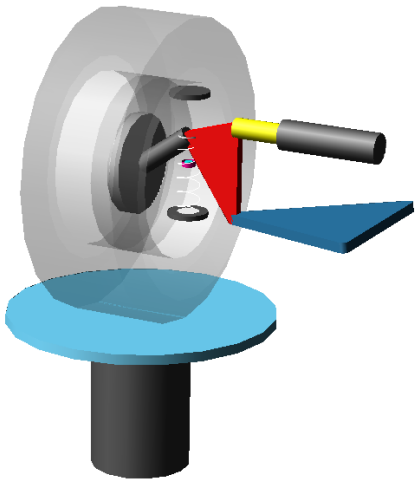

Figura 39. Modelo com atuador

O modelo apresentado anteriormente foi ligeiramente modificado como mostrado na figura a seguir:

A principal modificação foi a retirada da mola superior que deveria ser, pelo seu posicionamento, uma mola de tração, o que dificultaria a sua utilização no local com espaço reduzido. Para isso o comprimento da mola inferior foi aumentado e o seu ponto de aplicação foi elevado. A suspensão possui

batentes e um modelo de pneu convencional para veículos de passeio, PAC89, que utiliza a "Magic Formula" do Pacejka, apesar de ser um modelo simples já caracteriza bem algumas não linearidades do pneu.

Após juntar os subsistemas suspensão, direção, rodas e carroceria, foi possível montar o veículo completo. Nos modelos foram definidas as variáveis de estado bem como as que seriam de entrada e saída.

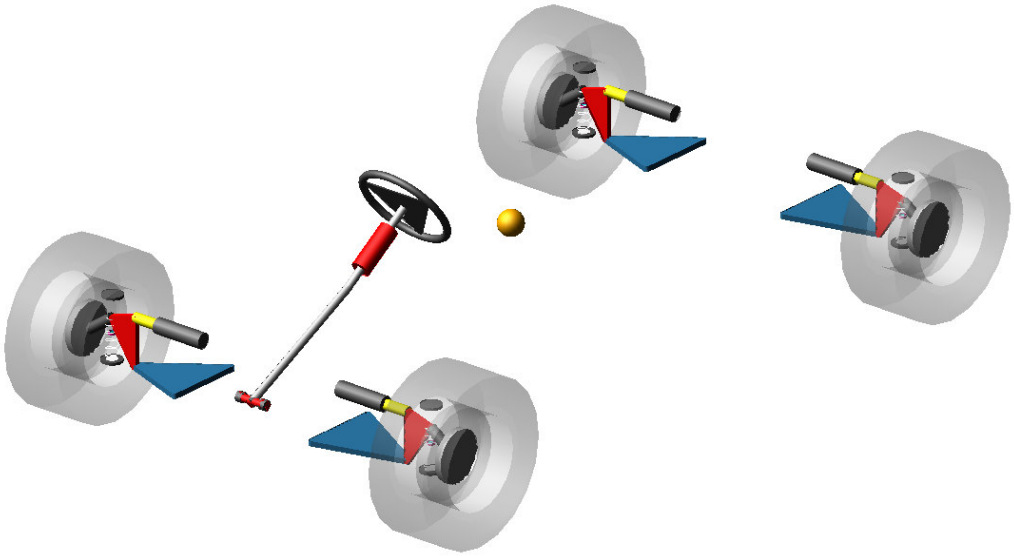

Figura 40. Modelo completo no Adams/Car

4.4.1 Interação Adams/Matlab

Para fazer a simulação com controle foi preciso juntar os softwares Adams e Matlab/Simulink. Definidas as variáveis no Adams, pode-se então gerar o bloco de entradas e saídas com os parâmetros da simulação, que será utilizado para controle no software Simulink.

O modelo completo do veículo possui controle da cambagem e do amortecimento, conforme o objetivo deste trabalho. A figura 41 mostra a montagem completa dos blocos no Simulink para simular o veículo completo junto com o Adams. O bloco em laranja representa o modelo do veículo no Adams, com as entradas e saídas das variáveis de estado desejadas para o controle. Em azul se encontra o controle do amortecimento, sendo alimentado pelas velocidades da carroceria e da roda. O bloco verde do lado direito faz o controle da cambagem,

sendo alimentado pelo ângulo de rolagem e a aceleração lateral que está sendo imposta na carroceria. O controle direcional se encontra no bloco vermelho.

As simulações foram feitas com dois tipos de manobra utilizando um veículo normal sem controle e um veículo com controle atuando. A primeira manobra é uma "Iso Lane Change", que seria uma ultrapassagem numa estrada, a velocidade da manobra foi de 60 km/h. A segunda simulação é em linha reta, porém com uma entrada degrau de 100 mm, a 30 km/h. Em cada uma das simulações é possível comparar diversas variáveis, porém aquelas que serão comparadas são:

- Ângulo de cambagem
- Ângulo de rolagem
- Posição vertical do CG
- Ângulo de "Pitch"

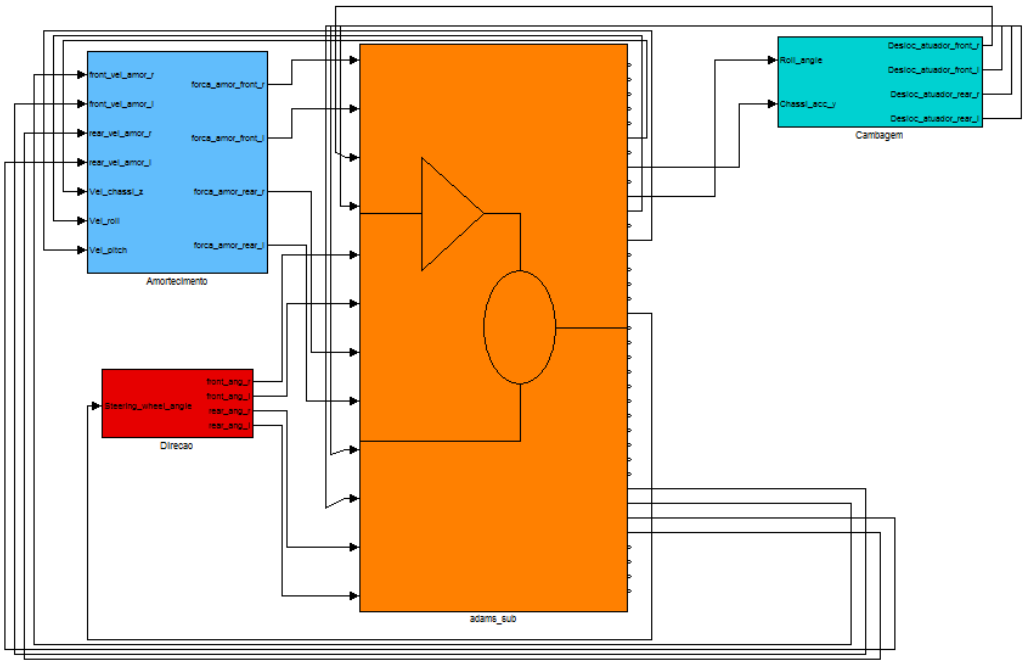

Figura 41. Bloco completo para simulação do veículo completo.

No controle da cambagem foram simuladas condições diferentes, uma somente com o controle sobre a rolagem, ou seja, tentando sempre manter o pneu perpendicular com pista e a segunda foi com a rolagem mais uma compensação devido à aceleração lateral do veículo. O gráfico 3 é uma simulação de ultrapassagem, mostrando a variação do ângulo de rolagem e o controle da

cambagem tentando mantê-lo sempre próximo de zero, é possível verificar também o deslocamento do atuador alterando a cambagem. O gráfico 4 também é uma simulação de ultrapassagem, mas dessa vez o controle, além de atuar divido ao ângulo de rolagem, leva-se em consideração a aceleração lateral do veículo, tentando compensar um pouco com uma cambagem a favor, que contribui para a força lateral no pneu.

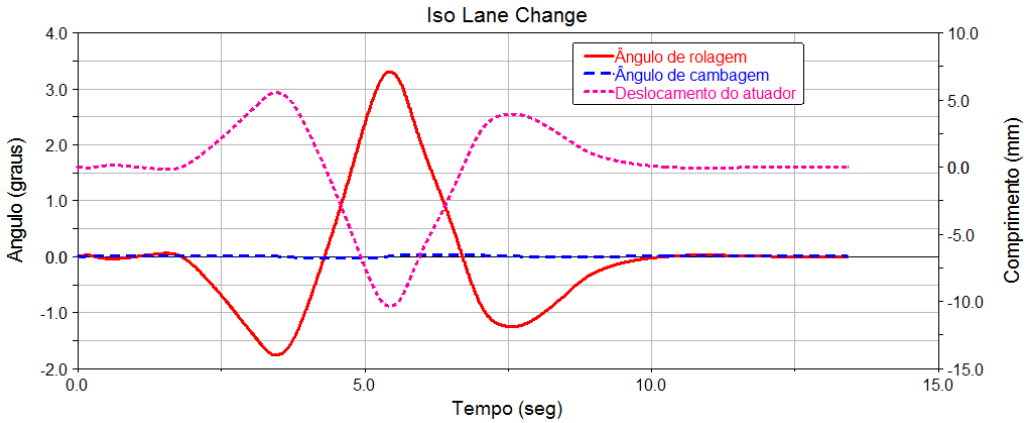

Gráfico 3. Controle da cambagem levando em conta somente a rolagem do veículo, tentando manter o pneu sempre perpendicular com a pista.

Ainda no gráfico 4, as curvas em azul são sem controle, e as curvas em vermelho as simulações com o controle de cambagem. O ângulo de rolagem dos dois modelos são bem próximas, a diferença é devida ao deslocamento do atuador. Na situação normal e na com controle, verifica-se que a cambagem são opostas, isso mostra que o controle além e corrigir a cambagem devido à rolagem, também acrescentou uma compensação devido à aceleração lateral.

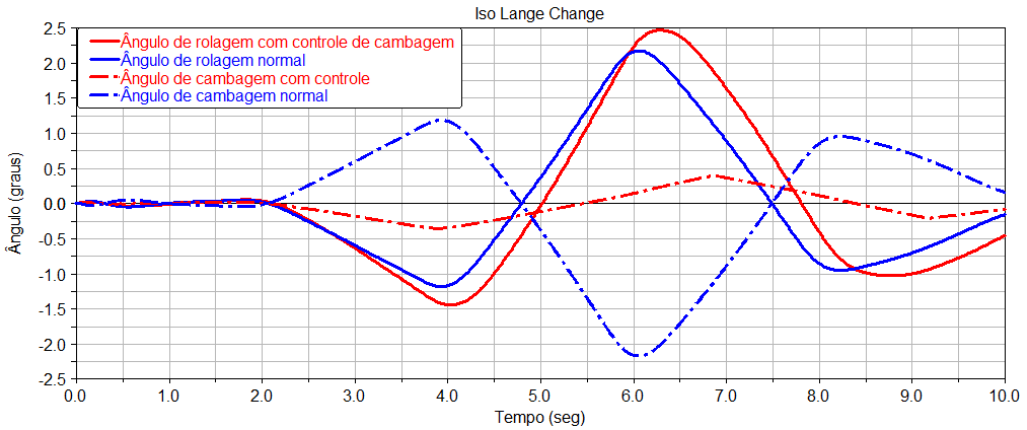

Gráfico 4. Controle da cambagem com compensação devido à aceleração lateral do veículo.

Na simulação em linha reta com entrada degrau observa-se, devido ao controle do amortecimento, tanto uma convergência mais rápida como menores amplitudes das oscilações. No gráfico 5 os dois picos seguidos no início são as entradas das rodas dianteiras e das rodas traseiras, respectivamente. O ângulo de "Pitch" pode ser observado no gráfico 6. A melhora da resposta do controle é facilmente observada em ambos os casos.

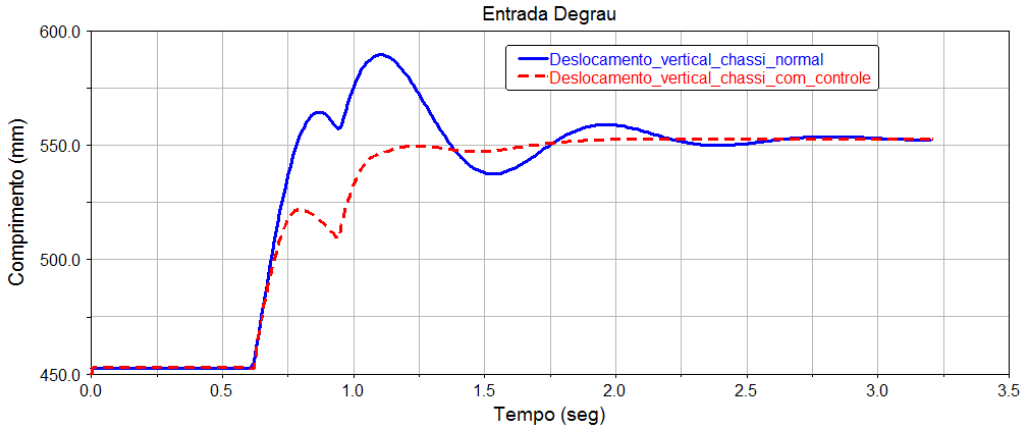

Gráfico 5. Resposta do deslocamento vertical da carroceria devido à entrada degrau.

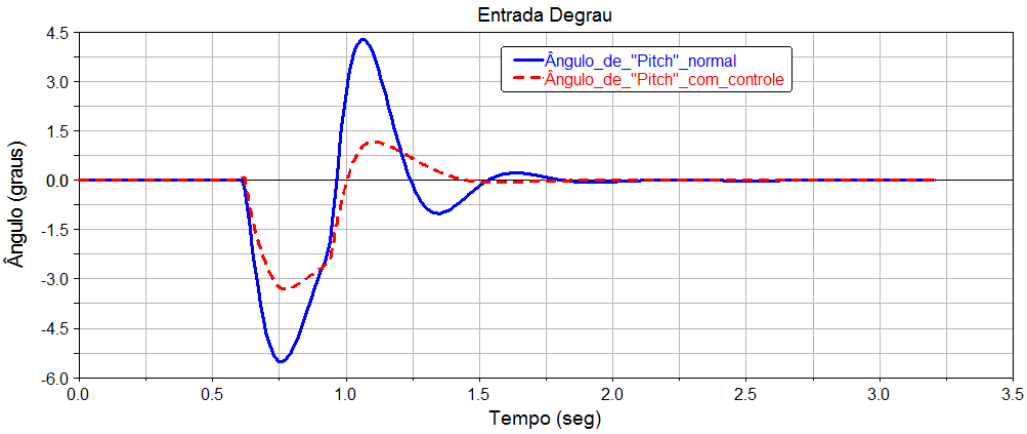

Gráfico 6. Resposta do ângulo de "Pitch" devido à entrada degrau.

5. Discussão

Nesse trabalho foi possível unir a suspensão à roda e construir um modelo com atuador para variação de cambagem. Nessa geometria, a simulação do curso de suspensão com cambagem zero não foi feita, pois as variações dos parâmetros são

nulas. A roda sobe e desce numa reta, sem variação da bitola, do centro de rolagem, da convergência e claro da cambagem que é a variável de controle.

O controle de ¼ de veículo foi feito com sucesso e, tendo após ter construído o modelo completo do veículo no Adams/Car, foi relativamente simples aplicar o controle ao veículo todo. Outros dois trabalhos de conclusão de curso também utilizam esse novo conceito, porém seus objetivos são controlar a estabilidade utilizando os freios e no utilizando os ângulos de esterçamento.

6. Conclusões

O modelo de suspensão com atuador e com a suspensão integrada ao conjunto de roda se mostrou aplicável. Analisando os parâmetros cinemáticos da suspensão verifica-se que os valores são ótimos se comparados com uma suspensão convencional e grande parte das variações encontradas é linear, com a vantagem de se poder controlar a cambagem.

As simulações integradas dos softwares foram bem sucedidas e controle aplicado funcionou acima das expectativas. Este trabalho mostra como diversos sistemas de controle podem atuar juntos em tempo real.

O atuador na bandeja consegue atuar bem sobre a cambagem, sendo possível aperfeiçoar ainda mais o seu controle, levando em consideração as cargas normais nos pneus.

No amortecimento os resultados foram ótimos, é importante ressaltar que foi simples e eficiente a aplicação da teoria do Sky hook, mostrando que funciona perfeitamente bem.

7. Bibliografia

1. Rill, G. SHORT COURSE ON VEHICLE DYNAMICS, Apostila do curso ministrado na Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, FEM-Unicamp, 2007, Campinas, Brasil.
2. Pacejka, H. B. TYRE AND VEHICLE DYNAMICS, 2 ed., Elsevier, Burlington, 2006, Inglaterra. 642 p.
3. Gillespie, T. D. FUNDAMENTALS OF VEHICLE DYNAMICS, Warrendale, PA : Society of Automotive Engineers, c1992.
4. Genta, Giancarlo MOTOR VEHICLE DYNAMICS : MODELING AND SIMULATION; Singapore : World Scientific, 2003.
5. Milliken, William F RACE CAR VEHICLE DYNAMICS; Warrendale : Society of Automotive Engineers, 1995.
6. Reimpell, Jornsen AUTOMOTIVE CHASSIS : ENGINEERING PRINCIPLES; Warrendale : Society of Automotive Engineers, 1996.
7. Thomson, W. T. TEORIA DA VIBRAÇÃO COM APLICAÇÃO, Rio de Janeiro, Interciencia, 1978.
8. Madureira, O. M. CURSO DE SUSPENSÃO E CONFORTO, AEA, 2001.
9. Madureira, O. M. CURSO DE DIREÇÃO E ESTABILIDADE, AEA, 2001.
10. Canale, A. C. AUTOMOBILÍSTICA: DINÂMICA E DESEMPENHO, São Paulo: Erica, 1989.
11. Trigo, Daniel C. L. PROJETO DE SUSPENSÃO PARA UM FÓRMULA SAE, ; orient. Roberto Spinola Barbosa, São Paulo: EPUSP, 2005.
12. Ceccolini, G. METODOLOGIA PARA O PROJETO DO SISTEMAS DE SUSPENSÃO DO MINI-BAJA / GIANFRANCO CECCOLINI ; orient. Marcelo Massarini, São Paulo: EPUSP, 2003.
13. Hac, Aleksander. ROLLOVER STABILITY INDEXINCLUDING EFFECTS OF SUSPENSION DESIGN; Delphi Automotive System, SAE TECHNICAL PAPER, 2002.
14. Eslaminasab, Nima. DEVELOPMENT OF A SEMI-ACTIVE INTELLIGENT SUSPENSION SYSTEM FOR HEAVY VEHICLES University of Waterloo, Ontario, Canada, 2008: ©Nima Eslaminasab 2008
15. M. Jonasson, ASPECTS OF AUTONOMOUS CORNER MODULES AS AN ENABLER FOR NEW VEHICLE CHASSIS SOLUTIONS. Licentiate thesis, Vehicle dynamics, KTH, Sweden, 2006 .
16. Blundell, Michael. MULTIBODY SYSTEMS APPROACH TO VEHICLE DYNAMICS. Oxford; Burlington, MA : Elsevier Butterworth-Heinemann, 2004.
17. Gueler, Gabriel F. SUSPENSÃO DE VEÍCULOS PROJETO E ANÁLISE – VOLUME 2, CONCEITOS AVANÇADOS.